

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

HAVNER LUIZ BERTON
RAMOM EDUARDO GADENS BADUY

**ESTUDO PRELIMINAR DE ALTERNATIVAS DE TRANSMISSÕES
HIDROSTÁTICAS APLICÁVEIS AO PROTÓTIPO BAJA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA
2012

HAVNER LUIZ BERTON
RAMOM EDUARDO GADENS BADUY

**ESTUDO PRELIMINAR DE ALTERNATIVAS DE TRANSMISSÕES
HIDROSTÁTICAS APLICÁVEIS AO PROTÓTIPO BAJA**

Monografia apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial de aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. Celso Salamon

Co-orientador: Prof. Me. Luiz Amilton Pepplow

CURITIBA

2012

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa ESTUDO PRELIMINAR DE ALTERNATIVAS DE TRANSMISSÕES HIDROSTÁTICAS APLICÁVEIS AO PROTÓTIPO BAJA, realizado pelo aluno(s) HAVNER LUIZ BERTON E RAMOM EDUARDO GADENS BADUY, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.



Prof. Dr. Gelso Salamon
DAMEC, UTFPR
Orientador



Prof. Me. Ruy Somei Nakayama
DAMEC, UTFPR
Avaliador



Prof. Me. Luiz Amilton Peplow
DAELT, UTFPR
Avaliador



Prof. Dr. Jorge Luiz Erthal
DEMEC, UFPR
Avaliador

Curitiba, 23 de Outubro de 2012.

AGRADECIMENTOS

Gostaríamos de agradecer primeiramente ao Professor Celso Salamon, pela orientação, confiança e apoio, presentes em todas as etapas desse trabalho. Também somos gratos ao nosso Co-orientador Professor Luiz Amilton Peplow pela oportunidade e estrutura fornecida para o aprendizado e manipulação do *software* utilizado para as simulações deste trabalho.

Agradecemos às nossas famílias e amigos pelo apoio e compreensão das frequentes ausências, impaciência e constante preocupação.

Estendemos esses votos a todos os funcionários da Universidade, colegas e integrantes da equipe de Baja que, de uma forma ou de outra, auxiliaram o desenvolvimento deste projeto.

Sem a ajuda de todos vocês, este trabalho não seria possível.

RESUMO

BADUY, Ramom E. Gadens; BERTON, Havner L.. Estudo preliminar de alternativas de transmissões hidrostáticas aplicáveis ao protótipo Baja. 2012. 205 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2012.

O objetivo principal do presente trabalho é a criação de uma alternativa de projeto de uma transmissão hidrostática para ser aplicada a veículos utilizados em competições SAE Baja. Transmissões hidrostáticas são conjuntos de bombas e motores hidrostáticos responsáveis por transferir potência, na forma de torque e rotação, através da movimentação de um fluido confinado. A competição SAE Baja é promovida pela *Society of Automotive Engineers* e tem como proposta o projeto e fabricação de um protótipo de veículo *offroad* monoposto por estudantes de engenharia, que competem em diversas provas contra equipes de outras universidades. Neste trabalho, inicialmente é feita uma fundamentação teórica, que aborda temas relevantes para o trabalho sobre hidráulica, a competição SAE baja, simulações dinâmicas e controle de motores a combustão. Em seguida, é feito um levantamento das metas de projeto da transmissão e dos dados de entrada para esta, que são utilizados para o cálculo preliminar e dimensionamento das quatro alternativas de transmissões hidrostáticas propostas. Essas alternativas tem seu comportamento e desempenho simulados, no *software* para simulações dinâmicas AMESim. Os resultados dessas simulações são comparados às metas do projeto previamente definidas, notando-se que todas atendem parcialmente os objetivos. Elas são então comparadas entre si para se chegar à alternativa sugerida para a aplicação, a saber: transmissão traseira 4x2, com uma bomba de deslocamento variável e um motor de deslocamento fixo, com circuito aberto e comando direto. Por fim, é realizado um experimento em bancada de testes do sistema de controle *Load Sensing* de uma bomba de deslocamento variável, a fim de se obter um paralelo entre modelos simulados no *software* AMESim e alguns aspectos do comportamento real de sistemas hidráulicos. A comparação dos dados observados no experimento e dos resultados da simulação do mesmo são bastante próximos, denotando que o comportamento observado, sob as condições do experimento em bancada, foi reproduzido nas simulações. As simulações e experimento indicam a possibilidade de aplicação das alternativas desenvolvidas em veículos Baja.

Palavras-chave: Transmissões. Transmissão hidrostática. Hidráulica. Baja. AMESim.

ABSTRACT

BADUY, Ramom E. Gadens; BERTON, Havner L.. Preliminary study of alternatives of hydrostatic transmissions applicable to a Baja prototype. 2012. 205 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2012.

The main objective of the present work is to create the project of an alternative hydrostatic transmission to be used in SAE Baja prototype vehicles. Hydrostatic transmissions are sets of hydraulic pumps and motors used to transmit power, under the form torque and rotation, through a confined fluid. The SAE Baja competition is promoted by the Society of Automotive Engineers and has as proposition the project and fabrication of a single-passenger offroad prototype vehicle done by teams of engineer students, who compete against other universities in several racing-tests. This work begins with the review of the necessary theoretical background, that include hydraulics, the SAE Baja competition, dynamic simulations and combustion engines control. This step is followed by the collection of the transmission project goals and its inputs. These informations are used to the preliminary calculation and design of the four alternatives of hydrostatic transmissions proposed. These alternatives have their behavior and performance simulated with the dynamic simulations software, AMESim. The results of these simulations are compared with the project goals, and one can notice that all of them meet partially the desired objectives. The simulation's results of the four different systems are then compared with each other, to find out the best alternative, between the ones proposed. The alternative that showed the best results was the rear 4x2 transmission with a variable displacement pump and a fixed displacement motor, open-circuit with direct control. Finally, an experiment of a Load-Sensing's control system of a variable displacement pump is conducted, so to obtain a comparison between the simulated models in AMESim and some aspects of the real behavior of hydraulic systems. The data obtained in the experiment and the simulation's results of the same system, done in AMESim, are very close, and it is possible to affirm that the behavior seen during the experiment was reproduced by the simulations. The simulations and experiment denote the possibility of applying the developed alternatives to Baja vehicles.

Palavras-chave: Transmissions. Hydrostatic Transmissions. Hydraulics. Baja. AMESim.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Foto do veículo Baja da equipe Imperador UTFPR, do ano de 2011	19
Figura 2 – Princípio de funcionamento de uma prensa hidrostática	25
Figura 3 – Comparação gráfica do controle direto, controle por pressão e controle <i>Load Sensing</i>	31
Figura 4 – Representação de uma transmissão hidrostática integrada.....	34
Figura 5 - Representação de uma transmissão hidrostática dividida	35
Figura 6 - Comparação abordagem Multiportas (esquerda) e Fluxo de Sinal (direita) na modelagem de um atuador hidráulico comandado por válvula elétrica.....	39
Figura 7 – Governador centrífugo ou mecanismo centrífugo de Watt.....	44
Figura 8 – Vista lateral do motor Inket OHV 305 Briggs&Stratton	55
Figura 9 – Curva de Torque versus Rotação.....	56
Figura 10 – Curva de Potência versus Rotação	57
Figura 11 – Curva aproximada de Torque <i>versus</i> Rotação.....	57
Figura 12 – Curva aproximada de Potência <i>versus</i> Rotação	58
Figura 13 – Figura esquemática do circuito 1: Transmissão integrada 4x2, comando mecânico, bomba hidráulica com deslocamento variável e motor hidráulico de deslocamento fixo	71
Figura 14 – Ábaco para determinação do diâmetro interno de mangueiras hidráulicas através da vazão do sistema.....	81
Figura 15 – Representação dos componentes do circuito hidráulico 1	86
Figura 16 – Figura esquemática do circuito 2: Transmissão dividida 4x2, comando mecânico, bomba hidráulica com deslocamento variável e dois motores hidráulicos de deslocamento fixo	86
Figura 17 – Exemplo de circuito hidráulico com associação de motores em paralelo	88
Figura 18 - Exemplo de circuito hidráulico com associação de motores em série	89
Figura 19 – Representação dos componentes do circuito hidráulico 2	97
Figura 20 – Figura esquemática do circuito 3: Transmissão hidrostática dividida 4x4, comando mecânico, bomba hidráulica com deslocamento variável e motores hidráulicos de deslocamento fixo.	98

Figura 21 – Identificação tubulações circuito paralelo – <i>Layout 3</i>	105
Figura 22 – Identificação tubulações circuito série – <i>Layout 3</i>	106
Figura 23 – Representação dos componentes do circuito hidráulico 3	109
Figura 24 – Fluxograma da lógica de funcionamento do modelo de um MCI regulado por governador.....	113
Figura 25 – Modelo do Motor Briggs & Stratton em AMESim. Ver Apêndice A para maiores detalhes	115
Figura 26 – Supercomponente equivalente ao modelo de MCI mostrado na Figura 25	115
Figura 27 – Modelo em AMESim do veículo Baja	116
Figura 28 – Modelo em AMESim: transmissão hidrostática integrada 4X2 com controle direto	118
Figura 29 – Gráficos de deslocamento e velocidade versus tempo, respectivamente, para a primeira configuração da Proposta de Transmissão 1	121
Figura 30 – Gráfico de potência do MCI versus tempo para a primeira configuração da Proposta de Transmissão 1	122
Figura 31 – Gráficos de deslocamento e velocidade versus tempo, respectivamente, para a configuração final da Proposta de Transmissão 1	123
Figura 32 – Gráfico de potência do MCI versus tempo para a configuração final da Proposta de Transmissão 1	124
Figura 33 – Modelo em AMESim: transmissão hidrostática dividida 4x2 em paralelo, com controle direto.....	126
Figura 34 – Gráficos de deslocamento e velocidade versus tempo, respectivamente, para a configuração em paralelo da Proposta de Transmissão 2	127
Figura 35 – Gráfico de potência do MCI versus tempo para a configuração paralelo da Proposta de Transmissão 2	128
Figura 36 – Gráficos de deslocamento e velocidade versus tempo, respectivamente, para a configuração final da Proposta de Transmissão 2 – Circuito Paralelo ..	129
Figura 37 – Gráfico de potência do MCI versus tempo para a configuração final da Proposta de Transmissão 2 – Circuito Paralelo	130
Figura 38 – Modelo em AMESim: transmissão hidrostática dividida 4x2 em série, com controle direto.....	131
Figura 39 – Gráficos de deslocamento e velocidade versus tempo, respectivamente, para a configuração em série da Proposta de Transmissão 2	131

Figura 40 – Detalhe da interrupção da simulação em função da condição de mínima rotação do MCI ter sido alcançada.....	132
Figura 41 – Gráfico de potência do MCI versus tempo para a configuração série da Proposta de Transmissão 2	132
Figura 42 – Gráficos de deslocamento e velocidade versus tempo, respectivamente, para a segunda configuração da Proposta de Transmissão 2 – Circuito Série	133
Figura 43 – Gráfico de potência do MCI versus tempo para a configuração final da Proposta de Transmissão 2 – Circuito Série	134
Figura 44 – Modelo em AMESim: transmissão hidrostática dividida 4x4 em paralelo, com controle direto.....	135
Figura 45 – Gráficos de deslocamento e velocidade versus tempo, respectivamente, para a configuração em paralelo da Proposta de Transmissão 3	136
Figura 46 – Gráfico de potência do MCI versus tempo para a configuração paralelo da Proposta de Transmissão 3	137
Figura 47 – Gráficos de deslocamento e velocidade versus tempo, respectivamente, para a configuração final da Proposta de Transmissão 3 – Circuito Paralelo ..	138
Figura 48 – Gráfico de potência do MCI versus tempo para a configuração final da Proposta de Transmissão 3 – Circuito Paralelo	138
Figura 49 – Modelo em AMESim: transmissão hidrostática dividida 4x4 em série, com controle direto.....	139
Figura 50 – Gráficos de deslocamento e velocidade versus tempo, respectivamente, para a configuração em série da Proposta de Transmissão 3	140
Figura 51 – Gráfico de potência do MCI versus tempo para a configuração série da Proposta de Transmissão 3	141
Figura 52 – Gráficos de deslocamento e velocidade versus tempo, respectivamente, para a configuração final da Proposta de Transmissão 3 – Circuito Série	141
Figura 53 – Gráfico de potência do MCI versus tempo para a configuração final da Proposta de Transmissão 3 – Circuito Série	142
Figura 54 – Representação esquemática dos equipamentos utilizados no experimento (identificação segundo Quadro 10).....	152
Figura 55 – Montagem do experimento, no laboratório de Hidráulica da UTFPR, Campus Curitiba (identificação segundo Quadro 10).....	152
Figura 56 – Modelo do controle <i>Load Sensing</i> criado em ambiente AMESim.....	156
Figura 57 – Supercomponente equivalente ao modelo do Controle <i>Load Sensing</i> .	158
Figura 58 – Modelo para simulação do experimento em AMESim.....	159

Figura 59 – Leitura do medidor de vazão, na simulação em AMESim do experimento	161
Figura 60 – Pressão, na simulação em AMESim do experimento, dos Manômetros 1, 2 e 3.	162
Figura 61 – Modelo do MCI Briggs & Stratton Intek OHV 305 com governador mecânico em ambiente AMESim	175
Figura 62 – Gráficos de torque resistivo versus tempo, torque exercido pelo MCI versus tempo e rotação versus tempo do modelo do MCI em AMESim, sob as condições da Tabela 25	178
Figura 63 – Modelo veículo Baja em ambiente AMESim	180
Figura 64 – Modelo da Proposta de Transmissão 1 com controle direto em software AMESim	182
Figura 65 – Modelo do circuito em paralelo da Proposta de Transmissão 2 em software AMESim.....	185
Figura 66 – Modelo do circuito em série da Proposta de Transmissão 2 em software AMESim	189
Figura 67 – Modelo do circuito em paralelo da Proposta de Transmissão 3 em software AMESim.....	192
Figura 68 – Modelo do circuito em série da Proposta de Transmissão 3 em software AMESim	197
Figura 69 – Modelo do Controle <i>Load Sensing</i> em ambiente AMESim.....	202

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Características gerais dos tipos de máquinas hidráulicas	28
Tabela 2 – Requisitos do projeto de transmissão Baja UTFPR 2011	51
Tabela 3 – Dados dos pneus selecionados pela equipe UTFPR Baja	53
Tabela 4 – Dimensões resultantes do efeito da elasticidade sobre os pneus da Tabela 3	54
Tabela 5 – Faixas de Coeficiente de atrito pneu/solo para diferentes terrenos.....	54
Tabela 6 – Erros relativos associados a aproximação das curvas de torque e potência versus rotação do MCI.....	58
Tabela 7 – Dados de massa e centro de gravidade do veículo baja 2011	59
Tabela 8 – Dados para seleção preliminar dos componentes hidráulicos.....	67
Tabela 9 – Características principais dos motores hidráulicos de pistões com deslocamento fixo pesquisados	73
Tabela 10 - Características principais das bombas hidráulicas de pistões com deslocamento variável pesquisadas	78
Tabela 11 – Diâmetros internos das tubulações do Circuito Hidráulico 1	82
Tabela 12 – Dados das tubulações selecionadas para o circuito hidráulico 1	82
Tabela 13 – Diâmetro interno linha de pressão e retorno do Circuito Hidráulico 2....	94
Tabela 14 – Dados das tubulações selecionadas para o circuito hidráulico 2	94
Tabela 15 – Diâmetros internos das tubulações do Circuito Hidráulico 3	104
Tabela 16 – Dados das tubulações selecionadas para o circuito hidráulico 3	105
Tabela 17 – Resultados das simulações quanto ao atendimento às metas expostas na seção 4.....	143
Tabela 18 – Dados de Potência Média Consumida, Porcentagem da Potência Total Disponível Utilizada e Desvio Padrão da Potência Média Consumida.....	144
Tabela 19 - Dados de Torque Médio Consumido, Porcentagem do Torque Total Disponível Utilizado e Desvio Padrão do Torque Médio Consumido	144
Tabela 20 – Redução Mecânica aplicada a cada Proposta de Transmissão	145
Tabela 21 – Custo relativo das Propostas de Transmissão	146
Tabela 22 – Médias e desvios padrão (entre parêntesis) dos dados coletados no experimento	154

Tabela 23 – Valores médios das pressões e vazão retirados da simulação do experimento em AMESim e diferença desses valores para os apresentados na Tabela 22 (entre parêntesis)	163
Tabela 24 – Componentes e parâmetros do modelo do MCI Briggs & Stratton Intek OHV 305 com governador mecânico	176
Tabela 25 – Condições de torque resistivo aplicadas para simulação do funcionamento do modelo do MCI em AMESim.....	177
Tabela 26 - Componentes e parâmetros do modelo do veículo Baja.....	181
Tabela 27 - Componentes e parâmetros do modelo da Proposta de Transmissão 1 com comando direto, versão final	183
Tabela 28 – Componentes e parâmetros do modelo da Proposta de Transmissão 2, circuito em paralelo, com comando direto, versão final	186
Tabela 29 – Componentes e parâmetros do modelo da Proposta de Transmissão 2, circuito em série, com comando direto, versão final	189
Tabela 30 – Componentes e parâmetros do modelo da Proposta de Transmissão 3, circuito em paralelo, com comando direto, versão final	193
Tabela 31 – Componentes e parâmetros do modelo da Proposta de Transmissão 3, circuito em série, com comando direto, versão final	197
Tabela 32 – Dados das medições realizadas durante o experimento em bancada	201
Tabela 33 - Componentes e parâmetros do modelo do controle <i>Load Sensing</i>	202
Tabela 34 - Componentes e parâmetros do modelo do experimento.....	204

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Resumo Metodologia.....	47
Quadro 2 – Recomendações de Pahl e Beitz para abordagem sistemática de solução de problemas	48
Quadro 3 – Cronograma de atividades	50
Quadro 4 – Especificação do motor de combustão interna utilizado.....	55
Quadro 5 – Alternativas Elaboradas.....	69
Quadro 6 – Lista de fabricantes de componentes hidráulicos pesquisados.....	71
Quadro 7 – Resumo do Circuito Hidráulico 1	85
Quadro 8 – Resumo do Circuito Hidráulico 2	96
Quadro 9 – Resumo do Circuito Hidráulico 3	108
Quadro 10 – Materiais do experimento	151

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÔNIMOS

1D – *One Dimension*

AMESim – Ambiente de Modelagem Avançada para Simulações

BHP - *Brake Horse Power*

CAD – *Computer Aided Design*

CVT – *Continuos Variable Transmission*

EPP – Execução do Projeto de Pesquisa

HP – *Horse Power*

MCI – Motor de Combustão Interna

METAMOS – Metodologia para Orientar a Modelagem e Simulação Computacional de Sistemas de Engenharia

NUPET – Núcleo de Pesquisa Eletrotécnica

PIB – Produto Interno Bruto

PO – Professor Orientador

PP – Projeto de Pesquisa

PPP – Plano de Projeto de Pesquisa

Proconve - Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores

PUC-PR – Pontifícia Universidade Católica do Paraná

SAE – *Society of Automotive Engineers*

SP – Situação Problema

TCC – Trabalho de Conclusão de Curso

UTFPR – Universidade Tecnológica Federal do Paraná

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	17
1.1	Contexto do Tema	17
1.2	Caracterização do Problema	19
1.3	Objetivo Geral	20
1.4	Objetivos Específicos	20
1.5	Limitações do Trabalho	21
1.6	Justificativa	21
2.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	24
2.1	Hidráulica	24
2.1.1	Distinção entre hidrodinâmica e hidrostática	24
2.1.2	Princípio de Pascal	25
2.1.3	Transmissão de Força Hidráulica e Energia	26
2.1.4	Princípio de deslocamento: classificação das máquinas hidrostáticas	27
2.1.5	Transmissões hidrostáticas	32
2.1.6	Acumuladores de Energia	35
2.2	Análise da norma da competição Baja SAE Brasil	36
2.3	<i>Modelagem e simulação dinâmica unidimensional</i>	38
2.3.1	Conceito de modelagem e simulação dinâmica	38
2.3.2	Principais técnicas de modelagem dinâmica	39
2.3.3	Apresentação <i>software</i> AMESim	41
2.4	<i>Sistemas de controle de velocidade para motores a combustão interna</i>	42
2.4.1	Governadores Mecânicos: Pêndulo de Watt	43
3.	PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS	46
3.1	Descrição da Metodologia	46
3.2	Justificativa da Metodologia	48
3.3	Produtos do Projeto	49
3.4	Cronograma de atividades	50
4.	PROJETO PRELIMINAR	51
4.1	Identificação das necessidades da Equipe de Baja da UTFPR	51
4.2	Dados de entrada	53
4.2.1	Pneus	53
4.2.2	Coeficiente de atrito pneu/solo	54
4.2.3	Motor	55
4.2.4	Dados sobre massa e centro de gravidade do veículo UTFPR 2011	59
4.3	Cálculos preliminares	59
4.4	Definição das alternativas de transmissões hidrostáticas	67
4.5	Alternativas estudadas de layouts para a transmissão hidrostática	70
4.5.1	Circuito Hidráulico 1: Transmissão hidrostática integrada 4X2 com controle manual	70
4.5.2	Circuito Hidráulico 2: Transmissão hidrostática dividida 4X2 com controle manual	86
4.5.3	Circuito Hidráulico 3: Transmissão hidrostática dividida 4X4 com 4 motores e controle manual	97
5.	MODELAGEM E SIMULAÇÃO EM AMESIM	110
5.1	Procedimentos para as Simulações	110
5.2	Modelos comuns	112

5.2.1	Modelo do Motor a Combustão Interna com governador mecânico	112
5.2.2	Modelo do veículo Baja	116
5.3	Descrição e simulação dos modelos	117
5.3.1	Modelo em ambiente AMESim da Proposta 1: Transmissão hidrostática integrada 4X2 com controle direto	117
5.3.2	Modelo em ambiente AMESim da Proposta 2: Transmissão hidrostática dividida 4x2 com controle direto	125
5.3.3	Modelo em ambiente AMESim da Proposta 3: Transmissão hidrostática dividida 4X4 com controle direto	134
5.4	Resultados das Análises	142
6.	EXPERIMENTO E VERIFICAÇÃO DE PARÂMETROS DOS MODELOS EM AMESIM	148
6.1	Definição do Experimento	148
6.2	Descrição geral do experimento	149
6.3	Materiais e Métodos	149
6.4	Coleta de Dados	153
6.5	Modelagem em AMESim da Bancada de Testes	155
6.5.1	Modelo do controle <i>Load Sensing</i>	155
6.5.2	Construção e parametrização do modelo do experimento em AMESim	158
6.5.3	Resultados da simulação do experimento	161
6.6	Comparação dos dados coletados com os resultados em AMESim	163
7.	CONSIDERAÇÕES FINAIS	165
7.1	Conclusão	165
7.2	Sugestões para trabalhos futuros	166
	REFERÊNCIAS	168
	APÊNDICE A – Parâmetros do modelo do motor a combustão interna Briggs & Stratton Intek OHV 305 em ambiente AMESim	175
	APÊNDICE B – Parâmetros do modelo do veículo Baja em ambiente AMESim	180
	APÊNDICE C – Parâmetros do modelo da proposta de transmissão 1: transmissão hidrostática integrada 4x2 com controle direto	182
	APÊNDICE D – Parâmetros do modelo da proposta de transmissão 2: transmissão hidrostática dividida 4x2 com controle direto	185
	Circuito Paralelo	185
	Circuito Série	188
	APÊNDICE E – Parâmetros do modelo da proposta de transmissão 3: transmissão hidrostática dividida 4x4 com controle direto	192
	Circuito Paralelo	192
	Circuito Série	196
	APÊNDICE F – Dados das três medições realizadas no experimento em bancada	201
	APÊNDICE G – Parâmetros do modelo de controle <i>Load Sensing</i> em ambiente AMESim	202
	APÊNDICE H – Parâmetros do modelo do experimento em ambiente AMESim	204

1. INTRODUÇÃO

1.1 Contexto do Tema

Na última década, a preocupação com o impacto ambiental das atividades industriais e de seus produtos em muito aumentou. Em face das crescentes evidências das consequências negativas destas atividades ao meio ambiente, novas regulamentações foram criadas com o intuito de reduzir a emissão de poluentes e gases causadores de efeito estufa, principalmente em atividades ligadas à queima de combustíveis fósseis, como as normas EURO da União Européia, Tier dos Estados Unidos e Proconve (Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores) no Brasil. Além de novas normas regulamentadoras, a proteção ambiental também alterou padrões de consumo, sendo cada vez mais importante a vinculação à proteção do meio ambiente das marcas perante os consumidores, para a formação da opinião destes sobre os produtos que adquirem (MOTTA e OLIVEIRA, 2007).

A alta no preço dos combustíveis fósseis, apreciada no mesmo período (NONNENBERG, 2004), aliada as já citadas normas ambientais mais rígidas e aos consumidores mais exigentes, direcionam os setores industriais a investir fortemente na melhoria da eficiência de seus processos e produtos e na busca de substitutos para suas fontes não renováveis de energia. Nesse contexto, a indústria automotiva vem buscando alternativas para os seus produtos em diferentes campos, como por exemplo: veículos elétricos, combustíveis renováveis, motores supereficientes e veículos híbridos.

Embora as emissões de dióxido de carbono propiciadas pelo consumo de combustíveis de origem fóssil, de reservas limitadas, constituam a principal causa do efeito estufa, o motor de combustão interna continuará a desempenhar papel principal no futuro da mobilidade pessoal e terá que contribuir para a proteção do clima do mundo e a conservação das reservas limitadas de combustíveis fósseis. Previsões da Bosch (SHARP, 2011) para 2020 indicam demanda anual de automóveis e comerciais leves de 103 milhões de unidades. Desses, apenas 3

milhões serão elétricos ou híbridos de tomada. Uma vez que 97% dos veículos novos possuirão, ainda, motor de combustão interna (dos vendidos em 2020) os híbridos hidráulicos poderão exercer um importante papel na redução do consumo.

Dentro da linha de pesquisa de veículos híbridos, dois sistemas que utilizam fontes e formas diferentes para transmissão da energia são amplamente estudados: os híbridos elétricos e os hidráulicos. Este trabalho, aborda a utilização das tecnologias empregadas nos veículos híbridos hidráulicos a um protótipo de veículo *off-road* construído sob as normas utilizadas na competição de Baja da SAE (*Society of Automotive Engineers*).

Os veículos híbridos hidráulicos são projetos que visam melhorar a eficiência dos automóveis atuais, pela associação de sistemas de potência hidrostáticos aos motores a combustão interna (MCI). As associações entre esses sistemas são feitas de diversas formas, sendo isso melhor explicitado à frente. No entanto, de forma geral, todas as associações incluem a utilização da mesma transmissão hidrostática básica, formada por uma bomba e um motor hidráulico, acoplada ao MCI. A bomba recebe a energia mecânica do motor e a transforma em energia de fluido, na forma de pressão e vazão.

A energia atribuída ao fluido é então transmitida ao atuador, que novamente a transforma em potência mecânica na saída de seu eixo, movimentando o veículo. Os objetivos desta associação podem ser os mais diversos, a exemplo do melhor aproveitamento da potência, transmissão sem a necessidade de eixos longos (como no caso de veículos de grandes proporções), possibilidade de recuperação da energia dissipada durante a frenagem, armazenamento de energia, entre outros.

Nos últimos anos, diversos projetos de híbridos hidráulicos foram implementados ao redor do mundo, inclusive em veículos comerciais, retomando o desenvolvimento e os investimentos nessa área, que tinha seu uso restrito a poucas aplicações, sendo comumente utilizado para tratores de grande porte.

Diante da constatação das oportunidades disponibilizadas pela utilização da hidráulica em veículos, foi levada em consideração a possibilidade de implementar uma transmissão hidráulica em um protótipo Baja *off-road*, desenvolvido pela equipe Imperador, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR) no ano de 2011 (Figura 1).



Figura 1 – Foto do veículo Baja da equipe Imperador UTFPR, do ano de 2011
Fonte: Arquivo próprio

1.2 Caracterização do Problema

O projeto Baja, promovido pela SAE, consiste na concepção, projeto e construção de um veículo *off-road* por parte de alunos de diversos cursos de engenharia, que formam equipes para representar suas instituições de ensino, competindo com seus veículos em eventos regionais, nacionais e até mesmo mundiais.

Os protótipos são construídos seguindo-se normas estritas da competição, as quais impõem rigorosas especificações de segurança, mas ao mesmo tempo incentivam a criatividade na solução de problemas e a implementação de tecnologias inovadoras (SAE BRASIL, capítulo 1, 2010).

As transmissões usualmente utilizadas nesses protótipos são mecânicas, compostas por caixas-de-marchas ou CVT (*Continuously Variable Transmission*) por

correias, que apresentam desvantagens importantes, como por exemplo, a dificuldade de operação da caixa-de-marchas nas condições da competição e o rendimento relativamente baixo da transmissão CVT. Na evidência dessas oportunidades de melhoria, iniciou-se a busca por soluções alternativas a esses sistemas, dentre elas a transmissão hidrostática, a qual será estudada neste trabalho.

Assim, a transmissão por variador CVT, utilizada nos protótipos Baja da equipe da UTFPR, apresenta problemas de rendimento e limitações, e, alternativas para a melhoria desse sistema devem ser buscadas.

1.3 Objetivo Geral

Fornecer alternativas de projeto de uma transmissão hidrostática para aplicação em um veículo Baja dentro dos limites impostos pelo regulamento da competição SAE Baja.

1.4 Objetivos Específicos

Desenvolver alternativas de projeto de um sistema de transmissão hidráulica para aplicação em Veículos SAE Baja, indicando componentes e especificações, através de simulações em *software* dedicado.

Realizar um experimento simplificado, em bancada, de uma transmissão hidráulica, limitado aos materiais e condições disponíveis nos laboratórios da UTFPR campus Curitiba, a fim de estabelecer comparações entre os modelos computacionais e os dados obtidos em laboratório.

Criar elementos facilitadores para a modelagem computacional, que possam servir como bibliotecas para auxiliar trabalhos futuros.

1.5 Limitações do Trabalho

As alternativas de transmissões hidrostáticas bem como suas simulações foram desenvolvidas e avaliadas utilizando-se como condições de contorno: veículo partindo do repouso, percorrendo terreno plano sem aclives, em linha reta, em um solo de terra e com velocidade do vento igual a zero. Ou seja, o trabalho foi desenvolvido levando-se em consideração unicamente esta situação de aceleração do veículo.

Os modelos utilizados para as simulações computacionais unidimensionais foram adequados, em nível de complexidade, aos dados para parametrização disponíveis. Em alguns casos, modelos de maior complexidade matemática eram disponibilizados nas bibliotecas do *software* AMESim, no entanto pela falta de parâmetros ou a especificidade dos modelos, que por vezes fugia do escopo do trabalho, modelos mais simples foram utilizados.

O trabalho se concentrou no projeto teórico e na especificação do *layout* de transmissão e componentes indicados. A efetiva construção das transmissões hidrostáticas não foi um dos objetivos, sendo apenas considerada a construção de um experimento de conceito, em vista das restrições para aquisição de componentes hidráulicos. Também se definiu que o experimento realizado utilizaria apenas os materiais e condições disponíveis no laboratório de hidráulica da UTFPR Campus Curitiba.

1.6 Justificativa

Nos estudos conduzidos pela EPA (*Environment Protection Agency*, nos Estados Unidos da América), expostos na seção 2.10 deste trabalho, as principais vantagens identificadas nos veículos que utilizam transmissões hidrostáticas são: a redução do consumo de combustível (em até 50%), redução da emissão de poluentes, o baixo custo agregado a estas tecnologias e o rápido tempo de

pagamento do investimento inicial exigido, quando comparada a uma redução mecânica tradicional (GRAY, 2006). Esses fatores vêm tornando a aplicação destas transmissões mais interessante, principalmente do ponto de vista financeiro.

Outras vantagens do sistema de transmissão hidrostática elencadas são: redução significativa do desgaste dos freios, em cerca de 75%, para as aplicações estudadas (GRAY, 2006); baixo impacto ambiental da fabricação dos componentes, que são basicamente mecânicos, quando comparados a sistemas de veículos híbridos elétricos, cuja tecnologia de baterias e bobinas para os motores dependem de materiais de difícil obtenção e, muitas vezes, tóxicos; a tecnologia empregada já é existente e sedimentada na indústria, não necessitando de grandes saltos tecnológicos para permitir sua plena aplicação; e capacidade de ser implementada em veículos de virtualmente qualquer dimensão, desde tratores de jardim até máquinas de grande porte.

As condições encontradas atualmente nos protótipos Baja da equipe da UTFPR são de transmissões utilizando CVTs com correias de borracha, que apresentam rendimento abaixo do esperado (próximo a 80%, desconsiderando-se os deslizamentos experimentados pela correia durante a partida e trocas grandes de relação) (AAEN, 2007). Estes são ligados a um sistema de redução por corrente de rolos que, por sua vez, está ligado a um eixo com homocinéticas que o conectam as rodas. Além disso, o sistema apresenta aceleração direta do motor (ou seja, este trabalha em geral longe da sua zona de melhor aproveitamento) e tração traseira.

Além da possível aplicação em Bajas, o trabalho permitirá que se agregue conhecimentos sobre a modelagem computacional utilizada e diferentes aspectos de sistemas hidráulicos, que são aplicáveis a outros campos especialmente relevantes no Brasil, como maquinários de grande porte da agroindústria, indústria florestal, de mineração e de construção civil (RIBAS et al, 2010). Estes setores são fundamentais para a economia do país. Segundo (INSTITUTO DE PESQUISA ECONÔMICA APLICADA, 2004), apenas o agronegócio foi responsável por aproximadamente 34% do PIB (Produto Interno Bruto) brasileiro.

Pelos dados e vantagens apresentadas, nota-se que a aplicação desta tecnologia para a transmissão em um veículo Mini-Baja pode ser promissora. Em última instância, as principais características buscadas nesse estudo seriam melhoria do rendimento geral da transmissão e a melhoria do desempenho do

veículo. Como possibilidade a ser também pesquisada, haveria a implementação de um sistema 4x4, o que seria bastante útil devido a utilização *off-road* do protótipo.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Hidráulica

Através dos anos e em decorrência do crescente grau de automação, a ciência da hidráulica, por meio dos acionamentos e comandos hidráulicos, ganhou notória importância. A aplicação de sistemas hidráulicos a transmissões, largamente difundida em maquinaria pesada, voltou a ser alvo de investimentos na década de 90 através de dois estudos que apontaram as transmissões hidráulicas como potencial opção para veículos híbridos (GRAY, 2006). Busca-se a seguir, demonstrar um resumo das bibliografias que norteiam e respaldam esse assunto.

2.1.1 Distinção entre hidrodinâmica e hidrostática

Hidráulica é uma palavra que deriva da raiz grega “hidros”, que significa água. Entende-se por hidráulica a transmissão, controle de forças e movimentos por meio de fluidos líquidos (SENAI, 2004).

Fluído é toda substância que se deforma continuamente sob a aplicação de uma tensão cisalhante (FOX, 2006).

Devido às diferentes características que assume quando da aplicação aos diversos sistemas, convém dividir a hidráulica em hidrodinâmica e hidrostática. A primeira pode ser definida como a ciência dos líquidos em movimento e última, como a ciência dos líquidos sob pressão. A transmissão de energia em hidrodinâmica se dá através da conversão da energia cinética contida pelo fluído. Em hidrostática uma transferência de energia ocorre através da pressão aplicada em um fluido confinado (SPERRY VICKERS, 1980).

2.1.2 Princípio de Pascal

Blaise Pascal (1623 – 1662), cientista francês, em 1648 formulou o princípio que leva seu nome: em um líquido em repouso ou equilíbrio a pressão exercida em um ponto qualquer é transmitida igualmente e sem perdas para todos os pontos da massa líquida, exercendo forças iguais em áreas iguais, sempre perpendiculares à superfície do recipiente.

Foi a partir desta lei que toda ciência da hidráulica foi desenvolvida nestas últimas centenas de anos (SPERRY VICKERS, 1980).

Sua aplicação industrial, contudo, só se efetivou em 1795, quando o mecânico inglês Joseph Bramah (1749-1814) construiu uma prensa hidrostática utilizando água como meio de transferência de energia (LINSINGEN, 2001).

O princípio de funcionamento de uma prensa hidrostática, desconsiderando perdas, pode ser observado na Figura 2.

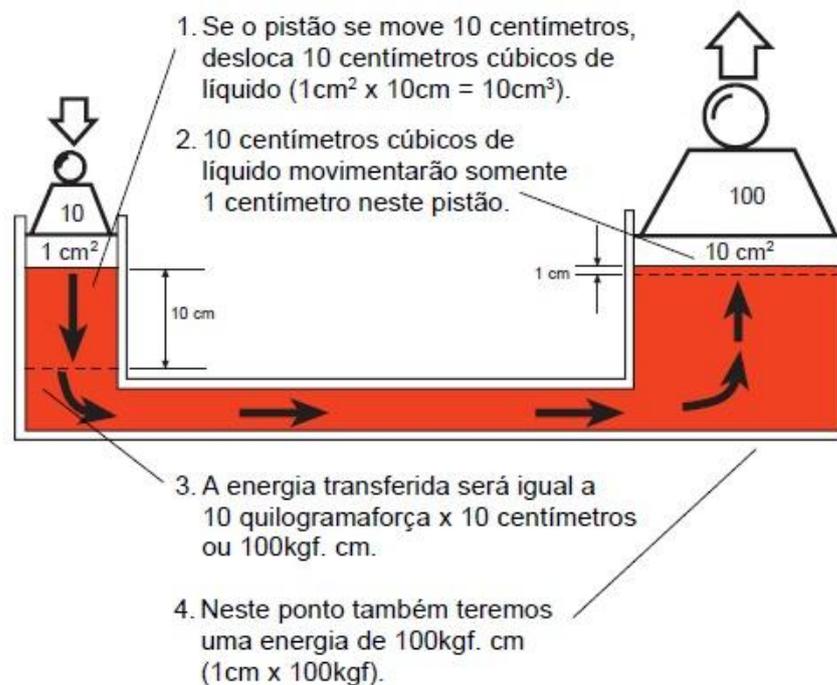


Figura 2 – Princípio de funcionamento de uma prensa hidrostática

Fonte: PARKER (1999 p.7)

2.1.3 Transmissão de Força Hidráulica e Energia

Num dispositivo hidrostático, a energia é transmitida movimentando um líquido confinado. O líquido precisa se mover ou fluir para causar o movimento, sendo, portanto, uma decorrência da força aplicada. A transferência de energia ocorre porque um volume de líquido é submetido à pressão (SPERRY VICKERS, 1980).

Forças, transferência de energia, trabalho e potência são relacionados a dois fenômenos fundamentais presentes em um sistema hidráulico: Pressão e Vazão.

Podemos relacionar de forma direta em um sistema a pressão à aplicação de uma força ou torque e a vazão a um movimento ou deslocamento.

Embora ambas atuem de forma interdependente no funcionamento dos sistemas hidráulicos, estas serão aqui caracterizadas em separado.

2.1.3.1 Pressão

Como descrito por (SPERRY VICKERS, 1980) pode-se definir pressão como a tendência a expansão ou resistência à compressão apresentada por um fluido que esteja sendo comprimido. Fluidos confinados e sob ação de uma força, portanto, encontram-se sob pressão. Esta se manifesta em condição de igualdade sobre toda a área de confinamento e este comportamento dos fluidos lhes permite a transferência de forças. Os sistemas que utilizam líquidos como meio fluido (hidráulicos), devido às características de reduzida compressibilidade, permitem transferência de energia de forma praticamente instantânea.

2.1.3.2 Fluxo

Fluxo é o movimento do fluido hidráulico causado pela diferença de pressão entre dois pontos. Em um sistema hidráulico, pode ser medido seja pela velocidade, seja pela vazão.

Velocidade do fluido: velocidade média de suas partículas ao passar por um determinado ponto;

Vazão: volume de fluido que passa por um ponto na unidade de tempo;

Para um fluxo constante, a velocidade será função da geometria pela qual flui o líquido.

A finalidade de um sistema hidráulico é transferir energia mecânica, de um lugar a outro, através da pressão. Necessita-se de movimento para que uma força possa realizar trabalho. Portanto, é necessário haver fluxo.

Em um sistema hidráulico é convertida a energia mecânica (proveniente de um motor elétrico ou térmico) em energia hidráulica. A taxa de transferência dessa energia através do fluido, na forma de trabalho determina a potência hidráulica. A mensuração da potência (P_h) disponibilizada por um sistema hidráulico dá-se através do produto entre pressão (p) e vazão (Q), como exposto na equação (1).

$$P_h = p \cdot Q \quad (1)$$

Onde:

P_h = Potência [W]

p = Pressão [N/m²]

Q = Vazão [m³/s]

2.1.4 Princípio de deslocamento: classificação das máquinas hidrostáticas

Duas máquinas hidráulicas são de especial interesse para esse trabalho: bombas hidráulicas e motores hidráulicos.

As bombas tem a função de transformar energia mecânica, recebida de uma fonte como um motor elétrico ou a combustão na forma de torque e velocidade angular, em energia hidráulica. Isso se dá através da compressão de um fluido confinado. Os motores hidráulicos fazem o papel inverso: transformam energia hidráulica, recebida através do fluido pressurizado fornecido por uma bomba, em energia mecânica na forma de torque e velocidade angular ou força e velocidade linear (LINSINGEN, 2001).

Em princípio, a maioria das bombas hidráulicas pode ser utilizada também como motor, e vice versa, já que o processo de transporte hidrostático pode ser invertido. Na prática, devido a diferenças construtivas visando à otimização das máquinas hidráulicas, essa permuta entre bomba e motor não é sempre possível (LINSINGEN, 2001).

Tabela 1 – Características gerais dos tipos de máquinas hidráulicas

Características	Tipos de máquinas hidráulicas			
	Engrenagens	Parafusos	Palhetas	Pistões
Rotação máxima [rpm]	5000	3600	4800	6000
Pressão máxima [bar]	320	200	210	700
Possibilidade de deslocamento variável	Não	Não	Sim	Sim
Observação	Robustez, tolera grande variação de viscosidade e presença de partículas no fluido	Exigem fluidos com maior viscosidade, escoamento praticamente isento de pulsações	-	Alto rendimento mecânico e volumétrico

Fonte: Adaptado de (LINSINGEN, 2001)

Os sistemas hidráulicos são utilizados em situações bastante variadas de carregamento, velocidade, tempo de resposta, precisão de posicionamento, etc. Para atender a essas diferentes exigências, diversos tipos de máquinas hidráulicas foram desenvolvidos. As características desses diferentes tipos são definidas,

principalmente, pelo princípio de deslocamento utilizado, ou seja, pela forma de transporte do fluido dentro da máquina. Segundo esse quesito, as máquinas hidráulicas podem ser divididas em quatro grandes famílias: transporte por engrenagens, por parafuso, por palhetas e por pistões (LINSINGEN, 2001).

Bombas e motores que permitem a variação reversível de um parâmetro geométrico que possibilita a alteração do volume de fluido deslocado em cada rotação completa de seu eixo são denominados de máquinas de deslocamento variável. Máquinas sem essa característica, ou seja, que deslocam sempre a mesma quantidade de fluido por rotação, são chamadas de máquinas de deslocamento fixo (LINSINGEN, 2001). Na Tabela 1, a título de comparação, apresentam-se algumas das principais características gerais dos tipos de máquinas hidráulicas citadas, segundo (LINSINGEN, 2001).

2.1.4.1 *Sistemas de controle de bombas hidrostáticas com deslocamento variável*

Como citado na seção anterior, bombas e motores hidráulicos de deslocamento variável possuem um parâmetro geométrico regulável, que permite a alteração de seu deslocamento. Em especial para o caso das bombas, existem diversas formas de controle desse parâmetro e, conseqüentemente, da vazão que esta fornece ao sistema. Os controles mais comuns são: controle direto, controle com compensação de pressão, *Load Sensing*, controle com limitador de torque (PARKER, 2012) (SAUER DANFOSS, 2011) (PARKER, [200?]). Suas principais características serão tratadas a seguir. Comandos similares existem para os motores hidráulicos de deslocamento variável, no entanto, como neste trabalho serão utilizadas apenas bombas variáveis (como mostrado à frente), apenas estas últimas serão discutidas aqui.

O controle direto é o mais simples, pressupõe a alteração do parâmetro geométrico (ângulo do prato para o caso das bombas de pistões axiais, excentricidade do eixo no caso das de palhetas) através de um comando dado por um operador. Esse comando pode ser exercido de diferentes maneiras: através de

uma alavanca, parafuso, cilindro hidráulico, acionamento por solenoide, entre outros. O desempenho do sistema é dependente do operador. Necessita de válvulas limitadoras de pressão, que desviarão o fluxo do circuito diretamente para o reservatório toda vez que a pressão atingir o limite estipulado, evitando danos aos componentes. (LINSINGEN, 2001) (SAUER DANFOSS, 2011).

Na tentativa de reduzir perdas inerentes ao controle direto, provocadas principalmente pela regulação da pressão do sistema ocorrer, em primeira instância, através da válvula citada acima (que gera perdas substanciais ao retornar parte da vazão ao reservatório sem que este fluido exerça trabalho útil no sistema), formas de controle automatizado foram desenvolvidas (CUNDIFF, 2001).

A primeira a ser comentada é o controle com compensação de pressão. Nesse modelo, a bomba é regulada para uma pressão pré-estabelecida, ajustando sua vazão para mantê-la constante. Isso é feito através de um sensor que regula o parâmetro geométrico da bomba, que pode ser, basicamente, de duas formas: mecânico, com uma tomada de pressão atuando diretamente sobre um cilindro hidráulico ligado ao comando da bomba; ou elétrico, com sensores e solenoides para o acionamento. Com esse sistema as perdas são menores, pois, ao invés da regulação da pressão se dar por uma válvula de segurança que desvia o fluxo, gerando perdas, nesse caso o fluxo é ajustado pela própria vazão da bomba, economizando energia. Neste controle, no entanto, a pressão será sempre igual a máxima regulada. Se a pressão exigida pelo sistema for menor do que pressão máxima, continuará a haver uma perda de potência, menor que no controle direto, mas ainda relevante (CUNDIFF, 2001).

O controle chamado de *Load Sensing*, ou *Load Sense*, (sensor de carga, em tradução livre), por sua vez, funciona com a leitura de um diferencial de pressão, estabelecido antes e depois da passagem do fluido por um orifício (ou válvula de controle direcional), que gera uma queda de pressão regulável (tipicamente da ordem de 10 bar), diretamente proporcional a vazão que flui através deste. A bomba, através de um controle similar ao controle por pressão, é ajustada para manter sempre a mesma perda de carga na passagem pelo orifício, o que faz com que ela forneça pressão sempre pouco acima da pressão requisitada pelo circuito, o que acarreta menores perdas. Uma explicação detalhada do funcionamento deste controle pode ser encontrada em (EATON, 1992). Sua utilização é indicada para

sistemas que necessitam de uma grande gama de vazões e pressões (PARKER, [200?]).

Na Figura 3 está exposta uma comparação entre o desempenho do comando direto (Coluna 1), controle por compensação de pressão (Coluna 2) e o *Load Sensing* (Coluna 3). Nesta figura, na coluna 1, pressupõe-se que os gráficos ocorrem para uma condição em que o controle direto permanece constante, com funcionamento similar a uma bomba de deslocamento fixo. Uma comparação entre estes três controles pode ser vista também em (CUNDIFF, 2001). Nesta figura, comparando-se os três sistemas, é possível notar que, para condições onde vazão e pressão são menores dos que as máximas do sistema, o *Load Sensing* apresenta significativa economia.

Por fim, o controle com limitador de torque atua sobre a bomba com o intuito de regular sua vazão e pressão para que esta consuma uma quantidade pré-determinada de torque. É utilizado em casos em que o sistema necessita hora de altas pressões com baixa vazão, horas de baixas pressões e grandes vazões (PARKER, [200?]).

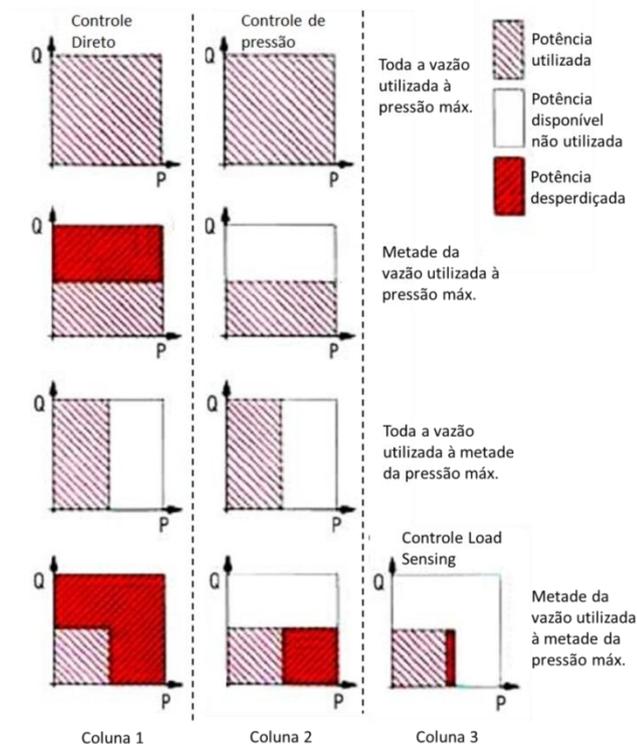


Figura 3 – Comparação gráfica do controle direto, controle por pressão e controle *Load Sensing*

Fonte: Adaptado de (CASEY, 2006)

2.1.5 Transmissões hidrostáticas

A definição de que transmissão hidrostática destina-se a transmitir potência de um ponto a outro do sistema, ou de um membro a outro em um veículo é inerente à função do sistema e atribui a característica de transmissão hidrostática a qualquer circuito hidrostático.

Transmissão hidrostática segundo (SPERRY VICKERS, 1980) é definida como qualquer acionamento hidráulico no qual uma bomba e um motor, ambos de deslocamento positivo, transferem movimento rotativo por meio de um fluido sob pressão. Assim, trata apenas de entradas e saídas rotativas.

As transmissões hidrostáticas dividem-se em dois tipos: de tração e não tração. As de tração destinam-se a movimentar o veículo, provendo ligação do elemento gerador de energia as rodas ou esteiras. As demais são usadas para quaisquer outras funções no veículo.

Na grande maioria dos veículos a combinação do torque e velocidade da entrada aos requisitos de torque e velocidade dos componentes da saída, que move a carga, é efetuada por meio de uma caixa de engrenagens. Em híbridos hidráulicos esta é substituída por uma bomba hidráulica na entrada e um motor hidráulico na saída constituindo a transmissão hidrostática.

Como descrito por (SPERRY VICKERS, 1980) até a poucos anos as transmissões hidrostáticas eram lentas para aplicação em veículos de produção seriada, não havia componentes econômicos, leves e compactos adequados a essas aplicações, o que restringia o uso de transmissões hidrostáticas a aplicações navais e aeronáuticas. Atualmente, com os componentes sendo desenvolvidos especificamente para estas transmissões, segundo (ESTADOS UNIDOS DA AMÉRICA, 2004), a utilização em massa desse modelo de transmissão seria viável dada à economia de combustível propiciada, associada ao aumento de seu preço ao longo do tempo, e a redução do custo da tecnologia quando de sua produção em escala.

Além das diversas características, já mencionadas, que justificam a adoção de um sistema hidráulico, descrevem-se ainda:

- O torque disponível para partida, ou seja, para vencer a inércia é de 65 a 95% do torque máximo, ou seja, o torque, diferentemente dos sistemas de transmissão mecânica, não sofre um incremento gradual (SPERRY VICKERS, 1980);

- A transmissão proporciona aceleração suave, sem o escalonamento da caixa de engrenagens (SPERRY VICKERS, 1980);

- A fonte de energia (motor) pode ser localizada em qualquer lugar da máquina, sem a preocupação com disposições complicadas de eixos e juntas universais, já que a transmissão hidráulica se dá por mangueiras, que podem contornar obstáculos com facilidade (SPERRY VICKERS, 1980);

As transmissões hidrostáticas são classificadas de diversas formas. Suas características relativas a cada classificação permitem sua avaliação e caracterização de sua aplicabilidade. Avalia-se:

- Gama de torque;
- Se são integradas ou divididas;
- Circuito aberto ou fechado;

2.1.5.1 Gama de torque

É definida como a razão entre o torque necessário para a tração máxima e o torque disponível à velocidade máxima. A gama de torque de um veículo depende do torque disponível no motor, do esforço de tração na superfície de contato dos pneus e da velocidade máxima requerida (SPERRY VICKERS, 1980).

Em uma transmissão hidrostática a gama de torque é sempre a gama de relações entre os deslocamentos (volume de fluido hidráulico deslocado por rotação do eixo de acionamento do motor ou bomba) do motor e da bomba. Assim, uma transmissão hidrostática só funcionará em uma gama de torque caso a bomba, o motor, ou mesmo ambos, possuam deslocamento variável.

Na configuração de deslocamento do motor maior que o da bomba, ocorre uma redução: a velocidade de rotação do eixo de saída do motor é reduzida em relação a do eixo de entrada da bomba, no entanto o torque é aumentado.

Na situação em que o deslocamento do motor é menor do que o da bomba, ocorre o inverso: há um aumento da velocidade de rotação do motor quando comparado da bomba, e uma redução do torque.

Em teoria a utilização de transmissões hidrostáticas possibilitaria operações em uma gama infinita de torques, dentro dos limites de pressão e vazão máximos impostos pelo conjunto utilizado. Em operações práticas, no entanto, limitações de ajuste dos motores e bombas em um limite mínimo de deslocamento restringem de forma considerável a gama de torque. Caso o MCI disponível seja pouco potente e os esforços de tração requeridos sejam consideráveis, a fim de possibilitar uma gama ampla de torques devemos utilizar bombas de deslocamento variável uma vez que possibilitam operação a porcentagens muito pequenas de seu deslocamento máximo (SPERRY VICKERS, 1980).

2.1.5.2 Transmissões hidrostáticas integradas e divididas

Dizem respeito à disposição dos elementos da transmissão hidrostática:

- Transmissão integrada – bomba e motor em um único conjunto, com seus eixos alinhados. Substituiria a transmissão de um automóvel em que a entrada e a saída da transmissão estão alinhadas.

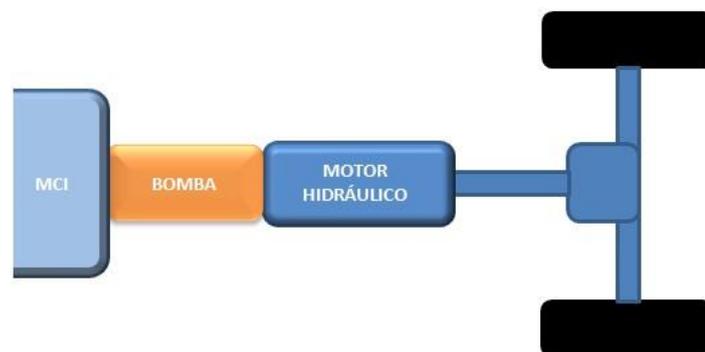


Figura 4 – Representação de uma transmissão hidrostática integrada
Fonte: Adaptado de (SPERRY VICKERS, 1980).

- Transmissão hidrostática dividida – o motor é instalado distante da bomba. Substituiria a transmissão de automóveis dotada de eixo cardan e diferencial, a

bomba ficaria acoplada ao motor do veículo e os motores hidráulicos às rodas motrizes.

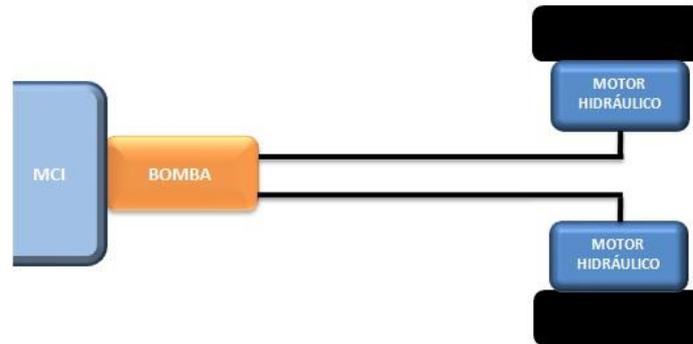


Figura 5 - Representação de uma transmissão hidrostática dividida
 Fonte: Adaptado de (SPERRY VICKERS, 1980).

2.1.5.3 Transmissão hidrostática de circuito aberto ou fechado

Apresentando de uma forma simplificada, o destino proporcionado ao óleo depois que ele deixa o motor caracteriza o circuito como aberto ou fechado. Caso seu retorno ocorra diretamente à entrada da bomba, ou seja, o óleo permanece confinado durante todo o circuito, este é dito fechado. Caso seja enviado a um reservatório antes de retornar à bomba o circuito é dito aberto (SPERRY VICKERS, 1980).

2.1.6 Acumuladores de Energia

Elementos mecânicos que possuem função, entre outras, de armazenamento de energia hidráulica para utilização como fonte eventual, auxiliar ou principal de energia.

Destinam-se, também, à absorção dos excedentes de energia provocados por condições operacionais dinâmicas tais quais o fechamento de válvulas.

Operam através do acúmulo de fluido sobre pressão em decorrência da interação entre forças de pressão hidráulica interna e externa (gravitacional, mola mecânica ou pneumática - função do tipo de acumulador). A energia contida no fluido confinado, sobre pressão, permanece disponível até que seja reabsorvida pelo sistema em condições de reduzida resistência ao escoamento (LINSINGEN, 2001).

2.1.6.1 Aplicabilidade de Acumuladores como Fonte Auxiliar de Energia

Aplicam-se a sistemas nos quais a demanda por vazão durante o ciclo de operação é variada. São utilizados a fim de possibilitar a redução do porte da bomba selecionada aplicando-a ao suprimento das vazões médias e carga do acumulador. Sendo este, então, responsável pelo suprimento de demandas adicionais.

Em veículos, apresentam vantagens importantes quando aplicados à recuperação da energia cinética durante a frenagem. Também permitem que o sistema trabalhe com potências médias mais baixas, pois supre os picos, necessidades extras, de energia (LINSINGEN, 2001).

2.2 Análise da norma da competição Baja SAE Brasil

Nesta seção, serão expostos os trechos relevantes a este projeto da norma que rege a competição oficial de veículos Baja no Brasil. Essa análise se faz necessária já que o produto final deste trabalho será um projeto aplicado à transmissão deste tipo de veículo e, portanto, submetido às restrições desta normativa.

A norma completa é composta por seis volumes, disponibilizados pela comissão responsável pela competição de Baja no site da organização SAE Brasil. O primeiro trecho que versa sobre um assunto de interesse para este trabalho se encontra no capítulo cinco, onde são definidas as características do motor a ser utilizado: “Os veículos devem ser equipados com um único motor do tipo Briggs&Stratton, 4 tempos, monocilíndrico, com potência de 10HP série 20[...]” (SAE

BRASIL, capítulo 5, 2010). Este trecho traz duas informações relevantes para o desenvolvimento do projeto: primeiramente, a potência nominal do motor utilizado que é igual a 10HP ou, aproximadamente, 7,46kW; e a caracterização do motor como um monocilíndrico com quatro tempos.

A potência fornecida pelo motor é fundamental para o dimensionamento e escolha dos sistemas hidrostáticos a serem utilizados.

No mesmo capítulo, a norma indica que só serão aceitos carros com no mínimo quatro rodas. Há a possibilidade de utilizar número maior, mas, como este trabalho tem por plataforma o projeto desenvolvido pela equipe de Baja da UTFPR no ano de 2011, cujo veículo dispunha de quatro rodas alinhadas em dois eixos (dianteiro e traseiro), serão considerados apenas veículos com esta configuração. Isto limita as possibilidades da transmissão a um veículo 4x2 (quatro rodas, com um par tracionado) ou 4x4 (quatro rodas, todas tracionadas).

A próxima seção de interesse na normativa é, ainda no capítulo cinco, a de número dez, que descreve os acumuladores de energia que podem ser utilizados no veículo:

O único tipo de acumulador de energia permitido, para fins de propulsão, é o hidráulico. Se empregado, deve estar com nível de energia zero antes de qualquer prova. Sistemas hidráulicos de força devem ser protegidos (encapsulados) e o projeto da proteção deve ser submetido à avaliação dos Juízes Credenciados de Segurança. (SAE BRASIL, capítulo 5, 2010).

Aqui, os organizadores explicitam que o único acumulador permitido é o hidráulico, mas que, no entanto, este deve estar sempre descarregado no início de qualquer prova. Esses dados são importantes, pois garantem a legitimidade da utilização de uma transmissão hidráulica com acumuladores no protótipo e ainda exige que, no projeto, se preveja essa possibilidade de esvaziamento do acumulador e de sua carga durante as provas. O segundo trecho da citação acima, referente ao encapsulamento do sistema hidráulico, foge ao escopo deste trabalho, sendo delegado à equipe que posteriormente fará a sua implementação de fato em carro para competição.

Afora as partes comentadas acima, no capítulo onze é estabelecida a rotação máxima permitida para o motor a combustão interna, que deve ser limitada pela atuação do governador do motor a, no máximo, 3800 rpm (SAE BRASIL, capítulo

11, 2010). Este dado é importante pois fornece a rotação máxima de entrada para a transmissão hidrostática.

Outros aspectos da norma dizem respeito à construção de outras áreas do veículo, não tendo efeito direto sobre a escolha do sistema de transmissão, não sendo aqui, portanto, comentados.

2.3 Modelagem e simulação dinâmica unidimensional

Neste capítulo, será apresentado um conceito de simulação dinâmica unidimensional, as principais formas de modelagem para estas simulações e o *software* AMESim, escolhido para o desenvolvimento da parte de simulação deste trabalho.

2.3.1 Conceito de modelagem e simulação dinâmica

Segundo (CHUNG, 2003), simulação pode ser entendida como o processo de criação e experimentação de um sistema físico, através de um modelo matemático computadorizado. A criação deste modelo, formado por equações matemáticas que descrevem, na maior parte dos casos de forma simplificada, os eventos reais do sistema, é conhecida como modelagem.

No caso da simulação dinâmica, o objeto de estudo é um sistema fora do seu ponto de equilíbrio, ou seja, cujas variáveis sofrem alterações dentro do intervalo de tempo determinado da simulação. A modelagem das variáveis se dá através de equações diferenciais parciais em relação ao tempo que, ao serem resolvidas numericamente, fornecem as alterações do sistema a cada incremento de tempo da simulação.

Isso permite analisar a evolução do sistema em questão a partir de um ponto inicial, com valores de entrada conhecidos, em direção ao seu estado de equilíbrio ou a resposta do mesmo a perturbações externas durante seu funcionamento.

Assim, além do comportamento básico do sistema estudado, esta simulação traz informações sobre eventos como picos de pressão, de vazão, de força, de corrente, etc. que podem afetar o funcionamento, durabilidade e manutenção dos componentes considerados (SILVA e NASCIMENTO, 2002).

2.3.2 Principais técnicas de modelagem dinâmica

Segundo (SILVA e NASCIMENTO, 2002), existem duas técnicas tradicionais para modelagem dinâmica: a abordagem conhecida como Fluxo de Sinal e a chamada de Multiportas. A Figura 6 exemplifica a diferença à aplicação das duas técnicas. É mostrado um sistema dotado de 5 interfaces importantes: conexão da válvula direcional com o reservatório de fluido, sinal de comando para comutação da válvula direcional, conexão da massa com o cilindro hidráulico e, as ligações da válvula ao cilindro

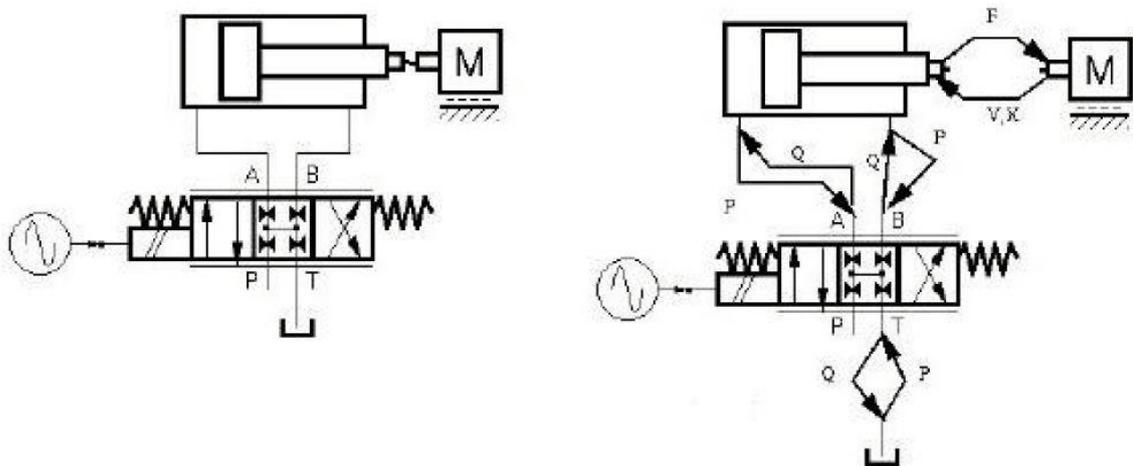


Figura 6 - Comparação abordagem Multiportas (esquerda) e Fluxo de Sinal (direita) na modelagem de um atuador hidráulico comandado por válvula elétrica

Fonte: SILVA e NASCIMENTO, 2002.

À esquerda o sistema foi modelado segundo a técnica de Multiportas e à direita, o mesmo sistema, foi modelado segundo a abordagem de Fluxo de Sinal. Vale salientar que esta representação gráfica é apenas uma simplificação. Na

realidade, estes ícones representam as equações que descrevem o funcionamento dos respectivos componentes. A relação entre estes, por sua vez, é representada por linhas de ligação entre os mesmos. O ponto de ligação entre os componentes (e suas equações) é chamado de porta (identificadas na Figura 6 pelas letras A, B, P, T e pela conexão entre o cilindro e a massa).

Na abordagem Fluxo de Sinal, cada conexão transmite uma variável (ou um vetor de variáveis) em apenas um sentido entre dois componentes. Por esse motivo, na Figura 6, vemos que esta modelagem exige duas ligações para descrever as portas entre o reservatório e a válvula (porta T), entre esta e o cilindro (portas A e B) e entre o cilindro e a massa. Isso se deve ao fato de que estes pórticos devem comunicar, necessariamente, duas variáveis, conhecidas por variáveis de potência. São assim chamadas, pois a sua multiplicação resulta na potência transmitida pela porta. (SILVA, 2005).

Na Figura 6, tem-se como exemplo, no caso do pórtico A, a variável P (com unidade N/m^2), representando a pressão na linha entre o atuador hidráulico e a válvula, e a variável Q (com unidade m^3/s), representando o fluxo de óleo hidráulico entre os dois componentes. A multiplicação destas variáveis resulta na potência hidráulica transferida (em unidade $N*m/s$ ou Watt), intrínseca a qualquer movimentação de fluídos dentro de um sistema hidráulico. Para uma descrição mais detalhada da interação entre as variáveis de potência e a dedução da sua relação dentro dos modelos dinâmicos, ver (SILVA, 2005).

Desta forma, no caso das portas que representam a transmissão de potência, em qualquer domínio energético, para a abordagem de Fluxo de Sinal, serão sempre necessárias duas conexões para cada porta existente no componente. Diferentemente, para portas de transmissão de sinal, que transmitem em uma única direção, em geral na forma de tensão elétrica (sem o envolvimento de transferência de potência), apenas uma conexão é necessária. Isso pode ser visto na Figura 6, na ligação entre o sinal de comando e a válvula hidráulica (SILVA e NASCIMENTO, 2002). Essa característica faz com que a técnica de Fluxo de Sinal seja mais utilizada para simulações de sistemas de controle, onde a transferência de sinais é predominante. É fácil notar que, no caso de sistemas mais complexos envolvendo muitos componentes com transferência de potência, os gráficos deste método podem se tornar confusos e de construção complexa, já a modelagem deve ser feita

definindo-se explicitamente todas as conexões entre as portas (SILVA e NASCIMENTO, 2002).

No caso da abordagem Multiportas, derivada da técnica *Bond Graph* (SILVA, 2005), a modelagem é feita considerando-se que as conexões podem transportar simultaneamente um número qualquer de variáveis (em geral, as variáveis envolvidas são as de potência, comentadas anteriormente), e que a informação flui em ambos os sentidos da ligação, ao contrário da técnica de Fluxo de Sinais (IMAGINE, 1999). As equações empregadas nos modelos e as suas relações são iguais aos apresentados pelo método de Fluxo de Sinal, já que descrevem o mesmo fenômeno físico, no entanto a diferença é notada no processo de modelagem, já que as ligações refletem de forma muito mais próxima as conexões físicas reais entre os componentes do sistema, facilitando a construção e organização dos mesmos dentro do ambiente de simulação (SILVA e NASCIMENTO, 2002).

Entre os *softwares* comerciais que utilizam as técnicas citadas, pode-se relacionar o Matlab/Simulink como exemplo de utilização do Fluxo de Sinais e o AMESim, como exemplo do emprego da estratégia Multiportas.

2.3.3 Apresentação software AMESim

Desenvolvido pela fabricante *LMS Engineering Innovation*, o software AMESim (sigla para Ambiente de Modelagem Avançada para Simulações, em inglês) permite a simulação 1D, através da abordagem multiportas, do comportamento dinâmico de sistemas com múltiplos domínios energéticos.

O software possui bibliotecas com componentes de diferentes áreas da engenharia (elétrica, mecânica, termoflúidos, controle, pneumática, entre outros), que podem ser combinados para uma simulação das características reais dos modelos estudados (SILVA e NASCIMENTO, 2002). Além das bibliotecas prontas, há ainda a possibilidade de criação de novos componentes, através do módulo de edição de modelos (AMESet).

Devido a grande quantidade de modelos de componentes disponíveis no programa e a possibilidade de adequação dos modelos existentes às condições específicas de cada projeto, o *software* apresenta grande flexibilidade. Diversos centros de pesquisa, institutos e universidades vem recentemente desenvolvendo estudos baseados neste *software* (IMAGINE, 1999), inclusive no Brasil (SILVA, 2005), o que torna o material sobre o mesmo vasto e acessível.

Na UTFPR, o *software* vem sendo utilizado e difundido, desde 2009, pelo NUPET (Núcleo de Pesquisa Eletrotécnica), no projeto de pesquisa denominado METAMOS – Metodologia para Orientar a Modelagem e Simulação Computacional de Sistemas de Engenharia, coordenado pelo professor Luiz Amilton Peplow. Nesse núcleo, trabalhos sobre diferentes áreas da engenharia, não apenas ligados a eletrotécnica, são desenvolvidos, utilizando como ferramenta de simulação e validação da metodologia o *software* AMESim, em busca de ampliação do conhecimento sobre os fenômenos físicos envolvidos nos sistemas estudados. O projeto METAMOS (OntoMos) fundamenta-se no desenvolvimento numa Base de Conhecimento incremental utilizando ontologia explicitada com o uso da ferramenta Protege, onde podem ser encontrados tutoriais, exemplos, explicações e materiais diversos sobre a modelagem e simulação de sistemas de engenharia, utilização e compreensão do *software* AMESim disponibilizados via *web* (NUPET, 2009).

Este grupo administra algumas licenças educacionais da versão 10.0.1 do AMESim, fornecidas pela fabricante LMS Latin America Co., por meio de termo de acordo de cooperação firmado entre as partes, disponível no laboratório A-201 da UTFPR Campus Curitiba, as quais foram utilizadas neste trabalho.

2.4 Sistemas de controle de velocidade para motores a combustão interna

A rotação de trabalho dos motores de combustão interna depende, basicamente, da quantidade de combustível injetada (energia produzida pelo motor) e da carga aplicada ao seu eixo de saída (energia retirada do motor). Quando a energia produzida pelo motor é maior do que a exigida pelo sistema que ele

movimenta, o motor acelera, ou seja, aumenta sua velocidade de rotação. O inverso ocorre quando a potência exigida é maior do que a fornecida (DUKKIPATTI e RAO, 1992).

A função do governador é manter a velocidade de rotação do MCI dentro de um limite pré-estabelecido para diferentes condições de carga. Isto é feito, no caso de motores a combustão interna, através da dosagem da quantidade de combustível injetada na câmara de combustão (DUKKIPATTI e RAO, 1992).

Os governadores ou reguladores de velocidade, como são conhecidos esses dispositivos, podem ser mecânicos, hidráulicos, digitais ou eletrônicos.

Neste trabalho, serão tratados apenas dos governadores mecânicos do tipo Pêndulo de Watt, haja vista que o MCI do veículo objeto de estudo possui essa modalidade para regulação da velocidade (BRIGGS & STRATTON, [200?]).

2.4.1 Governadores Mecânicos: Pêndulo de Watt

Os governadores centrífugos ou mecanismos centrífugos de Watt (COSTA, 2003) são constituídos por um sistema de contrapesos, molas e articulações. Sua função é atuar no mecanismo de aceleração do MCI aumentando ou diminuindo o aporte de combustível para as câmaras de combustão sempre que a rotação se afastar de um valor previamente regulado. Utilizam o princípio de controle proporcional em que a correção, ou ação do controlador (governador), é proporcional ao erro, ou seja, à diferença entre o valor ideal e o valor atual da variável controlada (rotação). Permitem, portanto oscilações em torno do valor regulado apresentando tempo de resposta considerado longo. Uma representação dessa modalidade de mecanismo de regulação de velocidade pode ser visualizada na Figura 7.

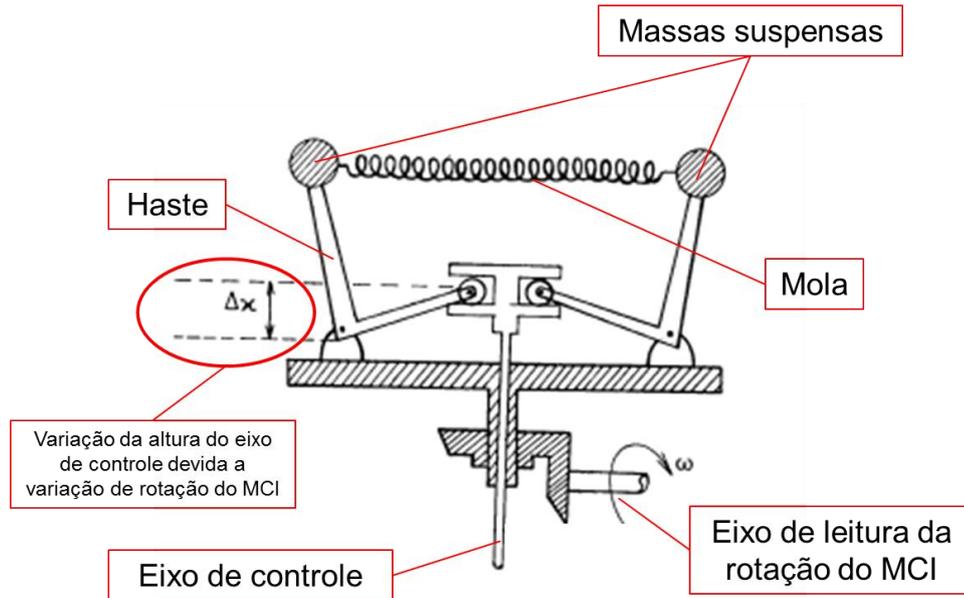


Figura 7 – Governador centrífugo ou mecanismo centrífugo de Watt

Fonte: Adaptado de (COSTA, 2003)

À medida que a velocidade de rotação do MCI aumenta, por uma redução da carga resistiva em seu eixo de saída, o eixo central do governador gira com maior velocidade angular e a energia cinética das massas suspensas aumenta. Isso permite que as duas massas nos braços de alavanca movam-se no sentido de forçar uma maior abertura da mola. Esse movimento de abertura provoca uma alteração na altura do eixo de controle, o que, por sua vez, reduz o suprimento de combustível. A vazão de combustível que entra nas câmaras de combustão é reduzida e, conseqüentemente, a potência fornecida por este. Dessa forma, o MCI tende a desacelerar, diminuindo sua rotação. No caso inverso, de uma redução da velocidade de rotação por um aumento da carga resistiva no eixo de saída do motor, o governador provoca uma maior injeção de combustível. Isso aumenta a potência fornecida pelo motor, acelerando-o (DUKKIPATTI e RAO, 1992).

Dessa forma, o governador está continuamente regulando a admissão de combustível no MCI, fazendo com que a rotação deste, tenda sempre a um valor pré-definido.

Mas, de (TIPLER, 1995), tem-se que:

$$Pot = T \cdot \omega \quad (2)$$

Onde:

P_{ot} = Potência [w]

T = Torque [N.m]

ω = Rotação [rad/s]

Assim, se considerado que o governador estabiliza a rotação do motor através da regulação da potência fornecida por este e supondo que a rotação permaneça constante (uma simplificação, já que esta varia em uma faixa próxima a rotação estipulada), uma variação na potência exige, necessariamente, uma alteração do torque fornecido.

Daí se depreende que, indiretamente, o governador regula o torque fornecido pelo motor, de quase zero (condição sem carga no eixo de saída, onde o torque do motor serve apenas para mantê-lo em funcionamento na rotação estipulada para o governador) até o limite de torque fornecido pelo motor nesta dada rotação (condição de pleno fornecimento de combustível pelo governador).

3. PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS

3.1 Descrição da Metodologia

Inicialmente, foi realizada uma detalhada revisão bibliográfica sobre hidrostática, partindo dos conceitos fundamentais, para garantir uma base sólida para o desenvolvimento do trabalho. A revisão, além dos aspectos de hidráulica, também contém o estudo sobre as seções relevantes das normas que regem a competição SAE Baja, já que este tipo de veículo é o alvo final do trabalho.

Junto à revisão, ocorreu uma breve coleta de dados sobre os protótipos da equipe de Baja da UTFPR, como: dados do motor utilizado no protótipo (retirados dos manuais do fabricante, que acompanham o motor) e dados sobre massas dos componentes de maior interesse.

De posse das informações levantadas na revisão e na coleta de dados, foi realizado um estudo dos possíveis layouts de transmissões hidrostáticas. Os modelos se diferenciaram através dos tipos de componentes utilizados e da forma de associação destes elementos, que resultou em diferentes características ou respostas fornecidas pela transmissão. Nessa fase, foram buscadas todas as possibilidades que se mostraram úteis, procurando por variações das mesmas e associações entre elas, de forma que um maior número de alternativas fosse encontrado. As alternativas que se mostraram mais promissoras seguiram para a próxima etapa do projeto.

Os sistemas de transmissão escolhidos foram então dimensionados, tomando como base componentes hidráulicos comerciais. Esta fase foi importante pois forneceu dados de entrada para a etapa seguinte, a simulação computacional.

A simulação foi feita no *software* AMESim, da fabricante *LMS Engineering Innovation*, apresentado na revisão bibliográfica. Nesta etapa, os sistemas de transmissão dimensionados previamente foram testados, utilizando como condições de contorno os dados levantados anteriormente sobre o motor, as características esperadas da transmissão e as informações dos componentes a serem utilizados. O objetivo desta simulação foi observar o comportamento dinâmico das transmissões,

testando os resultados desta em comparação com as metas de projeto da equipe de baja da UTFPR.

Em seguida, foi implementado, em uma bancada de teste, um experimento simplificado de um controle *Load Sensing*, utilizando os materiais disponíveis no laboratório de hidráulica da UTFPR, campus Curitiba. A opção inicial de experimento, um sistema próximo às transmissões hidráulicas propostas no Capítulo 4, não foi possível por falta de recursos e tempo. Esta opção seria interessante por permitir uma comparação mais direta com os modelos em AMESim utilizados para a simulação das alternativas de transmissões criadas. O sistema do experimento do *Load Sensing* foi também simulado em AMESim, com a parametrização dos componentes utilizados na bancada. O objetivo deste experimento foi, através da comparação dos resultados da simulação com alguns parâmetros obtidos nos ensaios em bancada, apontar se os modelos de componentes hidráulicos e abordagens utilizadas no *software* tem potencial e podem reproduzir o funcionamento de um sistema hidráulico real.

Por fim, foi redigida a monografia completa entregue como parte da avaliação da disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II.

Assim, de forma resumida, a metodologia utilizada pode ser descrita como:

1	Revisão bibliográfica e coleta de dados
2	Escolha e dimensionamento do sistema (ou sistemas) de transmissão hidrostática mais adequado
3	Simulação computacional deste(s) sistema(s)
4	Implementação de um experimento de um sistema de um controle <i>Load Sensing</i> , em bancada, utilizando materiais do laboratório de hidráulica da UTFPR Campus Curitiba.
5	Simulação computacional do sistema experimentado. Comparação entre os dados de bancada e de simulação do sistema simplificado.
7	Conclusões
8	Redação da monografia

Quadro 1 – Resumo Metodologia

Fonte: Arquivo próprio

3.2 Justificativa da Metodologia

A metodologia de desenvolvimento do projeto foi baseada no método geral de soluções de projeto proposto por Pahl e Beitz, no segundo capítulo da sua obra (PAHL et al, 2007). Este método deve ser entendido como uma série de orientações, que devem ser atendidas por todos que buscam aplicar uma abordagem sistemática para a solução de problemas. As recomendações dadas pelos autores estão listadas no Quadro 2.

Essas indicações, apesar de não representarem passos bem definidos a serem seguidos, serviram de estrutura para a metodologia aplicada a este projeto, que foi adaptada incluindo etapas intermediárias e modificando a estrutura para melhor atender ao trabalho.

1	Definir metas: através da formulação de uma meta geral, subdividida em objetivos menores. Isso garante a motivação para cumprir a tarefa e dá suporte ao processo de raciocínio sobre o problema
2	Esclarecer as condições do problema: através da definição do estado inicial do problema e das condições de contorno
3	Evitar julgamentos precipitados de ideias: julgamentos precipitados devem ser evitados, a fim de garantir uma maior gama de soluções e evitar erros lógicos
4	Procurar por variações das soluções encontradas: isso leva a um maior número de possíveis soluções ou combinações de soluções, a partir das quais a melhor alternativa pode ser escolhida
5	Avaliar a escolha feita, através das metas e condições definidas previamente
6	Tomar a decisão final sobre a alternativa escolhida

Quadro 2 – Recomendações de Pahl e Beitz para abordagem sistemática de solução de problemas

Fonte: PAHL et al, 2007

3.3 Produtos do Projeto

Os produtos imediatos foram os projetos conceituais de alternativas de sistemas de transmissão hidrostáticas aplicáveis a veículo Baja, além da redação da monografia completa.

Os subprodutos foram a revisão bibliográfica, a exposição de todos os parâmetros utilizados nos modelos computacionais, a descrição da abordagem empregada na construção dos modelos, de forma a permitir a sua reprodução, que poderão servir de ponto de partida para futuros trabalhos na área. Além disso, vale citar, a integração entre o *software* AMESim e o experimento de bancada, realizado em laboratório.

3.4 Cronograma de atividades

O cronograma abaixo foi elaborado durante a etapa de pré-projeto deste trabalho, sendo este bastante alterado durante o desenvolvimento do mesmo. O atraso na entrega final e defesa foi provocado por dois fatores: execução das simulações computacionais, que demandaram mais tempo do que o esperado, principalmente na criação do modelo do MCI, que será discutido a frente; e na execução do experimento em bancada.

Atividades	Quinzenas (Início: Agosto 2011, Término: Julho 2012)																								
	1 Ago	2 Ago	1 Set	2 Set	1 Out	2 Out	1 Nov	2 Nov	1 Dez	2 Dez	1 Jan	2 Jan	1 Fev	2 Fev	1 Mar	2 Mar	1 Abr	2 Abr	1 Mai	2 Mai	1 Jun	2 Jun	1 Jul	2 Jul	
Termo de Abertura do Tcc1																									
Definição PO, SP e Título	■																								
Entrega		■																							
Plano de Proj. de Pesquisa																									
Reuniões PO	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Pesquisa revisão bibliográfica		■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Coleta de dados protótipo Baja UTFPR					■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Definição metodologia de pesquisa		■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Elaboração PPP		■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Entrega PPP para revisão						■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Correção erros propostos																									
Entrega do relatório PPP																									
Elaboração da apresentação																									
Agendamento da apresentação																									
Apresentação da PPP parcial																									
Entrega versão corrigida PPP																									
Avaliação parcial do PPP																									
Execução do Proj. de Pesq.																									
Estudo das concepções adequadas																									
Seleção layouts mais promissores																									
Dimensionamento preliminar																									
Seleção de componentes (teórico)																									
Simulação qualitativa																									
Identificação do layout mais adequado																									
Seleção comp. disponíveis na instituição																									
Reparo e adequação																									
Montagem do experimento																									
Ensaio do experimento																									
Análise e conclusões																									
Elaboração do texto da Monografia																									
Elaboração da apresentação EPP																									
Entrega documentos ao PO para revisão																									
Correção erros propostos																									
Encaminhamento da Monografia Banca																									
Agendamento da apresentação PP																									
Apresentação do PP																									
Entrega da versão final da Monografia																									

Quadro 3 – Cronograma de atividades

Fonte: Arquivo próprio

4. PROJETO PRELIMINAR

Nesta primeira etapa do trabalho foram definidos os requisitos do projeto da transmissão hidráulica, através das necessidades apresentadas pela equipe de baja da UTFPR do ano de 2011/2012. A partir destes requisitos, dos dados de entrada, e das informações levantadas na Fundamentação Teórica, foram produzidas as alternativas de transmissões julgados como mais promissores para essa aplicação.

Esses pontos serão expostos detalhadamente a seguir.

4.1 Identificação das necessidades da Equipe de Baja da UTFPR

As necessidades apresentadas pela equipe de Baja da UTFPR, usuários finais da transmissão em desenvolvimento, foram retiradas das metas do novo veículo que a equipe desenvolvia à época e estão registradas em seu relatório de projeto apresentado à XVII Competição Baja SAE Brasil (EQUIPE IMPERADOR UTFPR, 2011), ocorrida no ano de 2011, sendo o relatório mais recente da equipe no início do desenvolvimento deste trabalho.

No relatório citado, são explicitadas, no que tange aos aspectos impactados pelo projeto de transmissão, as seguintes metas:

Tabela 2 – Requisitos do projeto de transmissão Baja UTFPR 2011

Requisito	Descrição
1	Percorrer 30 metros em 4,4 segundos
2	Velocidade em 100 metros superior a 13,9m/s (equivalente a 50km/h)

Fonte: EQUIPE IMPERADOR UTFPR, 2011

Aqui será assumido, com base em (EQUIPE IMPERADOR UTFPR, 2011), que ambas as metas se referem ao veículo com piloto, movendo-se em movimento retilíneo, em terreno plano sem aclives/declives e solo de terra.

Apesar de estas metas dependerem de outros fatores como, por exemplo, a massa total do veículo, que fogem ao controle do projeto intrínseco da transmissão, a faixa de relação de transmissão, a forma como esta é variada e o aproveitamento da potência fornecida pelo MCI são variáveis fundamentais para se alcançar esses valores.

Ainda em (EQUIPE IMPERADOR UTFPR, 2011), alguns requisitos qualitativos influenciados pelo sistema de transmissão também foram identificados, a saber: redução de peso, simplificação do projeto e a busca de característica sobresterçante para o veículo.

Os objetivos quantitativos (aceleração e velocidade) foram inicialmente avaliados através de cálculos simplificados, mostrados a seguir. Estes cálculos desconsideram vários fatores importantes para o projeto, como perdas e rendimentos, no entanto servem de aproximação inicial para a avaliação das alternativas e auxiliam a primeira decisão sobre os equipamentos a serem utilizados. Resultados mais apurados serão obtidos através das simulações em AMESim. A preocupação com o baixo peso e complexidade se deu na busca por equipamentos hidráulicos com melhor relação peso/potência e simplificação dos circuitos hidráulicos e acionamentos.

A característica sobresterçante do veículo pode trazer benefícios para carros *offroad* e de competição, ao permitir que este faça curvas com menor raio e de formas mais rápida (NICOLAZZI, LEAL e ROSA, 2008). Segundo os mesmos autores, a utilização de transmissão traseira favorece a condição sobresterçante, de forma que este tipo de transmissão será preferido neste projeto.

Apesar da preocupação com a aplicação real das transmissões (presente principalmente nas considerações quanto a peso e complexidade), não foram aqui desenvolvidos modelos para fixação e montagem destas transmissões no veículo de baja, aspecto entendido como parte do projeto posterior ao deste trabalho.

Abaixo serão expostos, primeiramente, os dados iniciais, os cálculos preliminares e, em seguida, as propostas de circuito desenvolvidas.

4.2 Dados de entrada

Nesta seção serão mostrados os dados iniciais de pneus, motor e massa do veículo descrito em (EQUIPE IMPERADOR UTFPR, 2011) utilizados no projeto preliminar e posteriormente nos modelos simulados no AMESim.

4.2.1 Pneus

De acordo com as informações levantadas junto à equipe de Baja da UTFPR, os pneus utilizados no atual protótipo da equipe são os listados na tabela abaixo

Tabela 3 – Dados dos pneus selecionados pela equipe UTFPR Baja

Posição	Marca	Modelo	Dimensões (mm)	
			Raio	Largura
Traseiro	Maxxis	M902 Maverick	279,4	254
Dianteiro	Maxxis	M925 Razr	279,4	254

Fonte: (MAXXIS, 2012)

O raio estático, designado por R_e , expõe a distância do centro da roda ao plano de contato do pneu com a pista, para a condição de carga máxima admissível e veículo parado.

Segundo (NICOLAZZI, LEAL e ROSA, 2008), a seguinte relação empírica pode ser utilizada como aproximação:

$$R_e = 0,94 \cdot r \quad (3)$$

Onde:

R_e – Raio estático

r – raio externo nominal do pneu.

Sendo assim, para os pneus da Tabela 4:

Tabela 4 – Dimensões resultantes do efeito da elasticidade sobre os pneus da Tabela 3

Dimensão	Valor [mm]
Diâmetro nominal	558,8
Raio estático	262,64

Fonte: Arquivo próprio

4.2.2 Coeficiente de atrito pneu/solo

Na tabela abaixo estão expostas diferentes faixas de coeficientes de atrito entre pneu/solo para diversos terrenos, segundo (NICOLAZZI, LEAL e ROSA, 2008):

Tabela 5 – Faixas de Coeficiente de atrito pneu/solo para diferentes terrenos

Tipo de pista	Coeficiente de atrito μ_a []
Asfalto	0,6 a 0,95
Pedra britada	0,5 a 0,65
Terra seca	0,5 a 0,70
Terra úmida	0,5 a 0,60
Areia	0,2 a 0,3
Neve	0,30 a 0,35

Fonte: (NICOLAZZI, LEAL e ROSA, 2008)

Para este trabalho, utilizaremos o pior coeficiente para solo de terra, condição na qual o veículo será utilizado. No caso, segundo a Tabela 5, tanto para pista de terra seca quanto molhada, o coeficiente será igual a 0,5.

4.2.3 Motor

Dentre as opções permitidas pelo regulamento da competição de Baja, discutidos na Seção 2.2, o motor disponível à realização do estudo é o exposto no Quadro 4:

Nome	Intek OHV 305
Modelo	205432
Tipo	0171E1
Código	010828YD

Quadro 4 – Especificação do motor de combustão interna utilizado

Fonte: (BRIGGS & STRATTON, [200?])

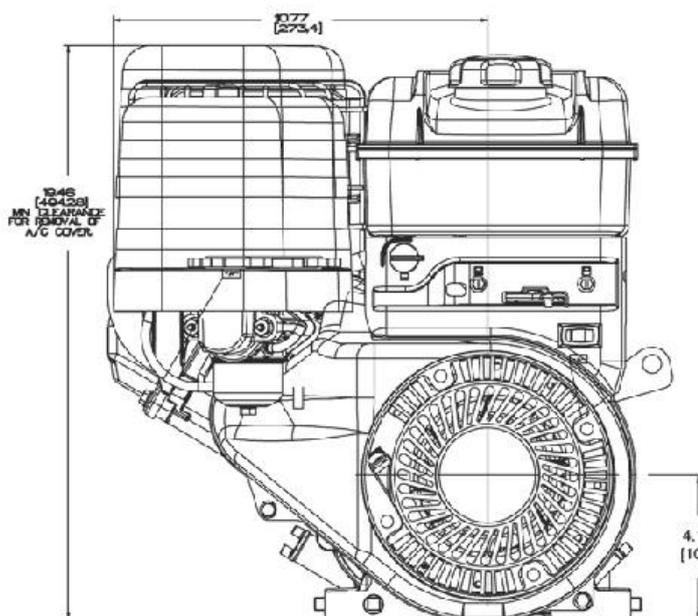


Figura 8 – Vista lateral do motor Intek OHV 305 Briggs&Stratton

Fonte: (BRIGGS & STRATTON, [200?])

Para a utilização neste projeto, os dados relevantes a serem levantados do motor são as curvas que relacionam torque/rotação e potência/rotação. Estes dados foram retirados do manual do fabricante do motor (BRIGGS & STRATTON, [200?]).

Para a potência, foi utilizada a curva “*Recommended Maximum BHP*”, mostrada na Figura 10, que fornece a curva de máxima potência recomendada. A sigla BHP refere-se à unidade “*Brake Horsepower*” (SMITH, 1992), identificando assim a potência medida, não teórica, no eixo de saída do motor. Estas curvas indicam o máximo torque e a máxima potência que podem ser entregues pelo motor a uma dada rotação.

Para permitir uma mais fácil utilização destes dados, construíram-se curvas que aproximassem os gráficos de torque e potência. Para tanto, empregou-se o método dos mínimos quadrados (SANTOS e SILVA, 2006). Foram testadas funções polinomiais de segundo, terceiro, quarto e quinto grau para descrever as curvas. Através do cálculo do erro médio entre os valores obtidos através de um método gráfico de coleta e os resultados das funções polinomiais para determinadas rotações, foram selecionadas as duas curvas que melhor representavam os gráficos, mostradas abaixo:

Torque:

$$y = 3,0114x^3 + 0,0145x^2 - 4,2 \times 10^{-6}x + 3,5606 \times 10^{-10} \quad (4)$$

Potência:

$$y = -0,55x^3 + 0,0013x^2 + 6,875 \times 10^{-7}x - 1,367 \times 10^{-10} \quad (5)$$

Na Figura 9 e Figura 10, veem-se, respectivamente, as curvas de torque e potência *versus* rotação fornecidas pelo fabricante (BRIGGS & STRATTON, [200?]), seguidas dos gráficos das equações acima listadas (Figura 11 e Figura 12).

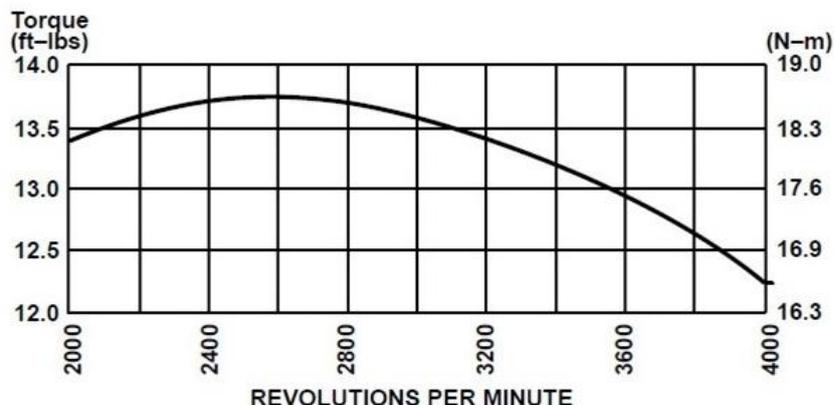


Figura 9 – Curva de Torque versus Rotação
Fonte: (BRIGGS & STRATTON, [200?])

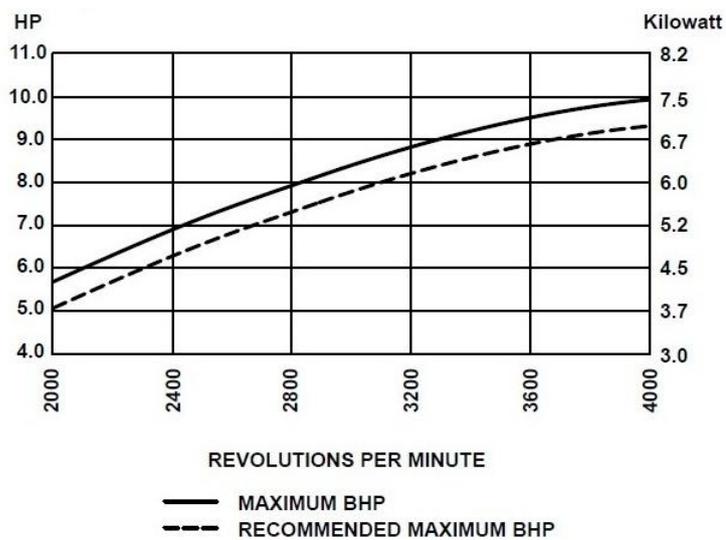


Figura 10 – Curva de Potência versus Rotação
Fonte: (BRIGGS & STRATTON, [200?])

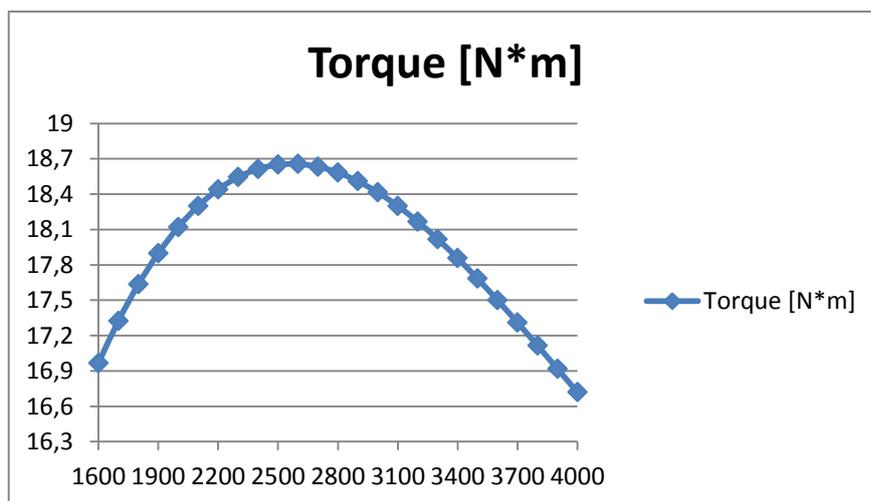


Figura 11 – Curva aproximada de Torque versus Rotação
Fonte: Arquivo pessoal

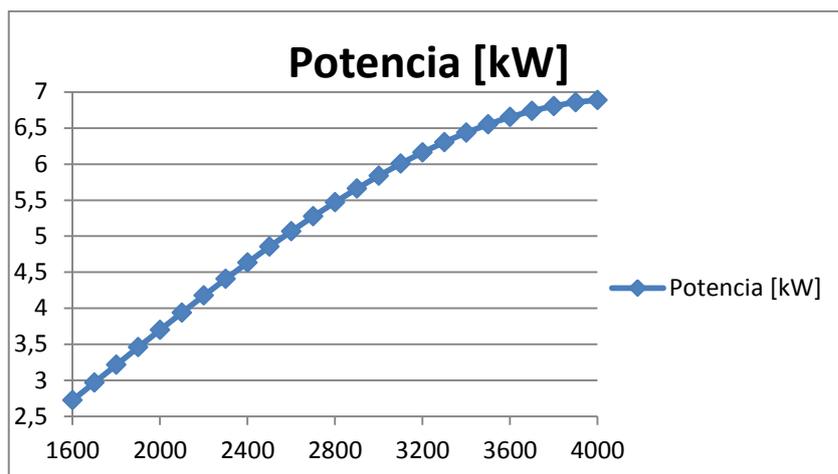


Figura 12 – Curva aproximada de Potência versus Rotação
Fonte: Arquivo pessoal

Na Tabela 6 são mostrados os erros relativos associados a cada rotação considerada para elaboração das curvas de aproximação.

Tabela 6 – Erros relativos associados a aproximação das curvas de torque e potência versus rotação do MCI

Rotação MCI [rpm]	Resultados coleta de pontos – Método Gráfico		Resultados Aproximação Polinomial		Erro Relativo (Absoluto)	
	Torque [N.m]	Potência [kW]	Torque [N.m]	Potência [kW]	Torque [%]	Potência [%]
2000	18,02	3,73	18,12	3,70	0,54	0,76
2400	18,58	4,69	18,61	4,63	0,17	1,17
2800	18,58	5,49	18,58	5,47	0,01	0,30
3200	18,02	6,18	18,17	6,16	0,80	0,30
3600	17,43	6,71	17,50	6,65	0,40	0,91
4000	16,58	6,92	16,72	6,89	0,83	0,53

Fonte: Arquivo Próprio

4.2.4 Dados sobre massa e centro de gravidade do veículo UTFPR 2011

Dados de massa do veículo, de seu sistema de transmissão (considerando CVT, transmissão fixa, correntes, correia e eixos), posição do centro de gravidade (CG) e distância entre eixos foram retirados de (EQUIPE IMPERADOR UTFPR, 2011) e de informações extras obtidas com a referida equipe. Esses dados estão agrupados na tabela abaixo:

Tabela 7 – Dados de massa e centro de gravidade do veículo baja 2011

Massa do Veículo vazio [kg]	167
Massa do Veículo com piloto [kg]	227
Massa do sistema de transmissão [kg]	~10
Altura do CG em relação ao solo [m]	0,5
Distância entre eixos [m]	1,5
Fração da massa do veículo sobre o eixo traseiro []	0,6

Fonte: (EQUIPE IMPERADOR UTFPR, 2011)

A massa do sistema de transmissão será utilizada quando considerações sobre a retirada destes componentes e sua substituição por componentes hidráulicos forem feitas.

4.3 Cálculos preliminares

Nesta seção serão mostrados os cálculos preliminares, utilizados nos estudos das transmissões, feitos a partir dos dados e necessidades de projeto relacionadas anteriormente.

Será utilizada uma abordagem simplificada, buscando a definição de uma aproximação para o torque necessário no eixo das rodas do veículo, bem como outras considerações que permitirão a seleção preliminar de componentes hidráulicos para o sistema.

Supondo movimento retilíneo uniformemente variável, em que a aceleração é tomada como constante, aplicam-se as funções horárias de posição e de velocidade a fim de determinar a velocidade final que o modelo deverá desenvolver para atender o primeiro requisito (Tabela 2), transpor 30 metros em 4,4 segundos, partindo do repouso.

Na equação horária da posição (TIPLER, 1995):

$$x = x_0 + v_0 \cdot t + \frac{a \cdot t^2}{2} \quad (6)$$

Onde:

x = Posição final [m]

x_0 = Posição inicial [m]

v_0 = Velocidade inicial [m/s]

t = Intervalo de tempo [s]

a = Aceleração média [m/s²]

Substitui-se:

$$x_0 = 0$$

$$v_0 = 0$$

$$x = 30 \text{ [m]}$$

$$t = 4,4 \text{ [s]}$$

Obtendo:

$$a = 3,099 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

Na equação horária da velocidade (TIPLER, 1995):

$$v = v_0 + a \cdot t \quad (7)$$

Onde:

v = Velocidade final [m/s]

Substitui-se:

$$v_0 = 0$$

$$t = 4,4 \text{ [s]}$$

E o valor encontrado para aceleração na equação (6):

$$a = 3,099 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

Obtendo:

$$v = 13,636 \text{ [m/s]}$$

Aplicando-se a equação de *Torricelli* (TIPLER, 1995), no entanto, desta vez para o segundo requisito (Tabela 2) de se atingir mais de 50 km/h (ou 13,9 m/s) em 100 metros, chega-se a uma aceleração média necessária para se atingir essa meta. Para este caso, será considerado o cálculo anterior, ou seja, o veículo já atingiu 13,636 m/s nos primeiros 30 metros. Assim, tem-se:

$$v^2 = v_0^2 + 2 \cdot a \cdot \Delta x \quad (8)$$

Onde:

$$\Delta x = x - x_0$$

Substitui-se:

$$v = 13,9 \text{ [m/s]}$$

$$v_0 = 13,636 \text{ [m/s]}$$

$$x = 100 \text{ [m]}$$

$$x_0 = 30 \text{ [m]}$$

Obtendo-se:

$$a = 0,052 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

Este último resultado de aceleração média encontrado mostra que, ao se atender a primeira condição se está, para efeito de cálculos preliminares, automaticamente cumprindo o segundo requisito, visto que a aceleração para se atingir 50 km/h nos 70 metros restantes é bastante pequena. Assim, neste ponto do projeto, apenas o primeiro requisito será considerado.

Dessa forma, sabendo-se que a massa do veículo com piloto é igual a 227 kg (Tabela 7), desprezando-se a resistência do ar e as inércias rotativas, é possível calcular a força exercida pelos pneus para que o veículo atinja a aceleração de 3,099 m/s². Utilizando a segunda lei de Newton (TIPLER, 1995):

$$F_t = m \cdot a \tag{9}$$

Onde:

F_t = Força de tração [N]

m = Massa [kg]

Substituem-se os valores mencionados, chegando a:

$$F_t = 703,473 \text{ [N]}$$

Pode-se verificar se essa força é possível de ser atingida comparando-a com a máxima força de tração possível, proposta por (NICOLAZZI, LEAL e ROSA, 2008), mostradas nas equações (10) e (11). Estas relações representam a força limite de atrito nos pneus do veículo, levando-se em consideração a distribuição de massa sobre os eixos do mesmo. A primeira equação é utilizada para veículos com tração traseira (4x2) e a segunda, para veículos com tração integral (4x4). Estes serão os dois casos aqui considerados, como é mais bem explicado na seção 4.4. As relações foram simplificadas, desconsiderando-se o efeito de aclives.

$$F_{traseira_{m\acute{a}x}} = \frac{\mu \cdot m \cdot g \cdot x}{1 - \mu \cdot \left(\frac{h}{l}\right)} \quad (10)$$

$$F_{integral_{m\acute{a}x}} = m \cdot g \cdot \mu \quad (11)$$

Onde:

g = Aceleração da Gravidade [m/s²]

μ = Coeficiente de Atrito Pneu/Solo []

x = fração da massa do veículo sobre o eixo traseiro []

h = altura do centro de gravidade até o solo [m]

l = distância entre eixos do veículo [m]

Pode-se notar que, no caso de tração traseira, a máxima força possível será menor que no caso do veículo 4x4. Isso se deve ao fato de, no caso do 4x2, nem toda a massa estar sendo sustentada pelo eixo trativo, o que reduz a força de atrito máxima. Como esta é a situação mais crítica, o desenvolvimento será feito a partir da equação (10). Com dados da Tabela 7, o coeficiente de atrito definido na seção 4.2.2 e aceleração da gravidade fornecida por (TIPLER,1995):

$$g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$\mu = 0,5 \text{ []}$$

$$m = 227 \text{ [kg]}$$

$$x = 0,6 \text{ []}$$

$$h = 0,5 \text{ [m]}$$

$$l = 1,5 \text{ [m]}$$

Substituem-se os valores em (10), obtendo:

$$F_{traseira_{m\acute{a}x}} = 801,673 \text{ [N]}$$

Como a força de tração calculada (703,473 N) é menor do que a força máxima possível de ser exercida na pior condição considerada (801,673 N), a aceleração estipulada (3,099 m/s²) é praticável.

Á partir da força calculada pode-se chegar ao torque necessário no eixo das rodas. Para este cálculo, é importante definir a quantidade de eixos de tração. Duas configurações são possíveis: um único eixo trativo (4x2) ou dois (4x4). No primeiro caso, como apenas um par de rodas é responsável pela transferência de potência entre o veículo e o terreno, toda a força terá de ser exercida por este. No segundo caso, a carga é dividida entre os eixos dianteiro e traseiro. Resultando assim em duas condições diferentes de torque. Para o veículo 4x2, o torque no eixo de tração deve ser igual a (TIPLER,1995):

$$Tet_{4x2} = \frac{Ft \cdot r_{pneu}}{\mu} \quad (12)$$

Na equação (12):

Tet_{4x2} = Torque no eixo das rodas [N.m]

r_{pneu} = Raio estático do pneu [m]

Assim, substituindo-se:

$r_{pneu} = 0,263$ [m]

$Ft = 703,473$ [N]

$\mu = 0,5$ []

Obtendo-se:

$Tet_{4x2} = 370,03$ [N.m]

Este é o valor de torque no eixo trativo para que um veículo 4x2 atinja a aceleração proposta (3,099 m/s²) dentro das simplificações consideradas.

Para o caso do 4x4, essa carga deve ser dividida pelos dois eixos trativos. Assim, o torque exigido de cada eixo será:

$$Tet_{4x4} = \frac{Ttração_{4x2}}{2} \quad (13)$$

Dessa forma:

$Tet_{4x4} = 185,015$ [N.m]

Além do torque exigido no eixo de saída do veículo, outro dado relevante para a seleção dos equipamentos hidráulicos é a rotação máxima destes eixos. Neste caso, será levado em consideração que todas as rodas se movem com a mesma velocidade, sem escorregamentos relativos. Assim, para uma velocidade do veículo igual a 13,9 m/s (Tabela 2), pode-se definir a velocidade angular das rodas, segundo a equação (TIPPLER, 1995):

$$\omega = \frac{v}{r} \quad (14)$$

Onde:

ω = Velocidade angular [rad/s]

v = Velocidade tangencial [m/s]

r = Raio estático do pneu [m]

Substitui-se:

$v = 13,9$ [m/s]

$r = 0,26264$ [m]

Resultando:

$\omega = 52,924$ [rad/s] ou 505,387 [rpm]

Outro dado relevante para o projeto da transmissão é o torque necessário para manter o veículo à sua velocidade máxima, com aceleração total igual a zero. Nesta condição, os efeitos do arrasto aerodinâmico são relevantes, e, como mostrado no cálculo preliminar das alternativas de transmissão, este pode ser um limitante do projeto. Segundo (NICOLAZZI, LEAL e ROSA, 2008), a resistência aerodinâmica é dada pela equação abaixo:

$$Q = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot C_d \cdot A \quad (15)$$

Onde:

Q = Resistência aerodinâmica [N]

ρ = Densidade do Ar [kg/m^3]

v = Velocidade [m/s]

Cd = Coeficiente de resistência aerodinâmica []

A = Área projetada da seção transversal do veículo [m^2]

Segundo (CARDOSO e VENTURA, 2010), em seu estudo sobre a resistência aerodinâmica de veículos Baja, a área projetada do veículo pode ser estimada como 1 m^2 , enquanto o coeficiente de resistência aerodinâmica é da ordem de 1,1. A densidade do ar utilizada será a sugerida por (NICOLAZZI, LEAL e ROSA, 2008). Assim, substituindo-se:

$\rho = 1,23 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

$v = 13,9 \text{ [m/s]}$

$Cd = 1,1 \text{ []}$

$A = 1 \text{ [m}^2\text{]}$

Obtêm-se:

$Q = 130,71 \text{ [N]}$

Para equilibrar esta força resistiva, é necessária uma força trativa de igual intensidade. Para tanto, pode se calcular, através da equação (12) o torque necessário em uma configuração 4x2 para gerar esta força. Para o mesmo dado em uma configuração 4x4, basta então aplicar-se a equação (13). Assim, obtêm-se os resultados dos torques exigidos nos eixos trativos para manutenção da velocidade máxima nos dois casos:

$T_{vel.m\acute{a}x_{4x2}} = 68,75 \text{ [N.m]}$

$T_{vel.m\acute{a}x_{4x4}} = 34,38 \text{ [N.m]}$

Outros parâmetros que permitirão a seleção preliminar dos componentes hidráulicos dizem respeito às características do motor a combustão utilizado. Estes

dados, retirados de (BRIGGS & STRATTON, [200?]), juntamente com os aqui calculados, estão resumidos na tabela abaixo:

Tabela 8 – Dados para seleção preliminar dos componentes hidráulicos

Rotação Máxima MCI [rpm]	3800
Torque Máximo MCI [N.m]	18,66
Potência Máxima MCI a 3800 rpm [kW]	6,8
Torque requerido para aceleração no eixo de tração 4x2 [N.m]	370,03
Torque requerido para aceleração no eixo de tração 4x4 [N.m]	185,015
Rotação requerida rodas [rpm]	505,387
Torque requerido para manutenção da velocidade máxima no eixo de tração 4x2 [N.m]	68,75
Torque requerido para manutenção da velocidade máxima no eixo de tração 4x4 [N.m]	34,36

Fonte: Arquivo próprio e adaptado de (BRIGGS & STRATTON, [200?]) e (SAE BRASIL, capítulo 11, 2010)

De posse desses valores, e das demais informações levantadas, pode-se partir para a geração de alternativas de projeto.

4.4 Definição das alternativas de transmissões hidrostáticas

Para a geração das alternativas, segundo as informações levantadas na revisão bibliográfica, quatro fatores gerais foram considerados: tipo de circuito hidráulico (aberto ou fechado), número de rodas tracionadas (transmissão 4x2 ou 4x4), tipo de comando e existência de acumuladores.

Quanto ao tipo de circuito hidráulico, fez-se a opção por utilizar do tipo aberto, no entanto com um reservatório de pequeno volume. Esse sistema apresenta a vantagem de reduzir o volume de fluido e a massa do reservatório hidráulico,

quando comparado a um sistema aberto normal. Ao mesmo tempo, não apresenta problemas de aquecimento tão severos e nem a necessidade de sistema de reposição de fluido hidráulico perdido (utilizando uma segunda bomba para fazer esse papel) como os sistemas fechados (SPERRY VICKERS, 1980). Maiores detalhes sobre a construção deste serão discutidos à frente.

Para a quantidade de rodas tracionadas, foram consideradas as possibilidades: 4x2 com um motor hidráulico traseiro (transmissão integrada) ou com dois motores hidráulicos traseiros (transmissão dividida); 4x4 com quatro motores hidráulicos (um para cada roda). Na elaboração dessas alternativas, foi levada em conta a busca pela característica sobresterçante do veículo (comentada no item 4.1), por este motivo, no caso de transmissões 4x2, o eixo de tração considerado foi sempre o traseiro.

Também foi considerada a utilização de um sistema 4x4 com um único motor traseiro e dois dianteiros, no entanto para que as velocidades e torque de saída dos eixos traseiro e dianteiro fossem iguais, seriam necessários motores hidráulicos com volumes e relações de transmissão mecânica diferentes, ou um controle complexo de distribuição de vazão e pressão para os sistemas. Assim, a manutenção do equilíbrio da distribuição de pressão e vazão entre combinações de motores fixos de volumes diferentes exigiria sistemas de controle complexos e, ou, menos eficientes. Em vista dessas considerações, essa opção foi descartada.

Sobre o tipo de comando para a variação da relação de transmissão (deslocamento por rotação da bomba ou motor hidráulico), será dada preferência para o controle direto. Esta escolha foi feita, pois, esse tipo de controle oferece um controle independente ao piloto, que pode manipulá-lo para que o veículo se adapte mais facilmente as condições da competição. Além desse fator, ele é mais simples e independente de outros componentes quando comparados aos outros tipos de acionamentos mencionados na seção 2.1.4.1. Apesar desta escolha, vale salientar que os comandos *Load Sensing* e com limitador de torque tem potencial para serem utilizados em veículos Baja, sugerindo-se que sejam objeto de estudo em trabalhos futuros.

Como exposto na seção 2.1.5.1, uma transmissão hidrostática só é possível se o motor ou a bomba hidráulica (ou ambos) possuírem deslocamento variável, para que se possa alterar a relação de transmissão entre estes componentes. Ainda na

mesma seção, foi comentado que, segundo (SPERRY VICKERS, 1980), é mais indicado utilizar bombas de volume variável quando a relação de transmissão requerida é muito alta, ou seja, necessita-se de grande ampliação de torque. Este é exatamente o caso considerado, onde o torque requerido no eixo das rodas (307,03 N.m) é cerca de 17 vezes superior ao torque máximo disponível no MCI (18,6 N.m). Ao mesmo tempo, optou-se por um comando direto para a transmissão, o que dificulta a utilização, do ponto de vista do piloto do veículo, de bomba e motores variáveis no mesmo circuito. Isto se deve ao fato de que seriam necessários dois comandos independentes, que seriam manipulados simultaneamente: um para controlar a bomba e outro para os motores hidráulicos. Assim, buscando o sistema recomendado e mais simples, serão inicialmente considerados circuitos com bomba hidráulica de deslocamento variável e motores de deslocamento fixo.

O mesmo tipo de julgamento foi utilizado para a opção de uso de acumuladores. Apesar dos ganhos potenciais destes dispositivos, a sua implementação acarretaria em sistemas hidráulicos mais complexos, agregando componentes e massa, na forma de tubulações, válvulas e do próprio acumulador. Através dos cálculos mostrados a frente, que estabelecem fluxos da ordem de 50 litros por minuto para as transmissões consideradas, seriam necessários acumuladores de grande volume para que sua utilização se justificasse, o que, em uma primeira análise, restringe sua aplicação para este projeto.

Assim, as alternativas consideradas estão resumidas no quadro abaixo:

	Tipo de circuito hidráulico	Configuração das rodas tracionantes	Tipo de comando	Utilização de Acumuladores
1	Aberto	4x2 – Um motor	Direto	Não
2	Aberto	4x2 – Dois motores	Direto	Não
3	Aberto	4x4 – Quatro motores	Direto	Não

Quadro 5 – Alternativas Elaboradas
Fonte: Arquivo Próprio

Estas alternativas serão desenvolvidas a seguir.

4.5 Alternativas estudadas de layouts para a transmissão hidrostática

Nesta etapa foram elaborados os projetos das alternativas propostas na seção passada. O dimensionamento inicial proposto para cada concepção partiu dos valores mostrados na Tabela 8, buscando a definição de componentes hidráulicos comerciais que atendessem as necessidades levantadas.

Visando a redução do número de componentes e complexidade geral, a bomba hidráulica foi inicialmente considerada como estando conectada diretamente ao MCI, ou seja, o torque e rotação do eixo de saída do motor são os mesmos do eixo de entrada da bomba. O mesmo foi suposto para os motores hidráulicos, que foram avaliados primeiramente como estando conectados diretamente aos eixos das rodas. Essas eram condições preliminares, caso não fossem encontrados componentes hidráulicos que satisfaçam as condições de torque e rotação exigidas, poderiam ser implementadas reduções mecânicas auxiliares.

Cabe ainda salientar que, como os dimensionamentos foram baseados em cálculos simplificados, estes poderiam sofrer alterações na fase de simulação para atender aos requisitos do projeto.

4.5.1 Circuito Hidráulico 1: Transmissão hidrostática integrada 4X2 com controle manual

O primeiro *layout* de transmissão estudado é mostrado, de forma esquemática, na figura abaixo.

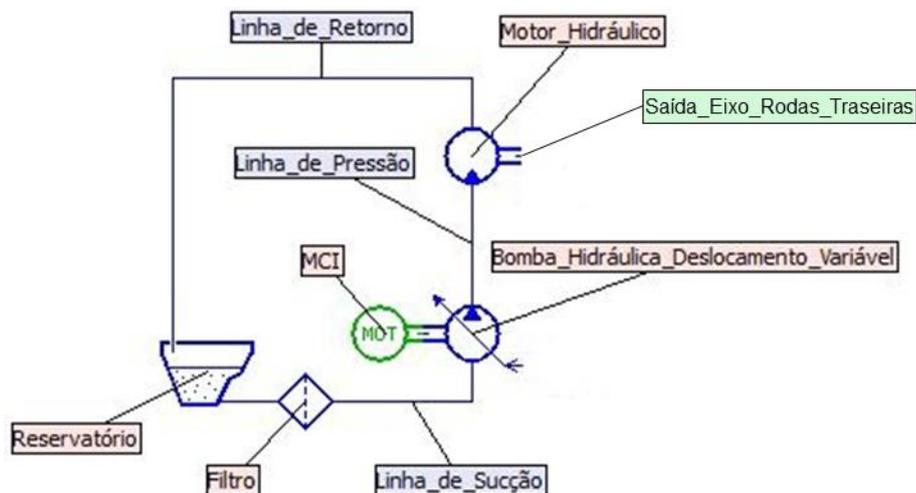


Figura 13 – Figura esquemática do circuito 1: Transmissão integrada 4x2, comando mecânico, bomba hidráulica com deslocamento variável e motor hidráulico de deslocamento fixo

Fonte: Arquivo Próprio

4.5.1.1 Dimensionamento preliminar do Layout de transmissão 1

Como visto na figura anterior, a primeira proposta terá o veículo propulsionado por um único motor hidráulico, ligado as duas rodas traseiras, movido através de uma bomba hidráulica ligada ao MCI. O dimensionamento será iniciado pelo motor hidráulico.

Bondioli & Pavesi
Bosch Rexroth
EATON
Parker
S.A.M. Hydraulik
Sauer-Danfoss
Sunfab

Quadro 6 – Lista de fabricantes de componentes hidráulicos pesquisados

Fonte: Arquivo próprio

Segundo os dados da Tabela 8, para o caso 4x2, tem-se um torque exigido nas rodas de 370,03 N.m e rotação de 505,387 rpm. A partir destes dados, buscaram-se componentes hidráulicos compatíveis nos catálogos de alguns dos principais fabricantes mundiais. A lista dos fabricantes buscados é mostrada no Quadro 6.

No início da pesquisa ficou claro que para se atingir os níveis de torque exigidos no eixo de saída do veículo, o porte dos componentes hidráulicos a serem utilizados teria de ser muito superior ao suportado pelo veículo, tanto em massa quanto em potência transmitida. Isto era previsto, pois, segundo (LINSINGEN, 2001), o torque teórico disponível no eixo de saída de um motor hidráulico pode ser definido por:

$$V_m = \frac{T_{tm} \cdot 2\pi}{\Delta p} \quad (16)$$

Onde,

V_m = Deslocamento [m³/rot]

T_{tm} = Torque teórico do motor hidráulico [N.m]

Δp = Variação de pressão do fluido entre entrada e saída do motor [Pa]

Considerando a pressão de trabalho (entrada) de motores hidráulicos como por volta de 15 MPa (150 bar) (LINSINGEN, 2001) e pressão de saída igual a 0,1 MPa (1 bar), pode-se supor valores médios de variação de pressão em motores hidráulicos como aproximadamente 15 MPa. Assim, substituindo-se esse valor de pressão e o torque necessário para o veículo:

$T_{tm} = 370,03$ [N.m]

$\Delta p = 15 \cdot 10^6$ [Pa]

O volume para o motor precisaria ser de, no mínimo:

$V_m = 1,550 \cdot 10^{-4}$ [m³/rot] ou 155 [cm³/rot]

Motores hidráulicos dessas proporções possuem grande massa e trabalham a potências muito superiores as fornecidas pelo motor Briggs & Stratton utilizado nesse projeto. Como exemplo, pode-se citar o modelo A2FM160, da fabricante

Bosch Rexroth AG (BOSCH REXROTH, 2007), que possui massa de aproximadamente 45 quilogramas e potências da ordem de 400 kW.

Vale salientar que este resultado está atrelado à pressão média, considerada como 150 bar, caso essa pressão fosse aumentada, reduziria-se o deslocamento necessário para o motor.

Dessa forma, fez-se a opção pelo uso de uma redução mecânica entre o eixo de saída do motor hidráulico e o eixo de tração, permitindo uma ampliação do torque de saída do motor e assim a utilização de dispositivos menores, condizentes com o porte do projeto.

Então, iniciou-se a busca, nos catálogos dos fabricantes citados acima, por motores de menor massa, que suportassem a maior pressão, fornecendo valores altos de relação torque/deslocamento.

Essas características levaram a escolha de motores de pistões axiais, que apresentam a melhor relação torque/massa, além de serem o tipo de motor que suporta a maior rotação, como mostrado na Tabela 1 (LINSINGEN, 2001).

Abaixo, vê-se uma tabela com as principais características de alguns dos modelos pesquisados.

Tabela 9 – Características principais dos motores hidráulicos de pistões com deslocamento fixo pesquisados

Modelo	Fabricante	Deslocamento [cm ³ /rot]	Pressão máx. [bar]	Rotação máx. [rpm]	Torque máx. [N.m]	Massa [kg]	Relação Torque/massa [N.m/kg]
BAF011	EATON	10,9	350	5590	60,5	5,5	11
BAF020	EATON	19,6	350	5590	109	13	8,38
F11-10	Parker	9,8	350	10200	54,6	7,5	7,28
F11-12	Parker	12,5	350	10200	69,3	8,2	8,45
H1C012	S.A.M. Hydraulik	10,9	350	5590	60,9	7,5	8,12
15 MF	Sauer Danfoss	15	175	4000	36,8	6,5	5,66
SCM 12	Sunfab	12,6	350	8000	70	8,5	8,24

Fonte: Adaptado de (EATON, 2003), (PARKER, 2009), (SAMHYDRAULIK, 200?), (SAUER DANFOSS, 2000), (SUNFAB, 200?)

O motor selecionado, modelo BAF011 da fabricante EATON, apresenta o maior torque disponível com o menor acréscimo de massa ao sistema.

O próximo passo é determinar a redução mecânica a ser utilizada, pois isto irá possibilitar a definição do deslocamento máximo da bomba hidráulica empregada, como será mostrado a frente.

Como mostrado pela equação (16), o torque disponibilizado pelo motor é função de seu deslocamento e da diferença de pressão no mesmo. O deslocamento do motor é conhecido, mostrado na tabela anterior, no entanto a pressão de saída da bomba ainda não foi definida. Através da consulta dos catálogos de bombas dos fabricantes anteriormente citados, esse valor pode ser estimado como em torno de 200 bar, para pressão máxima fornecida de forma contínua pelas bombas. Considerando que o reservatório hidráulico não é pressurizado, ou seja, a pressão de saída do motor é igual a 1 bar, pode-se aproximar a variação de pressão no motor como 200 bar ou 20 MPa. Assim, com estes valores, e rearranjando-se a equação (16):

$$T_{tm} = \frac{V_m \cdot \Delta p}{2\pi} \quad (17)$$

Substituindo:

$$V_m = 10,9 \text{ [cm}^3/\text{rot]} \text{ ou } 10,9 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3/\text{rot]}$$

$$\Delta p = 20 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Têm-se:

$$T_{tm} = 34,70 \text{ [N.m]}$$

Este é o torque teórico do motor, quando a uma pressão de 200 bar. O torque necessário no eixo de saída às rodas é igual a 370,03 N.m. Dessa forma, para atender a esse requisito, o fator de redução da transmissão mecânica entre o eixo de saída do motor hidráulico e o das rodas será dado por (NORTON, 2004):

$$i_m = \frac{T_r}{T_h} \quad (18)$$

Onde:

i_m = Relação de transmissão mecânica []

T_r = Torque no eixo das rodas do veículo [N.m]

T_h = Torque no eixo de saída do motor hidráulico [N.m]

Substituindo:

$T_r = 370,03$ [N.m]

$T_h = 34,70$ [N.m]

Obtêm-se:

$i_m = 10,66$ []

A forma como esta redução mecânica será construída não será aqui discutida, pois foge do escopo estrito deste projeto. O relatório da equipe de Baja da UTFPR (EQUIPE IMPERADOR UTFPR, 2011) mostra que o tipo de redução mais indicado seria o por corrente de rolos, no entanto um estudo aplicado a este caso seria necessário para indicar a melhor alternativa para esta aplicação específica. Aqui, será sugerida a utilização de redução por engrenagens de dentes helicoidais, que apresentam melhor eficiência e menor volume sobre os outros tipos mais comuns de redução (NORTON, 2004).

Como estimativa para a massa da transmissão mecânica, pode-se utilizar a massa da transmissão atual empregada no veículo da equipe de Baja da UTFPR (Tabela 7). Utilizando essa aproximação como base, será suposto que a massa da transmissão mecânica acima calculada será igual a, aproximadamente, 10 quilogramas. Cabe lembrar que esta massa já está inclusa na massa total do veículo mais piloto apresentada na mesma Tabela 7.

Com a relação de transmissão para a redução mecânica definida, é possível calcular a rotação máxima alcançada pelo motor hidráulico, sabendo-se a rotação do eixo das rodas na condição de velocidade máxima do veículo (Tabela 8). Assim, segundo (NORTON, 2004):

$$i_m = \frac{\omega_h}{\omega_r} \quad (19)$$

Onde:

i = Relação de Transmissão mecânica []

ω_h = Rotação do eixo de saída do motor hidráulico [rpm]

ω_r = Rotação do eixo das rodas [rpm]

Sendo:

$i_m = 10,66$ []

$\omega_r = 505,387$ [rpm]

Rearranjando e substituindo, obtêm-se:

$\omega_h = 5389,95$ [rpm]

Está é a rotação máxima alcançada pelo motor hidráulico. Para que esta seja possível, supondo que ela é alcançada quando o MCI está em sua rotação máxima de 3800 rpm (Tabela 8), é necessária uma relação de transmissão hidráulica, em termos da relação entre o deslocamento da bomba hidráulica e do motor hidráulico (como exposto na seção 2.1.5.1), que amplie a rotação da saída do MCI até que esta alcance a rotação necessária no motor hidráulico. Assim, utilizando a equação (20), que relaciona as velocidades de entrada e saída com a relação de transmissão, pode-se definir:

$$i_h = \frac{\omega_{MCI}}{\omega_h} \quad (20)$$

Sendo:

i_h = Relação de transmissão hidráulica []

ω_h = Rotação do motor hidráulico [rpm]

ω_{MCI} = Rotação do motor a combustão interna [rpm]

Substitui-se:

$$\omega_h = 5389,95 \text{ [rpm]}$$

$$\omega_{MCI} = 3800 \text{ [rpm]}$$

Resultando:

$$i_h = 0,705 \text{ []}$$

Está é a redução mínima que a transmissão hidráulica deve oferecer. Esta relação é dada pelos deslocamentos de motor e bomba, como mostrado por (SPERRY VICKERS, 1980):

$$i_h = \frac{V_m}{V_b} \quad (21)$$

Onde:

i_h = Relação de transmissão hidráulica []

V_m = Deslocamento do motor hidráulico [cm³/rot]

V_b = Deslocamento da bomba hidráulica [cm³/rot]

Substituindo o valor da relação de transmissão hidráulica definida na equação (20) e o deslocamento do motor de 10,9 cm³/rot e rearranjando, obtêm-se:

$$V_b = 15,46 \text{ [cm}^3\text{/rot]}$$

Este é o mínimo deslocamento que a bomba deve oferecer para atender a velocidade final do veículo.

Assim, a partir dos dados da Tabela 8 de rotação permitida e torque máximo do motor e deste dado de deslocamento mínimo, é possível selecionar, em catálogos de fabricantes de equipamentos hidráulicos, bombas que atendam essas necessidades.

Cabe lembrar que a bomba terá deslocamento variável, o que limita o tipo de bomba a de deslocamento por pistões ou por palhetas, como mostrado na Tabela 1. Como as bombas por pistão apresentam vantagens como maior rendimento, maior pressão e rotação máxima quando comparadas as de palhetas, este último tipo foi descartado, sendo pesquisadas apenas bombas a pistões.

Em resumo, a bomba deve suportar velocidades próximas a 3800 rpm, torques de 18,66 N.m, ter deslocamento variável, atingindo em seu máximo valor superior a 15,46 cm³/rot, além de controle mecânico.

Na tabela abaixo são mostradas as principais características das bombas pesquisadas:

Tabela 10 - Características principais das bombas hidráulicas de pistões com deslocamento variável pesquisadas

Modelo	Fabricante	Deslocament o máx. [cm ³ /rot]	Pressão máx. contínua de Saída [bar]	Rotação máx. [rpm]	Massa [kg]
70160	EATON	23,6	210	3600	9,5
A10VSO18	Bosch Rexroth	18	280	3900	12
P1/PD 018	Parker	18	280	3600	13,4
15 PV	Sauer Danfoss	15	310	4000	14,5
DDC 20	Sauer Danfoss	20	300	4000	10

Fonte: Adaptado de (EATON, 2009), (REXROTH, 2012), (PARKER, 2012), (SAUER DANFOSS, 2000), (SAUER DANFOSS, 2011)

Segundo os quesitos apresentados, a bomba que mais se adequa ao projeto é o Modelo DDC 20 do fabricante Sauer Danfoss, que apresenta uma pequena massa, além de rotação, pressão e deslocamento máximos condizentes com as necessidades da transmissão.

Com o conjunto de MCI, bomba, motor hidráulico e transmissão mecânica selecionados, é possível checar se o sistema possui condições de manter a velocidade máxima proposta. Para tanto, o torque disponibilizado pela transmissão a essa velocidade deve ser igual, ou superior, ao valor de torque para manutenção da velocidade máxima em um veículo 4x2 (Tabela 8).

Para este cálculo, deve-se primeiramente levantar qual será a vazão máxima do sistema, já que é nesta condição que o veículo deve alcançar sua velocidade máxima. A vazão pode ser calculada através de (LINSINGEN, 2001):

$$Q_{m\acute{a}x} = \frac{V_{b,m\acute{a}x} \cdot \omega}{1000} \quad (22)$$

Onde:

$Q_{m\acute{a}x}$ = Vazão máxima do sistema [l/min]

$V_{b,m\acute{a}x}$ = Deslocamento máximo da bomba [cm³/rot]

ω = Rotação [rpm]

Substituem-se os valores de deslocamento da bomba (Tabela 10) e rotação máxima do MCI (Tabela 8):

$V_{b,m\acute{a}x} = 20$ [cm³/rot]

$\omega = 3800$ [rpm]

Resultando:

$Q_{m\acute{a}x} = 76$ [l/min] ou $1,27 \cdot 10^{-3}$ [m³/s]

Com o valor da vazão do sistema e da potência do motor, é possível calcular qual a pressão gerada pela bomba hidráulica nessa condição, utilizando para isso a equação (1). Assim, substitui-se em (1):

$P = 6800$ [w]

$Q = 1,27 \cdot 10^{-3}$ [m³/s]

Obtendo:

$p = 5,368 \cdot 10^6$ [Pa]

Sabendo-se, da equação (17), que o torque fornecido pelo motor hidráulico depende da pressão e do deslocamento deste, com os respectivos valores abaixo:

$p = 5,368 \cdot 10^6$ [Pa]

$V_m = 10,9 \cdot 10^{-6}$ [m³/rot]

Substituindo-se, na equação (17), chega-se a:

$T_{m_{vel.m\acute{a}x}} = 9,31$ [N.m]

A este valor, deve-se ainda aplicar a transmissão fixa do veículo, calculada com uma redução de 10,9:1. Assim, pela equação (18), o torque no eixo das rodas é igual a:

$$Tr_{vel.m\acute{a}x} = 101,51 \text{ [N.m]}$$

Este valor é superior ao torque exigido para uma configuração 4x2, que é igual a 68,75 [N.m] (Tabela 8). Dessa forma, confirma-se que a transmissão é capaz de atingir e até mesmo ultrapassar essa velocidade, alcançando as metas do projeto. Com esta constatação, parte-se para a seleção dos demais componentes da transmissão.

Com a definição dos equipamentos hidráulicos envolvidos, é possível determinar o fluido que será utilizado. Os catálogos (EATON, 2003) e (SAUER DANFOSS, 2011), referentes ao motor e bomba utilizados, respectivamente, concordam no uso de óleos hidráulicos que atendam a norma ISO 11 158 – HM (fluidos a base de óleo com aditivos anticorrosivos e antidesgaste) e tenham viscosidade entre 15 e 40 cSt (centistokes). Atendendo a estes requisitos, o óleo selecionado foi o Shell Tellus DO32 (SHELL, 2006).

Com equipamentos e fluido hidráulicos definidos, pode-se partir para o cálculo do diâmetro mínimo das tubulações hidráulicas. Serão utilizadas mangueiras de borracha com reforço de trançado metálico (PARKER, 2011).

Com o valor de vazão calculado na equação (22) é possível, através do ábaco de (PARKER, 2011) reproduzido abaixo, estimar, de forma aproximada, o diâmetro das mangueiras a serem utilizadas. Três categorias são mostradas: linhas de sucção, de pressão e de retorno. A primeira é composta pela tubulação que liga a saída do reservatório à entrada da bomba hidráulica. As linhas de pressão compreendem, neste caso, a tubulação que liga a saída da bomba à entrada do motor hidráulico. Por fim, as linhas de retorno conduzem o fluido da saída do motor hidráulico novamente ao reservatório.

O cálculo através do gráfico é feito traçando-se uma linha reta ligando o valor de vazão máxima do sistema (primeira coluna, à esquerda) ao valor de velocidade desejado (última coluna, à direita). O ponto em que esta linha corta a coluna central do gráfico marca o diâmetro recomendado para a tubulação. Neste caso, como os

diâmetros são padronizados, deve-se seleccionar o valor imediatamente superior ao ponto de intersecção da linha com a coluna.

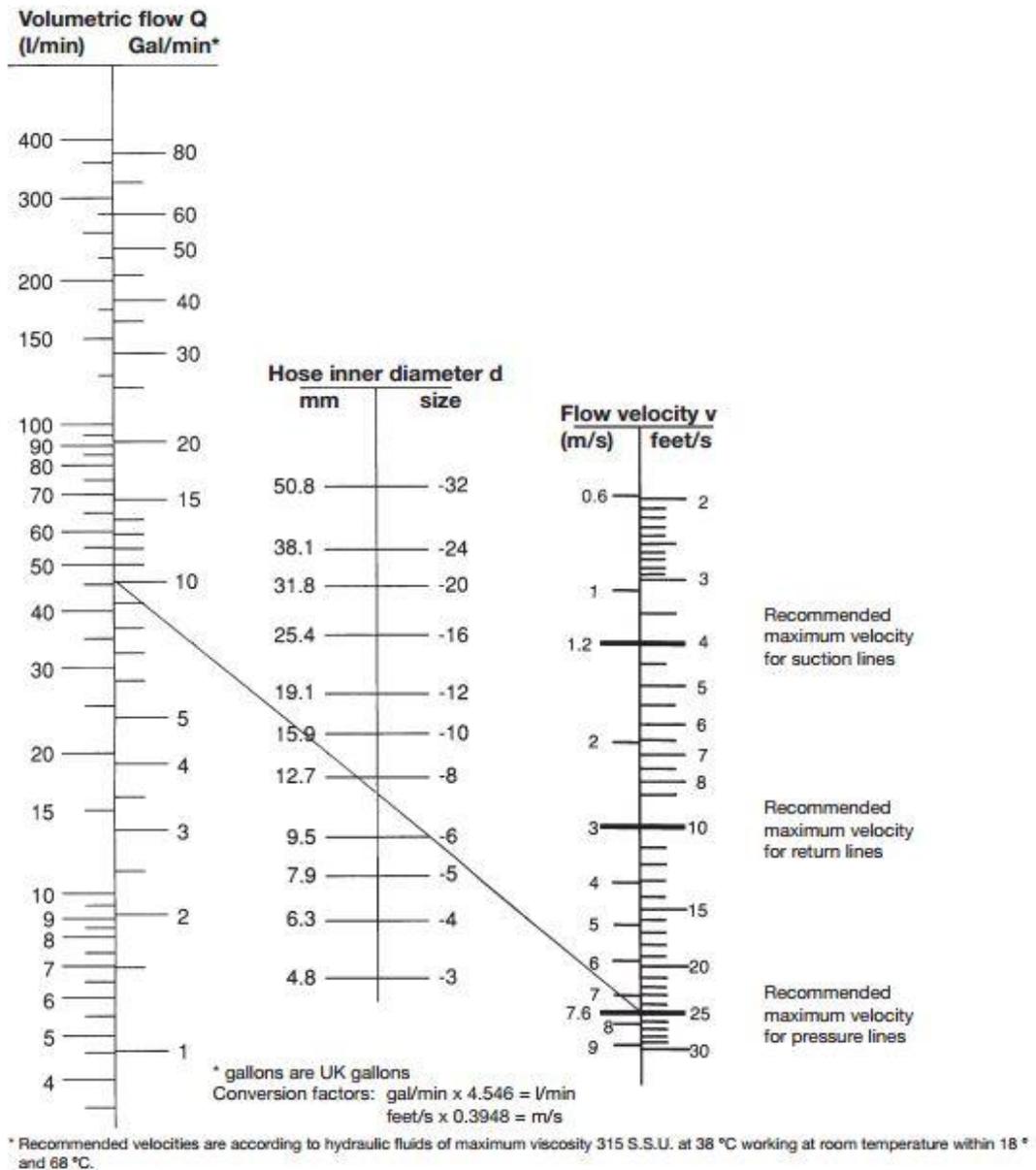


Figura 14 – Ábaco para determinação do diâmetro interno de mangueiras hidráulicas através da vazão do sistema

Fonte: (PARKER, 2011)

Assim, com o valor de vazão previamente calculado e seguindo as indicações de velocidade máxima para as três categorias de tubulação, os valores definidos foram:

Tabela 11 – Diâmetros internos das tubulações do Circuito Hidráulico 1

	Linha de Sucção	Linha de Pressão	Linha de Retorno
Diâmetro interno mínimo [mm]	31,8	19,1	25,4

Fonte: Calculado com base em (PARKER, 2011)

De posse dos valores de diâmetro recomendados, consultou-se o catálogo (PARKER, 2011), para definir o modelo das mangueiras a serem utilizadas. As mangueiras para a linha de pressão foram selecionadas levando-se em consideração a pressão máxima da bomba, igual a 300 bar ou 30MPa. Para as linhas de sucção e retorno, como o sistema utilizado é do tipo aberto, a pressão de trabalho considerada foi de, no máximo, 10 bar ou 1MPa. Essa diferenciação é importante, pois, em geral, quanto maior a pressão suportada pela tubulação, maior sua espessura de parede e, por consequência, sua massa por metro linear. Então, utilizando mangueiras para pressões menores nos setores menos solicitados do circuito, faz-se uma redução da massa do sistema.

Tabela 12 – Dados das tubulações selecionadas para o circuito hidráulico 1

	Linha de Sucção	Linha de Pressão	Linha de Retorno
Modelo	2030T-20CON	2245N-12V30	2030T-16CON
Fabricante	Parker	Parker	Parker
Diâmetro interno [mm]	32,2	19,6	25,5
Diâmetro Externo [mm]	40,2	28,5	32,2
Pressão de Trabalho [MPa]	3,4	30	4,6
Pressão de Ruptura [MPa]	13,6	120	18,4
Massa por metro linear [kg/m]	0,69	0,92	0,54

Fonte: (PARKER, 2011)

Para o cálculo da massa adicionada pelas mangueiras ao sistema, como não foi realizado um estudo da distribuição dos componentes no veículo, será considerada a utilização, de forma genérica, de uma seção de cada tipo de mangueira com 0,5 metros de comprimento. Assim:

$$M_{mang} = l.m_s + l.m_p + l.m_r \quad (23)$$

Onde:

M_{mang} = massa das mangueiras [kg]

l = comprimento [m]

m_s = massa por metro linear da mangueira de sucção [kg/m]

m_p = massa por metro linear da mangueira de pressão [kg/m]

m_r = massa por metro linear da mangueira de retorno [kg/m]

Usando:

$l = 0,5$ [m]

$m_s = 0,69$ [kg/m]

$m_p = 0,92$ [kg/m]

$m_r = 0,54$ [kg/m]

Resulta:

$M_{mang} = 0,832$ [kg]

O próximo passo é estimar o volume do reservatório hidráulico para a transmissão. Segundo (SENAI, 2004), a regra geral mais aceita é de que o volume do reservatório deve ser de duas ou três vezes o volume deslocado por minuto pela bomba em sua vazão máxima. Seguindo esta indicação, para este caso em que se tem uma vazão máxima de 76 l/min, seria necessário um volume de, no mínimo, 152 litros. Este seria um acréscimo de massa inviável para os sistemas em questão. No entanto, segundo (SPERRY VICKERS, 1980), esta regra é adequada para sistemas estacionários. Para sistemas de hidráulica mobile, que possuem ciclos mais intermitentes, com o projeto adequado, é possível trabalhar com volumes de até 150

litros para vazões da ordem de 700 l/min. Isto resulta em uma proporção de aproximadamente um quinto da vazão total. Em um primeira abordagem, utilizando como aproximação esta proporção, para a vazão de 76 l/min do sistema em questão, chega-se a um volume de 15,2 litros para o reservatório. Não será aqui discutido o projeto específico do tanque, pois foge ao escopo estrito deste projeto.

Utilizando uma densidade de aproximadamente 0,88 kg/l para o fluido hidráulico (SHELL, 2006), esse volume corresponderia a uma massa de 12,67 quilogramas. A essa massa, deve-se ainda somar a do próprio reservatório, aqui estimada, como medida de aproximação, em cerca de 10 quilogramas.

O último elemento a ser selecionado é o filtro de fluido hidráulico. Este componente será instalado entre a linha de sucção e o reservatório, como indicado pelo fabricante da bomba (SAUER DANFOSS, 2011), e sua seleção seguirá a indicação dos fabricantes da bomba e motor hidráulico selecionados. Segundo (EATON, 2003) e (SAUER DANFOSS, 2011), filtros com grau de limpeza ISO 4406 iguais a 18/15/13 são adequados para se obter uma maior vida útil dos equipamentos.

Por fim, será feita uma estimativa da massa total do veículo quando utilizando essa configuração de transmissão. Para isto, será feito o somatório das massas envolvidas:

$$M_{total} = M_{vp} + M_{mh} + M_{bh} + M_{mang} + M_{res} + M_f \quad (24)$$

Onde:

M_{total} = massa total [kg]

M_{vp} = massa do veículo mais piloto (incluindo a transmissão mecânica) [kg]

M_{mh} = massa do motor hidráulico [kg]

M_{bh} = massa da bomba hidráulica [kg]

M_{mang} = massa das mangueiras [kg]

M_{res} = massa do reservatório [kg]

M_f = massa de fluido hidráulico [kg]

Substituindo:

$M_{vp} = 227$ [kg]

$$M_{mh} = 5,5 \text{ [kg]}$$

$$M_{bh} = 10 \text{ [kg]}$$

$$M_{mang} = 0,832 \text{ [kg]}$$

$$M_{res} = 10 \text{ [kg]}$$

$$M_f = 12,67 \text{ [kg]}$$

Obtêm-se:

$$M_{total} = 266,002 \sim 266 \text{ [kg]}$$

Este dado conclui o dimensionamento preliminar do circuito hidráulico 1. No Quadro 7, o resumo das características deste layout seguido da figura esquemática com a identificação dos componentes:

Características gerais	Transmissão hidrostática integrada 4X2 com controle direto
Bomba hidráulica selecionada	Sauer Danfoss DDC 20 – 20 cm ³ /rot
Motor hidráulico selecionado	EATON BAF011 – 10,9 cm ³ /rot
Relação de transmissão da transmissão mecânica	10,66
Fluido Hidráulico	Shell Tellus DO32
Mangueiras selecionadas	Sucção: 2030T-20CON Pressão: 2245N-12V30 Retorno: 2030T-16CON
Volume do reservatório	15,2 litros
Filtro utilizado	ISO 18/15/13
Massa total do veículo + piloto (estimada)	266 quilogramas

Quadro 7 – Resumo do Circuito Hidráulico 1

Fonte: Arquivo próprio

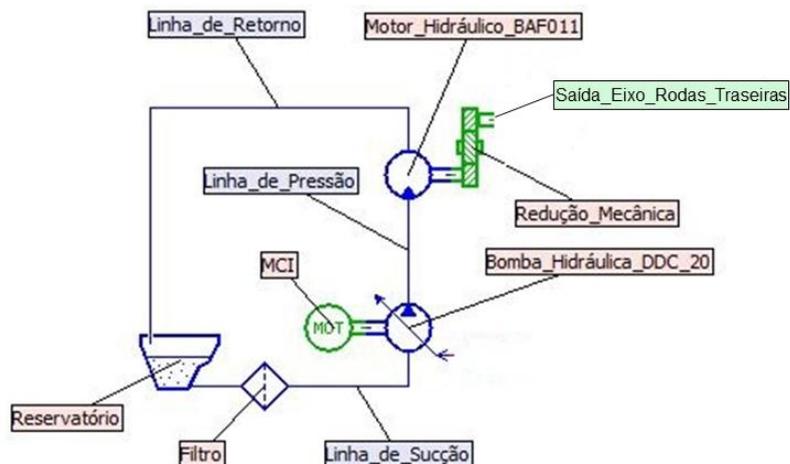


Figura 15 – Representação dos componentes do circuito hidráulico 1
Fonte: Arquivo Próprio

4.5.2 Circuito Hidráulico 2: Transmissão hidrostática dividida 4X2 com controle manual

O segundo circuito de transmissão proposto está representado esquematicamente abaixo:

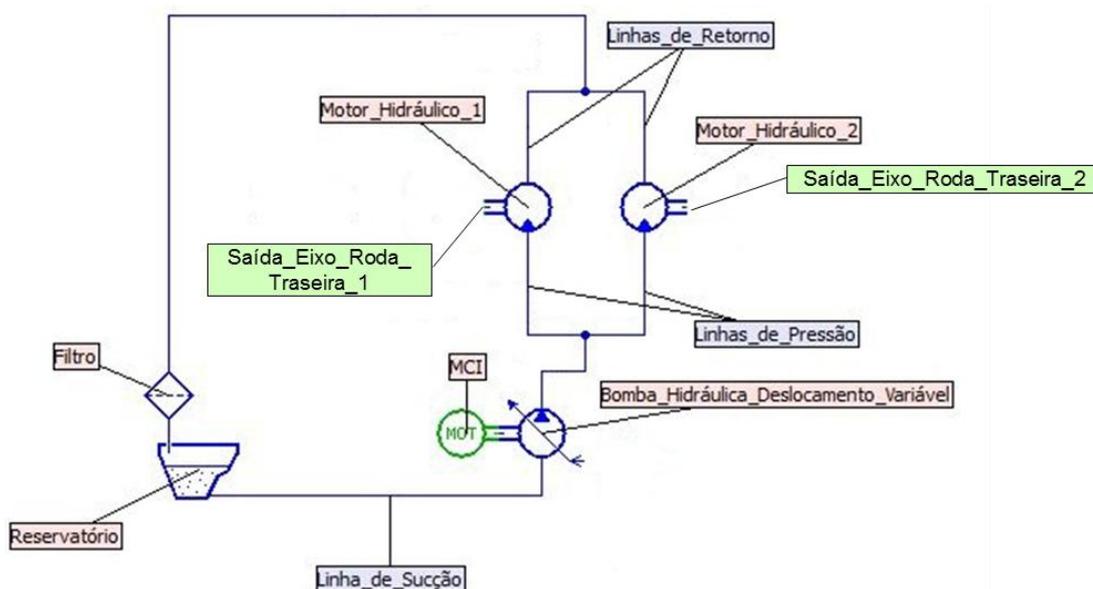


Figura 16 – Figura esquemática do circuito 2: Transmissão dividida 4x2, comando mecânico, bomba hidráulica com deslocamento variável e dois motores hidráulicos de deslocamento fixo
Fonte: Arquivo Próprio

4.5.2.1 Dimensionamento preliminar do Layout de transmissão 2

A segunda proposta, diferentemente da primeira, terá o veículo propulsionado por dois motores hidráulicos de deslocamento fixo, ligados cada um a uma roda traseira. A mesma configuração de bomba hidráulica variável ligada ao MCI será utilizada. O dimensionamento preliminar desta alternativa seguirá a mesma metodologia do primeiro circuito apresentado, também iniciando pela definição dos motores hidráulicos.

O torque necessário para propulsão do veículo, numa configuração 4x2, é de 370,03 N.m, segundo a Tabela 8. No entanto, neste caso, esse torque será dividido pelos dois motores hidráulicos utilizados. Desta forma, para cada motor hidráulico, tem-se a exigência de um torque de 185,015 N.m. Como visto na seção de cálculo preliminar do *Layout 1*, este torque é muito superior aos torques disponíveis em motores hidráulicos condizentes com o porte do veículo Baja. A mesma análise foi então realizada: optou-se pelo motor hidráulico comercial com maior relação Torque/Massa entre os pesquisados, aliado a uma redução mecânica entre seu eixo de saída e o eixo da respectiva roda do veículo para adequar o torque. Dessa forma, haverá dois motores hidráulicos e duas transmissões mecânicas independentes. Novamente, o motor escolhido foi o modelo BAF011 da fabricante EATON (Tabela 9). Como mostrado na equação (17), para este motor, supondo uma pressão de trabalho em torno de 150 bar, o torque desenvolvido é:

$$T_{tm} = 34,70 \text{ N.m}$$

A partir deste valor e do valor de torque requerido em cada roda traseira do veículo, com a mesma análise realizada na seção anterior de cálculo preliminar, tem-se, pela equação (18):

$$i_m = 5,33 []$$

Dessa forma, define-se que serão utilizadas duas transmissões mecânicas, uma para cada motor hidráulico, cada qual com relação de transmissão igual a 5,33.

O próximo passo é calcular a relação de redução necessária para a transmissão hidrostática, para com isso ser possível definir qual o volume necessário para a bomba. Neste caso, no entanto, é preciso primeiro fazer uma análise de como será feita a associação entre os motores hidráulicos. Dois circuitos básicos são possíveis: em paralelo e em série.

No circuito em paralelo (Figura 17), dois motores hidráulicos são movidos pela mesma bomba em duas linhas de pressão separadas que se ramificam a partir da saída desta. Nesta configuração, a pressão é a mesma para ambos os motores, no entanto, a vazão se divide de acordo com a carga resistiva incidente sobre cada motor: o motor que apresentar menor resistência a seu movimento receberá uma maior vazão. No caso dos torques resistivos e dos motores serem os mesmos, a vazão se divide igualmente (SPERRY VICKERS, 1980).

A principal característica desse circuito é a maior relação de transmissão total, como pode ser visto através da equação (21). Considerando que os dois motores utilizados são iguais e estão sobre as mesmas condições de torque resistivo, a vazão da bomba se divide igualmente entre os dois motores, e o que resultaria em uma relação de transmissão duas vezes maior do que se houvesse apenas um dos motores ligados à bomba (SPERRY VICKERS, 1980).

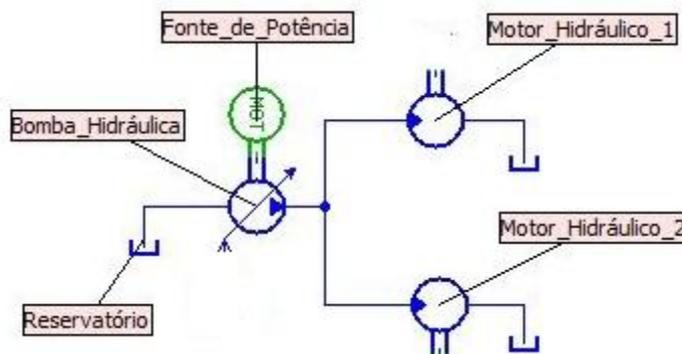


Figura 17 – Exemplo de circuito hidráulico com associação de motores em paralelo
Fonte: Arquivo Próprio

No circuito em série, por sua vez, uma mesma linha de pressão alimenta os dois motores, sendo o primeiro ligado a saída da bomba e o segundo a tubulação de saída do primeiro motor (Figura 18). Para este caso, o contrário ocorre: a vazão é a mesma para os dois motores, no entanto a pressão se divide. Neste circuito, o motor sob maior torque resistivo consome a maior parcela da pressão. A característica principal deste arranjo é o inverso do circuito paralelo: há uma redução da relação de transmissão total, com menor torque sendo gerado em cada motor hidráulico e uma maior velocidade de rotação (SPERRY VICKERS, 1980).

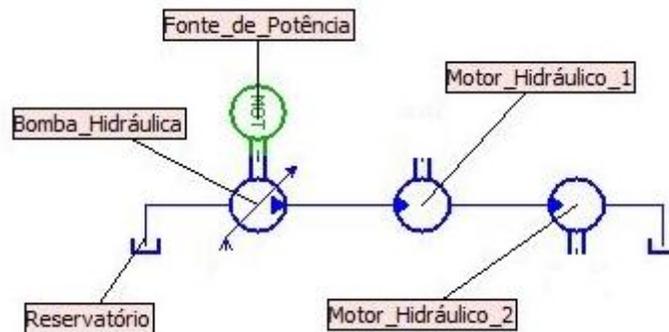


Figura 18 - Exemplo de circuito hidráulico com associação de motores em série
Fonte: Arquivo Próprio

Em transmissões hidrostáticas de veículos, no entanto, é comumente utilizada uma combinação de funcionamento série e paralelo. Neste sistema, uma válvula permite comutar entre um e outro arranjo. Assim, a característica de maiores torques e baixas velocidades do sistema paralelo é aproveitada no arranque, aceleração inicial e em acives. O arranjo em série, por sua vez, é utilizado para altas velocidades (VERION, 2006).

Desta forma, será estudada a possibilidade de utilização um sistema “paralelo – série” que atenda aos requisitos de aceleração e velocidade final expostos na seção 4.3.

Empregando a equação (19) e os dados de rotação máxima dos eixos das rodas (Tabela 8) é possível calcular a rotação máxima alcançada por cada um dos motores hidráulicos.

Sendo:

$$i_m = 5,33 []$$

$$\omega_r = 505,387 \text{ [rpm]}$$

Rearranjando e efetuando a substituição, obtêm-se:

$$\omega_h = 2693,713 \text{ [rpm]}$$

Supondo que essa rotação seja alcançada quando o MCI está em seu regime de rotação máxima de 3800 rpm (Tabela 8) relaciona-se as velocidades de entrada e saída com a relação de transmissão através da equação (20).

Sendo:

$$\omega_h = 2693,713 \text{ [rpm]}$$

$$\omega_{MCI} = 3800 \text{ [rpm]}$$

Resultando:

$$i_h = 1,41 []$$

Sendo essa a redução mínima que a transmissão hidráulica deve oferecer e aplicando a equação (21) determinamos o mínimo deslocamento necessário da bomba para que o veículo alcance a velocidade final determinada. Duas condições diferentes devem ser consideradas: para a transmissão em série, como a vazão é a mesma para os dois motores, o volume que deve ser deslocado pela bomba para atingir essa rotação, é igual ao volume de um dos motores; para o circuito em paralelo, como a vazão se divide, o volume deslocado pela bomba deve ser igual a soma dos volumes dos dois motores. Assim:

$$V_{b.série} = 7,74 \text{ [cm}^3\text{/rot]}$$

$$V_{b.paralelo} = 15,48 \text{ [cm}^3\text{/rot]}$$

Como o deslocamento da bomba é variável, optando-se por uma bomba que atenda a condição em paralelo, se está, automaticamente, atendendo a condição em série.

Dessa forma, as restrições para a seleção de bombas adequadas para este *layout* são: deslocamento por pistões variável, suportar velocidades próximas a 3800 rpm e torque de 18,66 N.m, deslocamento em seu máximo superior a 15,48 cm³/rot e controle mecânico. Essas são as mesmas condições encontradas para a proposta de transmissão 1.

Novamente, comparando-se as características das bombas expostas na Tabela 10, a melhor opção encontrada é a bomba DDC20 do Fabricante Sauer Danfoss.

Definido o conjunto de MCI, motores hidráulicos e transmissão mecânica será avaliado se o sistema permite a manutenção da velocidade máxima estipulada na Tabela 8 para um veículo 4X2.

A pressão gerada pela bomba, com vazão máxima, é a mesma calculada para a proposta 1:

$$p = 5,368.10^6 \text{ [Pa]}$$

Uma vez que o torque fornecido pelos motores hidráulicos é função da pressão disponibilizada pela bomba e do deslocamento volumétrico destes, a aplicação da equação (17) substituindo-se:

$$p_{série} = 2,684.10^6 \text{ [Pa]}$$

$$p_{paralelo} = 5,368.10^6 \text{ [Pa]}$$

$$V_m = 10,9 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3/\text{rot]}$$

Resulta para os motores em série:

$$Tm_{vel.máx série} = 4,66 \text{ [N.m]}$$

E, para os motores em paralelo:

$$Tm_{vel.máx paralelo} = 9,31 \text{ [N.m]}$$

Valores os quais, multiplicados pela relação de transmissão fixa do veículo calculada como 5,33:1 resultam, da aplicação da equação (18):

$$Tr_{vel.m\acute{a}x\ s\acute{e}rie} = 24,8378 \text{ [N.m]}$$

$$Tr_{vel.m\acute{a}x\ paralelo} = 49,63 \text{ [N.m]}$$

Uma vez que, na condição de máxima velocidade desejada para o veículo, o torque exigido no eixo trativo  de 68,75 [N.m] esse deve ser aqui dividido  cada motor hidráulico. Assim, o torque disponibilizado pelo sistema na condição de máxima velocidade para o circuito em paralelo, supera os 34,375 [N.m] necessários. O mesmo não ocorre para o sistema em série, que não possui torque suficiente, a essa rotação, para manter a velocidade do veículo.

Como será mostrado a seguir, não há a necessidade da aplicação de um sistema que comute entre série e paralelo, já que o sistema simples em paralelo supre as necessidades de velocidade do projeto. Ainda sobre esse tema, como descrito em (SPERRY VICKERS, 1980) a mudança de série a paralelo não se processa de forma contínua, assim, necessariamente o deslocamento da bomba deve ser reajustado no processo de comutação. Dessa forma, acrescentam-se como empecilhos a implementação de tal sistema o fato de que esse confere complexidade, maior número de componentes  transmissão e, principalmente, condições de operação do controle de deslocamento da bomba complexos  execução humana. O que, dada a restrição de um comando exclusivamente manual elimina a possibilidade de utilizar sistemas mistos “série - paralelo”. Visto que, em uma primeira análise, o desempenho do sistema unicamente em paralelo (para essa configuração de MCI, bomba, motor hidráulico e redução mecânica) atende aos requisitos do projeto, optou-se por utilizar somente esse tipo de associação.

Uma vez que para o sistema em paralelo o volume de óleo consumido da bomba pelos motores  dobrado, uma análise da máxima velocidade possível de ser alcançada pelo sistema, nessa condição, é efetuada.

Rearranjando a Equação (22) e substituindo os valores de deslocamento de ambos os motores (somados) e a vazão máxima calculada:

$$V_{m,m\acute{a}x} = 21,8 \text{ [cm}^3\text{/rot]}$$

Resulta:

$$\omega_h = 3486,24 \text{ [rpm]}$$

Efetuada a conversão de unidades:

$$\omega_h = 365,08 \text{ [rad/s]}$$

Rearranjando a Equação (19) e substituindo os termos:

i = Relação de Transmissão mecânica []

ω_h = Rotação do eixo de saída do motor hidráulico [rpm]

Obtemos:

$$\omega_r = \text{Rotação do eixo das rodas [rpm]}$$

Igual a:

$$\omega_r = 68,5 \text{ rad/s}$$

Que é superior à velocidade angular necessária às rodas calculada no item 4.3.

Assim, uma vez que a bomba escolhida permite ao sistema, unicamente em paralelo, alcançar a velocidade estipulada como meta e, considerando que a essa velocidade o sistema possui torque suficiente para movimentar o veículo, confirma-se que não é necessária a utilização de uma transmissão dupla em série-paralelo.

Como os componentes bomba e motor são os mesmos do *layout 1*, a especificação apontada para o óleo hidráulico mais adequado se mantém: óleo Shell Tellus D032 (SHELL, 2006).

Uma vez que a bomba do circuito hidráulico do *layout 2* é idêntica à utilizada no *layout 1*, não há alteração na especificação das mangueiras para a linha de sucção. A linha de pressão postada imediatamente à saída da bomba também não sofre alteração na sua especificação. A fim de suprir fluido aos dois motores uma conexão em forma de “T” será utilizada provendo, no caso de equilíbrio, o mesmo volume a cada motor. Assim, considerando metade da vazão máxima da bomba para cada motor, através do uso do ábaco disponibilizado em (PARKER, 2011), representado na Figura 14 e, com a recomendação de máxima velocidade para linhas de pressão, o valor definido para as linhas que conectam a conexão “T” aos motores pode ser visto na Tabela 13.

Assume-se que há equilíbrio entre os esforços aplicados a cada motor de modo que o fluxo em nenhum dos dois excede a metade do valor do fluxo máximo da bomba.

Para as linhas de retorno, uma vez que metade da vazão passa por cada motor, a nova especificação é exposta na tabela abaixo.

Tabela 13 – Diâmetro interno linha de pressão e retorno do Circuito Hidráulico 2

	Linha de Pressão	Linha de Retorno
Diâmetro interno mínimo [mm]	15,9	19,1

Fonte: calculado com base em (PARKER, 2011)

Tabela 14 – Dados das tubulações selecionadas para o circuito hidráulico 2

	Linha de Pressão(1)	Linha de Retorno(2)
Modelo	2245N-10V30	2030T-20CON
Fabricante	Parker	Parker
Diâmetro interno [mm]	16	19,3
Diâmetro Externo [mm]	24,5	24
Pressão de Trabalho [MPa]	33	6.9
Pressão de Ruptura [MPa]	132	27.6
Massa por metro linear [kg/m]	0,72	0,37

(1) Linha que liga a conexão “T” a admissão de cada motor hidráulico; (2) Linha que liga a saída de cada motor hidráulico à conexão “T” anterior ao reservatório

Fonte: (PARKER, 2011)

As linhas mostradas na Tabela 13 conectam a saída dos motores hidráulicos a uma conexão “T”, a partir dessa, até o reservatório, a mesma especificação de mangueira de retorno do *layout 1* é adequada.

A definição do modelo das mangueiras a serem utilizadas seguiu as indicações do catálogo (PARKER, 2011), tal qual para o *layout 1*. Acrescenta-se à

Tabela 12 os modelos expostos na Tabela 14 para as linhas de pressão da conexão “T” à bomba e linhas de retorno dos motores à conexão “T” anterior ao reservatório.

Para o cálculo da massa adicionada pelas mangueiras ao sistema, da mesma forma que no *Layout 1*, de forma genérica, foi considerada a utilização de cada mangueira com 0,5 metros de comprimento. Assim, para o *layout* em paralelo:

$$M_{mang} = l.m_s + l.m_pBT + 2.l.m_pTM + 2.l.m_rMT + l.m_rTR \quad (25)$$

Onde:

M_{mang} = massa das mangueiras [kg]

l = comprimento [m]

m_s = massa por metro linear da mangueira de sucção [kg/m]

m_pBT = massa por metro linear da mang. de pressão bomba – con. “T” [kg/m]

m_pTM = massa por metro linear da mang. de pressão con. “T” – motor [kg/m]

m_rMT = massa por metro linear da mangueira de retorno motor – “T” [kg/m]

m_rTR = massa por metro linear da mang. de retorno “T” – reservatório [kg/m]

Usando:

$l = 0,5$ [m]

$m_s = 0,69$ [kg/m]

$m_pBT = 0,92$ [kg/m]

$m_pTM = 0,72$ [kg/m]

$m_rMT = 0,37$ [kg/m]

$m_rTR = 0,54$ [kg/m]

Resulta:

$M_{mang} = 2,165$ [kg]

As indicações de volume do reservatório, filtro e o cálculo do volume de óleo necessário mantem-se para esse *layout* uma vez que a mesma bomba é utilizada.

Assim sendo, a massa total do veículo, para o *layout* em paralelo é, calculada através da Equação (24) após a substituição de:

$$M_{vp} = 227 \text{ [kg]}$$

$$M_{mh} = 11 \text{ [kg]}$$

$$M_{bh} = 10 \text{ [kg]}$$

$$M_{mang} = 2,165 \text{ [kg]}$$

$$M_{res} = 10 \text{ [kg]}$$

$$M_f = 13,38 \text{ [kg]}$$

É igual a:

$$M_{total} = 273,545 \text{ [kg]} \sim 274 \text{ [kg]}$$

Concluído o dimensionamento preliminar do circuito hidráulico 2 vê-se abaixo um quadro com o resumo das características deste layout seguido da figura esquemática com a identificação dos componentes:

Características gerais	Transmissão hidrostática integrada 4X2 com controle manual
Bomba hidráulica selecionada	Sauer Danfoss DDC 20 – 20 cm ³ /rot
Motores hidráulicos selecionados	EATON BAF011 – 10,9 cm ³ /rot
Relação de transmissão da transmissão mecânica	5,33
Fluido Hidráulico	Shell Tellus DO32
Mangueiras selecionadas	Sucção: 2030T-20CON Pressão: 2245N-12V30 e 2245N-10V30 Retorno: 2030T-16CON e 2030T-20CON
Volume do reservatório	15,2 litros
Filtro utilizado	ISO 18/15/13
Massa total do veículo + piloto (estimada)	274 quilogramas

Quadro 8 – Resumo do Circuito Hidráulico 2

Fonte: Arquivo próprio

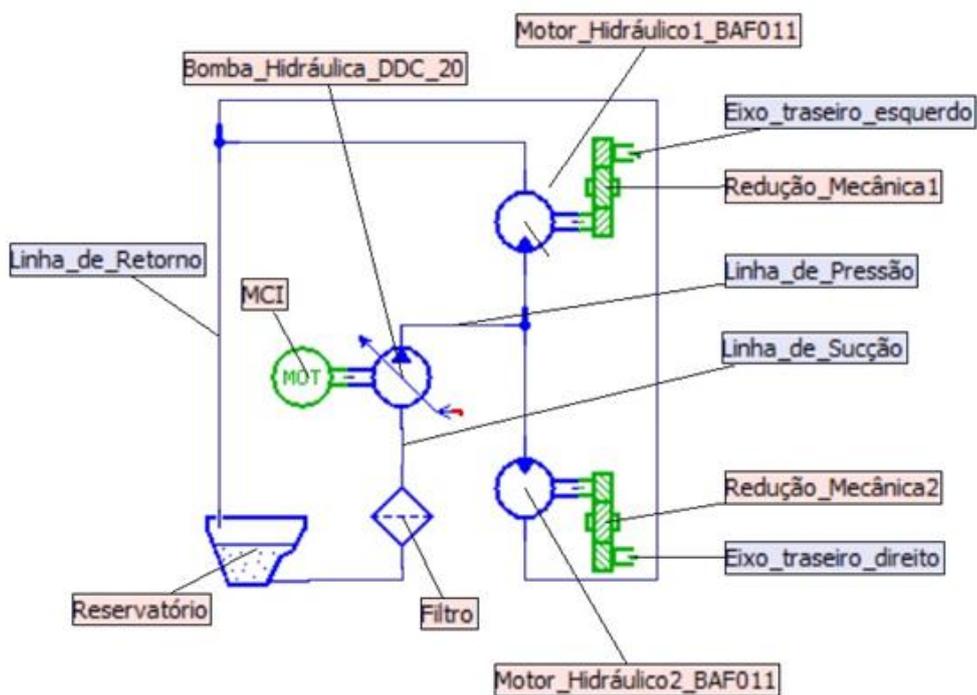


Figura 19 – Representação dos componentes do circuito hidráulico 2
 Fonte: Arquivo Próprio

4.5.3 Circuito Hidráulico 3: Transmissão hidrostática dividida 4X4 com 4 motores e controle manual

O terceiro *layout* de transmissão estudado é mostrado, de forma esquemática, na figura abaixo:

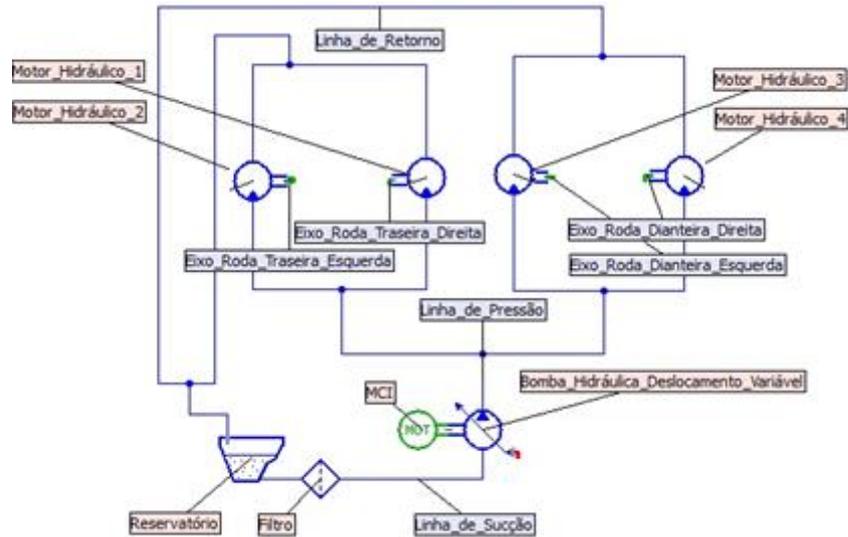


Figura 20 – Figura esquemática do circuito 3: Transmissão hidrostática dividida 4x4, comando mecânico, bomba hidráulica com deslocamento variável e motores hidráulicos de deslocamento fixo.

Fonte: Arquivo Próprio

4.5.3.1 Dimensionamento preliminar do Layout de transmissão 3

A terceira proposta intenta propulsionar o veículo através de uma composição com 4 motores hidráulicos ligados diretamente às rodas. O suplemento de óleo aos motores será feito através do uso de apenas uma bomba hidráulica que, assim como descrito anteriormente, estará ligada diretamente ao MCI.

A mesma metodologia aplicada à especificação dos componentes do *layout 1* será seguida. Portanto, o dimensionamento será iniciado pelos motores hidráulicos.

De acordo com os dados expostos na Tabela 8, para a configuração 4x4, o torque exigido em cada eixo de tração é de 185,015 N.m . Uma vez que 4 motores serão utilizados, cada qual deve disponibilizar uma parte do todo correspondente a 92,5 N.m. As fontes de busca para especificação dos componentes estão expostas no Quadro 8.

De acordo com a equação (16), considerando o torque teórico de cada motor hidráulico, o volume deslocado para cada motor deve ser de, no mínimo:

$$T_{tm} = 92,50 \text{ [N.m]}$$

$$\Delta p = 15.10^6 \text{ [Pa]}$$

$$V_m = 3,87 \times 10^{-5} \text{ [m}^3/\text{rot]} \text{ ou } 38,7 \text{ [cm}^3/\text{rot]}$$

Pelos mesmos motivos expostos na elaboração dos *layouts* anteriores a utilização de 4 motores que contemplassem esse deslocamento volumétrico inviabilizaria o projeto dado o acréscimo elevado de massa e a capacidade de absorver potências muito superiores às supridas pelo MCI.

Será considerada então uma redução mecânica associada a cada par motor-eixo, permitindo uma amplificação do torque de saída dos motores hidráulicos e conseqüentemente a redução da dimensão dos componentes utilizados.

O uso do motor BAF011 do fabricante EATON (Tabela 9) é novamente indicado uma vez que possui a melhor relação torque / massa com uma arquitetura de dimensões bastante reduzidas.

Considerando o deslocamento do modelo de motor selecionado, exposto na Tabela 9, e a variação de sua pressão da ordem de 150 bar ou 15 MPa aplica-se a equação (17) a fim de obter o torque teórico deste quando trabalhando a essa pressão. Como calculado anteriormente em 4.5.1.1:

$$T_{tm} = 34,70 \text{ [N.m]}$$

Para atender aos 92,50 [N.m] necessários, o fator de redução necessário é calculado pelo uso da equação (18) em que:

Substituindo:

$$T_r = 92,50 \text{ [N.m]}$$

$$T_h = 34,70 \text{ [N.m]}$$

Obtêm-se:

$$i_m = 2,67 \text{ []}$$

A partir da determinação da relação de transmissão e conhecendo a rotação necessária nas rodas do veículo em sua condição de velocidade máxima é possível calcular a rotação máxima alcançada pelos motores hidráulicos. Assim, rearranjando a equação (19):

$$\omega_h = i_m \times \omega_r \quad (26)$$

Onde:

i_m = Relação de transmissão mecânica []

ω_h = Rotação do eixo de saída do motor hidráulico [rpm]

ω_r = Rotação do eixo das rodas [rpm]

Substituindo os valores numéricos:

$$i_m = 2,67 []$$

$$\omega_r = 505,387 [rpm]$$

Obtêm-se:

$$\omega_h = 1349,33 [rpm]$$

O uso de dois ou mais motores em um circuito hidráulico, como citado no *layout* anterior, permite dispô-los em série ou em paralelo.

Uma vez que, como explicitado na seção 4.3, para a obtenção da primeira meta estipulada, transpor 30 m em 4,4 s, o veículo para efeitos de cálculo atende a meta de velocidade máxima transpostos 100 m, a rotação máxima necessária para os motores hidráulicos nas configurações em série ou paralelo é assumida como a calculada acima. Supondo que a rotação máxima dos motores hidráulicos é alcançada quando o MCI está em sua rotação máxima de 3800 rpm (Tabela 8) faz-se necessária a utilização de uma relação de transmissão hidráulica que reduza a rotação de saída do MCI para que está se adequa a rotação necessária nos motores hidráulicos. O fator de redução é obtido pela aplicação da equação (20). Sendo:

$$\omega_h = 1349,33 [rpm]$$

$$\omega_{MCI} = 3800 [rpm]$$

Resultando:

$$i_h = 2,82 []$$

Como mostrado por (SPERRY VICKERS, 1980) esta é a mínima redução que a transmissão hidrostática deve fornecer. É obtida pela relação dos deslocamentos

dos motores e da bomba os quais serão distintos para cada configuração em que o sistema se encontre. A utilização de mais que 2 motores permite associações dos motores em série ou paralelo.

Outras opções que contemplassem circuitos não exclusivamente em série ou em paralelo poderiam ser utilizadas. De acordo com o exposto em (VERION, 2006) uma combinação de funcionamento dos dois sistemas é comumente empregado em transmissões hidrostáticas de veículos. Porém, como exposto na seção 4.5.2.1, a necessidade de modificação do deslocamento da bomba quando feita a comutação entre os sistemas elimina a possibilidade de aplicação desse sistema a esse trabalho.

Os sistemas adotados para fins de simulação e avaliação apresentam os motores divididos em dois grupos: os ligados ao eixo traseiro e os ligados ao dianteiro. Estes grupos serão combinados exclusivamente em paralelo. Dentro destes grupos, existem duas configurações possíveis: os dois motores em série entre si, ou em paralelo.

A opção de utilização dos 4 motores em série não é aqui considerada pois conforme exposto pela equação (16) o torque disponibilizado por um motor hidráulico depende de forma diretamente proporcional à pressão a que está submetido. Assim, para a associação dos motores exclusivamente em série, em que a pressão seria dividida entre os 4 motores, relações de transmissão elevadas seriam necessárias, elevando conseqüentemente a massa do sistema de forma acentuada.

Assim, 2 situações serão consideradas para determinar os deslocamentos que devem ser contemplados pela bomba. Quais sejam:

- 1) 4 motores em paralelo em condição de equilíbrio entre os esforços aplicados a cada motor de modo que o fluxo em nenhum dos motores excede a quarta parte do valor do fluxo máximo da bomba;
- 2) 4 motores, montados em série dentro dos grupos traseiro e dianteiro, em condição de equilíbrio de esforços aplicados a cada motor de forma que a pressão não exceda os limites de qualquer dos motores;

Aplicando a equação (21) e, substituindo as variáveis:

i_h = Relação de transmissão hidráulica []

V_{m1} = Deslocamento dos motores hidráulicos em paralelo [cm³/rot]

V_{m2} = Deslocamento dos motores hidráulicos em série [cm³/rot]

V_{b1} = Deslocamento da bomba hidráulica na condição 1 [cm³/rot]

V_{b2} = Deslocamento da bomba hidráulica na condição 2 [cm³/rot]

Por seus valores numéricos:

$i_h = 2,82$ []

$V_{m1} = 43,6$ [cm³/rot]

$V_{m2} = 21,8$ [cm³/rot]

Obtêm-se:

$V_{b1} = 15,46$ [cm³/rot]

$V_{b2} = 7,73$ [cm³/rot]

Estes são os mínimos deslocamentos que a bomba deve fornecer para atender a velocidade final do veículo nas condições supracitadas. Assim, associando esses dados aos do MCI constantes na Tabela 8 é possível selecionar bombas que funcionem nessas condições. Novamente, dentre a seleção de bombas exposta na Tabela 10, a bomba que mais se adequa às restrições do projeto é o Modelo DDC 20 do fabricante Sauer Danfoss. Uma vez que os motores e a bomba selecionados são os mesmos dos demais *layouts* considerados, a mesma especificação de óleo lubrificante será adotada, qual seja óleo Shell Tellus D032 (SHELL, 2006).

A vazão máxima do sistema, fornecida pela rotação de entrada da bomba e seu deslocamento já é conhecida, tendo sido calculada na seção 4.5.1.1:

$$Q_{m\acute{a}x} = 76 \text{ [l/min]}$$

Assim, procede-se à verificação da capacidade do sistema de transmissão proposto em disponibilizar torque suficiente à manutenção do veículo na velocidade máxima estipulada. O torque disponibilizado pela transmissão deve ser, segundo dados da Tabela 8, igual ou superior a 34,36 [N.m] por eixo de tração para um veículo 4x4. Uma vez que utilizaremos um motor hidráulico para movimentar cada

roda, cada um deve disponibilizar metade do valor de torque requerido por eixo ou, 17,18 [N.m].

A pressão gerada pela bomba quando movida pelo MCI a 3800 rpm foi calculada no primeiro dos circuitos hidráulicos estudados e é igual a:

$$p = 5,368 \cdot 10^6 \text{ [Pa]}$$

Resultado o qual, associado ao deslocamento dos motores hidráulicos ligados à bomba permite, através da aplicação da equação (17), o cálculo do torque fornecido pelos motores hidráulicos em ambas as condições. Quais sejam:

Para o sistema em paralelo:

$$T_{tm_{vel.máx}} = 9,31 \text{ [N.m]}$$

Para o sistema em série, uma vez que metade da pressão está associada a cada motor:

$$T_{tm_{vel.máx}} = 4,66 \text{ [N.m]}$$

A esses resultados aplica-se o valor calculado para a transmissão fixa do veículo de 2,67:1. Assim, aplicando a equação (18), o torque no eixo das rodas é igual a:

Para o sistema em paralelo:

$$T_{r_{vel.máx}} = 24,85 \text{ [N.m]}$$

Para o sistema em série:

$$T_{r_{vel.máx}} = 12,44 \text{ [N.m]}$$

Dessa forma, uma vez que o torque do veículo na configuração de transmissão em série é inferior a 17,18 [N.m] por eixo de roda, esse mostra-se incapaz de manter a máxima velocidade, para a relação de transmissão mecânica utilizada, violando uma das metas do projeto. Apesar desse fato, durante a etapa de simulação, foi verificado potencial nesta solução. Desta forma, no capítulo 5 serão sugeridas alterações nas relações de transmissão usadas nesta proposta, a fim de adequá-la

as metas. Por esse motivo, abaixo, será dado sequência ao dimensionamento de ambos os circuitos.

O ábaco de (PARKER, 2011) reproduzido na Figura 14 permite estipular o diâmetro das mangueiras a serem utilizadas para as linhas de sucção, de pressão e de retorno, conhecida a vazão máxima do sistema. Portanto, seguindo as indicações de velocidade máxima para cada tubulação, os valores definidos foram:

Tabela 15 – Diâmetros internos das tubulações do Circuito Hidráulico 3

Diâmetro interno mínimo	Circuito série	Circuito paralelo
Linha de Sucção [mm]	38,1	38,1
Linha de Pressão (1) [mm]	15,9	15,9
Linha de Pressão (2) [mm]	-	12,7
Linha de Pressão (3) [mm]	12,7	7,9
Linha de Retorno (4) [mm]	19,1	12,7
Linha de Retorno (5) [mm]	-	19,1
Linha de Retorno (6) [mm]	25,4	25,4

⁽¹⁾ Linha de pressão que conecta a bomba a conexão "T"; ⁽²⁾ Linha de pressão que conecta uma conexão "T" a outra; ⁽³⁾ Linha de pressão que conecta a conexão "T" aos motores; ⁽⁴⁾ Linha de retorno que conecta os motores a conexão "T"; ⁽⁵⁾ Linha de retorno que conecta uma conexão "T" a outra; ⁽⁶⁾ Linha de retorno que conecta a conexão "T" ao tanque

Fonte: (PARKER, 2011)

Para definir o modelo das mangueiras a serem utilizadas consultou-se o catálogo (PARKER, 2011). Para as linhas de pressão foram considerados os diâmetros internos provenientes do uso do ábaco de (PARKER, 2011) e pressão de 300 bar ou 30 MPa, uma vez que esta é a máxima pressão da bomba selecionada. Para as linhas de sucção e de retorno o valor de pressão considerado foi de 10 bar ou 1 MPa.

Os dados das tubulações selecionadas estão expostos na tabela abaixo, assim como suas posições nos circuitos expostas nas Figura 21 e Figura 22.

Tabela 16 – Dados das tubulações selecionadas para o circuito hidráulico 3

	Sucção	Linhas de pressão			Linhas de retorno		
		(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
Modelo	2030T-20CON	2245N-10V30	2245N-08V00	2245N-05V00	2030T-12CON	2030T-08CON	2030T-16CON
Fabricante	Parker	Parker	Parker	Parker	Parker	Parker	Parker
Diâmetro interno [mm]	32,2	16	12,8	8,2	19,3	12,8	25,5
Diâmetro Externo [mm]	40,2	24,5	20,7	14,3	24	17,8	32,2
Pressão de Trabalho [MPa]	3,4	33	35	40	6,9	10,3	4,6
Pressão de Ruptura [MPa]	13,6	132	140	160	27,6	41,2	18,4
Massa por metro linear [kg/m]	0,69	0,72	0,52	0,32	0,37	0,25	0,54

(1) Linha que liga a bomba à conexão “T” em ambos os circuitos; (2) Linha de pressão que conecta uma conexão “T” a outra no circuito em paralelo ou Linha de pressão que conecta a conexão “T” aos motores no circuito em série; (3) Linha de pressão que conecta a conexão “T” aos motores no circuito em paralelo; (4) Linha de retorno que conecta os motores a conexão “T” no circuito série e que conecta uma conexão “T” a outra no circuito paralelo; (5) Linha de retorno que conecta os motores a conexão “T” no circuito paralelo; (6) Linha de retorno que conecta a conexão “T” ao tanque em ambos os circuitos

Fonte: (PARKER, 2011)

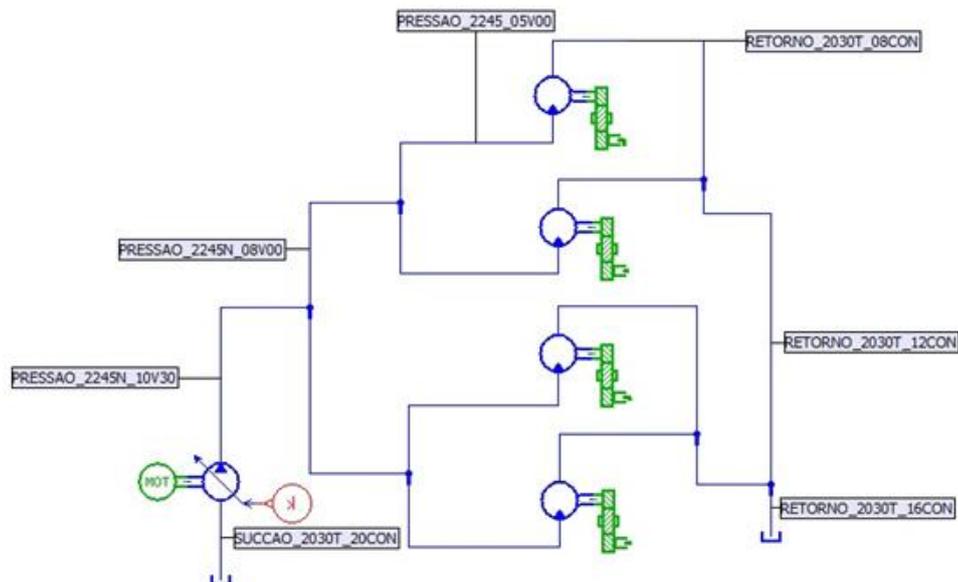


Figura 21 – Identificação tubulações circuito paralelo – Layout 3

Fonte: Arquivo Próprio

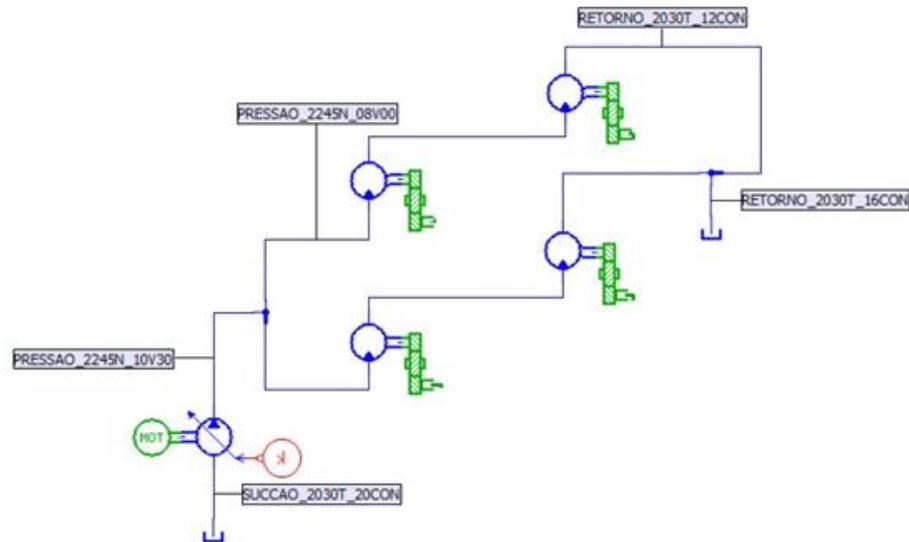


Figura 22 – Identificação tubulações circuito série – Layout 3
Fonte: Arquivo Próprio

Para o cálculo da massa acrescentada pelas mangueiras, a mesma suposição de comprimentos genéricos iguais a 0,5 metros dos outros *layouts* será utilizada. Assim, para o circuito em paralelo resulta:

$$M_{mang} = l.m_s + l.m_pBT + 2.l.m_pTT + 4.l.m_pTB + 4.l.m_rBT + 2.l.m_rTT + l.m_rTTQ \quad (27)$$

Onde:

M_{mang} = massa das mangueiras [kg]

l = comprimento [m]

m_s = massa por metro linear da mangueira de sucção [kg/m]

m_pBT = massa por metro linear da mang. de pressão bomba – con. “T” [kg/m]

m_pTT = massa por metro linear da mang. de pressão con. “T” – con. “T” [kg/m]

m_pTB = massa por metro linear da mang. de pressão con. “T” - motores [kg/m]

m_rBT = massa por metro linear da mang. de retorno do motor – con. “T” [kg/m]

m_rTT = massa por metro linear da mang. de retorno con. “T” – con. “T” [kg/m]

m_rTTQ = massa por metro linear da mang. de retorno con. “T” ao tanque [kg/m]

Usando:

$$l = 0,5 \text{ [m]}$$

$$m_s = 0,69 \text{ [kg/m]}$$

$$m_p BT = 0,72 \text{ [kg/m]}$$

$$m_p TT = 0,52 \text{ [kg/m]}$$

$$m_p TB = 0,32 \text{ [kg/m]}$$

$$m_r BT = 0,25 \text{ [kg/m]}$$

$$m_r TT = 0,37 \text{ [kg/m]}$$

$$m_r TTQ = 0,54 \text{ [kg/m]}$$

Resulta:

$$M_{mang} = 3,005 \text{ [kg]}$$

O mesmo reservatório especificado para os *layout* anteriores será aqui adotado, haja vista que não foi modificada a especificação da bomba e, portanto, sua vazão máxima. Também, o filtro utilizado é mantido o mesmo.

Assim, aplicando a equação (24), a massa total do veículo considerando essa opção de transmissão e a massa dos componentes:

$$M_{total} = \text{massa total [kg]}$$

$$M_{vp} = \text{massa do veículo mais piloto (incluindo a transmissão mecânica) [kg]}$$

$$M_{mh} = \text{massa do motor hidráulico [kg]}$$

$$M_{bh} = \text{massa da bomba hidráulica [kg]}$$

$$M_{mang} = \text{massa das mangueiras [kg]}$$

$$M_{res} = \text{massa do reservatório [kg]}$$

$$M_f = \text{massa de fluido hidráulico [kg]}$$

Substituindo:

$$M_{vp} = 227 \text{ [kg]}$$

$$M_{mh} = 22 \text{ [kg]}$$

$$M_{bh} = 10 \text{ [kg]}$$

$$M_{mang} = 3,005 \text{ [kg]}$$

$$M_{res} = 10 \text{ [kg]}$$

$$M_f = 12,67 \text{ [kg]}$$

Resulta:

$$M_{total.paralelo} = 284,675 \sim 285 \text{ [kg]}$$

Fazendo-se o mesmo procedimento para o modelo em série, chega-se a:

$$M_{total.serie} = 284,675 \sim 285 \text{ [kg]}$$

Abaixo um quadro com o resumo de todas as características do *layout* em paralelo seguido da figura esquemática com a identificação dos componentes.

Características gerais	Transmissão hidrostática dividida 4X4 com controle manual
Bomba hidráulica selecionada	Sauer Danfoss DDC 20 – 20 cm ³ /rot
Motores hidráulicos selecionados	EATON BAF011 – 10,9 cm ³ /rot
Relação de transmissão da transmissão mecânica	2,67
Fluido Hidráulico	Shell Tellus DO32
Mangueiras selecionadas	Sucção: 2030T-20CON Pressão: 2245N-05V30, 2245N-08V30 e 2245N-10V30 Retorno: 2030T-08CON, 2030T-12CON e 2030T-16CON
Volume do reservatório	15,2 litros
Filtro utilizado	ISO 18/15/13
Massa total do veículo + piloto (estimada)	285 quilogramas

Quadro 9 – Resumo do Circuito Hidráulico 3

Fonte: Arquivo próprio

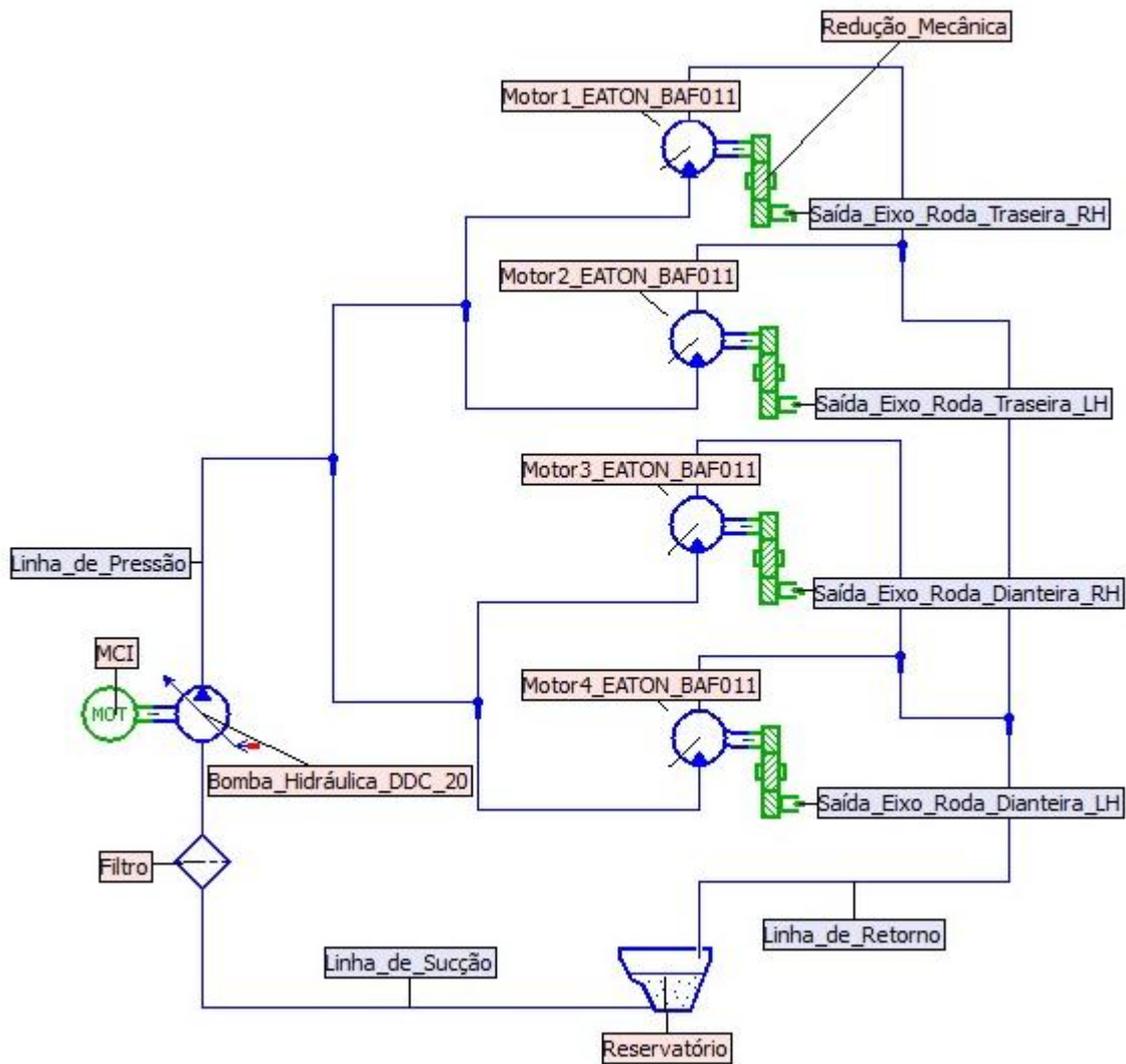


Figura 23 – Representação dos componentes do circuito hidráulico 3
Fonte: Arquivo Próprio

5. MODELAGEM E SIMULAÇÃO EM AMESIM

Neste capítulo serão mostrados os modelos utilizados no ambiente do *software* AMESim para as simulações das opções de transmissão discutidos no capítulo anterior.

Inicialmente será exposta a metodologia das simulações, seguida dos modelos que representam o motor a combustão interna e o veículo baja, comuns a todos os layouts de transmissão, e da simulação de cada layout específico, com a apresentação dos resultados.

Como, dentro do ambiente do *software*, muitos componentes serão utilizados para descrever os sistemas, nesta seção não serão mostrados todos os parâmetros utilizados como dados de entrada destes componentes. Estes serão integralmente compilados nos Apêndices, visando a repetibilidade e reprodutibilidade das simulações. O foco maior do presente capítulo será a lógica aplicada para a associação dos componentes e os conceitos por trás desta.

5.1 Procedimentos para as Simulações

O primeiro objetivo das simulações é confrontar o desempenho apresentado por cada *layout* de transmissão proposto no capítulo anterior com as metas de projeto apresentadas na Tabela 2. Vale ressaltar que nos caso em que os resultados destas transmissões ficaram abaixo dos objetivos estabelecidos, alterações em suas configurações foram feitas, visando à aproximação dos resultados às metas estabelecidas.

Para permitir a comparação com os resultados da Tabela 2, as simulações foram realizadas com o veículo partindo do repouso até que este atingisse 100 metros de deslocamento. Ele realizou o movimento em linha reta, com terreno plano e velocidade do vento igual a zero.

Não foram considerados os efeitos térmicos envolvidos no sistema, como geração de calor no MCI ou na transmissão hidrostática. Apesar de esses efeitos

serem importantes para o funcionamento do sistema e vida útil dos componentes, principalmente em regimes longos sem paradas, a aquisição de dados para a alimentação dos modelos se mostrou bastante complexa, principalmente no que se refere às trocas térmicas ocorridas na bomba, motor e tanque hidráulico. Como, para efeito de comparação do desempenho geral das transmissões e das metas estabelecidas, que pressupõe regimes curtos de funcionamento, o comportamento térmico não é determinante, optou-se por não incluí-lo no modelo. Uma discussão sobre os efeitos do calor nos sistemas hidráulicos pode ser encontrada em (MAJUMDAR, 2006).

Um segundo objetivo das simulações é fazer uma comparação entre os layouts de transmissão estudados, a fim de determinar, sob o ponto de vista do seu desempenho, qual seria o mais indicado para a aplicação.

Para permitir uma comparação entre os layouts de transmissão, todas as simulações utilizaram os mesmos modelos para descrever o MCI e o veículo, diferenciando-se apenas nos componentes utilizados no circuito hidráulico.

Foram levados em consideração para a criação dos modelos para as simulações: o comportamento do MCI; perdas por arrasto aerodinâmico; atrito com o solo; inércias rotativas; massa do veículo; rendimento dos componentes hidráulicos; características do fluido hidráulico utilizado; perdas de carga nas linhas de condução de fluido e válvulas; e o rendimento da transmissão mecânica.

Os resultados apresentados serão: tempo para atingir 30 metros de deslocamento, velocidade com 100 metros de deslocamento e demais dados do circuito hidráulico que sejam relevantes para cada discussão em particular.

O intervalo de tempo para captura de dados foi determinado como 0,1 segundos. Este intervalo determina a frequência com que os resultados de cada variável do modelo são salvos para, posteriormente, serem utilizados para a construção dos gráficos e apresentação dos resultados da simulação. Como o tempo para se atingir 30 metros de deslocamento, segundo Tabela 2, é controlado na casa dos décimos de segundo, este intervalo é suficiente.

A seguir, são apresentados os modelos comuns, seguidos das simulações de cada layout.

5.2 Modelos comuns

5.2.1 Modelo do Motor a Combustão Interna com governador mecânico

O comportamento do motor a combustão em questão, Briggs & Stratton Intek OHV 305, é dado pelas suas curvas de torque contra rotação e potência contra rotação, mostrados nas Figura 9 e Figura 10, além da atuação do governador mecânico (seção 2.4.1).

Para a simulação, o motor será considerado como sempre acelerado ao seu máximo, desta forma correspondendo ao comportamento de suas curvas características (citadas acima), que pressupõe máximo torque e máxima potência a cada rotação. Sua velocidade máxima deverá ser de 3800 rpm, como limitado pela norma da competição SAE Baja (seção 2.2), sendo o governador ajustado para manter esse valor.

Foi então realizada uma pesquisa nas bibliotecas do AMESim por componentes prontos que permitissem descrever, através da correta parametrização, as características citadas. Não foram encontrados componentes compatíveis: alguns se mostraram muito simples, a exemplo do modelo de motor “PM001” que permite apenas a variação linear do torque com a rotação, o que é insuficiente para descrever o comportamento desejado; outros exigiam dados e análises que fogem ao escopo deste trabalho, como o modelo “DRVICE01C”, que oferece uma simulação envolvendo consumo de combustível, emissão de poluentes, potência fornecida, perdas de calor na queima e fluxo de admissão/exaustão de um motor a combustão interna, no entanto exige 68 parâmetros de entrada, correspondentes a dados experimentais do motor, fugindo ao escopo e alcance deste projeto.

Diante da falta de um componente pronto existente nas bibliotecas do *software*, partiu-se para o estudo de uma maneira de simular o comportamento desejado através de uma combinação de elementos da biblioteca de Sinais e Controle (*Signals, Control*) e de Mecânica (*Mechanical*). Os elementos de Sinais foram

utilizados para manipular os dados de entrada do sistema, através de testes lógicos e equações, para fornecer saídas que representem o comportamento esperado. Os componentes da biblioteca de Mecânica fazem a interface entre os sinais que descrevem o funcionamento do motor e os componentes ligados a este, no caso, a transmissão hidrostática.

A lógica utilizada para descrever o motor no ambiente do AMESim é mostrada no fluxograma abaixo (Figura 24). Ela descreve, basicamente, dois comportamentos distintos do motor: um quando este se encontra na faixa de rotação de atuação do governador, outra quando este está fora dessa faixa.

A iteração descrita no fluxograma é iniciada com a leitura da rotação e do torque resistivo (exercido pelos sistemas do veículo) no eixo do motor, em dado instante de tempo. Ambos são resposta ao torque previamente fornecido pelo motor em iterações anteriores. A partir destas leituras, um primeiro teste lógico é feito: a rotação é comparada a dois limites, um superior e outro inferior, próximos a rotação estipulada de 3800 rpm.

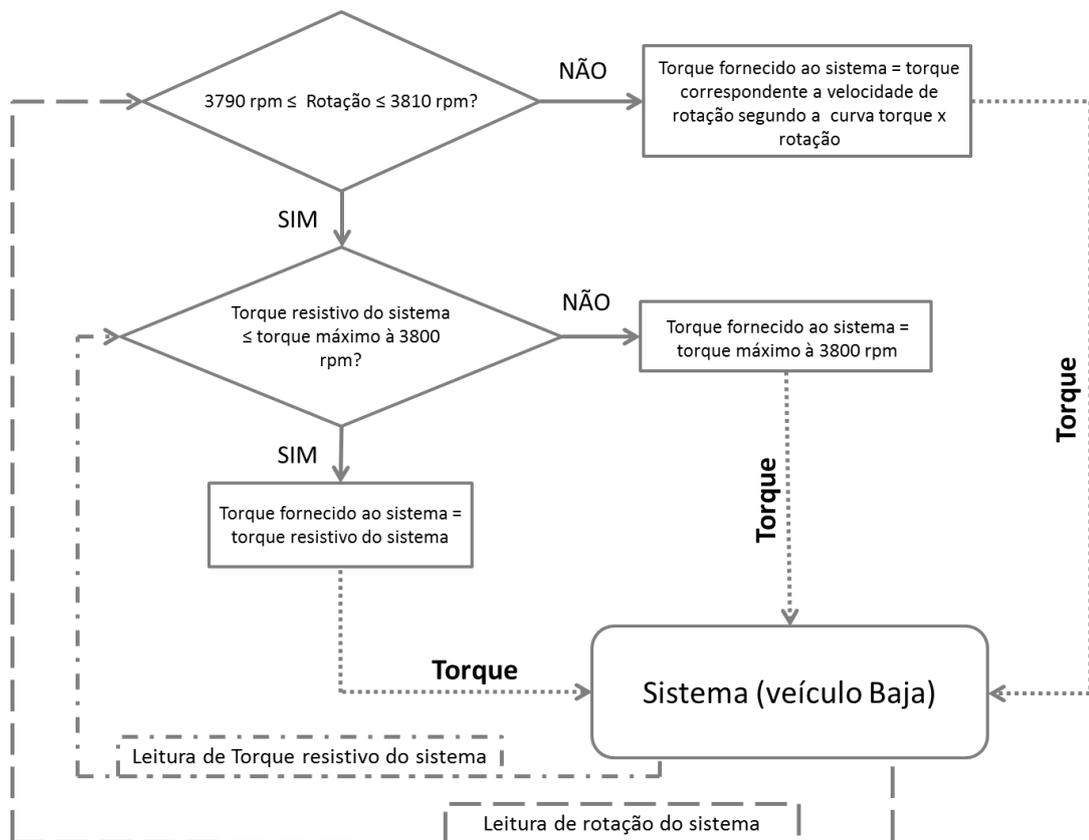


Figura 24 – Fluxograma da lógica de funcionamento do modelo de um MCI regulado por governador

Fonte: Arquivo Próprio

Se a rotação lida estiver compreendida dentro desse intervalo, entra em ação a lógica que corresponde à atuação do governador mecânico. É feito então um segundo teste lógico, em que se verifica se o torque resistivo do sistema é igual ou menor que o torque máximo disponível a 3800 rpm, retirado da curva de torque versus rotação, descrita pela equação (4). Se o torque exigido pelo sistema for menor que o torque disponível a essa rotação, o motor retorna ao sistema o mesmo valor de torque lido. Neste caso, como o torque fornecido ao sistema e o exigido por este são iguais, não há variação da velocidade de rotação do motor, que assim se mantém na faixa próxima a 3800 rpm.

No entanto, se no segundo teste lógico, o torque exigido pelo sistema for maior que o torque disponível a 3800 rpm, o motor retorna ao sistema o torque máximo a essa rotação (também definido pela equação (4)). Neste caso, como o torque exigido do motor é maior que o que este consegue disponibilizar, sua rotação diminui.

Caso a rotação do motor caia abaixo da faixa estipulada, o primeiro teste lógico aplicado, mostrado no fluxograma, torna-se falso. Nesta situação, o torque fornecido pelo motor será igual ao torque correspondente à rotação lida na curva de torque versus rotação (equação (4)). Esse comportamento retrata o funcionamento do motor quando totalmente acelerado, em uma rotação abaixo daquela de atuação do governador.

O resultado é a limitação da rotação do motor à faixa estipulada, através do controle do torque fornecido ao sistema, além da reprodução do comportamento do motor durante sua aceleração. O sistema que descreve a lógica acima em ambiente AMESim é mostrado na Figura 25.

O modelo fornece torque através de seu eixo de saída (indicado na Figura 25) e recebe a rotação correspondente, produto das interações dos componentes dos sistemas ligados à saída do motor. Além da leitura de rotação do sistema, o modelo recebe os dados de torque resistivo do mesmo, utilizado na simulação do controle do governador.

Os componentes em verde representam a conexão física entre o motor e o resto do veículo. No Apêndice A é feita a descrição completa deste modelo, com parâmetros utilizados, maiores detalhes sobre os componentes e comportamento.

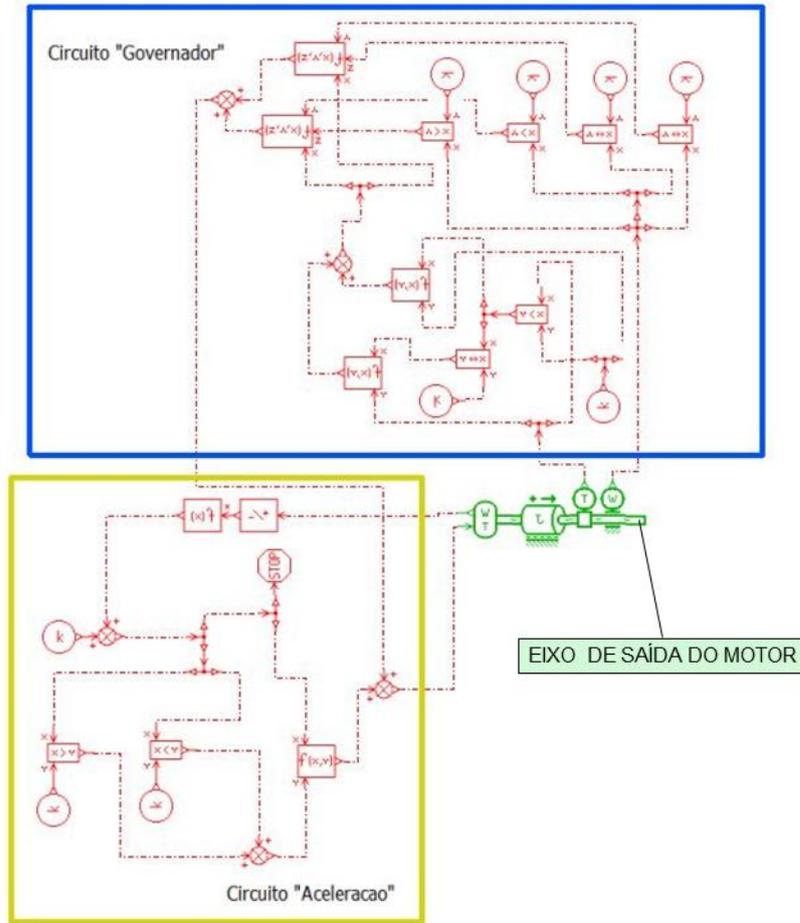


Figura 25 – Modelo do Motor Briggs & Stratton em AMESim. Ver Apêndice A para maiores detalhes

Fonte: Arquivo Próprio

Devido a grande quantidade de componentes empregados, optou-se por utilizar a ferramenta de criação de supercomponentes disponível no AMESim, que permite o agrupamento de vários elementos sob um único símbolo. Mantém-se assim todas as características do arranjo mostrado na Figura 25, no entanto com grande simplificação visual:



Figura 26 – Supercomponente equivalente ao modelo de MCI mostrado na Figura 25

Fonte: Arquivo Próprio

5.2.2 Modelo do veículo Baja

O veículo BAJA será reproduzido através do componente “DRVVEH3B” da biblioteca “*IFP Drive*”, do software AMESim. Este componente permite a simulação dinâmica de um veículo em movimento retilíneo (sem considerações sobre dinâmica em curvas), permitindo configurações 4x4 e 4x2, incluindo frenagem, resistência aerodinâmica, atrito pneu/pista e simulação de active/declives. Os parâmetros do modelo incluem: a massa total do veículo; posição do centro de gravidade em relação aos eixos do veículo; altura, largura e momento de inercia dos pneus e roda; atrito pneu/pista; área equivalente de resistência aerodinâmica; entre outros.

Os parâmetros para esse modelo foram retirados, em sua maioria, das considerações do capítulo anterior (seção 4.2), com exceção do coeficiente de arrasto aerodinâmico e da área equivalente de resistência aerodinâmica, que foram retirados de (CARDOSO e VENTURA, 2010). É importante salientar que, apesar deste modelo ser utilizado para simulações de todos os layouts de transmissão hidrostática, o parâmetro de massa do veículo é diferente para cada uma delas, devido aos diferentes componentes hidráulicos utilizados.

No Apêndice B, estão listados os parâmetros utilizados neste modelo, bem como nos componentes complementares, incluídos para seu correto funcionamento. O conjunto completo é mostrado abaixo.

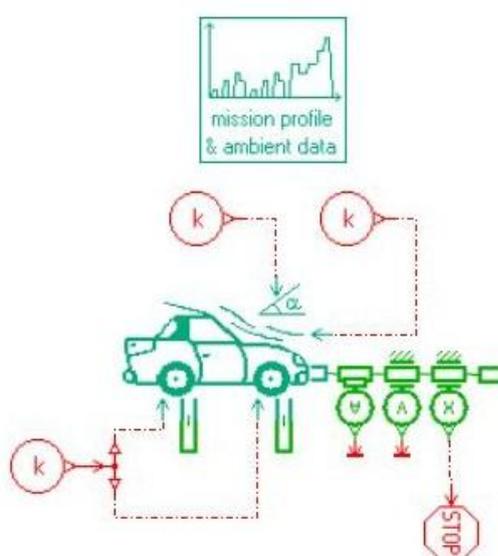


Figura 27 – Modelo em AMESim do veículo Baja
Fonte: Arquivo Próprio

5.3 Descrição e simulação dos modelos

Nesta seção, serão desenvolvidos os modelos em AMESim das transmissões propostas. Estes modelos serão simulados segundo os padrões definidos na etapa de metodologia deste capítulo. Seus respectivos resultados serão expostos e, ao final deste capítulo, comparados entre si.

Como no caso dos modelos do MCI e do veículo, apresentados na seção 5.2, serão aqui mostrados apenas a lógica e os componentes utilizados em cada transmissão, sendo os parâmetros completos apresentados nos apêndices deste trabalho.

5.3.1 Modelo em ambiente AMESim da Proposta 1: Transmissão hidrostática integrada 4X2 com controle direto

A seguir, será apresentado e simulado o modelo da proposta de transmissão 1, com a exposição de seus resultados.

5.3.1.1 *Descrição e parametrização do modelo da Proposta de Transmissão 1*

Para a construção do modelo para simulação da primeira proposta de transmissão, serão utilizados os componentes e circuito descritos na seção 4.5.1.1, juntamente com os modelos em AMESim do MCI e do veículo, expostos anteriormente. Este modelo completo é mostrado na Figura 28.

A seguir, são discutidos os modelos e efeitos físicos considerados para a simulação de cada um destes elementos. Os componentes mostrados são os mesmos descritos na seção de projeto preliminar desta proposta, à exceção da “válvula de alívio” e do “comando direto”.

A válvula de alívio de pressão foi adicionada por medida de segurança, a fim de evitar que a pressão do sistema ultrapasse o menor dos limites máximos

tolerados pela bomba e motor hidráulico. Neste caso, o menor limite é o da bomba, igual a 300 bar (SAUER DANFOSS, 2011).

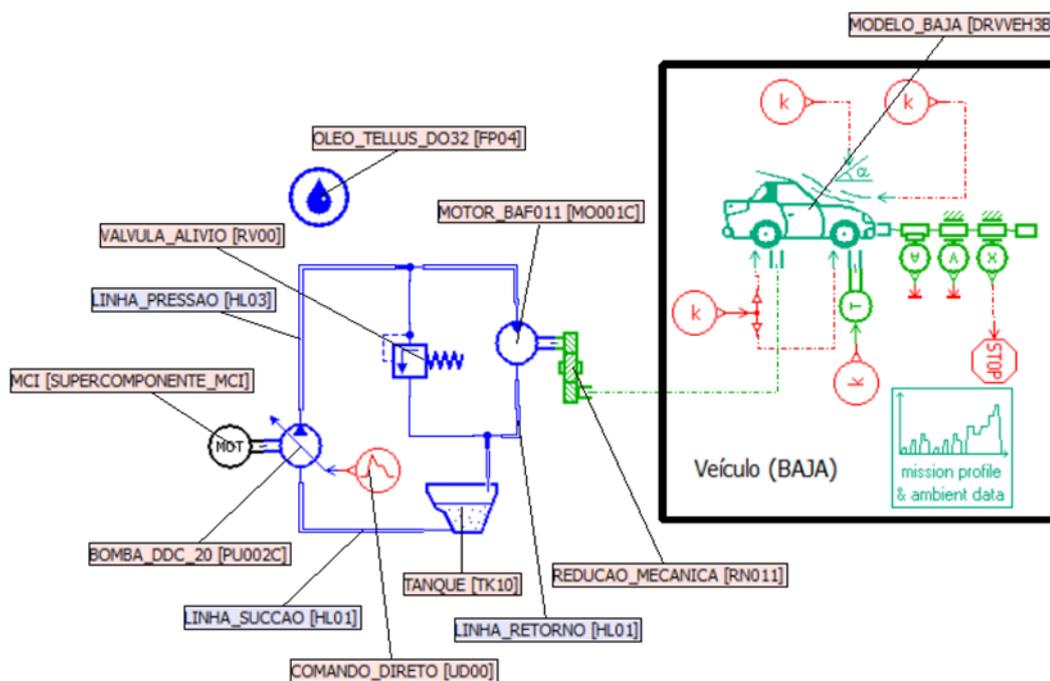


Figura 28 – Modelo em AMESim: transmissão hidrostática integrada 4X2 com controle direto
Fonte: Arquivo Próprio

O componente “comando direto” representa a atuação do piloto do veículo sobre o comando da bomba. Nesta simulação, o comando mecânico real exercido pelo piloto (através de alavanca, pedal, etc) é traduzido na forma de um sinal com intensidade variável no tempo, que define a proporção do deslocamento da bomba: para o sinal igual a zero, o volume deslocado é também igual a zero; para o sinal igual a um, o deslocamento é máximo (neste caso, 20 cm³/rot). Diversos intervalos de tempo, com duração determinada pelo usuário e com diferentes intensidades de sinal, podem ser programados neste componente.

A definição da variação do sinal fornecido por este componente é bastante complexa, já que depende de fatores humanos. Em vista desta dificuldade, foi determinada a utilização de uma configuração inicial para este sinal, variando linearmente de zero a um no intervalo de 10 segundos, mantendo o sinal igual a um pelo resto da simulação. A partir desta aproximação inicial, avaliando-se os

resultados das simulações, a configuração do comando (variação da intensidade do sinal no tempo) será alterada para melhor desempenho do sistema.

Para a simulação do comportamento da bomba e motor hidráulico, foram utilizados modelos que levam em consideração a eficiência volumétrica e mecânica dos componentes. Os valores utilizados para estas eficiências foram retirados dos materiais de seus respectivos fabricantes (SAUER DANFOSS, 2011) e (EATON, 2003). A entrada da bomba é conectada diretamente ao MCI.

As linhas hidráulicas, tanto de pressão quanto de sucção e retorno, foram modeladas com efeitos de compressibilidade e atrito fluidodinâmico.

O efeito de compressibilidade, ou seja, a o conjunto de variação do volume interno da mangueira e compressão do fluido sob diferentes níveis de pressão, tem influência na frequência hidráulica do sistema, e, conseqüentemente, em seu comportamento dinâmico (LINSINGEN, 2001). Além de características geométricas dos dutos, o módulo de Young da mangueira e o módulo de compressibilidade do óleo utilizado são determinantes para a parametrização do efeito de compressibilidade nos modelos do *software*. Dados sobre essas duas propriedades são de difícil obtenção, não sendo fornecidos nos materiais dos fabricantes das mangueiras ou do óleo (PARKER, 2011) (SHELL, 2006). Por este motivo, foram utilizados os valores médios sugeridos por (LINSINGEN, 2001): para o módulo de Young de mangueiras de borracha sintética com trançado de aço, 210 MPa; para o módulo de compressibilidade de um óleo mineral com densidade de 850m³/kg a 40°C (propriedade bastante próxima a do óleo utilizado), 1640 MPa.

O atrito fluidodinâmico, por sua vez, depende fortemente da rugosidade relativa da superfície interna da mangueira e da densidade do fluido hidráulico. A propriedade do fluido é conhecida, dada como 872 kg/m³ à 15°C (SHELL, 2006). No entanto, novamente, a característica mangueira não é fornecida pelo fabricante (PARKER, 2011). Neste caso, para o cálculo da rugosidade relativa da tubulação, foi utilizado o valor de rugosidade absoluta fornecido por (CUNDIFF, 2001) para mangueiras de borracha, igual a 0,001524mm. Assim, usando a definição de rugosidade relativa (LINSINGEN, 2001):

$$e_{rel} = \frac{e}{D} \quad (28)$$

Onde:

e_{rel} = rugosidade relativa []

e = rugosidade absoluta [mm]

D = diâmetro interno da tubulação [mm]

Substituindo os diâmetros internos das três mangueiras utilizadas (Tabela 11), obtêm-se três diferentes rugosidades relativas, que servirão de parâmetro para o modelo:

$$e_{rel,sucção} = 4,73.10^{-5} []$$

$$e_{rel,pressão} = 7,78.10^{-5} []$$

$$e_{rel,retorno} = 5,98.10^{-5} []$$

O reservatório de fluido foi modelado como não pressurizado (pressão atmosférica), com volume igual a 15,2 litros.

A transmissão mecânica, conectada após o motor hidráulico, necessita de dois dados de entrada para sua parametrização: sua taxa de redução e seu rendimento. A redução, definida em 4.5.1.1, é de 10,66:1. O rendimento, supondo tratar-se de uma transmissão por engrenagens com dois estágios, pode ser aproximado por 0,96 (WOMACK, 2010). A saída da transmissão mecânica é conectada diretamente ao eixo traseiro do modelo do veículo Baja. Sobre a parametrização do veículo, vale ressaltar que a massa utilizada para o mesmo foi de 266 quilogramas (Quadro 7).

Uma lista detalhada de todos os parâmetros utilizados nesse modelo pode ser encontrada no Apêndice C.

5.3.1.2 Simulação do modelo da Proposta de Transmissão 1

Com os modelos parametrizados, a simulação foi realizada de acordo com o padrão proposto na seção 5.1, com o veículo sendo acelerado do repouso até que este atinja 100 metros de deslocamento. Uma condição de parada para a simulação foi estipulada através do componente “PARADA” do modelo do veículo Baja (ver

Apêndice B), dessa forma, independente do tempo de simulação, ela será interrompida quando o deslocamento do veículo for igual a 100 metros.

Foi determinado que o ciclo de comando da bomba só iniciará após dois segundos de simulação, ou seja, a potência só será transmitida pelo sistema hidrostático após este tempo. Isto foi feito para que o modelo do MCI possa, partindo da rotação inicial, atingir sua velocidade máxima. Neste tempo, a única potência exigida do motor é para sua própria aceleração, e só após esse estágio a transmissão é acionada. É importante que este fato seja lembrado durante a análise dos gráficos e resultados da simulação, onde este tempo de dois segundos, em que o veículo permanece em repouso no início da simulação, deve ser descontado do tempo total sob análise. Sempre que um tempo para deslocamento do veículo for mencionado neste capítulo, daqui para frente, subentendesse que os dois segundos iniciais já foram descontados.

Com as configurações iniciais propostas acima, o resultado foi parcialmente satisfatório quando comparado aos objetivos da transmissão (Tabela 2): por um lado, o tempo para atingir 30 metros de deslocamento foi de 6,4 segundos, 45% acima da meta de 4,4 segundos, estando aquém do esperado; mas, a velocidade final ao se atingir 100 metros foi de 14,26 m/s, 2,6% maior que o objetivo mínimo de 13,9 m/s, superando as expectativas. Esses dados podem ser observados nos gráficos da Figura 29:

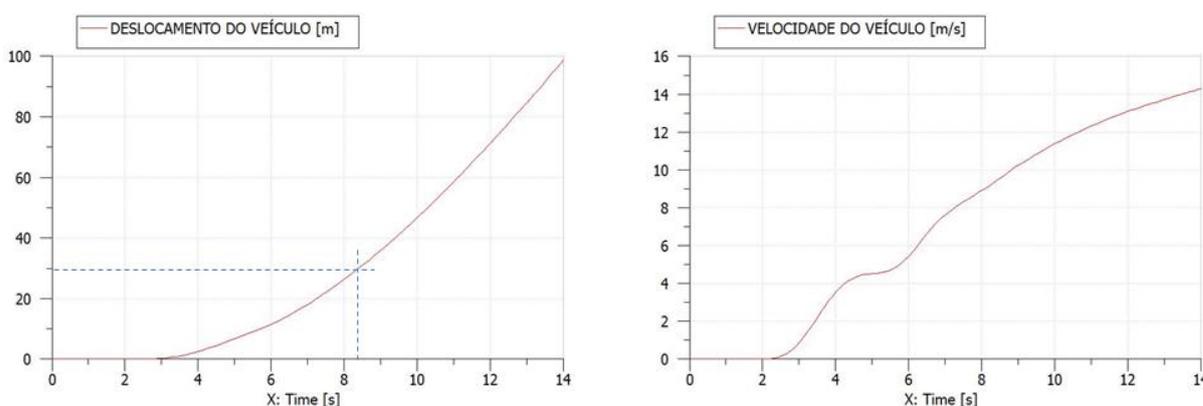


Figura 29 – Gráficos de deslocamento e velocidade versus tempo, respectivamente, para a primeira configuração da Proposta de Transmissão 1

Fonte: Arquivo próprio

Após esse resultado, o sistema foi analisado a fim de identificar possibilidades de melhoria para alcançar a primeira meta. Foi verificado que, nos primeiros segundos de aceleração do veículo (especialmente relevantes para atingir a meta de 4,4 segundos), o torque médio exigido era inferior ao torque limite oferecido pelo motor, o que denota um mau aproveitamento da potência do MCI. Ao mesmo tempo, o torque exigido ao final do ciclo de aceleração (de 8 segundos ao final da simulação, no gráfico abaixo), foi superior ao torque máximo em rotação máxima (ver seção 5.2.1 para maiores detalhes), o que reduz a rotação e potência fornecidas por este. Isto pode ser notado verificando-se o gráfico de potência versus tempo do MCI, reproduzido na Figura 30.

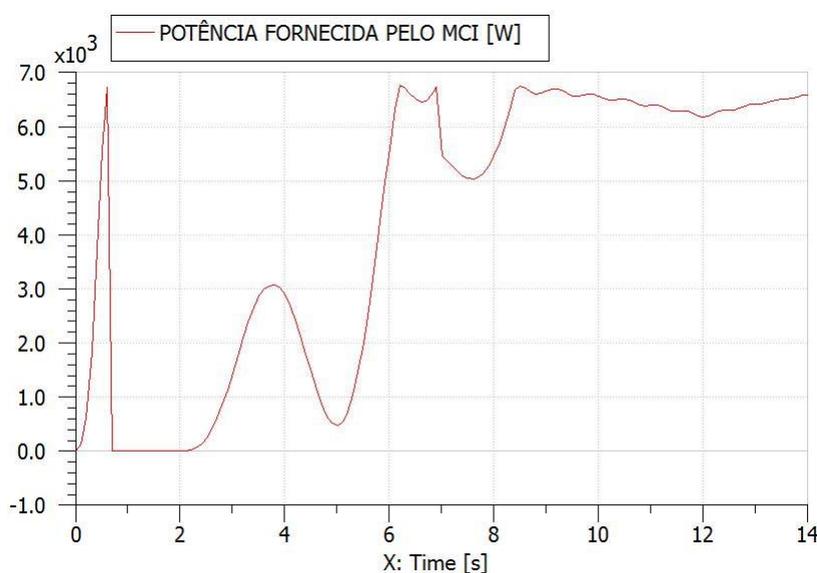


Figura 30 – Gráfico de potência do MCI versus tempo para a primeira configuração da Proposta de Transmissão 1

Fonte: Arquivo próprio

Assim, com o objetivo de melhor aproveitamento da energia fornecida pelo motor, duas mudanças foram propostas: adequação do sinal de comando, para que o deslocamento da bomba seja maior durante os primeiros segundos de movimentação do veículo e, dessa forma, também seja maior a potência transmitida no início da simulação; e o aumento da relação de transmissão mecânica, a fim de aumentar o torque de saída, fornecendo uma maior aceleração e exigindo menor torque do motor a altas velocidades.

Diferentes valores de redução mecânica foram testados no intuito de melhorar o aproveitamento da potência do motor. Uma vez que o limite de torque disponibilizado pelo MCI a 3800 rpm, segundo a equação (4), é de 17,1 N.m, buscou-se aproximar o valor médio de torque a este. Dos valores testados, o que forneceu resultado satisfatório foi:

$$i_{mec} = 10,8 []$$

Sendo este, portanto, o novo valor de redução atribuído à transmissão mecânica.

Para a definição das intensidades de sinal e dos respectivos intervalos de tempo do componente “COMANDO_DIRETO”, levou-se em consideração que, na realidade, este comando será feito pelo piloto, e assim, a escala de valores deve estar num nível de precisão que permita a sua reprodução. Ou seja, foi estipulado que a variação da intensidade do sinal seria dada em intervalos de no mínimo 0,1, numa escala de 0 a 1. Da mesma forma, os intervalos de tempo foram definidos na casa dos segundos.

Os valores do “COMANDO_DIRETO” foram variados buscando-se a melhor resposta do sistema, dentro das limitações descritas no parágrafo anterior. O melhor resultado para a transmissão proposta foi encontrado utilizando três patamares de sinal: avanço de 0 a 0,3 em 1 segundo; de 0,3 a 0,8 em 5 segundos; e de 0,8 a 1 em 3 segundos. Após esse tempo, o valor de 1 foi mantido até o final da simulação. Os resultados são mostrados na Figura 31 e na Figura 32:

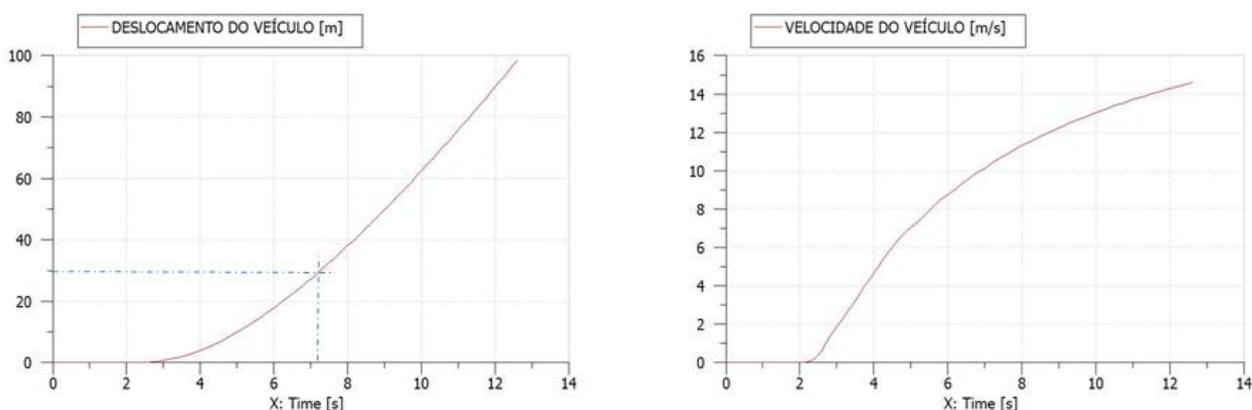


Figura 31 – Gráficos de deslocamento e velocidade versus tempo, respectivamente, para a configuração final da Proposta de Transmissão 1

Fonte: Arquivo próprio

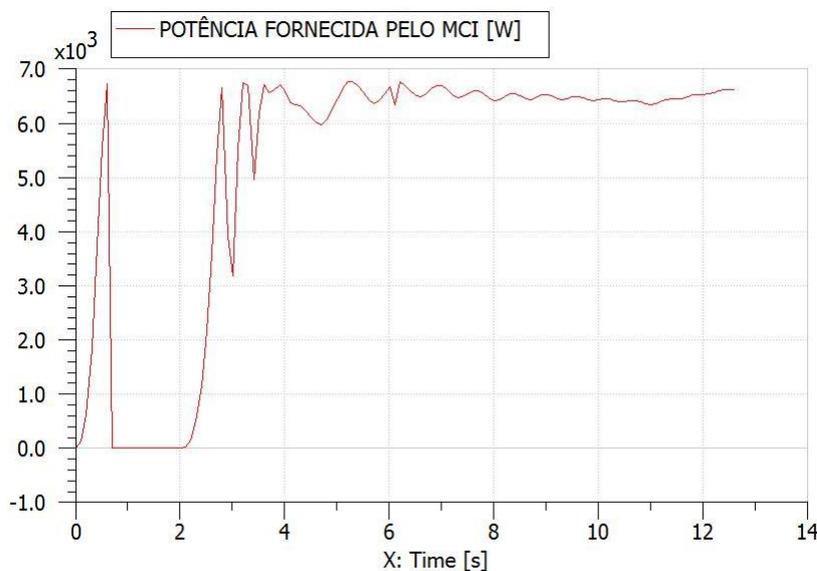


Figura 32 – Gráfico de potência do MCI versus tempo para a configuração final da Proposta de Transmissão 1

Fonte: Arquivo próprio

Nesta configuração, o veículo alcançou 30 metros de deslocamento em 5,29 segundos após o início da sua movimentação, um tempo 20,23% superior aos 4,4 segundos de meta. A velocidade final, ao atingir 100m, foi igual a 14,58 m/s, 5% superior aos 13,9 m/s propostos. Se comparados aos resultados antes das alterações propostas, houve uma melhora significativa (redução do tempo e aumento da velocidade).

Outras configurações foram simuladas, variando-se tempos de aceleração, relação de transmissão mecânica, além dos deslocamentos de bomba e motor. No entanto, dentro das limitações de comando mecânico impostas anteriormente e dos componentes comerciais utilizados, não foi obtido um melhor resultado.

A descrição completa deste modelo final, com todos os parâmetros utilizados, está exposta no Apêndice C.

5.3.2 Modelo em ambiente AMESim da Proposta 2: Transmissão hidrostática dividida 4x2 com controle direto

A segunda proposta contempla a utilização de dois motores hidráulicos, duas disposições diferentes dos componentes foram simuladas.

A primeira proposta apresentada emprega os motores ligados em paralelo. Na segunda, em série.

Após a simulação dos modelos, é feita a exposição dos resultados alcançados.

Alguns itens referentes à parametrização da simulação são os mesmos utilizados na seção Descrição e parametrização do modelo da Proposta de Transmissão 1, uma vez que os componentes utilizados são os mesmos. Quando presentes, apenas referência a essa seção será feita admitindo-se os dados como já conhecidos.

5.3.2.1 Simulação da Proposta de Transmissão 2 – circuito paralelo

A construção do modelo faz uso dos componentes e circuito descritos na seção 4.5.2.1, assim como os modelos em AMESim do MCI e do veículo, expostos anteriormente. O modelo completo é mostrado na Figura 33.

A seguir, serão discutidos os modelos e efeitos físicos considerados para a simulação de cada um dos elementos.

Os componentes:

- Válvula de alívio;
- Comando direto;
- Bomba hidráulica;
- Motores hidráulicos;
- Linhas de sucção, pressão e retorno;
- Reservatório;

bem como seus modelos associados e sua configuração inicial, adotados nesta simulação, são os mesmos da transmissão simulada para a proposta 1, na seção “Descrição e parametrização do modelo da Proposta de Transmissão 1”.

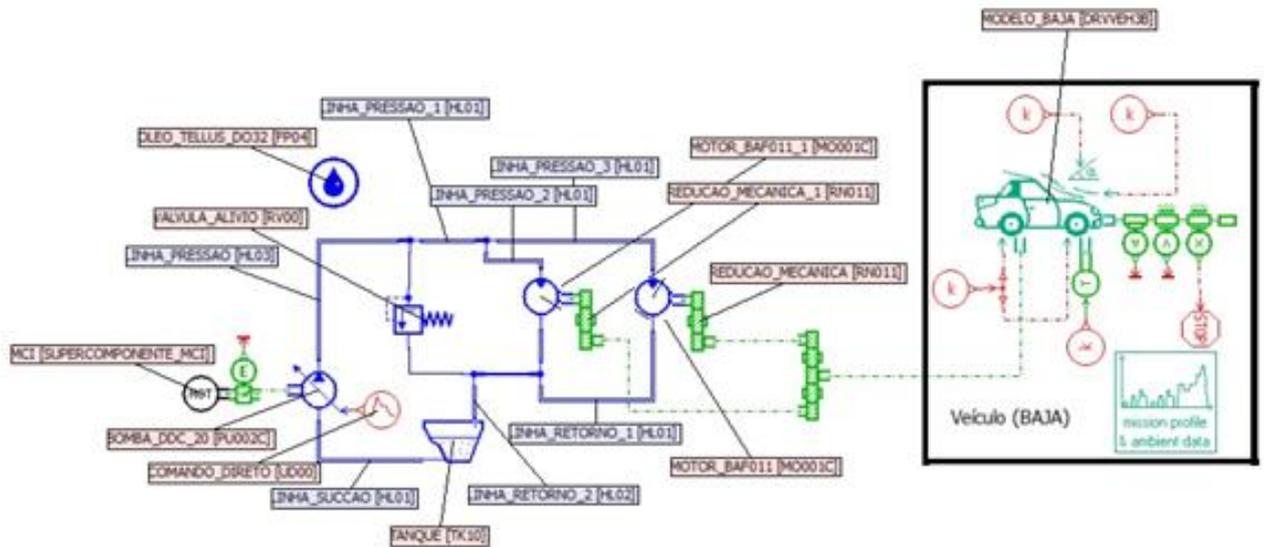


Figura 33 – Modelo em AMESim: transmissão hidrostática dividida 4x2 em paralelo, com controle direto

Fonte: Arquivo Próprio

Uma vez que se adotam dois motores em paralelo há divisão do fluxo fornecido pela bomba e, como descrito em 4.5.2.1, novas especificações de algumas mangueiras são necessárias. Assim, usando a definição de rugosidade relativa exposta na equação (26), substituindo os diâmetros internos das mangueiras utilizadas (Tabela 12 e Tabela 14) e o valor de rugosidade absoluta fornecido por (CUNDIFF, 2001) obtêm-se:

$$e_{rel,sucção} = 4,73.10^{-5} []$$

$$e_{rel,pressão\ Bomba-Conexão} = 7,78.10^{-5} []$$

$$e_{rel,pressão\ Conexão-Motores} = 9,53.10^{-5} []$$

$$e_{rel,retorno\ Motores-Conexão} = 7,89.10^{-5} []$$

$$e_{rel,retorno\ Conexão-Reservatório} = 5,98.10^{-5} []$$

Para a transmissão mecânica, presente após os motores hidráulicos, a redução definida em 4.5.2.1 (5,33:1) foi utilizada associada a um rendimento de 0,96 (WOMACK, 2010).

A massa do veículo, utilizada para sua parametrização, foi de 274 quilogramas (Quadro 9).

Completada a parametrização dos modelos, a simulação foi efetuada de acordo com o padrão proposta na seção 5.1.

A consideração de intervalo de tempo de 2 segundos para início do ciclo de comando da bomba, citado em 5.3.1.1, está presente também nessa simulação valendo, portanto, as mesmas considerações sobre os resultados aqui expostos.

O resultado da simulação, com as configurações iniciais propostas, foi parcialmente satisfatório quando comparado aos objetivos da transmissão (Tabela 2). O tempo para atingir 30 metros de deslocamento e, a velocidade final aos 100 metros foram de, respectivamente, 6,4 segundos e 14,06 m/s. Estando esse resultado 1,15% maior que o objetivo mínimo e aquele 45% acima da meta. Os resultados estão expostos nos gráficos da Figura 34. Assemelham-se aos encontrados para a configuração inicial da Proposta de Transmissão 1.

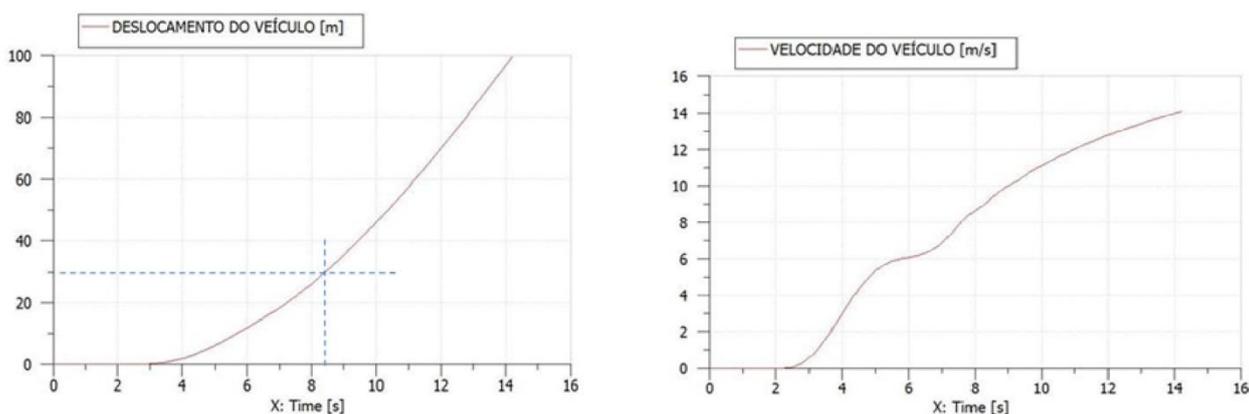


Figura 34 – Gráficos de deslocamento e velocidade versus tempo, respectivamente, para a configuração em paralelo da Proposta de Transmissão 2

Fonte: Arquivo Próprio

Assim como na primeira Proposta de Transmissão, a análise do circuito expôs que nos primeiros segundos de simulação, cruciais para o cumprimento da meta de aceleração em 4,4 segundos, o torque médio exigido do MCI era inferior ao

oferecido por este, caracterizando mau aproveitamento da potência total disponibilizada pelo componente. Também, de 7 até 10 segundos de simulação, o torque exigido foi superior ao torque disponível à rotação máxima, reduzindo assim a rotação e potência fornecidas pelo MCI. Tais situações podem ser visualizadas na Figura 35.

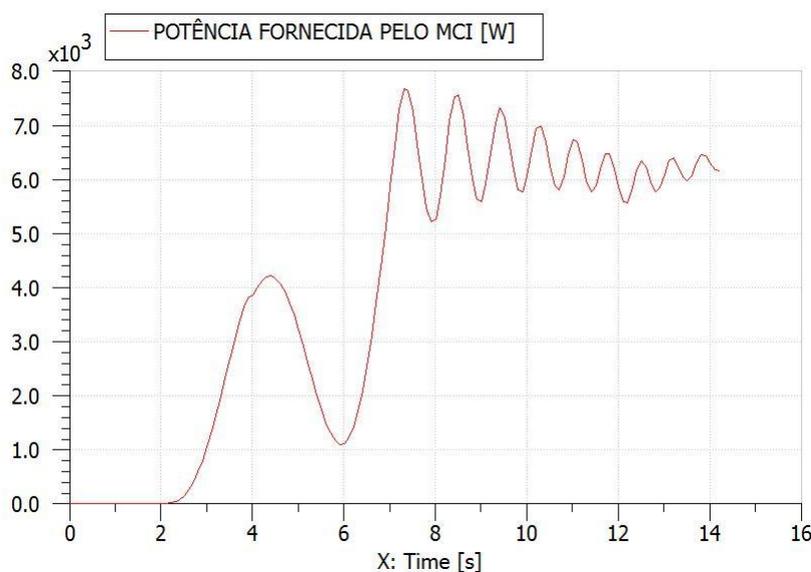


Figura 35 – Gráfico de potência do MCI versus tempo para a configuração paralelo da Proposta de Transmissão 2

Fonte: Arquivo Próprio

A fim de melhor aproveitar a energia fornecida pelo motor, aplicaram-se as modificações propostas em 5.3.1.1, quais sejam: adequação do sinal de comando, aumentando o deslocamento da bomba nos primeiros segundos de simulação e, aumento da relação mecânica de transmissão fornecendo maior torque ao eixo de saída do veículo.

A modificação da relação de transmissão mecânica foi baseada no valor médio de torque disponibilizado pelo MCI na simulação.

Diferentes valores de redução mecânica foram testados no intuito de aproximar o valor médio do valor limite de torque disponibilizado pelo MCI a 3800 rpm que, segundo a equação (4), é de 17,1 N.m. O valor da redução mecânica, superior ao calculado em 4.5.2.1, que melhor atende à condição imposta é:

$$i_{mec} = 6,2 []$$

Sendo este, portanto, o novo valor de redução atribuído à transmissão mecânica.

A definição das intensidades de sinal e seus intervalos de tempo aplicados à variação do deslocamento da bomba através da parametrização do componente “COMANDO_DIRETO” ocorreu levando em consideração a possibilidade de reprodução por ação humana.

O melhor resultado para a transmissão proposta foi encontrado utilizando três patamares de sinal: avanço de 0 a 0,3 em 1 segundo; de 0,3 a 0,8 em 5 segundos; e de 0,8 a 1 em 3 segundos. Após esse tempo, o valor de 1 foi mantido até o final da simulação. Outras configurações foram testadas à variação do deslocamento da bomba, incorrendo, porém, em ciclos complexos que não seriam reproduzíveis através do comando manual executado pelo piloto.

Os resultados para a proposta com 3 patamares de sinal são mostrados abaixo (Figura 36 e Figura 37):

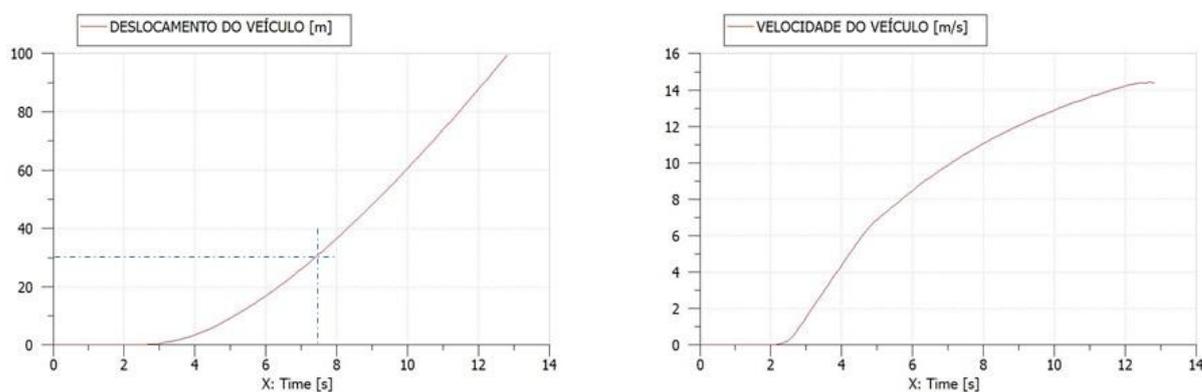


Figura 36 – Gráficos de deslocamento e velocidade versus tempo, respectivamente, para a configuração final da Proposta de Transmissão 2 – Circuito Paralelo

Fonte: Arquivo próprio

Nesta configuração, o veículo alcançou 30 metros de deslocamento em 5,39 segundos após o início da sua movimentação, um tempo 22,5% superior aos 4,4 segundos de meta. A velocidade final, ao atingir 100m, foi igual a 14,38 m/s, 3,45% superior aos 13,9 m/s propostos.

A descrição completa deste modelo, com todos os parâmetros finais utilizados, está exposta no Apêndice D.

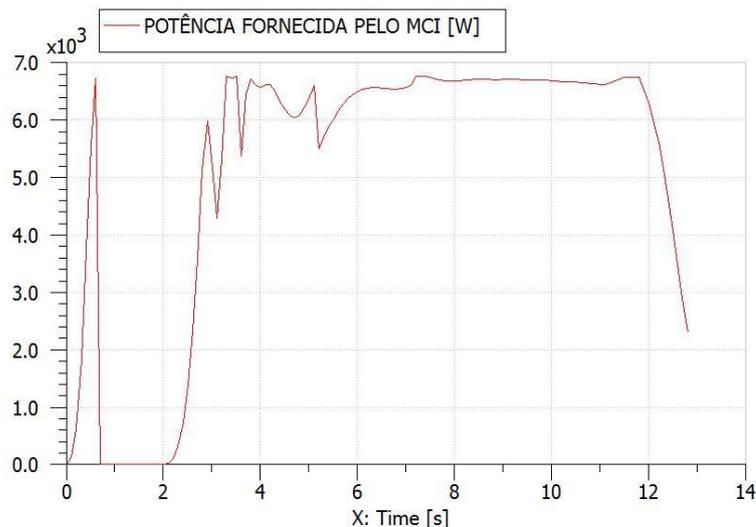


Figura 37 – Gráfico de potência do MCI versus tempo para a configuração final da Proposta de Transmissão 2 – Circuito Paralelo

Fonte: Arquivo próprio

5.3.2.2 Simulação da Proposta de Transmissão 2 – circuito série

Na seção 4.5.2.1, quando do dimensionamento preliminar das propostas foi constatado que o circuito de dois motores em série parametrizado conforme o cálculo da referida seção não atenderia a requisição de torque para manutenção da velocidade máxima. Assim, este será simulado no intuito de possibilitar uma análise mais refinada e proposição de soluções que permitam sua utilização. O modelo completo é mostrado na Figura 38.

As mangueiras e valores de rugosidade adotados são os mesmos da seção 5.3.1.1 uma vez que não há variação dos modelos da bomba, motores e do fluxo que passa pelos motores no circuito em série.

Como parâmetro inicial de análise foi mantida a redução mecânica de 5,33:1 definida em 4.5.2.1.

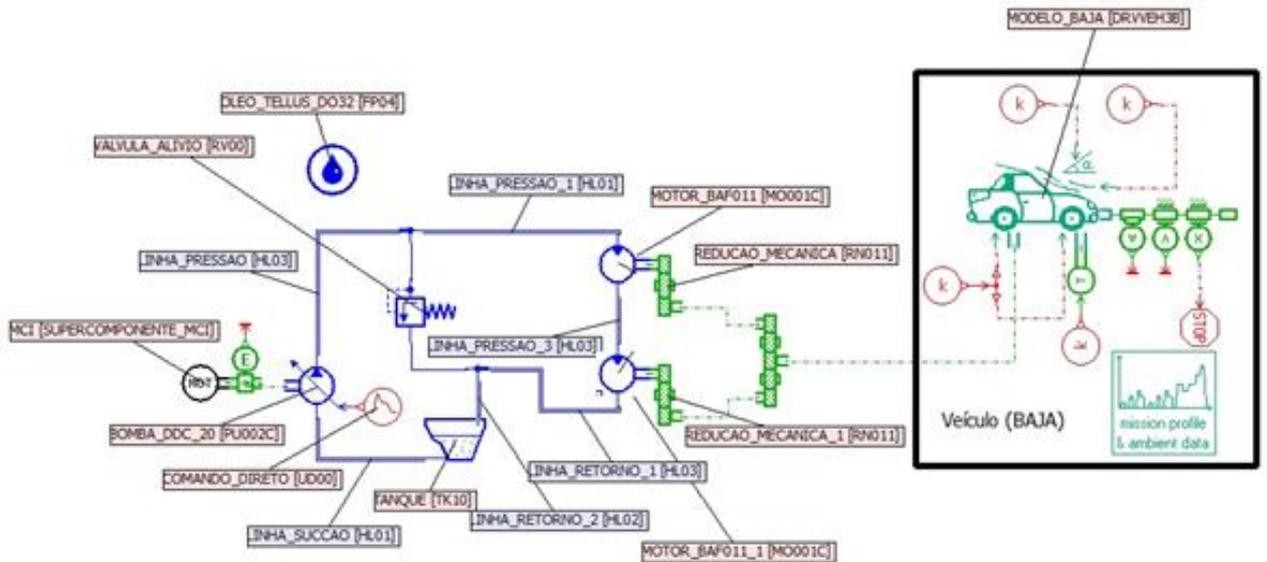


Figura 38 – Modelo em AMESim: transmissão hidrostática dividida 4x2 em série, com controle direto
Fonte: Arquivo Próprio

O resultado da simulação efetuada conforme proposta da seção 5.1, com a parametrização inicial dos modelos, é disposto graficamente na Figura 39:

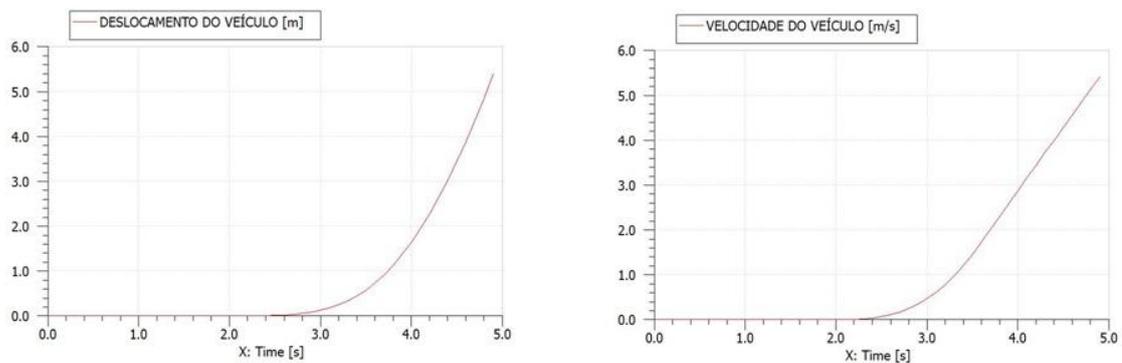


Figura 39 – Gráficos de deslocamento e velocidade versus tempo, respectivamente, para a configuração em série da Proposta de Transmissão 2
Fonte: Arquivo Próprio

A simulação foi interrompida decorridos 2,9 segundos após o acionamento da bomba hidráulica. Conforme Figura 40, a interrupção ocorreu em função da condição de rotação mínima tolerável pelo motor ter sido alcançada, provocando sua parada.

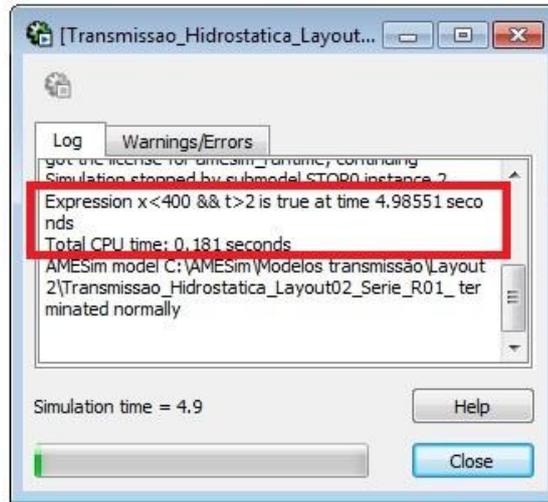


Figura 40 – Detalhe da interrupção da simulação em função da condição de mínima rotação do MCI ter sido alcançada.

Fonte: Arquivo Próprio

A parada do MCI em função da condição de mínima rotação de funcionamento ter sido alcançada foi prevista na seção 5.2.1 e decorre de uma condição de solicitação do componente além dos limites de capacidade de fornecimento de torque. A evidência da ocorrência é mostrada na Figura 41 em que nota-se a exigência acentuada de potência além do limite de fornecimento do MCI.

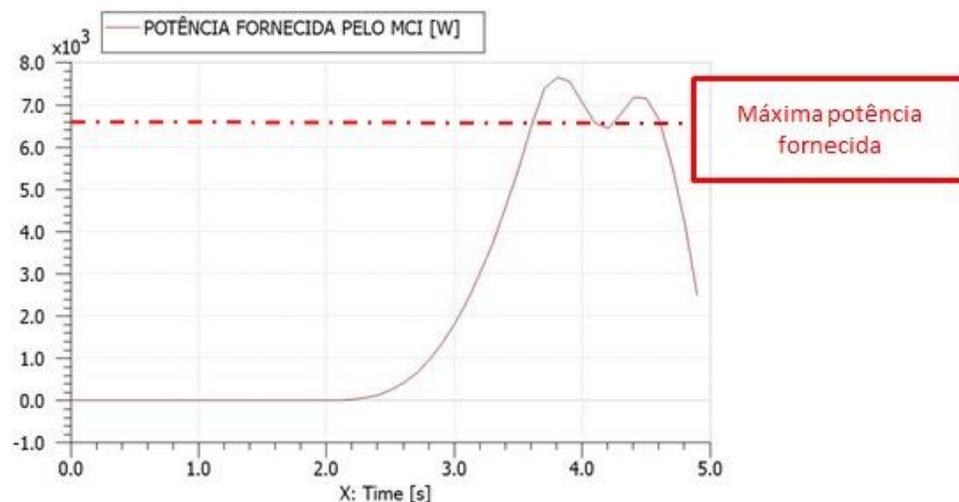


Figura 41 – Gráfico de potência do MCI versus tempo para a configuração série da Proposta de Transmissão 2

Fonte: Arquivo Próprio

Com o objetivo de aumentar o torque de saída do veículo, permitindo menor exigência de torque do MCI, propõe-se o aumento da relação de transmissão mecânica.

Sendo a relação de transmissão hidráulica menor para o circuito em série, valores superiores ao determinado para a composição em paralelo foram simulados. A redução final seguiu, assim como nas simulações das demais propostas, a busca por um valor de torque médio próximo ao máximo valor de torque disponibilizado pelo MCI à 3800 rpm.

O valor atribuído à transmissão mecânica, que melhor atende à condição imposta é:

$$i_{mec} = 8,2 []$$

A partir da determinação da redução mecânica mais adequada partiu-se para a definição da melhor sequência de operação da bomba de deslocamento variável à obtenção de resultados satisfatórios ao cumprimento das metas impostas à transmissão.

Diversas configurações foram testadas, buscando os melhores resultados possíveis de serem reproduzidos através do comando manual humano.

O melhor resultado para a transmissão proposta foi encontrado utilizando três patamares de sinal: avanço de 0 a 0,3 em 2 segundos; de 0,3 a 0,8 em 9 segundos; e de 0,8 a 1 em 3 segundos. Após esse tempo, o valor de 1 foi mantido até o final da simulação.

Os resultados são mostrados na Figura 42 e na Figura 43:

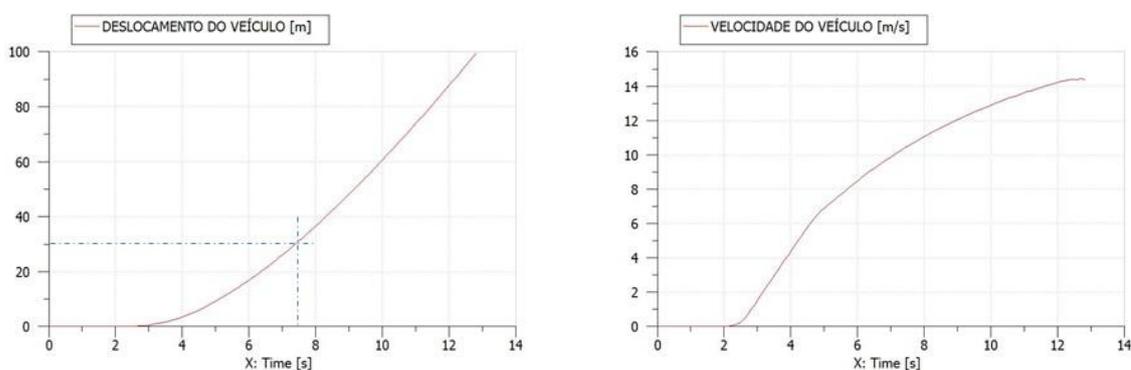


Figura 42 – Gráficos de deslocamento e velocidade versus tempo, respectivamente, para a segunda configuração da Proposta de Transmissão 2 – Circuito Série

Fonte: Arquivo próprio

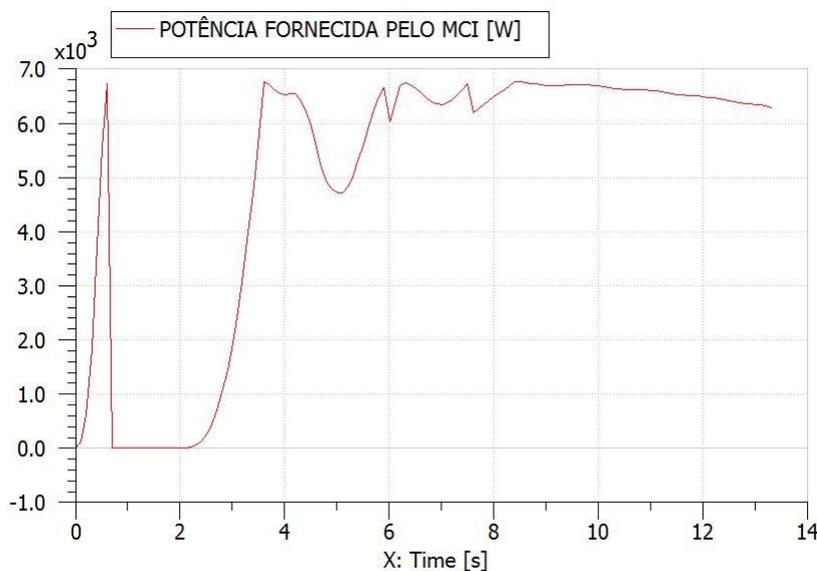


Figura 43 – Gráfico de potência do MCI versus tempo para a configuração final da Proposta de Transmissão 2 – Circuito Série

Fonte: Arquivo próprio

Nesta configuração, o veículo alcançou 30 metros de deslocamento em 5,98 segundos após o início da sua movimentação, um tempo 35,9% superior aos 4,4 segundos de meta. A velocidade final, ao atingir 100m, foi igual a 14,56 m/s, 4,75% superior aos 13,9 m/s propostos.

A descrição completa deste modelo, com todos os parâmetros finais utilizados, está exposta no Apêndice D.

5.3.3 Modelo em ambiente AMESim da Proposta 3: Transmissão hidrostática dividida 4X4 com controle direto

A terceira proposta utiliza quatro motores hidráulicos em duas disposições distintas. Outras opções seriam possíveis, porém não serão consideradas, dado o exposto na seção 4.5.3.1.

O circuito em paralelo será o primeiro a ser simulado uma vez que conforme dimensionamento preliminar, seção 4.5.3.1, potencialmente atenderá aos requisitos impostos à transmissão (Tabela 8).

5.3.3.1 Simulação da Proposta de Transmissão 3 – circuito paralelo

A exceção dos parâmetros de rugosidade relativa das mangueiras, todos os componentes, modelos e dados iniciais do circuito repetem o exposto nas seções anteriores. O modelo completo é mostrado na Figura 44:

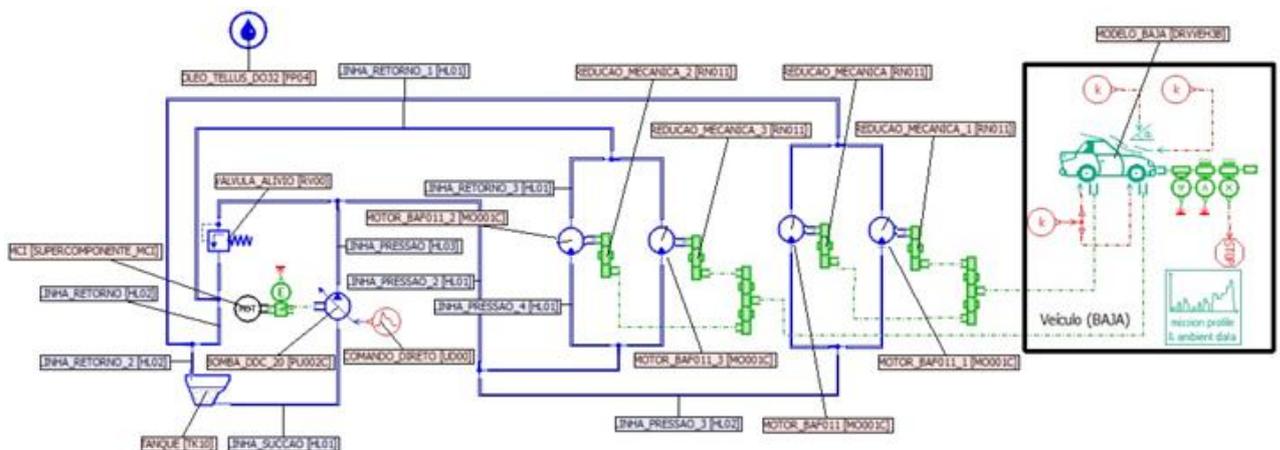


Figura 44 – Modelo em AMESim: transmissão hidrostática dividida 4x4 em paralelo, com controle direto

Fonte: Arquivo Próprio

A associação dos diâmetros internos das mangueiras especificadas para o circuito paralelo (Tabela 16) à rugosidade absoluta fornecida por (CUNDIFF, 2001) para mangueiras de borracha, igual a 0,001524 mm, permite o cálculo da rugosidade relativa através da aplicação da equação (25).

Assim, foram considerados para fins de simulação os valores:

$$e_{rel,sucção} = 4,73 \cdot 10^{-5} []$$

$$e_{rel,pressão\ Bomba-Conexão\ "T"} = 9,53 \cdot 10^{-5} []$$

$$e_{rel,pressão \text{ Conexão "T"}-Conexão "T"} = 1,19.10^{-4} []$$

$$e_{rel,pressão \text{ Conexão T} - Motor} = 1,86.10^{-4} []$$

$$e_{rel,retorno \text{ Conexão "T"}-Conexão "T"} = 7,90.10^{-5} []$$

$$e_{rel,retorno \text{ Motor}-Conexão "T"} = 1,19.10^{-4} []$$

$$e_{rel,retorno \text{ Conexão "T"} - Tanque} = 5,98.10^{-5} []$$

A relação de transmissão mecânica, componente de ligação entre os motores hidráulicos e os eixos das rodas, definida em 4.5.3.1 é de 2,67:1 e, a massa utilizada para o veículo foi de 285 quilogramas (Quadro 9).

A simulação foi realizada seguindo o padrão proposto na seção 5.1 e as configurações iniciais descritas acima.

Para essas condições de simulação o veículo transpôs o objetivo de 30 m em 6,5 segundos ficando aproximadamente 48% acima do tempo necessário para cumprimento da meta de aceleração. A velocidade máxima, transpostos 100 m, também não atingiu o valor esperado de 13,9 m/s ficando a 1% (13,77 m/s) do cumprimento desse objetivo.

O comportamento do deslocamento e da velocidade do veículo durante a transposição dos objetivos é mostrado na Figura 45:

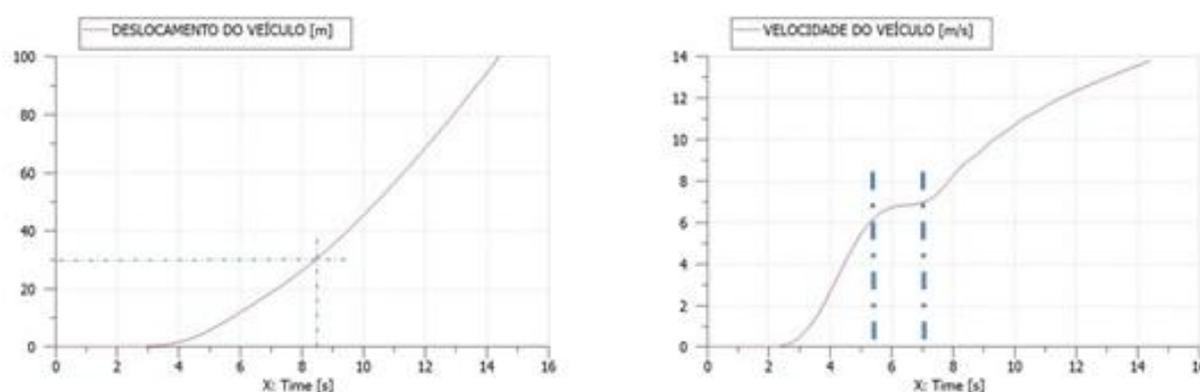


Figura 45 – Gráficos de deslocamento e velocidade versus tempo, respectivamente, para a configuração em paralelo da Proposta de Transmissão 3

Fonte: Arquivo Próprio

A curva correspondente à velocidade do veículo (Figura 45) permite a observação de que durante o período compreendido entre 3,5 e 5 segundos de

deslocamento do veículo praticamente não houve aceleração, o que impacta diretamente o tempo necessário para cumprimento da meta de aceleração.

A observação da curva de potência disponibilizada pelo MCI (Figura 46) aponta um aproveitamento da potência aquém do esperado nos primeiros segundos de simulação, principalmente no intervalo de tempo compreendido entre 3,5 e 5 segundos.

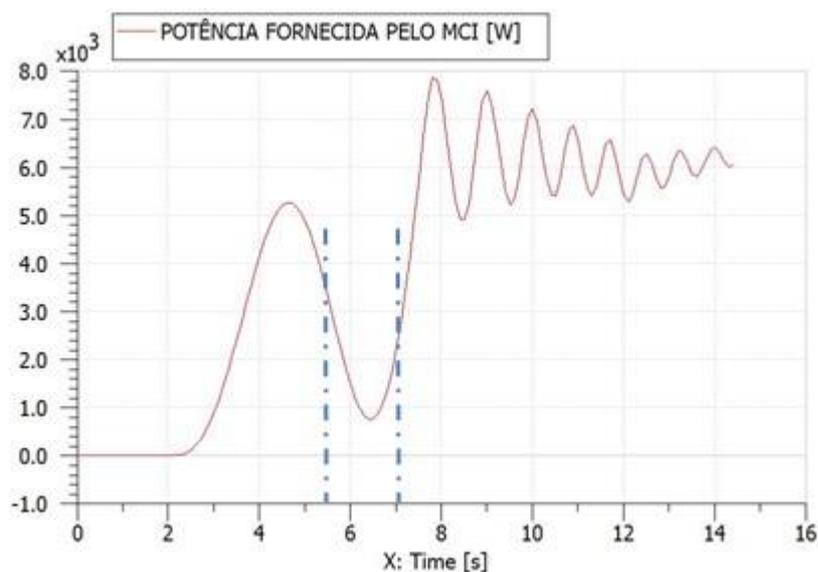


Figura 46 – Gráfico de potência do MCI versus tempo para a configuração paralelo da Proposta de Transmissão 3

Fonte: Arquivo Próprio

Mudanças no ciclo de variação do deslocamento da bomba hidráulica, através da parametrização do componente “COMANDO_DIRETO”, foram efetuadas no intuito de possibilitar melhor aproveitamento da potência do motor.

O melhor resultado para a transmissão proposta foi encontrado utilizando três patamares de sinal: avanço de 0 a 0,3 em 2,5 segundo; de 0,3 a 0,7 em 2,2 segundos; e de 0,7 a 1 em 6,5 segundos. Após esse tempo, o valor de 1 foi mantido até o final da simulação.

Os resultados são mostrados na Figura 47 e na Figura 48:

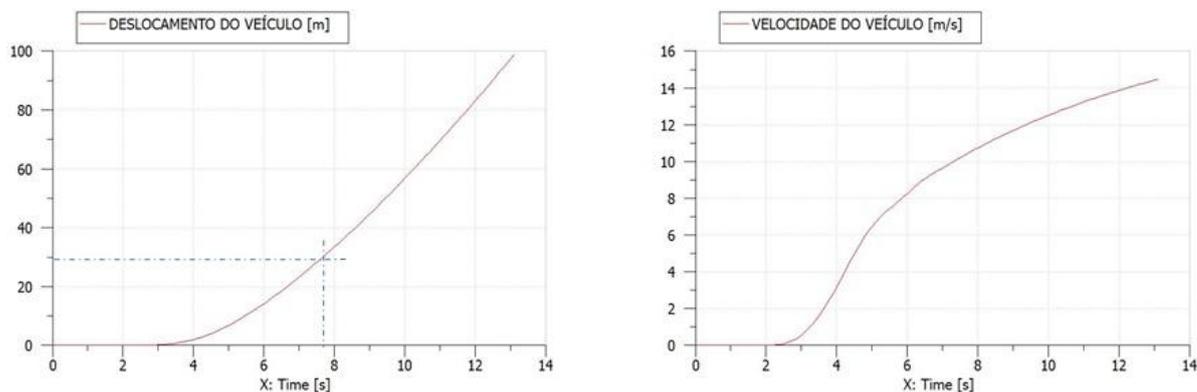


Figura 47 – Gráficos de deslocamento e velocidade versus tempo, respectivamente, para a configuração final da Proposta de Transmissão 3 – Circuito Paralelo

Fonte: Arquivo próprio

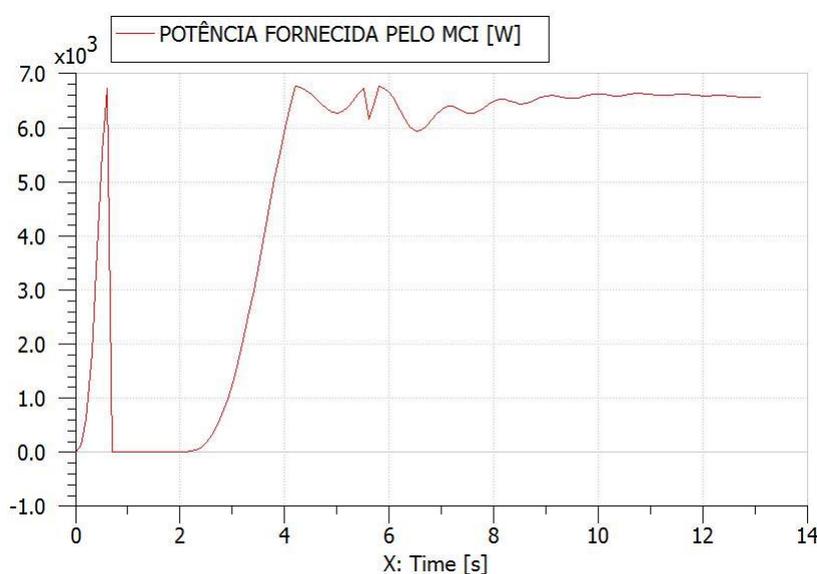


Figura 48 – Gráfico de potência do MCI versus tempo para a configuração final da Proposta de Transmissão 3 – Circuito Paralelo

Fonte: Arquivo próprio

Nesta configuração, o veículo alcançou 30 metros de deslocamento em 5,69 segundos após o início da sua movimentação, um tempo 29,32% superior aos 4,4 segundos de meta. A velocidade final, ao atingir 100m, foi igual a 14,45 m/s, 3,96% superior aos 13,9 m/s propostos.

A descrição completa deste modelo, com todos os parâmetros utilizados, está exposta no Apêndice E.

5.3.3.2 Simulação da Proposta de Transmissão 3 – circuito série

Uma vez que, como citado na seção 4.5.2.1, para um circuito em série a vazão é mesma e a pressão se divide entre os motores há menor geração de torque por motor, o que acarreta a não obtenção do torque mínimo necessário à manutenção da máxima velocidade. Problema encontrado no dimensionamento preliminar do circuito na seção 4.5.3.1.

Com a finalidade de possibilitar uma análise mais refinada e proposição de soluções, que eventualmente permitam sua utilização ao veículo mini baja, o circuito será simulado. O modelo completo utilizado é mostrado na Figura 49:

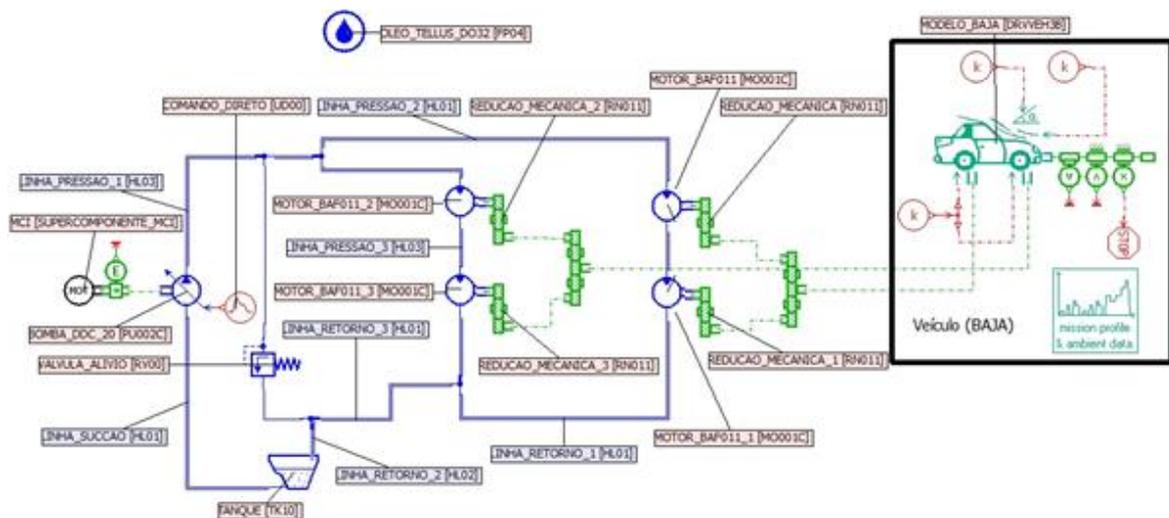


Figura 49 – Modelo em AMESim: transmissão hidrostática dividida 4x4 em série, com controle direto

Fonte: Arquivo Próprio

A rugosidade relativa calculada para o circuito de 4 motores em série é, para cada mangueira, mostrada abaixo:

$$e_{rel,sucção} = 4,73 \cdot 10^{-5} []$$

$$e_{rel,pressão\ Bomba-Conexão\ "T"} = 9,53 \cdot 10^{-5} []$$

$$e_{rel,pressão\ Conexão\ "T"-Motor / Motor - Motor} = 1,19 \cdot 10^{-4} []$$

$$e_{rel,retorno\ Motor-Conexão\ "T"} = 7,90 \cdot 10^{-5} []$$

$$e_{rel,retorno\ Conexão\ "T" - Tanque} = 5,98 \cdot 10^{-5} []$$

Como parâmetro inicial de análise foi mantida a redução mecânica de 2,67:1 definida em 4.5.3.1.

O resultado da simulação, conforme proposta da seção 5.1, com a parametrização inicial dos modelos, é mostrado na Figura 50:

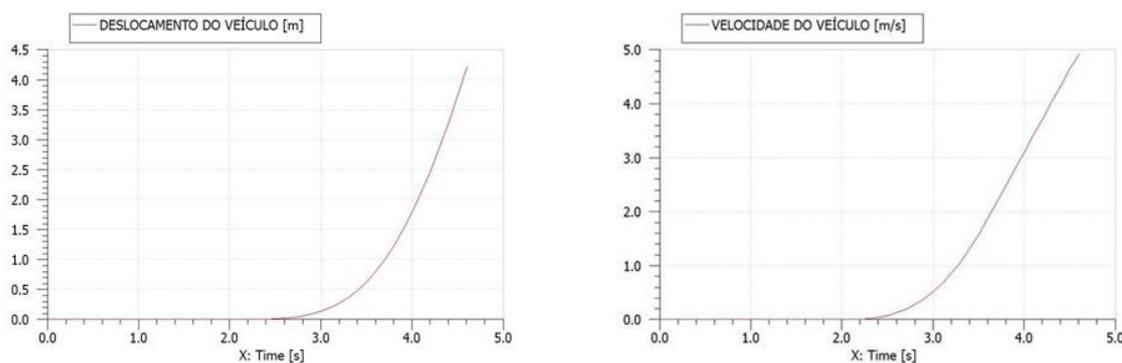


Figura 50 – Gráficos de deslocamento e velocidade versus tempo, respectivamente, para a configuração em série da Proposta de Transmissão 3

Fonte: Arquivo Próprio

Percebe-se a interrupção da simulação decorridos apenas 2,7 segundos de atuação da bomba hidráulica. Novamente, como na Proposta de Transmissão 2 (circuito em série), a condição de rotação mínima tolerável pelo motor foi alcançada, provocando sua parada.

A Figura 51 evidencia a exigência acentuada de potência além do limite de fornecimento do MCI.

Há necessidade de aumento do torque de saída do veículo para que menor torque seja exigido do MCI. Assim, propõe-se o aumento da relação de transmissão mecânica.

O valor atribuído à transmissão mecânica, que apresenta melhor resposta é:

$$i_{mec} = 5,5 []$$

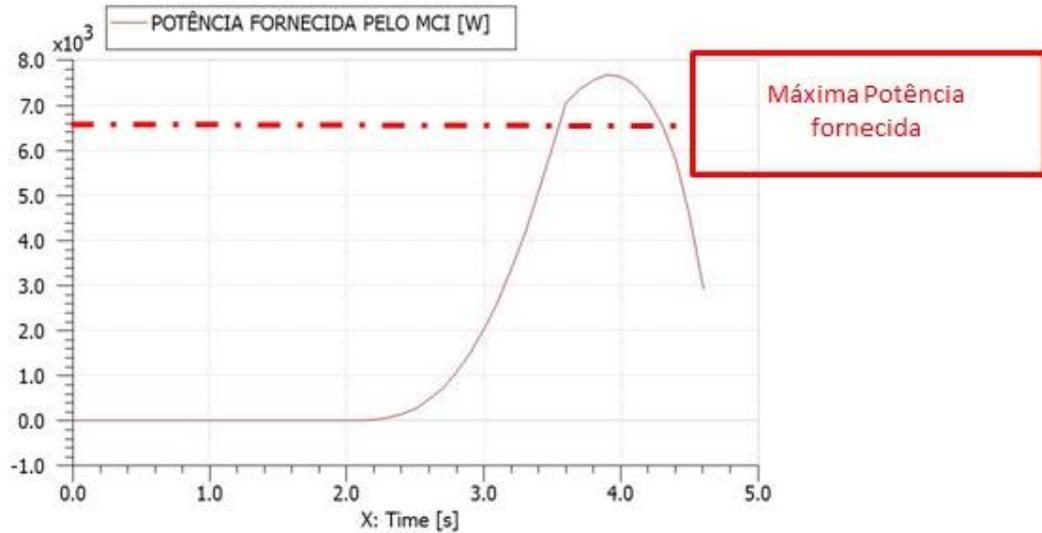


Figura 51 – Gráfico de potência do MCI versus tempo para a configuração série da Proposta de Transmissão 3
Fonte: Arquivo Próprio

O melhor resultado para a sequencia de operação da bomba foi, utilizando três patamares de sinal: avanço de 0 a 0,3 em 1 segundos; de 0,3 a 0,5 em 1,5 segundos; e de 0,5 a 1 em 6 segundos. Após esse tempo, o valor de 1 foi mantido até o final da simulação.

Os resultados são mostrados na Figura 52 e na Figura 53:

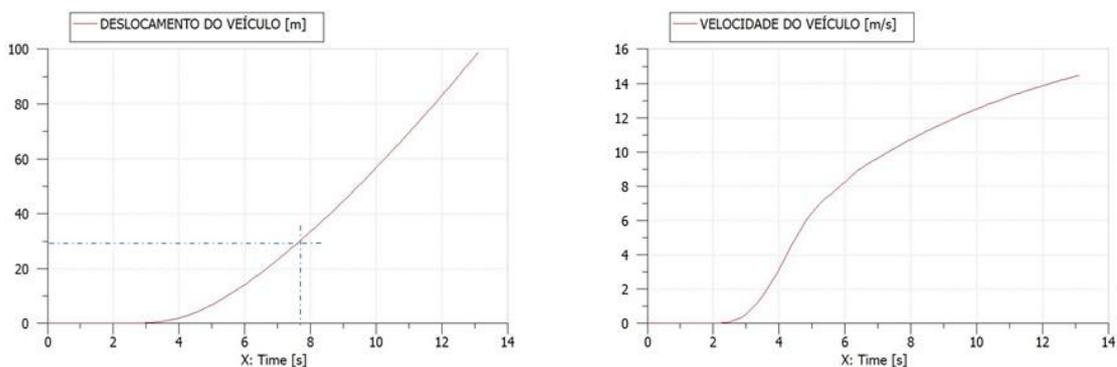


Figura 52 – Gráficos de deslocamento e velocidade versus tempo, respectivamente, para a configuração final da Proposta de Transmissão 3 – Circuito Série
Fonte: Arquivo próprio

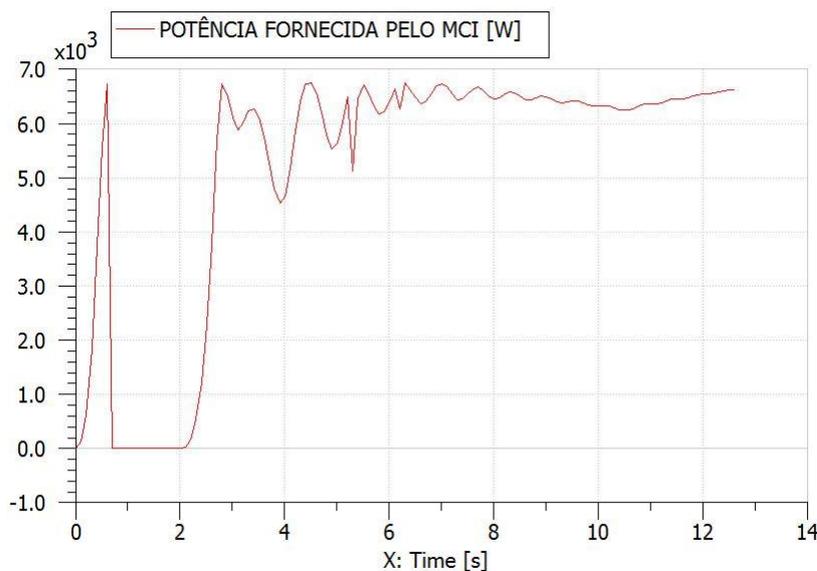


Figura 53 – Gráfico de potência do MCI versus tempo para a configuração final da Proposta de Transmissão 3 – Circuito Série

Fonte: Arquivo próprio

Nesta configuração, o veículo alcançou 30 metros de deslocamento em 5,16 segundos após o início da sua movimentação, um tempo 17,27% superior aos 4,4 segundos de meta. A velocidade final, ao atingir 100m, foi igual a 14,31 m/s, 2,95% superior aos 13,9 m/s propostos.

A descrição completa deste modelo, com todos os parâmetros utilizados, está exposta no Apêndice E.

5.4 Resultados das Análises

Os resultados alcançados para a simulação das três propostas de transmissão estão agrupados na Tabela 17 e representam o tempo necessário ao veículo para a transposição de 30m e, a velocidade alcançada ao final de 100m de deslocamento.

Tabela 17 – Resultados das simulações quanto ao atendimento às metas expostas na seção 4

	Forma Construtiva	Tempo para atingir 30 metros [s]	Velocidade percorridos 100 metros [m/s]
Proposta de Transmissão 1	-	5,29	14,58
Proposta de Transmissão 2	Paralelo	5,39	14,38
	Série	5,98	14,56
Proposta de Transmissão 3	Paralelo	5,69	14,45
	Série	5,16	14,31

Fonte: Arquivo Próprio

As metas estipuladas, expostas na seção 4.3, são:

- Transposição de 30 metros em 4,4 segundos;
- Velocidade superior a 13,9 m/s após deslocamento de 100 metros;

Assim, nenhuma das alternativas de transmissão estudadas cumpriu a primeira meta e, todas superaram a mínima velocidade final.

Na rotação de 3800 rpm o MCI fornece 6800 W de potência e 17,12 N.m de torque, respectivamente obtidos pela aplicação das equações (4) e (5). Nas Tabela 18 e Tabela 19 são expostos os dados de potência e torque médios consumidos por cada modelo simulado, a porcentagem do torque máximo disponível à rotação constante, a porcentagem da potencia disponível total utilizada e o desvio padrão em torno desses valores médios.

Os valores denotam que, na média, todos os modelos apresentaram consumo próximo à máxima energia disponibilizada pelo MCI. Assim, as alternativas propostas para alteração da relação de transmissão e sequência de comando da bomba foram adequadas.

Os valores empregados às reduções mecânicas de cada modelo são disponibilizados, em conjunto, na Tabela 20.

Tabela 18 – Dados de Potência Média Consumida, Porcentagem da Potência Total Disponível Utilizada e Desvio Padrão da Potência Média Consumida

	Forma Construtiva	Potência média consumida [W]	Porcentagem da potência total disponível utilizada	Desvio Padrão [W]
Proposta de Transmissão 1	-	6039,78	88,82%	1315,10
Proposta de Transmissão 2	Paralelo	5909,33	86,90%	1610,04
	Série	5682,51	83,57%	1880,90
Proposta de Transmissão 3	Paralelo	5651,60	83,11%	1949,54
	Série	5977,36	87,90%	1373,61

Fonte: Arquivo Próprio

Tabela 19 - Dados de Torque Médio Consumido, Porcentagem do Torque Total Disponível Utilizado e Desvio Padrão do Torque Médio Consumido

	Forma Construtiva	Torque Médio consumido [N.m]	Porcentagem do torque total disponível utilizado	Desvio Padrão [N.m]
Proposta de Transmissão 1	-	16,37	95,59%	3,96
Proposta de Transmissão 2	Paralelo	15,37	89,78%	4,24
	Série	15,67	91,51%	5,01
Proposta de Transmissão 3	Paralelo	15,25	89,05%	5,38
	Série	16,73	97,71%	3,84

Fonte: Arquivo Próprio

Tabela 20 – Redução Mecânica aplicada a cada Proposta de Transmissão

		Quantidade de Motores Hidráulicos	Forma Construtiva	Redução Mecânica
Proposta de Transmissão 1	4x2	1	-	10,8
Proposta de Transmissão 2	4x2	2	Paralelo	5,8
	4x2	2	Série	8,2
Proposta de Transmissão 3	4x4	4	Paralelo	2,67
	4x4	4	Série	5,5

Fonte: Arquivo Próprio

Na seção 4.5 foi explicado que o torque disponibilizado pelo motor hidráulico é função de seu deslocamento e da diferença de pressão no mesmo (Equação (14)). Assim, sendo fixo o deslocamento do motor hidráulico para todos os modelos simulados, o torque na saída do eixo do motor é função exclusivamente da pressão disponibilizada pela bomba. A qual, pela Equação (1), está associada à potência e à vazão. Do que se depreende a causa para o não cumprimento, por nenhum dos modelos, da primeira meta do projeto. A fim de acelerar o veículo de forma satisfatória, o deslocamento da bomba é reduzido no início do ciclo e, portanto, menor é a vazão disponibilizada aos motores. Dado que a potência disponibilizada pelo MCI é constante, neste caso o valor da pressão é elevado e o torque disponibilizado no eixo do motor hidráulico é aumentado. O aumento do deslocamento da bomba, para a mesma potência, aumenta a rotação ao mesmo tempo que reduz o valor de pressão e, conseqüentemente, de torque do motor. Dessa forma, o que ocorre com os modelos é que a potência disponibilizada pelo MCI é insuficiente para manter o torque necessário para a aceleração com o aumento da vazão da bomba, que, por sua vez, é necessário para o aumento da velocidade.

Como não há a possibilidade de alteração do MCI, o problema poderia ser resolvido, por exemplo, com a utilização de motores hidráulicos de deslocamento variável. Estes componentes, em conjunto com uma bomba também de

deslocamento variável, poderiam manter a mesma pressão para rotações maiores através do controle combinado entre os deslocamentos da bomba e do motor. No entanto, o controle desta forma de transmissão se torna muito mais complexo, sendo de difícil operação manual para o piloto, como apontado na seção 4.4). Sugere-se, como tema para trabalhos futuros, a aplicação de alguma forma de controle automático (a exemplo das citadas na seção 2.1.4.1) que possibilite a utilização de conjuntos bomba e motor de deslocamento variável, a fim de se verificar o melhor desempenho ou não dessas opções.

Uma vez que os valores para todos os resultados se apresentaram muito próximos, a opção pela Proposta de Transmissão 1 seria a indicada. Ela agrega características de menor complexidade de sistema, dado o menor número de componentes em relação às demais propostas e, conseqüentemente, necessita menor montante de investimento para sua aquisição e implementação. A Tabela 21 apresenta o custo relativo de cada proposta de transmissão. Uma vez que a bomba é a mesma e única para todas as propostas, o componente que apresenta maior influência no valor de aquisição dos componentes é o motor. Assim, o custo da transmissão com apenas um motor foi utilizado como referência.

Tabela 21 – Custo relativo das Propostas de Transmissão

	Forma Construtiva	Quantidade de Motores Hidráulicos	Custo Relativo
Proposta de transmissão 1	-	1	100
Proposta de transmissão 2	Paralelo	2	200
	Série	2	200
Proposta de transmissão 3	Paralelo	4	400
	Série	4	400

Fonte: Arquivo Próprio

Embora os resultados obtidos para as condições impostas à simulação, associados à complexidade de implementação e custo apontem como melhor

alternativa a proposta de transmissão 4x2 (traseira) com apenas um motor hidráulico, não é possível afirmar que as demais transmissões, principalmente a Proposta 3 – Circuito Paralelo, não sejam adequadas.

6. EXPERIMENTO E VERIFICAÇÃO DE PARÂMETROS DOS MODELOS EM AMESIM

Neste capítulo será descrito o experimento em bancada, seus objetivos, métodos e resultados, além da simulação equivalente em AMESim. Ao final, são comparados os resultados de simulação e experimento e expostas as conclusões desta etapa.

6.1 Definição do Experimento

O objetivo do experimento foi a verificação de aspectos de um modelo de sistema hidráulico simulado em AMESim através da coleta de dados da experimentação do modelo real em uma bancada.

Diante da impossibilidade, por falta de recursos e tempo, da montagem de um experimento mais próximo das transmissões expostas no Capítulo 4, que foi a opção inicial pois permitiria comparação com os modelos de simulação propostos para as transmissões no Capítulo 5, optou-se por implementar um experimento sobre alguns aspectos de um controle *Load Sensing*. Este foi realizado utilizando-se uma bancada já existente nos laboratórios de hidráulica da instituição e permite a coleta de dados de pressão e vazão de um circuito hidráulico simples, quando o controle *Load Sensing* da bomba hidráulica deste se adapta a diferentes condições de carga e regulagens de vazão.

Os dados retirados deste experimento, comparados aos resultados de sua simulação em AMESim, permitiram verificar o potencial dos modelos e abordagens utilizadas para a construção dos sistemas no ambiente do *software*.

6.2 Descrição geral do experimento

A bancada de testes disponível no laboratório de hidráulica da UTFPR é destinada a um experimento que visa o entendimento do funcionamento de um controle *Load Sensing*.

De forma geral, a bancada é composta por um motor elétrico, uma bomba hidráulica de deslocamento variável com comando *Load Sensing*, uma válvula reguladora de fluxo, uma válvula reguladora de pressão e um reservatório de óleo hidráulico.

Como visto na seção 2.1.4.1, o *Load Sensing* funciona adequando o deslocamento de uma bomba variável para que esta mantenha uma perda de carga constante na passagem do fluxo por um orifício fixo ou variável (válvula reguladora de fluxo), para diferentes exigências de vazão e pressão do sistema.

No experimento, o orifício é representado por uma válvula de controle de fluxo, que pode ter sua perda de carga variada através do ajuste de sua abertura (CUNDIFF, 2001).

A válvula reguladora de pressão, montada no sistema da bancada, gera resistência ao fluxo de fluido hidráulico fornecido pela bomba. Esta válvula, que se abre para passagem da vazão apenas quando a pressão provocada por esta ultrapassar a pressão para qual a válvula está regulada, funciona como uma carga para o sistema, consumindo potência do mesmo (CUNDIFF, 2001).

Dessa forma, variando a regulação das duas válvulas, é possível simular o comportamento de um sistema hidráulico sob diferentes demandas de pressão com diferentes vazões, e assim analisar o funcionamento do *Load Sensing*.

6.3 Materiais e Métodos

Para a coleta de dados, foram analisados quais os pontos e que tipo de dados seriam de interesse, principalmente visando a posterior comparação com o modelo

em AMESim. As variáveis controladas foram definidas como: rotação da bomba hidráulica, a pressão do sistema (em pontos de interesse), a vazão do sistema e abertura da válvula de controle de fluxo. Com esses dados, é possível conhecer a perda de carga nas válvulas, a potência fornecida pela bomba e analisar o ajuste do sistema de controle.

Para o levantamento da rotação da bomba hidráulica, foi utilizado um tacômetro ótico, com leitura no acoplamento entre a bomba e o motor elétrico.

Três diferentes pontos de tomada de pressão foram determinados: o primeiro antes da válvula de fluxo, dando a leitura da pressão de saída da bomba e o diferencial de pressão da válvula de fluxo; o segundo, após a válvula de fluxo, fornecendo a pressão de abertura da válvula reguladora de pressão (carga); e o terceiro após a válvula reguladora de pressão, tendo como objetivo a identificação da perda de carga dos componentes após esta válvula.

A identificação do fluxo foi feita através de um medidor de vazão, ligado após o terceiro manômetro. A medida de abertura da válvula de fluxo foi feita através da contagem de voltas em manípulo de controle, que representa uma fração da abertura máxima da válvula. Este dado é importante para a parametrização do modelo em AMESim, como mostrado a frente. Os componentes utilizados estão listados no Quadro 10.

Na Figura 54, a representação esquemática do experimento e, na sequência (Figura 55), a foto da montagem do mesmo.

Todos os componentes são interligados com conjuntos de conexões rápidas do modelo especificado no Quadro 10. A precisão dos instrumentos de medição, segundo dados dos respectivos fabricantes, são: para os manômetros 1 e 2, de aproximadamente 6 bar (WIKA, 2012); para o manômetro 3, igual a 1,6 bar (SNAP-ON, 2012); para o medidor de fluxo, de 0,38 lpm (litros por minuto) (HEDLAND, 2010); e para o tacômetro, igual a 0,1% do valor da medição (POLITERM, [200?]).

Os demais dados dos componentes, como a exemplo do descolamento máximo da bomba hidráulica e comprimentos de cada seção das mangueiras, serão relacionados na construção do modelo em AMESim.

Nº	Componente	Fabricante	Modelo	Ref. para dados
1	Motor Elétrico	WEG	Motor Trifásico IP 55 – 4 polos – 220/380V – 2 CV	(WEG, 2005)
2	Bomba hid. desloc. variável	Parker	PVP16 365R2M	(PARKER, 2010)
3	Manômetro 1 (Bomba)	Wika	131.11.50.0.240	(WIKA, 2012)
4	Válv. Reguladora Fluxo	Hydac	DRV0801.1 0	(HYDAC, 2010)
5	Manômetro 2 (Carga)	Wika	131.11.50.0.250	(WIKA, 2012)
6	Válv. Controle Pressão	Racine	VRP-AMF-SAE#8 - 1608010-00-7	---
7	Manômetro 3	V.A.G.	1402	(SNAP-ON, 2012)
8	Medidor de Vazão	Hedland	H600A - 005	(HEDLAND, 2010)
9	Mangueira A	Parker	811-16	(PARKER, 2011)
10	Mangueira B	Parker	301SN-8	(PARKER, 2011)
11	Mangueira C	Parker	301SN-6	(PARKER, 2011)
12	Mangueira D	Parker	301SN-4	(PARKER, 2011)
13	Conjunto Conexão Rápida	Parker	FF 371 6FP / FC-372-6FP	(PIONEER, 2012)
14	Reservatório	-	40 Litros	-
15	Tacômetro	Politerm	DT-6236B	(POLITERM, [200?])
16	Fluido hidráulico	Shell	Tellus DO32	(SHELL, 2006)

Quadro 10 – Materiais do experimento

Fonte: Arquivo próprio

A coleta de dados foi feita para três diferentes estágios de abertura da válvula de controle de fluxo, controladas pela marcação de abertura da válvula. Para cada um desses estágios, três diferentes regulagens da válvula de pressão foram executadas (15 bar, 40 bar, 65 bar), controladas pela pressão lida no manômetro 2 (carga). Dessa forma, foram nove diferentes patamares de pressão e vazão, definidos com o objetivo de observar a adequação da bomba, através de seu comando *Load Sensing*, a cada um destes. O experimento foi repetido três vezes.

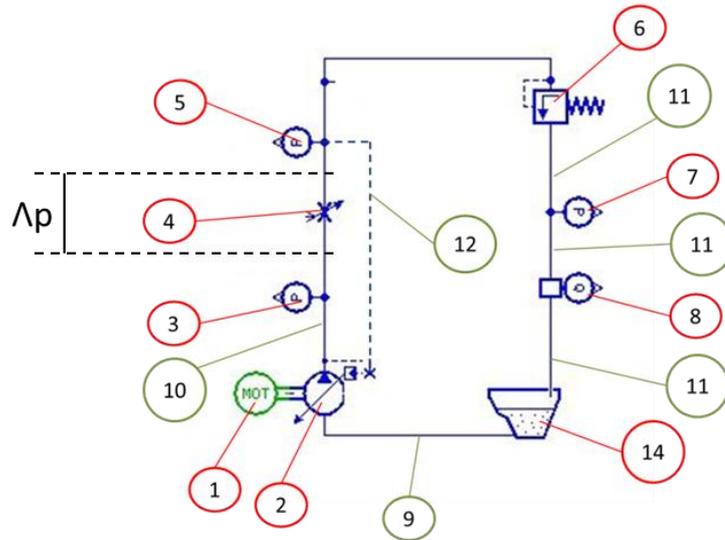


Figura 54 – Representação esquemática dos equipamentos utilizados no experimento (identificação segundo Quadro 10)

Fonte: Arquivo Próprio

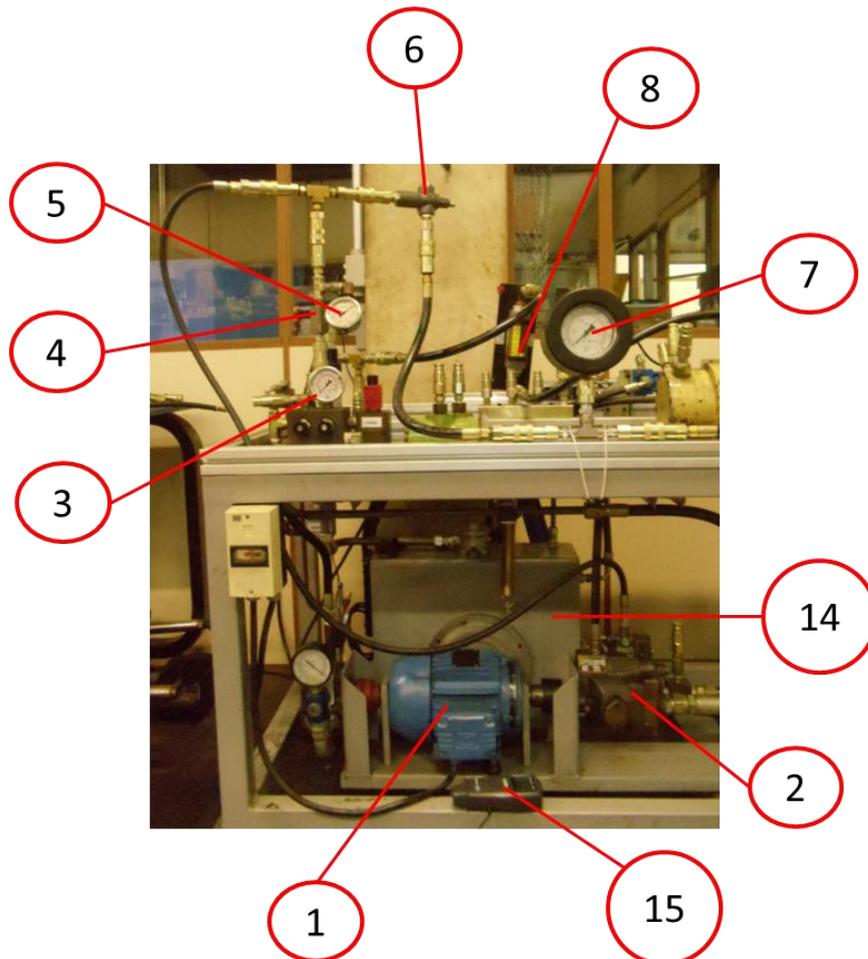


Figura 55 – Montagem do experimento, no laboratório de Hidráulica da UTFPR, Campus Curitiba (identificação segundo Quadro 10)

Fonte: Arquivo Próprio

6.4 Coleta de Dados

O primeiro dado levantado foi o deslocamento máximo real da bomba hidráulica. Seu valor nominal é de 16,4 cm³/rot, no entanto, a bomba conta com um parafuso limitador de vazão (PARKER, 2010), que ajusta o ângulo máximo de seu prato impedindo que o equipamento funcione com deslocamento máximo. Por esta bomba ser utilizada em outros experimentos, onde a limitação da vazão máxima é relevante, optou-se por manter o parafuso na posição em que se encontrava, e mensurar a vazão máxima nesta condição.

Para esta etapa, o medidor de fluxo foi ligado diretamente à saída da bomba, e a saída deste diretamente a entrada do reservatório. Com essa configuração de perda de carga mínima, e sem o controle *Load Sensing* acionado, a bomba trabalhará em seu deslocamento máximo limitado pelo parafuso mencionado.

Assim, para uma rotação de 1775 rpm, medida com o tacômetro óptico, a vazão registrada no medidor de fluxo foi de 10,4 lpm. Isso corresponde a um deslocamento máximo da bomba igual a 5,86 cm³/rot.

O comando *Load Sensing* foi ajustado, através da regulagem por parafuso de ajuste na bomba (PARKER, 2010), para manter uma diferença de pressão da ordem de 10 bar. Isto foi feito, medindo-se a diferença de pressão entre o manômetro 1 e o manômetro 2, com uma abertura de 1,5 voltas na válvula de fluxo e com a válvula de pressão totalmente aberta (sistema sem carga).

Em seguida, a montagem original do experimento (como mostrada na Figura 54) foi refeita, e os dados foram levantados segundo o método descrito anteriormente. A abertura da válvula de fluxo, contada em voltas, inicia-se a partir da válvula completamente fechada. Os valores de abertura foram definidos medindo-se vazões de 3, 5 e 8 lpm, com o sistema sem carga, ou seja, com a válvula de pressão totalmente aberta.

As médias das três medições para cada condição, com seus respectivos desvios padrão (entre parênteses, abaixo do valor da média) são mostradas abaixo. Os dados individuais das três medições são mostrados no apêndice F. Cada medição foi iniciada partindo-se da condição de menor pressão e vazão (3 lpm com 15 bar) até a condição de maior vazão e pressão (8 lpm com 65 bar).

O intervalo entre cada uma das três medições, que compõe a média abaixo, foi de 15 minutos, período no qual o motor elétrico permaneceu desligado com o intuito de resfriar o sistema e evitar interferência nos resultados devido a alteração da temperatura do circuito hidráulico.

A discussão sobre estes resultados e a comparação destes com os dados retirados do modelo em AMESim serão feitos na seção 6.6.

Tabela 22 – Médias e desvios padrão (entre parêntesis) dos dados coletados no experimento

	Posição Válvula de fluxo								
	0,65 voltas			1,1 voltas			1,8 voltas		
	Posição Valv. de Pressão			Posição Valv. de Pressão			Posição Valv. de Pressão		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro 2 (carga) [bar]	15 (0,00)	40 (0,00)	65 (0,00)	15 (0,00)	40 (0,00)	65 (0,00)	15 (0,00)	40 (0,00)	65 (0,00)
Manômetro 1 (bomba) [bar]	28 (0,00)	50,67 (0,58)	77,33 (0,58)	27,67 (0,58)	50,67 (1,15)	76,33 (1,15)	28,33 (1,15)	50,67 (1,15)	75,33 (0,58)
Dif. de pressão [bar] (Δp = Mano 1 – Mano 2)	13	10,67	12,33	12,33	10,67	11,33	13,33	10,67	10,33
Manômetro 3 [bar]	0 (0,00)	0 (0,00)	0 (0,00)	0 (0,00)	0 (0,00)	0 (0,00)	0 (0,00)	0 (0,00)	0 (0,00)
Medidor de Vazão [lpm]	3,00 (0,00)	3,00 (0,00)	2,70 (0,17)	5,00 (0,00)	4,80 (0,00)	4,23 (0,06)	8,00 (0,00)	7,83 (0,29)	7,20 (0,20)
Vel. rotação da bomba [rpm]	1774 (1,15)	1771 (1,15)	1765 (0,58)	1771 (1,15)	1766 (3,51)	1759 (1,15)	1767 (2,89)	1753 (2,65)	1741 (1,73)

Fonte: Arquivo Próprio

Nota-se que, a resposta da vazão da bomba às variações de carga (regulagem da válvula de pressão) é condizente com o funcionamento previsto do controle *Load Sensing*. Apesar de não permanecer constante (comportamento esperado em uma

condição ideal), a flutuação observada é pequena, da ordem de 15% para a máxima variação (na vazão de 5 lpm).

O diferencial de pressão entre a leitura do manômetro 1 e do 2 (Figura 54), característica que deveria ser mantida igual à 10 bar pelo controle (adaptando-se às diferentes aberturas da válvula de fluxo) segundo a regulação realizada, teve como valor médio 11,63 bar, considerado como próximo ao valor de referência.

O manômetro 3 não apresentou leitura pois a perda de carga dos componentes entre ele e o reservatório foi, possivelmente, abaixo da sua resolução. Também não se observou variação significativa na velocidade de rotação da bomba hidráulica.

6.5 Modelagem em AMESim da Bancada de Testes

O passo seguinte é a criação do modelo do ensaio, parametrizado segundo os componentes descritos na seção anterior, para a comparação entre os resultados experimentais e os obtidos pela simulação em AMESim.

O modelo utilizado para descrever o controle *Load Sensing* será mostrado a seguir. Após a descrição deste circuito, será exposto o modelo completo da bancada de testes em AMESim.

6.5.1 Modelo do controle *Load Sensing*

O controle *Load Sensing*, como discutido na seção 2.1.4.1, é um sistema basicamente mecânico que, através da leitura de um diferencial de pressão do circuito hidráulico, ajusta a vazão fornecida por uma bomba de deslocamento variável para que este diferencial de pressão seja mantido e assim, indiretamente, a vazão do sistema.

O software AMESim não disponibiliza um modelo pronto em suas bibliotecas para este tipo de controle, fazendo com que seja necessária a construção do

mesmo. Trabalhos como (WU, 2003) e (ANDERSON e AXIN, 2009) fazem a descrição detalhada e simulação de modelos computacionais de comandos *Load Sensing*, no entanto o nível de complexidade dos modelos mostrados por estes estão fora do escopo deste trabalho.

Dessa forma, será desenvolvido um sistema simplificado, similar ao proposto por (ANDERSON e AXIN, 2009) e ao visto em (EATON, 1992). Uma figura do modelo desenvolvido pode ser vista abaixo:

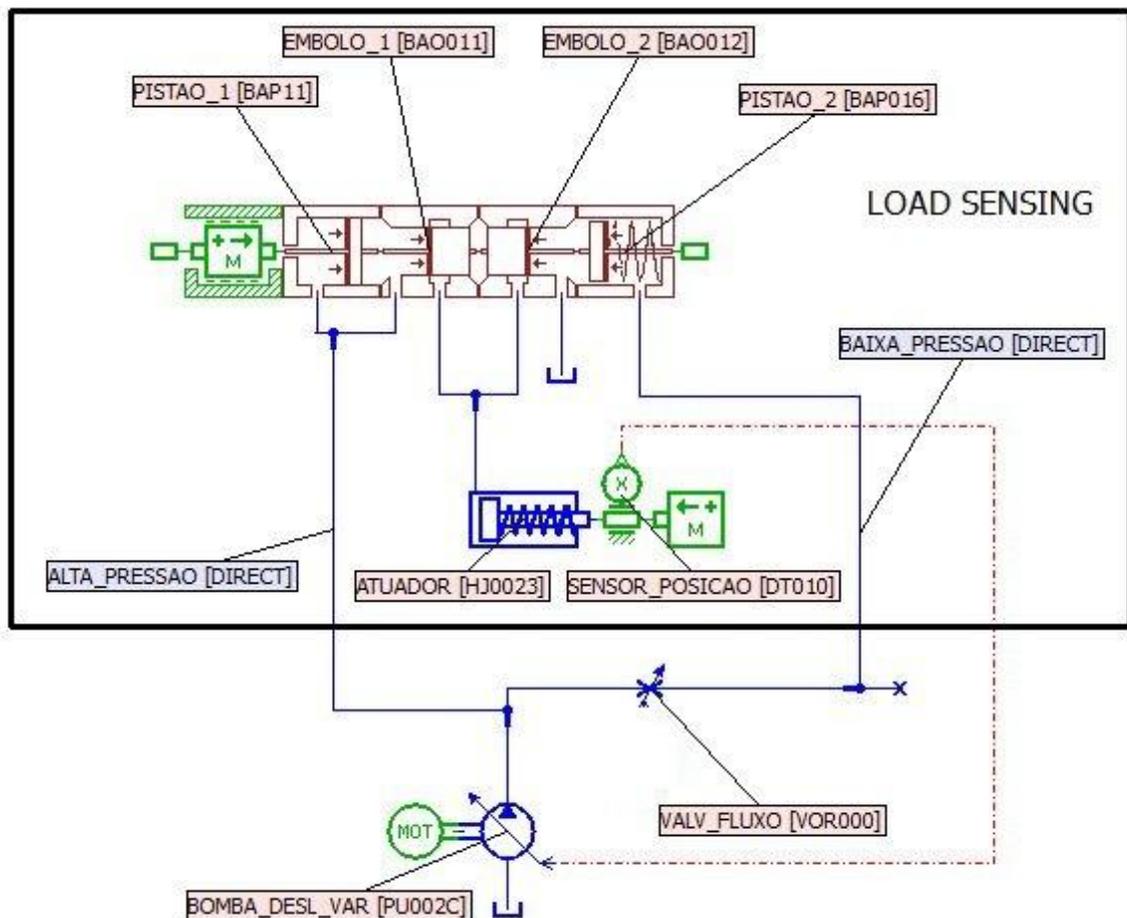


Figura 56 – Modelo do controle *Load Sensing* criado em ambiente AMESim
Fonte: Arquivo Próprio

Na figura, os componentes do controle estão identificados pelo retângulo preto. Seu funcionamento se baseia em uma válvula direcional pilotada hidráulicamente (por pressão), que recebe uma tomada de pressão anterior (ALTA_PRESSAO) e uma posterior (BAIXA_PRESSAO) ao orifício de leitura (VALV_FLUXO). As duas pressões são equiparadas, através dos dois pistões (PISTAO_1 e PISTAO_2), que

possuem áreas iguais. O PISTAO_2 possui uma mola, usada para regular a diferencial de pressão que será mantido pelo *Load Sensing*. O componente ATUADOR é responsável por determinar a posição do prato de regulagem da bomba, que é lido pelo SENSOR_POSICAO e transmitido ao comando desta (BOMBA_DESL_VAR) na forma de um sinal (linha de pilotagem vermelha). Posição igual a zero significa deslocamento da bomba igual a zero, já para posição igual a 1, o deslocamento é máximo.

Os pistões, pela ação das pressões a que estão submetidos, e a mola geram forças concorrentes sobre os êmbolos. Sendo a força provocada pelo PISTAO_1 igual a F_{P1} , pelo PISTAO_2 igual a F_{P2} e pela mola igual a F_M , três casos são possíveis:

1. Se $F_{P1} = F_{P2} + F_M$: sistema em equilíbrio. A vazão do sistema já é a pré-definida, não há a necessidade de correções. A posição do ATUADOR não se altera, mantendo a posição do prato e, conseqüentemente, o deslocamento da bomba e vazão do sistema constantes
2. Se $F_{P1} \leq F_{P2} + F_M$: diferencial de pressão menor do que o pré-definido. A vazão é inferior ao valor de referência. Neste caso, o EMBOLO_1 se abre, enchendo o ATUADOR, que por sua vez aumenta o deslocamento da bomba e assim a vazão do sistema.
3. Se $F_{P1} \geq F_{P2} + F_M$: diferencial de pressão maior do que o pré-definido. A vazão é superior ao valor de referência. Neste caso, o EMBOLO_2 se abre, esvaziando o ATUADOR, que diminui o deslocamento da bomba, juntamente com a vazão do sistema.

Como não foram encontrados dados sobre as dimensões dos componentes do controle *Load Sensing* no catálogo do fabricante da bomba, a parametrização do modelo foi feita de forma teórica. Iniciou-se arbitrando áreas iguais para dois os pistões. Assim, pôde-se dimensionar uma mola com pré-carga que gerasse força equivalente a uma pressão de 10 bar agindo no PISTAO_2. Essa regulagem da mola definirá o diferencial de pressão e a vazão mantida pelo controle.

Os parâmetros dos demais componentes (ATUADOR, EMBOLO_1, EMBOLO_2, etc) tem maior influência sobre os tempos de resposta e estabilização do sistema do que sob as respostas estacionárias do mesmo. Dessa forma, como os dados do experimento foram retirados com o sistema em estado estacionário (houve

tempo para sua estabilização após a mudança de cada estado), entende-se que a falta destes parâmetros exatos no modelo não interferirão na comparação dos resultados (WU, 2003). Assim, os parâmetros desses componentes foram arbitrados para facilitar os cálculos para o acionamento da bomba. A parametrização de todos os componentes do modelo deste controle pode ser encontrada no Apêndice G.

Como no caso do MCI, para tornar a visualização dos modelos mais simples, este controle será representado, dentro do ambiente do *software* AMESim, por um supercomponente, mostrado abaixo:

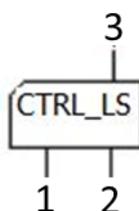


Figura 57 – Supercomponente equivalente ao modelo do Controle *Load Sensing*
Fonte: Arquivo Próprio

Três portas são utilizadas como interface do controle com o circuito hidráulico, identificadas na figura acima. A porta 3 transmite o sinal do SENSOR_POSICAO ao comando da bomba. As portas 1 e 2, respectivamente, recebem a tomada de pressão alta e de pressão baixa.

6.5.2 Construção e parametrização do modelo do experimento em AMESim

O modelo do experimento foi construído, no *software* AMESim, utilizando o controle *Load Sensing* descrito acima e os componentes do Quadro 10. Sua representação é mostrada na figura abaixo.

Os dados para a parametrização deste modelo foram retirados das respectivas referências no Quadro 10. A seguir, serão tratados os principais parâmetros e considerações sobre a simulação, que estão, junto com os demais, compilados no Apêndice H.

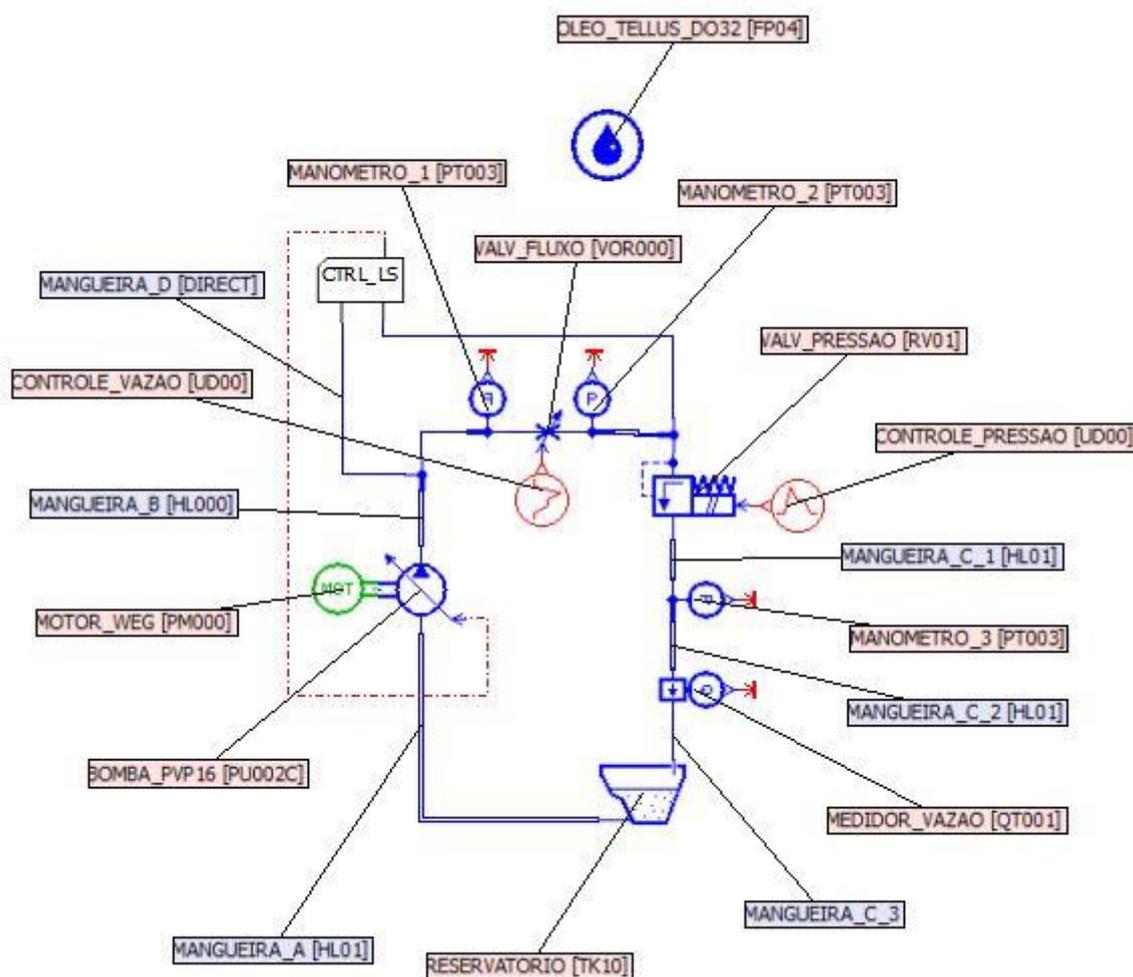


Figura 58 – Modelo para simulação do experimento em AMESim
Fonte: Arquivo Próprio

Os dados levantados durante o experimento mostram que a variação de rotação do motor elétrico é relativamente baixa quando comparada a rotação total. Entre o máximo e mínimo dos valores medidos, tem-se uma variação de 33 rpm, que representa 1,87% da média das rotações (1763 rpm). Por esse motivo, optou-se por utilizar um modelo de motor elétrico com rotação fixa nas simulações, cujo valor foi definido como os mesmos 1763 rpm.

A rotação máxima da bomba foi definida como o valor medido de 5,86 cm³/rot. O rendimento volumétrico e mecânico foram estimados de acordo com o manual do fabricante (PARKER, 2010). Como não são fornecidos dados para as condições do teste, foi feita uma aproximação a partir dos valores indicados para a bomba

funcionando com deslocamento máximo a 1800 rpm e pressão de 69 bar, sendo: eficiência volumétrica igual a 98% e eficiência mecânica de 89%. O rendimento total, resultado da multiplicação da eficiência volumétrica e mecânica, é estimado em torno de 87%, próximo a valores encontrados para este tipo de bomba em outras literaturas (CUNDIFF, 2001) (ESPOSITO, 1997).

A válvula de fluxo foi parametrizada segundo os dados levantados no experimento. Os dados do fabricante (relação entre abertura da válvula e variação da pressão) não foram utilizados para modelar as perdas de carga porque foram cerca de 70% superiores aos valores medidos no experimento. Esta diferença pode ser atribuída à combinação de dois fatores: erros de precisão na coleta de dados e ajuste da abertura da válvula; e à diferença entre a viscosidade do óleo utilizado para determinação das curvas de perda de carga da válvula e a do óleo usado no experimento. A viscosidade cinemática do óleo do experimento é cerca de 40% menor, à mesma temperatura, quando comparado ao óleo utilizado para a determinação das curvas (SHELL, 2006) (HYDAC, 2010). O que justificaria uma menor abertura no experimento do que a indicada no manual do fabricante para se obter uma mesma perda de carga. Os detalhes sobre os valores utilizados estão na tabela do Apêndice H.

Para a válvula de pressão, por sua vez, não foram encontrados dados do fabricante. Neste caso, foi utilizada uma aproximação pelo modelo CT-06 da fabricante Vickers, com dados retirados do catálogo (VICKERS, 1987). Essa fonte foi escolhida, pois, a válvula CT-06 é do mesmo tipo, época e possui dimensões semelhantes a da válvula efetivamente utilizada.

As características de rugosidade e resistência das mangueiras foram modeladas da forma mostrada na seção 5.3.1.1 para o modelo da Proposta 1. Os diâmetros internos e externos das mangueiras foram retirados do manual do fabricante (PARKER, 2011) e seus comprimentos foram medidos com o auxílio de uma trena. Estes dados podem ser vistos no Apêndice H.

Vale salientar que, apesar da existência de engates rápidos na saída de cada mangueira, estes foram desconsiderados na modelagem. Isto foi feito, pois, segundo seu fabricante (PIONEER, 2012), as perdas máximas para a condição do teste girariam em torno de 0,12 bar para cada par de engates rápidos, totalizando aproximadamente 1,8 bar em todo o circuito (para um total de 15 engates). Como

este valor é inferior à precisão dos manômetros utilizados, sua interferência nos resultados da análise é irrelevante. As perdas de pressão no medidor de vazão foram, pelo mesmo motivo, ignoradas. Segundo (HEDLAND,2010), estas girariam em torno de 0,15 bar.

Foi estabelecido que a válvula de pressão seria variada, entre seus três estágios (da menor para a maior pressão) em intervalos de 10 segundos. Após o terceiro estágio (pressão máxima), essa retornaria para a pressão mínima, ao mesmo tempo em que se faz a alteração da válvula de vazão. Desta forma, ocorre uma alteração na válvula de vazão a cada 30 segundos, também seguindo do menor para o maior fluxo, o que totaliza um tempo de simulação igual a 90 segundos.

6.5.3 Resultados da simulação do experimento

Após o modelo computacional construído, foi realizada a simulação do mesmo. Nos gráficos abaixo são mostrados os resultados dos quatro sensores utilizados: manômetros 1, 2 e 3, além do medidor de vazão.

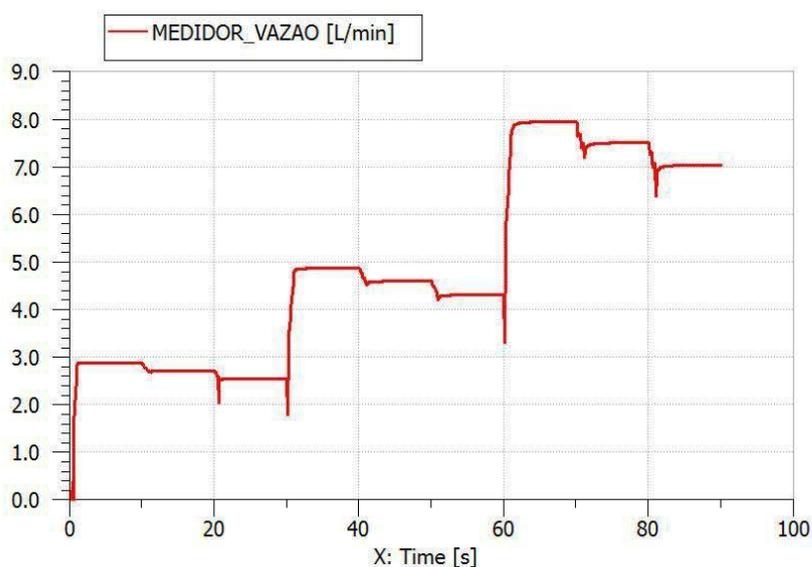


Figura 59 – Leitura do medidor de vazão, na simulação em AMESim do experimento

Fonte: Arquivo Próprio

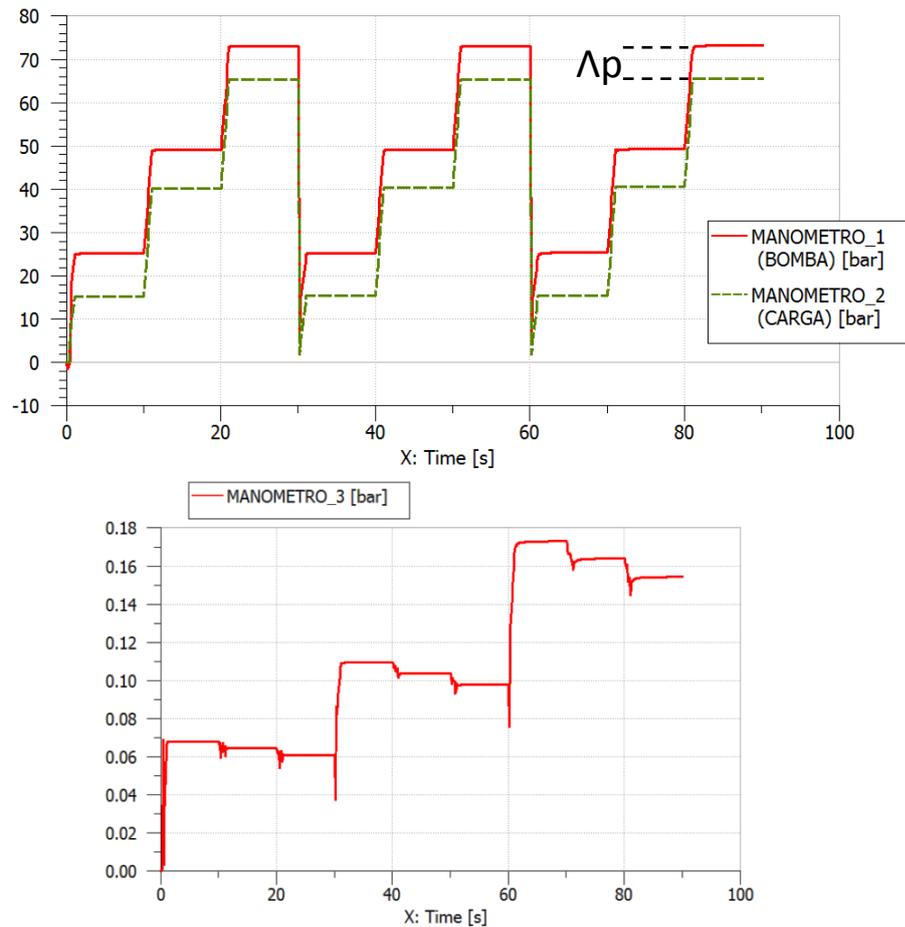


Figura 60 – Pressão, na simulação em AMESim do experimento, dos Manômetros 1, 2 e 3.
Fonte: Arquivo Próprio

O sistema se comportou como o esperado (PARKER, [200?]): apresentou estabilização das vazões e pressões em valores próximos aos estipulados; mostrou pouca influência da variação da pressão sobre a vazão buscada, e vice-versa; e, apesar de não ser o foco da análise, apresentou tempos de respostas satisfatórios, girando em torno de um segundo.

Vale ressaltar que o comportamento distinto entre os manômetros 1/2 e o manômetro 3 se deve a forma com que a pressão lida por estes é gerada: enquanto nos dois primeiros a pressão é função principalmente da válvula de controle de pressão, cuja resistência a passagem do fluxo é praticamente independente da vazão, no manômetro 3 a pressão lida é a perda de carga das linhas entre este e o tanque. Esta perda de carga é função direta da vazão, por isso o comportamento da

pressão no terceiro manômetro é praticamente igual ao comportamento da vazão do sistema.

6.6 Comparação dos dados coletados com os resultados em AMESim

Os dados levantados no experimento de bancada e os resultados observados no modelo simulado apresentaram boa concordância. Na Tabela 23, estão listados os valores médios das pressões e vazões retirados da simulação, com suas respectivas diferenças para os dados coletados no experimento (Tabela 19). As diferenças, expressas entre parêntesis, foram feitas subtraindo-se os valores encontrado na simulação do valor do experimento em bancada:

Tabela 23 – Valores médios das pressões e vazão retirados da simulação do experimento em AMESim e diferença desses valores para os apresentados na Tabela 22 (entre parêntesis)

	Posição Válvula de fluxo								
	0,65 voltas			1,1 voltas			1,8 voltas		
	Posição Valv. de Pressão			Posição Valv. de Pressão			Posição Valv. de Pressão		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro 2 (carga) [bar]	15,17 (-0,17)	40,17 (-0,17)	65,15 (-0,15)	15,28 (-0,28)	40,26 (-0,26)	65,24 (-0,24)	15,44 (-0,44)	40,42 (-0,42)	65,39 (-0,39)
Manômetro 1 (bomba) [bar]	25,04 (2,96)	48,95 (1,72)	72,86 (4,47)	25,14 (2,19)	49,04 (1,63)	72,94 (3,39)	25,28 (3,05)	49,18 (1,49)	73,07 (2,26)
Dif. de pressão [bar] ($A_p = \text{Mano 1} - \text{Mano 2}$)	9,87 (3,13)	8,78 (1,89)	7,53 (4,80)	9,86 (2,47)	8,78 (1,89)	7,70 (3,63)	9,84 (3,49)	8,76 (1,91)	7,68 (2,65)
Manômetro 3 [bar]	0,07 (-0,07)	0,05 (-0,05)	0,05 (-0,05)	0,11 (-0,11)	0,10 (-0,10)	0,10 (-0,10)	0,17 (-0,17)	0,16 (-0,16)	0,16 (-0,16)
Medidor de Vazão [lpm]	2,87 (0,13)	2,70 (0,30)	2,55 (0,15)	4,86 (0,14)	4,60 (0,20)	4,30 (-0,07)	7,94 (0,06)	7,50 (0,33)	7,05 (-0,15)

Fonte: Arquivo Próprio

As diferenças apresentadas comprovam a boa concordância do modelo com os dados reais, estando estas diferenças dentro das faixas de precisão dos aparelhos de medição utilizados. O comportamento geral do controle foi reproduzido, com o modelo apresentando as mesmas tendências de variação de vazão e pressões que as observadas no experimento em bancada.

Os maiores propagadores de erro, além da própria imprecisão dos instrumentos, podem ser as aproximações utilizadas para o modelo da válvula de pressão e para o próprio controle *Load Sensing*.

Para os objetivos deste experimento, denota-se a boa aplicabilidade do *software* em prever o comportamento de um sistema hidráulico. Através de modelos relativamente simples e com parametrização acessível, foi possível reproduzir com boa aproximação o comportamento de um experimento hidráulico. Não é possível estabelecer um paralelo direto entre o modelo utilizado para a simulação do experimento e aqueles utilizados para descrever as transmissões hidrostáticas no capítulo anterior, mas confirma-se o emprego do *software* e os métodos utilizados para a construção e parametrização dos modelos.

Além disso, os valores encontrados na simulação corroboram a hipótese levantada na coleta de dados do experimento de que a leitura do manômetro 3 foi igual a zero pois os valores estavam abaixo da resolução do mesmo.

Medições mais rigorosas, com coleta de dados eletrônica e instrumentos mais precisos, seriam necessárias para calibrar tempos de resposta e características de estabilidade do controle *Load Sensing*, e assim validar ou não o modelo.

7. CONSIDERAÇÕES FINAIS

7.1 Conclusão

O presente trabalho tratou do desenvolvimento de alternativas de transmissão hidrostática aplicáveis a um veículo Baja.

Cinco alternativas de circuito hidráulico foram consideradas e, pelos resultados das simulações, todas atenderam parcialmente os objetivos propostos: mostraram uma velocidade final superior ao mínimo buscado, no entanto não atingiram a aceleração estipulada. A comparação dos resultados das alternativas entre si, com o objetivo de sugerir qual seria a mais indicada para uso, baseando-se nos critérios disponíveis no ambiente de simulação, revelou que as transmissões propostas são similares, sem diferenças significativas em seus desempenhos. Assim, sugere-se, para uma eventual aplicação, a utilização da transmissão mais simples, com menor custo: 4X2 com um único motor hidráulico traseiro. As considerações expostas no dimensionamento preliminar das alternativas, associadas às simplificações adotadas nas simulações, não permitem afirmar que os circuitos propostos teriam o mesmo desempenho encontrado nas simulações em sua aplicação real. Da mesma forma, não se pode estabelecer que as hipóteses não utilizadas neste trabalho, como a implementação de acumuladores e outro tipo de sistema de comando, não são realmente aplicáveis a esse tipo de transmissão. Alterações dos sistemas são possíveis e podem modificar significativamente os resultados apresentados.

Além do projeto intrínseco das alternativas de transmissão, o trabalho de pesquisa, principalmente na utilização do *software* AMESim, trouxe consigo outros produtos. A partir da apresentação dos resultados e modelos deste trabalho, a equipe de Baja da UTFPR está desenvolvendo um grupo de estudos focado na utilização deste *software*. Este grupo pretende aplicar o *software* não apenas a simulação do desempenho da transmissão dos veículos de projetos futuros da equipe, mas também a outros sistemas como freios, direção e suspensão.

Ainda no âmbito das simulações, objetivou-se que os modelos e abordagens de parametrização utilizados, bem como a indicação da boa aplicabilidade dos

modelos do AMESim para a descrição de fenômenos reais (dada pelo resultado do confronto entre os dados do experimento realizado em bancada e os dados de sua simulação), pudessem servir de ponto de partida para o desenvolvimento de trabalhos futuros, que agreguem conhecimento sobre o tema. Isso é relevante, pois, este tipo de simulação vem sendo cada vez mais utilizado e discutido em empresas e meios acadêmicos, a exemplo da Robert Bosch, em Curitiba, que utiliza o próprio *software* AMESim em simulações de sistemas de injeção Diesel, e da UFSC, que possui há alguns anos uma linha de pesquisa sobre essa tema. Para tanto, ressalta-se a importância da exposição do conjunto de materiais dos anexos, que permitem a reprodução de todos os modelos desenvolvidos neste trabalho. Ressalta-se também a importância da utilização da Base de Conhecimento OntoMos (NUPET, 2009) na fase de aprendizado da utilização da modelagem e simulação computacional de sistemas unidimensionais, aplicadas neste trabalho.

Sobre esses modelos, destacam-se os criados para a descrição do MCI (com seu sistema de controle desenvolvido através de uma interpretação do pêndulo de Watt) e o do controle *Load Sensing*, que não existiam nas bibliotecas padrão do *software*. Ambos carecem de validação adequada, que é potencial foco de pesquisa para trabalhos futuros, mas representaram uma parcela importante do desenvolvimento deste trabalho, sendo facilitadores para aplicações futuras destes conceitos. Ressalta-se a dificuldade encontrada na obtenção de parâmetros precisos para a construção dos modelos em AMESim, evidenciada principalmente durante a criação destes últimos dois modelos citados. Este fato deve ser levado em consideração em propostas de trabalhos futuros.

Assim, pensando na continuidade deste trabalho, abaixo são listadas algumas sugestões para pesquisas futuras identificadas durante o desenvolvimento deste projeto.

7.2 Sugestões para trabalhos futuros

A seguir, são listadas algumas sugestões para trabalhos futuros:

- Estudo da viabilidade de aplicação de um controle por torque a transmissão hidrostática de um veículo Baja;
- Aprimoramento e validação do modelo em AMESim do MCI Briggs&Stratton Intek OHV 350;
- Aprimoramento e validação do modelo em AMESim do veículo Baja;
- Aprimoramento e validação do modelo em AMESim do controle *Load Sensing*;
- Estudo dos efeitos térmicos sobre transmissões hidrostáticas;
- Estudo da aplicação de sistemas paralelo – série à transmissões hidrostáticas através do *software* AMESim;
- Aplicação e controle de transmissões com ambos, motor e bomba, de deslocamento variável;
- Estudo sobre a aplicação de acumuladores de pequeno volume em transmissões hidrostáticas
- Investigação da proporção limite entre o volume do reservatório hidráulico e a vazão do sistema, a fim de estabelecer um parâmetro para a definição do volume de reservatório mínimo possível
- Aplicação do AMESim a outros subsistemas do protótipo Baja: freios, suspensão, direção
- Estudo de aplicação de sistema de controle eletrônico com sensoriamento dos principais pontos que identificam ou expressam as variáveis mais significativas no desempenho do Baja

REFERÊNCIAS

AAEN, Olav. **Clutch Tuning Handbook**. Racine: [s.n], 2007.

ANDERSSON, Robert; AXIN, Mikael. **Displacement Controlled Fluid Power System with Flow Sharing Capabilities**. Linköping: Linköping University, 2009. 88 pg.

BOSCH REXROTH. **A2FM**: Technical Data Sheet. Código: RE 91001/09.07. [S.l.]: 2007, 36 p. Disponível em: <http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp?publication=NET&ccat_id=30050&remindCcat=on&search_action=submit&language=en-GB&search_query=91001>. Acessado em: 22 de janeiro de 2012.

BRIGGS & STRATTON. **Manual Motor OHV 305**. [S.l.: s.n.], [200?].

CARDOSO, João A. V.; VENTURA, Vinicius R. **Arrasto Aerodinâmico no Mini-Baja**. UNICAMP: 2010. Disponível em: <<http://www.fem.unicamp.br/~phoenics/EM974/PROJETOS/PROJETOS%201%20S-EM-10/TURMA%20A/G5/PROJETO%20FINAL%20-%20Grupo%205.pdf>>. Acessado em: 19 de Agosto de 2012.

CASEY, Brendan. **Understanding Load-Sensing Control**. Machinery Lubrication: 2006. Disponível em: <<http://www.machinerylubrication.com/Read/859/load-sensing-control>>. Acessado em: 10 de Julho de 2012.

CHUNG, Christopher A. **Simulation Handbook: A Practical Approach**. Boca Raton, CRC, 2003.

COLHEITA E BENEFICIAMENTO DE FRUTAS E HORTALIÇAS / Marcos David Ferreira editor.- São Carlos: Embrapa Instrumentação Agropecuária, 2008. 144 p. ISBN: 978-85-86463-17-4

COSTA, Antonio S. **Notas de Aula da disciplina de Dinâmica e Controle de Sistemas Elétricos de Potência**: Capítulo II – Modelagem dos Componentes do Sistema de Potência. Florianópolis: 2003. Disponível em: <<http://www.labspot.ufsc.br/~simoies/dincont/dc-cap2.pdf>>. Acessado em 07 de agosto de 2012.

CUMMINS. **Engenharia de Aplicações**: Manual de aplicações para Grupos Geradores arrefecidos a água. Código: T030G_PT. [S.l.]: 2011. Disponível em: <<http://www.cumminspower.com.br/pdf/engenharia/T030Portugu%C3%AAs.pdf>> Acessado em 07 de agosto de 2012.

CUNDIFF, John S. **Fluid power circuits and controls: fundamentals and applications**. Boca Raton: CRC Press LLC, 2001.

DUKKIPATI, R.V; RAO, J. S. **Mechanism and Machine Theory**. Nova Delhi: Bohem Press, 1992. 624 p.

EATON. **Bent Axis Motors**: Variable Displacement and Fixed Displacement. Código: E-MOPI-MC001-E1. [S.l.]: 2003. 72 p. Disponível em: <<http://hydraulics.eaton.com/products/pdfs/E-MOPI-MC001-E1.pdf>>. Acessado em 23 de Janeiro de 2012.

_____. **Medium Duty Piston Pump**: Variable displacement piston pump. Código: E-PUPI-MC007-E. [S.l.]: 2009. 68 p. Disponível em: <<http://hydraulics.eaton.com/products/pdfs/E-PUPI-MC007-E.pdf>>. Acessado em: 22 de Janeiro de 2012.

_____. **Medium Duty Piston Pump: Load Sensing Systems Principle of Operation**. Código 03-206. Eden Prairie: Eaton Corporation, 1992. 28 p.

EQUIPE IMPERADOR UTFPR. **Relatório de Projeto**: XVII Competição Baja SAE Brasil. Curitiba, 2011.

ESPOSITO, Anthony. **Fluid Power with Applications**. Upper Saddle River: Prentice-Hall, 1997. 4ª Edição. 643 pg.

ESTADOS UNIDOS DA AMÉRICA. Environmental Protection Agency. **Progress Report on Clean and Efficient Automotive Technologies Under Development at EPA**: Interim Technical Report. 2004. 198 Páginas. Número de Referência: EPA420-R-04-002. Disponível em: <<http://www.epa.gov/otaq/reports/adv-tech/420r04002.pdf>>. Acessado em: 02 de outubro de 2011.

FIALHO, Arivelto Bustamante. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. São Paulo: Érica, 2002. 260 p.

FOX, Robert W.; MCDONALD, Alan T.; PRITCHARD, Philip J. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 6. Ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2006. Xiv, 798 p. + CD-ROM.

GRAY, Charles L. **Hydraulic Hybrids**: EPA (United States Environmental Protection Agency) Hybrid Truck Initiative. Texas, 2006. 48 Slides. Disponível em: <<http://files.harc.edu/Projects/Transportation/HydraulicHybridsGray.pdf>>. Acessado em 23 de setembro de 2011.

HYDAC. **Compact Hydraulics**: Product Catalogue. Código: 53.000.0/12.10. Sulzbach: Hydac International, 2010. Pg 182.

HEDLAND. **3500/6000 PSI Flow Meters**. Racine: Racine Federated Inc, 2010. Disponível em: <http://www.hedland.com/resources/products/Page9-10-Oil_Meters_2-09.pdf>. Acessado em 10 de Julho de 2012.

IMAGINE. **Technical Bulletin nº 100, AMESim**: A Brief Technical Overview. 1999. Disponível em: <http://www.keohps.com/imagine/artigos/conceitos/technical_overview.pdf>. Acessado em: 20 de Fevereiro de 2012.

LINSINGEN, Irlan Von. **Fundamentos de sistemas hidráulicos**. Florianópolis UFSC, 2001. 399 p.

LMS IMAGINE. **AMEHelp**: Contents of the IFP Drive Library. 2010. Parte do material de consulta disponibilizado com o software AMESim versão 10.0.1.

MAJUMDAR, S. R. **Oil Hydraulic Systems**: Principles and Maintenance. Tata McGraw-Hill: New Delhi, 2006. 553 p.

MAXXIS. **ATV and Quad Tyres**. 2012. Disponível em: <<http://www.maxxis.co.uk/tyres/atv-and-quad>>. Acessado em 04/02/2012.

MOTTA, Sérgio Luís Stirborlov; OLIVEIRA, Braulio. O *Marketing* Ecológico como Vantagem Competitiva. **Revista de Gestão USP**, São Paulo, v. 14, n. 2, p. 49-59, abril/junho 2007. Disponível em: <<http://www.revistasusp.sibi.usp.br/pdf/rege/v14n2/v14n2a4.pdf>>. Acessado em: 06 de outubro de 2011.

NICOLAZZI, Lauro C.; LEAL, Longuinho C. M.; ROSA, Edison. **Uma Introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas**. Publicação interna do GRANTE – Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC. Florianópolis, 2008.

NONNENBERG, Marcelo José Braga. **Evolução Recente Dos Preços Do Petróleo**. Brasília: IPEA, p.77-80, setembro de 2004. (Boletim de Conjuntura: Nota Técnica). Disponível em: <http://www.ipea.gov.br/pub/bccj/bc_66k.pdf>. Acessado em: 06 de outubro de 2011.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas**: uma abordagem integrada. São Paulo: Editora Bookman, 2004. 2 ed. 932 p.

NUPET. **OntoMos**: Base de Conhecimento para Modelagem e Simulação Dinâmica Unidimensional. 2009. Disponível em: <http://nupet.daelt.ct.UTFPR.edu.br/ontomos/P%C3%A1gina_principal>. Acessado em: 01 de Março de 2012.

PAHL, Gerhard, et al. 2.2.4 General Working Methodology. In: ____. Engineering Design: A Systematic Approach. 3 ed. Springer, 2007. 617p. ISBN 978-1-84628-318-5.

PARKER. **Tecnologia Hidráulica Industrial**. Jacarei, SP: [s.n.], 1999. 157 p.

_____. **Hydraulic Motor/Pump**: Series F11/F12. Código: HY30-8249/UK. [S.l.]: 2009. 56 p. Disponível em: <http://www.launchrun.com/hpd/pdfs/HY30-8249-UK_F11-F12_Nov_2009.pdf>. Acessado em: 23 de Janeiro de 2012.

_____. **P1/PD Series Medium Pressure Axial Piston Pumps**: Variable Displacement. Código: HY28-2665-01/P1/EN. [S.l.]: 2012. Disponível em: <[javascript:openPDF\('/literature/Hydraulic_Pump_Division/P1_-_PD_Files/P1PD_Medium_Duty_Axial_Piston_Pumps-HY28-2665-01.P1.EN.pdf'\)](http://www.parker.com/literature/Hydraulic_Pump_Division/P1_-_PD_Files/P1PD_Medium_Duty_Axial_Piston_Pumps-HY28-2665-01.P1.EN.pdf)>. Acessado em: 20 de Julho de 2012.

_____. **Thermoplastic Hoses for Hydraulics & Industry**. Código: 4460-UK. [S.l.]: 2011. Disponível em: <http://www.parker.com/literature/Polyflex%20Europe/Cat%204460-UK_2011.pdf>. Acessado em: 20 de Julho de 2012.

_____. **Series PVP Variable Volume Piston Pumps.** Código: HY28-2662-CD/US. Greenville: Parker Hannifin Corporation, 2010. Disponível em: <<http://www.parker.com/literature/Literature%20Files/Hydraulic%20Pump%20Divisio%20n/Catalogs%20&%20Thumbnails/Piston%20Pumps%20Open%20Circuit/PVP%20Me%20dium%20Duty%20Variable%20Displacement%20Pump/PVP.pdf>>. Acessado em 20 de Março de 2012.

_____. **Hydraulic Pump Basics.** [S. l.]: [200?]. 65 Slides. Disponível em: <<http://www.parker.com/literature/Literature%20Files/hydraulicpump/training/Acrobat/I%20ndustrialtrainingtemplatebasics.pdf>>. Acessado em 23 de Abril de 2012.

PIONEER. **Quick Couplings.** Código: 3900. Minneapolis: Pioneer Products Group, 2012.

POLITERM. **Produtos:** Tacômetros. Vila Mariana: Politerm Instrumentos de Medição, [200?]. Disponível em: <<http://www.politerm.com.br/MaisProduto.asp?Produto=335>>. Acessado em: 20 de Agosto de 2012.

REXROTH. **Axial Piston Variable Pump A10V(S)O.** Código RE 92701/01.12. [S.l.]: 2012. 52 p. Disponível em: <http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp?publication=NET&ccat_id=30050&remindCcat=on&search_action=submit&language=en-GB&search_query=92701>. Acessado em: 10 de março de 2012.

RIBAS, Rodrigo L. et al. Transmissões presentes em tratores agrícolas no Brasil. **Ciência Rural.** Santa Maria, 2010. v.40, n.10, p. 2206-2209. Disponível em: <<http://www.scielo.br/pdf/cr/v40n10/a734cr3645.pdf>>. Acessado em: 06 de outubro de 2011.

SAMHYDRAULIK. **Fixed Displacement Pumps/Motors.** Código: 08-0001-A22. [S.l.]: [200?]. 33 p. Disponível em: <http://b2b.samhydraulik.com/is-bin/intershop.static/WFS/SH-B2B-Site/SH-B2B/en_US/Public/DOC%20Assiali/Serie%20H1C/08-0001.pdf>. Acessado em: 23 de Janeiro de 2012.

SANTOS, José Dias dos; SILVA, Zanoni Carvalho da Silva. **Métodos Numéricos.** Ed. Universitária da UFPE. Recife, 2006.

SAUER DANFOSS. **Series 70/15:** Axial Piston Pumps, Motors and Transmissions: Technical Information. [S.l.]: 2000. 32 p. Disponível em: <http://www.sauer-danfoss.com/stellent/groups/publications/documents/product_literature/bln-10006.pdf>. Acessado em 23 de Janeiro de 2012.

_____. **DDC 20N Axial Piston Variable Displacement Pump:** Technical Information. Código: L1104976. [S.l.]: 2011. 40 p. Disponível em: <http://www.sauer-danfoss.com/stellent/groups/publications/documents/product_literature/l1104976.pdf#page=1>. Acessado em: 10 de Março de 2012.

SENAI. SC. **Hidráulica e técnicas de comando.** Florianópolis: SENAI/SC, 2004 102p. Disponível em <www.sc.senai.br/recursosdidaticos>. Acessado em 24 de setembro de 2011.

SHARP, Bob. Bosch, presente e futuro. **Revista Engenharia Automotiva e Aeroespacial**, São Paulo, n. 46, p. 48-50, abr./mai./jun. 2011.

SILVA, Itamar Pifano. **Modelagem e Identificação de uma Máquina de Extrusão através de Bond Graphs.** São José dos Campos, 2005. Tese de Mestrado - Instituto Tecnológico da Aeronáutica.

SILVA, Jonny Carlos, NASCIMENTO, Julio Cesar. **Modelagem e Simulação Dinâmica: AMESim- Ambiente para Protótipos Virtuais.** Revista da ABHP- Associação Brasileira de Hidráulica e Pneumática. São Paulo, Julho de 2002. p. 4-8.

SMITH, Hubert C. **The illustrated guide to aerodynamics.** [S.l.]: McGraw-Hill Professional, 1992. p. 97

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS (SAE) BRASIL. **Regulamento Baja SAE Brasil 1:** Definições. 2010. Disponível em: <<http://www.saebrasil.org.br/eventos/ProgramasEstudantis/site/baja2011/arquivos/RBSB%201%20-%20Definicoes%20-%20Emenda%200.pdf>>. Acessado em 23 de setembro de 2011.

_____. **Regulamento Baja SAE Brasil 5:** Requisitos Gerais do Veículo. 2010. Disponível em: <<http://www.saebrasil.org.br/eventos/ProgramasEstudantis/site/baja2011/arquivos/RBSB%205%20-%20Requisitos%20Gerais%20do%20Veiculo%20-%20Emenda%200.pdf>>. Acessado em 14 de outubro de 2011.

_____. **Regulamento Baja SAE Brasil 11:** Procedimentos da Competição. 2010. Disponível em: <<http://www.saebrasil.org.br/eventos/ProgramasEstudantis/site/baja2011/arquivos/RBSB%2011%20-%20Procedimentos%20da%20Competicao%20-%20Emenda%201.pdf>>. Acessado em 14 de outubro de 2011.

SPERRY VICKERS. **Manual de hidráulica Mobile**. São Paulo: Gráfica Editora Hamburg, 1980.

SNAP-ON. **Online Catalogue: Power Steering Test Unit**. 2012. Disponível em: <<http://audi.snapon.com/SpecialToolsDetail.aspx?itemid=7550008>>. Acessado em: 15 de Agosto de 2012.

SUNFAB. **Motor SCM 012-130**. Código: 3201 GB. [S.l.]: [200?]. 10 p. Disponível em: <<http://www.sunfab.com/upload/9bb6d305ba79b7afaf3aa2af2.pdf>>. Acessado em: 23 de Janeiro de 2012.

TIPLER, Paul A. **Física para cientistas e engenheiros: Volume 1 – Mecânica**. Rio de Janeiro: LTC, 1995. 3 ed. 298 p.

VERION. **Tabelas de Conversão e Fórmulas**. São Paulo: 2004. Disponível em: <<http://www.verion.com.br/pdfs/productos/p-R-TABELAS.pdf>>. Acessado em: 10 de Julho de 2012.

VICKERS. **Catálogo geral de produtos**. Código: BRV-522801508. São Paulo: Aeroquip Vickers do Brasil S/A, 1987.

WEG. **Motores Elétricos**. Jaraguá do Sul: WEG Equipamentos Elétricos S/A, 2005. Pg B-3.

WIKA. **Bourdon tube pressure gauge: Model 131.11, stainless steel version**. Klindenberg: Wika, 2012. Disponível em: <http://www.wika.com.br/upload/DS_PM0105_GB_4022.pdf>. Acessado em: 10 de Agosto de 2012.

WOMACK. **Transmission Efficiencies**. In ____: 365 Product Catalog. Farmers Branch: Womack Machine Supply Co, 2010. Disponível em: <<http://www.womackmachine.com/pdf/rb365/47th/Section10/Sec10pg504PumpMotorTransmissionEfficiencies.pdf>>. Acessado em: 20 de Julho de 2012.

WU, Duqiang. **Modeling and Experimental Evaluation of a Load-Sensing and Pressure Compensated Hydraulic System**. Saskatoon: University of Saskatchewan, 2003. 319 pg.

Na figura, estão identificados os componentes do sistema, cujos parâmetros e submodelos, quando houverem, estão listados na tabela a seguir, separados por bibliotecas. Na tabela não constam as conexões, linhas de ligação e componentes que não possuem parâmetros, como os exemplos “MAIOR_1” e “INV_SINAL”. Os parâmetros não determinados abaixo foram deixados como os valores *default* do software.

Tabela 24 – Componentes e parâmetros do modelo do MCI Briggs & Stratton Intek OHV 305 com governador mecânico

Biblioteca: Controle e Sinais				
Componente	Submodelo	Parâmetro	Valor	Observação
CONSTANTE_1	-	constant value	17,1154	Torque máx. à 3800 rpm (equação(4))
CONSTANTE_2	-	constant value	3750	Rot. limite inf. atuação governador
CONSTANTE_3	-	constant value	3850	Rotação limite superior atuação governador
CONSTANTE_4	-	constant value	3750	Rotação limite inferior atuação governador
CONSTANTE_5	-	constant value	3850	Rotação limite superior atuação governador
CONSTANTE_6	-	constant value	0	Para comparação em “IGUAL_3”
CONSTANTE_7	-	constant value	600	Rotação de partida do MCI
CONSTANTE_8	-	constant value	3850	Rotação limite superior atuação governador
CONSTANTE_9	-	constant value	3750	Rotação limite inferior atuação governador
FUNC_X	-	exp. in terms of the input x	x-600	Correção da rotação de partida do MCI
FUNC_XY_1	-	exp. for output in terms of x and y	x*y	Porta lógica do tipo “E”
FUNC_XY_2	-	exp. for output in terms of x and y	x*y	Porta lógica do tipo “E”
FUNC_XYZ_1	-	exp. for output as a function of x, y and z	x*(y+z)	-
FUNC_XYZ_2	-	exp. for output as a function of	x*y*z	-

x, y and z				
FUNCAO_ TORQUE	-	exp. for output in terms of x and y	$(3.011363635+x*0.01453-0.0000042*x^2+0.000000000356*x^3)*y$	Equação torque X rotação (Equação (4))
PARADA	-	stop condition	$x < 400 \ \&\& \ t > 2$	Parada do motor por excesso de carga

Biblioteca: Mecânica

Componente	Submodelo	Parâmetro	Valor	Observação
INERCIÁ_ROTATIVA	RL01	moment of inertia	0.02	Momento de inércia para regular a aceleração do MCI
		coefficient of viscous friction	0	-

Fonte: Arquivo Próprio

Para demonstrar o funcionamento do modelo do motor em diferentes situações, será aplicado um torque resistivo variável ao seu eixo de saída, que pode ser imaginado como a representação de um freio montado no eixo do motor. O torque aplicado seguirá os valores, no tempo, mostrados na tabela abaixo:

Tabela 25 – Condições de torque resistivo aplicadas para simulação do funcionamento do modelo do MCI em AMESim

	Intervalo de tempo	Torque resistivo aplicado
1	0 à 3 segundos	0 N.m
2	3 à 6 segundos	5 N.m
3	6 à 12 segundos	18 N.m
4	12 à 15 segundos	10 N.m
5	15 à 18 segundos	20 N.m

Fonte: Arquivo Próprio

Para a condição acima, as respostas do modelo do motor em AMESim são mostradas abaixo:

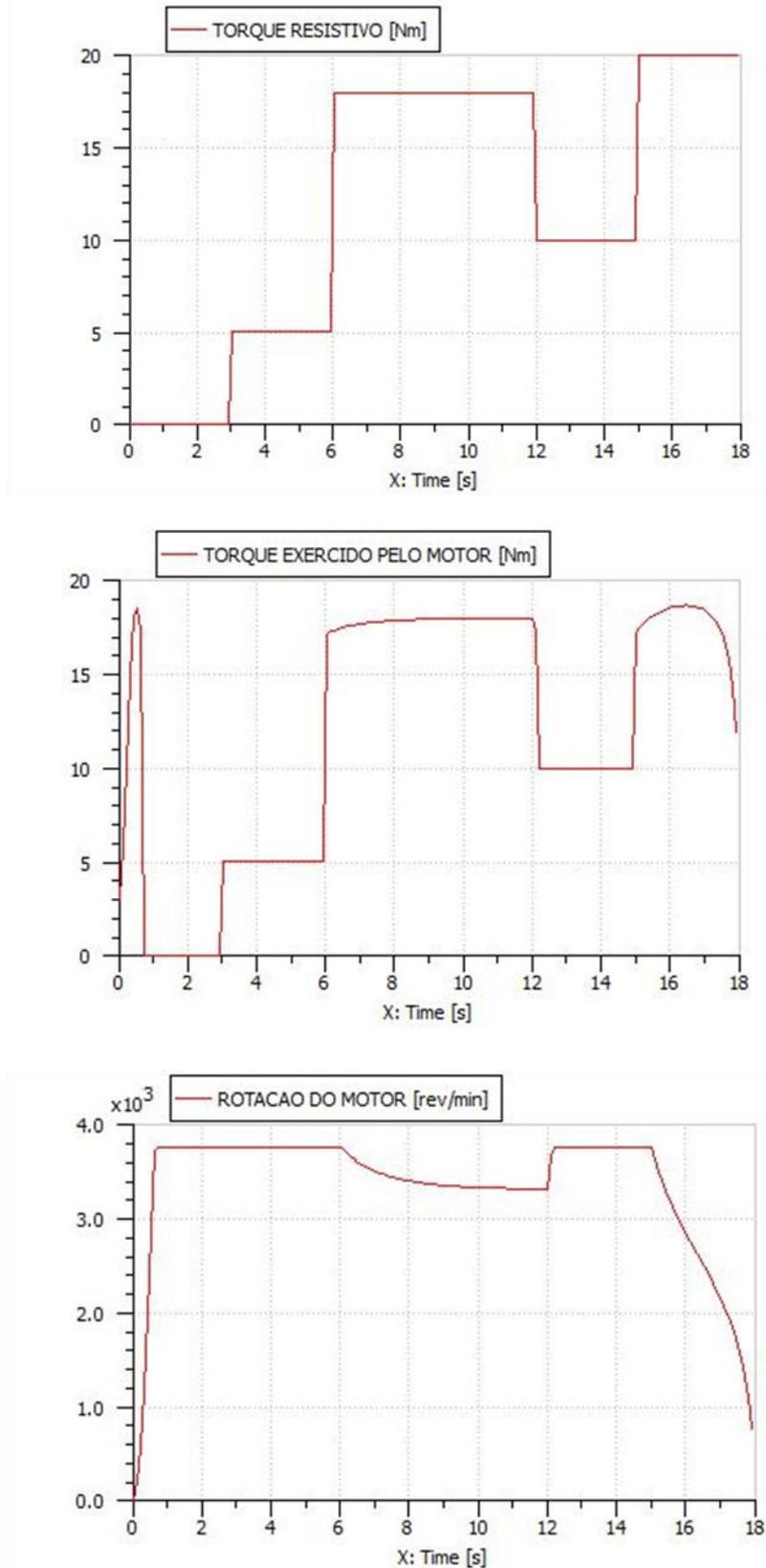


Figura 62 – Gráficos de torque resistivo versus tempo, torque exercido pelo MCI versus tempo e rotação versus tempo do modelo do MCI em AMESim, sob as condições da Tabela 25

Fonte: Arquivo Próprio

No primeiro intervalo de tempo, não há torque resistivo aplicado ao motor. Vê-se sua aceleração de zero até a velocidade limite de 3800 rpm, durante a qual precisa vencer apenas sua própria inércia, o que resulta no pico de torque mostrado no segundo gráfico. Quando a inércia é acelerada até a velocidade limite, o torque exercido pelo MCI cessa sob a ação do governador, mantendo assim uma velocidade de rotação constante. De três a seis segundos, é aplicado um torque de 5 N.m sobre o motor, que responde fornecendo um torque equivalente. Como o torque requerido e o fornecido são iguais, não há alteração da rotação, correspondendo ao comportamento do governador.

Nos próximos seis segundos, um torque resistivo de 18 N.m é exercido, o que supera o torque máximo a velocidade de 3800 rpm (aproximadamente 17,1 N.m, segundo a equação (4)). Como esse é o torque máximo disponível na faixa de atuação do governador, este não consegue manter a velocidade do motor, que acaba caindo até se estabilizar em aproximadamente 3300 rpm, velocidade na qual, segundo a mesma equação (4), o motor fornece 18 N.m de torque (ver Figura 9).

No intervalo seguinte, de doze a quinze segundos, o torque resistivo cai para 10 N.m, condição na qual o motor acelera novamente até a faixa de atuação do governador. Por fim, do décimo quinto até o décimo oitavo segundo, é aplicado um torque resistivo de 20 N.m, superior ao torque máximo fornecido pelo motor (Figura 9), o que provoca sua rápida desaceleração. Como o motor não possui torque suficiente para vencer a resistência oposta a ele, sua rotação deve cair ao mínimo tolerável pelo motor, provocando sua parada.

Para calibrar e validar definitivamente este modelo seriam necessários testes em dinamômetro de bancada do motor em questão, principalmente para definição dos tempos de resposta deste as diferentes cargas. No entanto, como estes testes fogem ao escopo do trabalho e o modelo utilizado descreve o comportamento esperado da atuação do governador como regulador de rotação (seção 2.4.1), ele foi considerado suficiente para as simulações dos layouts de transmissão deste trabalho.

APÊNDICE B – Parâmetros do modelo do veículo Baja em ambiente AMESim

Na figura abaixo são mostrados os componentes do modelo que descreve o comportamento dinâmico do veículo Baja:

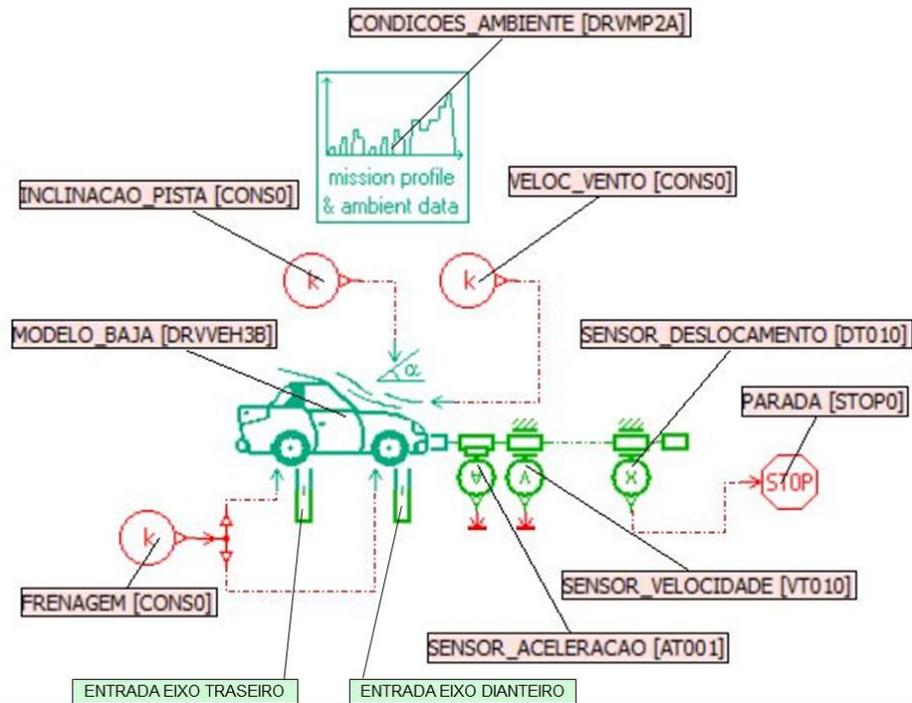


Figura 63 – Modelo veículo Baja em ambiente AMESim

Fonte: Arquivo Próprio

Na tabela abaixo são listados os valores dos parâmetros utilizados nos modelos, separados por biblioteca. Os parâmetros não determinados abaixo foram deixados como os valores *default* do software.

Tabela 26 - Componentes e parâmetros do modelo do veículo Baja

Biblioteca: Controle e Sinais				
Componente	Submodelo	Parâmetro	Valor	Observação
FRENAGEM	-	constant value	0	Forças de frenagem não serão consideradas nestas simulações
INCLINACAO_PISTA	-	constant value	0	Não serão considerados declives/áclives
VELOC_VENTO	-	constant value	0	Velocidade do vento considerada igual a zero
PARADA	-	stopping condition	x>100	Encerra a simulação quando o deslocamento do veículo for maior que 100 metros (Tabela 2)
Biblioteca: IFP Drive				
Componente	Submodelo	Parâmetro	Valor	Observação
MODELO_BAJA	DRVVEH3B	vehicle configuration	road	Leva em consideração resistência aerodinâmica
		total vehicle mass	----	Depende da configuração de cada layout de transmissão
		mass distribution	40	Distribuição de massa (posição do CG). Retirado da Tabela 7.
		tyre width	254	
		tyre height	53,4016	Fonte: (MAXXIS, 2012)
		wheel rim diameter	10	
		air penetration coef. (Cx)	1,1	Fonte: (CARDOSO e VENTURA, 2010)
		vehicle active area in aerodyn. drag	1	
		tyre/ground grip coef.	0,5	Tabela 5
CONDICOES_AMBIENTE	-	air density	1,205	Fonte: (FOX, 2006)
		Wind speed	0	-

Fonte: Arquivo Próprio

APÊNDICE C – Parâmetros do modelo da proposta de transmissão 1: transmissão hidrostática integrada 4x2 com controle direto

Nesta sessão, serão expostos todos os parâmetros utilizados para a simulação do modelo final da proposta de transmissão 1. A figura abaixo mostra o esquema da transmissão em software AMESim e, na tabela que a segue, estão relacionados os parâmetros para a construção deste modelo.

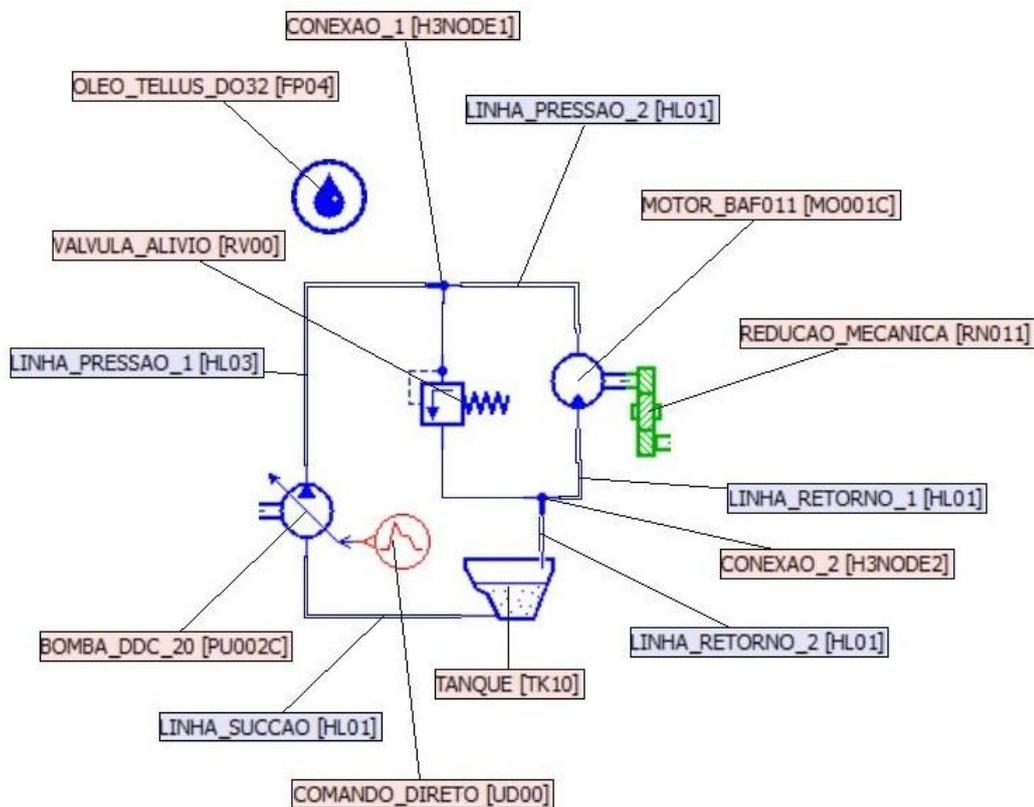


Figura 64 – Modelo da Proposta de Transmissão 1 com controle direto em software AMESim

Fonte: Arquivo próprio

Como nos outros casos, os parâmetros não relacionados aqui foram deixados como os parâmetros default do software.

Tabela 27 - Componentes e parâmetros do modelo da Proposta de Transmissão 1 com comando direto, versão final

Biblioteca: Controle e Sinais				
Componente	Submodelo	Parâmetro	Valor	Observação
COMANDO_DIRETO	-	number of stages	4	-
		cyclic	no	-
		time duty cycle starts	2	-
		output start stage 1	0	-
		output end stage 1	0,3	-
		duration stage 1	1	-
		output start stage 2	0,3	-
		output end stage 2	0,8	-
		duration stage 2	5	-
		output start stage 3	0,8	-
		output end stage 3	1	-
		duration stage 3	3	-
		output start stage 3	1	-
		output end stage 3	1	-
duration stage 3	100	-		
Biblioteca: Hidráulica				
Componente	Submodelo	Parâmetro	Valor	Observação
TANQUE	TK10	relative gas pressure	0	Pressão atmosférica
		height of liquid in tank	0,3	Volume de 15,2 litros
		tank area	0,044	(Quadro 7)
LINHA_SUCÇÃO	HL01	diameter	32,2	Tabela 12
		length	0,5	Seção 4.5.1.1
		relative roughness	4,73e-05	Seção 5.3.1.2
		wall thickness	4	Tabela 12

		Young's modulus	2100	Seção 4.5.1.1
BOMBA DDC 20	PU002C	pump displacement	20	
		mechanical efficiency	0,85	(SAUER DANFOSS, 2011)
		volumetric efficiency	0,96	
LINHA DE PRESSAO 1 e LINHA DE PRESSAO 2	HL03	diameter	19,6	Tabela 12
		length	0,25	-
		relative roughness	7,78e-05	Seção 5.3.1.2
		wall thickness	4,45	Tabela 12
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.1.1
CONEXÃO 1	H3NODE1	-	-	-
VÁLVULA DE ALÍVIO	RV00	relief v. crack. press.	300	-
MOTOR_BAF011	MO001C	motor displacement	10,9	
		mechanical efficiency	0,9	(EATON, 2003)
		volumetric efficiency	0,9	
LINHA DE RETORNO 1 e LINHA DE RETORNO 2	HL01	diameter	25,5	Tabela 12
		length	0,25	-
		relative roughness	5,98e-05	Seção 5.3.1.2
		wall thickness	3,35	Tabela 12
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.1.1
CONEXÃO 1	H3NODE2	-	-	-
REDUCAO MECANICA	RN011	gear ratio	10,8	
		constant gear eff.	0,96	Seção 5.3.1.2
OLEO TELLUS DO32	FP04	density	872	
		bulk modulus	16400	(SHELL, 2006)
		absolute viscosity	27,9	

Fonte: Arquivo Próprio

APÊNDICE D – Parâmetros do modelo da proposta de transmissão 2: transmissão hidrostática dividida 4x2 com controle direto

Nesta seção, serão expostos todos os parâmetros utilizados para a simulação dos modelos finais da proposta de transmissão 2. Assim como nas demais propostas, os parâmetros não relacionados foram mantidos na condição *default* do *software*.

Circuito Paralelo

A figura abaixo representa a transmissão simulada em *software* AMESim.

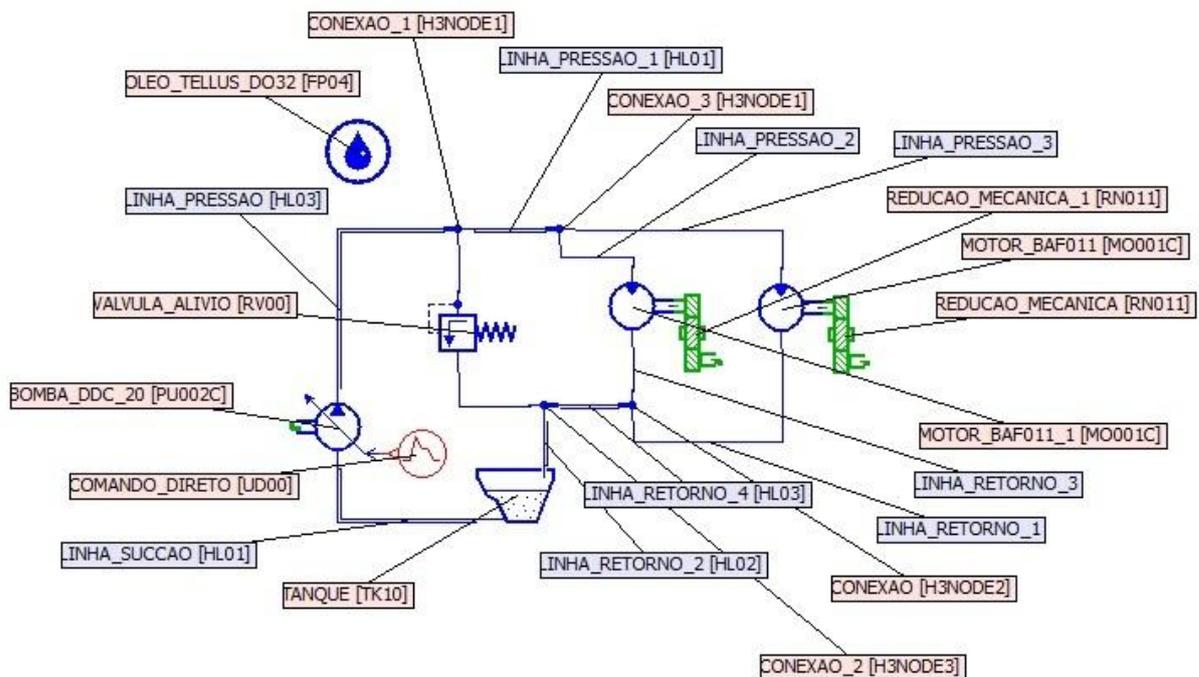


Figura 65 – Modelo do circuito em paralelo da Proposta de Transmissão 2 em *software* AMESim

Fonte: Arquivo Próprio

Na tabela a seguir, estão relacionados os parâmetros utilizados para a construção deste modelo.

Tabela 28 – Componentes e parâmetros do modelo da Proposta de Transmissão 2, circuito em paralelo, com comando direto, versão final

Biblioteca: Controle e Sinais				
Componente	Submodelo	Parâmetro	Valor	Observação
		number of stages	4	-
		cyclic	no	-
		time duty cycle starts	2	-
		output start stage 1	0	-
		output end stage 1	0,3	-
		duration stage 1	1	-
		output start stage 2	0,3	-
COMANDO_DIRETO	-	output end stage 2	0,8	-
		duration stage 2	5	-
		output start stage 3	0,8	-
		output end stage 3	1	-
		duration stage 3	3	-
		output start stage 3	1	-
		output end stage 3	1	-
		duration stage 3	100	-
Biblioteca: Hidráulica				
Componente	Submodelo	Parâmetro	Valor	Observação
		relative gas pressure	0	Pressão atmosférica
TANQUE	TK10	height of liquid in tank	0,3	Volume de 13 litros
		tank area	0,044	Quadro 8
LINHA_SUCÇÃO	HL01	diameter	32,2	Tabela 14

		length	0,5	Seção 4.5.2.1
		relative roughness	4,73e-05	Seção 5.3.2.1
		wall thickness	4	Tabela 14
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.2.1
BOMBA DDC 20	PU002C	pump displacement	20	(SAUER DANFOSS, 2011)
		mechanical efficiency	0,85	
		volumetric efficiency	0,96	
LINHA DE PRESSAO	HL03	diameter	19,6	Tabela 14
		length	0,25	-
		relative roughness	7,78e-05	Seção 5.3.2.1
		wall thickness	4,45	Tabela 14
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.2.1
CONEXÃO 1	H3NODE1	-	-	-
LINHA DE PRESSAO1	HL01	diameter	19,6	Tabela 14
		length	0,25	-
		relative roughness	7,78e-05	Seção 5.3.2.1
		wall thickness	4,45	Tabela 14
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.2.1
VÁLVULA DE ALÍVIO	RV00	relief v. crack. press.	300	-
LINHA DE PRESSAO2 e LINHA DE PRESSAO3	HL01	diameter	16	Tabela 14
		length	0,25	-
		relative roughness	9,525e-05	Seção 5.3.2.1
		wall thickness	4,25	Tabela 14
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.2.1
MOTOR_BAF011	MO001C	motor displacement	10,9	(EATON, 2003)
		mechanical efficiency	0,9	
		volumetric efficiency	0,9	
LINHA DE RETORNO 1 e	HL01	diameter	19,3	Tabela 14

LINHA DE RETORNO 3		length	0,25	-
		relative roughness	7,89e-05	Seção 5.3.2.1
		wall thickness	2,35	Tabela 14
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.2.1
CONEXÃO	H3NODE2	-	-	-
		diameter	25,5	Tabela 14
		length	0,25	-
LINHA DE RETORNO 4	HL03	relative roughness	5,98e-05	Seção 5.3.2.1
		wall thickness	3,35	Tabela 14
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.2.1
		diameter	25,5	Tabela 14
		length	0,25	-
LINHA DE RETORNO 2	HL02	relative roughness	5,98e-05	Seção 5.3.2.1
		wall thickness	3,35	Tabela 14
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.2.1
REDUÇÃO MECANICA e REDUÇÃO MECANICA1	RN011	gear ratio	5,8	Seção 5.3.2.1
		constant gear eff.	0,96	
		density	872	
OLEO TELLUS DO32	FP04	bulk modulus	16400	(SHELL, 2006)
		absolute viscosity	27,9	

Fonte: Arquivo Próprio

Circuito Série

A figura abaixo representa a transmissão simulada em *software* AMESim.

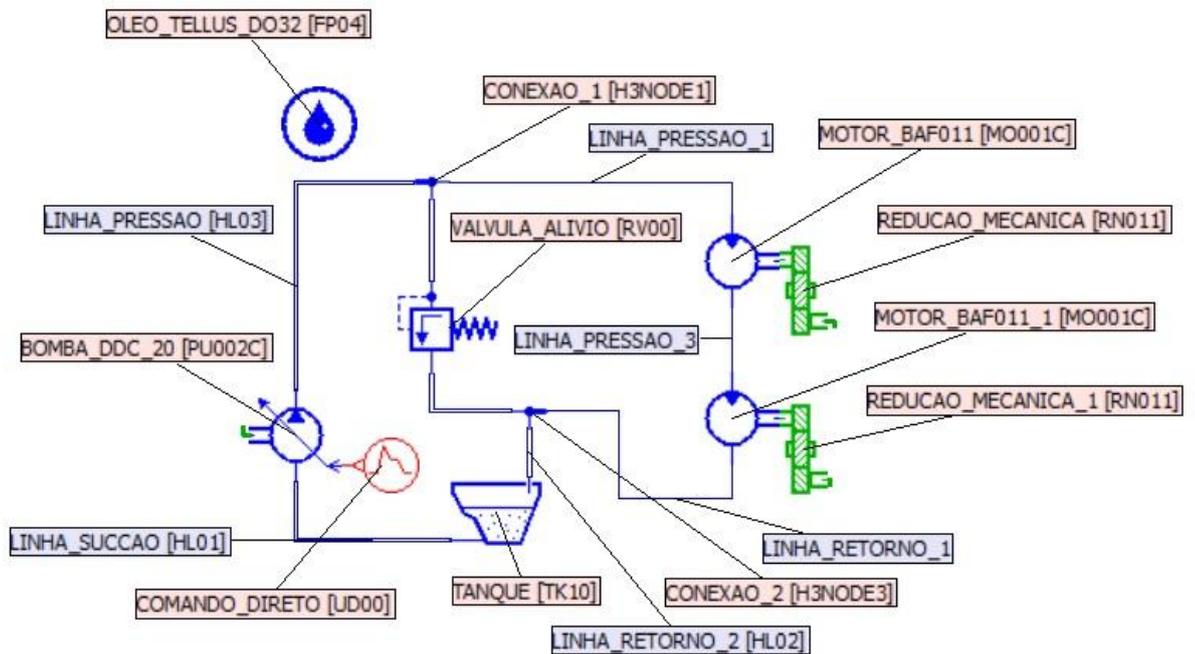


Figura 66 – Modelo do circuito em série da Proposta de Transmissão 2 em software AMESim
Fonte: Arquivo Próprio

Na tabela a seguir, estão relacionados os parâmetros utilizados para a construção deste modelo.

Tabela 29 – Componentes e parâmetros do modelo da Proposta de Transmissão 2, circuito em série, com comando direto, versão final

Biblioteca: Controle e Sinais				
Componente	Submodelo	Parâmetro	Valor	Observação
COMANDO_DIRETO	-	number of stages	4	-
		cyclic	no	-
		time duty cycle starts	2	-
		output start stage 1	0	-
		output end stage 1	0,3	-
		duration stage 1	2	-

		output start stage 2	0,3	-
		output end stage 2	0,8	-
		duration stage 2	9	-
		output start stage 3	0,8	-
		output end stage 3	1	-
		duration stage 3	3	-
		output start stage 3	1	-
		output end stage 3	1	-
		duration stage 3	100	-
Biblioteca: Hidráulica				
Componente	Submodelo	Parâmetro	Valor	Observação
TANQUE	TK10	relative gas pressure	0	Pressão atmosférica
		height of liquid in tank	0,3	Volume de 13 litros
		tank area	0,044	Quadro 8
LINHA_SUCÇÃO	HL01	diameter	32,2	Tabela 14
		length	0,5	Seção 4.5.2.1
		relative roughness	4,73e-05	Seção 5.3.2.1
		wall thickness	4	Tabela 14
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.2.1
BOMBA DDC 20	PU002C	pump displacement	20	
		mechanical efficiency	0,85	(SAUER DANFOSS, 2011)
		volumetric efficiency	0,96	
LINHA DE PRESSAO e LINHA DE PRESSAO 3	HL03	diameter	19,6	Tabela 14
		length	0,25	-
		relative roughness	7,78e-05	Seção 5.3.2.1
		wall thickness	4,45	Tabela 14
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.2.1
LINHA DE PRESSAO1	HL01	diameter	19,6	Tabela 14

		length	0,25	-
		relative roughness	7,78e-05	Seção 5.3.2.1
		wall thickness	4,45	Tabela 14
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.2.1
VÁLVULA DE ALÍVIO	RV00	relief v. crack. press.	300	-
		motor displacement	10,9	
MOTOR_BAF011	MO001C	mechanical efficiency	0,9	(EATON, 2003)
		volumetric efficiency	0,9	
		diameter	25,5	Tabela 14
		length	0,25	-
LINHA DE RETORNO1	HL03	relative roughness	5,98e-05	Seção 5.3.2.1
		wall thickness	3,35	Tabela 14
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.2.1
		diameter	25,5	Tabela 14
		length	0,25	-
LINHA DE RETORNO2	HL02	relative roughness	5,98e-05	Seção 5.3.2.1
		wall thickness	3,35	Tabela 14
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.2.1
REDUCAO MECANICA	RN011	gear ratio	8,2	Seção 5.3.2.1
		constant gear eff.	0,96	
		density	872	
OLEO TELLUS DO32	FP04	bulk modulus	16400	(SHELL, 2006)
		absolute viscosity	27,9	

Fonte: Arquivo Próprio

APÊNDICE E – Parâmetros do modelo da proposta de transmissão 3: transmissão hidrostática dividida 4x4 com controle direto

Nesta seção, serão expostos todos os parâmetros utilizados para a simulação dos modelos finais da proposta de transmissão 3. Assim como nas demais propostas, os parâmetros não relacionados foram mantidos na condição *default* do *software*.

Circuito Paralelo

A figura abaixo representa a transmissão simulada em *software* AMESim.

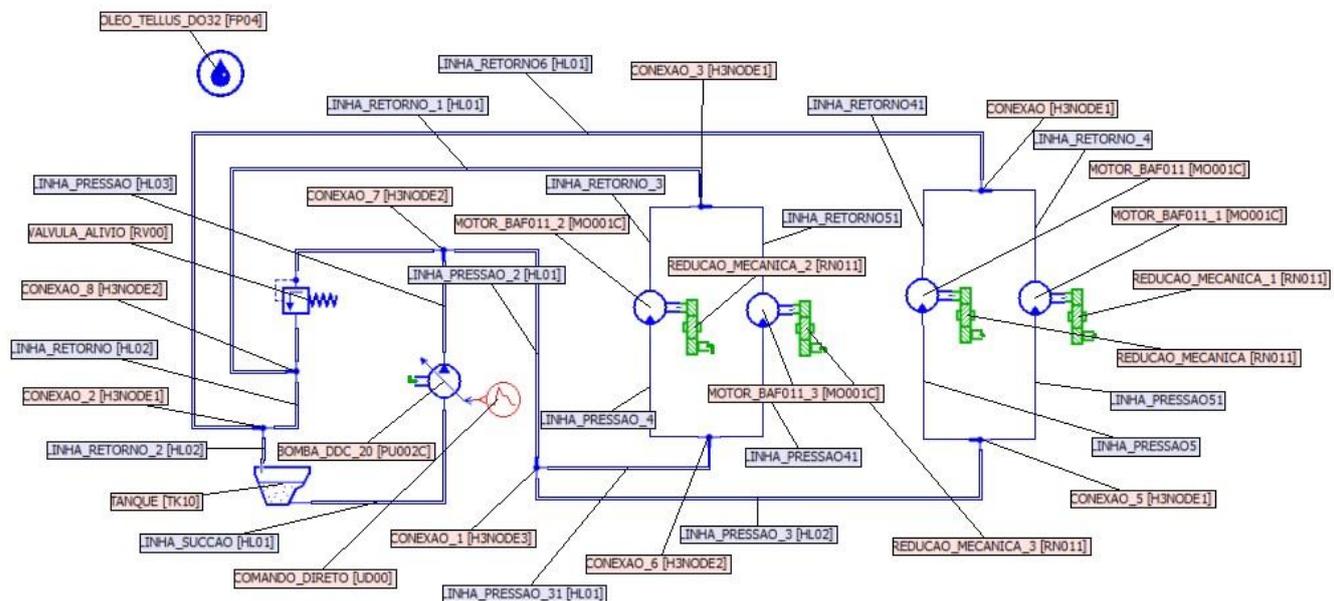


Figura 67 – Modelo do circuito em paralelo da Proposta de Transmissão 3 em *software* AMESim

Fonte: Arquivo Próprio

Na tabela a seguir, estão relacionados os parâmetros utilizados para a construção deste modelo.

Tabela 30 – Componentes e parâmetros do modelo da Proposta de Transmissão 3, circuito em paralelo, com comando direto, versão final

Biblioteca: Controle e Sinais				
Componente	Submodelo	Parâmetro	Valor	Observação
COMANDO_DIRETO	-	number of stages	4	-
		cyclic	no	-
		time duty cycle starts	2	-
		output start stage 1	0	-
		output end stage 1	0,3	-
		duration stage 1	2,5	-
		output start stage 2	0,3	-
		output end stage 2	0,7	-
		duration stage 2	2,2	-
		output start stage 3	0,7	-
		output end stage 3	1	-
		duration stage 3	6,5	-
		output start stage 3	1	-
		output end stage 3	1	-
duration stage 3	100	-		
Biblioteca: Hidráulica				
Componente	Submodelo	Parâmetro	Valor	Observação
TANQUE	TK10	relative gas pressure	0	Pressão atmosférica
		height of liquid in tank	0,3	Volume de 13 litros
		tank area	0,044	Quadro 9
LINHA_SUCÇÃO	HL01	diameter	32,2	Tabela 16
		length	0,5	Seção 4.5.3.1
		relative roughness	4,73e-05	Seção 5.3.3.1
		wall thickness	4	Tabela 16

		Young's modulus	2100	Seção 4.5.3.1
BOMBA DDC 20	PU002C	pump displacement	20	(SAUER DANFOSS, 2011)
		mechanical efficiency	0,85	
		volumetric efficiency	0,96	
LINHA DE PRESSAO	HL03	diameter	16	Tabela 16
		length	0,25	-
		relative roughness	9,52e-05	Seção 5.3.3.1
		wall thickness	4,25	Tabela 16
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.3.1
LINHA DE PRESSAO2	HL01	diameter	16	Tabela 16
		length	0,25	-
		relative roughness	9,52e-05	Seção 5.3.3.1
		wall thickness	4,25	Tabela 16
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.3.1
LINHA DE PRESSAO31	HL01	diameter	12,8	Tabela 16
		length	0,25	-
		relative roughness	1,19e-04	Seção 5.3.3.1
		wall thickness	3,95	Tabela 16
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.3.1
LINHA DE PRESSAO3	HL02	diameter	12,8	Tabela 16
		length	0,25	-
		relative roughness	1,19e-04	Seção 5.3.3.1
		wall thickness	3,95	Tabela 16
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.3.1
LINHA DE PRESSAO 4, LINHA DE PRESSAO 41 E LINHA DE PRESSAO 51	HL01	diameter	8,2	Tabela 16
		length	0,25	-
		relative roughness	1,86e-04	Seção 5.3.3.1
		wall thickness	3,05	Tabela 16

		Young's modulus	2100	Seção 4.5.3.1
		diameter	8,2	Tabela 16
		length	0,25	-
LINHA DE PRESSAO5	HL03	relative roughness	1,86e-04	Seção 5.3.3.1
		wall thickness	3,05	Tabela 16
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.3.1
VÁLVULA DE ALÍVIO	RV00	relief v. crack. press.	300	-
		motor displacement	10,9	
MOTOR_BAF011	MO001C	mechanical efficiency	0,9	(EATON, 2003)
		volumetric efficiency	0,9	
		diameter	12,8	Tabela 16
		length	0,25	-
LINHA DE RETORNO3 E LINHA DE RETORNO 41	HL01	relative roughness	1,19e-4	Seção 5.3.3.1
		wall thickness	2,5	Tabela 16
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.3.1
		diameter	12,8	Tabela 16
		length	0,25	-
LINHA DE RETORNO4 E LINHA DE RETORNO 51	HL03	relative roughness	1,19e-4	Seção 5.3.3.1
		wall thickness	2,5	Tabela 16
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.3.1
		diameter	19,3	Tabela 16
		length	0,25	-
LINHA DE RETORNO1 E LINHA DE RETORNO 6	HL03	relative roughness	7,89e-5	Seção 5.3.3.1
		wall thickness	2,35	Tabela 16
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.3.1
		diameter	19,3	Tabela 16
LINHA DE RETORNO	HL02	length	0,25	-
		relative roughness	7,89e-5	Seção 5.3.3.1

		wall thickness	2,35	Tabela 16
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.3.1
		diameter	25,5	Tabela 16
		length	0,25	-
LINHA DE RETORNO2	HL02	relative roughness	5,98e-5	Seção 5.3.3.1
		wall thickness	3,35	Tabela 16
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.3.1
REDUCAO MECANICA	RN011	gear ratio	2,67	Seção 5.3.3.1
		constant gear eff.	0,96	
		density	872	
OLEO TELLUS DO32	FP04	bulk modulus	16400	(SHELL, 2006)
		absolute viscosity	27,9	

Fonte: Arquivo Próprio

Circuito Série

A figura abaixo representa a transmissão simulada em *software* AMESim.

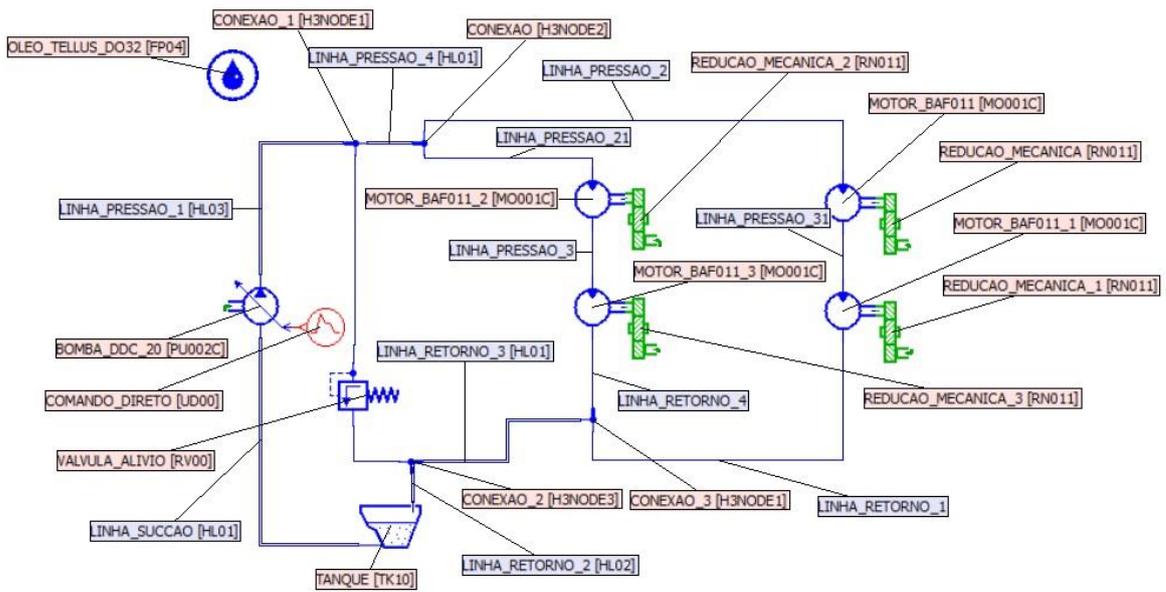


Figura 68 – Modelo do circuito em série da Proposta de Transmissão 3 em software AMESim
Fonte: Arquivo Próprio

Na tabela a seguir, estão relacionados os parâmetros utilizados para a construção deste modelo.

Tabela 31 – Componentes e parâmetros do modelo da Proposta de Transmissão 3, circuito em série, com comando direto, versão final

Biblioteca: Controle e Sinais				
Componente	Submodelo	Parâmetro	Valor	Observação
COMANDO_DIRETO	-	number of stages	4	-
		cyclic	no	-
		time duty cycle starts	2	-
		output start stage 1	0	-
		output end stage 1	0,3	-
		duration stage 1	1	-
		output start stage 2	0,3	-
		output end stage 2	0,5	-
		duration stage 2	1,5	-

		output start stage 3	0,5	-
		output end stage 3	1	-
		duration stage 3	6	-
		output start stage 3	1	-
		output end stage 3	1	-
		duration stage 3	100	-
Biblioteca: Hidráulica				
Componente	Submodelo	Parâmetro	Valor	Observação
TANQUE	TK10	relative gas pressure	0	Pressão atmosférica
		height of liquid in tank	0,3	Volume de 13 litros
		tank area	0,044	Quadro 9
LINHA_SUCÇÃO	HL01	diameter	32,2	Tabela 16
		length	0,5	Seção 4.5.3.1
		relative roughness	4,73e-05	Seção 5.3.3.2
		wall thickness	4	Tabela 16
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.3.1
BOMBA DDC 20	PU002C	pump displacement	20	
		mechanical efficiency	0,85	(SAUER DANFOSS, 2011)
		volumetric efficiency	0,96	
LINHA DE PRESSAO1	HL03	diameter	16	Tabela 16
		length	0,25	-
		relative roughness	9,52e-05	Seção 5.3.3.2
		wall thickness	4,25	Tabela 16
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.3.1
LINHA DE PRESSAO4	HL01	diameter	16	Tabela 16
		length	0,25	-
		relative roughness	9,52e-05	Seção 5.3.3.2
		wall thickness	4,25	Tabela 16

		Young's modulus	2100	Seção 4.5.3.1
		diameter	12,8	Tabela 16
		length	0,25	-
LINHA DE PRESSAO 2 E LINHA DE PRESSAO 21	HL01	relative roughness	1,19e-04	Seção 5.3.3.2
		wall thickness	3,95	Tabela 16
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.3.1
		diameter	12,8	Tabela 16
		length	0,25	-
LINHA DE PRESSAO3 E LINHA DE PRESSAO 31	HL03	relative roughness	1,19e-04	Seção 5.3.3.2
		wall thickness	3,95	Tabela 16
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.3.1
VÁLVULA DE ALÍVIO	RV00	relief v. crack. press.	300	-
		motor displacement	10,9	
MOTOR_BAF011	MO001C	mechanical efficiency	0,9	(EATON, 2003)
		volumetric efficiency	0,9	
		diameter	19,3	Tabela 16
		length	0,25	-
LINHA DE RETORNO 1	HL01	relative roughness	7,89e-5	Seção 5.3.3.2
		wall thickness	2,35	Tabela 16
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.3.1
		diameter	19,3	Tabela 16
		length	0,25	-
LINHA DE RETORNO4	HL03	relative roughness	7,89e-5	Seção 5.3.3.2
		wall thickness	2,35	Tabela 16
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.3.1
		diameter	25,5	Tabela 16
LINHA DE RETORNO 3	HL01	length	0,25	-
		relative roughness	5,97e-5	Seção 5.3.3.2

		wall thickness	3,35	Tabela 16
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.3.1
		diameter	25,5	Tabela 16
		length	0,25	-
LINHA DE RETORNO 2	HL02	relative roughness	5,97e-5	Seção 5.3.3.2
		wall thickness	3,35	Tabela 16
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.3.1
REDUCAO MECANICA	RN011	gear ratio	5,5	Seção 5.3.3.2
		constant gear eff.	0,96	
		density	872	
OLEO TELLUS DO32	FP04	bulk modulus	16400	(SHELL, 2006)
		absolute viscosity	27,9	

Fonte: Arquivo Próprio

APÊNDICE F – Dados das três medições realizadas no experimento em bancada

Tabela 32 – Dados das medições realizadas durante o experimento em bancada

PRIMEIRA MEDIÇÃO									
	Posição Válvula de fluxo								
	0,65 voltas			1,05 voltas			1,8 voltas		
	Posição Valv. de Pressão			Posição Valv. de Pressão			Posição Valv. de Pressão		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro 1 [bar]	28	50	78	28	50	77	29	52	75
Manômetro 2 [bar]	15	40	65	15	40	65	15	40	65
Manômetro 3 [bar]	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Medidor de Vazão [lpm]	3	3	2,8	5	4,8	4,2	8	7,5	7
Vel. Rotação da bomba [rpm]	1773	1770	1765	1772	1763	1758	1765	1755	1743
SEGUNDA MEDIÇÃO									
Manômetro 1 [bar]	28	51	77	27	52	75	29	50	76
Manômetro 2 [bar]	15	40	65	15	40	65	15	40	65
Manômetro 3 [bar]	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Medidor de Vazão [lpm]	3	3	2,8	5	4,8	4,2	8	8	7,4
Vel. Rotação da bomba [rpm]	1773	1772	1765	1770	1766	1760	1770	1754	1740
TERCEIRA MEDIÇÃO									
Manômetro 1 [bar]	28	51	77	27	50	77	27	50	75
Manômetro 2 [bar]	15	40	65	15	40	65	15	40	65
Manômetro 3 [bar]	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Medidor de Vazão [lpm]	3	3	2,5	5	4,8	4,3	8	8	7,2
Vel. Rotação da bomba [rpm]	1775	1770	1764	1770	1770	1760	1765	1750	1740

Fonte: Arquivo Próprio

APÊNDICE G – Parâmetros do modelo de controle *Load Sensing* em ambiente AMESim

Abaixo, vê-se a figura do sistema, em ambiente AMESim, que descreve o funcionamento de um controle *Load Sensing*. Nela estão identificados os componentes que terão seus parâmetros descritos na tabela que a segue, bem como as portas 1,2 e 3, identificadas na seção 6.5.1. Os componentes não identificados ou parâmetros não descritos foram deixados como *default* do *software*.

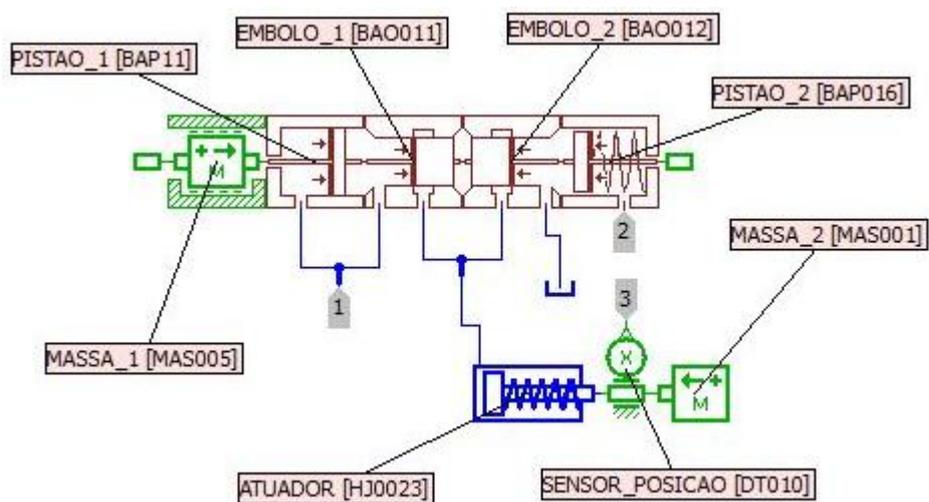


Figura 69 – Modelo do Controle *Load Sensing* em ambiente AMESim
Fonte: Arquivo Próprio

Tabela 33 - Componentes e parâmetros do modelo do controle *Load Sensing*

Biblioteca: Hidráulica				
Componente	Submodelo	Parâmetro	Valor	Observação
ATUADOR	HJ0023	#displacement of piston	0,1	
		piston diameter	10	
		rod diameter	5	
		length of stroke	0,1	

		spring preload	0
		spring rate	20
EMBOLO_1 / 2	BAO011	spool diameter	2,1
		rod diameter	1
		underlapping maximum area	12
PISTAO_1	BAP11	piston diameter	12,34
		rod diameter	5
PISTAO_2	BAP016	piston diameter	12,34
		rod diameter	5
		spring stiffness	100
		spring force zero displacement	110

Biblioteca: Mecânica

Componente	Submodelo	Parâmetro	Valor	Observação
MASSA_1	MAS005	displacement port 1	-0,005	
		mass	0,05	
		lower displacement limit	-0,005	
		higher displacement limit	0,005	
MASSA_2	MAS001	mass	0,05	
SENSOR_POSICAO	DTO10	gain for signal output	10	

Fonte: Arquivo Próprio

APÊNDICE H – Parâmetros do modelo do experimento em ambiente AMESim

Abaixo estão listados os parâmetros do modelo, em ambiente AMESim, do experimento realizado. A nomenclatura está de acordo com a Quadro 10. Os parâmetros não identificados na tabela abaixo foram mantidos como default do software.

Tabela 34 - Componentes e parâmetros do modelo do experimento

Biblioteca: Hidráulica				
Componente	Submodelo	Parâmetro	Valor	Observação
RESERVATORIO	TK10	relative gas pressure	0	Pressão atmosférica
		height of liquid in tank	0,4	Volume de 40 litros
		tank area	0,1	(Quadro 7)
MANGUEIRA_A	HL01	diameter	25	(PARKER, 2011)
		length	0,97	Medição
		relative roughness	6,10e-05	Segundo Seção 5.3.1.2
		wall thickness	5	(PARKER, 2011)
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.1.1
BOMBA_PVP16	PU002C	pump displacement	5,86	
		mechanical efficiency	0,89	
		volumetric efficiency	0,98	
CTRL_LS	-	-	-	
MOTOR_WEG	PM000	shaft speed	1763	
MANGUEIRA_B	HL01	diameter	12,5	(PARKER, 2011)
		length	1,370	Medição

		relative roughness	1,22e-04	Segundo Seção 5.3.1.2
		wall thickness	4,75	(PARKER, 2011)
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.1.1
VALV_FLUXO	VOR000			
MANOMETRO_2	PT003	offset to be subtracted from pressure	-10	Diferencial de pressão estabelecido para o LS
VALV_PRESSAO	RV01	maximum cracking pressure	65	
		diameter	10	(PARKER, 2011)
MANGUEIRA_C_1 / 2 / 3	HL03	relative roughness	1,52e-04	Segundo Seção 5.3.1.2
		wall thickness	4,4	(PARKER, 2011)
		Young's modulus	2100	Seção 4.5.1.1
MANGUEIRA_C_1	HL03	length	1,28	Medição
MANGUEIRA_C_2 / 3	HL03	length	0,5	Medição

Fonte: Arquivo Próprio