

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL**  
**CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DA TECNOLOGIA**  
**CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**DIEGO TOMAZZONI**

**ANÁLISE DO SISTEMA HIDRÁULICO DE DIREÇÃO**  
**APLICADO A UM CAMINHÃO FORA-DE-ESTRADA**

**CAXIAS DO SUL**

**2014**

**DIEGO TOMAZZONI**

**ANÁLISE DO SISTEMA HIDRÁULICO DE DIREÇÃO  
APLICADO A UM CAMINHÃO FORA-DE-ESTRADA**

Trabalho de Estágio II apresentado à  
Universidade de Caxias do Sul como  
requisito parcial para a obtenção do título de  
Engenheiro Mecânico.

Supervisor: Prof. Dr. Eduardo Nabinger

**CAXIAS DO SUL**

**2014**

DIEGO TOMAZZONI

**ANÁLISE DO SISTEMA HIDRÁULICO DE DIREÇÃO  
APLICADO A UM CAMINHÃO FORA-DE-ESTRADA**

Trabalho de conclusão do curso de Engenharia Mecânica apresentado como requisito para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico na Universidade de Caxias do Sul.

Aprovado em 27 / 11 / 2014

**Banca Examinadora:**



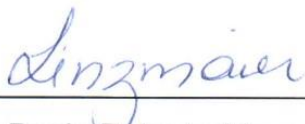
Prof. Eduardo Nabinger, Dr. Eng. Mec.

Supervisor de estágio



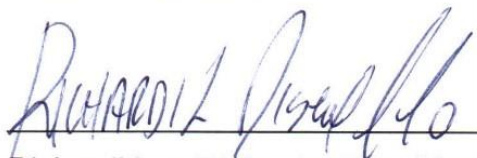
Prof. Sandro Tomaz Martins, Msc. Eng. Mec.

Professor convidado



Prof. Paulo Roberto Linzmaier, Msc. Eng. Mec.

Professor convidado



Richardi Leo Pistorelo, Eng. Mec.

Orientador da empresa

## **RESUMO**

Este trabalho teve como objetivo a análise dinâmica do sistema hidráulico de direção utilizado em um caminhão fora-de-estrada de uso na mineração e em pedreiras. Com a análise foi possível verificar o dimensionamento do sistema e reproduzi-lo em um modelo virtual, através de um software de uso comercial que nos permite a alteração de componentes para análise comparativa de funcionamento. Após o modelo virtual definido e consolidado como a representação do sistema real, foi avaliada a substituição da bomba de engrenagens utilizada por uma bomba de pistões com fluxo variável com o objetivo de comparar as energias hidráulicas geradas para o atendimento da mesma demanda requerida.

Palavras-chaves: Sistema hidráulico de direção. Caminhão fora-de-estrada. Simulink.

## **ABSTRACT**

This study had as its purpose the dynamic analysis of the hydraulic steering system on a off-road dump truck used in mining and quarrying. With the analysis was possible to verify the system design and reproduce it on a virtual model through a commercial software that allows changing components for comparative analysis of functioning. After defined and consolidated as the virtual representation of the real system model, the replacement of the gear pump used by a piston pump with variable flow with the objective of comparing the hydraulic power generated to meet the same demand required will be assessed.

**Keywords:** Hydraulic steering system. Off-road dump truck. Simulink.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

|                                                                                |    |
|--------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 1 – RD 430M.....                                                        | 10 |
| Figura 2 – Diagrama hidráulico de direção do caminhão RD 430M.....             | 12 |
| Figura 3 – Diagrama hidráulico de basculamento do caminhão RD 430M. ....       | 13 |
| Figura 4 – Representação de funcionamento de uma bomba de engrenagens. ....    | 14 |
| Figura 5 – Representação de funcionamento de uma bomba de pistões axiais. .... | 16 |
| Figura 6 – Representação sistema de direção hidrostática. ....                 | 18 |
| Figura 7 – Exemplo de posição da linha de sucção e de retorno.....             | 20 |
| Figura 8 – Modelo de um sistema hidráulico de direção no Simulink. ....        | 23 |
| Figura 9 – Fluxograma de desenvolvimento. ....                                 | 24 |
| Figura 10 – Perda de carga no filtro de pressão. ....                          | 25 |
| Figura 11 – Pista off-road do Campo de Provas.....                             | 27 |
| Figura 12 – Instalação flow meter .....                                        | 28 |
| Figura 13 – Posição dos sensores do Senso Control. ....                        | 29 |
| Figura 14 – Service Master Plus.....                                           | 30 |
| Figura 15 – Sensor de vazão.....                                               | 30 |
| Figura 16 – Sensor de pressão .....                                            | 31 |
| Figura 17 – Modelo virtual do sistema com bomba de engrenagens. ....           | 32 |
| Figura 18 – Subsistema de Geração. ....                                        | 32 |
| Figura 19 – Subsistema controle do cilindro.....                               | 33 |
| Figura 20 – Subsistema de carga do cilindro.....                               | 33 |
| Figura 21 – Diagrama hidráulico de direção proposto. ....                      | 34 |
| Figura 22 – Modelo virtual do sistema com bomba de pistões. ....               | 35 |
| Figura 23 – Subsistema de controle do cilindro. ....                           | 36 |
| Figura 24 – Gráfico consumo de combustível.....                                | 37 |
| Figura 25 – Gráfico comparativo de vazão gerada e utilizada .....              | 38 |
| Figura 26 – Gráfico comparativo de pressão.....                                | 39 |
| Figura 27 – Gráfico de posição do cilindro .....                               | 39 |
| Figura 28 – Gráfico comparativo de posição do cilindro no Simulink. ....       | 40 |
| Figura 29 – Gráfico comparativo de vazão na bomba no Simulink. ....            | 41 |
| Figura 30 – Gráfico comparativo de pressão na bomba no Simulink. ....          | 41 |
| Figura 31 – Gráfico comparativo de vazão no cilindro no Simulink. ....         | 42 |

|                                                                                |    |
|--------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 32 – Gráfico comparativo da pressão no cilindro no Simulink.....        | 42 |
| Figura 33 – Gráfico comparativo da vazão na bomba de pistões no Simulink. .... | 43 |
| Figura 34 – Gráfico de pressão na bomba no Simulink. ....                      | 44 |

## LISTA DE SÍMBOLOS

|                      |                                                          |
|----------------------|----------------------------------------------------------|
| <i>A</i>             | Área efetiva do cilindro ( $\text{mm}^2$ )               |
| <i>E</i>             | Energia (Kw/h)                                           |
| <i>F</i>             | Força para esterçamento ( <i>N</i> )                     |
| <i>P</i>             | Pressão do sistema hidráulico (bar)                      |
| <i>D</i>             | Diâmetro do pistão (mm)                                  |
| <i>d</i>             | Diâmetro da haste (mm)                                   |
| <i>V</i>             | Volume do cilindro ( $\text{mm}^3$ )                     |
| <i>S</i>             | Curso máximo do cilindro (mm)                            |
| <i>I</i>             | Número de revoluções (rev)                               |
| <i>V<sub>v</sub></i> | Volume unidade hidrostática ( $\text{mm}^3/\text{rev}$ ) |
| <i>Q</i>             | Vazão da bomba ( $\text{mm}^3/\text{seg}$ )              |
| <i>T</i>             | Tempo (seg)                                              |

## **LISTA DE TABELAS**

|                                       |    |
|---------------------------------------|----|
| Tabela 1 – Comparativo de custos..... | 44 |
|---------------------------------------|----|

## SUMÁRIO

|              |                                                       |           |
|--------------|-------------------------------------------------------|-----------|
| <b>1</b>     | <b>INTRODUÇÃO .....</b>                               | <b>8</b>  |
| 1.1          | DESCRIÇÃO DA EMPRESA .....                            | 8         |
| 1.2          | JUSTIFICATIVA DO TRABALHO.....                        | 9         |
| 1.3          | OBJETIVOS .....                                       | 10        |
| <b>1.3.1</b> | <b>Objetivo geral do trabalho.....</b>                | <b>10</b> |
| <b>1.3.2</b> | <b>Objetivos específicos.....</b>                     | <b>10</b> |
| <b>2</b>     | <b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>                    | <b>11</b> |
| 2.1          | SISTEMA HIDRÁULICO MOBIL BÁSICO.....                  | 11        |
| 2.2          | SISTEMA HIDRÁULICO DE DIREÇÃO .....                   | 13        |
| <b>2.2.1</b> | <b>Bombas .....</b>                                   | <b>14</b> |
| 2.2.1.1      | Bomba de Engrenagens .....                            | 14        |
| 2.2.1.2      | Bomba de Pistões Axiais com Fluxo Variável .....      | 15        |
| <b>2.2.2</b> | <b>Filtro de Pressão .....</b>                        | <b>16</b> |
| <b>2.2.3</b> | <b>Bloco Manifold.....</b>                            | <b>17</b> |
| <b>2.2.4</b> | <b>Unidade de Direção Hidrostática .....</b>          | <b>18</b> |
| <b>2.2.5</b> | <b>Cilindro Hidráulico de Dupla Ação .....</b>        | <b>19</b> |
| <b>2.2.6</b> | <b>Reservatório Hidráulico.....</b>                   | <b>19</b> |
| <b>2.2.7</b> | <b>Fluído Hidráulico.....</b>                         | <b>20</b> |
| 2.3          | DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA HIDRÁULICO DE DIREÇÃO..... | 20        |
| <b>2.3.1</b> | <b>Cilindros Cruzados.....</b>                        | <b>21</b> |
| <b>2.3.2</b> | <b>Unidade Hidrostática de Direção .....</b>          | <b>21</b> |
| <b>2.3.3</b> | <b>Bomba Hidráulica .....</b>                         | <b>21</b> |
| 2.4          | MODELOS MATEMÁTICOS .....                             | 22        |
| <b>2.4.1</b> | <b>Simulink.....</b>                                  | <b>22</b> |
| <b>3</b>     | <b>DESENVOLVIMENTO.....</b>                           | <b>24</b> |
| 3.1          | DETALHAMENTO DO OBJETO DE ESTUDO .....                | 24        |
| <b>3.1.1</b> | <b>Bomba Hidráulica .....</b>                         | <b>24</b> |
| <b>3.1.2</b> | <b>Filtro de Pressão .....</b>                        | <b>25</b> |
| <b>3.1.3</b> | <b>Bloco Manifold.....</b>                            | <b>25</b> |
| <b>3.1.4</b> | <b>Unidade de Direção Hidrostática .....</b>          | <b>25</b> |

|              |                                                                     |           |
|--------------|---------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>3.1.5</b> | <b>Cilindros Hidráulicos Cruzados.....</b>                          | <b>26</b> |
| <b>3.1.6</b> | <b>Reservatório Hidráulico.....</b>                                 | <b>26</b> |
| <b>3.1.7</b> | <b>Fluído Hidráulico.....</b>                                       | <b>26</b> |
| <b>3.1.8</b> | <b>Determinação da Vazão Mínima da Bomba .....</b>                  | <b>26</b> |
| <b>3.2</b>   | <b>OBTENÇÃO DE DADOS DO SISTEMA .....</b>                           | <b>27</b> |
| <b>3.2.1</b> | <b>Volta Pista Off-road .....</b>                                   | <b>27</b> |
| <b>3.2.2</b> | <b>Coleta de Dados .....</b>                                        | <b>28</b> |
| 3.2.2.1      | Service Master Plus .....                                           | 29        |
| 3.2.2.2      | Sensor de Vazão .....                                               | 30        |
| 3.2.2.3      | Sensor de Pressão .....                                             | 30        |
| <b>3.2.3</b> | <b>Modelos no Simulink.....</b>                                     | <b>31</b> |
| 3.2.3.1      | Dimensionamento e Modelo do Sistema com a Bomba de Pistões.....     | 34        |
| <b>3.2.4</b> | <b>Comparativo de Custos.....</b>                                   | <b>36</b> |
| <b>4</b>     | <b>RESULTADOS .....</b>                                             | <b>38</b> |
| <b>4.1.1</b> | <b>Dados Coletados.....</b>                                         | <b>38</b> |
| <b>4.1.2</b> | <b>Validação e Comparação dos Modelos .....</b>                     | <b>40</b> |
| <b>4.1.3</b> | <b>Análise de Custos e Consumo de Combustível dos Modelos .....</b> | <b>44</b> |
|              | <b>CONCLUSÕES.....</b>                                              | <b>46</b> |
|              | <b>BIBLIOGRAFIA .....</b>                                           | <b>47</b> |

## 1 INTRODUÇÃO

Caminhões fora-de-estrada são produtos com tecnologia embarcada trabalhando em condições severas, transportando grandes cargas em estradas sem asfalto quase que ininterruptamente. Dentre os mercados mais comuns para estes produtos se encontram as pedreiras, as mineradoras e as construções hidroelétricas.

São produtos com uma demanda muito específica, onde o cliente não compra apenas um produto, ele compra a solução para o seu trabalho em específico. Assim muitos projetos são dedicados ao cliente e para que sejam atendidas suas necessidades sem inviabilizar economicamente o projeto, o total conhecimento sobre o produto é essencial. Se o conhecimento sobre um sistema for impreciso o tempo e a qualidade da reposta é comprometido, o que pode ser vital para a satisfação do cliente ou ainda gerar gastos não previstos com atendimentos de pós vendas.

O mercado brasileiro está em um crescimento acelerado na utilização deste tipo de caminhão e neste cenário a busca por tecnologia torna-se um diferencial competitivo para as montadoras. Hoje o mercado brasileiro é um grande alvo de montadoras mundiais que trazem um novo conceito de produto alterando as expectativas e desejos do cliente.

Toda esta competição por mercado exige que a montadora seja capaz de se adaptar e mudar constantemente para atender as demandas vindas do mercado, e para que seja possível está rápida mudança é fundamental o maior domínio sobre o produto e seus sistemas. Assim a empresa pode adequar e refinar o projeto com foco em oferecer ao cliente a melhor relação custo benefício em sua área de atuação.

Por sua vez os sistemas hidráulicos são sistemas transmissores de potência ou movimento através do fluido hidráulico, experiências têm mostrado que a hidráulica vem se destacando e ganhando espaço nos mais variados segmentos do mercado, sendo a hidráulica industrial e mobil as que apresentam um maior crescimento.

### 1.1 DESCRIÇÃO DA EMPRESA

O presente trabalho será realizado na Empresa Randon Veículos, sediada em Caxias do Sul – RS, com 40 anos de história, a Randon Veículos, montadora de veículos do tipo "fora-de-estrada", sendo a única montadora deste tipo de produto no Brasil.

Localizada no complexo industrial do bairro Interlagos em Caxias do Sul – RS, a Randon Veículos juntamente com a Randon Implementos, Randon Consórcios, Fras-le, Suspensys, Master, Jost e Castertech, forma o grupo de empresas Randon com um parque fabril de mais 70 mil metros quadrados.

A Randon Veículos atua no mercado em dois diferentes segmentos: mineração e construção civil, tendo como carro chefe a retroescavadeira RD 406 Advanced e o caminhão fora-de-estrada RD 430M.

## 1.2 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Este estudo tem a pretensão de analisar dinamicamente o sistema hidráulico de direção do caminhão RD 430M. Para isto serão reunidas as informações de todos os componentes e do sistema hidráulico para criar um modelo virtual, com este modelo será possível simular alterações de componentes ou suas grandezas e após verificar as consequências provocadas pela alteração. Toda esta análise será realizada virtualmente o que permitirá à empresa maior flexibilidade na fase de conceitualização do projeto e consequentemente reduzindo as chances de erros, os custos e o tempo de projeto.

Borghi *et al* (2013) uma vez que a necessidade de reduzir as emissões de poluentes e o consumo de combustível em máquinas agrícolas tornou-se cada vez mais presente nos últimos anos, muitos pesquisadores e fabricantes têm focado seus esforços na redução do consumo de energia neste tipo de sistema sem comprometer a sua funcionalidade e desempenho. A partir deste ponto de vista, o uso combinado de ferramentas de simulação e um ensaio experimental representa a forma mais promissora de desenvolver soluções alternativas focadas no menor consumo de energia.

Sonchal *et al* (2012) em uma direção hidráulica as bombas são acopladas diretamente ao motor. A capacidade da bomba é utilizada completamente apenas em manobras. Durante uma operação normal do veículo, a energia da bomba é desperdiçada na maior parte do tempo podendo chegar a 76% do tempo de operação. Assim a utilização de um sistema hidráulico assistido tem como grande benefício a redução de energia demandada do motor e consequentemente a economia de combustível. Em carros a economia de combustível pode chegar a 6%.

O atual sistema hidráulico de direção atende as suas funções porém suas grandezas são desconhecidas, com este foco, apresenta-se a oportunidade de aprofundar os conhecimentos na

parte de direção hidráulica do caminhão RD 430M e avaliar a substituição da bomba hidráulica com o intuito de aprimorar o sistema avaliando os impactos da alteração, utilizando simulação numérica.

Figura 1 – RD 430M.



Fonte: Acervo Randon (2014)

### 1.3 OBJETIVOS

#### 1.3.1 Objetivo geral do trabalho

Realizar uma análise comparativa do sistema hidráulico de direção do caminhão fora-de-estrada RD 430M com a utilização de dois diferentes tipos de bomba hidráulica, a atual bomba de engrenagens e uma bomba de pistões.

#### 1.3.2 Objetivos específicos

Baseados no objetivo geral ficam estabelecidos os seguintes objetivos específicos. São eles:

- a) Revisar a bibliografia sobre hidráulica mobil.
- b) Descrever o atual sistema hidráulico de direção e seus componentes.
- c) Dimensionar um sistema hidráulico de direção com a bomba de pistões.
- d) Medição de dados do sistema hidráulico.
- d) Simular o sistema em software utilizando dados reais de utilização.
- e) Analisar comparativamente os dois sistemas hidráulicos.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta revisão bibliográfica serão apresentados o sistema hidráulico mobil básico de um caminhão fora-de-estrada, os componentes do sistema hidráulico de direção com suas principais características e funções.

Após serão demonstrados os princípios da modelagem matemática e suas características, complementando com o Simulink e seus principais blocos hidráulicos para a construção de um modelo virtual do sistema hidráulico de direção analisado.

### 2.1 SISTEMA HIDRÁULICO MOBIL BÁSICO

Segundo Linsingen (2008, pag. 17) um sistema hidráulico é um conjunto de elementos físicos convenientemente associados que, utilizando um fluido como meio de transferência de energia, permite a transmissão e controle de forças e movimentos.

Conforme Fialho (2003, pag. 30) de acordo com o tipo de aplicação, existe uma infinidade de tipos de circuito hidráulico, porém todos eles seguem sempre um mesmo esquema, os quais podem ser divididos em três partes principais: O sistema de geração, constituído por bombas, filtros, acumuladores e outros, o sistema de distribuição e controle, constituído por válvulas controladoras de vazão, pressão e direcionais, e o sistema de aplicação de energia, constituído pelos atuadores hidráulicos.

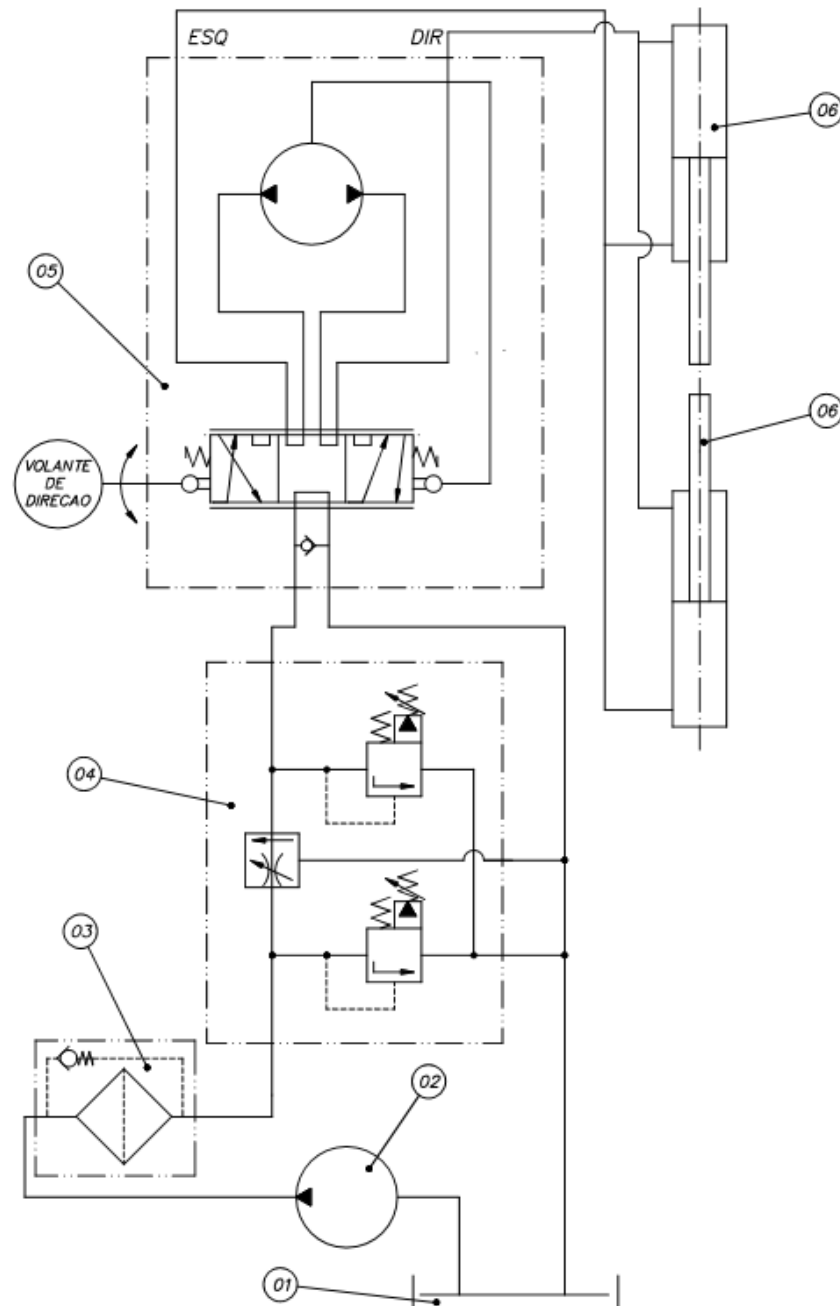
Sistema hidráulico mobil é um sistema hidráulico embarcado em veículos e seu grande diferencial de sistemas hidráulicos convencionais é a permanente vibração do conjunto durante operação e a constante oscilação da rotação de entrada das bombas hidráulicas, isto pois, elas são acopladas ao motor do veículo. Esta característica faz com que a vazão do sistema varie constantemente e deva ser estabilizada para manter as funções do sistema estáveis em qualquer período de funcionamento do produto.

O sistema hidráulico mobil de um caminhão fora-de-estrada é subdividido por funções desempenhadas compostas por dois subsistemas hidráulicos, o sistema hidráulico de direção e o sistema de basculamento. Atualmente em sistemas hidráulicos mobil mais complexos encontramos mais subsistemas, como por exemplo sistema de freio banhado a óleo e de suspensão hidráulica.

Na Figura 2, é representado um diagrama do sistema hidráulico de direção de um caminhão fora-de-estrada detalhando os componentes com a numeração: (1) reservatório

hidráulico, (2) bomba, (3) filtro, (4) bloco manifold, (5) unidade direção hidrostática e (6) cilindros cruzados.

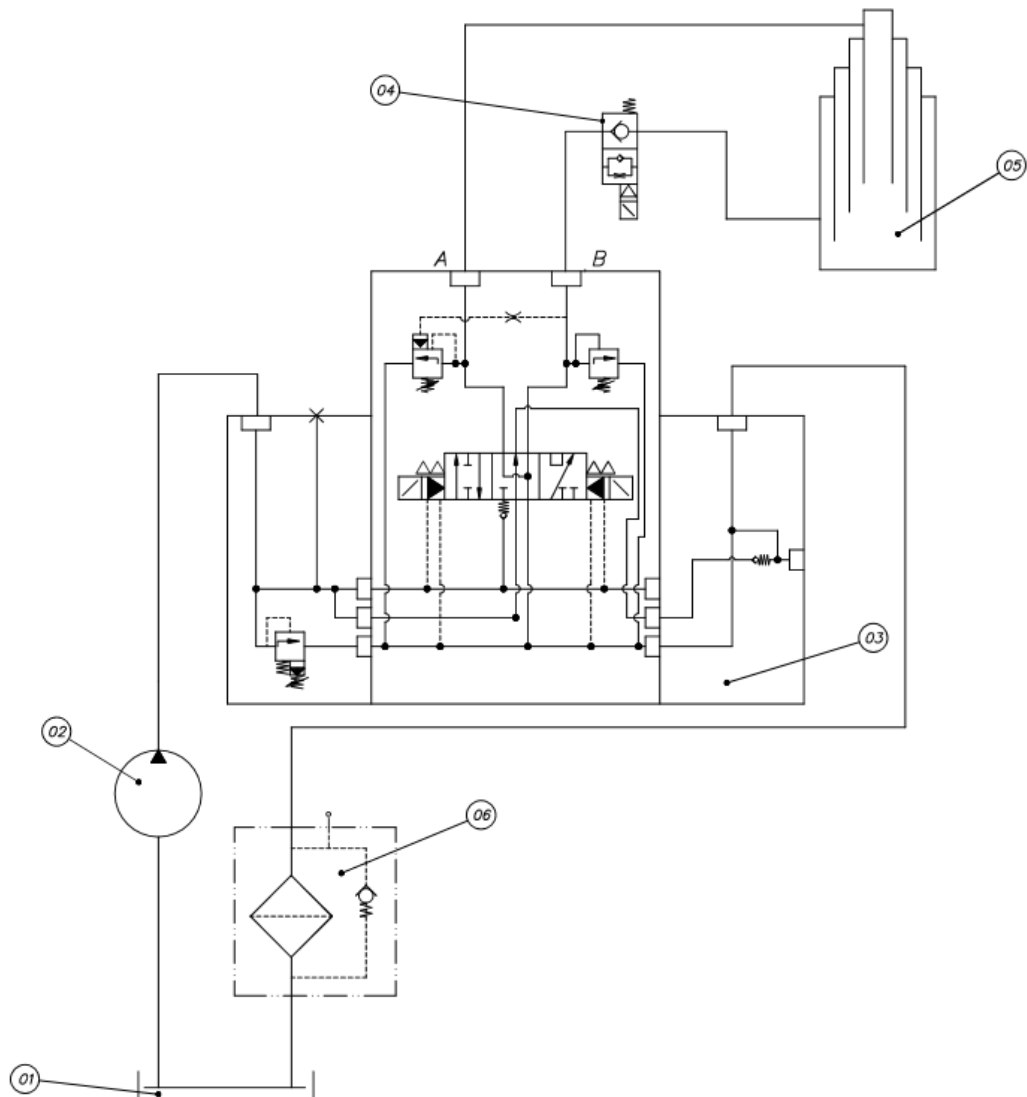
Figura 2 – Diagrama hidráulico de direção do caminhão RD 430M.



Fonte: Acervo Randon (2014)

Na Figura 3, é representado um diagrama do sistema hidráulico de basculamento de um caminhão fora-de-estrada detalhando os componentes com a numeração: (1) reservatório hidráulico, (2) bomba engrenagens, (3) comando hidráulico, (4) válvula restrição, (5) cilindro hidráulico e (6) filtro.

Figura 3 – Diagrama hidráulico de basculamento do caminhão RD 430M.



Fonte: Acervo Random (2014)

## 2.2 SISTEMA HIDRÁULICO DE DIREÇÃO

Zhang *et al* (2001), afirma que o sistema de direção de um veículo fora-de-estrada se diferencia de um sistema de direção de automóveis populares devido as condições de operação, onde normalmente o terreno é despreparado e as propriedades do solo sofrem grandes variações.

O sistema hidráulico de direção é o conjunto responsável pelo controle do esterçamento das rodas via força hidráulica, ou seja, o ângulo de giro das rodas é controlado por um sistema hidráulico no qual a vazão de óleo direcionado aos cilindros é controlada pelo número de rotações que o motorista aplica ao volante do veículo. Seus principais componentes apresentados na Figura 2 serão descritos a seguir.

## 2.2.1 Bombas

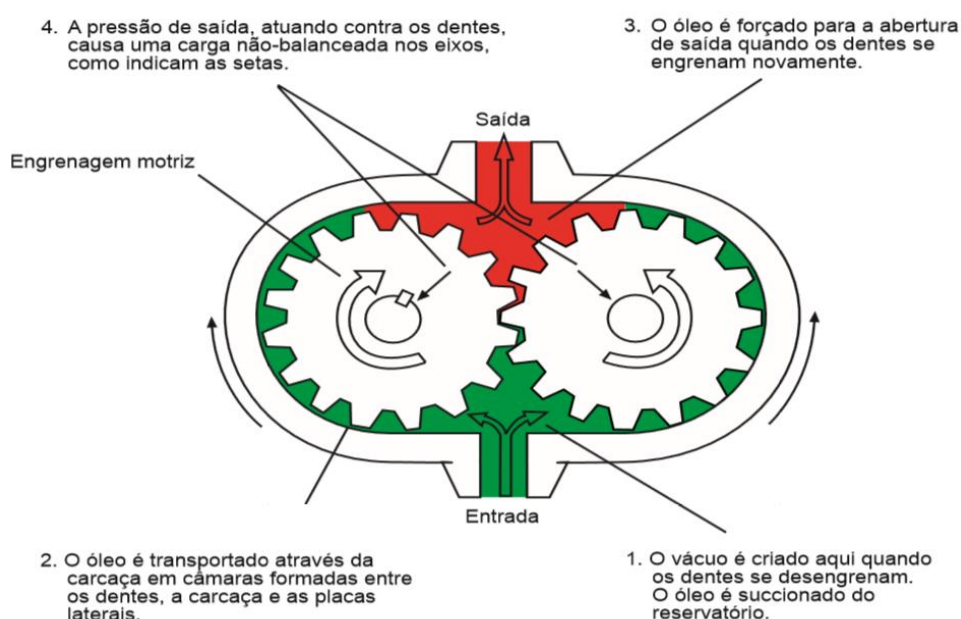
Conforme Parker (1999, pag. 36), as bombas são utilizadas nos circuitos hidráulicos, para converter energia mecânica, o toque do motor, em energia hidráulica. As bombas são geralmente especificadas pela capacidade de pressão máxima de operação e por sua vazão de operação. Em sistemas hidráulicos mobil os tipos de bombas mais utilizados são as bombas de engrenagens e as bombas de pistões.

### 2.2.1.1 Bomba de Engrenagens

Conforme Fialho (2004, pag. 61) a bomba de engrenagem é constituída por um par de engrenagens acopladas, que desenvolve o fluxo transportando o fluido entre seus dentes. Na bomba, uma das engrenagens é a motriz acionada pelo eixo conectado a fonte de energia e a outra é a movida montada numa carcaça com placas laterais.

Segundo Linsingen (2008, pag. 145) devido ao princípio construtivo, não há possibilidade de promover a variação reversível do volume das células de transporte, e consequentemente do deslocamento volumétrico, de modo que são tipicamente máquinas de deslocamento fixo, ou seja, de vazão constante para cada rotação, conforme apresentado na Figura 4.

Figura 4 – Representação de funcionamento de uma bomba de engrenagens.



Fonte: Parker (2001)

Máquinas deste tipo são as mais utilizadas em sistemas hidráulicos em geral, devido ao baixo custo, a robustez, adaptação a grandes variações de viscosidade, insensibilidade a presença de partículas sólidas normalmente presentes no fluido hidráulico, facilidade de montagem em qualquer posição, elevada gama de rotações permissíveis em regime contínuo de operação.

#### 2.2.1.2 Bomba de Pistões Axiais com Fluxo Variável

Conforme Fialho (2004, pag. 65) todas as bombas de pistões funcionam com base no princípio de movimento alternativo executado pelos pistões, ou seja, sucção do fluido num sentido e expulsão no sentido contrário.

As bombas de pistão geram uma ação de bombeamento, fazendo com que os pistões se alterem dentro de um tambor cilíndrico. O mecanismo de bombeamento de uma bomba de pistão consiste basicamente de um tambor de cilindro, pistões com sapatas, placa de deslizamento, sapata, mola de sapata e placa de orifício, segundo Parker (1999, pag. 53).

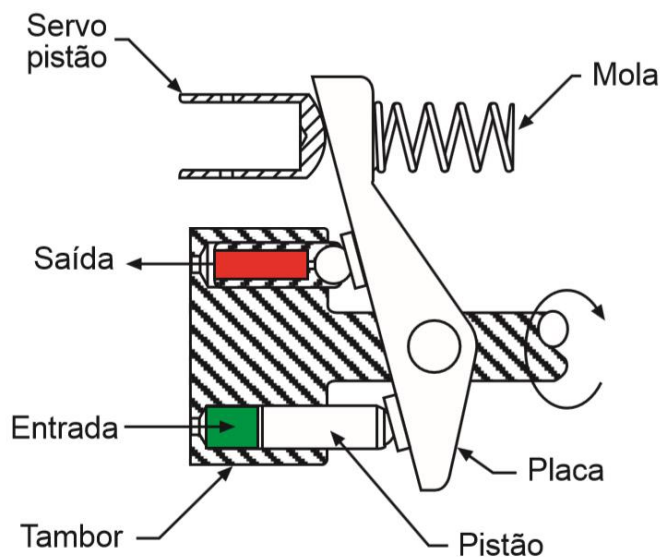
A bomba de pistões axiais tem em seu princípio de funcionamento o giro do tambor de pistões e o deslizamento dos pistões sobre uma placa fixa, que está em ângulo com o sentido de giro dos pistões. Em uma das metades do ciclo de rotação, o pistão sai do bloco do cilindro e gera um volume crescente, admitindo entrada de fluido em seu interior. Na outra metade do ciclo de rotação, este pistão entra no bloco e gera um volume decrescente que expurga o óleo com pressão para o sistema.

O deslocamento volumétrico da bomba de pistão axial é determinado pela distância que os pistões são puxados para dentro e empurrados para fora do tambor do cilindro. Visto que o ângulo da placa de deslizamento controla a distância em uma bomba de pistão axial, é necessário apenas mudar o ângulo da placa de deslizamento para alterar o curso do pistão e o deslocamento volumétrico da bomba.

Para que o ângulo da placa seja alterado é utilizado um sinal hidráulico no servo pistão, que por sua vez exerce uma força sobre a placa de deslizamento variando o seu ângulo. O sinal hidráulico é transmitido pela válvula direcional do sistema, no caso de um sistema de direção hidráulica é a unidade de direção hidrostática. Este sinal hidráulico é conhecido como load sensing, ou seja, se a pressão hidráulica sobre a válvula se eleva é transmitido um fluxo hidráulico para a bomba reduzir a demanda de óleo para o sistema.

Na Figura 5, são identificadas as partes da bomba e a variação do ângulo da placa fixa que ocasiona o movimento dos pistões.

Figura 5 – Representação de funcionamento de uma bomba de pistões axiais.



Fonte: Parker (2001)

Conforme Fialho (2004, pag. 67) as bombas de pistões apresentam como grande vantagem a elevada resistência a pressão, cerca de 700 bar, bem como um alto rendimento volumétrico girando em torno de 95%.

Conforme Bosch, quanto mais fina a filtração melhor a obtenção da classe de pureza do fluido hidráulico e maior a durabilidade da unidade de pistões axiais. Para assegurar a funcionalidade da máquina de pistões axiais, é necessário no mínimo a classe de pureza do fluido hidráulico se mantenha entre 18/15 conforme a norma ISO 4406.

### 2.2.2 Filtro de Pressão

A função dos filtros hidráulicos é a retirada de contaminantes presentes no fluido hidráulico, estes contaminantes podem ser químicos ou sólidos. A retirada dos contaminantes ocorre durante a passagem forçada do fluido pelo elemento filtrante que retém a contaminação.

O filtro de pressão é montado no circuito hidráulico após a bomba hidráulica e sua utilização é em circuitos com válvulas proporcionais pois é capaz de filtrar partículas muito finas. A desvantagem destes filtros é o custo pois são filtros reforçados, para suportar as altas pressões, choques hidráulicos e diferencial de pressão.

A experiência de projetistas e usuários de sistemas óleo hidráulicos e lubrificantes tem demonstrado que mais de 75% das falhas de sistemas são resultantes diretas da contaminação, segundo Parker (1999, pag. 22).

Os custos devido a contaminação são principalmente ocasionados por paradas de produção, a substituição prematura dos componentes, reposição frequente do fluido e alto custo de manutenção.

A reposição do elemento filtrante é indicada em horas de uso e varia para cada circuito hidráulico em função da aplicação. Normalmente os filtros são acompanhados por indicadores de restrição para a substituição do elemento filtrante. Estes indicadores de restrição medem a pressão diferencial entre a entrada e a saída do filtro, deste modo, conforme o filtro for acumulando os contaminantes em sua malha e elevando a pressão diferencial. O filtro também incorpora uma válvula limitadora de pressão (*by pass*), que em casos de aumento excessivo da pressão diferencial libera a passagem do fluido, para evitar danos em outros componentes do sistema. Para determinar o filtro a ser utilizado no sistema, é preciso definir o grau de filtração necessário no sistema. Este grau de filtração é definido pela classe de limpeza necessária ao componente mais sensível de todo o sistema hidráulico.

### 2.2.3 Bloco Manifold

O bloco manifold, item 04 da Figura 2, tem a função de regular o fluxo hidráulico do sistema, garantindo que o fluxo de óleo tenha vazão e pressão limitadas, para isso ele é composto por um corpo em ferro fundido, uma válvula limitadora de vazão e uma limitadora de pressão.

A função da válvula controladora de vazão é a de reduzir o fluxo da bomba em uma linha do circuito. As válvulas controladoras de vazão são aplicadas em sistemas hidráulicos quando se deseja obter um controle de velocidade em determinados atuadores, o que é possível através da diminuição do fluxo que passa por um orifício, Parker (1999, pag. 89).

Utilizando a válvula limitadora de pressão, a pressão máxima do sistema pode ser controlada. Com a via primária da válvula conectada à pressão do sistema e a via secundária conectada ao tanque, o carretel no corpo da válvula é acionado por um nível predeterminado de pressão, e neste ponto as vias primárias e secundárias são conectadas e o fluxo é desviado para o tanque, conforme Parker (1999, pag. 60).

A ação conjunta da válvula controladora de vazão com a limitadora de pressão é de garantir que a velocidade e a força do cilindro hidráulico sejam estáveis independente da vazão e pressão geradas pelo sistema.

#### 2.2.4 Unidade de Direção Hidrostática

Operacionalmente a função da unidade de direção hidrostática é controlar o movimento angular das rodas do veículo, convertendo o movimento rotacional do volante em deslocamento volumétrico para os cilindros.

A unidade de direção hidrostática não possui ligação mecânica entre a coluna de direção e as rodas direcionais, exemplo Figura 6. O acionamento é feito hidraulicamente, ou seja, quando o volante é girado a unidade de direção conduz aos cilindros de direção um determinado volume de óleo proporcionalmente a velocidade de rotação do volante. Este volume é dirigido ao lado correspondente do cilindro de direção, segundo Sauer Danfoss (2012).

Figura 6 – Representação sistema de direção hidrostática.



Fonte: Sauer Danfoss (2012)

A unidade de direção se assemelha com uma bomba de engrenagens pois seu deslocamento volumétrico é fixo. Em alguns casos é acrescentado um segundo corpo para a geração de energia hidráulica incorporando na unidade de direção a função de bomba hidráulica, está é a alternativa para garantir a dirigibilidade do veículo com o motor desligado. Em condições normais de operação quando o sistema fornece vazão e pressão adequadas ao

requerido pela unidade, o torque máximo no volante não ultrapassa 5 Nm. Caso o fluxo do sistema seja insuficiente ela assume a função de bomba manual.

Para o dimensionamento da unidade de direção hidrostática é necessária a informação deslocamento volumétrico por rotação do volante. Outro fator determinante é a utilização de um sinal *load sensing* no sistema, esta utilização não tem impacto em deslocamento volumétrico mas acrescenta uma válvula ao corpo da unidade.

### 2.2.5 Cilindro Hidráulico de Dupla Ação

Segundo Parker (1999, pag. 106) os cilindros hidráulicos transformam trabalho hidráulico em energia mecânica linear, a qual é aplicada a um objeto resistivo para realizar trabalho. Um cilindro no qual a pressão do fluido é aplicada ao elemento móvel em qualquer uma das direções.

Os cilindros com aplicação mobil tem sua vida útil reduzida em função do ambiente ao qual é submetido, onde fica constantemente exposto a chuva, umidade, poeira e até choques com partículas maiores.

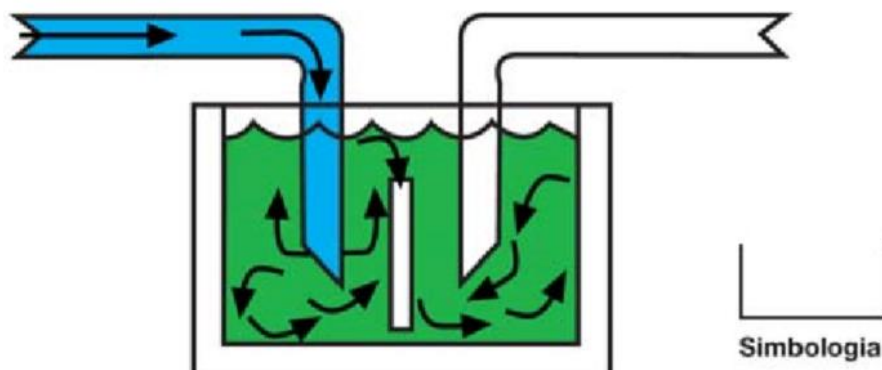
A força mecânica de um cilindro é definida pela multiplicação da pressão pela área efetiva do êmbolo do cilindro. O dimensionamento de um cilindro é definido com as informações de carga, pressão máxima do sistema e o deslocamento necessário.

### 2.2.6 Reservatório Hidráulico

Reservatórios hidráulicos são ambientes para o armazenamento do fluido hidráulico, constituídos de chapas de aço ou em plástico devem garantir uma excelente vedação para evitar a contaminação do fluido. Na prática o dimensionamento do reservatório utiliza uma regra na qual sua capacidade deve ser de cinco vezes o a vazão da bomba, mas deve ser verificada a capacidade de resfriar o fluido para manter as características de operação.

Durante o projeto de um reservatório é de vital importância a divisão do reservatório por uma placa defletora dividindo os lados de sucção e de retorno, exemplo Figura 7. Isto cria uma zona de repouso onde as impurezas maiores sedimentam, o ar sobe à superfície do fluido e dá condições para que o calor, no fluido, seja dissipado para as paredes do reservatório, segundo Parker (2001, pag. 22).

Figura 7 – Exemplo de posição da linha de sucção e de retorno.



Fonte: Parker (2001)

### 2.2.7 Fluido Hidráulico

Os fluidos constituem o meio para a transferência de energia em qualquer sistema hidráulico, devendo possuir características que se coadunem com as dos componentes de sistemas, e que favoreçam a operação adequada destes sob diversas circunstâncias, tais como em ambientes agressivos ou sujeitos a elevadas variações de temperatura, ou ainda em aplicações de sistemas que requeiram elevadas e rápidas variações de pressão, segundo Linsingen (2008, pag. 99).

O fluido hidráulico é o elemento vital de um sistema hidráulico industrial. Ele é um meio de transmissão de energia, um lubrificante, um vedador e um veículo de transferência de calor. O fluido hidráulico à base de petróleo é o mais comum, segundo Parker (2001, pag. 22).

Durante a escolha do fluido hidráulico devem ser considerados os fatores como a viscosidade, a temperatura de operação e o volume de fluido no sistema hidráulico.

## 2.3 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA HIDRÁULICO DE DIREÇÃO

Neste trabalho serão apresentados os passos para o dimensionamento de um sistema hidráulico de direção. Não será apresentada a metodologia para o cálculo da força de esterçamento, ela será considerada uma entrada de projeto, assim como o curso máximo do cilindro e o a pressão máxima do sistema. A partir destas informações é possível iniciar o dimensionamento do sistema hidráulico de direção.

### 2.3.1 Cilindros Cruzados

A utilização de circuitos de cilindros cruzados busca manter a mesma velocidade em ambos os sentidos de atuação do cilindro e a área efetiva para sistemas com dois cilindros cruzados é definida pela equação (1), onde por definição o diâmetro do pistão é o dobro do diâmetro da haste, segundo Sauer Danfoss (2012, pag. 32):

$$A = \frac{4 \times F}{P \times \pi \times 10} \quad A = (2 \times (2 \times D)^2 - d^2) \quad (1)$$

O cálculo do volume do cilindro é definido pela equação (2), nesta equação é utilizado o deslocamento como um dado de entrada:

$$V = \frac{\pi}{4} \times (2 \times D^2 - d^2) \times S \quad (2)$$

### 2.3.2 Unidade Hidrostática de Direção

Para o dimensionamento da unidade hidrostática de direção é necessário definir o número de revoluções requerida para o esterçamento total, ou seja, de um extremo ao outro da direção. É indicado o número de revoluções para esterçamento total deve ficar entre três a quatro revoluções, segundo Canale (1993, pag. 55).

O volume da unidade de direção é definido pela equação (3):

$$Vv = \frac{V}{I} \quad (3)$$

### 2.3.3 Bomba Hidráulica

A vazão de saída da bomba determinará o tempo de esterçamento. Uma faixa de tempo geralmente usada é de 2,3 a 3 segundos, num esterçamento total, com o veículo em marcha lenta, segundo Taborek (1957).

A vazão da bomba é determinada pela equação (4):

$$Q = \frac{I \times Vv}{t} \quad (4)$$

## 2.4 MODELOS MATEMÁTICOS

Um modelo é uma representação numérica de modo que o seu comportamento seja igual ou semelhante aquele do sistema modelado. Os modelos consistem em conjuntos de equações que representam de uma forma quantitativa as hipóteses utilizadas na construção do modelo, as quais se apoiam no sistema real, segundo Sodré (2007).

Souza (2007) menciona que, nos dias atuais simulações estão sendo muito utilizadas por pesquisadores e projetistas para prever o comportamento de produtos de engenharia ou para verificar uma situação física, sendo impostas as devidas condições de contorno.

Segundo Tucci (1998), os modelos matemáticos são versáteis pois se pode facilmente modificar a sua lógica e obter diferentes resultados de um mesmo sistema de forma muito rápida.

Os principais fatores que beneficiam o avanço na área de simulações são a necessidade de prever o comportamento de um determinado produto, pois defeitos não visíveis podem causar falhas e ter um efeito devastador sobre o produto, o custo de um experimento ser elevado, experimentos de difícil reprodução ou alto risco e o avanço computacional, segundo Löner (2001, pag. 366).

Segundo Wong (2001, pag. 6) as mais importantes exigências para modelar um sistema são a completa compreensão das especificações de performance, características físicas e operacionais de cada componente do sistema.

### 2.4.1 Simulink

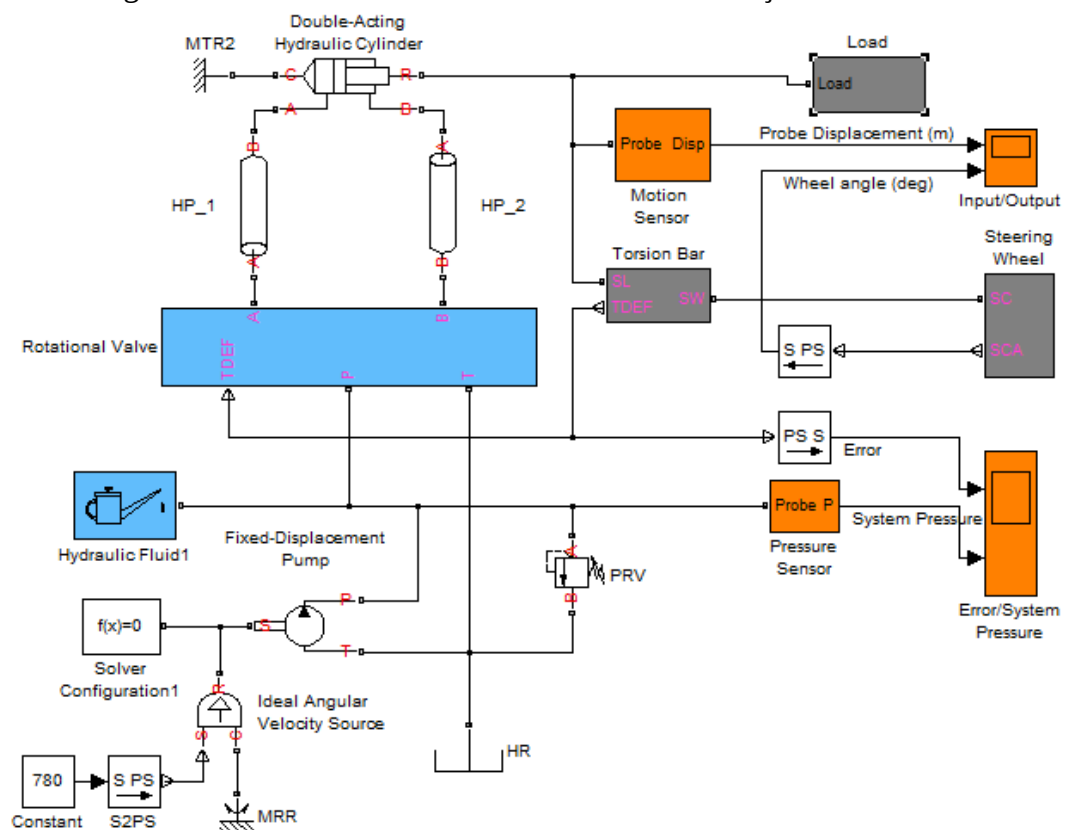
Conforme Matsumoto (2007, pag. 18) o Simulink é um aplicativo do MATLAB que permite analisar o comportamento desses tipos de sistemas dinâmicos a partir da construção do modelo matemático utilizando diagramas de blocos simulados pelo motor numérico do MATLAB.

O Simulink utiliza uma interface gráfica com o usuário para construção dos modelos a partir de diagramas em blocos, com esta interface podem-se criar modelos da mesma forma que se faz com papel e caneta. Simulink é o resultado de uma longa evolução de pacotes de

simulação anteriores que necessitavam a formulação de equações diferenciais ou de equações de diferenças em linguagens de programação. Inclui bibliotecas de blocos contendo fontes, visualizadores, componentes lineares, não lineares e conectores, com a opção de criação ou personalização de blocos.

Na Figura 8, é representado um sistema hidráulico de direção de um veículo qualquer, construído no Simulink através de blocos. Este modelo está disponível na biblioteca de modelos como Power\_Assisted\_Steering\_Mechanism.

Figura 8 – Modelo de um sistema hidráulico de direção no Simulink.

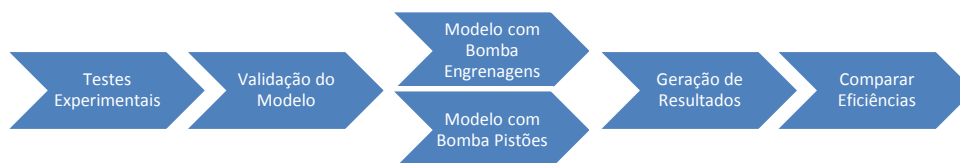


Fonte: Simulink (2014)

### 3 DESENVOLVIMENTO

Este capítulo tem como objetivo um maior detalhamento sobre o objeto de estudo deste trabalho, o fluxograma, o detalhamento do sistema hidráulico de direção aplicado ao caminhão fora-de-estrada RD 430M, a apresentação do trabalho e do sistema, conforme o fluxograma apresentado na Figura 9.

Figura 9 – Fluxograma de desenvolvimento.



Fonte: O autor (2014)

#### 3.1 DETALHAMENTO DO OBJETO DE ESTUDO

O caminhão RD 430M é um veículo de transporte de cargas, seu peso bruto é de 19.000kg e sua capacidade de carga é de 30.000kg constituindo o peso combinado de 59.000kg. O caminhão consiste basicamente em chassi, basculante, cabine, motor, transmissão, eixos, sistema pneumático e sistemas hidráulicos de direção e basculamento.

Os componentes utilizados no caminhão são apresentados na sequência e o diagrama do sistema na Figura 2.

##### 3.1.1 Bomba Hidráulica

A bomba hidráulica é acoplada diretamente ao motor de combustão de onde recebe continuamente energia mecânica durante a operação do veículo e a transformando em energia hidráulica no fluido.

É utilizada uma bomba de engrenagens da marca Hybel, modelo S30 com deslocamento volumétrico fixo de 40 cm<sup>3</sup>/rot, pressão máxima de 210 bar e a faixa de rotação aconselhada varia entre 500 rpm a 2400 rpm.

A rotação na entrada da bomba tem o fator de 1:1,19 sobre a rotação do motor que é limitada entre 750 rpm a 2500 rpm. Assim a rotação da bomba fica entre 892 rpm e 2975 rpm o que na teoria disponibiliza ao sistema vazões entre 35,4 l/min a 119 l/min.

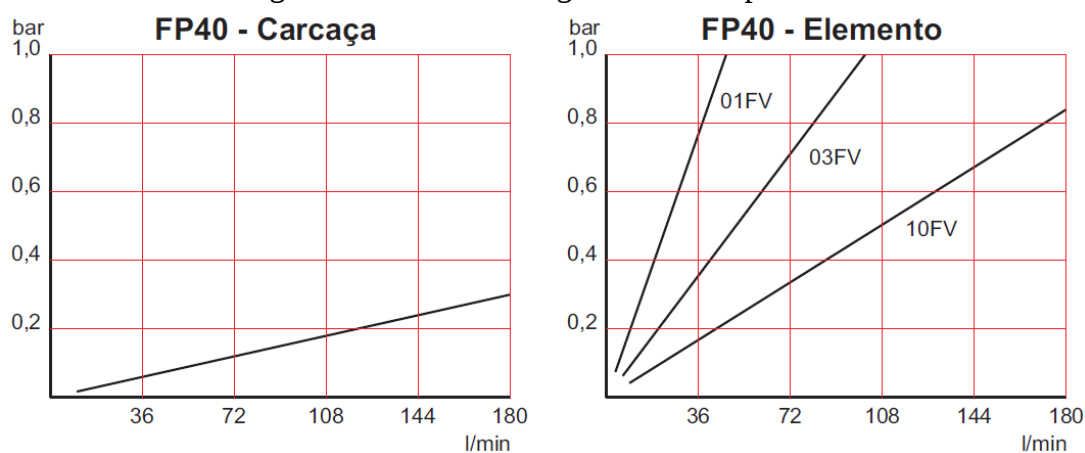
### 3.1.2 Filtro de Pressão

O filtro hidráulico de pressão é posicionado logo após a bomba hidráulica é responsável pela filtração do óleo pressurizado.

No sistema é utilizado um filtro da marca Parker, modelo FP40-03FV com pressão máxima de 320 bar.

A perda de carga no filtro é relativa a viscosidade do fluido e a vazão do sistema. Para o cálculo da perda de carga total deve ser considerada a soma das perdas de carga na carcaça do filtro e em seu respectivo elemento, conforme Figura 10.

Figura 10 – Perda de carga no filtro de pressão.



Fonte: HDA (2008)

### 3.1.3 Bloco Manifold

O bloco Manifold do caminhão é responsável pelo ajuste do fluxo de óleo na entrada da unidade hidrostática, sendo configurado internamente para a vazão máxima de 40 l/min e pressão máxima de 100 bar. As variáveis de temperatura e viscosidade não são consideradas durante a realização deste ajuste.

### 3.1.4 Unidade de Direção Hidrostática

É o componente responsável por direcionar o fluxo de óleo para linha correspondente ao sentido de giro do volante.

A unidade utilizada no objeto de estudo é o modelo OSPB 500 ON, do fabricante Sauer Danfoss, com capacidade de deslocamento volumétrico de 0,5 l/rev.

### 3.1.5 Cilindros Hidráulicos Cruzados

O sistema utiliza dois cilindros hidráulicos cruzados que variam suas posições em função do volume de óleo direcionado pela unidade de direção, ou seja, o deslocamento linear dos cilindros é determinado pela rotação do volante do caminhão.

No objeto de estudo o curso útil dos cilindros é de 280 mm, diâmetro da haste de 40 mm, do êmbolo de 75 mm e o volume combinado total dos cilindros combinados é de 2,12 l. A força de esterçamento dos cilindros é definida pela equação (1) e para a realização do trabalho foi utilizada a força de 2600 kgf em função da maior pressão encontrada no sistema.

### 3.1.6 Reservatório Hidráulico

O reservatório hidráulico é projeto interno da empresa sendo fabricado com chapas de aço baixo carbono. A capacidade de armazenagem é de 107 l de fluído comum ao sistema de direção e de basculamento. Os sistemas não operam simultaneamente pois um sistema eletrônico inibe o funcionamento do sistema de basculamento com o caminhão em movimento.

### 3.1.7 Fluído Hidráulico

O fluído hidráulico utilizado é do modelo HD 68 e marca Texaco que atende a norma ISO 68, com viscosidade cinemática a 40 °C de 68,3 cSt e a 100 °C de 8,7 cSt.

### 3.1.8 Determinação da Vazão Mínima da Bomba

Conforme a metodologia de cálculo apresentada no capítulo 2.3 o dimensionamento do sistema tem como dado de entrada a força, o curso e pressão máxima do cilindro. Outras informações necessárias para iniciar o projeto são o tempo mínimo para o esterçamento total, que a literatura sugere ficar na faixa de tempo entre 2,3 a 3 segundos, e o número de revoluções no volante que deve ser entre 3 e 4 revoluções para o esterçamento total.

Com estas informações foi calculado o volume combinado dos cilindros de 2,12 l e o número de revoluções necessárias para o esterçamento total, que conforme equação (3), é de 4,2 voltas. Para o cálculo de vazão mínima da bomba será utilizado o tempo de 2,3 s para o

esterçamento total, conforme a equação (4) a bomba deve ser capaz de gerar ao sistema a vazão de 40 l/min de óleo.

### 3.2 OBTENÇÃO DE DADOS DO SISTEMA

A obtenção de dados do produto busca conhecer as grandezas do sistema como um todo, possibilitando assim a construção e validação dos modelos no Simulink. É composta por quatro passos, a volta pelo trajeto, a instrumentação do sistema para a coleta de dados, a construção dos modelos no Simulink e o comparativo de custos.

#### 3.2.1 Volta Pista Off-road

Com a finalidade de obter dados do sistema foi realizado um teste do sistema hidráulico de direção simulando as condições reais de operação. O teste foi realizado na pista de testes do Campo de Provas das Empresas Randon com o caminhão RD 430M e consistiu em operar o caminhão carregado na pista off-road, que possui 5 km de estada de chão com as mais variadas condições que buscam reproduzir as condições de utilização do produto durante sua utilização, conforme Figura 11.

O percurso já é utilizado atualmente na homologação e aprovação de 100% dos produtos fabricados. Sendo assim o terreno a ser percorrido realmente próximo as condições que o produto encontra em sua operação padrão.

Figura 11 – Pista off-road do Campo de Provas

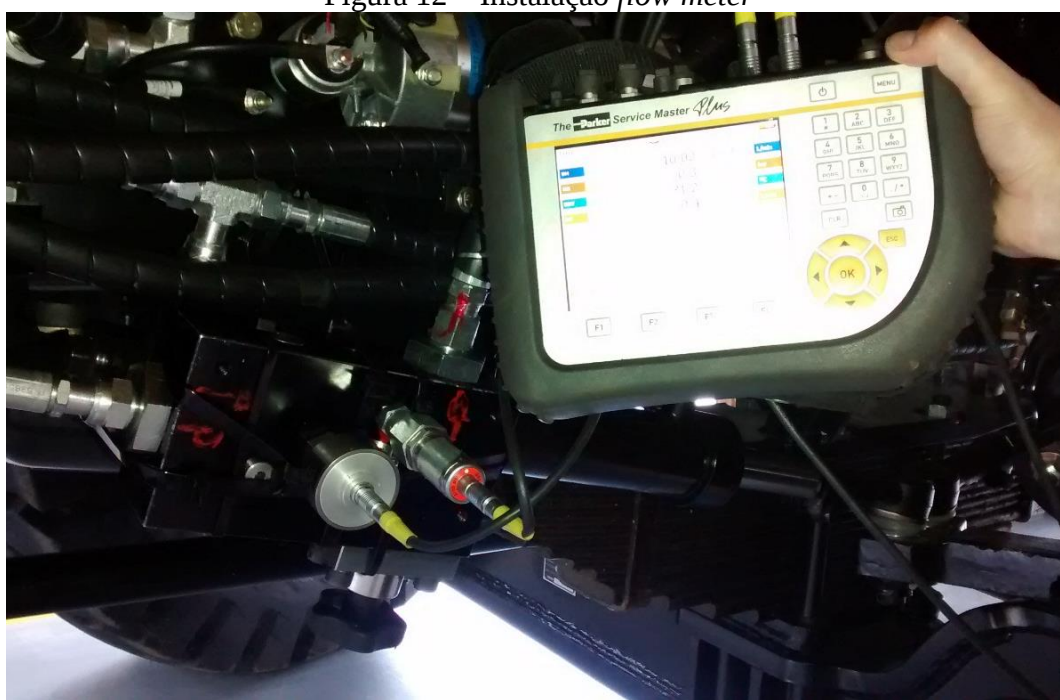


Fonte: Acervo Randon (2014)

### 3.2.2 Coleta de Dados

Para a obtenção dos resultados foram utilizados dois conjuntos de *flow meters* constituídos por um bloco de ligação, medidor de vazão e medidor de vazão ligados diretamente na linha hidráulica, conforme Figura 12, juntamente com a coleta de informações de rotação do motor. Com este conjunto de informações foram obtidos os dados de pressão e vazão no trecho entre bomba e filtro, os dados de pressão e vazão no trecho entre servostato e cilindro e as rotações do motor durante o período de testes e todos os arquivos eram armazenados diretamente em um dispositivo USB.

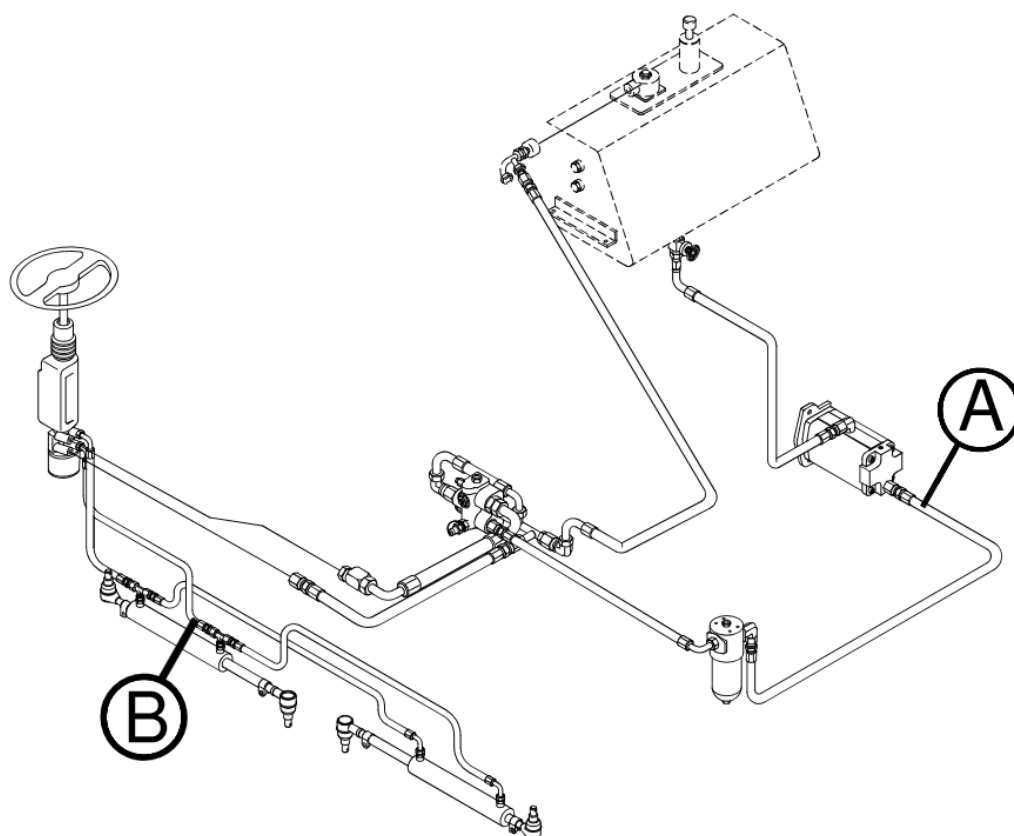
Figura 12 – Instalação *flow meter*



Fonte: O autor (2014)

Os pontos de coleta de dados escolhidos representam as partes de geração e de trabalho do circuito em análise. A geração é constituída pela bomba, e compreende em informações de rotação do motor, vazão e pressão do fluido após a bomba. A parte de trabalho é definida pelo movimento dos cilindros hidráulicos, no qual são extraídas informações de vazão e pressão do fluido na entrada dos cilindros, e após foi complementada a planilha com a informação de deslocamento dos cilindros em função da vazão disponibilizada, para isto, foi estabelecida uma relação de deslocamento de 1 mm para cada 0,015 litro de óleo. Na figura 13, a marcação A representa o ponto de coleta da geração e a marcação B representa o ponto de trabalho

Figura 13 – Posição dos sensores do Senso Control.



Fonte: O autor (2014)

O sistema é configurável, o tempo entre coletas de informações foi definido em um segundo, escolha de unidades e nome para cada coluna de dados. O flow meter é montado em série a linha do sistema, havendo a necessidade de acrescentar uma mangueira em cada linha hidráulica para efetuar sua ligação e fixação com cintas plásticas. O conjunto flow meter utilizado é composto pelo Service Master Plus, o medidor de vazão e o medidor de pressão.

### 3.2.2.1 Service Master Plus

O conjunto do Service Master Plus da marca Parker, modelo SCM-500-01-01 conforme Figura 14, é a parte responsável pelo processamento e armazenamento dos dados, é um computador portátil que recebe as informações dos sensores e as armazena. Após o término da coleta de dados é efetuado o processamento em seu software específico para que os dados sejam filtrados, transformados em gráficos e exportados para planilhas de excel.

Figura 14 – Service Master Plus



Fonte: Parker (2014)

### 3.2.2.2 Sensor de Vazão

Foram utilizados dois medidores de vazão da marca Parker, um modelo SCLV-PTQ-750, com range de medição entre 20 e 600 lpm ligado após a bomba e outro modelo SCFT-PTQ-60, com range de medição entre 3 e 60 lpm, os sensores foram ligados em série a linha do circuito hidráulico. Na Figura 15, é apresentado o sensor.

Figura 15 – Sensor de vazão



Fonte: Parker (2014)

### 3.2.2.3 Sensor de Pressão

Foram utilizados dois medidores de pressão da marca Parker, modelo SCPT-600-02-02, com range de medição entre 0 e 600 bar, os sensores foram ligados no corpo dos sensores de vazão. Na Figura 16, é apresentado o sensor.

Figura 16 – Sensor de pressão



Fonte: Parker (2014)

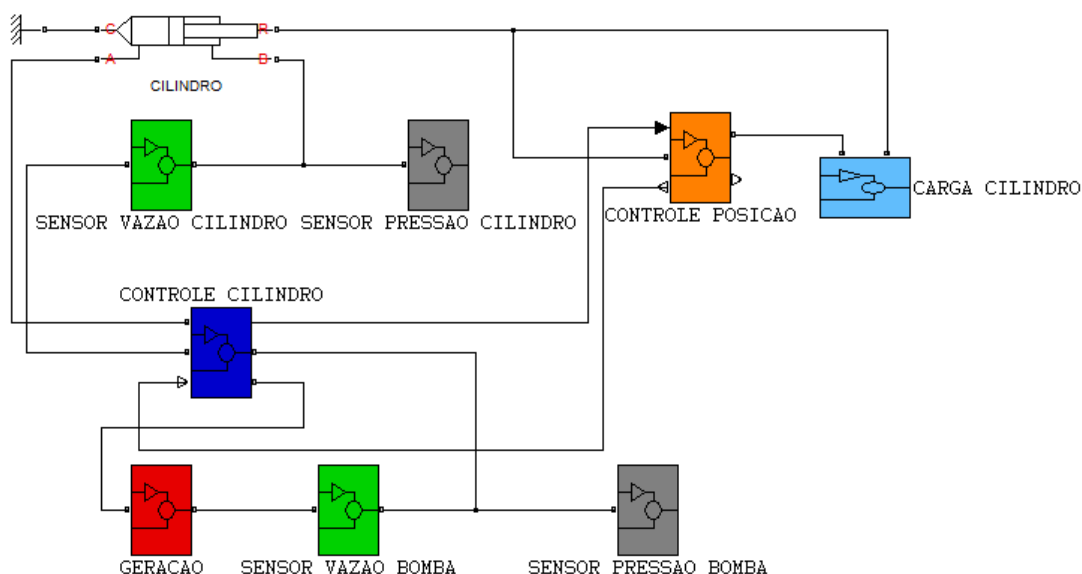
### 3.2.3 Modelos no Simulink

Com a utilização do software Simulink foram elaborados dois circuitos hidráulicos para representação numérica do modelo atual, com a utilização da bomba de engrenagens, e outro modelo virtual do sistema proposto com a utilização da bomba de pistões com fluxo variável.

A construção do modelo necessitou algumas alterações do sistema que não tiveram impacto funcional. O primeiro ponto é que a montagem de dois cilindros cruzados não foi possível no Simulink, a alternativa encontrada foi a utilização de um único cilindro com as áreas do êmbolo e da haste iguais ao somatório de áreas do conjunto montado. Outro ponto que alterado foi o servostado, que não possui um bloco específico então foi desenvolvido um conjunto com uma válvula 4/3 vias juntamente com um sensor de posição, este conjunto compara a posição de entrada do cilindro com a posição do cilindro do modelo, direcionando o fluxo de óleo para o sentido necessário. O controle da posição do cilindro é realizado através de um comparativo entre o valor de entrada e a posição do cilindro no Simulink e é realizada pelo bloco *subtract*.

Na Figura 17, é apresentado o modelo do Simulink, os dados de entrada são armazenados em forma de tabela no Matlab, são eles posição do cilindro e rotação da bomba, e os dados de saída do modelo são a vazão e pressão da bomba, vazão e pressão do cilindro e a posição do cilindro.

Figura 17 – Modelo virtual do sistema com bomba de engrenagens.

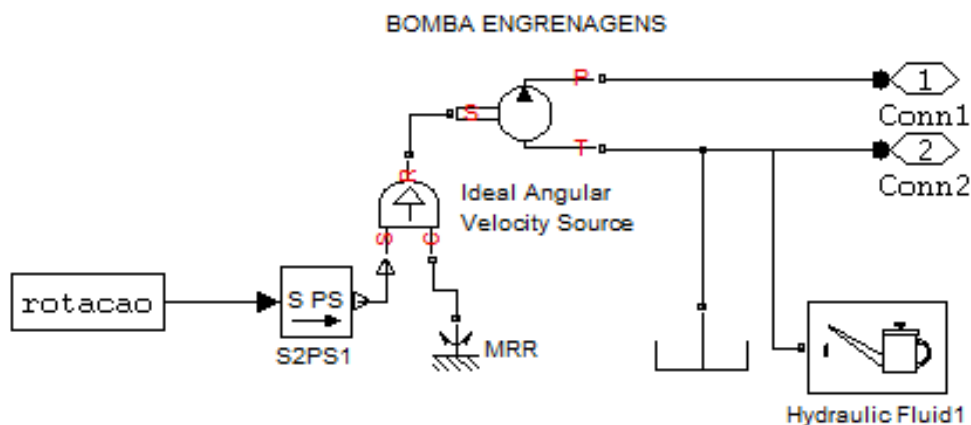


Fonte: O autor (2014)

Os subsistemas são constituídos por diversos blocos que auxiliam os componentes principais a realizarem suas tarefas ajustando e convertendo sinais, estes componentes são secundários ao sistema e não são parametrizáveis. Os subsistemas de sensores são blocos compostos apenas de sensores e visores para a construção de gráficos e são apenas para a extração de dados.

Os principais subsistemas são o de geração, controle do cilindro, controle de posição e o próprio cilindro. O subsistema de geração é composto pelo sinal de rotação do motor e a bomba hidráulica, conforme Figura 18. Na bomba são parametrizadas as informações de deslocamento volumétrico e eficiências conforme catálogo.

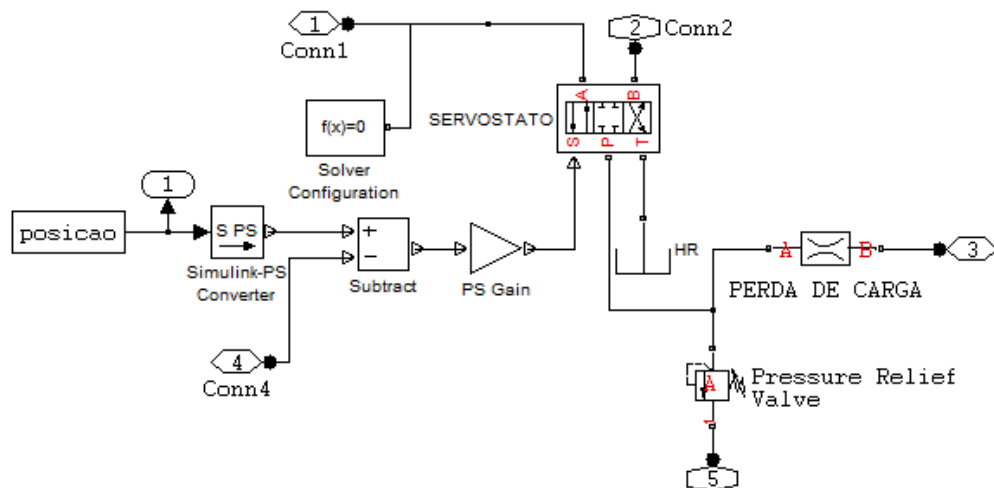
Figura 18 – Subsistema de Geração.



Fonte: O autor (2014)

O subsistema de controle do cilindro é composto basicamente pela válvula de controle de fluxo, pela restrição de perda de carga e o sinal de posição do cilindro, conforme Figura 19. A válvula é controlada pelo sinal *subtract* que compara o sinal de posição do cilindro com informação de posição do cilindro enviada pelo subsistema de controle de posição.

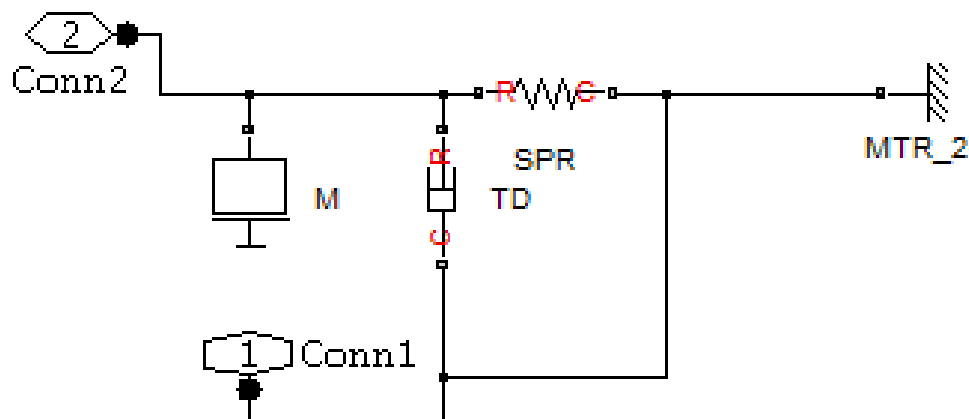
Figura 19 – Subsistema controle do cilindro.



Fonte: O autor (2014)

O subsistema de carga no cilindro é composto por um conjunto massa mola, no qual a massa utilizada é em função da força máxima encontrada no cilindro, que é de 2.600 kg, conforme Figura 20.

Figura 20 – Subsistema de carga do cilindro.



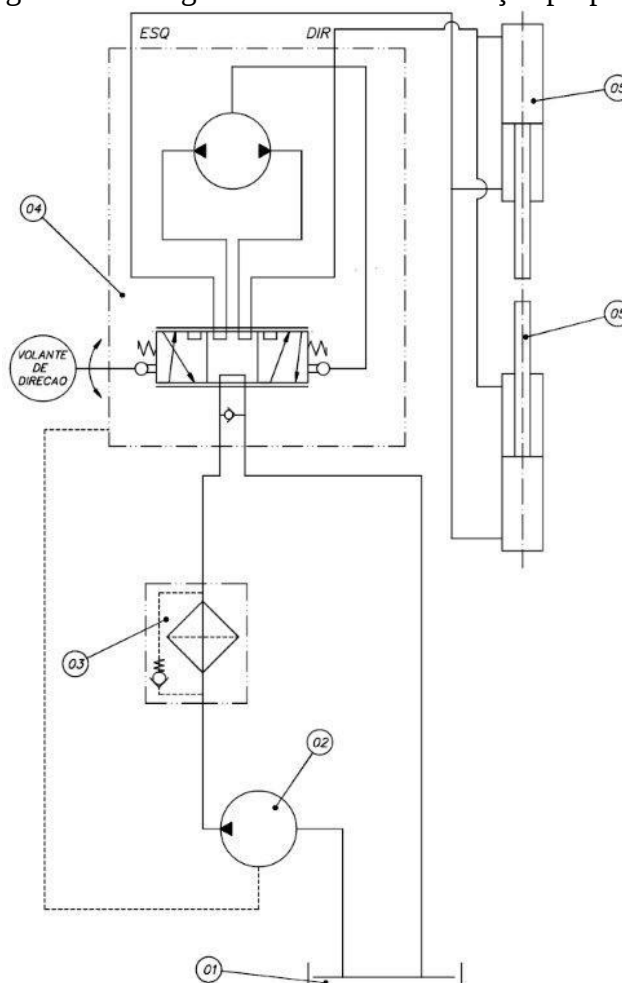
Fonte: O autor (2014)

### 3.2.3.1 Dimensionamento e Modelo do Sistema com a Bomba de Pistões

Após a coleta de dados reais de aplicação, a análise e a compreensão das grandezas envolvidas na operação é possível efetuar o projeto com a utilização da bomba de pistões com fluxo variável, desenhando o diagrama hidráulico e dimensionando os principais componentes como a bomba e o filtro de linha. Os demais componentes como o servostato e os cilindros serão mantidos com a finalidade de não modificar o trabalho realizado pelo sistema.

Para a construção do modelo com a bomba de pistões com fluxo variável, foi necessária a definição do diagrama no qual é precisamos efetuar algumas alterações e simplificações do sistema, são elas a retirada do bloco manifold e o acréscimo da função de *load sensing* na unidade de direção, conforme Figura 21. Os componentes do sistema estão detalhados com a numeração: (1) reservatório hidráulico, (2) bomba de pistões, (3) unidade de direção hidrostática, (4) cilindros.

Figura 21 – Diagrama hidráulico de direção proposto.



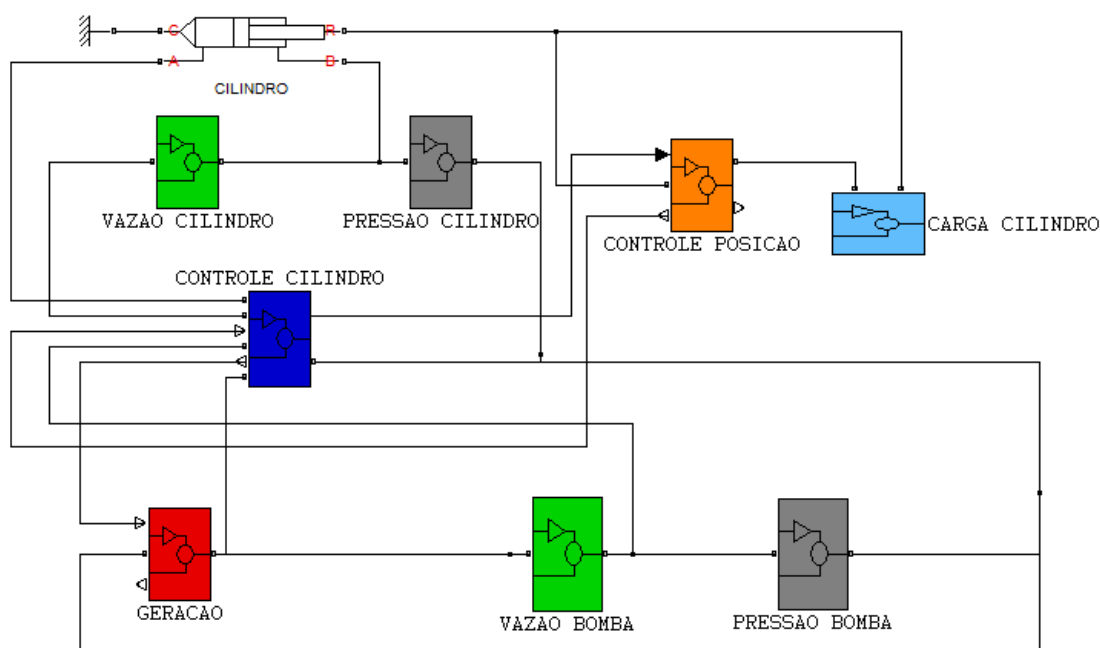
Fonte: O autor (2014)

Para a escolha da bomba os principais fatores foram a rotação de entrada, a vazão gerada na menor rotação e a pressão máxima encontrada. Durante os testes a máxima vazão utilizada nos cilindros foi de 21 l/min, na teoria o circuito tem capacidade de consumir até 40 l/min de óleo. A pressão máxima verificada foi de 40bar. No catálogo do fabricante Bosch a bomba modelo A10VO45DFR/5X atende perfeitamente aos requisitos, seu deslocamento volumétrico máximo é de 45 cm<sup>3</sup>/rot e pressão máxima de 250 bar.

A definição do filtro ocorre em função da pressão de operação e da vazão de óleo. Considerando a pressão máxima de projeto do sistema de 90 bar e a vazão máxima estipulada de 40 l/min, no catálogo do fabricante HDA o filtro mais adequado é o modelo FP10-03FV, que tem a faixa de operação ideal de 8 l/min até 40 l/min.

O modelo proposto seguiu o mesmo padrão do sistema atual com a mudança para a bomba de pistões com fluxo variável, o acréscimo do conjunto de *load sensing* e a retirada da válvula limitadora de pressão, pois é através do aumento da pressão que o *load sensing* controla a posição do prato da bomba, conforme apresentado na Figura 22.

Figura 22 – Modelo virtual do sistema com bomba de pistões.

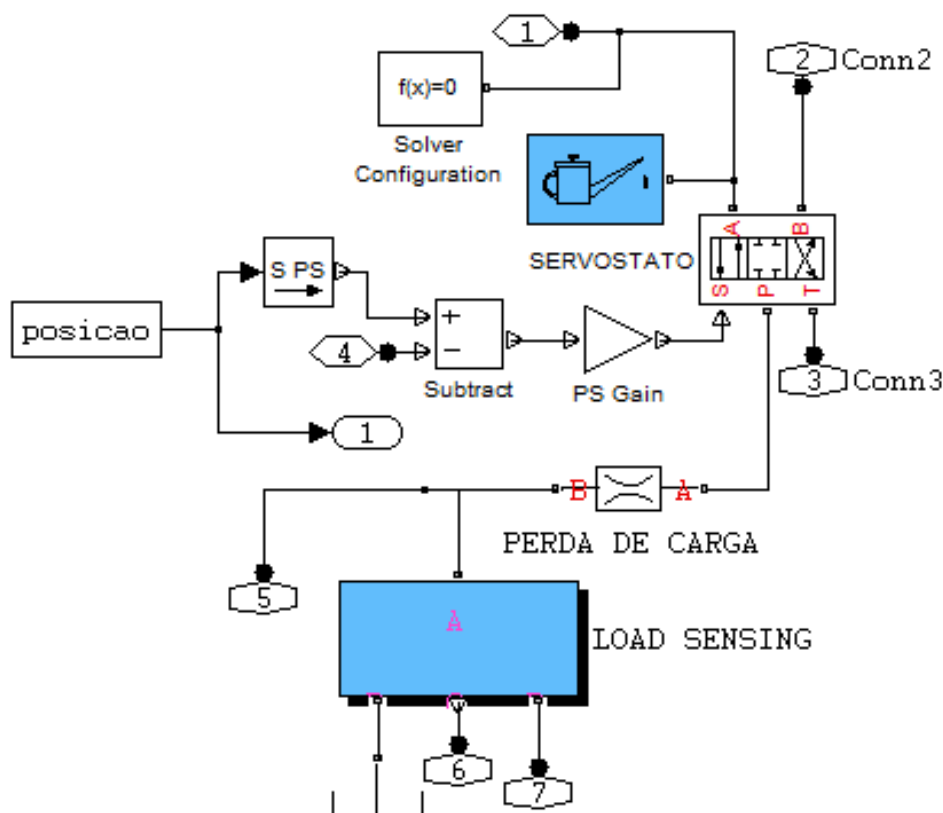


Fonte: O autor (2014)

A diferença do sistema com bomba de pistões para o sistema com bomba de engrenagens é a mudança da bomba, onde na parametrização é acrescentada a variável de máximo deslocamento que é o controle do deslocamento volumétrico da bomba. Este controle é realizado pelo bloco do *load sensing* que foi acrescentado no subsistema de controle do

cilindro, Figura 23, este bloco faz um comparativo do valor de pressão na entrada do cilindro com a máxima pressão determinada para o sistema. Quando a pressão atinge este valor, é enviado um sinal para a bomba variando a posição do prato e consequentemente variando o fluxo gerado pela bomba.

Figura 23 – Subsistema de controle do cilindro.

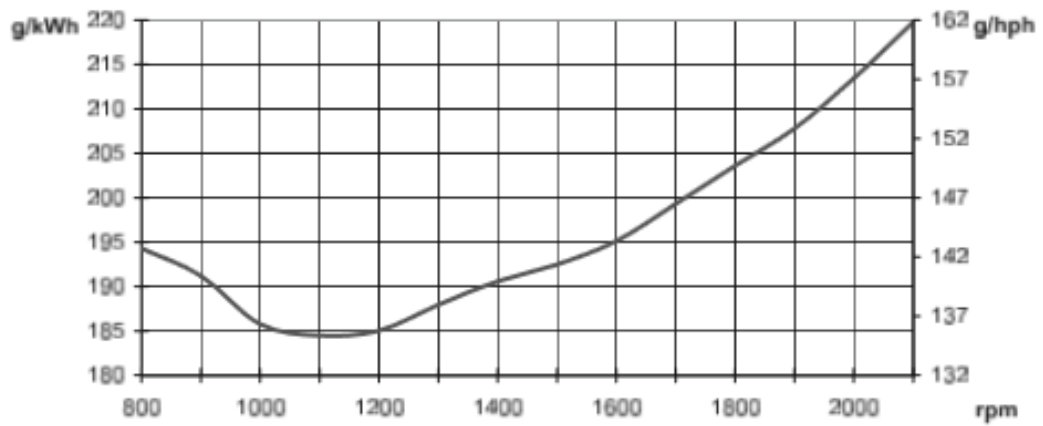


Fonte: O autor (2014)

### 3.2.4 Comparativo de Custos

O comparativo de custos foi baseado no custo dos componentes e do consumo de combustível em função da energia total gasta em cada sistema. Assim foi calculado o tempo para o pagamento do investimento inicial através da redução do gasto com combustível pelo cliente. Para o cálculo de consumo foi utilizado o gráfico informativo do fabricante do motor onde é apontado o consumo em gramas de combustível levando em consideração a rotação média durante a operação e a energia, conforme Figura 24.

Figura 24 – Gráfico consumo de combustível.



Fonte: Scania (2014)

A energia gerada pelo sistema foi obtida através da equação (5), na qual a potência do sistema é obtida com a multiplicação da vazão pela pressão do sistema. Para o cálculo foram utilizados os valores médios da vazão e da pressão ao longo do tempo.

$$E = Q \times P \times T \quad (5)$$

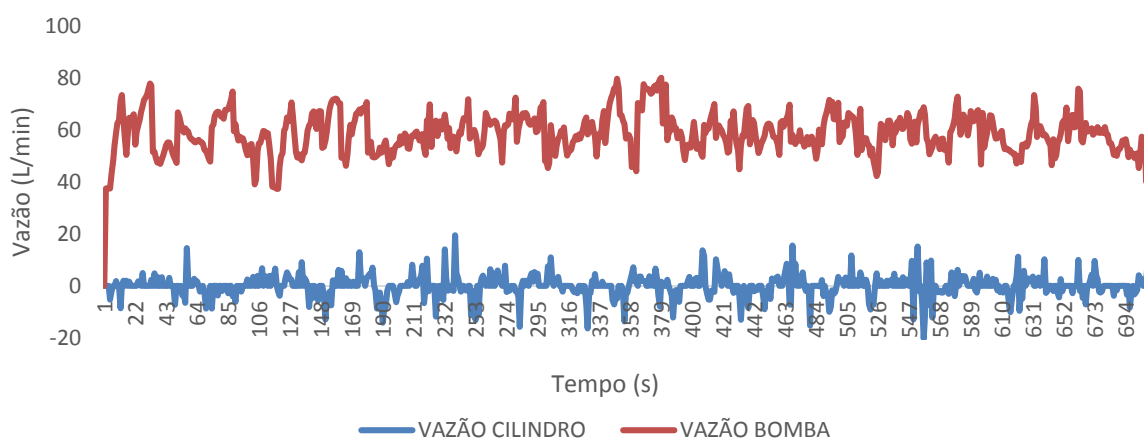
## 4 RESULTADOS

As medições ocorreram normalmente no percurso proposto, e a volta completa para medição durou 11 minutos e 49 segundos e a velocidade média foi de 25 km/h. Após a realização das medições foi realizada uma análise completa dos parâmetros do sistema e os resultados são divididos em quatro partes, os dados coletados, a validação dos modelos, o comparativo entre os modelos e a análise de custos e consumo de combustível para os sistemas.

### 4.1.1 Dados Coletados

Foram reunidos em um gráfico os valores de vazão na bomba e no cilindro com a finalidade de avaliar o comportamento do conjunto na operação. Este gráfico apresenta a vazão gerada pelo sistema em função da rotação e a vazão consumida pelo sistema durante o deslocamento dos cilindros em função do tempo, conforme Figura 25.

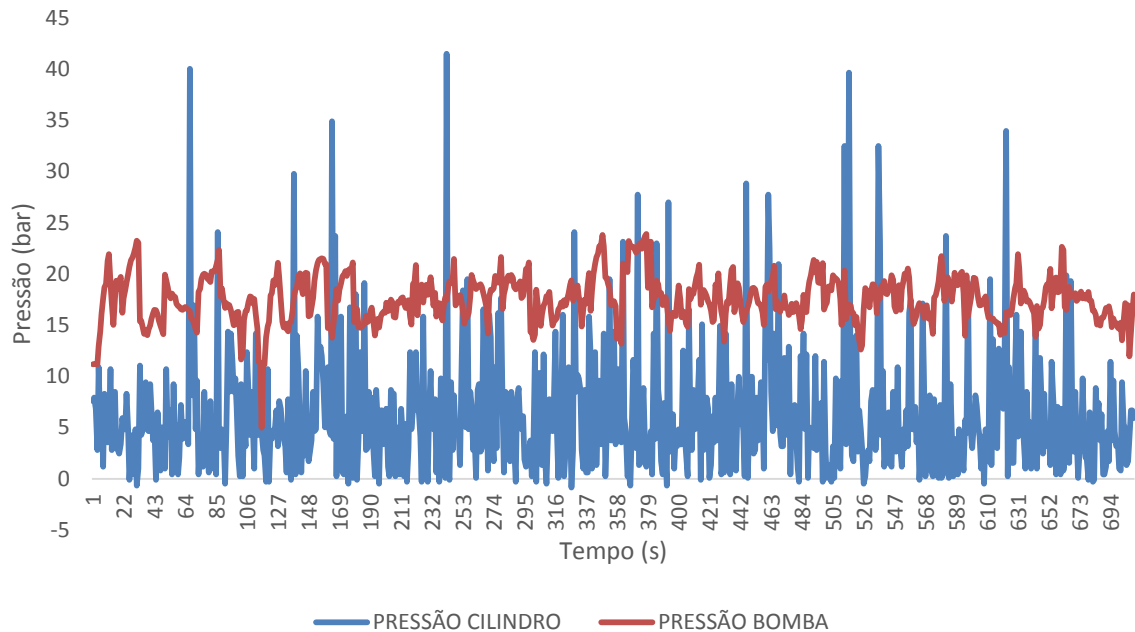
Figura 25 – Gráfico comparativo de vazão gerada e utilizada



Fonte: O autor (2014)

A pressão de operação do sistema é medida no cilindro, enquanto a pressão medida na saída da bomba agrega também as perdas de carga no sistema. É importante informar que em alguns picos a pressão do cilindro é superior a pressão da bomba, estes picos ocorrem em função de impactos da roda do caminhão em pedras e buracos. Na Figura 26, é apresentado um comparativo entre as pressões em função do tempo.

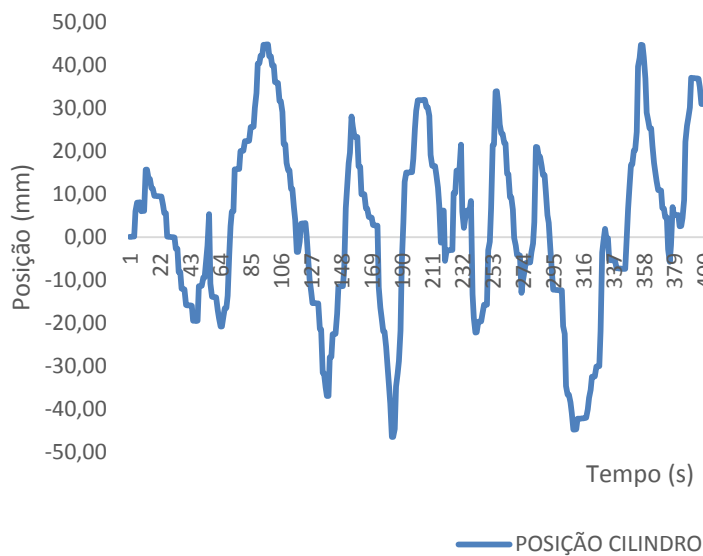
Figura 26 – Gráfico comparativo de pressão



Fonte: O autor (2014)

Na Figura 27, é apresentado o gráfico de posição do cilindro em função do tempo, este gráfico foi gerado através da relação entre vazão e deslocamento do cilindro, pois não foi possível medir de forma direta a posição do cilindro. A relação foi definida 0,015 litro de óleo para cada 1 mm de deslocamento do cilindro.

Figura 27 – Gráfico de posição do cilindro



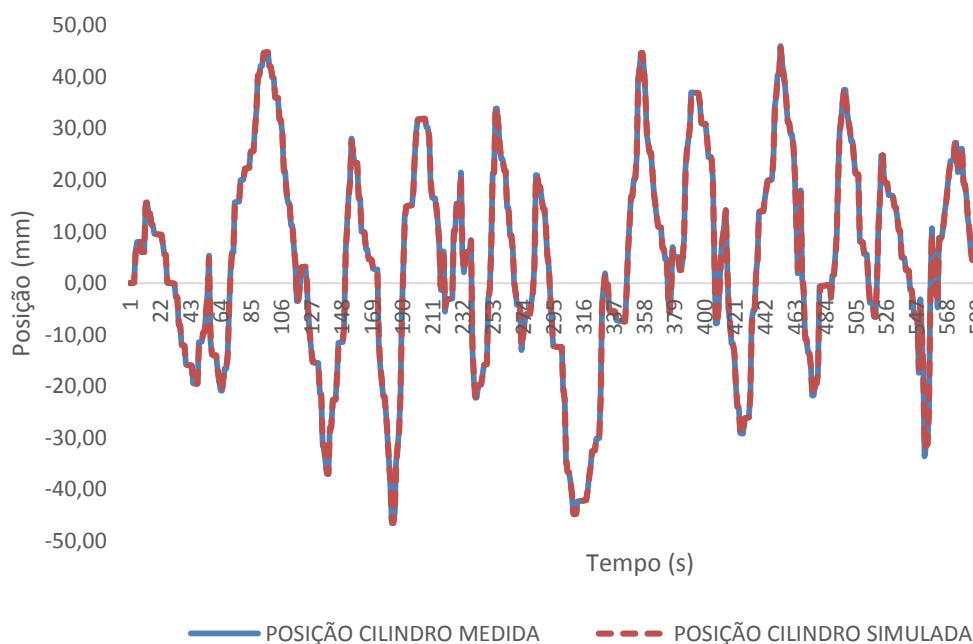
Fonte: O autor (2014)

#### 4.1.2 Validação e Comparação dos Modelos

Para a validação dos modelos são utilizados os dados de entrada medidos no sistema atual, são eles a rotação da bomba e a posição dos cilindros. Com estes dados simulados no modelo foi possível analisar o comportamento do modelo para a sua validação.

Com os dados de entrada de rotação da bomba e posição do cilindro, foi simulado no modelo com a bomba de engrenagens o teste dinâmico realizado no produto com a finalidade de comparar os demais dados do sistema. O primeiro dado extraído para a análise foi a posição do cilindro ao longo do tempo, a escolha deve-se pois este é o indicativo que o sistema realizou o trabalho para o qual foi designado, conforme Figura 28.

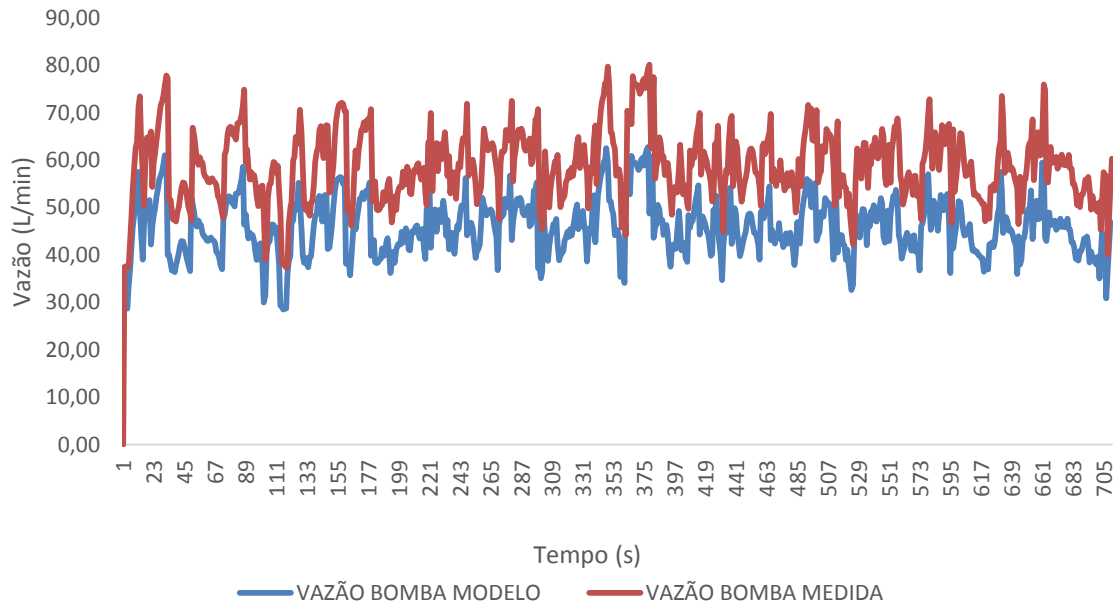
Figura 28 – Gráfico comparativo de posição do cilindro no Simulink.



Fonte: O autor (2014)

O próximo gráfico apresenta o comparativo da vazão da bomba do modelo que ocorre em função da rotação de entrada do sistema. O gráfico apresenta valores similares entre a medição e a simulação, conforme Figura 29.

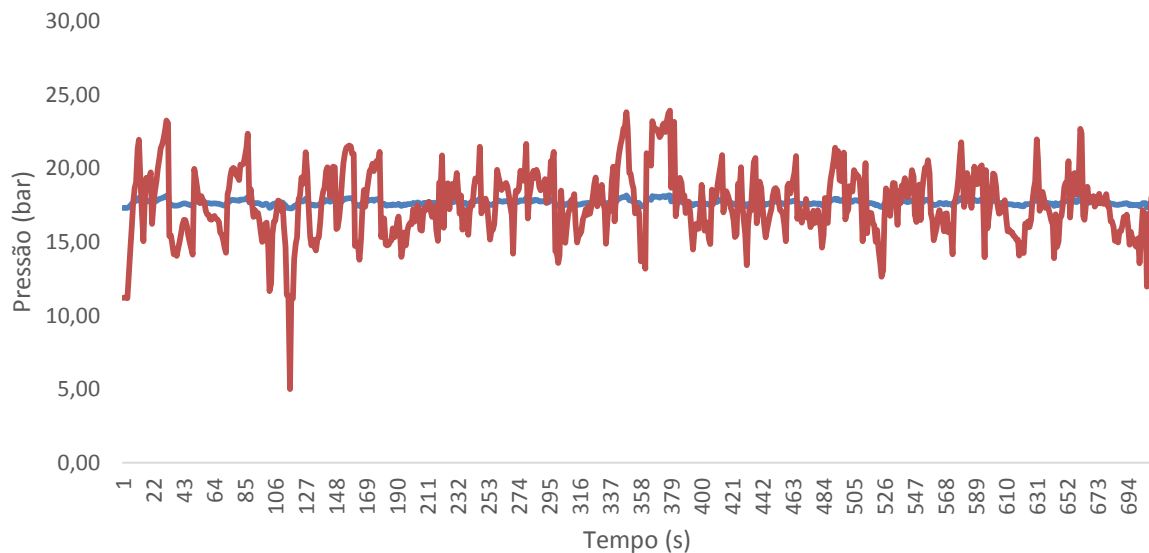
Figura 29 – Gráfico comparativo de vazão na bomba no Simulink.



Fonte: O autor (2014)

O gráfico comparativo da pressão da bomba que ocorre em função da soma entre a perda de carga no sistema e da pressão do cilindro. A pressão da bomba no Simulink não apresentou a mesma variação que as medições, porém manteve-se sobre a linha dos valores medidos, conforme Figura 30.

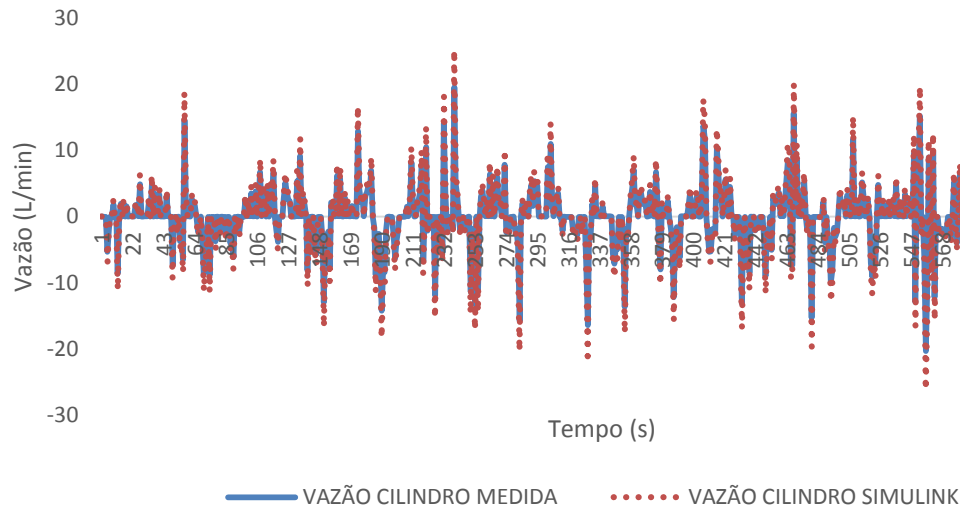
Figura 30 – Gráfico comparativo de pressão na bomba no Simulink.



Fonte: O autor (2014)

O gráfico comparativo da vazão no cilindro que ocorre em função do deslocamento dos cilindros, e os valores encontrados no modelo ficaram condizentes com os valores medidos no teste, conforme Figura 31.

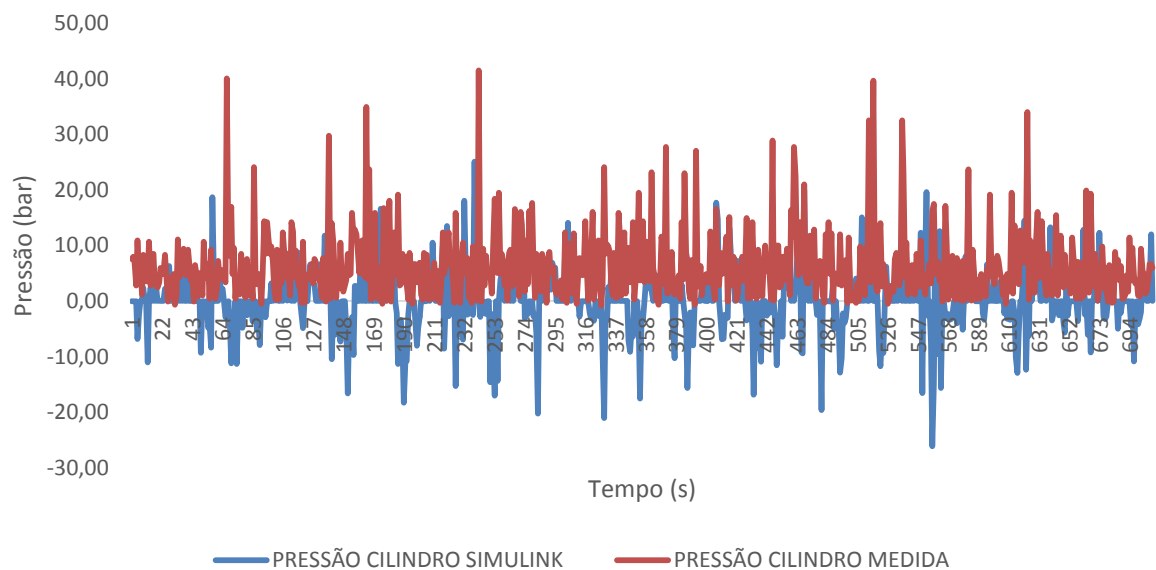
Figura 31 – Gráfico comparativo de vazão no cilindro no Simulink.



Fonte: O autor (2014)

O gráfico comparativo da pressão no cilindro que ocorre em função da força do cilindro, e os valores se diferem dos valores medidos pois a força considerada no modelo é fixa enquanto na operação sofre variação do esforço em função de velocidade, terreno e impactos, conforme Figura 32.

Figura 32 – Gráfico comparativo da pressão no cilindro no Simulink.

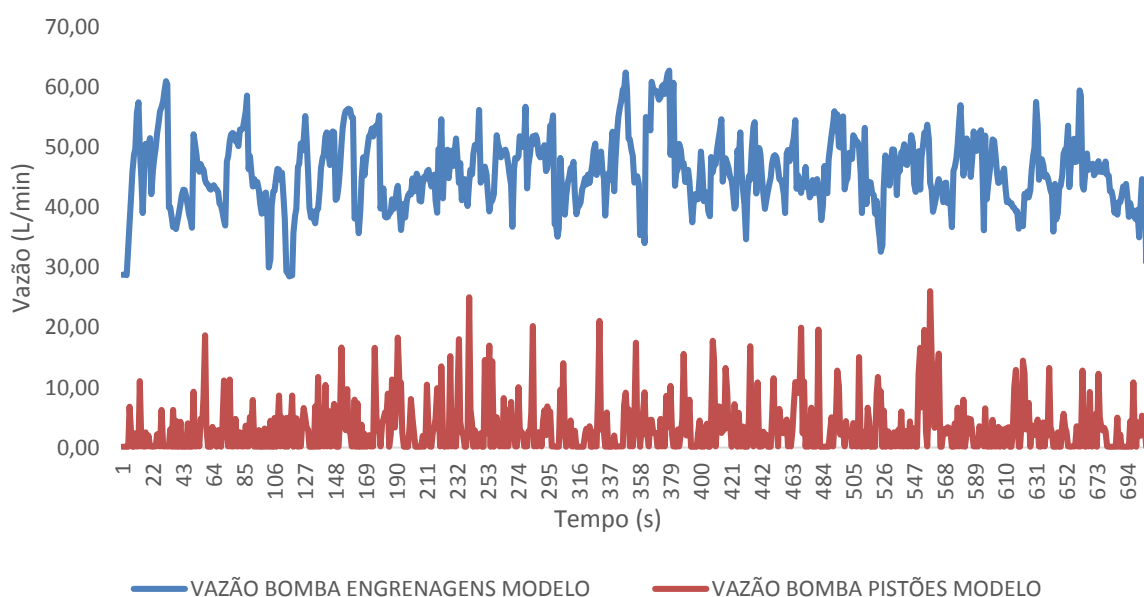


Fonte: O autor (2014)

Os gráficos comparativos entre os valores medidos no produto e o modelo gerado, indicam que na parte do sistema responsável pela geração de energia o comportamento do modelo se aproximou dos valores extraídos nas medições, enquanto a parte que realiza o trabalho o modelo não reproduziu de forma fiel os valores medidos. Porém para a avaliação proposta, de comparar o funcionamento das bombas, o modelo ficou adequado pois o foco principal do trabalho é a análise da bomba, ou seja, a parte de geração de energia.

Com o modelo atual aprovado, foi simulado o modelo com a bomba de pistões utilizando os dados de entrada de rotação da bomba e posição do cilindro. Os gráficos de deslocamento, vazão e pressão do cilindro se mantiveram idênticos aos gráficos do sistema atual. Na Figura 33, é comparada a vazão da bomba de pistões com o fluxo variável e a vazão da bomba de engrenagens. Neste gráfico ficou nítido que enquanto a bomba de engrenagens gera vazão unicamente em função da rotação, a bomba de pistões com fluxo variável gera a vazão apenas em momentos onde é demandada.

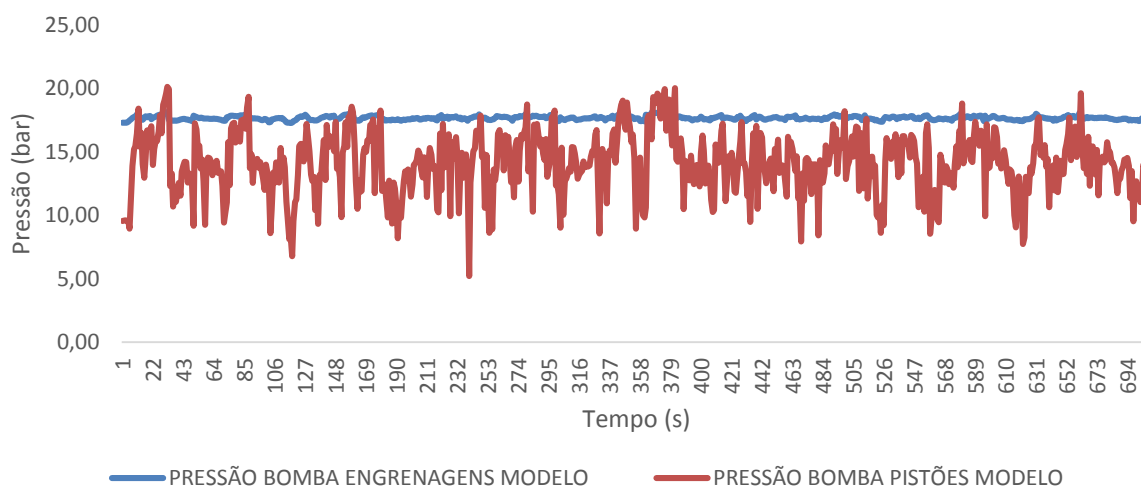
Figura 33 – Gráfico comparativo da vazão na bomba de pistões no Simulink.



Fonte: O autor (2014)

Na Figura 34, é apresentado o gráfico comparativo de pressão da bomba de pistões com o fluxo variável com a bomba de engrenagens utilizada atualmente, a pressão da bomba foi menor em função da vazão percorrendo as restrições fixas do sistema também ser menor.

Figura 34 – Gráfico de pressão na bomba no Simulink.



Fonte: O autor (2014)

A plotagem dos gráficos tem suma importância para a análise dos modelos criados no Simulink, permitindo a comparação entre os valores encontrados durante a simulação e os valores reais medidos durante os testes.

De um modo geral o software reproduziu o sistema de forma eficiente, com valores próximos a realidade nos quesitos de vazão e posição do cilindro. A pressão na bomba apresentou uma distorção um pouco maior, este fato ocorreu pois a restrição do cilindro varia em função da relação de pressão e vazão enquanto no modelo a restrição foi considerada uniforme. Mesmo assim os resultados encontrados foram satisfatórios e os modelos estão aprovados para a reprodução do funcionamento do sistema.

#### 4.1.3 Análise de Custos e Consumo de Combustível dos Modelos

A análise de custos foi realizada através do comparativo entre os principais componentes do sistema que sofreram alterações são a bomba, o filtro, o bloco manifold, a união e a unidade de direção. Na Tabela 1, é apresentado o comparativo de custos no qual o sistema proposto ficou R\$ 471,68 mais caro que o sistema atual. O componente com a maior divergência é bomba de pistões, este item apresentou um acréscimo de R\$ 981,51 enquanto os demais itens tiveram redução.

**Tabela 01 – Comparativo de Custos.**

| ATUAL        | NOVO         | DESCRIÇÃO                    |
|--------------|--------------|------------------------------|
| R\$ 399,99   | -            | BOMBA ENGRENAGEM             |
| -            | R\$ 1.381,50 | BOMBA PISTÕES                |
| R\$ 309,25   | -            | FILTRO PRESSÃO FP40-03FV-10B |
| -            | R\$ 236,00   | FILTRO PRESÃO FP10-03FV-10B  |
| R\$ 273,97   | -            | BLOCO MANIFOLD               |
| R\$ 162,61   | -            | UNIÃO                        |
| R\$ 703,20   | R\$ 703,20   | UNIDADE DE DIREÇÃO           |
| R\$ 1.849,02 | R\$ 2.320,70 | TOTAL                        |
|              | R\$ 471,68   | DIFERENÇA                    |

Para o cálculo estimativo de consumo de combustível, foi utilizada a rotação média na qual o produto operou de aproximadamente 1.200 rpm e a energia total gasta em ambos os modelos que foi de 4.862 kwh no modelo com a bomba de engrenagens e de 276 kwh no modelo com a bomba de pistões, este valor mostra que 94% da energia gerada é desperdiçada.

Utilizando o gráfico da Figura 24, o consumo do motor de combustão para a rotação do produto é de 185 g/kwh ou 0,217 l/kwh, utilizando a densidade do óleo diesel de 0,850 kg/l. Assim o consumo de óleo diesel exclusivo para a bomba de engrenagens foi de 1,058 l/h e para a bomba de pistões foi de 0,060 l/h, uma redução de 0,998 l/h u 94% de redução de consumo exclusivo para a bomba. Analisando que o consumo médio total do produto em operação é de 14 l/h e a redução de consumo da bomba ser de 0,998 l/h, a redução total de consumo do produto é de 7%.

Com a finalidade de estimar o retorno financeiro do acréscimo de custo para a montagem do sistema, o preço do diesel considerado foi a média do mês de novembro de 2014 com o valor de R\$ 2,59, conforme ANP, após 181 horas em operação os R\$ 471,68 acrescidos ao projeto são recuperados em função da redução de consumo de combustível, menos de um mês de operação.

## CONCLUSÕES

Baseado nos resultados encontrados através dos modelos do Simulink, a análise comparativa entre a utilização de uma bomba de pistões com fluxo variável em substituição da atual bomba de engrenagens, no sistema hidráulico de direção do caminhão fora-de-estrada, apresentou um resultado muito interessante em termos de consumo entre as bombas.

Com a realização das medições, ficou claro que geração de energia do sistema extrapolou muito a energia demandada para realizar trabalho, e após com a simulação de ambos os modelos foi encontrada a redução de energia gasta de 4.586 kwh com a utilização da bomba de pistões com fluxo variável, isto representa 94% de redução. Estimando esta energia em consumo de combustível foi obtida uma redução de aproximadamente 1 l/h durante a operação. Esta redução de consumo em função da mudança do tipo de bomba implica uma redução do consumo total do veículo de aproximadamente 7%, o que se aproxima com o valor de 6% encontrado em automóveis citado na justificativa do trabalho.

Sobre a utilização do Simulink, pode-se afirmar que a utilização de métodos de simulação virtual é um forte aliado durante o projeto a fim de reduzir em muito os custos e os tempos de testes em produtos, além da facilidade encontrada no momento de alterar parâmetros de componentes. Porém para o melhor aproveitamento do recurso da simulação é crucial o conhecimento do sistema em análise e do software a ser utilizado, pois a parametrização e o conhecimento do correto funcionamento evitam que o trabalho seja realizado de forma imprecisa.

## BIBLIOGRAFIA

- BORGHI, M.; ZARDIN, B.; PINTORE, F.; BELLUZZI, F. **Energy savings in the hydraulic circuit of agricultural tractor**. Engineering Department Enzo Ferrari, Modena, Italy, 2013.
- CANALE, Antonio Carlos. **Automobilística dinâmica e desempenho**. São Paulo: Érica, 1989.
- FIALHO, Arivelto Bustamante . **Automação hidráulica: projetos, dimensionamento e análise de circuitos**. 2. ed. São Paulo: Érica, 2003. ISBN 8571948925.
- LINSINGEN, Irlan Von. **Fundamentos de sistemas hidráulicos**. 3. ed. Florianópolis: UFSC/FEPESE, 2008. 399p. ISBN 9788532803986.
- LÖNER, R. **Applied computational fluid dynamics techniques: an introduction based on finite elements methods**. New York: Wiley, 2001.
- MATSUMOTO, Élia Yathie. **Simulink 5: fundamentos**. 3. ed. São Paulo: Érica, 2007. ISBN 8571949379.
- PARKER. **Tecnologia hidráulica industrial**. Brasil, Julho de 1999.
- PARKER. **Tecnologia hidráulica industrial**. Brasil, Março de 2001.
- SAUR DANFOSS. **General, steering components**. USA, Março de 2012.
- SODRÉ, Ulysses. Universidade Estadual de Londrina. **Modelos Matemáticos**, 2007. Disponível em: < <http://www.uel.br/projetos/matessencial/superior/pdfs/modelos.pdf>>. Acesso em: 07 jun. 2014.
- Disponível em: <[http://www.boschrexroth.com/country\\_units/southamerica/brasil/pt/doc\\_downloads/catalogs/a\\_downloads\\_09/bombas\\_motores/RP\\_91401.pdf](http://www.boschrexroth.com/country_units/southamerica/brasil/pt/doc_downloads/catalogs/a_downloads_09/bombas_motores/RP_91401.pdf)>. Acesso em: 05 ago. 2014.
- SONCHAL, C.; GAJANKUSH, J.; KULKARNI, A.; PAWAR, S. **Energy Efficient Hydraulic Power Assisted Steering System (E2HPAS)**, SAE Technical Paper 2012-01-0976, 2012, doi:10.4271/2012-01-0976.
- SOUZA, Alisson D.C. **Investigação do controle contínuo de vazão em circuitos hidráulicos empregando efeito inercial**. Proposta de Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 1989.
- TABOREK, Jaroslav. **Mechanics of vehicles. Steering forces and stability**. Penton, 1957.
- TUCCI, C. E. M. **Modelos Hidrológicos**. Porto Alegre: Editora da Universidade UFRGS, 1998.
- WONG, Tom. **Hydraulic power steering system design and optimization simulation**. SAE World Congress, Michigan, 2001.

Disponível em: [http://www.anp.gov.br/preco/prc/Resumo\\_Quatro\\_Combustiveis.asp](http://www.anp.gov.br/preco/prc/Resumo_Quatro_Combustiveis.asp) . Acesso em: 23 nov. 2014.