



Tomaz Araujo Silveira

**SISTEMA HIDRÁULICO DE FORÇA E TRANSMISSÃO PARA BAJA
SAE**

Horizontalina - RS
Ano 2017

Tomaz Araujo Silveira

**SISTEMA HIDRÁULICO DE FORÇA E TRANSMISSÃO PARA BAJA
SAE**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de bacharel em engenharia mecânica na Faculdade Horizontina, sob a orientação do Prof. Mestre Luís Carlos Wachholz.

Horizontina – RS

Ano 2017

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

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova o trabalho final de curso

“SISTEMA HIDRÁULICO DE FORÇA E TRANSMISSÃO PARA BAJA SAE”

Elaborada por:

Tomaz Araujo Silveira

Como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia mecânica

Aprovado em: ___/___/2017

Pela Comissão Examinadora

Mestre Luís Carlos Wachholz

Presidente da Comissão Examinadora – Orientador

Mestre André Rogério Kimalski Bender

FAHOR – Faculdade Horizontina

Mestre Marlene Bierger

FAHOR – Faculdade Horizontina

Horizontina - RS

Ano 2017

AGRADECIMENTO

Agradeço ao meu pai Claudio e minha mãe Cila por toda a educação e dedicação dada a mim, sendo meus exemplos de vida. A minha esposa Fatima por me compreender e apoiar em meus projetos, as minhas irmãs que sempre me auxiliarão com minha base de estudo.

Aos meus amigos e colegas que de alguma forma fizeram parte desta conquista.

E a equipe Hidro Baja que me acolheu e me proporcionou novas experiências.

“Aquilo que não me mata, só me fortalece”.

(Friedrich Nietzsche)

Todos os fatos têm três versões: a sua, a minha e a verdadeira.

(Provérbio chinês)

RESUMO

Atualmente o Baja SAE da equipe Hidro Baja não tem mobilidade competitiva, tendo dificuldade de iniciar a locomoção em determinadas situações. Este trabalho tem a proposta de dimensionar um novo sistema hidráulico de transmissão, através de uma pesquisa aplicada, exploratória e descritiva, verificando o torque requerido mínimo, encontrando a pressão hidráulica de trabalho e máxima, definindo bomba e motores hidráulicos, encontrar componentes comercializados e definir a velocidade máxima disponível. Através dos cálculos realizados foram verificados que, o motor a combustão consegue acionar uma bomba hidráulica de 4 cm³/rev. com pressão de 235 bar ou uma bomba de 5,5 cm³/rev. com 170 bar de pressão, o torque mínimo requerido por roda é de 157,9 Nm, sendo necessário motores de 64,9 cm³/rev. para pressão de 170 bar ou motores de 46,95 cm³/rev. para pressão de 235 bar. Porém comercialmente é encontrado motores hidráulico da linha móbil com 66 cm³/rev. e 41 cm³/rev. para trabalhar com as respectivas pressões, contudo apenas os motores de 66 cm³/rev. atende o torque mínimo requerido, disponibilizando 160,5 Nm por roda e uma velocidade máxima de aproximadamente 30 Km/h com o sistema hidráulico montado em série. Concluindo que os objetivos propostos foram alcançados, porém com possibilidades de melhorias, como utilizar bomba ou motores de vazão variável para que possa disponibilizar uma velocidade final maior.

Palavras-chave: Baja. Transmissão. Hidráulica.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Torque x rotação do motor Briggs & Stratton 10HP.....	21
Figura 2 - Potência x rotação do motor Briggs & Stratton 10HP.....	21
Figura 3 - Esforço de tração.....	24
Figura 4 - Disponibilidade de bombas.....	33
Figura 5 - Disponibilidade de motores.....	38

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Potência e torque do motor Briggs & Stratton 10HP por rpm.	22
Quadro 2 - Vazão (l/min), volume nominal (cm ³ /rev.) por RPM com potência máxima.	33
Quadro 3 - Potência recomendada com pressão de 235 bar e 170 bar	35
Quadro 4 - Torque requerido / torque disponível	36
Quadro 5 - Rotação nas rodas com os motores de 41 cm ³ /rev. e 66 cm ³ /rev.	39
Quadro 6 - Velocidades de deslocamento	40

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Correlação pressão/Vazão para bombas de engrenagens	17
Tabela 2 - Coeficientes de resistência ao rolamento	24

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	12
1.1 TEMA.....	12
1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA.....	12
1.3 PROBLEMA DE PESQUISA.....	13
1.4 JUSTIFICATIVA.....	13
1.5. OBJETIVOS.....	14
1.5.1 Objetivo Geral.....	14
1.5.2 Objetivos Específicos.....	14
2 REVISÃO DA LITERATURA.....	15
2.1 SISTEMA DE TRANSMISSÃO.....	15
2.1.1 Transmissão hidráulica.....	15
2.2 SISTEMA HIDRÁULICO.....	16
2.2.1 Bombas hidráulicas.....	17
2.2.2 Motores hidráulicos.....	17
2.2.3 Dimensionamento bomba e motor hidráulicos.....	18
2.3 COMPETIÇÃO BAJA SAE.....	20
2.3.1 Motor Baja SAE.....	20
2.4 EQUIPE HIDRO BAJA FAHOR.....	22
2.5 FORÇA DE ATRITO.....	23
2.6 ESFORÇO DE TRAÇÃO.....	24
2.7 TORQUE REQUERIDO.....	26
3 METODOLOGIA.....	28
3.1 TIPO DE PESQUISA.....	28
3.2 PESQUISA QUANTO AOS OBJETIVOS.....	28
3.3 QUANTO AOS PROCEDIMENTOS TÉCNICOS.....	28
3.4 QUANTO À ABORDAGEM DO PROBLEMA.....	28
3.5 POPULAÇÃO E AMOSTRA.....	28

4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	29
4.1 FORÇA DE ATRITO	29
4.2 ESFORÇO DE TRAÇÃO	29
4.2.1 Resistência do ar	29
4.2.2 Resistência ao rolamento	30
4.2.3 Gradiente de resistência.....	30
4.2.4 Esforço de tração total	31
4.3 DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES HIDRÁULICOS	31
4.3.1 Bomba Hidráulica.....	31
4.3.2 Motor Hidráulico	37
4.4 ANÁLISE DA VELOCIDADE DE DESLOCAMENTO.....	39
CONCLUSÃO.....	41
SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	42
REFERÊNCIAS	43

1 INTRODUÇÃO

A fim de desafiar, estimular e preparar os estudantes de engenharia para o mercado de trabalho, a SAE proporciona competições entre as Instituições de Ensino Superior de Engenharias, onde uma destas competições é o Baja SAE. Esta competição ocorre anualmente em nível regional, nacional e internacional, a qual, através dos conhecimentos adquiridos em sala de aula, os estudantes desenvolvem um projeto de Baja, que deve passar por etapas de concepção, detalhamento, construção, teste e análise dos resultados.

Os veículos Baja SAE devem respeitar as regras impostas pela SAE, dentro das regras está o motor que deve ser utilizado, sendo de 10 HP de um mesmo fabricante para todos os competidores, afim nivelar as equipes, fazendo com o que o diferencial se destaque na elaboração dos projetos e dos conceitos utilizados.

Um conceito muito utilizado é a transmissão com engrenagens e CVT, sendo de uso da maioria das equipes, porem a SAE não restringe que possa ser utilizado outro tipo de conceito de transmissão e força. A equipe Hidro Baja FAHOR, utiliza um sistema diferenciado de transmissão e força, um sistema hidráulico.

Este trabalho tem o propósito de dimensionar um novo sistema hidráulico, de modo que atenda o torque necessário para locomover o Baja e que proporcione uma velocidade final competitiva.

1.1 TEMA

O tema apresentado neste estudo se refere a um Sistema hidráulico de transmissão e força para Baja SAE.

1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA

A delimitação deste estudo está em desenvolver um sistema hidráulico de engrenagem externa para transmissão e força para um Baja SAE, que respeite a curva de potência do motor e combustão e que proporcione um torque nas rodas similar ao dos outros competidores.

1.3 PROBLEMA DE PESQUISA

O sistema hidráulico de transmissão do Baja da equipe Hidro Baja atende suas necessidades e está em nível competitivo com as demais equipes?

O sistema hidráulico atual da equipe Hidro Baja não atende as necessidades básicas para que o Baja tenha uma mobilidade competitiva, sendo necessário realizar um novo dimensionamento do sistema hidráulico, de modo que seja levado em conta a curva de potência do motor a combustão utilizado e o uso de bombas e motores hidráulico com engrenagem externa, atendendo o torque mínimo necessário para colocar o Baja em movimento.

1.4 JUSTIFICATIVA

Atualmente, o projeto do sistema hidráulico utilizado pela equipe Hidro Baja, não levou em conta a faixa de potência do motor a combustão, não tendo potência para atuar em certas faixas de rotação, assim como os motores hidráulicos não tem torque necessário para colocar o veículo em movimento em situações mais severas.

Neste sentido, se torna necessário o dimensionamento de um sistema hidráulico que deve atender toda a faixa de potência do motor a combustão e deve proporcionar o torque necessário para colocar o Baja em movimento em condições mais severas.

O estudo também é de extrema relevância para o acadêmico que está concluindo o curso de Engenharia Mecânica, pois está colocando em prática os ensinamentos adquiridos em sala de aula ao longo do curso.

O projeto é importante para a equipe Hidro Baja FAHOR, porque a proposta é em resolver o problema do Hidro Baja que está abaixo do nível competitivo dos demais concorrentes nas competições que se participa.

Sendo assim, é importante realizar um novo projeto, levando em consideração os fatores anteriormente mencionados. Assim justifica-se este projeto.

1.5. OBJETIVOS

1.5.1 Objetivo Geral

Dimensionar um sistema hidráulico que atenda toda a faixa de potência do motor a combustão e que proporcione o torque necessário para colocar o Baja em movimento em condições mais severas.

1.5.2 Objetivos Específicos

Determinar a pressão hidráulica de trabalho e máxima.

Definir uma bomba hidráulica com engrenagem externa que atenda a faixa de potência do motor a combustão;

Selecionar componentes comerciais;

Identificar os motores hidráulicos que atenda o torque necessário;

Verificar o torque necessário para colocar o Baja em movimento;

Verificar velocidade de deslocamento do Baja;

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 SISTEMA DE TRANSMISSÃO

Conforme Mello (2003, p.62), "O sistema de transmissão é o responsável por transferir o torque proveniente do motor para as rodas. Além disso, ele é responsável por aumentar ou diminuir este torque buscando a melhor relação entre o mesmo e a velocidade nas rodas".

A função de um sistema de transmissão de um automóvel é fornecer força para a tração e impulsão necessárias para provocar o movimento, pois a unidade propulsora de um veículo trabalha dentro de uma faixa de rotações, limitadas pela marcha lenta e rotação máxima, oferecendo valores de torque e potência em uma forma não uniforme, os valores máximos só estão disponíveis em uma faixa específica. De modo que a relação de transmissão transmita o torque necessário para que se tenha a força de tração requerida para o movimento do veículo (BOSCH, 2005).

Ainda conforme Bosch (2005), os elementos de transmissão devem executar as seguintes funções:

- Realizar o procedimento de arranque,
- Parar o veículo, mesmo que o motor esteja em funcionamento,
- Converter torque e rotação,
- Permitir que a unidade propulsora trabalhe em rotações diferentes e dentro das faixas ideais para a redução da emissão de poluentes e consumo de combustível.

2.1.1 Transmissão hidráulica

Um sistema de transmissão hidráulica é uma possibilidade de transmissão e de transformação do movimento rotativo, com bombas e motores hidráulicos, este sistema permite maior liberdade de disposição dos elementos, necessitando apenas de tubulações hidráulicas como elemento de ligação (NIEMANN 2002).

"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, *apud* MICHAEL, 2013, p. 19).

"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" (*apud* MICHAEL, 2013, p. 19).

2.2 SISTEMA HIDRÁULICO

Para Linsingen (2003, p.17), "um sistema hidráulico é um conjunto de elementos físicos convenientemente associados, que utilizando um fluido como meio de transferência de energia, permite a transmissão e controle de força e movimentos."

Linsingen (2003), ainda afirma que, um sistema hidráulico é o meio no qual uma forma de energia de entrada é convertida e condicionada, de modo a se ter como saída energia mecânica útil. Tendo como exemplo de aplicação a hidráulica móbil, sendo utilizado em máquinas de terraplanagem, máquinas agrícolas, *off-road* em geral e veículos de transporte e passeio.

Palmieri (1994), cita que o sistema hidráulico permite ser utilizados quando quer evitar ou não pode ser utilizar um sistema mecânico ou elétrico.

Conforme Henn (2006), uma máquina de fluido é um equipamento que provoca a troca de energia de um sistema mecânico para um fluido, assim transformando energia mecânica em fluídica ou energia de fluido em mecânica.

2.2.1 Bombas hidráulicas

Para Palmieri (1994), as bombas são responsáveis por gerar vazão dentro de um sistema hidráulico, tendo como função de acionar os atuadores. Convertendo a energia mecânica em energia hidráulica.

Para Exner (2003), as premissas de uma bomba hidráulica podem ser contidas em uma única frase: "Bombas hidráulicas devem converter energia mecânica (torque, rotação) em energia hidráulica (fluxo volumétrico, pressão)."

Exner (2003), ainda cita que "bombas de engrenagem externa são muito utilizadas na hidráulica móbil." Isto devido ao fato de apresentar as seguintes características de pressão relativamente alta com pouco peso, custo baixo, faixa de rotação ampla e ampla faixa de temperatura e viscosidade.

Na tabela 1, Linsingen (2003), "mostra a relação entre vazões admissíveis e pressões máximas de regime para bombas de engrenagens usuais, com as respectivas faixas de potência de acionamento.

Tabela 1: Correlação pressão/Vazão para bombas de engrenagens

VAZÃO [lpm]	PRESSÃO MÁXIMA DE REGIME [bar]	POTÊNCIA À PRESSÃO MÁXIMA [kW]
5 a 40	250	2 a 20
40 a 100	210	16,5 a 42
100 a 150	150	29,5 a 45

Fonte: Linsingen, (2003, p. 146).

2.2.2 Motores hidráulicos

Conforme Palmieri (1994), os motores hidráulicos "têm como função básica, transformar a força, potência ou energia hidráulica, em força, potência ou energia mecânica rotativa."

Fialho (2011) afirma que o deslocamento de um motor hidráulico é dado pela quantidade de fluido que o motor recebe para a rotação. Sendo possível ter torque sem ter movimento, já que o movimento só é realizado quando o torque gerado for suficiente para

vencer o atrito e a resistência à carga. Para determinar a pressão necessária em motores hidráulicos deve-se analisar o torque e o deslocamento.

Segundo Fialho (2011), para dimensionar um motor hidráulico a primeira variável a ser analisada é o torque necessário para realizar a operação desejada. Posteriormente é necessário sabermos a rotação máxima em que o motor hidráulico deverá desempenhar, conforme equação 1.

(eq.1)

$$n = \frac{v}{2\pi R}$$

Sendo:

n = Rotação máxima no eixo de saída do motor hidráulico (rpm)

v = Velocidade máxima do veículo (m/min)

R = Raio da roda (m).

2.2.3 Dimensionamento bomba e motor hidráulicos

De acordo com Hatami (2013), para realizar o dimensionamento da bomba e motor hidráulicos, deve-se utilizar as equações de 2 a 10, tendo como base alguns valores já pré-estabelecidos ou fornecidos.

Bomba hidráulico:

- Vazão (em L/min) (eq.2)

$$Q = \frac{V*n*\eta_{vol}}{1000}$$

- Potência requerida (em KW) (eq.3)

$$P = \frac{Q*p}{600*\eta_t}$$

- Torque requerido (em Nm) (eq.4)

$$M = \frac{1,59*V*\Delta p}{100*\eta_{mh}}$$

- Rotação requerida (rpm) (eq.5)

$$n = \frac{Q \cdot 1000}{V \cdot \eta_{vol}}$$

- Rendimento total (eq.6)

$$\eta_t = \eta_{vol} \cdot \eta_{mh}$$

Motor hidráulico:

- Vazão (em L/min) (eq.7)

$$Q = \frac{V \cdot n}{1000 \cdot \eta_{vol}}$$

- Potência fornecida (em KW) (eq.8)

$$P = \frac{Q \cdot \Delta p \cdot \eta_t}{600}$$

- Torque fornecido (em Nm) (eq.9)

$$M = \frac{1,59 \cdot V \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh}}{100}$$

- Rotação fornecida (rpm) (eq.10)

$$n = \frac{Q \cdot 1000 \cdot \eta_{vol}}{V}$$

Sendo:

Q = Vazão (L/min)

V = Volume nominal (cm³/rev.)

n = Rotação (rpm)

P = Potencia (KW)

p = Pressão operacional (bar)

Δp = Diferencial de Pressão (bar)

M = Torque (Nm)

η_t = Rendimento total (0,8 - 0,9)

η_{vol} = Rendimento volumétrico (0,9 - 0,95)

η_{mh} = Rendimento mecânico hidráulico (0,9 - 0,95)

2.3 COMPETIÇÃO BAJA SAE

Conforme Baja SAE (2017), para os alunos participarem do Baja SAE devem formar equipes que iram representar a Instituição de ensino superior à qual estão ligados. As equipes são desafiadas anualmente a participar da competição, que reúne os estudantes e promove a avaliação comparativa dos projetos. No Brasil ocorre a competição nacional que recebe o nome de Competição Baja SAE BRASIL e as competições regionais que são nomeadas como etapa Sul, Sudeste e Nordeste.

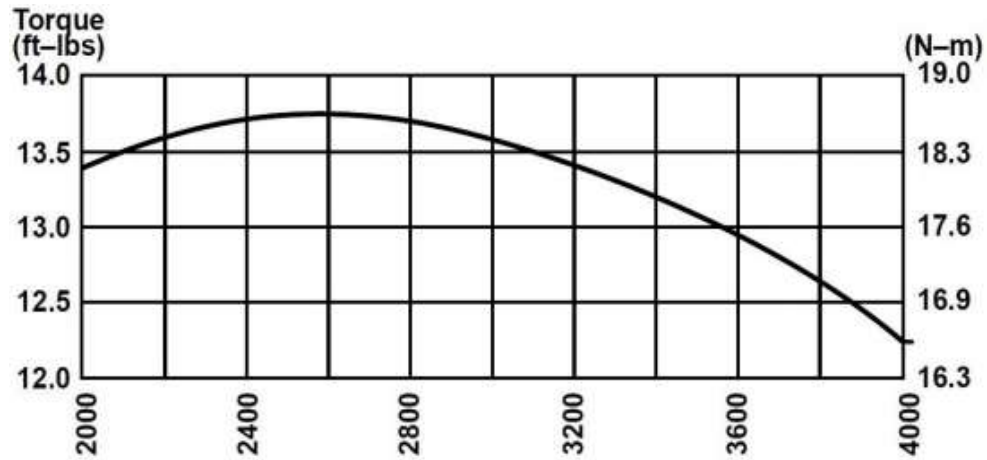
"O programa Baja SAE BRASIL é um desafio lançado aos estudantes de Engenharia que oferece a chance de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, visando incrementar sua preparação para o mercado de trabalho. Ao participar do programa Baja SAE, o aluno se envolve com um caso real de desenvolvimento de um veículo *off-road*, desde sua concepção, projeto detalhado, construção e testes. E o mais estimulante é que as equipes vencedoras são convidadas a participar da competição internacional, nos Estados Unidos" (BAJA SAE, 2017).

2.3.1 Motor Baja SAE

"Os veículos devem ser equipados com um único motor do tipo Briggs & Stratton, 4 tempos, monocilíndrico, com potência de 10HP série 20 código 205432, 205437, 205332 ou 20S232, refrigerado a ar" (BAJA SAE, 2017).

O gráfico da Figura 1, representa a curva de torque por rotação do motor Briggs & Stratton 10HP permitido pelo regulamento do Baja SAE.

Figura 1: Torque x rotação do motor Briggs & Stratton 10HP



Fonte: (BRIGGS & STRATTON, 200? *apud* BADUY, 2012)

No gráfico da Figura 2, representa as curvas de potência máxima e recomendada, por rotação do motor Briggs & Stratton 10HP permitido pelo regulamento do Baja SAE.

Figura 2: Potência x rotação do motor Briggs & Stratton 10HP



Fonte: (BRIGGS & STRATTON, 200? *apud* BADUY, 2012)

Transcrevendo os dados das figuras 1 e 2 para o Quadro 1, obtém-se os seguintes dados.

Quadro 1: Potência e torque do motor Briggs & Stratton 10HP por rpm

RPM	Potência		Torque
	Recomendada Kw	Máxima Kw	Nm
2000	3,73	4,25	18,1
2100	3,99	4,47	18,3
2200	4,18	4,66	18,4
2300	4,47	4,92	18,45
2400	4,66	5,15	18,5
2500	4,92	5,37	18,6
2600	5,07	5,56	18,65
2700	5,29	5,82	18,55
2800	5,41	5,89	18,5
2900	5,67	6,11	18,45
3000	5,78	6,26	18,4
3100	5,97	6,41	18,3
3200	6,08	6,56	18,2
3300	6,19	6,71	18,05
3400	6,38	6,86	17,9
3500	6,52	6,94	17,7
3600	6,64	7,08	17,5
3700	6,71	7,16	17,25
3800	6,79	7,23	17
3900	6,86	7,31	16,8
4000	6,90	7,46	16,6

Fonte: Autor (2017)

2.4 EQUIPE HIDRO BAJA FAHOR

Conforme Equipe Hidro Baja (2017), a ideia do projeto Hidro Baja iniciou do conceito de construir um veículo *off-road*, Baja, totalmente inovador e desafiador, diferente dos demais projetos já existentes até então. Pensando nisso, em 2012, fundou-se a equipe de acadêmicos dos cursos de Engenharia Mecânica e Engenharia de Produção da Faculdade Horizontina – FAHOR, com o intuito de seguir em frente com esse projeto único e inovador, desta forma, em julho de 2013, a equipe foi batizada como Equipe Hidro Baja FAHOR.

"O objetivo do projeto é desenvolver um protótipo de veículo "off road", com sistema de transmissão de potência hidráulico e sistema de telemetria responsável pela transmissão de dados do protótipo para a equipe em tempo real" (EQUIPE HIDRO BAJA, 2017).

2.5 FORÇA DE ATRITO

Conforme Silva (2002), A força de atrito sobre um corpo tem sentido oposto ao seu movimento. A força de atrito que atua sobre a superfície em repouso relativo é chamada de força de atrito estático, de modo que existe atrito entre superfície em repouso quando acontece uma tendência de movimento, em contraposição a força de atrito cinético atua entre a superfície que está em movimento relativo.

Silva (2002) ainda afirma que, "a força de atrito estático máxima entre duas superfícies será igual à força mínima necessária para iniciar o movimento relativo." Já em movimento, as forças de atrito que agem entre as superfícies decrescem, de modo que a força de atrito passe de estático para atrito cinético, sendo esta força menor o suficiente para manter o movimento.

Dias (2011) cita que, a força de atrito máxima no eixo de tração é definida pela equação 11.

(eq.11)

$$F_a = \mu * F_n$$

Sendo:

F_a = Força de atrito (N)

μ = Coeficiente de atrito estático

F_n = Força normal (N)

Os valores dos principais coeficientes de atrito estático e de resistência ao rolamento em diferentes tipos de pisos estão expostos na tabela 2.

Tabela 2: Coeficientes de resistência ao rolamento

Piso	μ	R_m (N/Kg)
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
Areia	0,60	0,300

Fonte: (HPWizard - Automotive design tools, 2012, *apud* CHIODELLI, 2012).

2.6 ESFORÇO DE TRAÇÃO

Para Dias (2011), o esforço de tração é a força de tração necessária para que se vença o somatório de todas as forças que se opõem ao movimento. As forças que se opõem ao movimento são: Resistência do Ar, Resistência ao Rolamento e Gradiente de Resistência. Conforme equação 12 e figura 3

- Esforço de tração (eq.12)

$$TE = Ra + Rr + Grad$$

Sendo:

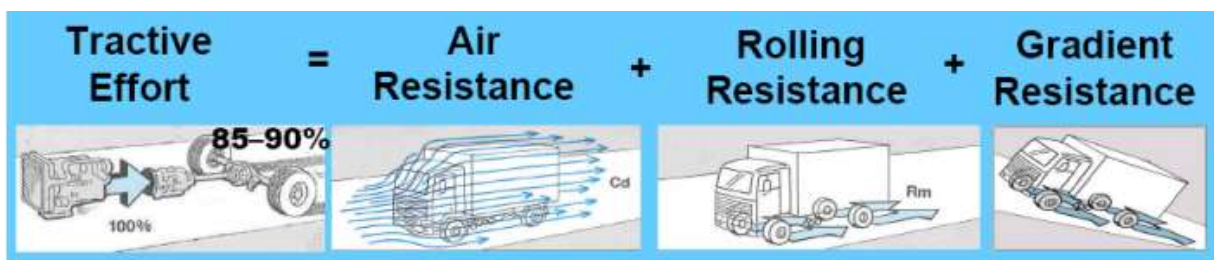
TE = Esforço de tração (N)

Ra = Resistência do ar (N)

Rr = Resistência ao rolamento (N)

$Grad$ = Gradiente de resistência (N)

Figura 3: Esforço de tração



Fonte: Dias (2011, p. 14)

Conforme Dias (2011), a resistência do ar é resistência oferecida pelo ar com veículo em movimento. Expressa pela equação 13.

- Resistência do ar (eq.13)

$$R_a = \frac{C_x * V^2 * A}{21}$$

Sendo:

R_a = Resistência do ar (N)

C_x = Coeficiente de arrasto

V = Velocidade (Km/h)

A = Área frontal (m²)

"Rosa (2010) obteve através de simulações computacional valores de (C_x) para o veículo Baja SAE da Unicamp-SP com o objetivo de propor modificações aerodinâmicas que apresentassem menor resistência, chegando a valores que variam de 1,0 a 1,5." (*apud* CHIODELLI, 2012, p. 38).

A resistência ao rolamento é devido a deformação dos pneus com a superfície no seu ponto de contato. Representado pela equação 14.

- Resistência ao rolamento (eq.14)

$$R_r = R_m * C$$

Sendo:

R_r = Resistência ao rolamento (N)

R_m = Coeficiente de resistência (N/Kg)

C = Carga (Kg)

Os valores dos principais coeficientes de resistência ao rolamento em diferentes tipos de pisos estão expostos na tabela 2.

O gradiente de resistência representa a resistência com relação a inclinação na superfície do piso. Expressa na equação 15.

- Gradiente de resistência (eq.15)

$$\text{Grad} = \frac{C \cdot 9,81 \cdot S}{100}$$

Sendo:

Grad = Gradiente de resistência (N)

C = Carga (Kg)

S = Gradiente de inclinação (45° = 100%)

2.7 TORQUE REQUERIDO

Para Chiodelli (2012), o torque disponível nas rodas é de 126,61 N.m, porém a força de tração máxima requerida é maior que a força de tração fornecida, contudo o valor obtido é a somatória de fatores mais adversos que exercem influência sobre o Baja. De modo que estas forças dificilmente estarão disponíveis ao mesmo tempo.

Ritter (2015) cita que, o torque máximo de 210,665 N.m, é utilizado para ultrapassar obstáculos e provas de tração.

Conforme Michael (2013), com uma velocidade de 20 Km/h, o torque máximo disponível é de 297,6 N.m, sendo este valor dividido por 4, já que a tração é 4X4.

Para Baduy (2012), o torque requerido para deslocamento do veículo, Baja com sistema hidráulico, é de 307,03 N.m, recomendando o uso de bombas de volume variável.

Eaton (2016), cita que para determinar o torque requerido nos motores hidráulicos deve-se obedecer a equação 16.

(eq.16)

$$T = \frac{TE \cdot Rm}{N \cdot G \cdot Eg}$$

Sendo:

T = Torque requerido (Nm/motor)

TE = Esforço de tração (N)

Rm = Raio do pneu (m)

N = Numero de motores

G = Relação da caixa de redução (quando não tiver, utilizar $G = 1$)

Eg = Eficiência da caixa de redução

3 METODOLOGIA

3.1 TIPO DE PESQUISA

A pesquisa é do tipo aplicada para o desenvolvimento de um sistema hidráulico de transmissão e força para um Baja SAE.

3.2 PESQUISA QUANTO AOS OBJETIVOS

Pesquisa exploratória: devido às competições do Baja SAE ser apenas para acadêmicos de engenharia e associados do SAE e o sistema proposto de transmissão e força não ser ainda utilizado nas competições.

Pesquisa descritiva: descrever as competições do Baja SAE, cálculos de dimensionamento hidráulicos e limitações do projeto.

3.3 QUANTO AOS PROCEDIMENTOS TÉCNICOS

Estudo de caso: Análise e proposta de uso de sistema hidráulico como sistema de força e transmissão para um Baja SAE, no qual será realizado na FAHOR.

Bibliográfico: Estudo de literaturas sobre transmissão de força e sistemas hidráulicos e regulamentos da competição.

3.4 QUANTO À ABORDAGEM DO PROBLEMA

Abordagem positivista.

3.5 POPULAÇÃO E AMOSTRA

População: acadêmicos e integrantes do SAE.

Amostra: Veículo Baja SAE da equipe Hidro Baja FAHOR.

3.6 COLETA DE DADOS

Observação sistemática.

3.7 ANALISE DOS DADOS

Quantitativa.

4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

Para realizar o dimensionamento dos componentes hidráulicos será considerado dados obtidos do projeto atual do Baja da equipe Hidro Baja e dados encontrados de outras equipes de Baja SAE. Alguns valores utilizados nos cálculos, foram escolhidos por serem próximo a realidade das provas da competição.

4.1 FORÇA DE ATRITO

Para determinar a força de atrito estático no Baja, será utilizada a massa do Baja atual da equipe Hidro Baja, de 216 Kg, mais a massa do piloto, que segundo a Baja SAE Brasil deve ser considerado para fins de dimensionamento o valor de 113,4 Kg. Sendo a distribuição de massa de 60% no eixo traseiro e considerando o território predominante das provas, sendo esta estrada de terra molhada, μ igual a 0,55 conforme tabela 2. Para determinar a intensidade do atrito é necessário utilizar a equação 11.

$$F_a = \mu \cdot F_n$$

(eq. 11)

$$F_a = 0,55 \cdot (329,4 \cdot 0,6 \cdot 9,81)$$

$$F_a \cong 1066 \text{ N}$$

Encontrando assim uma força de atrito de aproximadamente 1066 N.

4.2 ESFORÇO DE TRAÇÃO

Para encontrar o esforço de tração necessário determinar o torque requerido mínimo nas rodas, é preciso encontrar primeiramente os valores de resistência ao rolamento, gradiente de inclinação, força de aceleração e tração para rebocar.

4.2.1 Resistência do ar

Para determinar a resistência do ar, será utilizada a equação 13, com a velocidade máxima no plano do Baja atual, que é de aproximadamente 40 km/h, para área frontal de 1,5 m² e para o valor do coeficiente de arrasto será utilizado o valor médio de 1,3.

(eq. 13)

$$R_a = \frac{C_x * V^2 * A}{21}$$

$$R_a = \frac{1,3 * 40^2 * 1,5}{21}$$

$$R_a = 148,6 \text{ N}$$

Apresentando assim uma resistência do ar de 148,6 N em velocidade máxima.

4.2.2 Resistência ao rolamento

A resistência ao rolamento é devida pela equação 14, com a carga de 329,4 Kg e coeficiente de resistência de 0,08, conforme tabela 2.

(eq. 14)

$$R_r = R_m * C$$

$$R_r = 0,08 * 329,4$$

$$R_r = 26,35 \text{ N}$$

Encontrando o valor de 26,35 N de resistência ao rolamento.

4.2.3 Gradiente de resistência

Para o gradiente de resistência será utilizado a equação 15 e para o gradiente de inclinação será considerado o valor de 25%, supondo que esta seja a maior inclinação encontrada nas provas.

(eq. 15)

$$\text{Grad} = \frac{C * 9,81 * S}{100}$$

$$\text{Grad} = \frac{329,4 * 9,81 * 25}{100}$$

$$\text{Grad} \cong 808 \text{ N}$$

Resultando em aproximadamente 808 N de gradiente de resistência.

4.2.4 Esforço de tração total

O esforço de tração total é dado pelo somatório de todas as forças que se opõem ao movimento. Conforme equação 12

$$TE = Ra + Rr + Grad$$

$$TE = 148,6 \text{ N} + 26,35 \text{ N} + 808 \text{ N}$$

$$TE \cong 983 \text{ N}$$

Resultando em um esforço de tração total em aproximadamente 983 N.

4.3 DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES HIDRÁULICOS

Para o dimensionamento dos componentes hidráulicos, alguns parâmetros serão pré-determinados, tais como, pressão de trabalho, rendimento volumétrico e rendimento mecânico hidráulico. Os valores de rendimentos serão utilizados os valores mínimos, já que neste trabalho não serão dimensionados os valores de perdas de cargas e restrições que os sistemas podem apresentar.

4.3.1 Bomba Hidráulica

Para realizar o dimensionamento da bomba hidráulica, deve-se realizar uma adaptação nas equações 2 e 3, já que os principais limitadores são a potência e o torque fornecido pelo motor a combustão, obtendo assim as equações 17 e 18.

- Volume nominal (em cm³/rev.) (eq.17)

$$V = \frac{Q \cdot 1000}{n \cdot \eta_{vol}}$$

- Vazão (em L/min) (eq.18)

$$Q = \frac{P \cdot 600 \cdot \eta_t}{p}$$

Sendo:

Q = Vazão (L/min)

V = Volume nominal (cm³/rev.)

n = Rotação (rpm)

P = Potencia (KW)

p = Pressão operacional (bar)

η_t = Rendimento total (0,8 - 0,85)

η_{vol} = Rendimento volumétrico (0,9 - 0,95)

Ao dimensionar o tamanho da bomba hidráulica, deve-se procurar a maior pressão possível que se adeque aos parâmetros do motor a combustão, já que o torque fornecido pelo motor hidráulico esta diretamente relacionado a pressão de trabalho e quanto maior a bomba, maior o peso da mesma.

Com auxílio de uma tabela dinâmica do Excel, os dados do motor a combustão foram analisados com as equações 12 e 13, partindo da pressão máxima recomendada para um motor de 10HP conforme recomendada por Linsingen (2003), iniciando os cálculos com pressão de trabalho de 250 bar e os rendimentos volumétrico e mecânico hidráulico sejam de 0,90, tendo um rendimento total definido pela equação 6.

(eq. 6)

$$\eta_t = \eta_{vol} * \eta_{mh}$$

$$\eta_t = 0,90 * 0,90$$

$$\eta_t = 0,81$$

Analisando os dados obtidos, verificou-se que a menor revolução por RPM da bomba deveria ser de 4,03 cm³/rev., conforme resultados expostos no Quadro 2.

Porem comercialmente é encontrado bombas com 4 cm³/rev. e 5,5 cm³/rev., conforme Figura 4 do quadro de bombas da Rexroth (2017).

Quadro 2: Vazão (l/min), volume nominal (cm³/rev.) por RPM com potência máxima.

RPM	KW	$Q = \frac{P*600*\eta_t}{p}$	$V = \frac{Q*1000}{n*\eta_{vol}}$
2000	4,25	8,26	4,59
2100	4,47	8,70	4,60
2200	4,66	9,06	4,58
2300	4,92	9,57	4,62
2400	5,15	10,00	4,63
2500	5,37	10,44	4,64
2600	5,56	10,80	4,62
2700	5,82	11,31	4,65
2800	5,89	11,45	4,54
2900	6,11	11,89	4,55
3000	6,26	12,18	4,51
3100	6,41	12,47	4,47
3200	6,56	12,76	4,43
3300	6,71	13,05	4,39
3400	6,86	13,34	4,36
3500	6,94	13,48	4,28
3600	7,08	13,77	4,25
3700	7,16	13,92	4,18
3800	7,23	14,06	4,11
3900	7,31	14,21	4,05
4000	7,46	14,50	4,03

Fonte: Autor (2017).

Figura 4: Disponibilidade de bombas

AZPF-1x*			4	5.5	8	11	14	16
Displacement	V	cm ³ /rev						
Suction pressure	p_s	bar	0.7...3 (absolute), with tandem pumps: $p_s (p_2) = \max. 0.5 >$					
Max. continuous pressure	p_1		250*					
Max. intermittent pressure	p_2		280*					
Max. peak pressure	p_3		300					
Min. rotational speed	<100	rpm**	600	500	500	500	500	500
at bar	12 mm ² /s		1200	1200	1000	1000	800	800
	100...180		1400	1400	1400	1200	1000	1000
	180... p_2		700	700	700	600	500	500
	25 mm ² /s							
Max. rotational speed at	p_2		4000			3500	3000	3000

Fonte: Rexroth (2017)

Para determinar o melhor tamanho da bomba que atenda as especificações do motor a combustão, analisou-se o torque requerido pela bomba hidráulica, utilizando a equação 4.

(eq.4)

$$M = \frac{1,59 \cdot V \cdot \Delta p}{100 \cdot \eta_{mh}}$$

$$M_{4\text{cm}^3} = \frac{1,59 \cdot 4 \cdot 250}{100 \cdot 0,90}$$

$$M_{4\text{cm}^3} = 17,67 \text{ Nm}$$

$$M_{5,5\text{cm}^3} = \frac{1,59 \cdot 5,5 \cdot 250}{100 \cdot 0,90}$$

$$M_{5,5\text{cm}^3} = 24,29 \text{ Nm}$$

Verificando os dados de torque do motor a combustão no quadro 1, encontra-se que o torque mínimo fornecido é de 16,6 Nm. Sendo necessário trabalhar com uma pressão de trabalho menor que 250 bar.

Para determinar a maior pressão de trabalho para os dois modelos de bombas, realizou-se uma adaptação da equação 4, isolando a pressão de trabalho, conforme equação 19.

(eq.19)

$$\Delta p = \frac{M \cdot 100 \cdot \eta_{mh}}{1,59 \cdot V}$$

$$\Delta p_{4\text{cm}^3} = \frac{16,6 \cdot 100 \cdot 0,9}{1,59 \cdot 4}$$

$$\Delta p_{4\text{cm}^3} \cong 235 \text{ bar}$$

$$\Delta p_{5,5\text{cm}^3} = \frac{16,6 \cdot 100 \cdot 0,9}{1,59 \cdot 5,5}$$

$$\Delta p_{5,5\text{cm}^3} \cong 170 \text{ bar}$$

Obtendo assim uma pressão recomendada de aproximadamente 235 bar para a bomba de 4 cm³/rev e 170 bar para a bomba de 5,5 cm³/rev.

Analisando os dados do motor, em sua curva de potência recomendada, é verificado se as duas pressões de trabalho são compatíveis com os respectivos tamanhos das bombas, conforme quadro 3.

Quadro 3: Potência recomendada com pressão de 235 bar e 170 bar.

RPM	Kw	$V = \frac{Q*1000}{n*\eta_{vol}}$	
		235 bar	170 bar
2000	3,73	4,3	5,9
2100	3,99	4,4	6,0
2200	4,18	4,4	6,0
2300	4,47	4,5	6,2
2400	4,66	4,5	6,2
2500	4,92	4,5	6,3
2600	5,07	4,5	6,2
2700	5,29	4,5	6,2
2800	5,41	4,4	6,1
2900	5,67	4,5	6,2
3000	5,78	4,4	6,1
3100	5,97	4,4	6,1
3200	6,08	4,4	6,0
3300	6,19	4,3	6,0
3400	6,38	4,3	6,0
3500	6,52	4,3	5,9
3600	6,64	4,2	5,9
3700	6,71	4,2	5,8
3800	6,79	4,1	5,7
3900	6,86	4,0	5,6
4000	6,90	4,0	5,5

Fonte: Autor (2017).

Analisando os dados do quadro 3 é possível verificar que em ambos os casos o tamanho da bomba é compatível com a pressão de trabalho recomendada, já que o menor tamanho da bomba é igual ao tamanho recomendado pela pressão em função do torque do motor a combustão.

Na equação 2 é possível determinar a vazão total das bombas de 4 e 5,5 cm³/rev., em l/min. Sendo estes valores utilizados posteriormente para determinar a velocidade máxima.

(eq. 2)

$$Q = \frac{V*n*\eta_{vol}}{1000}$$

$$Q_{4cm^3} = \frac{4*4000*0,90}{1000}$$

$$Q_{4cm^3} = 14,40 \text{ l/min}$$

$$Q_{5,5cm^3} = \frac{5,5*4000*0,90}{1000}$$

$$Q_{5,5cm^3} = 19,80 \text{ l/min}$$

Analisando as pressões de trabalho das bombas, é verificado que com a bomba de 4 cm³/rev., a pressão fica muito próxima a pressão máxima recomendada. Sendo mais indicado a utilização da bomba de 5,5 cm³/rev..

Observando o quadro 3, nota-se que em uma ampla faixa de rotação, o tamanho da bomba que a potência permite é maior que a bomba adotada. Possibilitando o uso de uma bomba de maior vazão ou maior pressão, nesta faixa de rotação. Porém como a equipe Hidro Baja tem à disposição no momento apenas bombas de deslocamento fixo, é possível apenas trabalhar com a pressão de trabalho.

Analisando a faixa de rotação 2000 a 3300 RPM da curva de potência recomendada, possível ter um incremento de 15 bar de pressão, com a bomba de 5,5 cm³/rev., já que o torque necessário para a bomba é menor que o torque disponível pelo motor a combustão, conforme mostra o quadro 4.

Quadro 4: Torque requerido / torque disponível.

RPM	KW	Pressão trabalho	Torque requerido	Torque disponível
2000	3,73	185	17,98	18,1
2100	3,99			18,3
2200	4,18			18,4
2300	4,47			18,45
2400	4,66			18,5
2500	4,92			18,6
2600	5,07			18,65
2700	5,29			18,55
2800	5,41			18,5
2900	5,67			18,45
3000	5,78			18,4
3100	5,97			18,3
3200	6,08			18,2
3300	6,19			18,05
3400	6,38	170	16,52	17,9
3500	6,52			17,7
3600	6,64			17,5
3700	6,71			17,25
3800	6,79			17
3900	6,86			16,8
4000	6,90			16,6

Fonte: Autor (2017).

4.3.2 Motor Hidráulico

Para dimensionar os motores hidráulicos, será utilizado a equação 16 com uso da recomendação de Eaton (2016) de acrescentar 10% ao esforço de tração obtido anteriormente. Será considerado para o dimensionamento que os motores hidráulicos estarão instalados um em cada roda traseira, com o sistema montado em paralelo. O pneu utilizado pela equipe Hidro Baja é de 23" de diâmetro externo, tendo 0,2921 m de raio.

(eq. 16)

$$T = \frac{TE \cdot R_m}{N \cdot G \cdot E_g}$$

$$T = \frac{(983 \cdot 1,1) \cdot 0,2921}{2 \cdot 1 \cdot 1}$$

$$T = 157,9 \text{ Nm/motor}$$

Sendo assim, necessário no mínimo o torque de 157,9 Nm por motor, para atender as necessidades do Baja.

Realizando uma adaptação da equação 9, é possível determinar o tamanho dos motores hidráulicos, em cm³/rev., para as pressões de trabalho de 170 bar e 235 bar, conforme a equação 20.

(eq.20)

$$V = \frac{M \cdot 100}{1,59 \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh}}$$

$$V_{170\text{bar}} = \frac{157,9 \cdot 100}{1,59 \cdot 170 \cdot 0,90} \qquad V_{235\text{bar}} = \frac{157,9 \cdot 100}{1,59 \cdot 235 \cdot 0,90}$$

$$V_{170\text{bar}} = 64,90 \text{ cm}^3/\text{rev.} \qquad V_{235\text{bar}} = 46,95 \text{ cm}^3/\text{rev.}$$

Resultando em motores de 64,9 cm³/rev para a pressão de 170 bar e motores de 46,95 cm³/rev para a pressão de 235 bar.

Analisando Eaton (2016), é encontrado motores hidráulicos específicos para linha móbil, contudo, é verificado que comercialmente não é encontrado motores com os tamanhos específicos, porém com tamanhos próximos ao recomendado, com 41 cm³/rev. e 66 cm³/rev., conforme a Figura 5.

Sendo que o motor menor irá priorizar o ganho em velocidade final e o motor maior o ganho em torque disponível, devido a diferença de tamanho em relação ao tamanho recomendado.

Figura 5: Disponibilidade de motores

SPECIFICATION DATA – 2000 SERIES MOTORS					
Displ. cm ³ /r [in ³ /r]		34 [2.1]	41 [2.5]	66 [4.0]	80 [4.9]
Max Speed (RPM) @ Flow	Continuous	1215	1104	1075	908
	Intermittent	1215	1216	1214	908
Flow l/min [GPM]	Continuous	42 [11]	45 [12]	72 [19]	75 [20]
	Intermittent	42 [11]	53 [14]	87 [23]	75 [20]
Torque* Nm [lb-in]	Continuous	98 [864]	112 [988]	186 [1643]	235 [2065]
	Intermittent	141 [1250]	169 [1497]	276 [2446]	345 [3035]
Pressure Δ bar [Δ PSI]	Continuous	205 [3000]	205 [3000]	205 [3000]	205 [3000]
	Intermittent	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]
Weight kg [lb]	Standard or Wheel Mount	8.8 [19.4]	8.8 [19.4]	8.8 [19.4]	9.3 [20.5]
	Bearingless	6.8 [15.0]	6.8 [15.0]	6.8 [15.0]	7.3 [16.0]

Fonte: Eaton (2016)

Na equação 9 é possível verificar o torque fornecido em cada roda.

$$M = \frac{1,59 \cdot V \cdot \Delta p \cdot \eta \cdot m \cdot h}{100} \quad (eq. 9)$$

$$M_{170\text{bar}} = \frac{1,59 \cdot 66 \cdot 170 \cdot 0,90}{100}$$

$$M_{235\text{bar}} = \frac{1,59 \cdot 41 \cdot 235 \cdot 0,90}{100}$$

$$M_{170\text{bar}} = 160,5 \text{ Nm}$$

$$M_{235\text{bar}} = 137,9 \text{ Nm}$$

Sendo recomendado o uso dos motores de 66 cm³/rev., pois supera o torque mínimo requerido.

4.4 ANÁLISE DA VELOCIDADE DE DESLOCAMENTO

Com auxílio da equação 2 é verificado a vazão das bombas de 4 cm³/rev. e 5,5 cm³/rev. e com a equação 10 é possível verificar a rotação nas rodas, de acordo com a rotação exercida, tendo diferença de velocidade com o sistema montado em paralelo e em série.

Lembrando que com o sistema montado em paralelo a vazão deverá ser dividida por dois, pois cada motor receberá metade da vazão da bomba hidráulica, já no sistema em série a vazão da bomba irá passar por igual nos dois motores.

No quadro 5 é possível verificar a rotação nas rodas em relação com a rotação do motor a combustão.

Quadro 5: Rotação nas rodas com os motores de 41 cm³/rev. e 66 cm³/rev..

RPM	41 cm ³ /rev. e 235 bar			66 cm ³ /rev. e 170 bar		
	L/min	RPM Paralelo	RPM Série	L/min	RPM Paralelo	RPM Série
2000	7,2	79	158	9,9	68	135
2100	7,6	83	166	10,4	71	142
2200	7,9	87	174	10,9	74	149
2300	8,3	91	182	11,4	78	155
2400	8,6	95	190	11,9	81	162
2500	9,0	99	198	12,4	84	169
2600	9,4	103	205	12,9	88	176
2700	9,7	107	213	13,4	91	182
2800	10,1	111	221	13,9	95	189
2900	10,4	115	229	14,4	98	196
3000	10,8	119	237	14,9	101	203
3100	11,2	122	245	15,3	105	209
3200	11,5	126	253	15,8	108	216
3300	11,9	130	261	16,3	111	223
3400	12,2	134	269	16,8	115	230
3500	12,6	138	277	17,3	118	236
3600	13,0	142	284	17,8	122	243
3700	13,3	146	292	18,3	125	250
3800	13,7	150	300	18,8	128	257
3900	14,0	154	308	19,3	132	263
4000	14,4	158	316	19,8	135	270

Fonte: Autor (2017).

Para determinar a velocidade de deslocamento em função da rotação do motor é convertido os valores de rpm das rodas em km/h.

Tendo 0,5842 metros de diâmetro do pneu, já que a equipe Hidro Baja utiliza pneus traseiros com 23" de diâmetro externo.

O quadro 6 demonstra as velocidades dos dois tipos de motores, montados em sistemas em paralelo e em série. Sendo possível verificar que os motores de 41 cm³/rev. á um ganho de velocidade em relação ao motor de 66 cm³/rev.. Porém em ambos os casos a velocidade final ficou inferior a utilizada para o dimensionamento da força de aceleração.

Quadro 6: Velocidades de deslocamento

RPM	Motor de 41 cm ³ /rev.		Motor de 66 cm ³ /rev.	
	Km/h Paralelo	Km/h série	Km/h Paralelo	Km/h série
2000	8,7	17,4	7,4	14,9
2100	9,1	18,3	7,8	15,6
2200	9,6	19,1	8,2	16,4
2300	10,0	20,0	8,5	17,1
2400	10,4	20,9	8,9	17,8
2500	10,9	21,8	9,3	18,6
2600	11,3	22,6	9,7	19,3
2700	11,7	23,5	10,0	20,1
2800	12,2	24,4	10,4	20,8
2900	12,6	25,2	10,8	21,6
3000	13,1	26,1	11,1	22,3
3100	13,5	27,0	11,5	23,0
3200	13,9	27,8	11,9	23,8
3300	14,4	28,7	12,3	24,5
3400	14,8	29,6	12,6	25,3
3500	15,2	30,5	13,0	26,0
3600	15,7	31,3	13,4	26,8
3700	16,1	32,2	13,8	27,5
3800	16,5	33,1	14,1	28,2
3900	17,0	33,9	14,5	29,0
4000	17,4	34,8	14,9	29,7

Fonte: Autor (2017)

CONCLUSÃO

Por meio deste trabalho foi possível realizar o dimensionamento dos principais componentes hidráulicos da transmissão do Baja SAE da equipe Hidro Baja, tendo como fator limitador a configuração do motor a combustão permitido para as competições de Baja da SAE Brasil. Nesta proposta de dimensionamento foi encontrado a pressão hidráulica máxima de trabalho, definido o tamanho da bomba hidráulica com engrenagem externa, verificado o torque necessário para colocar o Baja SAE em movimento, definido o tamanho dos motores hidráulicos, verificado a velocidade máxima de deslocamento e encontrado componentes comercializados, compatíveis com os requisitos do projetos,

Foi proposto dois tamanhos de bombas hidráulicas, uma com 4 cm³/rev. trabalhando com 235 bar e outra com 5,5 cm³/rev. trabalhando com 170. Porém, a bomba de 4 cm³/rev. estaria trabalhando muito próximo a pressão máxima recomendada de 250 bar, sendo mais indicado o uso da bomba de 5,5 cm³/rev. e analisando a curva de potência do motor a combustão, é verificado que de 2000 à 3300 RPM é possível trabalhar com a bomba hidráulica em uma pressão de trabalho maior, sendo possível ter um ganho de até 15 bar ao longo de toda a faixa de rotação. Proporcionando assim, um torque maior nas rodas e uma resposta mais rápida nas retomadas de velocidade.

Para determinar o torque requerido para colocar o Baja da equipe em movimento, foi considerado a massa de 113,4 Kg para o piloto, conforme recomendação da SAE Brasil e estimado uma velocidade máxima de 40 Km/h. Atingindo assim, um torque requerido de 315,8 Nm, sendo este dividido por dois, quando o sistema hidráulico se encontrar montado em paralelo, sendo necessário no mínimo 158 Nm por roda traseira.

A partir do torque requerido por roda, determinou-se o tamanho dos motores hidráulico, em cm³/rev., sendo necessário motores de 64,9 cm³/rev. para trabalhar com 170 bar ou motores de 46,95 cm³/rev. para trabalhar com 235 bar. Porém comercialmente foram encontrados motores hidráulico, específicos para linha móbil, com 66 cm³/rev. e 41 cm³/rev. fornecendo assim 160,5 Nm e 137,9 Nm para os respectivos motores e pressões.

Verificando a velocidade máxima disponíveis com os conjuntos hidráulicos, montados em série, encontrou-se 29,7 Km/h com os motores de 66 cm³/rev. e 34,8 Km/h com os motores de 41 cm³/rev. Em ambos os casos, a velocidade máxima ficou inferior a velocidade proposta para o dimensionamento do torque requerido.

Analisando os conjuntos disponíveis, recomenda-se o uso da bomba de 5,5 cm³/rev. com pressão de trabalho de 170 bar, tendo a possibilidade de trabalhar em uma faixa de rotação com 185 bar e utilizando os motores de 66 cm³/rev.. Com este conjunto ira ter uma prioridade no torque disponível, sem trabalhar próximo aos limites dos componentes.

Por fim, conclui-se que o trabalho atingiu os objetivos propostos, dimensionado um conjunto hidráulico que atenda a necessidade da equipe Hidro Baja. Podendo ainda ter ganhos maiores na prática, em tempo de aceleração, retomada de velocidade e provas de tração, já que no dimensionamento foram considerados situações mais extremas em um mesmo cenário.

SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão para trabalhos futuros, recomenda-se dimensionar as perdas de carga do sistema hidráulico, assim como o reservatório de óleo e verificando a necessidade de um trocador de calor para óleo. Dimensionar um bloco de válvula para realizar a troca de série para paralelo com o Baja em movimento, estudando a possibilidade de usar bomba ou motores com vazão variável, de modo que possa beneficiar um ganho em velocidade máxima.

REFERÊNCIAS

- BADUY, R. E. G.; BERTON, H. L. **Estudo preliminar de alternativas de transmissões hidrostáticas aplicáveis ao protótipo baja** - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2012. Disponível em: <http://repositorio.roca.utfpr.edu.br/jspui/bitstream/1/6419/1/CT_COEME_2012-1_13.pdf>. Acesso em: 20 out. 2017.
- BAJA SAE. Projeto Baja SAE, **Programas estudantis, Baja SAE BRASIL**. Disponível em: <<http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil>> Acesso em: 28 set. 2017
- BOSCH, R. **Manual de tecnologia automotiva**. 25 ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.
- CHIODELLI, R. T. **Dimensionamento de componentes de transmissão para um protótipo baja sae** - FAHOR, Horizontina, 2012. Disponível em: <http://fahor.com.br/publicacoes/TFC/EngMec/2012/Ronan_Toledo_Chiodelli.pdf> Acesso em: 23 out. 2017
- 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: 22 out. 2017.
- EATON. **Low Speed, High Torque Motors**. E-MOLO-MC001-E8, 2016. Disponível em: <http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pll_1323.pdf>. Acesso em: 25 out. 2017.
- EQUIPE HIDRO BAJA, **Equipe Hidro Baja FAHOR**. Disponível em: <<http://hidrobaja.fahor.com.br/equipe/>> Acesso em: 04 out. 2017
- EXNER, H. **Hidráulica Básica** - Princípios Básicos e Componentes da Tecnologia dos Fluidos. 3º Ed. Jundiaí: Editora Bosch Rexroth AG, 2003
- FIALHO, A. B. **Automação Hidráulica** - Projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ED. SÃO PAULO: EDITORA ÉRICA, 2011.
- HATAMI, H. **COLETÂNEA DE FÓRMULAS HIDRÁULICAS**. EDITORA BOSCH REXROTH AG, 2013
- HENN, É. L. **Máquinas de Fluido**. 2ª Ed. Santa Maria: Editora UFSM, 2006
- LINSINGEN, I. V. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 2º Ed. Florianópolis: Editora UFSC, 2003.
- MELLO, R. **Análise da sensibilidade do campo acústico veicular à excitação do sistema de transmissão**. 2003. Dissertação (Mestrado em engenharia mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.
- MICHAEL, E.; SPILLARI T. R. **Dimensionamento de uma transmissão hidráulica para um protótipo baja sae** - FAHOR, Horizontina, 2013. Disponível em: <http://fahor.com.br/publicacoes/TFC/EngMec/2013/Mec_Evandro_Thiago.pdf> Acesso em: 23 out. 2017
- NIEMANN, G. **Elementos de Máquinas**. 6. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2002, vol. 2.
- PALMIERI, A. C. **Manual de Hidráulica Básica**. 9ª Ed. Porto Alegre: Editora Pallotti, 1994.

REXROTH. **External Gear Pumps Series F**. Bosch Group, 2011. Disponível em: <https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/ra10089_2011-08rv2.pdf?db=brmv2&lvid=1158526&mvid=13015&clid=20&sid=37B3F7F2C07371C7CCB6BDD299D811C4.borex-tc&sch=M&id=13015,20,1158526> Acesso em: 04 out. 2017

RITTER, L. L. **Dimensionamento de um sistema de transmissão para um veículo baja** - FAHOR, Horizontina, 2015. Disponível em: <<http://fahor.com.br/publicacoes/TFC/EngMec/2015/LeandroLuisRitter.pdf>> Acesso em: 23 out. 2017

SILVA, R. T. da. **Força de Atrito**. Física – UFPB, João Pessoa, 2002. Disponível em: <http://www.fisica.ufpb.br/~romero/pdf/06_forca_de_atrito.pdf>. Acesso em: 23 out. 2017.