



**Evandro Michael**

**Thiago Rafael Spillari**

**DIMENSIONAMENTO DE UMA TRANSMISSÃO  
HIDRÁULICA PARA UM PROTÓTIPO BAJA SAE**

**Horizontina**

**2013**

**Evandro Michael  
Thiago Rafael Spillari**

**DIMENSIONAMENTO DE UMA TRANSMISSÃO  
HIDRÁULICA PARA UM PROTÓTIPO BAJA SAE**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Horizontina.

ORIENTADOR: Anderson Dal Molin, Mestre.

**Horizontina**

**2013**

**FAHOR - FACULDADE HORIZONTALINA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:**

**“Dimensionamento de uma transmissão hidráulica para um protótipo Baja SAE”**

**Elaborada por:**

**Evandro Michael  
Thiago Rafael Spillari**

como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em  
Engenharia Mecânica

**Aprovado em: 05/12/2013  
Pela Comissão Examinadora**

---

**Prof. Me. Anderson Dal Molin  
Presidente da Comissão Examinadora - Orientador**

---

**Prof. Dr. Richard Thomas Lermen  
FAHOR – Faculdade Horizontina**

---

**Eng<sup>a</sup>. Francine Centenaro  
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Horizontina  
2013**

## **AGRADECIMENTOS**

Agradecemos primeiramente a Deus, por iluminar toda nossa trajetória. A todos nossos familiares, amigos e colegas, especialmente aos nossos pais e as nossas companheiras.

Ao orientador e professores pelos ensinamentos e paciência. Enfim, a todos que de uma forma ou outra nos apoiaram e incentivaram nesta caminhada.

Agradecimento especial ao meu colega e amigo Evandro, pelo companheirismo e dedicação na realização deste trabalho.

Agradecimento especial ao meu colega e amigo Thiago, pelo companheirismo e dedicação na realização deste trabalho.

*“Se o dinheiro for a sua esperança de independência, você jamais a terá. A única segurança verdadeira consiste numa reserva de sabedoria, de experiência e de competência.” (Henry Ford)*

*“A tarefa não é tanto ver aquilo que ninguém viu, mas pensar o que ninguém ainda pensou sobre aquilo que todo mundo vê.” (Arthur Schopenhauer)*

## RESUMO

O mundo atual encontra-se em constante evolução e os avanços tecnológicos transformam as formas de relações, comunicação e produção, atingindo todas as áreas e setores. Surge a necessidade constante de atrativos que ofereçam comodidade, segurança, economia e versatilidade e, no setor automobilístico não é diferente. Com base nisso, o trabalho final de curso tem como objetivo principal o dimensionamento e construção de um sistema de transmissão hidráulica para um protótipo Baja SAE, buscando oferecer benefícios como a baixa relação de peso e potência, a facilidade em realizar inversões e a baixa manutenção. Para a realização de tal estudo foi feita uma pesquisa bibliográfica de com a finalidade de conhecer os componentes de uma transmissão hidráulica e entender seu funcionamento. Após a coleta das informações, que se encontram relacionadas no referencial, dimensionou-se uma transmissão hidráulica, definindo os componentes a serem utilizados no sistema, simulando através de software seu funcionamento e coletando dados reais por meio de uma bancada de teste. Através dessas ações realizou-se a verificação e comprovação do funcionamento da transmissão hidráulica dimensionada, observando-se possíveis modificações ou aperfeiçoamentos que possam fazer-se necessários para que o sistema seja viável. Por fim, conclui-se que o dimensionamento da transmissão hidráulica fornece-nos um sistema nos padrões de eficiência e rendimento, sendo que através de gráficos é possível observar os principais aspectos do seu funcionamento e desempenho.

**Palavras-chave:** Baja SAE. Transmissão Hidráulica. Dimensionamento.

## **ABSTRACT**

Today's world is in constant evolution and technological advances are changing the ways of communication and production, reaching all the sectors. In this environment there is the constant need for convenience, safety, economy and versatility, and in the automotive area it's not different. this, the final year project 's main objective is the design and construction of a hydraulic transmission system for a SAE Baja vehicle, seeking to offer benefits such as low power and weight ratio , ease of performing inversions and low maintenance . For conducting such a study was done a literature search in order to know the components of a hydraulic transmission and understand its operation . After collecting the information , which are listed in the reference , scaled up a hydraulic transmission , defining the components to be used in the system , simulating its operation through software and collecting real data through a test bench . Through these actions took place to check and verify the operation of the scaled hydraulic transmission , observing possible changes or improvements that may be needed to make the system feasible. As a conclusion, the use of a hydraulic transmission provides the necessary performance in terms of efficiency, as shown by the results of this study.

**Keywords:** SAE Baja. Hydraulic Transmission. Dimensioning.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Forças de oposição ao movimento. ....	16
Figura 2: Esforços de tração. ....	18
Figura 3: Curva de torque do motor Briggs & Stratton 10HP. ....	26
Figura 4: Curva de potência do motor Briggs & Stratton 10HP. ....	27
Figura 5: Dimensões da tubulação. ....	31
Figura 6: Equipamento de medição <i>SensoControl</i> . ....	33
Figura 7: Bancada virtual. ....	33
Figura 8: Motores hidráulicos Parker da série TE. ....	35
Figura 9: Vazão X Rotação, bomba hidráulica. ....	37
Figura 10: Válvula direcional. ....	38
Figura 11: Perda de carga válvula VO-40 - válvula direcional. ....	39
Figura 12: Válvula On/Off. ....	39
Figura 13: Perda de carga válvula D1VW – On/Off. ....	40
Figura 14: Representação esquemática da transmissão hidráulica. ....	41
Figura 15: Simulação das bombas. ....	42
Figura 16: Simulação dos motores hidráulicos. ....	43
Figura 17: Bancada de teste construída. ....	44
Figura 18: Vazão em relação à pressão e ao RPM do motor a combustão. ....	44
Figura 19: Vazão X Pressão. ....	45
Figura 20: Rotação X Pressão. ....	46
Figura 21: Vazão X RPM 4X2 traseira. ....	46
Figura 22: Rendimento total da transmissão e rendimento da bomba. ....	47
Figura 23: Torque no eixo. ....	48
Figura 24: Força na roda X Pressão e o RPM roda. ....	49



## LISTA DE SÍMBOLOS

<b>Símbolo</b>	<b>Unidade</b>	<b>Descrição</b>
$\mu_e$	-	Coefficiente de atrito
$F_T$	<i>N</i>	Esforço de tração total do veículo
$R_a$	<i>N</i>	Resistência aerodinâmica
$R_r$	<i>N</i>	Resistência ao rolamento
$R_p$	<i>N</i>	Resistência da rampa
$N_M$	<i>RPM</i>	Rotação do motor a combustão
$T_E$	<i>N.m</i>	Torque máximo no eixo de transmissão
$T_M$	<i>N.m</i>	Torque do motor a combustão
$C_X$	-	Coefficiente de resistência aerodinâmica
$F_{Máx}$	<i>N</i>	Força de tração máxima na roda do veículo
$F_N$	<i>kg.m/s</i>	Força normal
$F_{a\ max}$	<i>N</i>	Força de atrito máximo
$M_t$	<i>N.m</i>	Momento torçor do motor hidráulico
$N_R$	<i>RPM</i>	Rotação na roda
$R_e$	-	Número de Reynolds
$R_m$	<i>N/kg</i>	Coefficiente de resistência ao rolamento
$V_{Res}$	<i>L</i>	Volume do reservatório
$i_F$	-	Relação de transmissão
$\eta_T$	<i>%</i>	Rendimento da transmissão
$\Delta P$	<i>Bar</i>	Perda de carga
$V$	<i>cm<sup>2</sup>/s</i>	Viscosidade cinética do fluido
$A$	<i>m<sup>2</sup></i>	Área frontal do veículo
$A_s$	<i>cm<sup>2</sup></i>	Área de secção da tubulação
$C$	<i>kg</i>	Massa do veículo
$D$	<i>m<sup>3</sup>/Rev</i>	Deslocamento por rotação do motor hidráulico
$D_i$	<i>cm</i>	Diâmetro interno da tubulação
$L$	<i>cm</i>	Comprimento total da tubulação
$L1$	<i>cm</i>	Comprimento da tubulação retilínea
$Ls$	<i>cm</i>	Comprimento equivalente das singularidades
$Q$	<i>cm<sup>3</sup>/s</i>	Vazão da bomba
$R$	<i>m</i>	Raio da roda
$S$	<i>%</i>	Gradiente de inclinação
$V$	<i>km/h</i>	Velocidade máxima
$X$	-	Coefficiente do fator de fricção
$d_i$	<i>cm</i>	Diâmetro interno da tubulação
$f$	-	Fator de fricção
$n$	<i>RPM</i>	Rotação
$v$	<i>cm/s</i>	Velocidade de escoamento
$\gamma$	<i>kg/m<sup>3</sup></i>	Densidade do fluido

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>13</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO DA LITERATURA</b>	<b>15</b>
2.1	CÁLCULOS DE ESFORÇOS	15
2.1.1	Força de Tração	15
2.1.2	Forças que se opõem ao movimento	16
2.1.2.1	Esforço de Tração	18
2.1.3	Força de Atrito	18
2.2	TRANSMISSÃO HIDRÁULICA	19
2.2.1	Motores hidráulicos	20
2.2.2	Bombas	21
2.2.3	Válvulas	22
2.2.4	Reservatório	22
2.2.5	Fluido	23
2.3	MOTOR A COMBUSTÃO	26
2.4	SOFTWARE LMS AMESIM	27
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>29</b>
3.1	MÉTODOS E TÉCNICAS	29
3.2	COLETA DE DADOS	29
3.2	CÁLCULOS DOS ESFORÇOS	29
3.3	CÁLCULOS DOS COMPONENTES HIDRÁULICOS	31
<b>4</b>	<b>APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS</b>	<b>34</b>
4.1	MEMORIAL DE CÁLCULOS	34
4.2	DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES HIDRÁULICOS	34
4.2.1	Motores Hidráulicos	34
4.2.2	Bombas	36
4.2.3	Válvulas	37
4.3	SIMULAÇÃO LMS AMESIM	40
4.4	TESTE DE PROTÓTIPO	43
<b>5</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS</b>	<b>50</b>

<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>52</b>
<b>APÊNDICE A.....</b>	<b>54</b>
<b>ANEXO A.....</b>	<b>59</b>
<b>ANEXO B.....</b>	<b>60</b>
<b>ANEXO C.....</b>	<b>62</b>
<b>ANEXO D.....</b>	<b>64</b>
<b>ANEXO E.....</b>	<b>65</b>

# 1 INTRODUÇÃO

O projeto Baja SAE é um desafio lançado aos estudantes de engenharia que oferece a oportunidade de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, visando incrementar sua preparação para o mercado de trabalho. Ao participar do projeto Baja SAE o acadêmico se envolve diretamente, no desenvolvimento de um veículo off-Road, desde a concepção até a construção.

O presente trabalho tem como temática o desenvolvimento de uma transmissão hidráulica de força para um veículo off-Road, mais precisamente um Baja SAE. Sabendo das limitações do regulamento elaborado pela SAE para o projeto, o grupo de trabalho visa desenvolver uma transmissão que atenda as normas do Baja, esta transmissão hidráulica tem como objetivo a transmissão de força num sistema de tração 4x2 ou 4x4.

Durante as competições de Baja SAE os veículos são submetidos as mais variadas provas de resistência, sendo que o veículo com melhor desempenho é o campeão. Nestas provas a transmissão é muito forçada, veículos com transmissão por engrenagens com caixa de marchas são mais suscetíveis a quebras, já veículos com transmissão, engrenagens e CVT são mais confiáveis, porém esbarram num problema, se usar uma transmissão com relação maior o veículo aumenta a força e a aceleração com menor velocidade e, se usar uma relação menor onde se prioriza maior velocidade, tem como consequência menor tração e aceleração.

O sistema de transmissão hidráulica de força proposto pelo grupo tem como objetivo resolver estes problemas, já que o sistema hidráulico caracteriza-se por ser resistente às quebras, este sistema é dimensionado para ser competitivo nas provas de velocidade usando tração 4x2 e também nas provas de tração usando tração 4x4. Nas provas de tração e suspensão onde os veículos são submetidos a rampas, rampas laterais, terrenos esburacados, lama e curvas fechadas o sistema 4x4 apresenta vantagens, sendo que este sistema não é utilizada por nenhum protótipo de Baja SAE.

Na prova de enduro, onde o veículo deve ter resistência, velocidade e força de tração para superar os obstáculos o sistema de transmissão também tem bom desempenho, devido a utilização do 4x4 quando precisar de maior tração, e se for exigida maior velocidade em retas ou curvas abertas pode-se acionar a tração 4x2 traseira, dobrando assim a velocidade.

Justifica-se um sistema de transmissão hidráulica em um Baja SAE pela inovação que representa, pois no momento nenhum protótipo utiliza o sistema no Brasil e, pelo fato de a transmissão ser um dos principais motivos de quebra dos veículos na competição, sendo que com a transmissão hidráulica diminuiria consideravelmente.

Um sistema desta forma tem várias configurações que em sistemas de transmissão convencional dificilmente são utilizadas pela complexidade da elaboração e do dimensionamento do projeto.

O presente trabalho apresenta como objetivo geral, dimensionar e construir uma transmissão de potência hidráulica para um veículo Baja SAE. Entre os objetivos específicos estão:

- Identificar os dados necessários para o desenvolvimento do dimensionamento;
- Determinar a velocidade máxima que o sistema pode fornecer;
- Definir o torque que o sistema deve gerar;
- Determinar e dimensionar os componentes hidráulicos da transmissão;
- Realizar a representação esquemática do sistema através de software;
- Realizar testes do protótipo virtual do sistema através de software;
- Construir uma bancada de teste da transmissão.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

### 2.1 CÁLCULOS DE ESFORÇOS

#### 2.1.1 Força de Tração

Segundo descrição de Larminie e Lowry (2003), a força de tração é a soma das forças para vencer a resistência ao rolamento, resistência aerodinâmica, resistência da inclinação do percurso, sendo a força gerada pelo conjunto de transmissão disponível nas rodas do veículo, onde a força máxima é obtida com a relação mais curta.

Segundo Dias (2011) o torque máximo no eixo de transmissão ( $T_E$ ), é demonstrado através da Equação 1:

$$T_E = \frac{T_M \cdot N_M \cdot \eta_T}{N_R} \quad (eq. 1)$$

Sendo:

$T_E$  – Indica torque máximo no eixo de transmissão [ $N \cdot m$ ];

$T_M$  – Indica torque do motor a combustão [ $N \cdot m$ ];

$N_M$  – Indica a rotação do motor a combustão [ $RPM$ ];

$\eta_T$  – Indica o rendimento da transmissão [%];

$N_R$  – Indica a rotação na roda, no toque máximo do motor a combustão [ $RPM$ ].

Após descoberto o torque máximo no eixo de transmissão ( $T_E$ ), a Força de Tração máxima na roda do veículo pode ser obtida por meio da Equação 2:

$$F_{Máx} = \frac{T_M \cdot i_F \cdot \eta_T}{R} \quad (eq. 2)$$

Sendo:

$F_{Máx}$  – Indica força de tração máxima na roda do veículo [ $N$ ];

$T_M$  – Indica torque do motor a combustão [ $N \cdot m$ ];

$i_F$  – Indica a relação de transmissão;

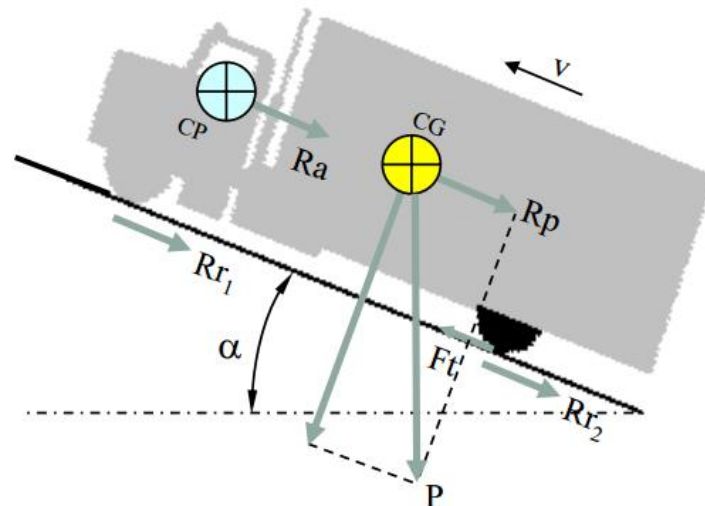
$\eta_T$  – Indica o rendimento da transmissão [%];

$R$  – Indica o raio do pneu [ $m$ ].

### 2.1.2 Forças que se opõem ao movimento

Para Dias (2011), as forças que se opõem ao movimento de um veículo em um plano inclinado, são dadas a partir da Figura 1:

Figura 1: Forças de oposição ao movimento.



Fonte: Dias, 2011, p. 9.

Onde:

$\alpha$  – Indica ângulo de inclinação (rampa);

$F_t$  – Indica força trativa (aplicado no ponto de contato da roda motora);

$P$  – Indica carga total veículo;

$R_p$  – Indica resistência da rampa;

$R_a$  – Indica resistência aerodinâmica;

$R_r$  – Indica resistência ao rolamento;

$CG$  – Indica o centro de gravidade.

Segundo Filippin (2009), resistência à rampa, é a resistência ao movimento proporcional à inclinação da pista de forma linear com a velocidade, sendo caracterizada essencialmente pela massa do veículo e pelo ângulo de inclinação decorrente da pista onde o veículo se movimenta.

Para Dias (2011), a capacidade de subida em rampa, é o valor de rampa que o veículo tem capacidade de vencer mantendo uma velocidade constante em determinada marcha. Deste modo a resistência à rampa, é obtida segundo a Equação 3:

$$R_p = \frac{C \cdot 9,81 \cdot S}{100} \quad (eq. 3)$$

Sendo:

$R_p$  – Indica a resistência à rampa [N];

$C$  – Indica massa do veículo [kg];

$S$  – Indica gradiente de inclinação [%].

A resistência aerodinâmica é a resistência ao movimento proporcional à velocidade desenvolvida pelo veículo apresentando-se parabolicamente proporcional à velocidade do veículo. É caracterizada pelas dimensões do veículo (área frontal e concepção aerodinâmica) (FILIPPIN, 2009).

Para Dias (2011), a resistência oferecida pelo ar durante a movimentação do veículo, pode ser encontrada através da Equação 4:

$$R_a = \frac{C_x \cdot V^2 \cdot A}{21} \quad (eq. 4)$$

Sendo:

$R_a$  – Indica a resistência aerodinâmica [N];

$C_x$  – Indica o coeficiente de resistência aerodinâmica;

$V$  – Indica a velocidade máxima [km/h];

$A$  – Indica a área frontal do veículo [m<sup>2</sup>].

Segundo Nicolazzi, Rosa, Leal (2012), para manter um pneu a girar sobre o solo, é necessário dispersar certa quantidade de energia consumida pelos diversos tipos de perdas. Estas perdas dão origem à resistência ao rolamento do pneu e são provenientes, principalmente de duas fontes dissipadoras, uma é o próprio pneu e a outra o solo onde o veículo trafega.

Para Dias (2011), a resistência ao rolamento é dada, devido, às perdas nos pneus com relação à pista. A mesma pode ser calculada pela Equação 5:

$$R_r = R_m \cdot C \quad (eq. 5)$$

Sendo:



$R_r$  – Indica a resistência ao rolamento [ $N$ ];

$R_m$  – Indica o coeficiente de resistência ao rolamento [ $N/kg$ ];

$C$  – Indica a massa do veículo [ $kg$ ].

### 2.1.2.1 Esforço de Tração

Esforço de tração, segundo Dias (2011), é a somatória das força necessária para vencer as forças que se opõem ao movimento, conforme demonstra a Figura 2.

Figura 2: Esforços de tração.



Fonte: Dias *apud* Chiodelli, 2012, p. 32.

Para Dias (2011) a equação utilizada para encontrar o ( $F_T$ ) esforço de tração, está representada na Equação 6:

$$F_T = R_a + R_r + R_p \quad (\text{eq. 6})$$

Sendo:

$F_T$  – Indica esforço de tração total do veículo [ $N$ ];

$R_p$  – Indica resistência da rampa [ $N$ ];

$R_a$  – Indica resistência aerodinâmica [ $N$ ];

$R_r$  – Indica resistência ao rolamento [ $N$ ].

### 2.1.3 Força de Atrito

Para Walker *et al.* (2012), as forças de atrito são inevitáveis na vida diária. Em veículos cerca de 20% da gasolina é consumida pelo atrito, sendo esse em peças do motor, da transmissão e do contato dos pneus com o solo.

As forças de atrito que atuam entre superfícies em repouso relativo, são chamadas de forças de atrito estático em contraposição às forças de atrito cinético

que acontecem entre superfícies que têm movimento relativo. Existe atrito entre superfícies em repouso quando acontece uma tendência ao movimento. A força de atrito estático máxima entre duas superfícies será igual à força mínima necessária para iniciar o movimento relativo. Iniciado o movimento, as forças de atrito que atuam entre as superfícies usualmente decrescem, passando a atuar a força de atrito cinético, de modo que uma força menor será suficiente para manter o movimento (SILVA, 2002).

Dias (2011), apresenta o atrito máximo atuante entre a roda motriz e o solo, pela Equação 7:

$$F_{a\ max} = \mu_e \cdot F_N \quad (eq. 7)$$

Sendo:

$F_{a\ max}$  – Indica a força de atrito máximo [N];

$\mu_e$  – Indica o coeficiente de atrito;

$F_N$  – Indica a força normal dada pelo peso do veículo aplicado sobre o eixo de tração multiplicado pela gravidade [ $kg \cdot m/s$ ].

## 2.2 TRANSMISSÃO HIDRÁULICA

Um sistema de transmissão hidráulica para veículos, patenteado por Clarke Modet & Cia. Ltda, (1984), tem seu funcionamento descrito da seguinte forma: para um veículo inclui-se uma bomba hidráulica capaz de utilizar fluido hidráulico de um reservatório. A saída da bomba inclui uma válvula de controle da pressão, para estabelecer uma pressão predeterminada para o fluido hidráulico que está sendo fornecido a uma tubulação de abastecimento comum para um par de motores hidráulicos de deslocamento positivo.

Clarke Modet & Cia. Ltda, (1984), ainda descreve que cada um dos motores tem um eixo de saída operando acoplado a uma roda do veículo. Uma tubulação de descarga comum para os motores permite que o fluido hidráulico seja retornado para o reservatório. Cada motor tem uma velocidade do eixo de saída proporcional à taxa de fluxo do fluido hidráulico, através dele e a taxa de fluxo é limitada até um nível máximo predeterminado na pressão, predeterminada devido à resistência interna do fluido hidráulico que flui através do motor. A bomba hidráulica é capaz de fornecer

fluido hidráulico na pressão predeterminada em uma taxa de abastecimento substancialmente maior do que o nível máximo predeterminado da taxa de fluxo para um dos motores.

Para Niemann (2002), a transmissão hidráulica é uma possibilidade de transmissão e de transformação do movimento rotativo, com bombas e motores hidráulicos intermediários, este modelo permite maior liberdade de disposição dos elementos somente necessitando de tubulações hidráulicas como elemento de ligação e com uma possibilidade adicional de regulagem de relação da transmissão e do amortecimento, exigindo, porém maiores perdas de energia e de custo, além disso, são mais sensíveis ao frio.

### **2.2.1 Motores hidráulicos**

Sabe-se que o motor é um atuador rotativo, o qual tem por função básica converter a energia hidráulica em energia mecânica rotativa (FIALHO, 2011).

Para Palmieri (1994), um motor se assemelha a bomba, executando a aplicação inversa uma da outra, onde a energia hidráulica fornecida para um motor hidráulico é convertida em mecânica sob a forma de torque e rotação.

Os motores hidráulicos são apresentados de modo unidirecional ou bidirecional. Podendo ser também de vazão variável ou fixa sendo subdivididos em dois tipos, conforme Palmieri (1994).

Motores de vazão fixa: - engrenagens; - palhetas; - pistões (radiais e axiais);

Motores de vazão variável: - palhetas; - pistões (radiais e axiais).

Segundo Fialho (2011), a definição de deslocamento para um motor é a quantidade de fluido que o motor recebe para a rotação. É possível ter torque sem movimento, pois, ele só se realiza quando o torque gerado for suficiente para vencer o atrito e a resistência à carga, sempre considerando a energia. A pressão necessária em motores hidráulicos depende do torque e do deslocamento.

Segundo Fialho (2011), ao dimensionar um motor hidráulico a primeira variável a ser buscada é o torque necessário para efetuar a operação desejada. Para selecionarmos o motor hidráulico é necessário sabermos a rotação que o mesmo deverá desempenhar, o que é encontrado pela Equação 8.

$$n = \frac{v}{2\pi R} \quad (eq. 8)$$

Sendo:

$n$  – Indica a rotação máxima no eixo de saída do motor hidráulico [RPM];

$v$  – Indica velocidade máxima do veículo [m/min];

$R$  – Indica o raio da roda [m].

Conforme Henn (2012), caso queira-se obter o torque máximo ou momento torçor, que é de extrema importância para a seleção adequada do motor hidráulico, pode-se encontrar seguindo a Equação 9:

$$M_t = F_{Máx} \cdot R \quad (eq. 9)$$

Sendo:

$M_t$  – Indica o momento torçor do motor hidráulico [N. m];

$F_{Máx}$  – Indica força de tração máxima na roda do veículo [N];

$R$  – Indica o raio da roda [m].

### 2.2.2 Bombas

De acordo com Linsingen (2003), a conversão de energia em um sistema hidráulico é realizada por meio de bombas hidráulicas, sendo a transformação de energia mecânica para hidráulica que após isso é transmitida para os atuadores onde então é convertida em energia mecânica para a produção de trabalho útil.

Para Palmieri (1994), as bombas são responsáveis pela geração de vazão dentro de um sistema hidráulico, tendo assim, também a função de acionar os atuadores. Entende-se então, que são responsáveis por converter a energia mecânica em energia hidráulica, após escolhermos o motor hidráulico encontra-se a vazão fornecida por bomba e a definição da mesma, que segundo Palmieri (1994), se dá pelo resultado da Equação 10:

$$Q = n \cdot D \cdot n^{\circ} \text{ motores} \quad (eq. 10)$$

Sendo:

$Q$  – Indica vazão da bomba [m<sup>3</sup>/s];

$n$  – Indica rotação no eixo motor hidráulico [Hz];

$D$  – Indica deslocamento por rotação do motor hidráulico [ $\text{m}^3/\text{Rev}$ ];

$n^\circ \text{ motores}$  – Indica o número de motores aplicados na bomba.

### 2.2.3 Válvulas

De acordo com Cruz (2010), as válvulas hidráulicas são elementos de comando que servem para regular vazão, pressão e direção do fluido. São de grande utilidade e muitas vezes até indispensáveis.

Válvulas reguladoras de pressão têm como função influir na pressão de um determinado componente ou ramo do circuito. Todo o sistema necessita de elementos que regulem, limitem, reduzam ou interrompam a elevação de pressão (FIALHO, 2011).

Para Palmieri (1994), as válvulas reguladoras de pressão servem para controlar a pressão no sistema hidráulico. E são conhecidas como: válvulas de alívio e segurança; válvulas de descarga; válvulas de contrabalanço; válvulas de sequência; válvulas redutoras; válvulas supressoras de choque.

A flexibilidade em direcionar o fluido à diferentes pontos do sistema, promover desvios ou interromper o escoamento quando necessário, são as principais características das válvulas de controle direcional (LINSINGEN, 2003).

Segundo Fialho (2011), conhecidas também como “distribuidores”, são elas responsáveis pelo direcionamento do fluido dentro do sistema.

Para Palmieri (1994), as válvulas de controle direcional são distribuídas em: válvulas direcionais do tipo pistão ou esfera; válvulas direcionais do tipo carretel deslizante; válvulas direcionais do tipo carretel rotativa.

### 2.2.4 Reservatório

Conforme Palmieri (1994), um reservatório possui várias funções. A mais evidente delas é servir de depósito para o fluido a ser utilizado pelo sistema, fornecendo também ajuda no resfriamento do fluido e na precipitação das impurezas.

Para Fialho (2011), as funções do reservatório são basicamente de armazenamento, resfriamento por condução e convecção. Levando em

consideração as funções a serem exercidas pelo reservatório, o projetista depara-se com duas situações para resolver, o volume mínimo de fluido e a mínima superfície necessária para trocas térmicas.

No ponto de vista do dimensionamento, o reservatório parece ser o elemento mais trivial de um circuito hidráulico, porém, na realidade por não estar sujeito a nenhum critério prévio de unificação pode causar ao projetista algumas dificuldades quanto ao seu dimensionamento e posicionamento de seus elementos e acessórios (FIALHO, 2011).

Para Fialho (2011), o volume do reservatório se dá pela Equação 11:

$$V_{Res} = 3 \cdot Q \quad (eq.11)$$

Sendo:

$V_{Res}$ – Indica volume do reservatório [l];

$Q$ – Indica vazão da bomba [l/min].

## 2.2.5 Fluido

Para Negri (2001), um fluido é uma substância que se deforma continuamente sob a aplicação de uma tensão de cisalhamento, não importando quão pequena possa ser esta tensão.

Um dos principais fatores que se deve levar em consideração para que se estabeleça um bom rendimento e pouca manutenção é a escolha correta do fluido hidráulico a ser utilizado, o mesmo deve satisfazer as finalidades de transmitir com eficiência a potência que lhe é fornecida e lubrificar satisfatoriamente os componentes internos dos sistemas, conforme cita Palmieri (1994).

### 2.2.5.1 Fluidos em tubulações

Palmieri (1994),apresenta como uma das principais características do deslocamento de fluidos em tubulações, a de que o fluido sempre irá percorrer o caminho mais fácil.

Torna-se necessária a descoberta do diâmetro teórico da tubulação em relação à vazão da bomba, para que posteriormente seja encontrado o diâmetro comercial a

ser utilizado, diâmetro este que segundo Palmieri (1994), é encontrado pela Equação 12:

$$d = 2 \sqrt{\frac{Q}{(v * \pi)}} \quad (eq. 12)$$

Sendo:

$d$  – Indica diâmetro teórico [cm<sup>2</sup>];

$Q$  – Indica vazão da bomba [cm<sup>3</sup>/s];

$v$  – Indica velocidade de escoamento teórica [cm/s].

Para Linsingen (2003), todo o escoamento de fluidos através de tubulações é acompanhado de dissipação de energia, que se dá em relação à função da forma geométrica dos componentes, ao tipo de fluido e à forma de escoamento.

Existem três tipos de escoamentos: escoamento laminar, escoamento intermediário e escoamento turbulento, conforme apresenta a Tabela 1 (PALMIERI, 1994).

Tabela 1: Tipo de escoamento em tubulações.

<b>Tipo de escoamento</b>	<b>Valores</b>
Escoamento Laminar	$0 < R \leq 2000$
Escoamento Intermediário	$2000 \leq R \leq 3000$
Escoamento turbulento	$R \geq 3000$

**Fonte:** Adaptado de Palmieri – Manual de Hidráulica Básica, 1994. P.21.

A descoberta do tipo de escoamento depende de vários fatores entre eles a rugosidade interna da tubulação e o diâmetro do tubo onde ocorre o escoamento, a velocidade e a viscosidade do fluido (PALMIERI, 1994).

Conforme Palmieri (1994), a velocidade de escoamento ( $v$ ) do fluido é outro fator importante a ser dimensionado em um sistema hidráulico, apresentada pela Equação 13.

$$v = \frac{Q}{A_s} \quad (eq. 13)$$

Sendo:

$v$  – Indica velocidade de escoamento para diâmetro comercial [ $cm/s$ ];

$Q$  – Indica vazão da bomba [ $cm^3/s$ ];

$A_s$  – Indica área de secção da tubulação [ $cm^2$ ].

Conforme apresenta Palmieri (1994), para descobrir o tipo de escoamento deve-se encontrar o Reynolds ( $R_e$ ), através da Equação 14.

$$R_e = \frac{v \cdot d_i}{V} \quad (eq. 14)$$

Sendo:

$R_e$  – Indica número de Reynolds

$v$  – Indica a velocidade de escoamento para diâmetro comercial [ $cm/s$ ];

$d_i$  – Indica diâmetro interno da tubulação [ $cm$ ];

$V$  – Indica viscosidade cinética do fluido [ $cm^2/s$ ].

O fator ( $f$ ) é dado devido a temperatura do fluido e a rugosidade interna da tubulação, fator este encontrado pela Equação 15, conforme Palmieri (1994), sendo o mesmo utilizado na descoberta da perda de carga do sistema, onde quanto mais rugoso for o tubo maior dificuldade para o fluido escoar.

$$f = \frac{X}{R_e} \quad (eq. 15)$$

Sendo:

$f$  – Indica fator de fricção;

$X$  – Indica o coeficiente;

$R_e$  – Indica número de Reynolds.

Perda de carga na linha de pressão, para Palmieri (1994), ocorre durante o escoamento do fluido através do sistema hidráulico. A perda de carga é dada pela Equação 16.



$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D_i} \cdot \frac{v^2 \cdot \gamma}{9266} \cdot \frac{1}{215915} \quad (\text{eq. 16})$$

Sendo:

$\Delta P$  – Indica perda de carga [Bar];

$L$  – Indica o comprimento total da tubulação  $L1 + Ls$  [cm];

$L1$  – Indica comprimento da tubulação retilínea [cm];

$Ls$  – Indica comprimento equivalente das singularidades [cm];

$f$  – Indica fator de fricção;

$D_i$  – Indica diâmetro interno da tubulação [cm];

$v$  – Indica velocidade de escoamento do fluido [cm/s];

$\gamma$  – Indica densidade do fluido [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ].

### 2.3 MOTOR A COMBUSTÃO

Por se tratar de um veículo de competição onde o motor é pré-estabelecido no Regulamento Baja, o motor é o Briggs e Stratton de 4 tempos, mono cilíndrico de combustão interna, com injeção de gasolina por carburação, não devendo sofrer nenhum tipo de alteração (SAE BRASIL, 2012).

Seguindo essas especificações, na Figura 3 apresenta-se o gráfico da curva de torque e, na Figura 4, demonstra-se a curva de potência do referido motor.

Figura 3: Curva de torque do motor Briggs & Stratton 10HP.

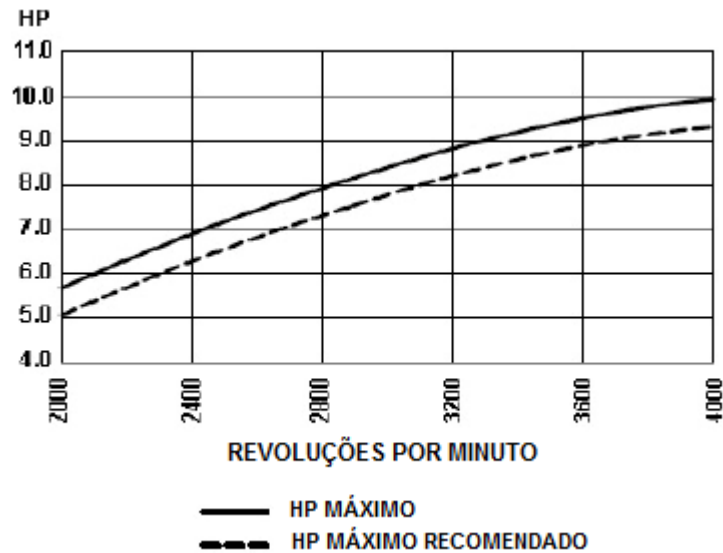


Fonte: Briggs & Stratton *apud* Sousa, 1999.

Baseando-se no gráfico da Figura 3, é possível observar a qual rotação e torque máximo desempenhado pelo motor, são gerados os maiores esforços na

transmissão e maior força de tração. Sendo o torque máximo de 18,6 *N.m* a 2600 RPM (SOUSA, 1999).

Figura 4: Curva de potência do motor Briggs & Stratton 10HP.



Fonte: Briggs & Stratton *apud* Sousa, 1999.

O gráfico expresso na Figura 4 demonstra a curva de potência do motor, sendo que o mesmo possui uma potência de 10HP que gera 4000 RPM (SOUSA, 1999).

## 2.4 SOFTWARE LMS AMESim

O *software* LMS AMESim é um programa de simulação para engenharia, que envolve um pacote capaz de combinar diversos tipos de sistemas físicos simultaneamente (sistemas mecânicos, hidráulicos, elétricos, pneumáticos, térmicos, etc.). Possuindo uma interface de fácil compreensão do tipo *BondGraph*, onde o usuário pode selecionar componentes individuais, posicioná-los da forma que desejar e, posteriormente, interconectá-los, criando assim, uma “maquete” representativa de um determinado sistema físico real (LMS, 2008).

LMS AMESim simplifica a integração multi domínio, graças à sua plataforma de simulação. Tudo o que um engenheiro precisa fazer é conectar vários componentes validados, “os quais são necessários no seu sistema”, de forma simples e prever com precisão o desempenho e o comportamento do sistema multi disciplinar (LMS *International*, 2013).

Com grandes bibliotecas de componentes dedicados, o LMS AMESim realmente economiza uma quantidade enorme de tempo, eliminando a necessidade de modelagem extensa. Graças à simulação específica do aplicativo, os engenheiros podem avaliar uma variedade de subsistemas em vários domínios físicos (LMS *International*, 2013).

Esta maneira de simulação de projeto leva as equipes de engenharia a equilibrar cuidadosamente o desempenho do produto de acordo com vários atributos críticos, atingindo assim a melhor maneira possível de design, antes de realizar os testes do protótipo os quais tem valor elevado e são demorados. O LMS AMESim apresenta simulação do sistema no início do ciclo de desenvolvimento. Ele realmente permite funcionalidade do projeto de missão crítica para impulsionar o desenvolvimento de novos produtos (LMS *International*, 2013).

### **3 METODOLOGIA**

#### **3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS**

Como metodologia para execução deste trabalho, definiu-se o emprego do seguinte procedimento:

1. Coletar os dados;
2. Calcular os esforços presentes no sistema;
3. Calcular e dimensionamento dos componentes hidráulicos da transmissão;
4. Testes em softwares do protótipo virtual;
5. Montagem da banca da transmissão.

#### **3.2 COLETA DE DADOS**

Através do levantamento de dados e visando validar o funcionamento do sistema de transmissão, foram utilizados sistemas semelhantes como parâmetros comparativos. Coletaram-se dados do referencial teórico referentes sobre o torque, a potência e a rotação de trabalho do motor a ser utilizado para movimentar o sistema de transmissão.

Através de pesquisas, definiram-se dados referentes ao veículo, como massa de 350 kg, sendo esta superdimensionada em torno de 25% acima das demais equipes devido à massa da transmissão, velocidade de 40 km/h sendo esta a velocidade que se pretende alcançar e o diâmetro da roda de 21 polegadas que é especificado pelo regulamento Baja (SAE BRASIL, 2012).

#### **3.2 CÁLCULOS DOS ESFORÇOS**

Depois de encontrados dados referentes ao motor à combustão utilizado para a transmissão e dados do veículo, buscou-se cálculos que demonstrassem o torque máximo no eixo de transmissão e força de tração máxima na roda do veículo, valores necessários para posterior escolha do motor hidráulico utilizado na transmissão hidráulica.

Para a realização do projeto utiliza-se uma eficiência de transmissão de força de 80% com base nos rendimentos dos componentes do sistema hidráulico.

No cálculo do torque máximo no eixo motor é utilizada a relação de transmissão supondo que o veículo tenha uma transmissão totalmente hidráulica, a relação se dá conforme demonstra o Quadro 1.

Quadro 1: Relação de transmissão hidráulica.

<b>Tipo</b>	<b>Modo Transmissão</b>	<b>Relação</b>	<b>Rotação do motor hidráulico quando motor a combustão - 2600 RPM</b>
1	4x4	20 : 1	130 RPM
2	4x2	10 : 1	260 RPM

Para fins de cálculos utilizou-se o tipo de relação de transmissão hidráulica 1 de 20:1.

Após analisar as forças de movimentação positivas, buscou-se calcular e apresentar as forças que se opõem ao movimento do veículo em um ângulo de inclinação, entre elas a resistência à rampa, resistência aerodinâmica e resistência ao rolamento.

Na resistência à rampa utilizou-se grau de inclinação de  $15,75^{\circ}$ , por se tratar do valor mais apropriado para o tipo de terreno a ser submetido o veículo.

Para determinar a resistência aerodinâmica se tornou necessária a pesquisa pelo valor do coeficiente de resistência aerodinâmica ( $C_x$ ) que, para Rosa (2010), varia de 1,0 a 1,5, valores encontrados através de simulações computacionais, com isso adotou-se o valor  $C_x = 1,3$  e como valor de área frontal do veículo estima-se  $1\text{m}^2$ .

Para o cálculo da resistência ao rolamento utilizaram-se os dados da Tabela 2, onde se definiu o coeficiente de resistência ao rolamento e escolheu-se o de estrada de terra molhada, por se tratar de uma competição off-Road.

Tabela 2: Atrito dos pneus e coeficientes de resistência ao rolamento:

<b>Estrada</b>	$\mu$	<b><math>R_m</math> (N/kg)</b>
Asfalto seco / concreto	1,00	0,014
Asfalto molhado	0,70	0,014
Estrada de terra seca	0,65	0,050
Estrada de terra molhada	0,55	0,080
Cascalho	0,60	0,020

**Fonte:** Adaptado de HPWizard - Automotive design tools, 2012.

Após descobertos esses valores, tem-se o esforço de tração. Com as forças de tração e os esforços pode-se fazer um comparativo, através do qual sabe-se o veículo tem condições de funcionamento ou não.

### 3.3 CÁLCULOS DOS COMPONENTES HIDRÁULICOS

O motor hidráulico é o primeiro componente a ser dimensionado após encontrarmos todos os valores dos esforços. Sendo necessário encontrar a rotação máxima no eixo de saída e o momento torçor do motor hidráulico, para se tornar possível escolher através de catálogos de fornecedores, um motor que atenda às especificações necessárias.

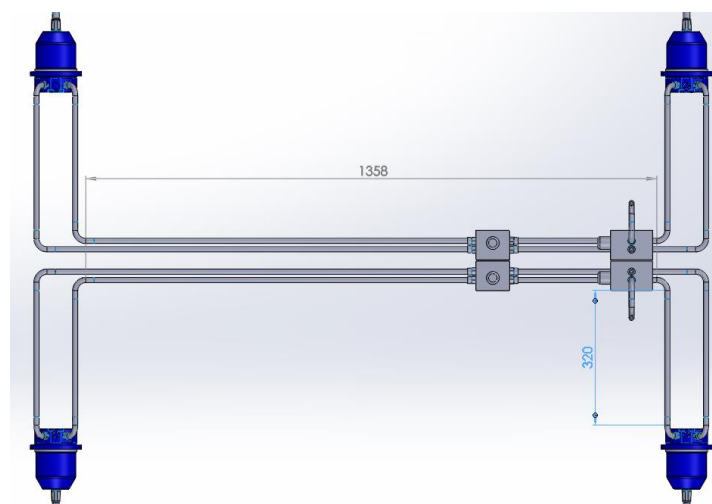
A bomba hidráulica será definida após cálculo da vazão fornecida pelo motor, serão então consultados catálogos de fornecedores para especificação da mesma. As válvulas serão escolhidas para realizarem as funções necessárias no sistema.

A especificação do fluido se dá pela escolha do mesmo, sendo ISO 68 o fluido mais indicado no caso. As características e os dados do lubrificante estão apresentadas no Anexo A.

O dimensionamento da tubulação parte da vazão da bomba e da velocidade teórica de escoamento onde se encontra o diâmetro teórico, para posteriormente escolher-se o diâmetro comercial semelhante.

Para calcular a perda de carga da tubulação utilizou-se as medidas da tubulação retilínea de 3 m, conforme exposto na Figura 5.

Figura 5: Dimensões da tubulação.



Após encontrado o diâmetro comercial da tubulação, foram definidos os comprimentos das singularidades “acessórios”, sendo encontrados na Tabela 3.

Tabela 3: Comprimentos equivalentes a perdas localizadas

Diâmetro comercial Pol.	Acessório	Quantidade	Tamanho und.
$\frac{1}{2}$	<i>Curva 90° R Curto</i>	4	11,81 cm

Fonte: Adaptado de Palmieri – Manual de Hidráulica Básica, 1994. P.22.

### 3.4 TESTE DE SOFTWARE

Após ter-se calculados todos os esforços existentes no sistema, calculado e dimensionado todos os componentes da transmissão hidráulica, desenvolveu-se através da utilização do software LMS AMESim, uma representação esquemática da transmissão, onde utilizou-se o motor a combustão pré-estabelecido, o qual toca as duas bombas hidráulicas dimensionadas que transferem a energia hidráulica para o motor hidráulico, sendo o sistema ligado a válvulas.

Desta forma, tem-se a simulação do funcionamento e do comportamento das bombas e dos motores hidráulicos, descobrindo assim se sua utilização no sistema de transmissão hidráulica do veículo Baja é viável ou não.

### 3.5 BANCADA DE TESTE

Para se comprovar o dimensionamento, os testes em software, construiu-se uma banca da transmissão hidráulica, na qual, utilizam-se todos os componentes hidráulicos dimensionados e testados. Através disso podem-se obter dados reais do funcionamento do sistema com, a variação da vazão, pressão, rotação dos motores hidráulicos, o torque e força gerados na roda e os rendimentos, dados estes adquiridos através do equipamento *SensoControl*. O equipamento este, composto por dois *Flawmeter*, dois sensores de vazão, dois sensores de pressão, os dados captados por estes componentes foram gravados no *ServiceMaster*, equipamento este demonstrado na figura 6 .

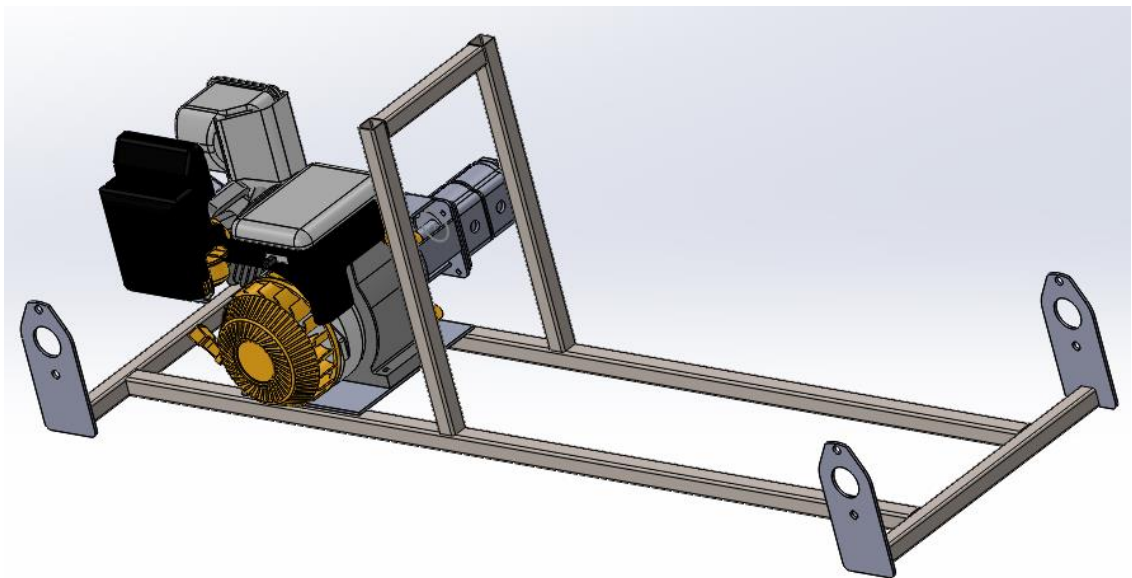
Figura 6: Equipamento de medição *SensoControl*.



**Fonte:** Parker Hannifin Corporation - Catálogo SensoControl, 2012.

A figura 7 traz a imagem da bancada virtual a ser construída, na qual serão montados os equipamentos da transmissão para posteriormente serem testados.

Figura 7: Bancada virtual





## 4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

### 4.1 MEMORIAL DE CÁLCULOS

No memorial de cálculos estão apresentados os cálculos da força de tração, forças as quais se opõem ao movimento, força de atrito, reservatório e a perda de carga com o fluido nas tubulações, sendo que os mesmos podem ser encontrados no APÊNDICE A.

### 4.2 DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES HIDRÁULICOS

#### 4.2.1 Motores Hidráulicos

Para o dimensionamento dos motores hidráulicos os principais dados a serem levados em consideração são o torque necessário no eixo do motor hidráulico e a rotação na roda para ter-se a velocidade pretendida. Para fazer o dimensionamento utilizou-se a velocidade de 20 *km/h*, ou seja, 333,33 *m/min*. O cálculo foi realizado utilizando-se a Equação 8:

$$n = \frac{333,33}{2\pi \cdot 0,02667} \quad (eq. 8)$$

$$n = 198,91 \text{ RPM}$$

Sabendo a rotação necessária no eixo do motor hidráulico, partiu-se para o cálculo do momento torçor, que foi obtido através da Equação 9:

$$M_t = 1115,86 \cdot 0,2667 \quad (eq. 9)$$

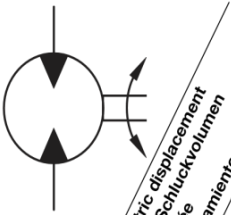
$$M_t = 297.6 \text{ N.m}$$

O torque encontrado é o máximo que a transmissão é capaz de fornecer, sendo que o torque em cada eixo da transmissão deve ser  $\frac{1}{4}$  do total, pois a transmissão será 4X4, resultando assim em torque de 74.4 *N.m* por motor hidráulico.

Após coletados e calculados todos esses dados, pode-se selecionar o motor hidráulico que melhor atende as exigências da transmissão e através da Figura 9, mostram-se os motores hidráulicos Parker da série TE.

No Anexo B consta o catálogo de onde foi extraída a Figura 8, sendo que no mesmo apresentam-se curvas de desempenho dos motores e algumas características.

Figura 8: Motores hidráulicos Parker da série TE.



Motor Series TE	cm <sup>3</sup> /rev in <sup>3</sup> /rev	Int rev/min	cont / int* l/min g/min		cont / int* bar psid		max bar psig	cont / int* Nm lb-in		max KW HP	cont / int* Nm lb-in	
TE 0036	36 2.2	1141	34 9	42 11	140 2030	190 2750	200 2900	54.6 483	71.1 630	8.5 11.4	44 389	52 460
TE 0045	41 2.5	1024	34 9	42 11	140 2030	190 2750	200 2900	71 624	99 876	10.4 13.9	44 411	64 565
TE 0050	49 3.0	1020	34 9	50 13	140 2030	190 2750	200 2900	90 796	127 1120	12.8 17.2	72 637	98 871
TE 0065	65 4.0	877	45 12	57 15	140 2030	190 2750	200 2900	125 1106	176 1558	14.7 19.8	100 885	137 1211
TE 0080	82 5.0	695	45 12	57 15	140 2030	190 2750	200 2900	160 1416	220 1947	17.3 23.2	128 1133	171 1515
TE 0100	98 6.0	582	45 12	57 15	140 2030	190 2750	200 2900	190 1682	264 2337	17.4 23.4	152 1345	205 1819
TE 0130	130 8.0	438	45 12	57 15	140 2030	190 2750	200 2900	255 2257	352 3116	17.3 23.2	204 1806	274 2423
TE 0165	163 10.0	348	45 12	57 15	140 2030	190 2750	200 2900	310 2744	436 3846	17.0 22.8	248 2195	338 2992
TE 0195	195 11.9	292	45 12	57 15	140 2030	190 2750	200 2900	390 3452	528 4673	17.4 23.4	312 2762	411 3637
TE 0230	228 13.9	328	57 15	75 20	120 1740	165 2400	200 2900	380 3363	514 4554	17.7 23.8	304 2691	411 3637
TE 0260	260 15.9	287	57 15	75 20	110 1595	155 2250	200 2900	400 3540	550 4870	16.7 22.4	320 2832	449 3977
TE 0295	293 17.9	256	57 15	75 20	100 1450	145 2100	200 2900	428 3784	582 5180	15.7 21.0	328 2903	445 3939
TE 0330	328 20.0	228	57 15	75 20	100 1450	135 1950	200 2900	443 3926	600 5312	14.8 19.8	344 3045	453 4014
TE 0365	370 22.6	203	57 15	75 20	95 1378	125 1825	200 2900	467 4133	648 5728	13.6 18.2	373 3301	477 4223
TE 0390	392 24.0	191	57 15	75 20	85 1233	120 1740	200 2900	445 3935	628 5562	12.5 16.8	348 3080	462 4090

Performance data based on testing using 10W40 oil with a viscosity of 43.1 \* Intermittent operation rating applies to 10% of every minute.

Fonte: Parker Hannifin Corporation - Catálogo Motor Hidráulico. Anexo B.

Após a análise dos motores disponíveis, o que melhor se adequou no dimensionamento foi o TE 0050. O motor tem rendimento de 80%, seu torque se encaixa ao exigido e seu deslocamento por revolução é pequeno, o que faz com que o deslocamento da bomba e o volume do reservatório sejam baixos, obtendo-se assim, um sistema compacto e eficiente.

## 4.2.2 Bombas

Ao dimensionar a bomba optou-se por usar duas bombas, pois isso reduzirá a perda de carga no sistema, entre outras características.

Cada uma das bombas é responsável por acionar um motor quando a transmissão estiver configurada no 4X2 e dois motores quando configurada a tração 4X4, a vazão da mesma é apresentada utilizando a Equação 10.

$$Q = 3,33 \cdot 0,000041 \cdot 2 \quad (\text{eq. 10})$$

$$Q = 0,000273333 \text{ ou } 2,73 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Pode-se dizer então, que se a transmissão tivesse eficiência de 100% poderiam se utilizar uma bomba com deslocamento de 16,4 L/min, mas utilizou-se uma bomba com deslocamento superior, já prevendo as perdas de carga do sistema hidráulico.

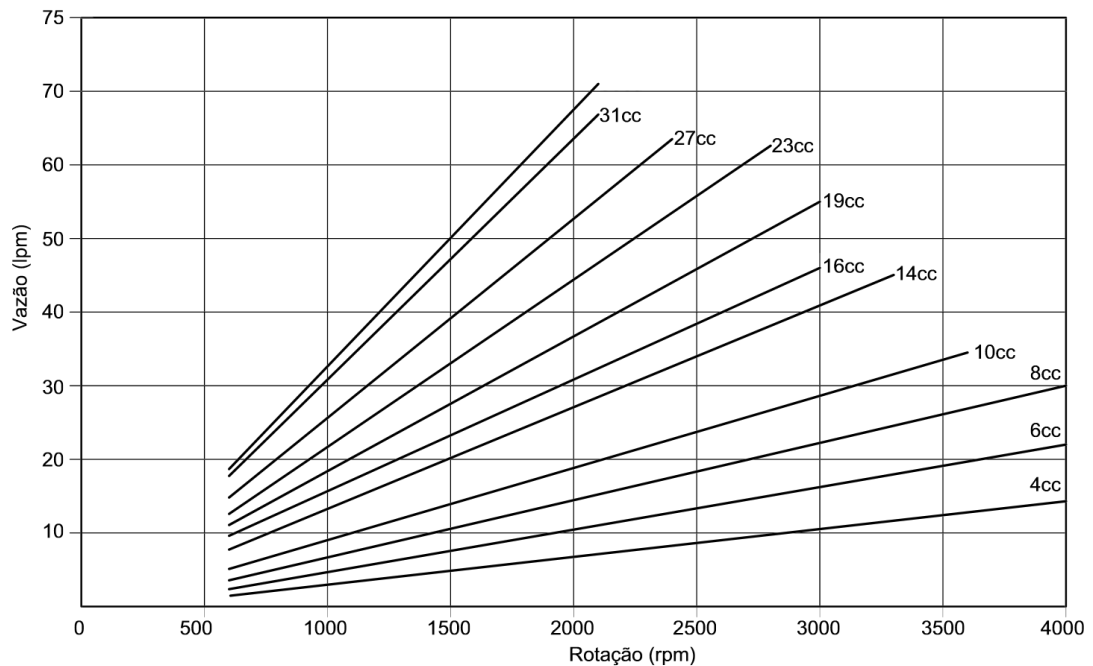
A escolha da bomba se deu através da utilização do Quadro 2 e da Figura 10, que faz parte do Catálogo Parker Hidráulica presente no Anexo C, onde estão sendo apresentadas as descrições, vantagens e especificações de desempenho das mesmas.

Quadro 1: Bombas de transmissão hidráulica.

Tamanho Nominal	Deslocamento		Pressão Máxima (Óleo Mineral)				Rotação (rpm)		Pesos Kg (*)	
	cm <sup>3</sup> /rev	pol <sup>3</sup> /rev	Regime Contínuo		Regime Intermitente		Mínima	Máxima	Flanges 33, 34, 93 e 96	Flanges 36, 37 e 38
			bar	psi	bar	psi	@ p <sub>máx. saída</sub>	@ p <sub>entrada</sub> & p <sub>máx. saída</sub>		
04	4	0.24	250	3625	280	4060	500	4000	3,40	3, 31
06	6	0.37	250	3625	280	4060	500	4000	3,49	3, 40
08	8	0.49	250	3625	280	4060	500	4000	3,56	3, 47
10	10	0.61	250	3625	280	4060	500	3600	3,64	3, 55
11	11	0.67	250	3625	280	4060	500	3600	3,68	3, 57
14	14	0.85	250	3625	280	4060	500	3300	3,80	3, 71
16	16	0.98	250	3625	280	4060	500	3000	3,88	3, 79
19	19	1.16	225	3260	250	3625	500	3000	4,00	3, 91
23	23	1.40	200	2900	220	3190	500	2800	4,15	4, 06
27	27	1.65	165	2390	185	2680	500	2400	4,30	4, 21
31	31	1.89	140	2030	155	2250	500	2300	4,46	4, 37
33	33	2.10	130	1885	145	2100	500	2200	4,54	4, 45

Fonte: Parker Hannifin Corporation - Catálogo Bomba Hidráulica. Anexo C

Figura 9: Vazão X Rotação, bomba hidráulica.



**Fonte:** Parker Hannifin Corporation - Catálogo Bomba Hidráulica. Anexo C.

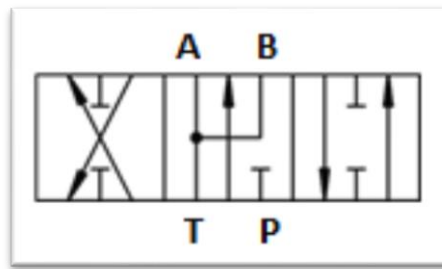
Após a avaliação dos catálogos, a bomba escolhida que melhor rendimento pode oferecer ao sistema, foi a Parker P11 de  $8 \text{ cm}^3/\text{rev}$ . Ela trabalhará na rotação máxima de 4000 RPM, podendo fornecer até  $32 \text{ L}/\text{min}$  de vazão para o sistema, porém, já prevendo um rendimento de 80% pode-se dizer que a vazão esperada é de  $25,6 \text{ L}/\text{min}$ .

### 4.2.3 Válvulas

O controle do sistema de transmissão, assim como o sistema de segurança, e totalmente controlado por válvulas.

A válvula de controle direcional é responsável por fazer o controle do sistema de transmissão. Ela é uma válvula com haste de 4 vias e 3 posições com as tomadas de trabalho conectadas à tanque na posição central. Na Figura 10 pode-se visualizar a representação esquemática da mesma.

Figura 10: Válvula direcional.



Fonte: Palmieri, 1994. P. 45.

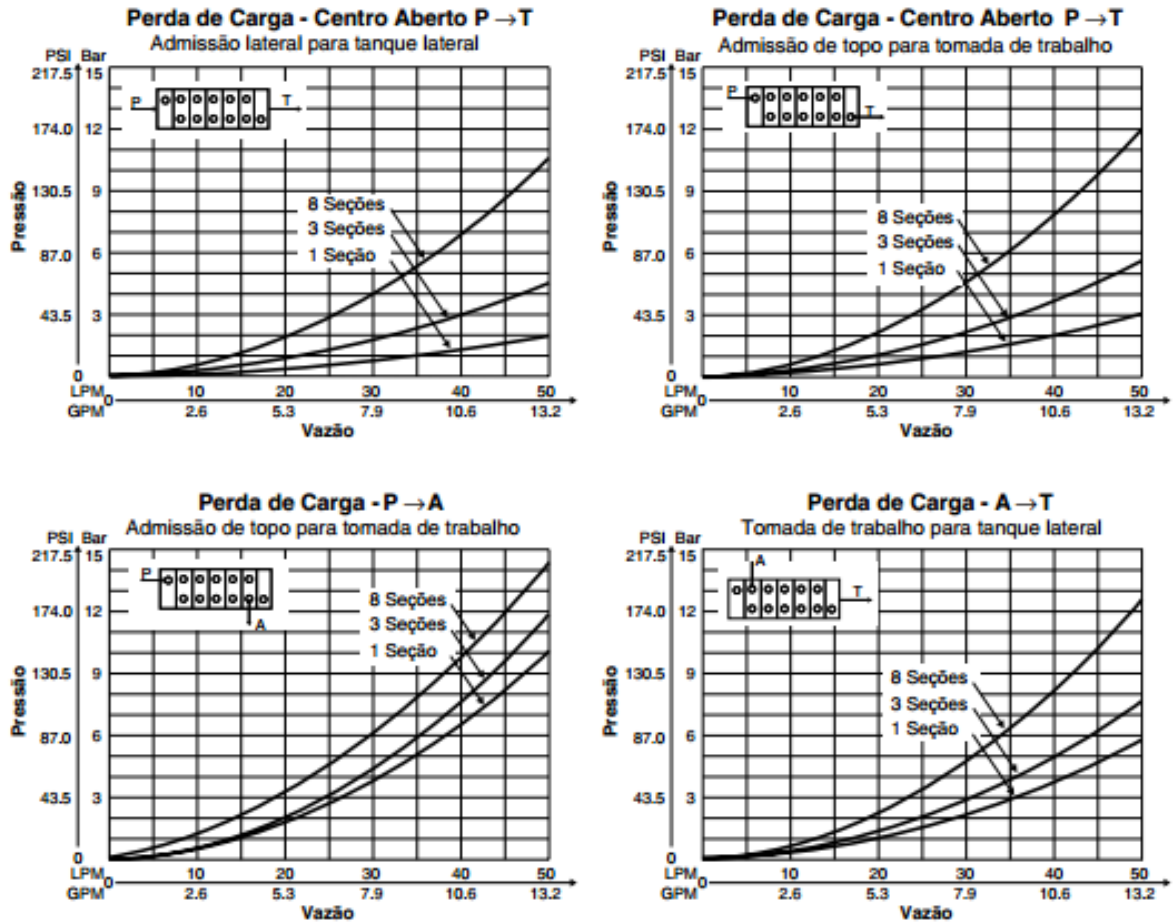
Visualiza-se que na seção central desta válvula não há retenção, permitindo assim o movimento livre da transmissão e o retorno do fluido da bomba para o reservatório. Na seção com o fluxo em paralelo pode-se observar que a tomada de pressão está direcionada para (B) fazendo a transmissão direcionar o veículo pra frente, sendo que o retorno ao reservatório se dá por (A). Na posição com o fluxo cruzado tem-se o direcionamento da tomada de pressão (P) para (A), fazendo assim a inversão do sentido de rotação, sendo este a marcha ré do veículo.

Para utilização desta válvula, o comando hidráulico escolhido é o VO-40 Parker eletrificado, que tem como característica a capacidade de atuar em sistemas com vazão de até 40 *L/min* e pressão de até 210 *Bar*, além de uma baixa perda de carga e baixa manutenção. O mesmo já vem equipado com válvula de segurança, ou seja, válvula reguladora de pressão que é regulada na pressão máxima de 210 *Bar*.

A Figura 11 traz os gráficos das curvas de desempenho da válvula direcional VO-40, a qual faz parte do Catálogo Parker Hidráulica presente no Anexo D, onde estão descritas as características de aplicação e os gráficos de curva de desempenho. Pelos quais pode-se chegar a uma perda de carga total de 5 *Bar*, sendo estes divididos em 1 *Bar* na admissão de topo para a tomada de trabalho P – T, 2 *Bar* na admissão de topo para a tomada de trabalho de P – A e 2 *Bar* da tomada de trabalho para tanque lateral A – T.

Figura 11: Perda de carga válvula VO-40 - válvula direcional.

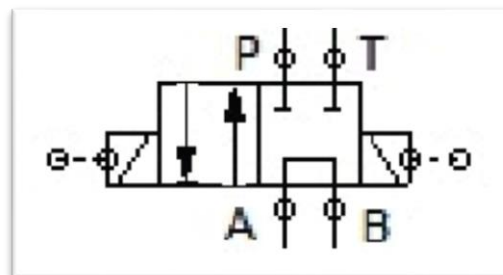
### Curvas de desempenho



Fonte: Parker Hannifin Corporation - Catálogo Válvula Direcional. Anexo D.

A válvula do tipo ON/OFF é utilizada para acionar a tração 4X4, podendo-se visualizar um esquema da mesma na Figura 12.

Figura 12: Válvula On/Off.

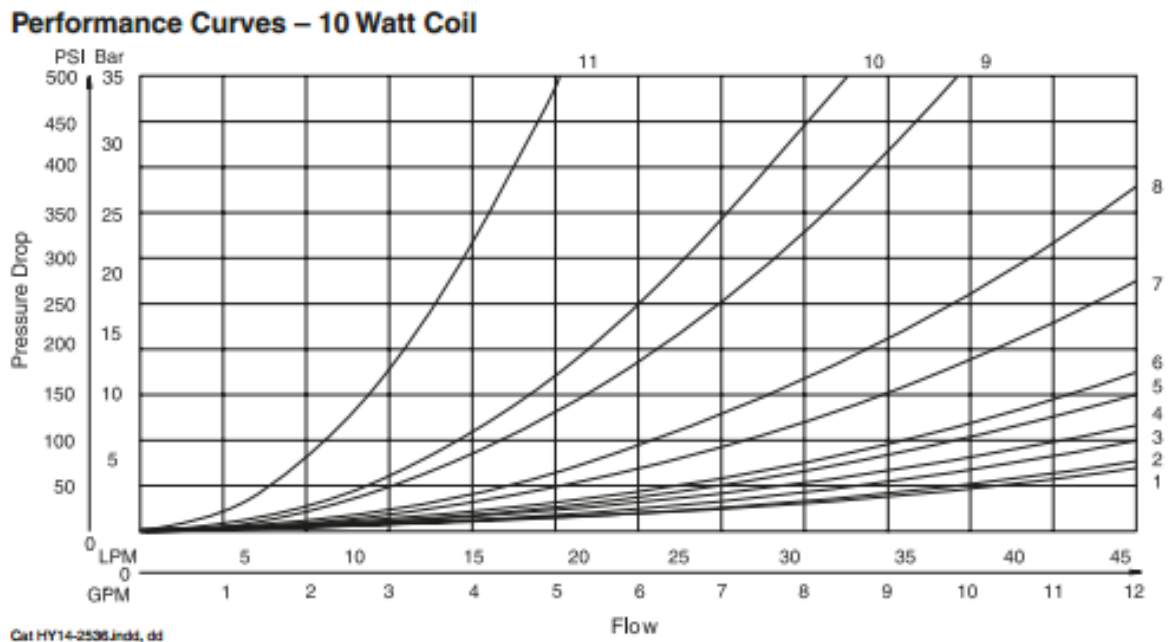


Fonte: Palmieri, 1994. P. 45.

A Figura 12 demonstra a válvula onde o sistema fica originalmente ligado em 4X2 com o fluxo sendo interrompido para os motores dianteiros, mas permitindo que os mesmos circulem o fluido entre si não ocorrendo assim o travamento destes. Quando acionada a válvula em paralelo o fluido se desloca de (P) para (A), fazendo movimentar os atuadores rotativos dianteiros e, o fluido retorna ao reservatório através de (B) para (T).

A válvula selecionada e que cumprirá todos os requisitos para o funcionamento do sistema, foi a D1VW, sendo que a mesma faz parte do Catálogo Parker Hidráulica presente no Anexo E, onde estão descritos dados característicos, curva de desempenho e perda de carga. A curva de desempenho da mesma está representada na Figura 13, através da qual se pode observar que a perda de carga nesta válvula será de 5 Bar.

Figura 13: Perda de carga válvula D1VW – On/Off.



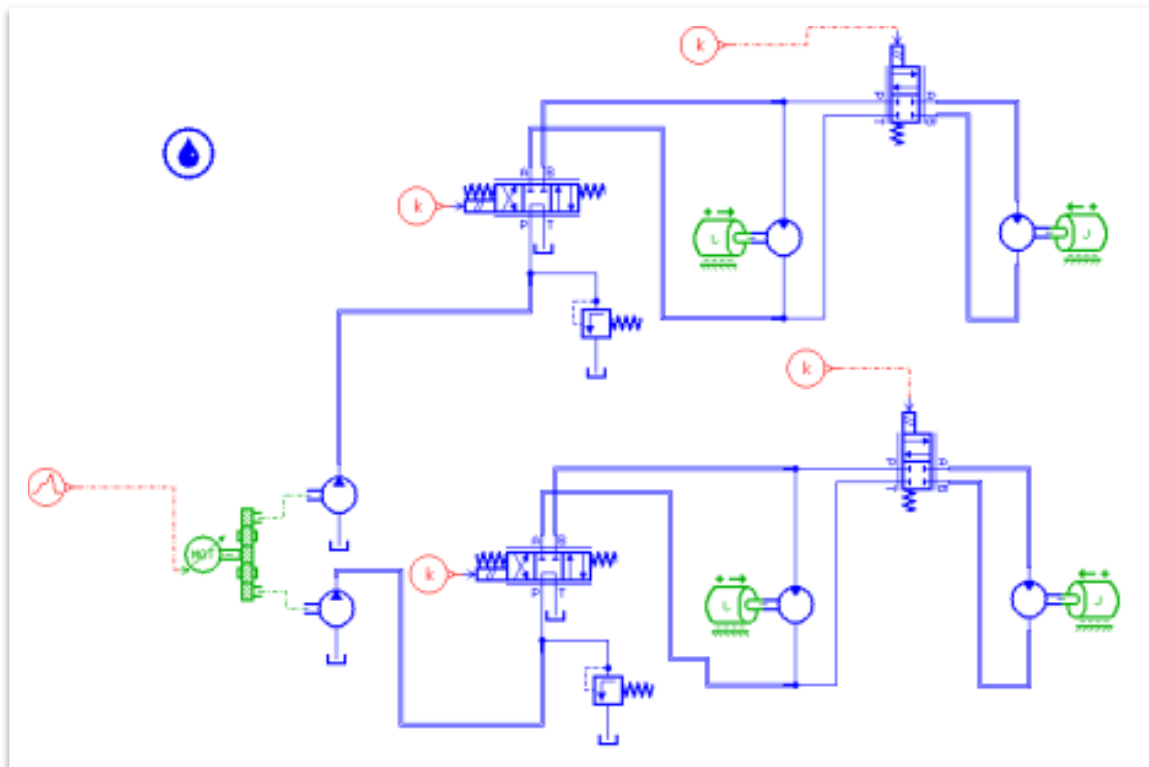
**Fonte:** Parker Hannifin Corporation - Catálogo Válvula On/Off. Anexo E.

### 4.3 SIMULAÇÃO LMS AMESim

Após calculado e dimensionados os componentes hidráulicos, a transmissão foi ensaiada no software LMS AMESim e os resultados obtidos, demonstrados através de gráficos.

Na Figura 14 está sendo representado de forma esquemática o funcionamento e os equipamentos existentes no sistema utilizado para realização dos testes no software.

Figura 14: Representação esquemática da transmissão hidráulica.



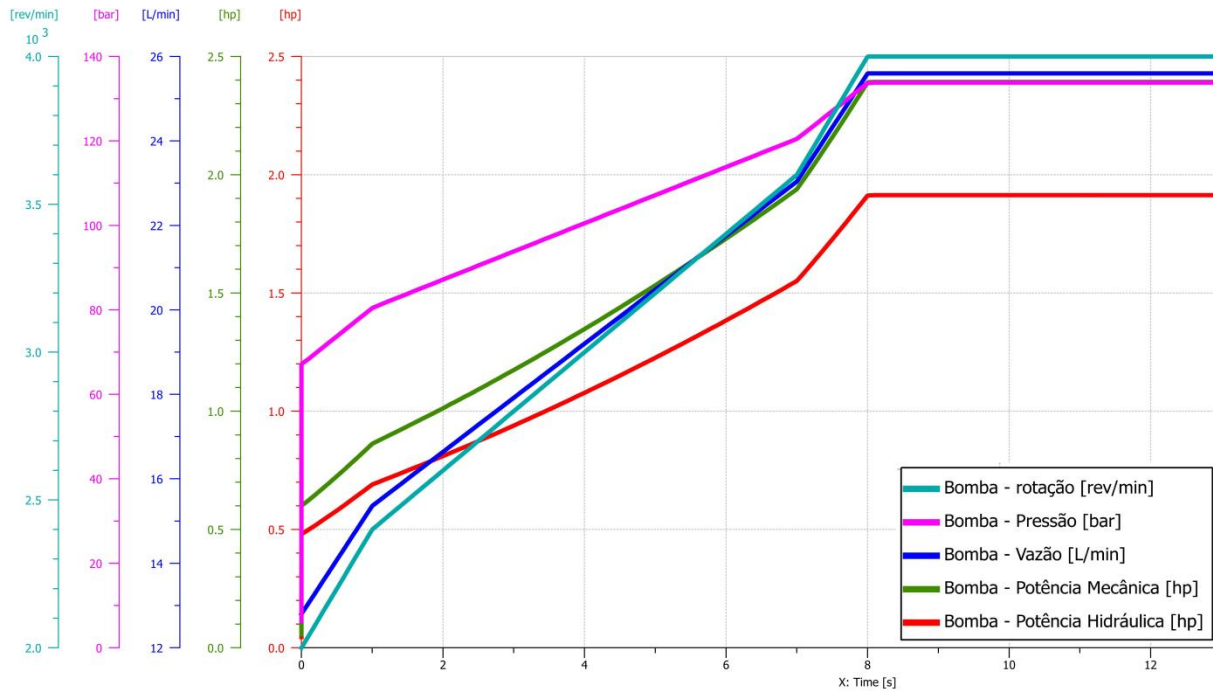
Na figura 12 tem-se o esquema hidráulico da transmissão, onde podemos observar que as duas bombas estão ligadas em paralelo, cada uma delas é responsável por movimentar um lado da transmissão, sendo que ambos os lados são iguais, a válvula de 3 posições é o comando VO40 que será o responsável por deixar a transmissão estática quando estiver na posição central, movimentando para frente quando acionada para direita e para trás quando acionada para esquerda. A válvula de duas posições é a V1VW que é responsável por ligar e desligar a tração.

Na Figura 15 temos o gráfico de simulação da bomba, sendo que a mesma trabalhou até a rotação máxima do motor a combustão que é 4000 RPM. Para atingir esta rotação ela levou o tempo de 8 segundos e depois se manteve constante, pode-se observar este dado na linha de cor verde escuro. A vazão do sistema no mesmo intervalo de tempo foi de 25,5 L/min, como nos mostra a linha de cor azul. Observe-se que, como esperado, vazão e rotação estão próximas uma da outra. A pressão do sistema atingiu 135 Bar, no intervalo de tempo de 8 segundos, como nos mostra



a linha de cor rosa e para realizar este trabalho a bomba utilizou 4,5 *HP* como podemos visualizar nas linhas de cor vermelha e verde claro.

Figura 15: Simulação das bombas.



Analisando os resultados apresentados na Figura 15, podemos dizer que a bomba disponibiliza a vazão e pressão necessárias para movimentar os motores hidráulicos em um tempo de 8 segundos e utilizando 4,5 *HP*. Fica comprovado que sua utilização no sistema é viável uma vez que a mesma foi testada na situação em que mais será exigida.

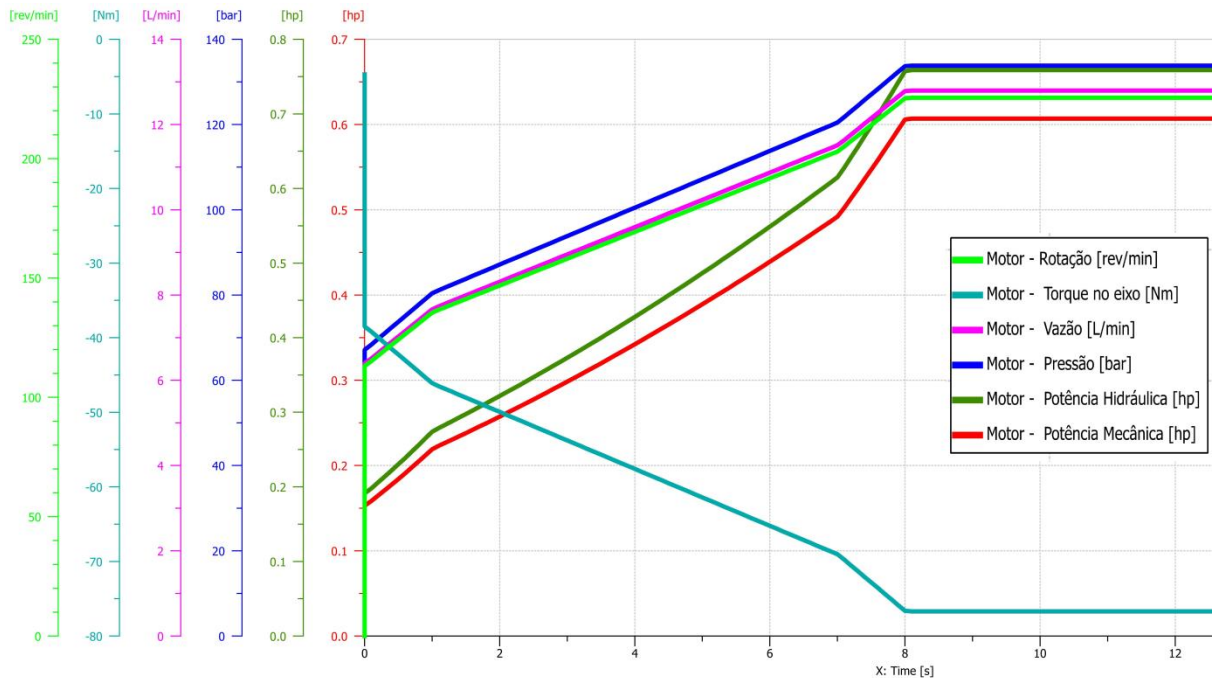
A Figura 16 apresenta o gráfico da simulação dos motores hidráulicos no sistema de tração 4X4. A potência no eixo de transmissão foi de 1,3 *HP*, como pode ser observado nas linhas de cores verde escuro e vermelha, sendo que, para obter a potência utilizada deve-se somar a potência hidráulica e a mecânica. O torque em cada motor foi de 75 *N/m*, valor que na representação da Figura 14 fica negativo, pois o programa considera que há uma força impedindo o movimento, este resultado pode ser observado na linha de cor verde escuro. A pressão nos motores hidráulicos foi de 130 *Bar*, como pode ser observado na linha de cor azul. A rotação nos motores hidráulicos foi de 225 *RPM*, observada na linha verde claro, sendo que para atingi-la, a vazão necessária foi de 12.75 *L/min* de fluido na máxima rotação, o que poder ser visualizado na linha rosa. No sistema de tração 4x4, 225 *RPM* de rotação

forneirão ao veículo a velocidade de 22 *Km/h*, por outro lado, no sistema de tração 4x2 o fluido será todo direcionado aos motores traseiros, podendo atingir a velocidade máxima que é 44 *Km/h*.

O tempo necessário para se atingir esses gradientes foi de 8 segundos. Após esse tempo os resultados ficam constantes, pois a carga e a rotação não variam e, caso esses gradientes variem para menos os motores serão menos forçados.

A simulação da transmissão foi realizada levando em conta o esforço máximo realizado pelo sistema.

Figura 16: Simulação dos motores hidráulicos.

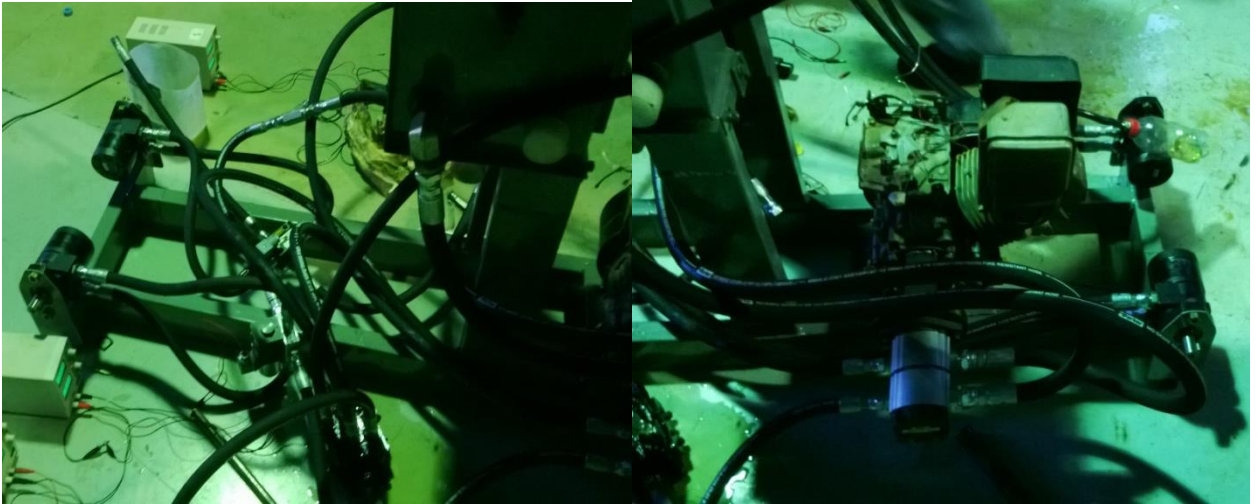


#### 4.4 TESTE DE PROTÓTIPO

Realizou-se a construção do protótipo utilizando os componentes hidráulicos anteriormente dimensionados e testados em software, através dos quais seguindo a metodologia, se obteve uma bancada de teste sendo a mesma representada na Figura 17.

Através do teste de bancada levantaram-se dados que foram compilados em forma de gráficos os quais demonstram o comportamento da transmissão na medida em que a variação da pressão do sistema foi alterada.

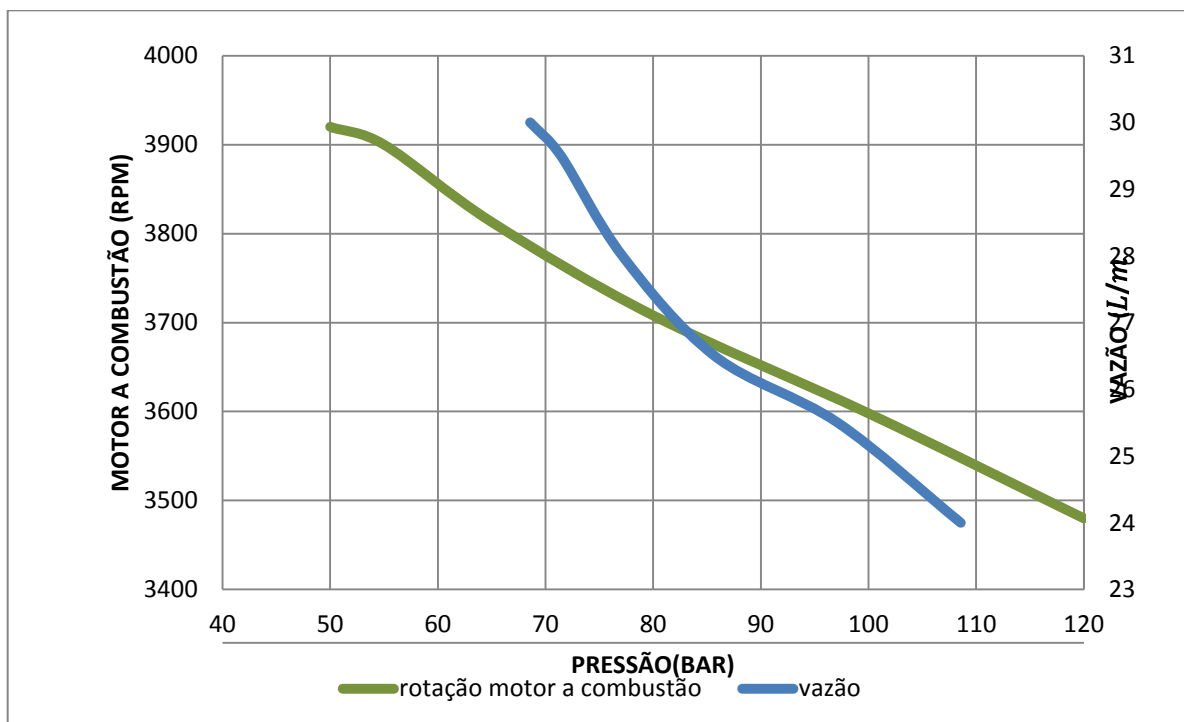
Figura 17: Bancada de teste construída.



No gráfico da Figura 18 pode-se observar o comportamento do motor a combustão quando aplicada uma carga no sistema de transmissão, fazendo com que a pressão do sistema aumentasse.

Visualiza-se ainda que, como consequência da queda de rendimento do motor a combustão, houve a diminuição da vazão da bomba.

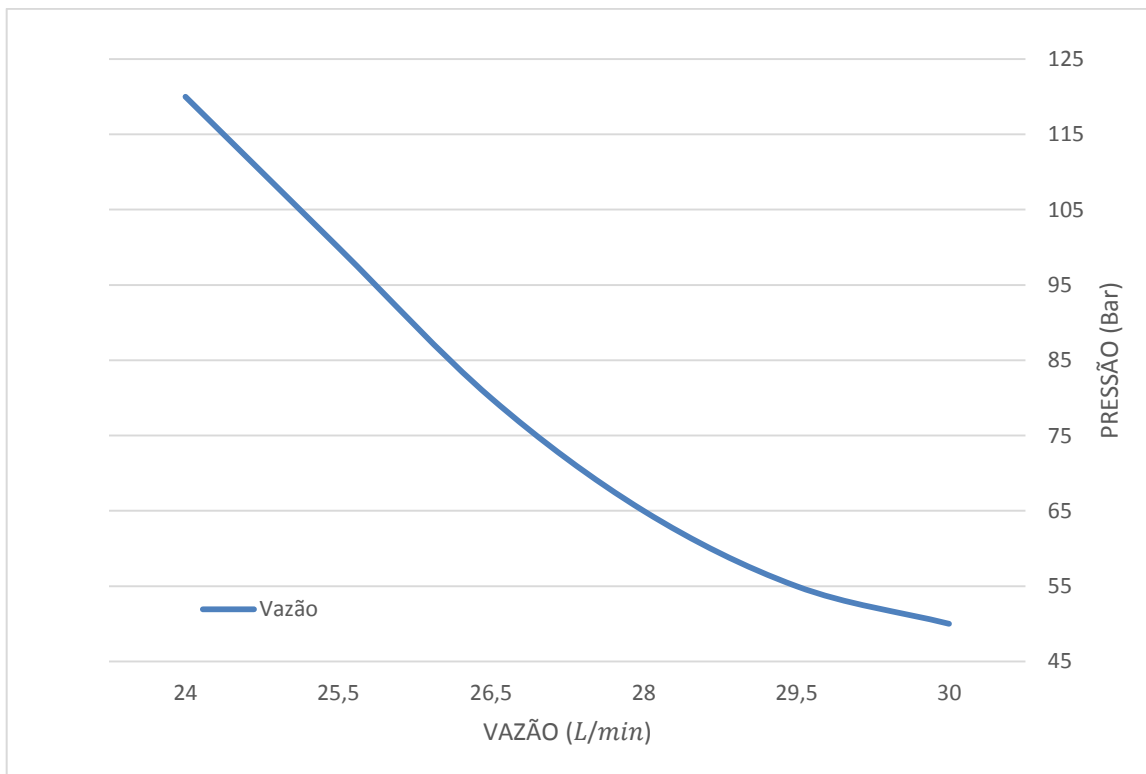
Figura 18: Vazão em relação à pressão e ao RPM do motor a combustão.



Analisando o gráfico da Figura 18, verifica-se que, quando o motor a combustão se encontra a uma rotação de 3920 *RPM* a pressão é de 50 *Bar* e a vazão do sistema de 30 *L/min*, sendo que a vazão vai baixando conforme é gerada uma carga que aumenta a pressão. Na pressão máxima obtida de 120 *Bar* sendo que a rotação do motor a combustão baixou para 3480 *RPM* e como consequência a vazão da bomba foi de 24 *L/min*.

No gráfico da Figura 19 pode-se ter uma melhor visualização da relação entre a pressão e a vazão total do sistema.

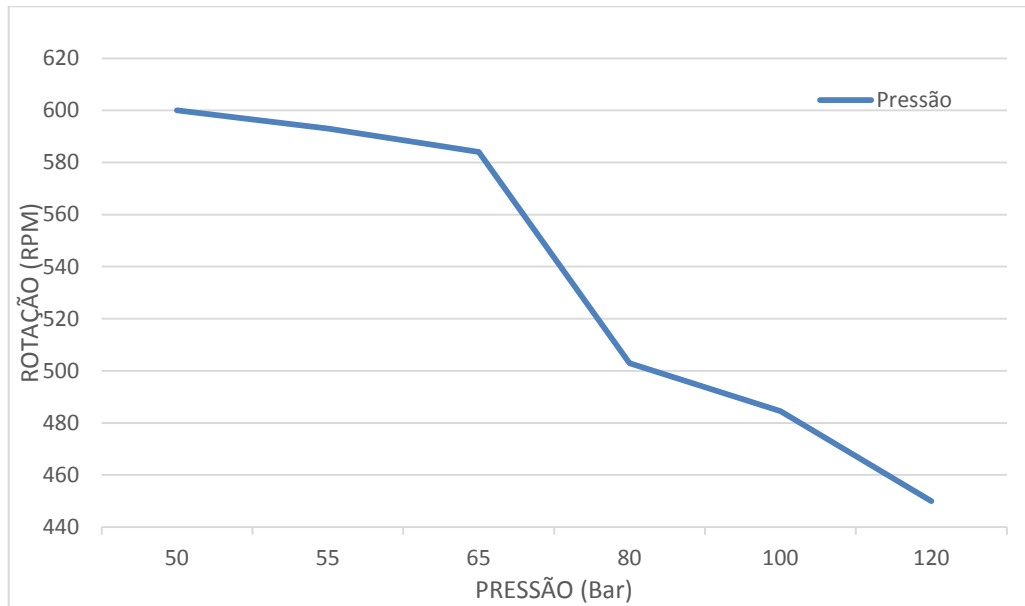
Figura 19: Vazão X Pressão.



Observa-se no gráfico da Figura 19, que a curva de queda de vazão se dá onde há um aumento da pressão no sistema, sendo que a vazão máxima obtida foi de 30 *L/min* a 50 *Bar* e a mínima de 24 *L/min* a 120 *Bar*.

O gráfico da Figura 20 nos apresenta a relação da pressão com a rotação na roda, no momento em que a transmissão está no sistema 4X2.

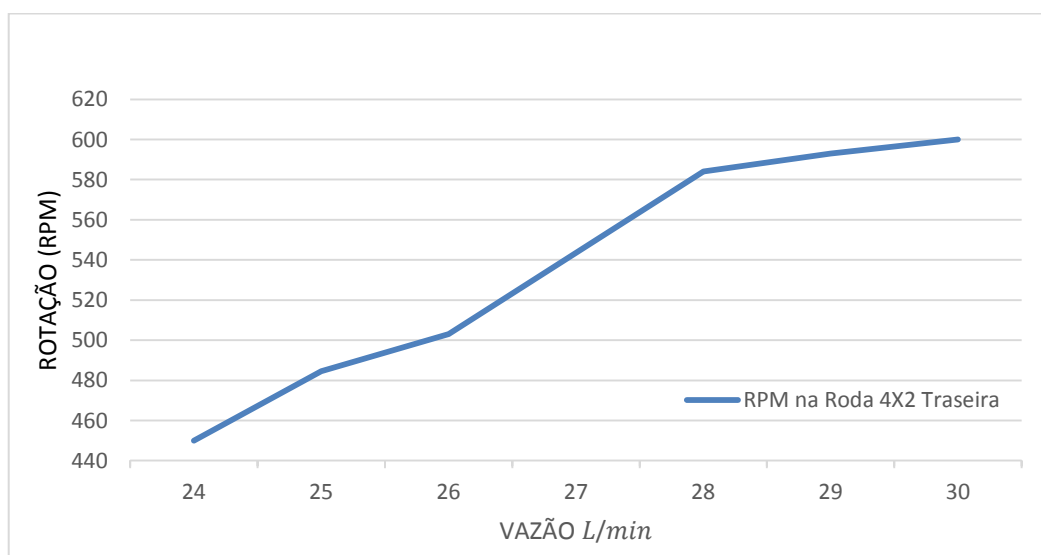
Figura 20: Rotação X Pressão.



Avaliando o gráfico da Figura 20, observa-se que a rotação diminui na medida em que a pressão do sistema aumenta, sendo que a máxima rotação do sistema de 600 RPM se deu à pressão de 50 Bar e a menor rotação de 450 RPM a uma pressão de 120 Bar. A partir disso pode-se dizer que a velocidade máxima do veículo é de 60,3 km/h no sistema 4X2 e, no sistema 4X4, a velocidade será de 30,0 km/h.

O gráfico da Figura 21 representa o resultado da vazão em relação à rotação, quando a transmissão está no sistema 4X2.

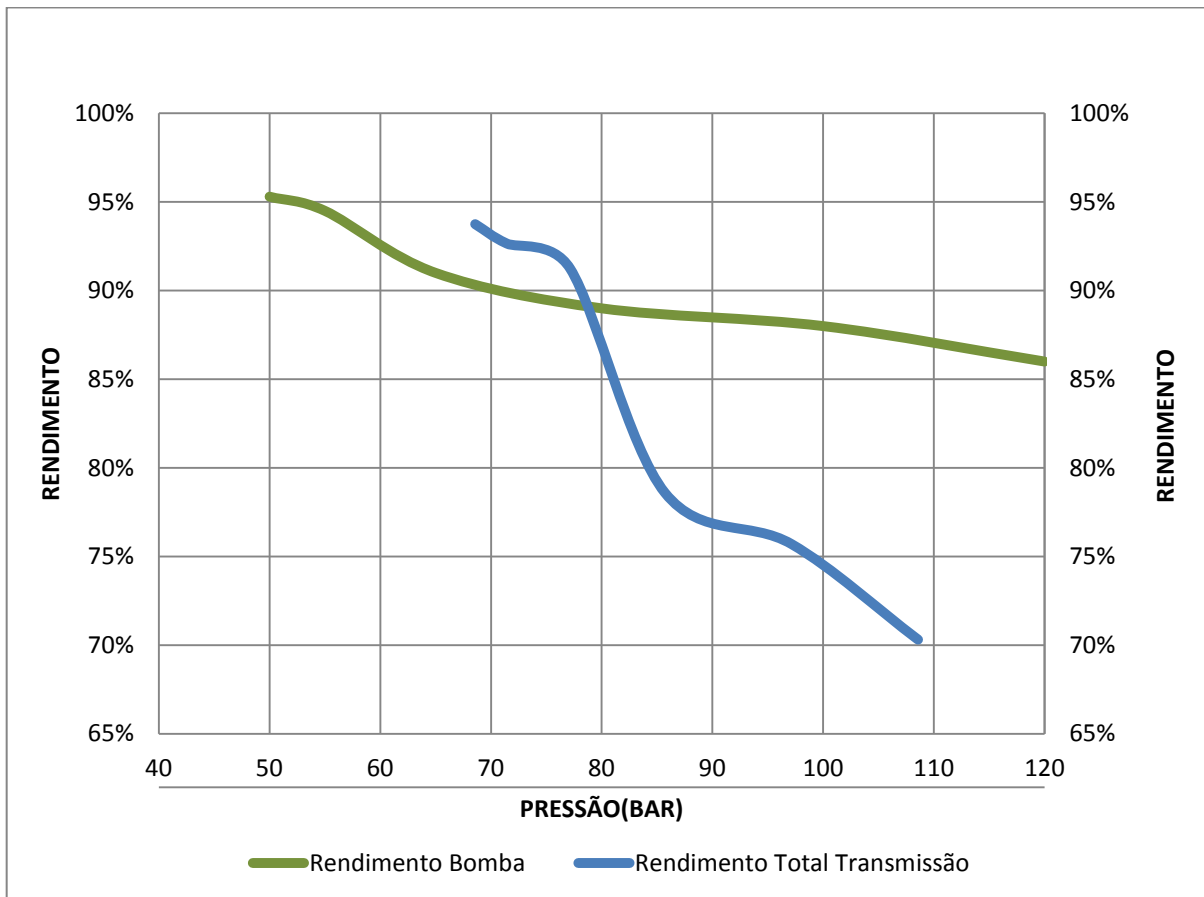
Figura 21: Vazão X RPM 4X2 traseira.



Pode-se visualizar no gráfico da Figura 21, que a rotação diminuiu na medida em que a vazão reduziu, sendo que a máxima de 600 *RPM* se deu a 30 *L/min* a mínima de 450 *RPM* a 24 *L/min*.

No gráfico da Figura 22 visualiza-se o rendimento da bomba e o rendimento total da transmissão. Para o rendimento da bomba foi utilizada a rotação que a mesma estava no momento da tomada de vazão, para o rendimento total da transmissão foi considerado que o motor a combustão estivesse sempre a 4000 *RPM*, seu desempenho máximo.

Figura 22: Rendimento total da transmissão e rendimento da bomba.

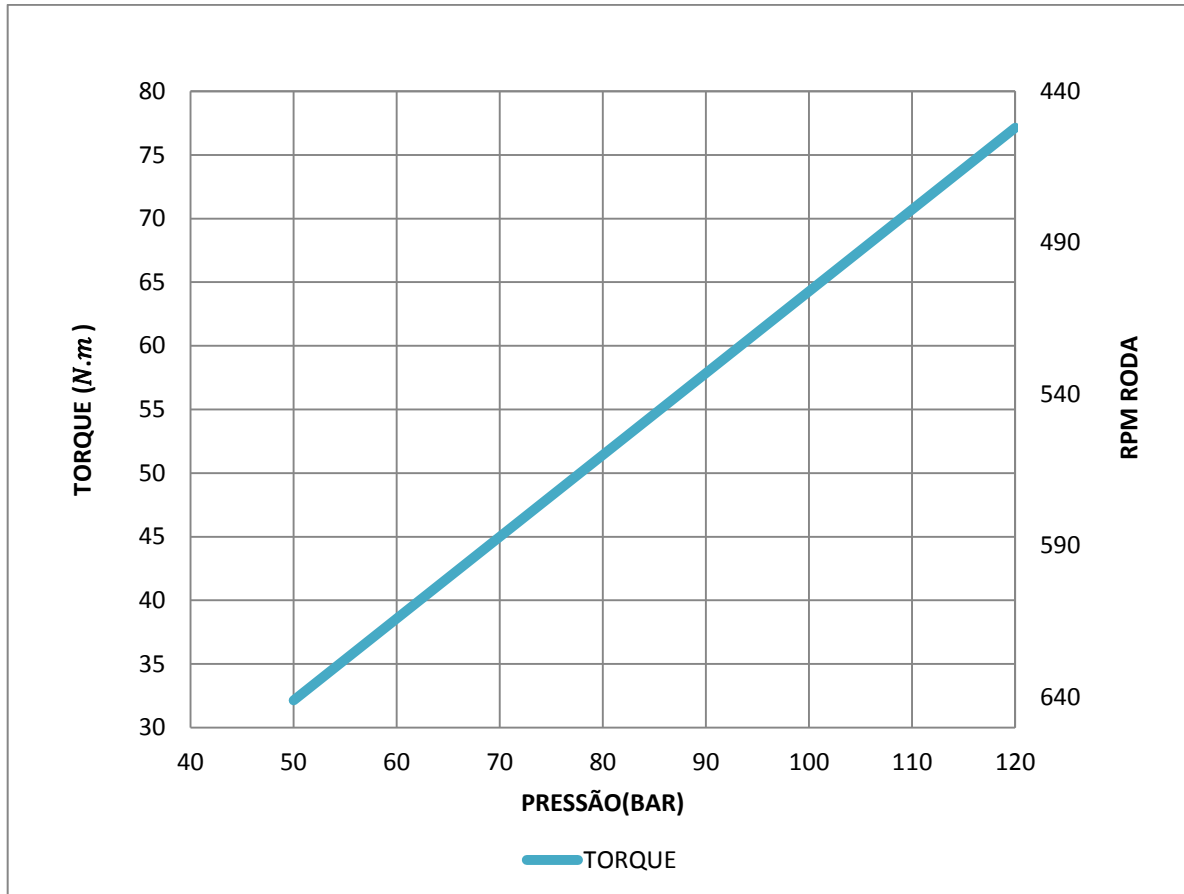


De acordo com o gráfico da Figura 22, o fator determinante para o desempenho da bomba e da transmissão como um todo, foi a pressão do sistema. Na medida em que a pressão foi aumentando o rendimento foi diminuindo, sendo que o rendimento máximo da bomba foi de 95,3% e o da transmissão foi de 94%, os mesmos deram-se a pressão de 50 *Bar*. O menor rendimento da bomba foi de 86%,

o menor rendimento da transmissão foi de 70% e ambos deram-se a pressão de 120 *Bar*.

A Figura 23 nos apresenta o torque máximo no eixo de transmissão.

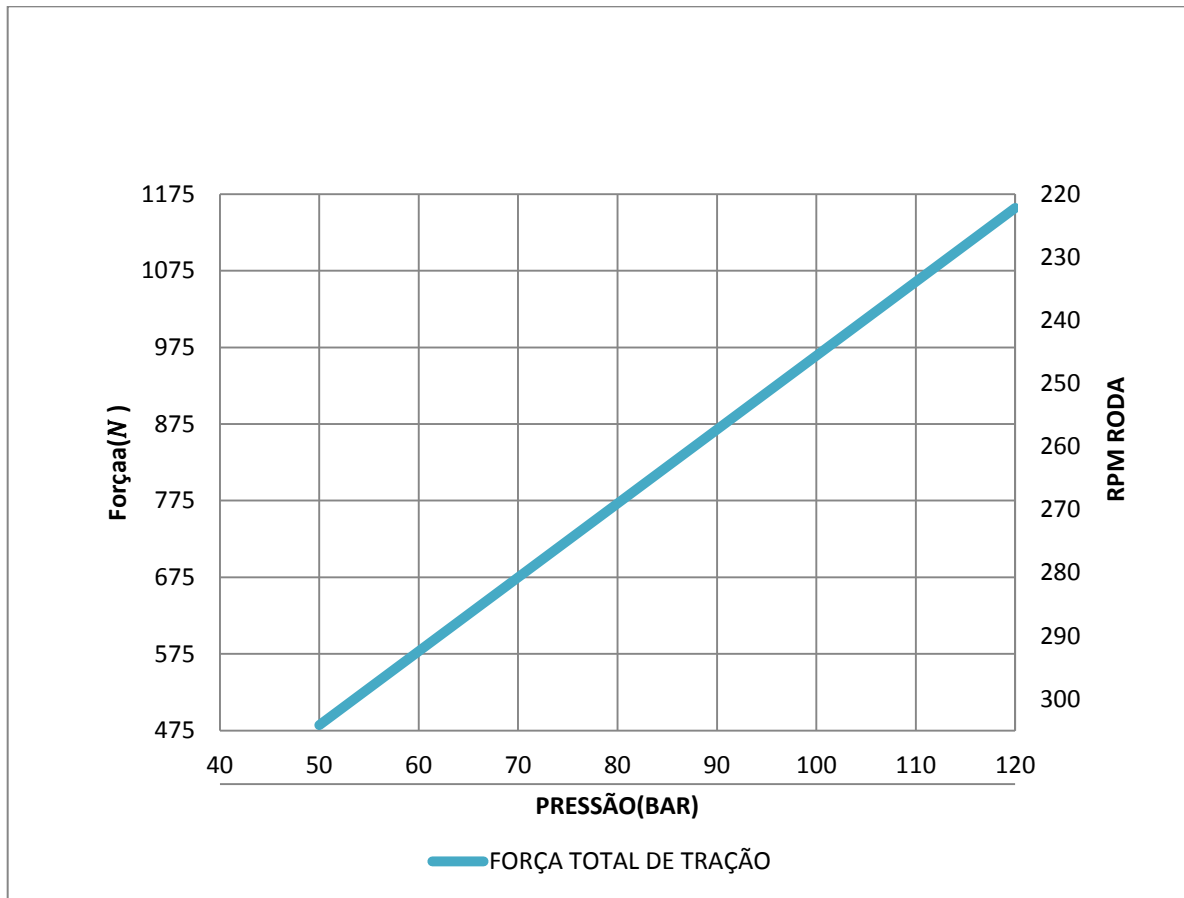
Figura 23: Torque no eixo.



No gráfico da Figura 23 pode-se visualizar que o maior torque se dá no momento em que atinge a maior pressão e o menor *RPM* na roda. Este torque representado se dá em cada eixo de transmissão, sendo que se o sistema estiver 4X2 se multiplica o torque por 2, se estiver 4X4 multiplica-se por 4, porém em 4X4 a velocidade é 50% menor. O torque máximo no eixo foi de 77,14 *N.m* a rotação de 450 *RPM*, com pressão de 120 *Bar*. O torque mínimo foi de 32,14 *N.m* a 640 *RPM* e pressão de 50 *Bar*.

O gráfico da Figura 24 apresenta a força máxima da transmissão em relação à pressão e o *RPM* da roda.

Figura 24: Força na roda X Pressão e o RPM roda.



No gráfico da Figura 24 pode-se visualizar que a maior força se dá no máximo da pressão e no menor RPM na roda. A força máxima na roda foi de 289,24  $N.m$  a rotação de 225 RPM, com pressão de 120 Bar. O torque mínimo foi de 120,51  $N.m$  300 RPM e pressão de 50 Bar. No sistema 4X2 multiplica-se por 2 a força da roda, pois há duas rodas tracionando, tendo o dobro da rotação. No sistema 4X4 multiplica-se por 4 a força, pois há quatro rodas tracionando.



## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Ao final desse trabalho e, tendo seguido todos os passos, objetivos, realização de dimensionamento, identificação dos componentes da transmissão, representação esquemática do sistema hidráulico com testes virtuais em software e realização de testes em bancada de transmissão, conclui-se dimensionada uma transmissão hidráulica para um Baja SAE.

Analisando o processo de desenvolvimento do trabalho, percebe-se a importância da organização do mesmo em etapas, onde a revisão de literatura, levantamento de dados e informações e a compreensão de cada um dos componentes de uma transmissão, foram facilitadores do processo de dimensionamento da transmissão almejada.

A viabilidade de implantação do modelo de transmissão projetado nesse trabalho pode ser percebida ao analisarem-se os resultados:

- Possibilidade de inversões de direção em “marcha ré”, devido ao controle do sistema através de válvulas direcionais, que não estão presentes em veículos já existentes.

- Facilidade de implantação do sistema 4X4, agregando pouco peso a mais no sistema e oferecendo a possibilidade de ter duas marchas no veículo.

- Como característica de um sistema hidráulico, o mesmo tem alto torque e velocidade adequada. Podendo trabalhar em alta pressão e baixa vazão gerando um alto torque, chegando a  $308,56 \text{ N.m}$  no sistema 4X4, e alta vazão e baixa pressão gerando uma velocidade de  $60,3 \text{ km/h}$  no sistema 4X2, dados esses obtidos através de testes de bancada.

- O rendimento da transmissão foi de 95,3%, o que a torna viável, sendo que este rendimento foi encontrado a uma pressão de trabalho de  $50 \text{ Bar}$ . Porém, se necessário em situações extremas, pode trabalhar em intervalo curto de tempo a  $120 \text{ Bar}$ , o que resulta em queda de rendimento e faz com que consiga superar os piores obstáculos aos quais um Baja SAE é submetido devido ao alto torque resultante.

Sendo este dimensionamento validado através de cálculos, simulações virtuais e testes de bancada, conclui-se que o modelo de transmissão além de apresentar um avanço tecnológico, atende todos os requisitos necessários para o funcionamento de um veículo Baja SAE. O modelo ainda poderá ser melhorado

através da utilização de uma bomba com deslocamento variável e auxílio da eletrônica, implantando-se um sistema eletrônico de tração.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

CHIODELLI, Ronan. T. **Dimensionamento de componentes de transmissão para um protótipo Baja SAE**. Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade Horizontina do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica, 2012.

CLARKE, MODET & CIA. Ltda. **Sistema de transmissão hidráulica para veículos**. Nº Patente: PI8404847-6, Dep. no INPI: 26/09/1984. Disponível em: <<http://www.patentesonline.com.br/sistema-de-transmiss-o-hidr-ulica-para-ve-culo-89973.html#adsense1>>. Acesso em: 20 março 2013.

CRUZ, Antonio José R. S. **Apostila Automação Industrial Mecânica**. Escola Técnica Estadual República. Departamento De Mecânica - 2010 . Disponível em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAA8kAA/apostila-automacao-industrial-mecanica>>. Acesso em: 31 mar. 2013.

DIAS, J. **Módulo: Transmissões**. Curso de Especialização em Engenharia Automotiva – UTFPR, Curitiba, 2011. Disponível em: <<http://www.damec.ct.utfpr.edu.br/automotiva/downloadsAutomot/c1Transmissoes.pdf>>. Acesso em: 7 set. 2013.

ENERPAC. **Manômetros Digitais de Pressão Hidráulica, 2013**. Catálogo Manômetro Pressão disponível em: <[http://www.enerpac.com/sites/default/files/dgr\\_e327\\_pt.pdf](http://www.enerpac.com/sites/default/files/dgr_e327_pt.pdf)> . Acessado em: 10 out. 2013.

FIALHO, Arivelto B. **Automação Hidráulica**. Projetos, dimensionamentos e Análise de Circuitos. 6ª Ed. Revisada. Editora Érica. São Paulo, 2011.

FILIPPIN, Carlo G. **Sistemas Mecânicos Automotivos**. Universidade Federal Do Paraná. Curso De Engenharia Mecânica. 2009. Disponível em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAA8vZQAE/sistemas-mecanicos-automotivos>>. Acesso em: 03 ago. 2013

HENN, E. A. L. **Máquinas de Fluido**. 3. Ed. Santa Maria: Editora UFSM, 2012.

HPWIZARD - Automotive design tools. **Tire friction and rolling resistance coefficients**. Disponível em: <[www.hpwizard.com/tire-friction-coefficient.html](http://www.hpwizard.com/tire-friction-coefficient.html)>. Acesso em: 05 set. 2013.

LARMINIE, James; LOWRY, John. **Designing An Electric Vehicle Conversion**. Inglaterra, John Wiley & Sons Ltd.: 2003

LINSINGEN, Irlan V. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. Ed. da UFSC. 2ª Ed. Revisada. Florianópolis, 2003.

LMS. **AMESim user's manual**. Rev 8B. Belgium: LMS International, 2008.

LMS *International*. **The integrated platform for multi-domain system simulation**. Copyright © 2013. Disponível em: <<http://www.lmsintl.com>>. Acesso em: 15 out. 2013.

NEGRI, Victor J. De. **Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e controle**. Universidade Federal de Santa Catarina. Departamento de engenharia. Escritório de direitos autorais – Nº registro: 328.561 – Livro: 602 – Folha: 221 . Florianópolis, março de 2001.

NICOLAZZI, L. C., ROSA, E. Da, LEAL, L. C. M. **Introdução à modelagem quase - estática de automotores**. Brasil: Publicação interna do GRANTE - Depto de Engenharia

Mecânica da UFSC, 2012. Disponível em <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAfGd4AJ/introducao-a-modelagem-quase-estatica-veiculos-automotores-rodas>>. Acesso em: 03 ago. 2013.

NIEMANN, G. **Elementos de Máquinas**. 6. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2002, vol. 2.

PALMIERI, Antônio C. **Manual de Hidráulica Básica**. Racine Hidráulica. 9ª Ed. Porto Alegre, 1994.

PARKER HANNIFIN CORPORATION. **Series D1VW Directional Control Valves (91 Design)**. Catalog HY14-2536/US. Catálogo Válvula On/Off Disponível em: <[http://www.extranetparker.com.br/download/hydraulics/pdf/boletim\\_HY14\\_2536\\_M3.pdf](http://www.extranetparker.com.br/download/hydraulics/pdf/boletim_HY14_2536_M3.pdf)>. Acessado em 19 set. 2013.

\_\_\_\_\_. **Bombas e Motores Simples e Múltiplos Série PGP/PGM11**. Catálogo HY-2016-1 BR Março 2005. Catálogo Bomba Hidráulica disponível em: <[http://www.extranetparker.com.br/download/hydraulics/pdf/HY\\_2016\\_1%20BR.pdf](http://www.extranetparker.com.br/download/hydraulics/pdf/HY_2016_1%20BR.pdf)>. Acessado em 19 set. 2013.

\_\_\_\_\_. **Comando Direcional Múltiplo Série VO40**. Catálogo HY-2018 BR Abril 2006. Catálogo Válvula Direcional disponível em: <[http://www.extranetparker.com.br/download/hydraulics/pdf/HY\\_2018\\_BR.pdf](http://www.extranetparker.com.br/download/hydraulics/pdf/HY_2018_BR.pdf)>. Acessado em 19 set. 2013.

\_\_\_\_\_. **LSHT Torqmotor and Nichols Motors TE Series**. HY13-1590-009/US, 2009 EU Maio 2009. Catálogo Motor Hidráulico disponível em: <[http://www.parker.com/literature/Hydraulic%20Pump%20&%20Motor/\\_TE\\_Series\\_Update\\_4\\_2013.pdf](http://www.parker.com/literature/Hydraulic%20Pump%20&%20Motor/_TE_Series_Update_4_2013.pdf)>. Acessado em 19 set. 2013.

\_\_\_\_\_. **SensoControl**. Catalogue 4054-2/UK 2012. Catálogo SensoControl disponível em: <[www.parker.com/literature/.../CAT-4054-2-UK.pdf](http://www.parker.com/literature/.../CAT-4054-2-UK.pdf)>. Acessado em 19 set. 2013.

ROSA, E. S. **Métodos Computacionais em Engenharia Térmica e Ambiental**. EM 974 – UNICAMP, Campinas, 2010. Disponível em: <<http://www.fem.unicamp.br/~phoenics/EM974/PROJETOS/>>. Acesso em: 10 set. 2013.

SAE BRASIL. **Requisitos gerais dos veículos**. 2012. Disponível em: <[http://www.saebrasil.org.br/eventos/programas\\_estudantis/arquivos/Baja\\_2013\\_RBSB\\_5\\_-\\_Requisitos\\_Gerais\\_do\\_Veiculo\\_-\\_Emenda\\_2.pdf](http://www.saebrasil.org.br/eventos/programas_estudantis/arquivos/Baja_2013_RBSB_5_-_Requisitos_Gerais_do_Veiculo_-_Emenda_2.pdf)>. Acessado em 06 mar. 2013.

SHELL LUBRIFICANTES S. L S.A.. **Shell Tellus T. Óleo hidráulico de qualidade para aplicações onde pode haver grandes amplitudes térmicas**. 2007. Catálogo Óleo Lubrificante Hidráulico disponível em: <[http://www.epc.shell.com/Docs/GPCDOC\\_X\\_cbe\\_26680\\_key\\_140002153102\\_270C.pdf](http://www.epc.shell.com/Docs/GPCDOC_X_cbe_26680_key_140002153102_270C.pdf)>. Acessado em 12 set. 2013.

SILVA, T. L. Da. **Notas de Aula de Física**. Universidade Federal da Paraíba, 2002. Disponível em: <<http://www.fisica.ufpb.br/~romero/pdf/TudoFisical.zip>>. Acessado em: 07 set. 2013.

SOUSA, H. E. A. de. **Projeto de uma caixa de redução fixa pra veículo mini baja do IFPB**. Curso Superior de Tecnologia em Automação Industrial – IFPB, João Pessoa, 1999.

WALKER J. et al. **Fundamentos de Física**. 9ª ed. Volume 1. Rio de Janeiro: LTC 2012.

## APÊNDICE A

### MEMORIAL DE CÁLCULOS

#### Força de Tração

No cálculo do torque máximo no eixo da transmissão ( $T_E$ ) deve-se levar em consideração ( $T_M$ ) que é o torque máximo do motor. Através do gráfico da Figura 3 pode-se dizer que este valor é de 18,6 *N.m* quando o motor estiver a uma rotação ( $N_M$ ) de 2600 *RPM*, sendo que o rendimento da transmissão ( $\eta_T$ ) é de aproximadamente 80% conforme o Quadro 1, a rotação da roda ( $N_R$ ) na relação mais curta é de 130 *RPM* encontrado no Quadro 2. Para realizar este cálculo usa-se a Equação 1:

$$T_E = \frac{18.6 \cdot 2600 \cdot 0.8}{130} \quad (eq. 1)$$

$$T_E = 297,6 \text{ N.m}$$

Após calculado o torque máximo no eixo de transmissão, faz-se necessário calcular a força máxima que o conjunto de transmissão é capaz de fornecer. Para esse cálculo, além dos dados já conhecidos, precisa-se informar também o raio do pneu (R) que é 0,2667 *m*, conforme especificado pelo Regulamento do Baja (SAE BRASIL, 2012).

$$F_{M\acute{a}x} = \frac{18.6 \cdot 20 \cdot 0.8}{0.2667} \quad (eq. 2)$$

$$F_{M\acute{a}x} = 1115,86 \text{ N}$$

#### Forças que se opõem ao movimento

O dimensionamento do gradiente de resistência à rampa ( $R_p$ ), indica a força necessária que a transmissão proposta terá que efetuar para superar uma rampa. Para este dimensionamento o gradiente (S) será de 35% que é equivalente a 15.75 graus e o peso do carro (S) de 350 *kg*.

$$R_p = \frac{350 \cdot 9,81 \cdot 35}{100} \quad (eq. 3)$$

$$R_p = 1201 N$$

No cálculo da resistência aerodinâmica dado pela Equação 4, utilizou-se o coeficiente ( $C_x$ ) de 1,3 e a área frontal do veículo de  $1 m^2$ , conforme determina a metodologia.

$$R_a = \frac{1,5 \cdot 40^2 \cdot 1}{21} \quad (eq. 4)$$

$$R_a = 114,28 N$$

O dimensionamento da resistência máxima ao rolamento foi calculado através da Equação 5, onde o coeficiente de resistência ao rolamento ( $R_m$ ) utilizado foi  $0,08 N/kg$ , de acordo com a Tabela 2 e a massa do carro ( $C$ ) utilizada foi  $350 kg$ .

$$R_r = 0,080 \cdot 350 \quad (eq. 5)$$

$$R_r = 28 N$$

### **Esforço de Tração**

Depois de calculadas as forças que se opõem ao movimento pode-se definir o esforço total de tração requerida, através da somatória dos mesmos.

$$F_T = 1201 N + 114,28 N + 28 N \quad (eq. 6)$$

$$F_T = 1343,28 N$$

### **Força de Atrito**

O fator de atrito ( $F_{a\ max}$ ) é calculado através da Equação 7, onde ( $\mu_e$ ) é igual a  $0,55$ , coeficiente para estradas de terra molhadas (barro) conforme a Tabela 2, sendo que será utilizada também a força normal ( $F_N$ ).

Calculando o atrito na dianteira.

$$F_{a\ max} = 0,55 \cdot 1373,4 \quad (eq. 7)$$

$$F_{a\ max} = 549,36 N$$

Calculando o atrito na dianteira

$$F_{a\ max} = 0,55 \cdot 2060,1 \quad (eq. 7)$$

$$F_{a \max} = 1133,055 \text{ N}$$

Somando os valores do atrito dianteiro e traseiro tem-se o fator de atrito total, que é de 1682,415 *N*.

### Reservatório

A partir da vazão encontrada para a bomba de 32 *L/min*, dimensiona-se o reservatório de fluido, o qual é dado pela Equação 11:

$$V_{Res} = 3 \cdot 32 \quad (eq. 11)$$

$$V_{Res} = 96 \text{ L}$$

Após realizados os cálculos necessários encontrou-se um valor de 96 L, de capacidade no reservatório.

### Fluido

Para a realização do dimensionamento da tubulação foi escolhido o fluido ISO 68, o qual possui uma velocidade cinemática de 68  $\text{mm}^2/\text{s}$ , massa específica de 881  $\text{kg}/\text{m}^3$  e peso específico 8642,61 *N*, conforme o Anexo A.

### Fluido em tubulações

Para o cálculo da perda de carga na tubulação o primeiro passo é descobrir o diâmetro teórico da mesma, para isso utiliza-se a vazão da bomba (*Q*) de 273,33  $\text{cm}^3/\text{s}$  e a velocidade de escoamento teórica (*v*) para a tubulação que, conforme Palmieri (1994), é de 457,2 *cm/s* e usa-se a Equação 12:

$$d = 2 \sqrt{\frac{273,33}{(457,2 * \pi)}} \quad (eq. 12)$$

$$d = 0,872 \text{ cm}$$

Com base nos cálculos, encontrou-se um diâmetro teórico (*d*) de 0,872 *cm*, a partir do qual se definiu o diâmetro comercial a ser utilizado para a tubulação que é de ½ *Pol.* ou 1,27 *cm*.

Na sequência encontra-se a nova velocidade de escoamento para o diâmetro comercial utilizado, sendo que a vazão da bomba ( $Q$ ) é de  $273,33 \text{ cm}^3/\text{s}$  e a área é  $1,26 \text{ cm}^2$ , pela Equação 13:

$$v = \frac{273,33}{1,26} \quad (\text{eq. 13})$$

$$v = 215,74 \text{ cm/s}$$

Após encontrada a velocidade de escoamento para o diâmetro comercial ( $v$ ), que é de  $215,74 \text{ cm/s}$ , calcula-se então o número de Reynolds ( $R_e$ ) para verificar o tipo de escoamento da tubulação. Para esse cálculo, utiliza-se o diâmetro comercial que é  $1,27 \text{ cm}$  e a viscosidade cinética do fluido ( $V$ ) dada no Quadro 3 que é de  $0,68 \text{ cm}^2/\text{s}$ , baseando-se na Equação 14:

$$R_e = \frac{215,74 \cdot 1,27}{0,68} \quad (\text{eq. 14})$$

$$R_e = 402,93$$

No cálculo do número de Reynolds ( $R_e$ ) encontrou-se um valor de  $402,93$ , sendo assim, pode-se definir que o escoamento na tubulação será um escoamento laminar conforme a Tabela 1.

Depois de encontrado o valor do número de Reynolds ( $R_e$ ), pode-se calcular o fator de atrito ( $f$ ) na tubulação. Para tal será usada a Equação 15, tendo um coeficiente ( $X$ ) de  $90$ , valor indicado para uma tubulação flexível com temperatura variável em um escoamento laminar.

$$f = \frac{90}{402,93} \quad (\text{eq. 15})$$

$$f = 0,223$$

O fator de atrito ( $f$ ) encontrado para a tubulação é de  $0,223$ .

Levando em conta que a tubulação tem um comprimento retilíneo ( $L_1$ ) de  $300 \text{ cm}$ , conforme Figura 11, e que o sistema utilizará 4 curvas  $90^\circ$  de raio curto de singularidades ( $L_s$ ) que segundo a Tabela 3 resulta em um valor de  $47,24 \text{ cm}$ , o comprimento total da tubulação ( $L$ ), é de  $347,24 \text{ cm}$ . Com esses dados, calcula-se a perda de carga na linha de pressão ( $\Delta P$ ) utilizando a Equação 16:



$$\Delta P = 0,223 \cdot \frac{347,24}{1,27} \cdot \frac{215,74^2 \cdot 881}{9266} \cdot \frac{1}{215915} \quad (eq. 16)$$

$$\Delta P = 0,223 \cdot 273,41 \cdot 0,0204$$

$$\Delta P = 1,24 \text{ Bar}$$

Por ser utilizada uma tubulação flexível com comprimento relativamente baixo e poucas singularidades, tubos com diâmetro de  $\frac{1}{2}$  Pol. a perda de carga na linha de pressão é relativamente baixa. Para encontrarmos a perda de carga total do sistema, temos que somar a perda de carga na linha de pressão com a perda de carga nas válvulas, o que dá o valor de 11,24 Bar.

## ANEXO A - CATÁLOGO ÓLEO LUBRIFICANTE HIDRÁULICO



Shell Lubricants

### Saúde & Segurança

É improvável que o Tellus T apresente qualquer risco significativo para a saúde ou segurança sempre que for devidamente utilizado nas aplicações recomendadas e se mantiverem bons padrões de higiene industrial e pessoal.

Evitar o contacto com a pele. Com óleo usado, utilizar luvas. Após contacto com a pele, lavar imediatamente com água e sabão.

Para informação complementar sobre Saúde & Segurança do Produto, consultar a Ficha de Segurança do Produto.

### Proteger o ambiente

Levar o óleo usado para um local de recolha autorizado. Não o despejar em esgotos, terra ou água.

### Conselhos

Informações complementares sobre aplicações não abrangidas neste folheto poderão obter-se com o vosso Representante da Shell.

### Características Físicas Típicas

Shell Tellus		T15	T32	T46	T68	T100
Tipo de óleo ISO		HV	HV	HV	HV	HV
Grau de viscosidade ISO		15	32	46	68	100
Viscosidade Cinemática @	IP 71					
0° C cSt		75	-	310	-	960
20° C cSt		30	71	105	-	268
40° C cSt		15	32	46	68	100
100° C cSt		3.8	6.4	8.2	10.9	14.7
Índice de Viscosidade	IP 226	150	150	150	150	150
Densidade @15°C Kg/l	IP 365	0.871	0.872	0.872	0.877	0.889
Ponto Inflamação (VF) °C	IP 34	160	170	210	230	176
Ponto de Fluxão °C	IP 15	-42	-42	-39	-36	-30

Estas características são típicas da produção actual. Embora a futura produção tenha que respeitar a especificação da Shell, poderão ocorrer variações destas características.

## ANEXO B - CATÁLOGO MOTOR HIDRÁULICO.

**Performance Data / Leistungsdaten**  
**Puissance / Datos Tecnicos**

**LSHT Torqmotors™ and Nichols™ Motors**  
**TE Series / Serie / Série** HY13-1590-009/US,EU



Motor Series TE	cm <sup>3</sup> /rev in <sup>3</sup> /rev	Int rev/min	cont / int* l/min g/min	cont / int* bar psid	max bar psig	cont / int* Nm lb-in	max KW HP	cont / int* Nm lb-in
TE 0036	36 2.2	1141	34 42 9 11	140 190 2030 2750	200 2900	54.6 71.1 483 630	8.5 11.4	44 52 389 460
TE 0045	41 2.5	1024	34 42 9 11	140 190 2030 2750	200 2900	71 99 624 876	10.4 13.9	44 64 411 565
TE 0050	49 3.0	1020	34 50 9 13	140 190 2030 2750	200 2900	90 127 796 1120	12.8 17.2	72 96 637 871
TE 0065	65 4.0	877	45 57 12 15	140 190 2030 2750	200 2900	125 176 1106 1558	14.7 19.8	100 137 885 1211
TE 0080	82 5.0	695	45 57 12 15	140 190 2030 2750	200 2900	160 220 1416 1947	17.3 23.2	128 171 1133 1515
TE 0100	98 6.0	582	45 57 12 15	140 190 2030 2750	200 2900	190 264 1682 2337	17.4 23.4	152 206 1345 1819
TE 0130	130 8.0	438	45 57 12 15	140 190 2030 2750	200 2900	255 352 2257 3116	17.3 23.2	204 274 1806 2423
TE 0165	163 10.0	348	45 57 12 15	140 190 2030 2750	200 2900	310 436 2744 3846	17.0 22.8	248 338 2195 2992
TE 0195	195 11.9	292	45 57 12 15	140 190 2030 2750	200 2900	390 528 3452 4673	17.4 23.4	312 411 2762 3637
TE 0230	228 13.9	328	57 75 15 20	120 165 1740 2400	200 2900	380 514 3363 4554	17.7 23.8	304 411 2691 3637
TE 0260	260 15.9	287	57 75 15 20	110 155 1595 2250	200 2900	400 550 3540 4870	16.7 22.4	320 449 2832 3977
TE 0295	293 17.9	256	57 75 15 20	100 145 1450 2100	200 2900	428 582 3784 5180	15.7 21.0	328 445 2903 3939
TE 0330	328 20.0	228	57 75 15 20	100 135 1450 1950	200 2900	443 600 3926 5312	14.8 19.8	344 453 3045 4014
TE 0365	370 22.6	203	57 75 15 20	95 125 1378 1825	200 2900	467 648 4133 5728	13.6 18.2	373 477 3301 4223
TE 0390	392 24.0	191	57 75 15 20	85 120 1233 1740	200 2900	445 628 3935 5562	12.5 16.8	348 462 3080 4090

Performance data based on testing using 10W40 oil with a viscosity of 43.1 cSt. (200 SUS) at 54° C (130° F). Performance data is typical. Actual data may vary slightly from one production motor to another.

Les données sur les performances sont basées sur des tests utilisant de l'huile 10W40 d'une viscosité de 200 SUS à 54°C (130°F). Ces données correspondent à des situations typiques. Les données réelles peuvent varier légèrement d'un moteur de production à l'autre.

Leistungsdaten sind gemessen mit SAE 10W40 bei einer Viskosität von 43,1 cSt bei 54°C. Geringfügige Abweichungen von den Katalogdaten sind möglich.

Datos técnicos obtenidos con aceite 10W40 de 200 SUS de viscosidad a 54°C (130°F). Los datos proporcionados son valores típicos. Los valores exactos reales podrían tener una pequeña variación entre distintos motores.

\* Intermittent operation rating applies to 10% of every minute.

Intermittierende Werte maximal 10% von jeder Betriebsminute.

Fonctionnement interm. 10% max. de chaque minute d'utilisation.

Capacidad de funcionamiento intermitente válida para 10% por cada minuto.

004 TE.indd, ja



**Performance Data / Leistungsdaten**  
**Puissance / Datos Tecnicos**

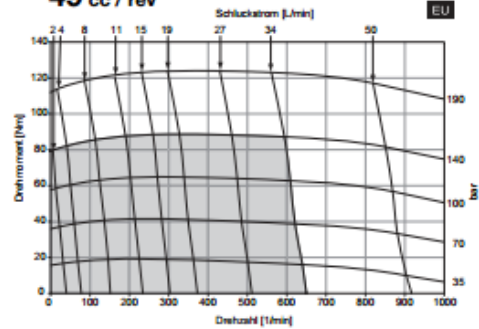
**LSHT Torqmotors™ and Nichols™ Motors**  
**TE Series / Serie / Série** HY13-1590-009/US,EU

**TE 0050 3.0 cu in / rev** PRESSURE (PSID)

	500	1000	1500	2000	2750
<b>.5</b>	146 32	327 23	513 13	705 6	
<b>1</b>	159 69	345 60	537 50	727 41	1005 17
<b>2</b>	170 145	364 136	563 124	764 113	1057 85
<b>3</b>	167 225	363 214	565 203	768 191	1066 163
<b>4</b>	169 294	367 282	574 271	784 260	1092 231
<b>5</b>	165 363	365 349	574 339	785 327	1097 297
<b>7</b>	156 501	357 485	568 474	782 460	1096 430
<b>9</b>	141 640	342 621	555 609	771 594	1087 561
<b>13</b>	88 904	295 881	503 869	722 851	1036 819

Flow (GPM)

**49 cc / rev**



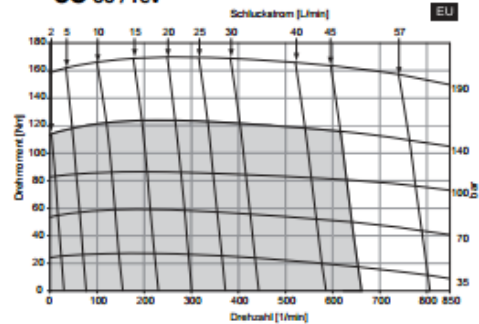
TORQUE (LB IN) 1096  
 SPEED (RPM) 430

**TE 0065 4.0 cu in / rev** PRESSURE (PSID)

	500	1000	1500	2000	2750
<b>.5</b>	220 24	481 17	743 11	1004 3	
<b>1</b>	232 52	498 45	763 38	1025 31	1411 19
<b>2</b>	239 109	512 102	789 94	1066 85	1469 65
<b>3</b>	238 167	512 159	790 151	1068 141	1474 120
<b>4</b>	237 224	514 215	795 207	1078 197	1492 179
<b>5</b>	233 279	511 271	794 262	1080 252	1502 234
<b>7</b>	216 386	497 376	783 366	1072 356	1497 336
<b>9</b>	195 494	477 483	764 472	1054 460	1481 439
<b>12</b>	152 654	435 641	724 629	1017 617	1445 596
<b>15</b>	102 802	388 789	676 776	969 763	1391 740

Flow (GPM)

**65 cc / rev**



TORQUE (LB IN) 1497  
 SPEED (RPM) 336

Cont.  Int.

Intermittent operation rating applies to 10% of every minute.

Fonctionnement Interm. 10% max. de chaque minute d'utilisation.

Performance data based on testing using 10W40 oil with a viscosity of 200 SUS at 54° C (130° F). Performance data is typical. Actual data may vary slightly from one production motor to another.

Les données sur les performances sont basées sur des tests utilisant de l'huile 10W40 d'une viscosité de 200 SUS à 54°C (130°F). Ces données correspondent à des situations typiques. Les données réelles peuvent varier légèrement d'un moteur de production à l'autre.

Intermittierende Werte maximal 10% von jeder Betriebsminute.

Capacidad de funcionamiento intermitente válida para 6 segundos por cada minuto.

Leistungsdaten sind gemessen mit SAE 10W40 bei einer Viskosität von 43,1 Cst bei 54°C. Geringfügige Abweichungen von den Katalogdaten sind möglich.

Datos técnicos obtenidos con aceite 10W40 de 200 SUS de viscosidad a 54°C (130°F). Los datos proporcionados son valores típicos. Los valores exactos reales podrían tener una pequeña variación entre distintos motores.

004 TE.indd.js



## ANEXO C - CATÁLOGO BOMBA HIDRÁULICA.

Catálogo HY-2016-1 BR

### Informações Técnicas

Bombas e Motores Simples e Múltiplos  
Série PGP/PGM11

## Bombas e Motores Simples e Múltiplos Série PGP/PGM11

### Características Técnicas

Elevado Desempenho  
Elevada Durabilidade  
Elevada Pressão Operacional



### Descrição

As bombas e motores da Série PGP/PGM11 constituem uma versão tecnologicamente avançada das tradicionais bombas de alumínio, com blocos de mancalização, disponíveis no mercado. A Série PGP/PGM11 oferece superior desempenho e durabilidade, elevada eficiência e baixo nível de ruído em elevadas pressões de operação. Uma grande variedade de configurações internacionais estão disponíveis para atender aos mais variados requisitos de uma determinada aplicação.

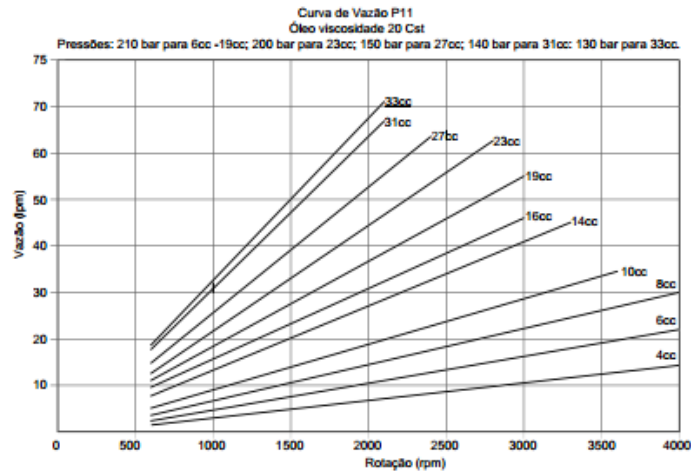
### Vantagens

- **Pressões de até 275 bar (4000 psi) em Operação Contínua**  
Corpo de alumínio extrudado de elevada resistência, e blocos de mancalização com buchas de elevado diâmetro asseguram menor carga nos mancais e elevadas pressões de operação.
- **Baixo Nível de Ruído**  
Engrenagens de 13 dentes de perfil especial asseguram menor pulsação do fluxo de saída, e uma operação excepcionalmente silenciosa.
- **Elevada Eficiência**  
Blocos de mancalização balanceados por pressão e utilizando vedação de alta tecnologia asseguram elevada eficiência sob todas as condições de operação.
- **Flexibilidade de Aplicação e de Montagem**  
Unidades simples, múltiplas e múltiplas de diferentes séries; flanges, eixos e pórticos conforme padrões internacionais; possibilidade de acoplar diversos tipos de válvulas e configuração com alimentação comum para bombas múltiplas proporcionam um projeto inigualável e versatilidade na aplicação.

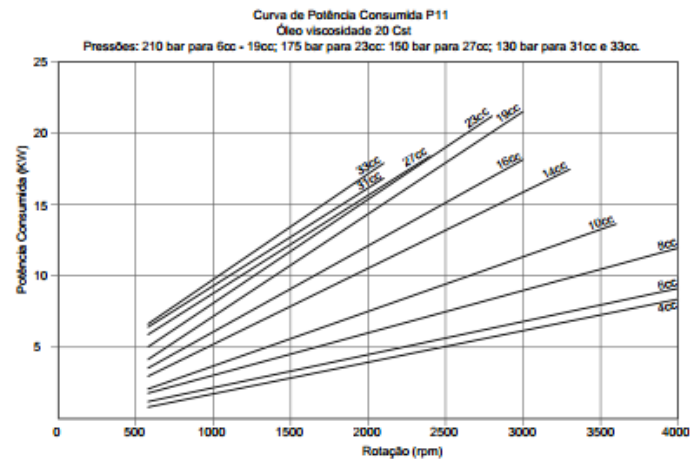
### Pressões e Rotações Operacionais Máximas, Deslocamentos e Peso

Tamanho Nominal	Deslocamento		Pressão Máxima (Óleo Mineral)				Rotação (rpm)		Pesos Kg (*)	
	cm <sup>3</sup> /rev	pol <sup>3</sup> /rev	Regime Contínuo		Regime Intermitente		Mínima	Máxima	Flanges 33, 34, 93 e 96	Flanges 36, 37 e 38
			bar	psi	bar	psi	@ P <sub>máx. saída</sub>	@ P <sub>entrada &amp; P<sub>máx. saída</sub></sub>		
04	4	0.24	250	3625	280	4060	500	4000	3,40	3,31
06	6	0.37	250	3625	280	4060	500	4000	3,49	3,40
08	8	0.49	250	3625	280	4060	500	4000	3,56	3,47
10	10	0.61	250	3625	280	4060	500	3600	3,64	3,55
11	11	0.67	250	3625	280	4060	500	3600	3,68	3,57
14	14	0.85	250	3625	280	4060	500	3300	3,80	3,71
16	16	0.98	250	3625	280	4060	500	3000	3,88	3,79
19	19	1.16	225	3260	250	3625	500	3000	4,00	3,91
23	23	1.40	200	2900	220	3190	500	2800	4,15	4,06
27	27	1.65	165	2390	185	2680	500	2400	4,30	4,21
31	31	1.89	140	2030	155	2250	500	2300	4,46	4,37
33	33	2.10	130	1885	145	2100	500	2200	4,54	4,45

\* Pesos aproximados para unidades simples.

**Especificações de Desempenho****Curvas: Rotação x Vazão****Notas:**

- Em conformidade com a nossa política de contínuo desenvolvimento, reservamo-nos o direito de alterar as especificações mostradas neste catálogo sem prévio aviso.
- Os dados de desempenho mostrados são o resultado de uma série de testes de laboratório desenvolvidos em unidades de produção e não representam, necessariamente, uma unidade em particular. Os testes foram executados com o óleo hidráulico com viscosidade de 20 cSt.

**Curvas: Rotação x Potência****Notas:**

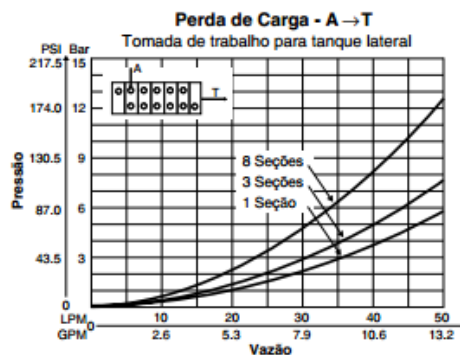
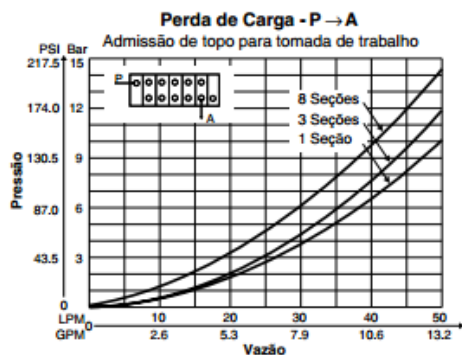
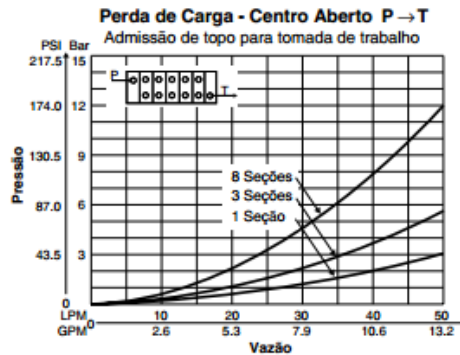
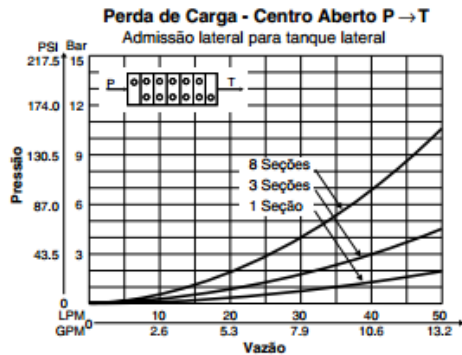
- Em conformidade com a nossa política de contínuo desenvolvimento, reservamo-nos o direito de alterar as especificações mostradas neste catálogo sem prévio aviso.
- Os dados de desempenho mostrados são o resultado de uma série de testes de laboratório desenvolvidos em unidades de produção e não representam, necessariamente, uma unidade em particular. Os testes foram executados com o óleo hidráulico com viscosidade de 20 cSt.

## ANEXO D - CATÁLOGO VÁLVULA DIRECIONAL. VO40

Catálogo HY-2018 BR  
**Informações Técnicas**

Comando Direcional Múltiplo  
**Série VO40**

### Curvas de desempenho



Nota: Óleo ISO VG 46 @ 50°C

### Características de aplicação

A válvula pode ser montada em todas as direções. Entretanto, a base de montagem deve ser plana e estável de tal forma que a válvula não seja submetida a tensões ou torções.

Todos os anéis "O" são de borracha nitrílica, mas existem também opções especiais em fluorcarbono. Favor contatar a Parker para maiores informações.

#### Temperatura

Faixa de temperatura de trabalho:  
 +20°C a 90°C (68 a 194°F)\*

#### Filtragem

A filtragem deve ser tal que não seja excedida a classe de contaminação de 20/18/14 conforme a norma ISO 4406.

Para o circuito piloto, a classe de contaminação de 18/16/13 conforme a norma ISO 4406 não deve ser excedida.

### Fluidos hidráulicos

O melhor desempenho é obtido usando óleos de base mineral de alta qualidade e com sistema de filtragem no sistema.

Fluidos hidráulicos tipo HLP (DIN 51524), óleos para transmissão tipo A e óleo de motores tipo API CD podem ser usados.

Faixa de viscosidade de trabalho:

15 – 380 mm<sup>2</sup>/s (15-380 cST) \*\*

**As informações técnicas neste catálogo se aplicam à viscosidade do óleo de 30 mm<sup>2</sup>/s (30 cST) e à temperatura de 50°C (122°F) utilizando vedações de borracha nitrílica.**

\* Os limites de operação são maiores que os indicados, porém, operação satisfatória com as especificações podem não ser atingidas. Vazamentos e respostas podem ser afetados quando utilizadas temperaturas extremas, sendo de responsabilidade do usuário determinar a aceitabilidade destes níveis.

\*\* A eficiência de desempenho será reduzida fora dos valores ideais. Condições extremas devem ser analisadas pelo usuário para estabelecer a aceitabilidade do desempenho do produto.

## ANEXO E – CATÁLOGO VÁLVULA ON/OFF. D1VW

Catalog HY14-2536/US  
**Technical Information**

Directional Control Valves  
**Series D1V (91 Design)**

### Pressure Drop vs. Flow, Low Watt

The table to the right provides the flow vs. pressure drop curve reference for low and 8 watt D1V Series valves by spool type.

The chart below demonstrates graphically the pressure drop characteristics of the standard D1V\*\*\*\*\*L and the high performance D1V. The low watt coil and other design features of the standard D1V\*\*\*\*\*L accommodate a maximum flow of 50 LPM (13 GPM) at 345 Bar (5000 PSI).

**D1VW Pressure Drop Reference Chart – 10 Watt Coil**

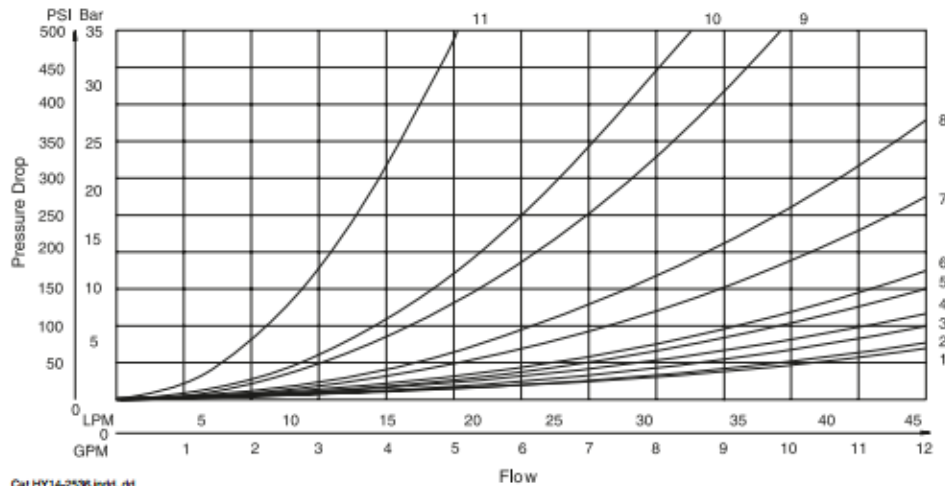
Spool No.	Curve Number										
	Shifted				Center Condition						
	P-A	P-B	B-T	A-T	(P-T)	(B-A)	(A-B)	(P-A)	(P-B)	(A-T)	(B-T)
001	3	3	2	2	—	—	—	—	—	—	—
002	2	2	1	1	2	2	2	2	2	1	1
003	3	3	2	1	—	—	—	—	—	4	—
004	3	3	1	1	—	—	—	—	—	6	6
005	3	3	1	1	—	—	—	7	—	—	—
006	3	3	1	1	—	8	8	7	7	—	—
007	3	3	1	1	5	—	4	—	—	—	1
008	5	5	6	6	7	—	—	—	—	—	—
009	6	6	6	6	5	—	—	—	—	—	—
010	4	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
011	3	3	1	1	—	—	—	—	—	11	11
014	3	3	1	1	4	—	—	2	—	—	1
015	3	3	1	2	—	—	—	—	—	—	4
016	3	3	1	1	—	—	—	—	7	—	—
020	7	7	4	4	—	—	—	—	—	—	—
026	6	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
030	2	2	1	1	—	—	—	—	—	—	—
081	9	9	10	10	—	—	—	—	—	—	—
082	10	10	10	10	—	—	—	—	—	—	—

### Viscosity Correction Factor

Viscosity (SSU)	75	150	200	250	300	350	400
% of ΔP (Approx.)	93	111	119	126	132	137	141

Curves were generated using 100 SSU hydraulic oil.  
 For any other viscosity, pressure drop will change per chart.

### Performance Curves – 10 Watt Coil



Cat HY14-2536.indd, dd



Fonte: Parker Hannifin Corporation, (2006).