

Tiago Simino Macedo

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO CIRCUITO HI-  
DRÁULICO DE UMA TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA CON-  
VENCIONAL PARA ANÁLISE DE FALHAS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.  
Orientador: Prof. Dr. Victor Juliano De Negri

Florianópolis  
2017

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Macedo, Tiago Simino  
MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO CIRCUITO HIDRÁULICO DE  
UMA TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA CONVENCIONAL PARA  
ANÁLISE DE FALHAS / Tiago Simino Macedo ;  
orientador, Victor Juliano De Negri, 2017.  
189 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de  
Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós  
Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2017.

Inclui referências.

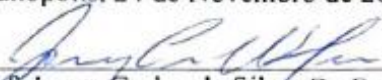
1. Engenharia Mecânica. 2. Transmissão  
automática. 3. Sistema hidráulico. 4. Modelagem. 5.  
Simulação. I. De Negri, Victor Juliano. II.  
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de  
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Tiago Simino Macedo


**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO CIRCUITO HIDRÁULICO  
DE UMA TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA CONVENCIONAL  
PARA ANÁLISE DE FALHAS**

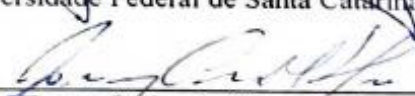
Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia – Especialidade Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

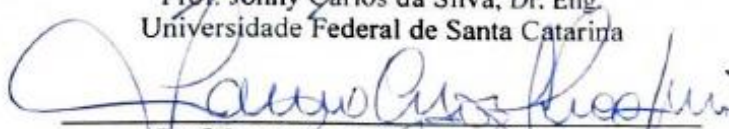
Florianópolis, 24 de Novembro de 2017.

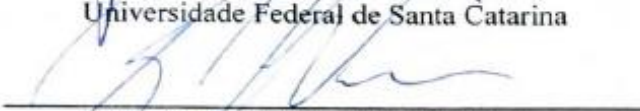
  
\_\_\_\_\_  
Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.  
Coordenador do Curso

**Banca Examinadora:**

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng. – Orientador  
Universidade Federal de Santa Catarina

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.  
Universidade Federal de Santa Catarina

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Lauro Cesar Nicolazzi, Dr. Eng.  
Universidade Federal de Santa Catarina

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Rodrigo de Souza Vieira, Dr. Eng.  
Universidade Federal de Santa Catarina



Este trabalho é dedicado a todos que, de alguma forma, contribuíram para sua realização, especialmente aos meus pais, meus irmãos, minha sobrinha e minha namorada.



## AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, Luiz e Olinda, por serem meus exemplos de vida, meu ponto de apoio, meu incentivo em cada etapa da minha caminhada, a base da minha educação e por me proporcionarem a vida que tenho sem medir esforços. Agradeço aos meus irmãos, Maila e César, pelo carinho, pela torcida, apoio e que tanto me ajudam até hoje, também a minha sobrinha e afilhada, Luísa, cujo carinho e amor a torna especial.

A minha namorada, Luana, por sempre estar ao meu lado durante esta caminhada, por saber a hora certa de me cobrar empenho, me ouvir, me incentivar nas horas de desânimo, ser a fiel companheira, de estudos e diversões, e conselheira para todos os momentos. Obrigado, meu amor.

Agradeço aos primeiros colegas do Laship, Henrique, Rafael, Lidianne, Marcos, Job, Bravo, Paulo, Mário, Rodrigo, Henri e Fábio, que me acolheram muito bem desde minha chegada e durante a minha permanência, acrescento, além de todos da lista inicial, Guilherme, Felipe, Diego, Artur, Vinícius, Mateus, Victor, Túlio e Thales pelo companheirismo, pela amizade criada, o convívio diário, os almoços, as conversas na hora do café e as discussões técnicas que tiraram muitas dúvidas e, de alguma forma, engradeceram este trabalho.

Agradeço ao meu orientador, professor Victor De Negri, pela oportunidade de participar do programa e ingressar no Laship. A maneira como coordena o laboratório, a facilidade como transmite seu vasto conhecimento, a sua experiência, objetividade, a disposição em ajudar, a preocupação e a atenção demonstrada foram fundamentais para a elaboração deste trabalho.

Também a Ford, a Rebeca, aos engenheiros Thomaz, Luis Henrique, Sandro, Reinaldo, Edgard e especialmente ao Leonardo que se interessou desde o início na parceria, acompanhou de perto o desenvolvimento do projeto e não mediu esforços, da parte técnica, para que fosse possível a execução do trabalho.

A Pat Paulicéia, Raul, obrigado pelas informações passadas, pela receptividade na empresa e ao engenheiro Marcelo, agradeço imensamente a sua dedicação e esforço ao ajudar com ensinamentos, dados técnicos, materiais e dúvidas, sempre esteve de prontidão para me auxiliar.

Ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, pelos professores, pela estrutura e oportunidade. Ao CNPq pelo apoio financeiro.





*Pensar é o trabalho mais difícil que existe.  
Talvez por isso tão poucos se dediquem a  
ele.*

(Henry Ford)



## RESUMO

Sabe-se que a aplicação de transmissões automáticas para veículos de passeio tem um grande crescimento a nível mundial desde seu surgimento nos anos 40. Em alguns países como os Estados Unidos, mais de 90% dos veículos produzidos são automáticos. Em outros países, como o Brasil, por exemplo, os números não chegam a estes patamares, contudo o crescimento é muito expressivo e com várias concepções bem consolidadas no mercado. Na transmissão automática convencional, o circuito hidráulico exerce duas de suas principais funções, lubrificação e atuação, e dentro deste último inclui-se controle da pressão do sistema, controle do tempo de resposta, qualidade de engates e, conseqüentemente, a dirigibilidade, conforto e economia de combustível. Devido a importância do circuito hidráulico, grande quantidade das falhas recorrentes em uma transmissão automática está diretamente ligada à defeitos no sistema hidráulico. Neste trabalho apresenta-se um modelo em Matlab/Simulink® do circuito hidráulico de uma transmissão automática do tipo convencional. O foco do estudo consiste em representar, através de simulação dinâmica, o comportamento do circuito hidráulico, em pressão e deslocamento, da transmissão automática, dos componentes nele inserido e analisar os efeitos decorrentes no sistema devido aos principais defeitos. Os defeitos foram divididos em três grandes grupos: elétricos, circuito hidráulico e associados ao fluido. Alterando-se os parâmetros de viscosidade e ocasionando bloqueio e travamento dos carretéis das válvulas responsáveis pelas trocas de marchas, consegue-se observar diferentes efeitos que fogem da normalidade, como o comportamento da pressão de atuação dos freios e embreagens, por exemplo. Diferentemente da maioria dos outros estudos já realizados nesta área que visam a melhoria do controle da transmissão, principalmente durante as mudanças de marchas, esta abordagem visa, por meio do conhecimento detalhado do comportamento o sistema hidráulico, o desenvolvimento futuro de uma ferramenta para o auxílio no diagnóstico de falhas.

**Palavras-chave:** Transmissão automática, modelagem, circuito hidráulico, falhas.



# MODELING AND SIMULATION OF A CONVENTIONAL AUTOMATIC TRANSMISSION HYDRAULIC CIRCUIT FOR FAILURE ANALYSIS

## ABSTRACT

It is well known that the application of automatic transmissions in passenger car have a considerable growing in the world since its beginning in mid's 1940. In some countries, as United States of America, more than 90% of the vehicles produced are equipped with automatic transmissions. In Brazil, for instance, the number does not reach this level, however the rise of the production numbers are considerably expressive, besides that, there are already many different concepts of automatic transmissions models at the market. The hydraulic circuit on a conventional automatic transmission plays the major role due to its main functions: lubrication and actuation. The actuation function can include the pressure control, the shift timing control, the shift quality and, consequently, the drivability, passenger and drivers comfort, and fuel save. Due to the relevance of the hydraulic circuit in these systems, a significant part of transmission failures is related to a fault on its components. In this work a Matlab/Simulink modeling of the hydraulic circuit of the conventional automatic transmission is introduced. The objective of this study is to reproduce, with the dynamic modeling, the behavior of the hydraulic system and the component movements inside it, to observe the features of the system working in perfect circumstance and compare with the effects of the model with faults inserted. There are considered three groups of faults that can be related to: electric, hydraulic circuit and faults due to the fluid. Is possible to notice effects that are different from the standard behavior of the transmission changing parameters as viscosity and blocking the spool shifting valves, for instance. Differently from other studies, which objective of modeling the transmission is to improve its control system during the shifting process, this present work aims to develop a tool that helps the fault detection, besides the knowledge about the hydraulic system and its behavior.

**Keywords:** Automatic transmissions. Modeling. Hydraulic circuit. Failures.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Tipos mais comuns de transmissões veiculares.....	31
Figura 1.2 - Cenário das diferentes concepções de transmissões empregadas na Europa.....	32
Figura 1.3 - Diagrama de blocos esquemático de uma transmissão automática convencional.....	33
Figura 2.1 - Mapa secundário do motor de combustão interna: (a) sem transmissão; (b) com transmissão de 4 velocidades.....	38
Figura 2.2 - Exemplo qualitativo de tração e velocidade durante a troca de marcha com interrupção de potência: a) tração; b) velocidade.....	39
Figura 2.3 - Exemplo qualitativo de tração e velocidade durante a troca de marcha sem interrupção de potência para transmissões de n-velocidades.....	40
Figura 2.4- Exemplo qualitativo de tração e velocidade durante a mudança de relação sem interrupção de potência para CVT.....	40
Figura 2.5 - Quantidade de configurações disponíveis de veículos por marcas manuais e automáticos no Brasil.....	41
Figura 2.6 - Distribuição dos tipos de transmissão dos casos analisados no Brasil.....	42
Figura 2.7 - Conversor de torque e seus três elementos base, bomba, turbina e estator em diagrama e foto.....	43
Figura 2.8 - Exemplo de engrenagens planetárias, na esquerda foto e direita diagrama.....	45
Figura 2.9 - Diagrama para engrenagens planetárias.....	45
Figura 2.10 - Diagrama do arranjo de Wilson com duas engrenagens planetárias com freios e embreagens e quadro dos acionamentos.....	47
Figura 2.11 - Diagramas de engrenagens planetárias a) convencional; b) diagrama de alavancas; c) exemplo de situação.....	48
Figura 2.12 – Rede Canal/Agência de um sistema hidráulico genérico.....	49
Figura 2.13 - Diagrama do circuito elétrico e hidráulico de uma transmissão automática convencional.....	50
Figura 2.14 - Tipos comuns de bombas hidráulicas em transmissões automáticas: (a) engrenagens internas; (b) gerotor; (c) palhetas compensada; (d) palhetas com deslocamento variável.....	51
Figura 2.15 - Exemplos de atuadores em transmissões automáticas: a) freio de cinta; b) embreagem de múltiplos discos.....	52
Figura 2.16 - Características do processo de mudança de marcha.....	56
Figura 2.17 - Curva do torque de saída da transmissão em um processo de mudança de marcha para cima.....	57
Figura 2.18- Análise das características da transmissão automática na mudança de marcha.....	58
Figura 2.19 - Exemplo de um FMEA completo.....	60
Figura 3.1 - Transmissão da família 6F em corte.....	62
Figura 3.2 - Diagrama da transmissão 6F35.....	65
Figura 3.3 - Representação da 6F35 por diagrama de alavancas.....	66

Figura 3.4 - Representação das posições Neutro, Ré, 1ª e 2ª marcha por diagramas de alavancas da 6F35.....	67
Figura 3.5 - Representação das posições 3ª, 4ª, 5ª e 6ª marcha por diagramas de alavancas da 6F35.....	68
Figura 3.6 - Bomba do tipo gerotor.....	69
Figura 3.7 - Circuito hidráulico geral do modelo.....	70
Figura 3.8 - Diagrama do circuito hidráulico de um Grupo.....	73
Figura 3.9 - Solenoides no corpo de válvulas.....	74
Figura 3.10 - Estrutura de uma válvula solenoide.....	75
Figura 3.11 - Embreagens e freios da transmissão 6F35.....	77
Figura 3.12 - Circuito hidráulico pressurizado para marcha Ré.....	79
Figura 3.13 - Circuito hidráulico pressurizado para transmissão em neutro.....	80
Figura 3.14 - Circuito hidráulico pressurizado para transmissão em primeira marcha.....	81
Figura 4.1 - Diagrama do circuito hidráulico modelado para os atuadores CB1234 e CB26.....	84
Figura 4.2 - Diagrama do circuito hidráulico modelado para atuadores CBRL, C456 e C35R.....	85
Figura 4.3 - Alavanca de seleção de marchas da transmissão automática.....	86
Figura 4.4 - DCL da válvula manual.....	87
Figura 4.5 - Modelo em Solidworks do carretel da válvula Manual.....	88
Figura 4.6 - Pressão relativa adimensional da válvula solenoide normalmente fechado modelado em função do ciclo de trabalho.....	90
Figura 4.7 - Válvula solenoide proporcional normalmente fechada.....	91
Figura 4.8 - Diagrama da área de passagem do fluido na VSP normalmente fechada: (a) $i=0A$ , válvula fechada; (b) $i=i_{max}$ , válvula totalmente aberta.....	92
Figura 4.9 - Válvula solenoide proporcional normalmente aberta.....	93
Figura 4.10 - Diagrama da área de passagem do fluido na VSP normalmente aberta: (a) $i=0A$ , válvula totalmente aberta; (b) $i=i_{max}$ , válvula fechada.....	94
Figura 4.11 - Modelo do solenoide ON/OFF em corte.....	95
Figura 4.12 - Diagrama interno da válvula solenoide ON/OFF (SSE): (a) Fechado de $p_s$ para V.C.e e sem corrente; (b) Solenoide energizado, aberto de $p_s$ para V.C.e.....	95
Figura 4.13 - Modelo do carretel da válvula Latch em Solidworks.....	97
Figura 4.14 - DCL da válvula Latch: (a) carretel na posição inicial; (b) carretel totalmente avançado.....	98
Figura 4.15 - Ensaio de compressão mola da válvula Latch.....	99
Figura 4.16 - Detalhe dos parâmetros geométricos para o equacionamento da válvula Latch.....	101
Figura 4.17 - Modelo do carretel da válvula Reguladora em solidworks.....	102
Figura 4.18 - DCL do carretel da válvula Reguladora: (a) carretel na posição inicial; (b) Carretel totalmente avançado.....	103
Figura 4.19 - Zoom no detalhe da extremidade do carretel da válvula Reguladora.....	104
Figura 4.20 - Ensaio de compressão da mola da válvula Reguladora.....	104



Figura 4.21 - Parâmetros geométricos para as condições de passagem do fluido na válvula Reguladora. ....	105
Figura 4.22 – Detalhe geométrico do processo de abertura da área na válvula Reguladora.....	106
Figura 4.23 – Área de passagem do fluido na válvula Reguladora em função do deslocamento do carretel. ....	108
Figura 4.24 - Modelo em Solidworks do carretel da válvula Reguladora.....	109
Figura 4.25 - DCL do carretel da válvula Controle de Embreagem.....	110
Figura 4.26 - DCL do modelo geral de um atuador a) posição recuada b) posição avançada. ....	115
Figura 4.27 - Volumes de controle do modelo a partir da fonte de pressão $p_s$ . ....	117
Figura 4.28 - Volumes de controle do modelo a partir da fonte de pressão $p_L$ . ....	118
Figura 4.29- Volume de controle V.C.d.....	119
Figura 4.30 - Volume de controle V.C.r .....	120
Figura 4.31 - Volume de controle V.C.d2.....	121
Figura 4.32 - Volume de controle V.C.cfd. ....	121
Figura 4.33 - Funcionamento da lógica OU na retenção.....	122
Figura 4.34 - Volumes de controle V.C.2: (a) Grupo SSA; (b) Grupo SSC; (c) Grupo SSB; (d) Grupo SSD.....	123
Figura 4.35 - Volumes de controle V.C.3: (a) Grupo SSA; (b) Grupo SSC; (c) Grupo SSD; (d) Grupo SSD.....	125
Figura 4.36 - Volumes de controle de atuadores: (a) V.C.c456; (b)V.C.cb1.....	126
Figura 4.37 - Volume de controle V.C.1: (a) Grupo SSA; (b) Grupo SSC; (c) Grupo SSB; (d) Grupo SSD.....	127
Figura 4.38 - Volume de controle V.C.e.....	128
Figura 4.39 - Exemplo de ciclo de trabalho do sinal que é enviado para o solenoide.....	130
Figura 4.40 - Sinais correspondentes aos ciclos de trabalho de 10% e 90%....	130
Figura 4.41 - Rotina para engates de marchas no modo de análise Global .....	131
Figura 4.42 - Cenário de acionamento de cada atuador para cada relação de marcha requerida. ....	132
Figura 5.1 - Defeitos reais da transmissão automática 6F35.....	133
Figura 5.2 - Alguns tipos de defeitos possíveis de ocorrerem no circuito hidráulico da transmissão.....	137
Figura 5.3 - Situações de partículas no óleo: (a) carretel funcionando normalmente; (b) carretel bloqueado; (c) carretel travado. ....	139
Figura 6.1 - Ciclo de trabalho do sinal dado para a válvula solenoide.....	142
Figura 6.2 - Pressões para análise do arranjo Latch + reguladora.....	143
Figura 6.3 - Deslocamentos relativos das válvulas Latch e reguladora e do atuador. ....	144
Figura 6.4 - Deslocamentos relativos no eixo y da esquerda juntamente com a pressão do atuador no eixo da direita.....	144
Figura 6.5 - Diagrama com transição: (a) válvula Reguladora (b) válvula Latch. ....	145

Figura 6.6 – Exemplo de ciclo de trabalho modulado para engates controlados.	146
Figura 6.7 - Pressões $p_2$ e $p_3$ para uma mudança de marcha modulada.	147
Figura 6.8 - Deslocamentos dos carretéis e do atuador para um engate modulado.	147
Figura 6.9 - Comparação dos sinais para o solenoide para o engate rápido (sem modulação) com o sinal modulado.	148
Figura 6.10 - Comparação das pressões $p_2$ .	149
Figura 6.11- Comparação dos deslocamentos dos atuadores.	149
Figura 6.12 - Pressões na mudança de segunda para terceira marcha para engate rápido.	150
Figura 6.13- Pressões na mudança de segunda para terceira marcha para engate modulado.	151
Figura 6.14 - Posições dos atuadores na mudança de segunda para terceira marcha com sinal não modulado.	152
Figura 6.15 - Posição dos atuadores na mudança de segunda para terceira marcha com sinal modulado.	153
Figura 6.16 - Pressões dos 5 atuadores para análise Global Padrão.	154
Figura 6.17 - Deslocamentos dos atuadores na análise Global Padrão.	155
Figura 6.18 - Deslocamento dos atuadores na análise Global para falha ON no solenoide SSA.	157
Figura 6.19 - Representação da falha da transmissão por diagrama de alavancas.	158
Figura 6.20 - Análise Global para falha OFF no solenoide SSA.	159
Figura 6.21 - Pressões da simulação com baixa pressão de suprimento.	160
Figura 6.22 - Deslocamentos da simulação com baixa pressão de suprimento.	161
Figura 6.23 - Pressões da simulação com alta pressão de suprimento.	162
Figura 6.24 - Deslocamentos da simulação para baixa pressão de suprimento.	163
Figura 6.25 - Pressões para análise de sensibilidade das pressões de suprimento do modelo.	164
Figura 6.26 - Deslocamentos para análise de sensibilidade das pressões de suprimento.	164
Figura 6.27 - Pressão do atuador para análise de sensibilidade do vazamento do sistema.	165
Figura 6.28 - Deslocamento do atuador para análise de sensibilidade do vazamento do sistema.	166
Figura 6.30 - Ciclo de trabalho para simulação de dois avanços e dois recuos.	167
Figura 6.31 - Comportamento padrão do modelo para dois acionamentos consecutivos.	168
Figura 6.32 - Deslocamento relativos no eixo da esquerda e pressão no eixo da direita para simulação de bloqueio do carretel da válvula Latch em 30%.	169

Figura 6.33 - Deslocamento relativos no eixo da esquerda e pressão no eixo da direita para simulação de bloqueio do carretel da válvula Reguladora em 84%.	170
Figura 6.34 - Deslocamento relativos no eixo da esquerda e pressão no eixo da direita para simulação de travamento do carretel da válvula Latch em 46%.	171
Figura 6.35 - Ciclo de trabalho para dois acionamentos consecutivos modulados.	171
Figura 6.36 - Deslocamentos dos carretéis e do atuador para dois acionamentos consecutivos modulados e com defeito de travamento do carretel da válvula Latch em 46%.	172
Figura 6.37 - Pressão no atuador para dois acionamentos consecutivos modulados e com defeito de travamento do carretel da válvula Latch em 46%.	172
Figura 6.38 - Deslocamento relativos no eixo da esquerda e pressão no eixo da direita para simulação de travamento do carretel da válvula Reguladora em 84%.	173
Figura 6.39 - Deslocamento relativos no eixo da esquerda e pressão no eixo da direita para simulação de travamento do carretel da válvula Reguladora em 100%.	174
Figura A.1 – Circuito hidráulico modelado pra as válvulas solenoides SSA e SSB.	183
Figura A.2 - Circuito hidráulico modelado pra as válvulas solenoides SSB, SSD e SSE.	184
Figura A.3 - Diagrama de blocos para modelo do circuito da Figura 4.1.	186
Figura A.4 - Diagrama de blocos para circuito hidráulico da Figura 4.2.	187



## **LISTA DE QUADROS**

Quadro 5.1 - FMEA do circuito hidráulico da transmissão parte 1/2. ....	135
Quadro 5.2 - FMEA do circuito hidráulico da transmissão parte 2/2. ....	136



## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Combinações de entrada e saída possíveis no conjunto de planetárias.....	46
Tabela 3.1 – Especificações técnicas da transmissão.....	62
Tabela 3.2 - Mapa de mudanças de marcha para cima conforme posição do pedal e velocidade do veículo.....	63
Tabela 3.3 - Exemplo de relações de rotação de uma transmissão da família 6F. ....	64
Tabela 3.4 - Dados técnicos do óleo da transmissão automática. ....	64
Tabela 3.5 - Relações de atuadores para cada marcha. ....	66
Tabela 3.6 - Descrição dos itens enumerados. ....	72
Tabela 3.7 - Cenários de ativações dos solenoides para cada marcha.....	76
Tabela 3.8 - Quantidade de mudanças de sinais em solenoides requeridos para tais mudanças de marcha. ....	76
Tabela 3.9 - Quantidade de discos para cada atuador. ....	78
Tabela 4.1 - Equações da vazão na válvula Controle de Embreagem.....	112
Tabela 4.2 - Tabela de correlação do modelo geral para aplicação em cada um dos atuadores. ....	115
Tabela 5.1 - Cenário de falha do solenoide SSA. ....	138
Tabela 6.1 - Cenários de defeitos modelados para bloqueios e travamentos dos carretéis.....	168
Tabela A1 – Parâmetros do modelo padrão.....	188





## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AMT	<i>Automated Manual Transmission</i> (Automatizada)
AT	Transmissão Automática
CVT	<i>Continuous Variable Transmission</i>
DCL	Diagrama de Corpo Livre
DCT	<i>Dual Clutch Transmission</i> (Dupla Embreagem)
FPNI	<i>Fluid Power Net International</i>
LASHIP	Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos
MT	Transmissão Manual
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
TCU	<i>Transmission Control Unit</i>
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina
V.C.	Volume de controle

## LISTA DE SÍMBOLOS

$SI^{Sp}$   
 $Sb$

$SI$	Símbolo literal
$Sp$	Super-índice
$Sb$	Sub-índice

## PARÂMETROS E VAIÁVEIS ( $SI$ )

Alfabeto latino:

$A$	Áreas
$B$	Coefficiente e atrito viscoso
$cd$	Coefficiente de descarga
$d$	Diâmetro
$F$	Força
$Fz$	Força de tração
$k$	Módulo de elasticidade
$Kv$	Coefficiente de vazão
$m$	Massa
$p$	Pressão
$qv$	Vazão volumétrica
$r$	Raio
$t$	Tempo

$V$	Volume
$v$	Velocidade
$x$	Deslocamento linear
$Z$	Número de dentes da engrenagem

Alfabeto grego:

$\Omega$	Velocidade angular
$\beta$	Módulo de compressibilidade
$\rho$	Massa específica
$\eta$	Rendimento

### **SUPER-ÍNDICE ( $Sp$ )**

$i$	Grupos hidráulicos
$j$	Atuadores
SSA	Circuito hidráulico do Grupo SSA
SSB	Circuito hidráulico do Grupo SSB
SSC	Circuito hidráulico do Grupo SSC
SSD	Circuito hidráulico do Grupo SSD

### **SUB-ÍNDICE ( $Sp$ )**

0	Reservatório
1	Referente ao volume de controle 1
2	Referente ao volume de controle 2
3	Referente ao volume de controle 3
c	Embreagem
c456	Referente ao volume de controle C456
cbrl	Referente ao volume de controle cbrl
cd	Força de deformação dos discos de embreagem
ce	Válvula Controle de Embreagem
cfđ	Referente ao volume de controle cfđ
d	Referente ao volume de controle d
d2	Referente ao volume de controle d2
e	Referente ao volume de controle e
end	Final de curso
ex	Para reservatório
ef	Efetivo
i	Inicial

L	Fonte de pressão (linha)
l	Válvula Latch
L	Vazamento
max	Valor máximo
mv	Válvula Manual
na	Válvula solenoide normalmente aberto
nf	Válvula solenoide normalmente fechado
pre	Pré-carga
R	Referente ao volume de controle r
r	Válvula reguladora
s	Fonte de pressão (v. solenoides)
sse	Válvula solenoide SSE
tot	Total



## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>31</b>
<b>1.1</b>	<b>Contextualização</b> .....	<b>31</b>
<b>1.2</b>	<b>Objetivos</b> .....	<b>34</b>
1.2.1	Objetivo geral.....	34
1.2.2	Objetivos específicos.....	34
<b>1.3</b>	<b>Justificativa e motivações</b> .....	<b>35</b>
<b>1.4</b>	<b>Estrutura do trabalho</b> .....	<b>35</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>37</b>
<b>2.1</b>	<b>Transmissões</b> .....	<b>37</b>
<b>2.2</b>	<b>Mercado e situação do desenvolvimento das transmissões no Brasil</b> <b>40</b>	
<b>2.3</b>	<b>Transmissão automática convencional (AT)</b> .....	<b>43</b>
2.3.1	Conversor de torque .....	43
2.3.2	Engrenagens planetárias .....	44
2.3.3	Circuito hidráulico.....	48
<b>2.4</b>	<b>Modelagem de circuitos hidráulicos de transmissões</b> .....	<b>53</b>
<b>2.5</b>	<b>Ótima mudança de marcha</b> .....	<b>55</b>
<b>2.6</b>	<b>Defeitos Na transmissão</b> .....	<b>58</b>
<b>3</b>	<b>APRESENTAÇÃO DA TRANSMISSÃO</b> .....	<b>61</b>
<b>3.1</b>	<b>Introdução</b> .....	<b>61</b>
<b>3.2</b>	<b>Visão geral</b> .....	<b>61</b>
<b>3.3</b>	<b>Funcionamento da transmissão</b> .....	<b>65</b>
<b>3.4</b>	<b>Circuito hidráulico</b> .....	<b>69</b>
3.4.1	Grupos Comuns.....	72
3.4.2	Válvulas Acionadas por Solenoides .....	73
3.4.3	Atuadores .....	77
<b>3.5</b>	<b>Circuitos acionados em cada condição de marcha</b> .....	<b>78</b>
<b>4</b>	<b>MODELAGEM DO CIRCUITO HIDRÁULICO DA TRANSMISSÃO</b> .....	<b>83</b>
<b>4.1</b>	<b>Introdução</b> .....	<b>83</b>
<b>4.2</b>	<b>Circuitos hidráulicos modelados</b> .....	<b>84</b>
<b>4.3</b>	<b>Modelagem da Válvula Direcional Manual</b> .....	<b>86</b>
<b>4.4</b>	<b>Modelagem das Válvulas Acionadas por Solenoide</b> .....	<b>89</b>
4.4.1	Modelo Matemático da Válvula Solenoide SSA/SSC.....	90
4.4.2	Modelo Matemático da Válvula Solenoide SSB/SSD.....	93
4.4.3	Modelo Matemático da Válvula Solenoide ON/OFF (SSE).....	94
<b>4.5</b>	<b>Modelagem das Válvulas Pilotadas Hidraulicamente</b> .....	<b>97</b>
4.5.1	Modelo Matemático da Válvula Latch .....	97
4.5.2	Modelo Matemático da Válvula Reguladora.....	101

4.5.3	Modelo Matemático da Válvula Controle de Embreagem	108
<b>4.6</b>	<b>Modelagem dos Atuadores: Freios e Embreagens</b>	<b>114</b>
<b>4.7</b>	<b>Volumes de Controle do Modelo</b>	<b>116</b>
4.7.1	Modelo Matemático dos Volumes de Controle Relacionados à Fonte $p_L$	119
4.7.2	Modelo Matemático dos Volumes de Controle Relacionados a Fonte $p_s$	126
<b>4.8</b>	<b>Modos de operação do modelo</b>	<b>128</b>
4.8.1	Modo Local (Detalhado)	129
4.8.2	Modelo Global	131
<b>5</b>	<b>FALHAS NA TRANSMISSÃO</b>	<b>133</b>
<b>5.1</b>	<b>Introdução</b>	<b>133</b>
<b>5.2</b>	<b>FMEA</b>	<b>134</b>
<b>5.3</b>	<b>Aplicação dos Defeitos no Modelo</b>	<b>137</b>
<b>6</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	<b>141</b>
<b>6.1</b>	<b>Introdução</b>	<b>141</b>
<b>6.2</b>	<b>Arranjo Latch + Reguladora</b>	<b>142</b>
<b>6.3</b>	<b>Sinal modulado para avanço do atuador</b>	<b>146</b>
<b>6.4</b>	<b>Exemplo de uma mudança de marcha (<i>on-coming</i> e <i>off-going</i>)</b>	<b>150</b>
<b>6.5</b>	<b>Análise Global para um funcionamento padrão</b>	<b>153</b>
<b>6.6</b>	<b>Análise dos defeitos inseridos no modelo</b>	<b>156</b>
6.6.1	Defeitos elétricos	156
6.6.2	Defeitos no circuito hidráulico	160
6.6.3	Defeitos Associados ao Fluido	166
<b>7</b>	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b>	<b>175</b>
<b>7.1</b>	<b>Conclusões</b>	<b>175</b>
<b>7.2</b>	<b>Sugestões para trabalhos futuros</b>	<b>177</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>179</b>
	<b>APÊNDICE A – DIAGRAMA DE BLOCOS DO MODELO EM MATLAB/SIMULINK E PARÂMETROS DA SIMULAÇÃO PADRÃO</b>	<b>183</b>

# 1 INTRODUÇÃO

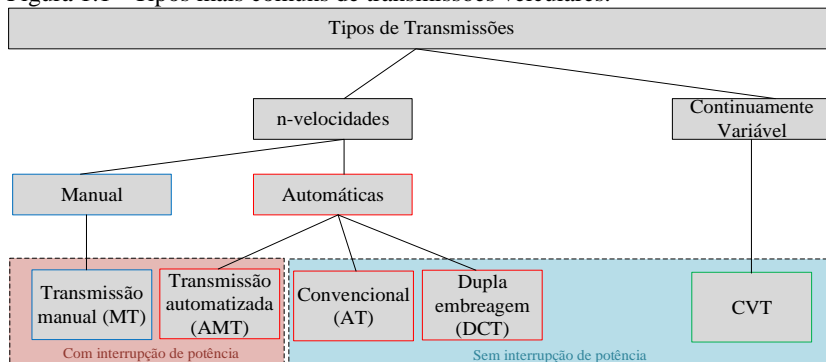
## 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Desde a sua invenção, na primeira metade do século XX, a transmissão automática vem sendo cada vez mais encontrada no mercado de veículos automotores. O primeiro modelo de transmissão automática, fabricado em larga escala, foi criado nos Estados Unidos em 1939, sua concepção, apesar de pioneira, utilizava conversor de torque e engrenagens planetárias, que é um arranjo amplamente utilizado até os dias atuais. Este tipo de concepção é chamado de transmissão automática do tipo convencional, ou simplesmente, transmissão automática.

Segundo Naunheimer *et al.* (2011), no pós Segunda Guerra Mundial a primeira transmissão automática chamada *Hydramatic* desenvolvida pela General Motors teve seu uso difundido pelos Estados Unidos, chegando a atingir 85% do mercado naquela época. Por outro lado, ainda em meados do século XX, na Europa, o modelo convencional de transmissão automática para carros de passeio, atingiu apenas 13%, aproximadamente, do mercado.

A justificativa para o emprego de transmissões automáticas em detrimento das manuais se baseia, principalmente, no conforto do motorista e passageiros. Atualmente já existem diversas concepções para transmissões automáticas e não apenas a convencional. A Figura 1.1 apresenta, de maneira esquemática, os tipos mais comuns de transmissões aplicadas em veículos de passeio no cenário mundial.

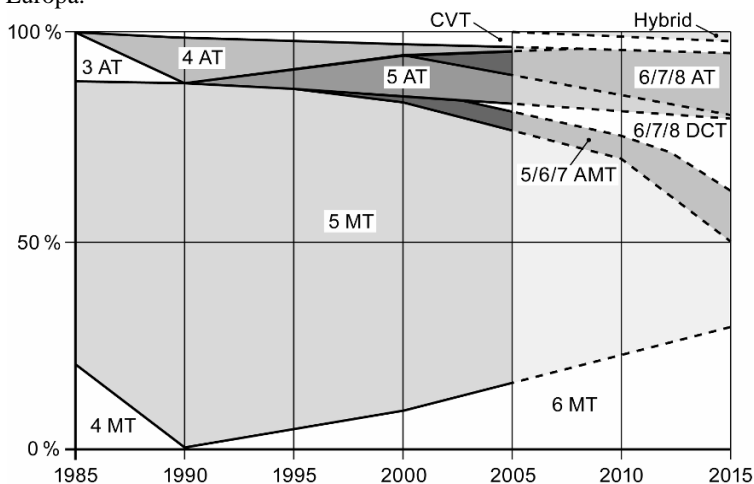
Figura 1.1 - Tipos mais comuns de transmissões veiculares.



Fonte: elaborado pelo autor.

No Capítulo 2, apresenta-se mais detalhes sobre os tipos e funcionamento das transmissões automáticas mais comuns no mercado mundial atualmente. A evolução histórica da aplicação destes tipos de transmissões é apresentada na Figura 1.2 onde observa-se o cenário da quantidade proporcionalmente utilizada das transmissões, desde 1985 até a atualidade, na Europa para veículos de passeio nas seguintes concepções: transmissão manual (MT), transmissão automatizada (AMT), transmissão automática convencional (AT), transmissão continuamente variável (CVT), transmissão de dupla embreagem (DCT) e híbridos (*Hybrid*).

Figura 1.2 - Cenário das diferentes concepções de transmissões empregadas na Europa.



Fonte: Nauenheimer *et al.* (2011).

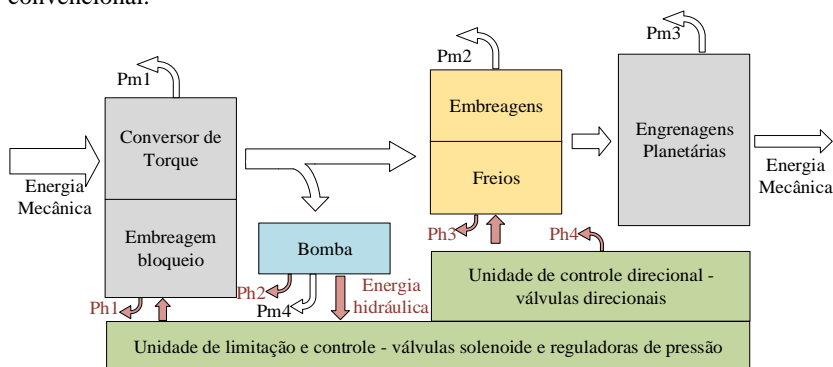
Apesar dos dados da Figura 1.2 representarem o cenário Europeu, no Brasil encontra-se uma proporção atual, também, em torno de 50% das configurações possíveis dos veículos das marcas mais comercializadas no país de serem equipados com transmissões automáticas. Estes valores apresentam uma evolução do uso de transmissões automáticas nos veículos e este desenvolvimento traz consigo a necessidade de um maior conhecimento sobre o assunto, seja tanto no seu funcionamento quanto nas suas falhas. O Brasil, atualmente, carece de mão de obra especializada neste setor, existindo poucas oficinas autorizadas e capacitadas para realização de reparos em transmissões automáticas. Além disso, a maioria dos casos de reparo em transmissões é feito pelo processo de remanufatura completa do equipamento. Estes fatores tornam o processo caro e



lento devido ao acúmulo de peças defeituosas nas poucas oficinas autorizadas, pequena quantidade de mão de obra especializada, ferramentas de diagnósticos caras ou pouco detalhistas e o próprio processo de remanufatura em si, onde é realizada a troca completa dos componentes da transmissão.

A Figura 1.3 apresenta um diagrama de blocos de uma divisão esquemática do arranjo de uma transmissão automática do tipo convencional, juntamente com o fluxo de energia mecânica e hidráulica. As setas em branco representam a energia mecânica e as setas cheias representam a energia hidráulica. Setas curvas denominadas de Pm são os pontos de perda de energia mecânica e as denominadas de Ph são os pontos de perda de energia hidráulica.

Figura 1.3 - Diagrama de blocos esquemático de uma transmissão automática convencional.



Fonte: elaborado pelo autor.

A transmissão automática utilizada para o desenvolvimento deste trabalho é da família de transmissões automáticas convencionais de 6 velocidades, cujos detalhes construtivos e inovações do modelo no mercado foram apresentadas por Lewis e Bollwahn (2007). Os diagramas mostrados pelos autores, a respeito da transmissão, foram úteis para uma introdução ao conhecimento mais aprofundado dos componentes pertencentes ao sistema, arranjo estrutural, funcionamento e empregabilidade. No presente trabalho, aproveita-se para ir além do que já era conhecido à respeito destas transmissões, detalha-se como é feito os acionamentos elétricos na transmissão, o circuito hidráulico de atuação e as falhas referentes a estes sistemas. Apresenta-se a modelagem aplicada em Matlab/Simulink®, onde se detalha os componentes pertencentes ao sistema hidráulico da

transmissão, com o entendimento das particularidades de cada componente hidráulico ali inserido. O modelo possibilita uma visualização do comportamento das pressões do circuito hidráulico e deslocamento dos carretéis das válvulas e atuadores, com isso, possibilita análises tanto para operação normal quanto para operações com defeitos inseridos, permite a visualização do comportamento da transmissão em alguns casos de falhas corriqueiras, que ocorrem devido à problemas elétricos, problemas relacionados ao óleo e aos defeitos no circuito hidráulico.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo geral

Tendo em vista a crescente aplicação de transmissões automáticas no cenário brasileiro, o presente trabalho visa a elaboração de uma análise detalhada do funcionamento da transmissão automática do tipo convencional. Através da elaboração de um modelo dinâmico do circuito hidráulico, possibilita-se a verificação das pressões e dos deslocamentos dos componentes em operações normais de funcionamento, para que sirvam de padrões de comparação para análises de falhas.

### 1.2.2 Objetivos específicos

Para obtenção do objetivo geral do trabalho é necessário que a pesquisa seja embasada nos seguintes objetivos específicos:

- Estudo a respeito da importância da transmissão no conjunto motriz de um veículo e das suas principais funções.
- Análise detalhada do funcionamento da transmissão automática convencional separada em grupos tecnológicos: conversor de torque, circuito hidráulico, engrenagens planetárias, freios e embreagens.
- Modelagem do circuito hidráulico em Matlab/Simulink® capaz de descrever o comportamento da pressão e deslocamento dos componentes da transmissão.
- Análise das principais falhas da transmissão e como reproduzi-las no modelo.
- Análise detalhada dos resultados de pressões e deslocamentos da transmissão em funcionamento normal do modelo da transmissão em perfeito estado comparado com os resultados obtidos dos efeitos analisados após a inserção dos defeitos.

### 1.3 JUSTIFICATIVA E MOTIVAÇÕES

Embora existam muitas pesquisas na área de transmissões automáticas, a maioria delas se concentra no estudo da melhoria do conforto através de buscas de estratégias diferentes para o controle da transmissão durante as mudanças de marchas. Este trabalho diferencia-se dos demais por analisar um modelo de transmissão ainda não estudado, fazer uma modelagem detalhada em Matlab/Simulink® do circuito hidráulico e incluir a possibilidade de analisar as possíveis falhas na transmissão a partir da inserção de defeitos mecânicos no modelo.

O crescente uso de transmissões automáticas no mercado nacional, desde seu surgimento na metade do século passado, faz com que o setor perceba a necessidade de especialização no assunto. Por se tratar de uma tecnologia relativamente nova, o Brasil carece de conhecimento e mão de obra de manutenção com maior domínio sobre transmissões automáticas. Este trabalho auxilia a difundir as funcionalidades e particularidades sobre transmissões automáticas em geral e principalmente sobre o modelo da transmissão automática estudada.

A necessidade sobre o conhecimento, melhoria nos procedimentos de manutenção e obtenção de ferramentas possíveis de analisar o funcionamento da transmissão viabiliza a pesquisa, que conta com uma parceria entre a Universidade através do Laboratório de Sistemas Hidráulico e Pneumáticos – LASHIP e a Ford Motor Company – Setor de Powertrain da Equipe de Camaçari-BA. Os resultados do trabalho são importantes para a comunidade acadêmica pois representam um primeiro passo na análise do circuito hidráulico de transmissões automáticas no Brasil, sendo este um trabalho pioneiro no assunto dentro do LASHIP. Para a indústria, o maior conhecimento e domínio desta tecnologia no país garante mais confiança e qualidade na venda e manutenção do equipamento, respectivamente.

### 1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

O documento da dissertação está dividido em sete capítulos conforme descrito a seguir.

No Capítulo 2 é feito um estudo geral sobre o tema por meio de uma revisão bibliográfica a respeito de transmissões automáticas. É visto em detalhes a função da transmissão no veículo, sua evolução histórica, os modelos mais comuns utilizados atualmente e o funcionamento dos conjuntos de engrenagens planetárias. Ainda no Capítulo 2 são apresentados os diagramas convencionais de análise de transmissões automáticas e o diagrama de alavancas. Mais adiante foca-se na revisão do sistema

hidráulico e nas bibliografias existentes a respeito. Por último apresenta-se os conceitos de uma ótima mudança de marcha para uma transmissão automática em perfeito estado de funcionamento.

O Capítulo 3 trata da apresentação da transmissão abordada no trabalho, apresenta dados técnicos gerais, o tipo de fluido utilizado, o circuito hidráulico, quantidade de componentes hidráulicos analisados e o funcionamento básico da transmissão para que seja possível realizar todas as relações de marchas. Apresenta-se, então, exemplos de estados do circuito hidráulico, desde sinais para os solenoides até as linhas de alta e baixa pressão, no circuito, para as posições de alavanca: R, N e D.

A modelagem em detalhes dos componentes hidráulicos da transmissão é apresentada no Capítulo 4, assim como todas as considerações adotadas para o modelo. O capítulo se inicia com uma apresentação dos circuitos modelados, passando pelo modelo matemático das válvulas acionadas por solenoide, válvulas pilotadas hidráulicamente, atuadores e os modelos através da equação da continuidade dos volumes de controle. Por último, apresenta-se dois modos de funcionamento do modelo: Local e Global.

O Capítulo 5 aborda os defeitos mais comuns nos componentes da transmissão e, a partir deles, como o sistema falhará. Neste capítulo, consegue-se abordar de maneira geral quais os defeitos que serão inseridos no modelo para análise de seus efeitos, que ocorre no Capítulo 6. Para isso, apresenta-se um possível FMEA do circuito hidráulico da transmissão.

No Capítulo 6 estão os resultados e as discussões do trabalho. Nele apresenta-se gráficos de pressões e deslocamento dos componentes hidráulicos da transmissão e é feita a devida análise dos comportamentos. Por último, no Capítulo 7, estão as conclusões do trabalho e sugestões para trabalhos futuros no assunto.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 TRANSMISSÕES

O principal motivo de equipar um motor com uma transmissão é para ajustar sua velocidade e torque para a potência requerida em determinada situação, sendo que qualquer veículo motorizado precisa de uma transmissão para fazer a conversão de frequência rotacional e torque do motor em potência utilizável. A necessidade de adaptação do torque disponível do motor depende dos requisitos do veículo, que são impostos pelos seguintes fatores: o tipo da estrada, o desejo do motorista e os fatores da natureza. A transmissão é principalmente relevante em determinar certas características do veículo como: performance dinâmica, consumo de combustível, emissões, dirigibilidade e confiabilidade (GENTA E MORELLO, 2009).

Conforme Naunheimer *et al.* (2011), a necessidade de transmissões para adaptação do torque em veículos a motor de combustão decorre de:

- Diferentemente dos motores a vapor ou elétricos, o motor de combustão interna é incapaz de produzir torque a partir do repouso;
- O motor de combustão interna produz a máxima potência em um certo valor de rotação;
- A eficiência do motor, e conseqüentemente o consumo de combustível, é diretamente dependente do ponto de operação do motor.

Com a potência máxima do motor ( $P_{max}$ ) e a velocidade do veículo ( $v$ ), a chamada hipérbole ideal de força de tração ( $F_{Z,id}$ ) e a hipérbole efetiva de força de tração ( $F_{Z,ef}$ ) podem ser calculadas, respectivamente, como:

$$F_{Z,id} = \frac{P_{max}}{v}, \quad (2.1)$$

$$F_{Z,ef} = \frac{P_{max}}{v} \cdot \eta_{tot}, \quad (2.2)$$

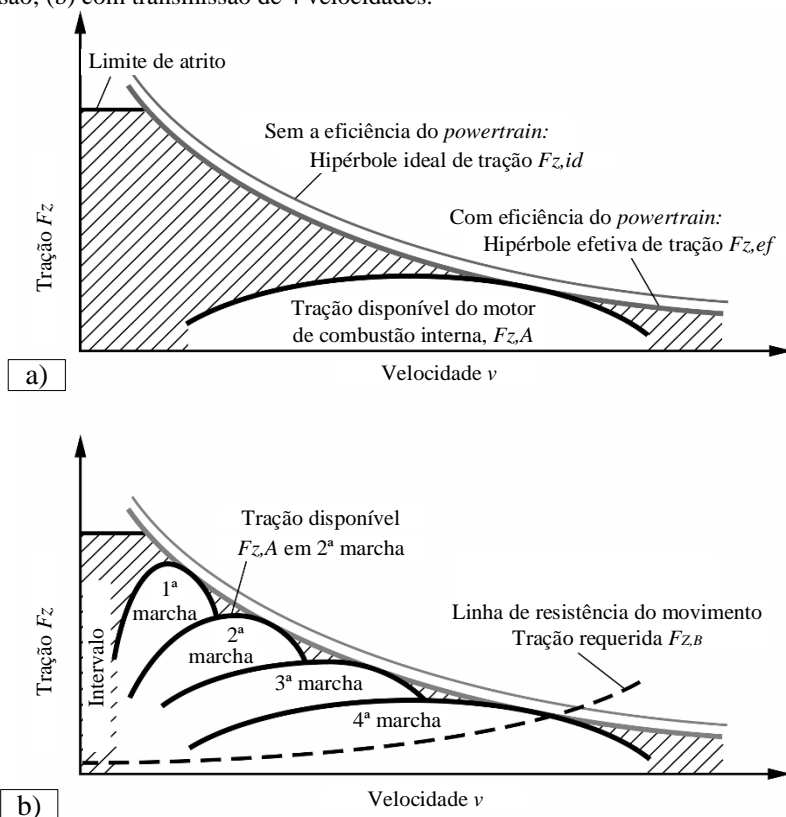
sendo  $\eta_{tot}$  o rendimento total do conjunto motriz.

Portanto, da Figura 2.1, pode se observar que na situação (a), onde não existe adaptação do torque, o veículo funcionaria apenas na região de

tração disponível pelo motor. Pela situação (b), observa-se que a adaptação do torque é necessária, principalmente em baixas velocidades e alta exigência de força de tração. Existe ainda, na Figura 2.1(a) a região de limite da força de atrito entre o pneu do veículo e o solo em contato.

A necessidade do uso de transmissões em veículos, para adaptação do torque e velocidade do motor conforme necessidades de operação surgiu por volta de 1880. A partir de então, surgiram diversas concepções, que passam por evoluções mecânicas e tecnológicas até os dias atuais. Atualmente, no mercado mundial, os modelos mais aplicados, além das transmissões manuais (MT), são: automatizadas (AMT), dupla embreagem (DCT), transmissão continuamente variável (CVT) e automática convencional (AT).

Figura 2.1 - Mapa secundário do motor de combustão interna: (a) sem transmissão; (b) com transmissão de 4 velocidades.

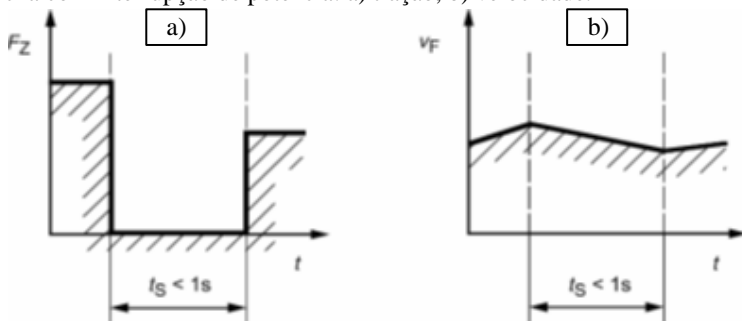


Fonte: traduzido de Naunheimer *et al.* (2011).

Uma maneira de se classificar tais modelos atuais de transmissão é quanto a sua interrupção, ou não, de potência durante a troca de marcha. As transmissões manuais e as automatizadas possuem a chamada interrupção de potência durante a troca de marcha conforme visto na Figura 2.2, mesmo que na automatizada a troca ocorra de modo completamente autônomo. A interrupção se dá devido as suas concepções, sendo a automatizada muito próximo fisicamente de uma transmissão manual de embreagem, porém com seus acionamentos e atuações comandados por atuadores hidráulicos.

A potência é interrompida no momento em que a embreagem é acionada, Figura 2.2(a), para que seja sincronizada uma nova relação de velocidade, desacoplando o motor da transmissão. A retomada da potência se dá após a sincronização da nova relação e acoplamento da embreagem. Devido ao intervalo de interrupção na potência pode ser observada uma queda na velocidade do veículo, Figura 2.2(b).

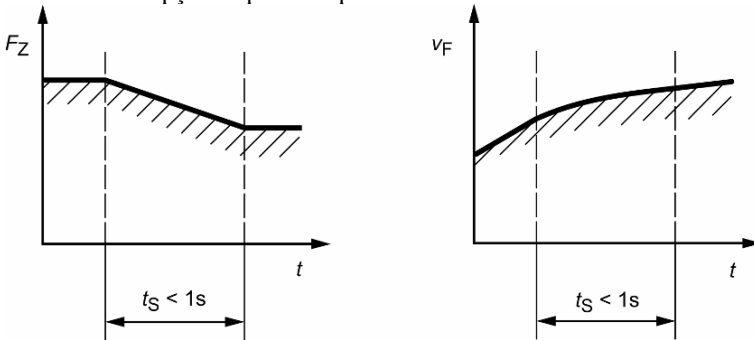
Figura 2.2 - Exemplo qualitativo de tração e velocidade durante a troca de marcha com interrupção de potência: a) tração; b) velocidade.



Fonte: Naunheimer *et al.* (2011).

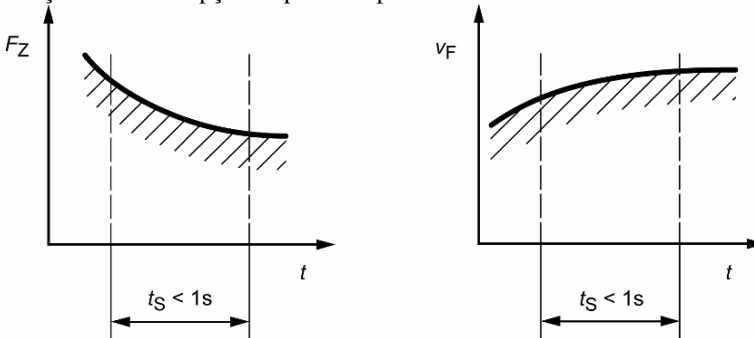
A Figura 2.3 apresenta uma análise qualitativa da tração e da velocidade para veículos equipados com transmissões do tipo sem interrupção de potência, com exceção da CVT. As concepções mais usuais deste tipo no mercado atualmente são as automáticas convencionais, dupla embreagem e CVT, porém esta última não apresenta degraus de força de tração, pois não tem relações fixas e sua representação está na Figura 2.4.

Figura 2.3 - Exemplo qualitativo de tração e velocidade durante a troca de marcha sem interrupção de potência para transmissões de n-velocidades.



Fonte: Naunheimer *et al.* (2011).

Figura 2.4- Exemplo qualitativo de tração e velocidade durante a mudança de relação sem interrupção de potência para CVT.



Fonte: Naunheimer *et al.* (2011).

Nestes dois casos, apresentados pelas figuras 2.3 e 2.4, não são observados a queda de velocidade devido à perda de potência durante a troca de marcha, pois a interrupção da força de tração não ocorre nestas situações. O que as diferem é apenas que na Figura 2.3 é evidente a mudança da tração para dois patamares bem definidos, enquanto na CVT, Figura 2.4, isto ocorre de forma gradual.

## 2.2 MERCADO E SITUAÇÃO DO DESENVOLVIMENTO DAS TRANSMISSÕES NO BRASIL

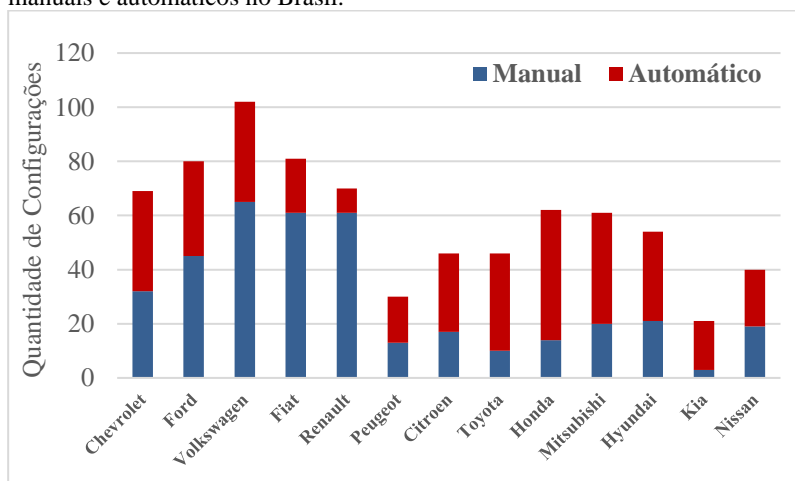
Como forma de embasamento do trabalho sobre o cenário atual do Brasil, foi realizado um levantamento no mês de junho de 2017, onde listou-se todas as configurações possíveis dos veículos vendidos das seguin-



tes marcas no Brasil: Chevrolet, Ford, Volkswagen, Fiat, Renault, Peugeot, Citroen, Hyundai, Toyota, Honda, Mitsubishi, Kia e Nissan. Estas treze montadoras foram responsáveis por aproximadamente 92% do número de vendas de veículos no Brasil durante o ano de 2017 de janeiro a maio, segundo levantamento da Fenabrave (2017). Ao todo, as treze montadoras analisadas somaram um total de 762 configurações de veículos disponíveis para compra. Para a pesquisa, foi consultada a lista de modelos de veículos em Exame (2017) e, eventualmente, complementada pelos sites brasileiros das respectivas montadoras.

Na contagem foram separados os veículos por fabricantes e os seus tipos de transmissões. Na Figura 2.5 são apresentadas as quantidades de configurações disponíveis para compra de cada marca analisada, dentre elas os modelos e as versões disponíveis por configuração, assim como quais destas opções são de veículos equipados com transmissão manual ou transmissão automática.

Figura 2.5 - Quantidade de configurações disponíveis de veículos por marcas manuais e automáticos no Brasil.



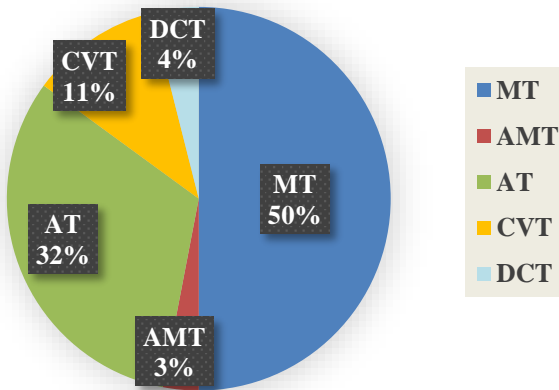
Fonte: elaborado pelo autor.

A Figura 2.6 representa uma outra análise do estudo, que mostra as porcentagens de cada tipo de transmissão aplicada nos veículos das marcas analisadas. Exatamente a metade dos 762 tipos de configurações possíveis são com transmissões manuais (MT), a outra metade se divide entre os tipos de transmissões automáticas, ficando a maior parte para a convencional (AT) com 32% do total, seguida da CVT, tipo de transmissão

fortemente aplicada nas montadoras asiáticas, que representa 11% do total. Na sequência, modelos de dupla embreagem (DCT), como no caso da Ford com o Powershift, por exemplo, e por último os modelos automatizados (AMT), sendo eles o Dualogic e o I-Motion empregados nos modelos da Fiat e Volkswagen, respectivamente.

Figura 2.6 - Distribuição dos tipos de transmissão dos casos analisados no Brasil.

## Tipos de Transmissões no Brasil



Fonte: elaborado pelo autor.

As transmissões automáticas ainda são minoria nas configurações de veículos chamados de populares no Brasil. Algumas montadoras empregam a transmissão automatizada para esta solução, devido ao baixo custo se comparado com as AT e CVT. Para veículos com valores mais elevados e de porte médio no Brasil, o cenário é diferente, apenas algumas versões de entrada ainda são oferecidas com a transmissão manual dependendo da montadora. Para as pick-ups médias, apesar de existirem modelos de transmissão automática em todas as montadoras que as oferecem, ainda é forte a cultura daquelas equipadas com transmissão manual.

O modelo estudado neste trabalho é de uma transmissão automática do tipo convencional. Na próxima seção apresenta-se detalhes mais aprofundados deste tipo de concepção, assim como os diagramas para análise de seu funcionamento.

## 2.3 TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA CONVENCIONAL (AT)

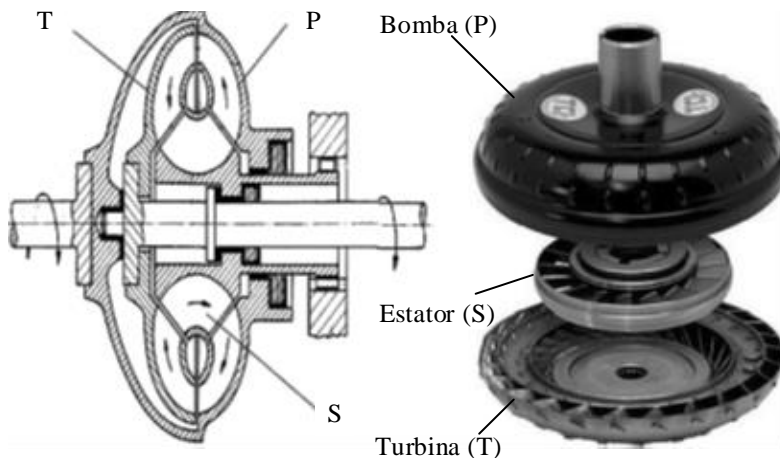
A transmissão automática convencional tem este nome devido ao seu pioneirismo na produção em massa das transmissões automáticas. Este foi o arranjo base da *Hydramatic*, primeira transmissão automática de produção em série feita pela GM em 1939 (NAUNHEIMER *et al.*, 2011).

O arranjo básico desse tipo de transmissão consiste no uso de conversor de torque, posicionado entre o motor e a transmissão, circuito hidráulico e pelo menos um conjunto de engrenagens planetárias. Nesta seção será explicado o funcionamento básico de um conversor de torque e do conjunto de engrenagens planetárias através do uso de diagramas. O sistema circuito hidráulico de transmissões convencionais, por ser o foco do estudo, será explicado mais detalhadamente na seção adiante.

### 2.3.1 Conversor de torque

O conversor de torque consiste em um dispositivo hidrodinâmico e promove a ligação de dois eixos através da força do fluido no seu interior. Este sistema possui internamente alguns elementos básicos para seu funcionamento: bomba, turbina e estator (NAUNHEIMER *et al.*, 2011). A Figura 2.7 apresenta um desenho em corte do conversor de torque com a bomba (P), a turbina (T) e o estator (S). Além disso, mostra o sentido de giro dos eixos de entrada e saída do conversor e o sentido do movimento do fluido no interior dos componentes.

Figura 2.7 - Conversor de torque e seus três elementos base, bomba, turbina e estator em diagrama e foto.



Fonte: adaptado de Genta e Morello (2009).

Resumidamente, o funcionamento do conversor de torque se dá pela rotação da bomba, que é conectada diretamente ao motor de combustão e à bomba hidráulica da transmissão, fazendo com que o fluido no seu interior saia em direção radial devido à força de inércia do movimento rotacional e no sentido em que as pás da bomba o direciona. O fluido em velocidade entra na turbina, que, por sua vez, está conectada com o eixo de entrada da transmissão. O fluido moverá a turbina ao chocar-se com as suas pás direcionadas no sentido de fora para o centro do conversor de torque. Antes do fluido retornar para a bomba criando um ciclo, o mesmo passará pelo estator, sendo esta peça imprescindível para o funcionamento do conversor de torque. Ligado à carcaça da transmissão, o estator, como o próprio nome já diz, é uma peça estacionária, com pás que formam ângulo de praticamente  $90^\circ$  para desacelerar e direcionar o fluido que retorna à bomba, criando assim a possibilidade de multiplicar o torque no conversor de torque. A ausência do estator geraria apenas o que se chama de acoplamento por fluido e não conversão de torque. A multiplicação do torque através do conversor pode ter valores de 1,2 até 3 vezes o torque do motor.

Devido às perdas no processo de transferência de torque, a turbina, componente ligado à saída do conversor de torque, não alcança a mesma frequência rotacional da bomba, que é a de entrada no conversor de torque (saída do motor), mesmo em regime permanente. No intuito de melhorar a eficiência, foram criadas embreagens para proporcionarem o travamento direto entre entrada e saída do conversor de torque, evitando, nestes casos, as perdas hidráulicas. Durante o estado de travamento acionado, é como se a transmissão automática funcionasse como uma transmissão manual de embreagem totalmente acoplada, diretamente conectada com o volante do motor. Este travamento deve ocorrer apenas em situações onde não ocorrerá uma variação brusca nas rotações de entrada e saída da transmissão visando a melhoria de eficiência do conversor de torque e, conseqüentemente, redução do consumo do veículo.

### **2.3.2 Engrenagens planetárias**

O arranjo mais básico de engrenagens planetárias é apresentado na Figura 2.8. Na esquerda uma foto do arranjo de engrenagens planetárias de uma transmissão automática convencional e na direita um diagrama ilustrativo. Para obtenção das diferentes relações de entrada e saída de rotações do conjunto de planetárias, deve-se manter um dos três componentes, Solar, Carrier (carrete ou braço) ou Anelar, estacionário. A entrada da rotação se dará por um dos outros dois móveis e a saída será o último elemento.

Figura 2.8 - Exemplo de engrenagens planetárias, na esquerda foto e direita diagrama.

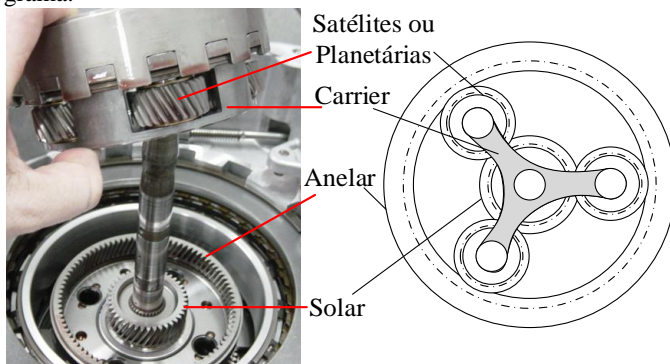
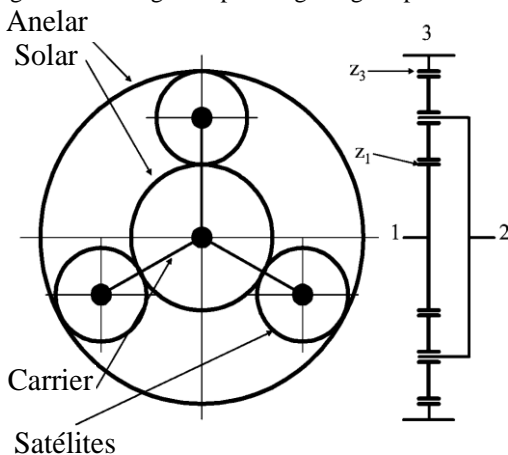


Foto por Pat Paulicéia - São Paulo, SP

Fonte: elaborado pelo autor.

Freios e embreagens são utilizados como dispositivos para parar ou alterar a entrada de rotação, respectivamente, para determinado componente do conjunto de planetárias. O diagrama da Figura 2.9 traz a representação utilizada para um conjunto de engrenagens planetárias, sendo  $Z_1$  e  $Z_3$  os números de dentes das engrenagens Solar (1) e Anelar (3). O Carrier (2) é o suporte das engrenagens Satélites. Embora apresentado por completo, o diagrama da direita costuma aparecer apenas em sua metade na literatura, devido a sua simetria.

Figura 2.9 - Diagrama para engrenagens planetárias.



Fonte: traduzido de Genta e Morello (2009).

Conforme mencionado anteriormente, existem combinações que podem ser feitas para obtenção de diferentes relações de entrada e saída de rotação do conjunto de planetárias. A Tabela 2.1 apresenta as seis possíveis combinações de um único conjunto de engrenagens planetárias, porém nem todas as relações são adaptáveis ou desejáveis para aplicação em veículos.  $\Omega_1$ ,  $\Omega_2$  e  $\Omega_3$  são, respectivamente, as frequências rotacionais da Solar, do Carrier e da Anelar (GENTA E MORELLO, 2009).

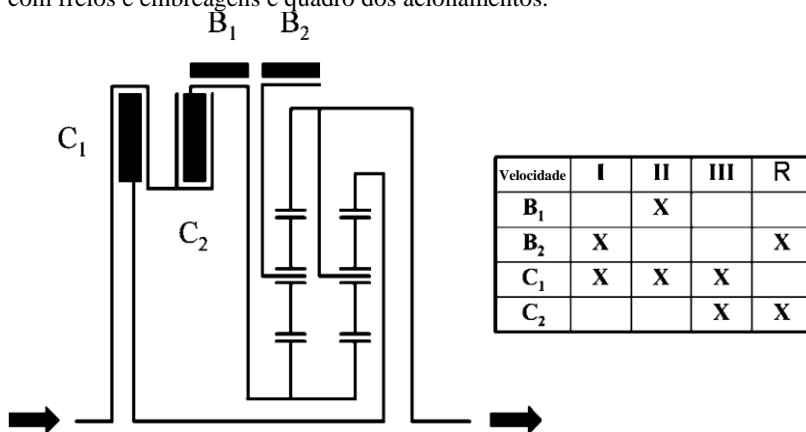
Estes exemplos de combinações apresentados são para apenas um conjunto de engrenagens planetárias, sendo que para se obter mais relações, é possível combinar mais de um conjunto de engrenagens planetárias. O modelo de Wilson é um tipo de aplicação de dois conjuntos de planetárias clássico que, com quatro atuadores, é possível se criar três velocidades de marchas para frente e uma ré. A Figura 2.10 apresenta o diagrama do arranjo de Wilson com um quadro de acionamentos das embreagens,  $C_1$  e  $C_2$ , e dos freios,  $B_1$  e  $B_2$ , para gerar as relações requeridas. Pode-se notar, pela representação, que as engrenagens Solares dos dois conjuntos são conectadas entre si, a Anelar do conjunto da esquerda é conectada com o Carrier do conjunto da direita e, conseqüentemente, com a saída da transmissão.

Tabela 2.1 - Combinações de entrada e saída possíveis no conjunto de planetárias.

Entrada	Saída	Parado	Relação de transmissão $\tau$
1	3	2	$\tau = \frac{\Omega_1}{\Omega_3} = -\frac{Z_3}{Z_1}$
3	1	2	$\tau = \frac{\Omega_3}{\Omega_1} = -\frac{Z_1}{Z_3}$
1	2	3	$\tau = \frac{\Omega_1}{\Omega_2} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}$
2	1	3	$\tau = \frac{\Omega_2}{\Omega_1} = \frac{1}{1 + \frac{Z_3}{Z_1}}$
2	3	1	$\tau = \frac{\Omega_2}{\Omega_3} = \frac{1}{1 + \frac{Z_1}{Z_3}}$
3	2	1	$\tau = \frac{\Omega_3}{\Omega_2} = 1 + \frac{Z_1}{Z_3}$

Fonte: traduzido e adaptado de Genta e Morello (2009) e Naunheimer *et al.* (2011).

Figura 2.10 - Diagrama do arranjo de Wilson com duas engrenagens planetárias com freios e embreagens e quadro dos acionamentos.



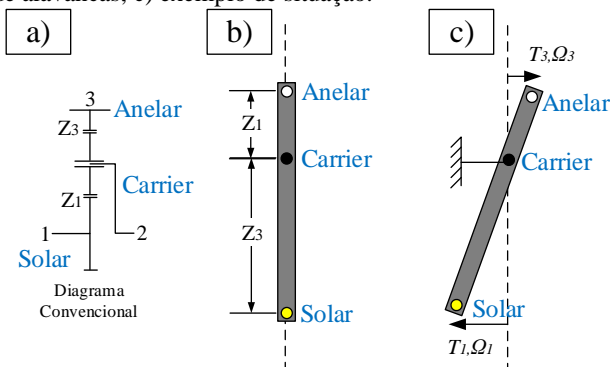
Fonte: traduzido de Genta e Morello (2009).

Portanto, para se obter a velocidade I, por exemplo, apresentada no quadro da Figura 2.10, deve-se ter acionado o freio B<sub>2</sub> e a embreagem C<sub>1</sub>. Seguindo o fluxo de potência pelo diagrama também na Figura 2.10 percebe-se que a entrada de rotação se dará pela Anelar do conjunto da direita, enquanto o Carrier do conjunto da esquerda estará freado e a saída de rotação será pela Anelar do conjunto da esquerda, juntamente com o Carrier do conjunto da direita. Os demais componentes não mencionados girarão conforme consequência dos acionamentos.

Uma outra boa representação de engrenagens planetárias, vista neste trabalho mais adiante, é a analogia por alavancas. Este modelo de análise foi apresentado em um congresso SAE em 1981 por Benford e Leising (1981) e se tornou uma ferramenta extremamente útil e intuitiva para a complicada e confusa análise de rotações e torques em conjuntos de engrenagens planetárias.

A Figura 2.11 é baseada no trabalho apresentado por Liao (2006), onde explica como criar os diagramas de alavancas e obter as relações de rotação e torque. Na situação (a), é apresentado um diagrama convencional de planetárias para analogia com o diagrama de alavancas apresentado na situação (b) e a situação (c) é um exemplo de como se comporta a rotação e o torque ( $T$ ) nas engrenagens Solar e Anelar para um caso em que o Carrier está estacionário.

Figura 2.11 - Diagramas de engrenagens planetárias a) convencional; b) diagrama de alavancas; c) exemplo de situação.



Fonte: elaborado pelo autor.

Percebe-se, do exemplo na Figura 2.11(c), que manter o Carrier parado e aplicar uma frequência rotacional  $\Omega_3$  na Anelar, consequentemente, a Solar girará com frequência de rotação  $\Omega_1$  no sentido contrário. Todas as outras combinações podem ser representadas neste tipo de diagrama, assim como as combinações de mais de um conjunto de engrenagens planetárias associadas conforme será visto no Capítulo 3, durante a apresentação da transmissão modelada neste trabalho.

### 2.3.3 Circuito hidráulico

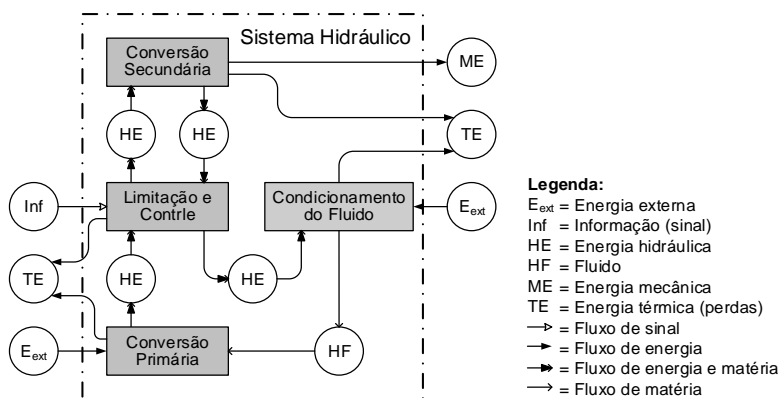
Os circuitos hidráulicos em geral possuem características semelhantes quanto ao seu arranjo esquemático, embora as aplicações possam ser enquadradas basicamente em dois grandes grupos: estacionária ou móbil. Segundo Linsingen (2016), sistemas hidráulicos genéricos são associações de elementos físicos (componentes), que, cada um com sua própria característica, permitem a realização de três funções básicas, definidas como: conversão primária, controle e limitação de energia e conversão secundária.

A bomba hidráulica é o componente responsável pela conversão primária da energia, onde entra energia mecânica rotacional e sai energia hidráulica através do fluido. Na unidade de controle e limitação de sistemas hidráulicos clássicos, necessita-se de componentes capazes de limitar a pressão do sistema e direcionar o fluido. Por último, na unidade de conversão secundária, é transformada a energia hidráulica controlada em energia mecânica, através de atuadores lineares, como no caso de cilindros, ou rotacional, utilizando motores hidráulicos, por exemplo.



Na transmissão automática veicular não é diferente, sendo que seu circuito hidráulico possui, de forma bem definida, estas três unidades citadas acima, ou seja, conversão primária, controle e limitação e conversão secundária. A Figura 2.12 apresenta o sistema hidráulico geral dividido entre estas três unidades, no circuito da transmissão automática, na parte responsável pela limitação e controle da energia hidráulica estão inseridas as válvulas direcionais pilotadas hidráulicamente e de solenoide e válvulas reguladoras de pressão.

Figura 2.12 – Rede Canal/Agência de um sistema hidráulico genérico.



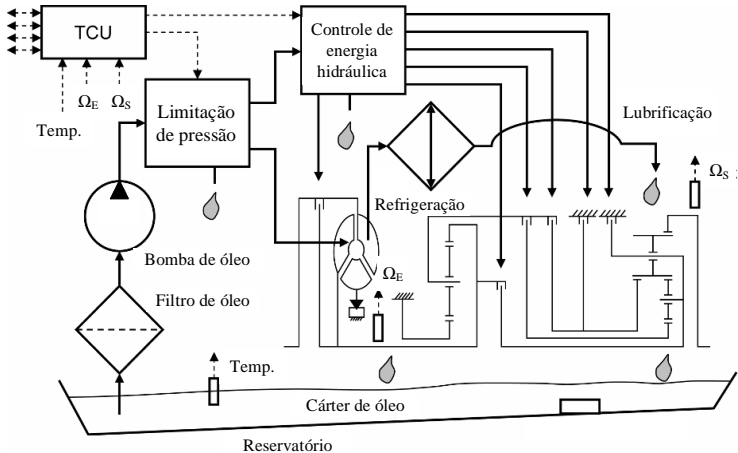
Fonte: adaptado de Linsingen (2016).

Segundo Naunheimer *et al.* (2011), o fluido do sistema hidráulico da transmissão automática possui diversas funções, sendo responsável por transmitir o torque através do conversor de torque, reduzir o atrito nos atuadores, dissipar calor e lubrificar engrenagens e eixos, além de fornecer energia hidráulica para atuação das válvulas pilotadas hidráulicamente e outros elementos na mudança de marcha.

Em geral, o circuito hidráulico de transmissão automática, juntamente com a parte de comunicação eletrônica, exerce as principais funções do sistema. A Figura 2.13 adaptada e traduzida de Naunheimer *et al.* (2011) apresenta, em forma de diagrama, os fluxos de sinais pelas linhas tracejadas e fluxo de energia pelas linhas cheias do diagrama elétrico e hidráulico de uma transmissão automática. O TCU, sigla em inglês para Unidade de Controle da Transmissão, é o módulo responsável pelo processamento das informações recebidas, controle e emissão de sinais para os solenoides na execução de mudanças de marchas. O *software* gerencia informações como frequência rotacional de entrada na transmissão ( $\Omega_E$ ),

frequência rotacional de saída ( $\Omega_s$ ) e temperatura do fluido para controle e seleção dos engates e relações.

Figura 2.13 - Diagrama do circuito elétrico e hidráulico de uma transmissão automática convencional.

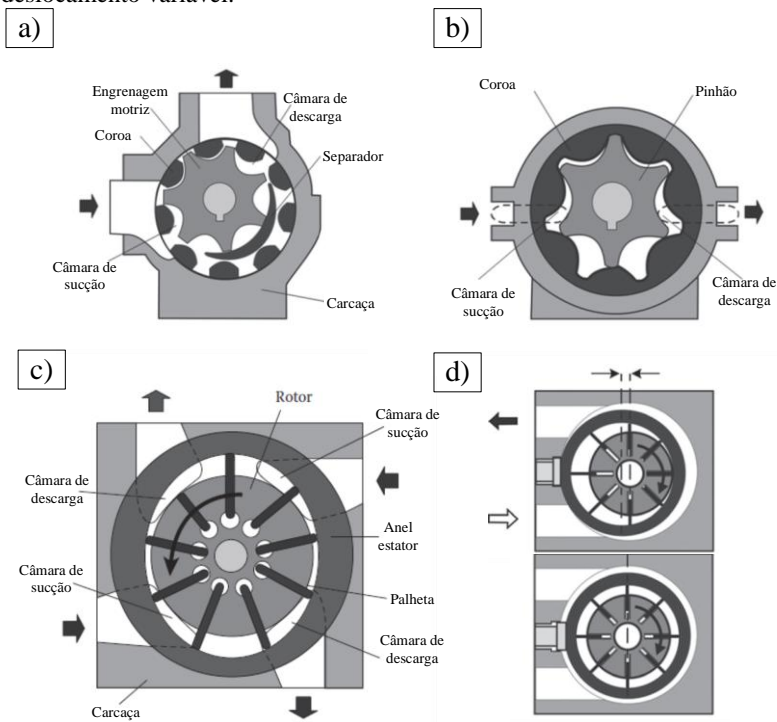


Fonte: adaptado e traduzido de Naunheimer *et al.* (2011).

O tipo do circuito hidráulico da transmissão automática, segundo Linsingen e Negri (2012), pode ser classificado como aberto, devido ao uso de reservatório e retorno do fluido para o mesmo após as atuações. As concepções de bombas hidráulicas mais utilizadas em transmissões automáticas de acordo com Naunheimer *et al.* (2011) são do tipo: engrenagens internas (a), gerotor (b), bomba de palhetas compensada (c) e bomba de palhetas de deslocamento variável (d). Estas concepções estão apresentadas na Figura 2.14 obtidas de Linsingen (2016).

Existem pesquisas recentes envolvendo sistemas de suprimento de transmissões automáticas relacionadas à instabilidade de bombas de palhetas como, por exemplo, a pesquisa que foi apresentada por Jenkins e Ivantysynova (2016) no FPNi 2016, edição que ocorreu no Brasil em Florianópolis-SC, evento que teve o LASHIP como organizador. Como uma tendência na redução de perdas de energias nos sistemas automotivos, a concepção de bomba apresentada na Figura 2.14(d) é uma alternativa para que o controle de pressão na transmissão não seja dissipativo, ou seja, por meio de válvulas reguladoras de pressão. Nesta linha de pesquisa, o LASHIP realizou pesquisas como a de Teixeira (2015) e, atualmente, atua na área de hidráulica digital para aplicação móbil, também visando uma alternativa ao controle dissipativo, como apresentado em Belan (2016) e Pinto (2016).

Figura 2.14 - Tipos comuns de bombas hidráulicas em transmissões automáticas: (a) engrenagens internas; (b) gerotor; (c) palhetas compensada; (d) palhetas com deslocamento variável.



Fonte: traduzido e adaptado de Linsingen e Negri (2012).

São nas partes de Controle e Limitação e Conversão secundária do circuito hidráulico que se concentram a maior quantidade de pesquisas em transmissões automáticas. Estas duas unidades são responsáveis diretas pela qualidade da mudança de marcha, velocidade da mudança, desgastes internos de componentes, entre outros aspectos.

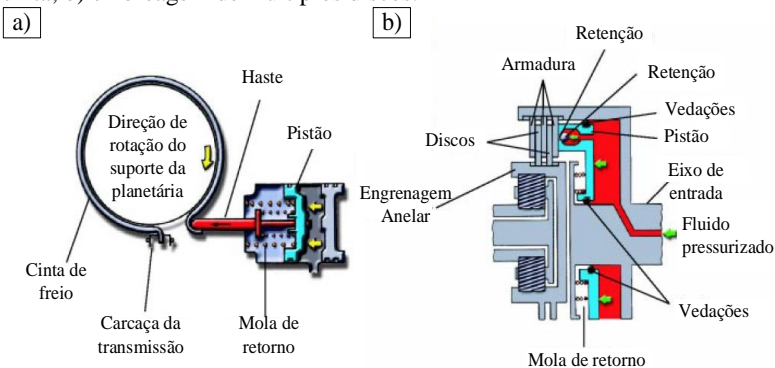
A unidade de Controle e Limitação pode, ainda, ser dividida em unidade de Controle de Pressão, Válvulas Acionadas por Solenoide e Válvulas Direcionais Pilotadas Hidraulicamente. Sendo as duas últimas, os componentes que compõem o que é chamado de corpo de válvulas de uma transmissão automática. O arranjo hidráulico pode variar conforme o modelo de transmissão analisado, porém, alguns componentes, apesar de geometricamente diferentes, são funcionalmente iguais. No caso das válvulas acionadas por solenoides, recebem os sinais vindos do TCU para execução das mudanças de marchas, sendo que estes sinais dependem das

informações coletadas pelo TCU que, na maioria dos casos, são: frequência rotacional de entrada da transmissão, frequência rotacional de saída da transmissão, velocidade do veículo, posição do pedal do acelerador, posição da alavanca seletora e temperatura do fluido, adicionalmente, podem ser coletadas informações do sistema de injeção eletrônica e do motor para o TCU.

Localizadas após as válvulas de solenoide, as válvulas pilotadas hidráulicamente são responsáveis por direcionar o fluido hidráulico para os atuadores ou para reservatório, conforme a marcha selecionada. Os circuitos hidráulicos, assim como a geometria das válvulas direcionais, podem variar conforme concepção da transmissão, porém a sua função é controlar o acionamento das embreagens e freios da transmissão para gerar as relações de marchas requeridas. Existem alguns tipos de transmissões automáticas, como aquelas modeladas por Quan Zheng (1999) e Watechagit (2004), cujo circuito hidráulico utilizava acumuladores nas linhas de atuação.

Por último, a conversão secundária é responsável pela atuação dos freios ou embreagens nas transmissões automáticas. Os atuadores são do tipo lineares, geralmente cilindros de simples ação e com retorno por mola. Alguns tipos de transmissões, como mostrado na Figura 2.15(a), apresentam freios de cintas, enquanto a embreagem em (b) é de múltiplos discos. Será visto, na Seção 3, que os freios e as embreagens do modelo de transmissão analisada no presente trabalho são de múltiplos discos.

Figura 2.15 - Exemplos de atuadores em transmissões automáticas: a) freio de cinta; b) embreagem de múltiplos discos.



Fonte: traduzido e adaptado de Toyota (sem data).

## 2.4 MODELAGEM DE CIRCUITOS HIDRÁULICOS DE TRANSMISSÕES

A simulação dinâmica está cada vez mais presente em sistemas de engenharia. Silva e Nascimento (2002) citam que esta tendência pode ser explicada devido a crescente necessidade de equipamentos com nível tecnológico cada vez mais elevado, principalmente nos setores de aeronáutica, automobilístico, máquinas de construção e em instituições de pesquisa e desenvolvimento tecnológico.

Segundo Muraro (2006) e Szpak (2008) apud Texeira (2015), especialmente na área de hidráulica, a modelagem e simulação dinâmica pode ser aplicada em tais finalidades:

- Prevenção de erros de projeto;
- Redução no tempo de desenvolvimento;
- Maior flexibilidade para realizar alterações no projeto;
- Análise de desempenho do comportamento dinâmico;
- Auxílio na seleção de componentes.

Além destes tópicos relacionados a projetos mecânicos, as simulações também podem auxiliar na visualização de fenômenos ocorridos no sistema, como o comportamento de uma determinada pressão, por exemplo, e como forma de análise da manutenibilidade (SILVA E NASCIMENTO, 2002). Neste trabalho, além de auxiliar no entendimento dos fenômenos do circuito hidráulico da transmissão automática, o modelo será útil para se fazer uma análise dos efeitos a partir de defeitos comuns em transmissões.

Silva (2005) explica que existem dois conceitos de modelagem comportamental bem definidos: Fluxo de sinal e Fluxo de potência ou Multiportas. No Multiportas, as informações são transmitidas em ambos os sentidos, o qual faz com que o diagrama seja mais intuitivo em nível de componentes. Por fluxo de sinal, as informações ou vetores são passados em apenas um sentido e a modelagem se torna em nível de equacionamento matemático. Apesar de aparentemente mais trabalhosa e menos intuitiva, a modelagem por fluxo de sinal exige um conhecimento do engenheiro a respeito de todas as considerações e todos os parâmetros ali inseridos logo na criação do modelo. Por outro lado, na modelagem por fluxo de potência, especificamente em *softwares* onde manipula-se basicamente os componentes mecânicos já existentes em sua biblioteca, para se conseguir tal nível de detalhamento de todas as considerações adotadas, deve-se conhecer o equacionamento por trás de cada um dos componentes, assim como, quais os tipos de considerações e parâmetros foram adotados ao criá-lo. Neste ponto, a simulação pode fugir do domínio do

engenheiro, pois muitas vezes, o tipo de modelo por trás do componente acaba sendo negligenciado e escolhido de forma padrão, sem que saiba das considerações adotadas.

Ambos os tipos de modelagens são frequentemente utilizados no setor de hidráulica, no LAHSIP, Nostrani (2015) utilizou fluxo de sinais, Matlab/Simulink®, para modelagem em hidráulica digital. Por outro lado Texeira (2015), por exemplo, utilizou simulação dinâmica MultiPortas, ou fluxo de potência, em uma modelagem também aplicada à circuitos hidráulicos. AMESim®, Hopsan, Modelica, SimulationX e Dymola são exemplos de *softwares* Multiportas para modelagem de sistemas dinâmicos e frequentemente utilizados em simulações para transmissões.

Na transmissão automática, o controle da mudança de marcha é sempre um desafio. Chen (2011) cita que durante a troca de marcha, o sistema hidráulico, não apenas inicia o processo como influencia diretamente na qualidade da mudança. Cita, também, a complexidade do circuito hidráulico e a dificuldade de se fazer leituras em tempo real para um controle do processo devido ao custo de sensores de alta frequência, confiabilidade e manutenção. Chen (2011) desenvolveu uma modelagem do circuito hidráulico da transmissão em AMESim focando na simplificação do modelo para aplicação de técnicas de controle.

Outros autores também utilizaram AMESim como *software* de modelagem e simulação do circuito hidráulico de transmissões automáticas. Yulong *et al.* (2011), por exemplo, apresenta uma análise da pressão e vazão do sistema a partir o modelo de uma transmissão de dupla embreagem através do uso da biblioteca *Hydraulic Component Design* (HCD), cujos componentes hidráulicos podem ser montados de acordo com sua geometria interna. Meng *et al.* (2015) também apresenta, em seu trabalho, a modelagem de uma transmissão automática de dupla embreagem utilizando o AMESim e Berto (2015), além de modelar a transmissão, que no seu caso era do tipo CVT, modela outros componentes do veículo como: suspensão e motor.

Ainda na linha de simulação por fluxo de potência, Shuhan *et al.* (2008) utilizou o SimulationX e propôs melhorias para a vida útil das embreagens através de uma análise de parâmetros no seu modelo. Em outro trabalho, Shu-Han *et al.* (2009), também propôs melhorias de projeto, como redução da pressão de atuação do circuito hidráulico, ao realizar testes do sistema no modelo em SimulationX.

Grande parte dos trabalhos sobre o assunto estão focados na questão do controle da transmissão automática e na busca de uma mudança de marcha suave. Os autores que utilizaram modelos por fluxo de sinal, através de simulação em Matlab/Simulink®, como nos casos de Watechagit

e Srinivasan (2003), Quan Zheng (1999), Wang *et al.* (2001), Meng *et al.* (2015) e Balau *et al.* (2011), buscavam, apesar de diferentes concepções de transmissões modeladas, pelo menos, a melhoria no controle da transmissão automática durante as trocas de marcha.

## 2.5 MUDANÇA ÓTIMA DE MARCHA

Samanuhut (2011) confirma as observações a respeito de uma ótima mudança de marcha já mencionadas neste texto, ele cita que a melhor mudança de marcha é desejada por, antes de mais nada, conforto e facilidade nas condições de dirigir, especialmente em cenários urbanos, onde se exige frequentes mudanças de marchas. A qualidade de mudança de marcha também é requerida para melhoria do consumo, melhoria da dirigibilidade e performance. Além disso, ótima mudança de marcha leva a uma longa vida útil da transmissão e menor custo de manutenção.

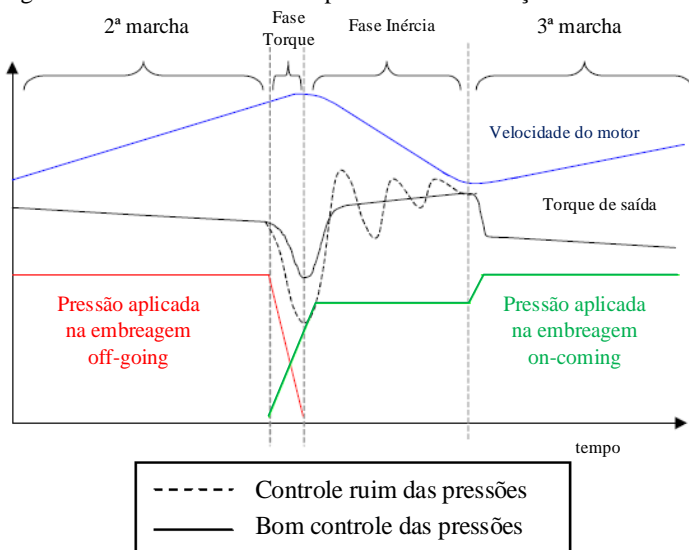
O método mais comum de avaliar a qualidade de uma mudança de marcha é através de motoristas treinados para fazer tal julgamento. Mesmo parecendo algo subjetivo é o meio mais aplicado na indústria atualmente para uma calibração de qualidade da transmissão automática. Motoristas treinados são chamados de calibradores e, baseado nas suas experiências e percepções, são capazes de calibrar, através dos sinais enviados para os solenoides, as mudanças de marchas de acordo com a vibração, mudança no torque e na velocidade do veículo. Outro modo de calibração, pode ser pelo método automatizado, entretanto, métodos de controle com realimentação *online* necessitam de medidas quantitativas de algumas variáveis importantes. Esta aplicação em veículos ainda é um desafio devido ao custo e confiabilidade para tal instrumentação (SAMANUHUT, 2011).

Métodos objetivos de medida da qualidade da mudança de marcha consistem em analisar algumas características como: torque no eixo de saída da transmissão, aceleração ou a derivada da aceleração e a duração da mudança de marcha. A mudança de marcha deve ter uma curta duração, o torque deve ter baixas amplitudes e curto transiente e, além disso, mudanças repentinas da aceleração também significam uma mudança de marcha ruim (SAMANUHUT, 2011).

O circuito hidráulico influencia diretamente na qualidade da mudança de marcha. A Figura 2.16 é a explicação dada por Kuo (2011) sobre as fases de uma mudança de marcha de segunda para terceira, por exemplo, com torque, velocidade e pressões apresentadas. Neste tipo de transmissão, a mudança de marcha se dá pela atuação em conjunto de um atuador hidráulico sendo liberado (*off-going*), combinado com outro atuador

sendo acionado (*on-coming*). Kuo (2011) explica que a primeira fase, chamada de Torque, é quando a pressão aplicada na embreagem *off-going* começa a diminuir, mas este componente ainda continua acoplado, sem deslizamento dos discos, antes da embreagem *on-coming* ser acoplada, a sua pressão começa a subir e a embreagem é afetada pelo começo do deslizamento dos discos de fricção, durante esta fase, não tem uma mudança repentina na velocidade do motor, a única diferença percebida nesta fase é no torque de saída, por isso chamada de fase torque.

Figura 2.16 - Características do processo de mudança de marcha.



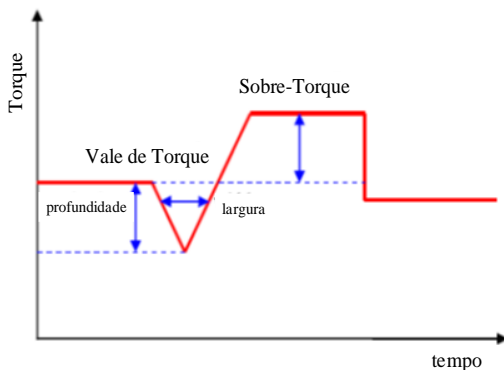
Fonte: traduzido de Kuo (2011).

Fase inércia é a segunda fase do processo de mudança de marcha, a embreagem *off-going* agora está deslizando até a embreagem *on-coming* finalizar o seu acoplamento por completo. Enquanto os dois componentes de fricção estão na fase de deslizamentos, o torque de saída sofrerá fortes oscilações assim como a velocidade do motor e a relação da transmissão variará. Portanto, esta fase é chamada de inércia (KUO, 2011).

A variação do torque é uma característica quantitativa frequentemente usada para medir a qualidade do engate. Kuo (2011) apresenta dois conceitos para mensurar a qualidade do engate através da análise da variação do torque no eixo de saída da transmissão, traduzidos como: sobre-torque e vale de torque, inicialmente apresentados por Megli *et al.* (1999) e mostrado na Figura 2.17.



Figura 2.17 - Curva do torque de saída da transmissão em um processo de mudança de marcha para cima.



Fonte: traduzido de Kuo (2011).

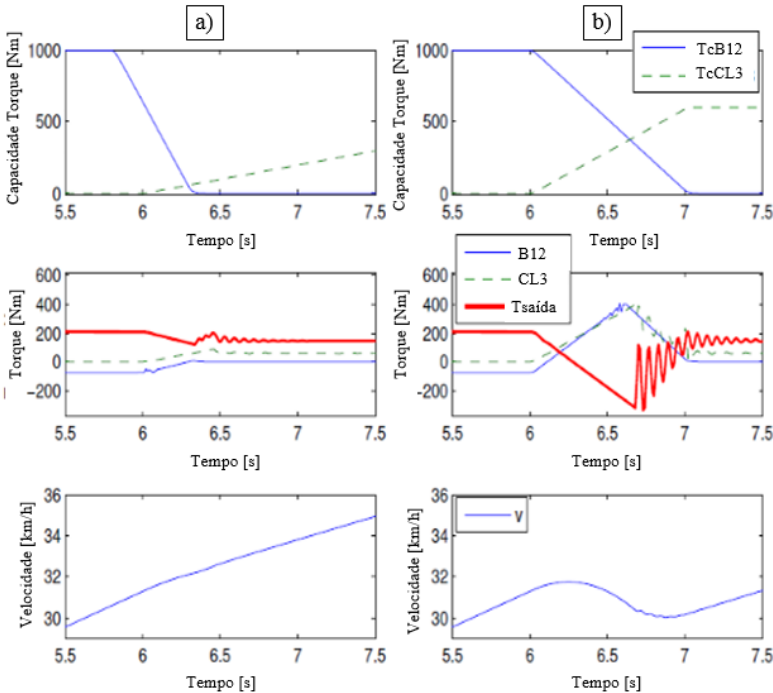
Quanto maior o vale de torque, mais significativa será a redução da aceleração. Uma vez que a desaceleração causa desconforto para o motorista e passageiros, o comportamento esperado para o vale de torque deve ser o mais raso e curto possível. O sobre-torque, por sua vez, denota a amplitude máxima do torque durante a mudança de marcha com relação ao torque da marcha anterior, que reflete em trancos e vibrações na mudança de marcha (KUO, 2011).

Foi visto, na Figura 2.3, o conceito de troca de marchas sem interrupção da potência. Em uma visão mais detalhada deste fenômeno, mesmo em transmissões automáticas com conversor de torque, pode-se observar, ainda que insignificante se comparado à transmissão manual, uma variação da velocidade do veículo durante o processo de mudança de marcha. Quanto pior o controle ou calibração dos sinais enviados para a transmissão maior será a variação da velocidade, maiores vibrações, alteração da aceleração e variação do torque de saída. Estes fenômenos são sentidos e indesejados pelos motoristas de veículos automáticos.

Samanuhut (2011) exemplificou, em seu trabalho, as características apresentadas na Figura 2.18 durante a mudança de marcha de segunda para terceira. Na situação (a), o sistema de atuação das embreagens *off-going* (B12) e *on-coming* (CL3) se encontram mais bem calibrados quanto à pressão hidráulica e conseqüentemente tempos de avanço e retorno dos atuadores. Para a situação (b), um atraso no retorno e adiantamento do avanço dos atuadores *off-going* e *on-coming*, respectivamente, podem representar comportamentos de torque de saída da transmissão (Tsaída) e

variação de velocidade ( $v$ ) indesejáveis e diferentes daqueles considerados ideais, na situação (a).

Figura 2.18- Análise das características da transmissão automática na mudança de marcha.



Fonte: adaptado e traduzido de Samanuhut (2011).

Estas características apresentadas por Samanuhut (2011) comprovam a extrema necessidade de um ótimo controle, conseqüente de uma boa calibragem da transmissão automática, para um perfeito funcionamento do sistema hidráulico. Salienta, também, a importância deste sistema no funcionamento da transmissão.

## 2.6 DEFEITOS NA TRANSMISSÃO

Com o avanço da tecnologia, exigência do mercado consumidor e aumento da concorrência, o desenvolvimento de um produto atualmente confronta o aumento dos requisitos funcionais, da complexidade, integração entre estrutura, programa e sensores com a redução do custo de produção e desenvolvimento. Todos estes fatores influenciam diretamente na confiabilidade do sistema (BERTSCHE, 2008).

Uma análise de falhas de equipamentos mecânicos pode ter diversas finalidades e modos de serem realizadas. Dias et al. (2011) apresenta diversos conceitos importantes dentro deste âmbito e explica aplicações de ferramentas de análises funcionais, gerenciais e de falha de sistemas mecânicos voltados para o objetivo de análise de risco.

Dencker (2002) utiliza técnicas de detecção de falhas para análise de compressores em final de linha de produção e Sakurada (2001) comenta sobre as ferramentas para análise de falhas, introduz conceitos sobre o FMEA (*Failure Mode and Effects Analysis*) e aplica análises de falhas em bomba hidráulica de engrenagens.

O FMEA é uma ferramenta bastante útil para análise dos modos de falha de um sistema e relacioná-los com seus efeitos. Foi desenvolvido em meados dos anos 60 nos Estados Unidos pela NASA (National Aeronautics and Space Administration) no projeto Apollo. Posteriormente, este método também foi aplicado em procedimentos gerais na área aeroespacial e na engenharia aeronáutica. O FMEA é um método elaborado detalhadamente e segue um procedimento padrão bem claro. Além disso, a utilização do FMEA seguiu para tecnologias nucleares e na indústria automobilística. A Ford Company na América foi a primeira companhia automotiva a adotar este método no setor de garantia da qualidade (BERTSCHE, 2008).

O FMEA abrange mais fatores do que aqueles que serão utilizados neste trabalho. Dias *et al.* (2011) apresenta um quadro com o exemplo de um FMEA de projeto analisado por completo como o da Figura 2.19. Neste trabalho não se tem a intenção de fazer análise de criticidade e severidade das causas e falhas, nem mesmo procurar medidas mitigatórias ou preventivas destas falhas. Portanto, serão utilizadas apenas as colunas 1, 2, 3 e 5 da Figura 2.19 para confecção do FMEA no Capítulo 5.

Os termos referentes às colunas 1, 2, 3 e 5 da tabela foram definidos em Dias *et al.* (2011) e serão explicados a seguir. A coluna 1 refere-se ao item ao qual será analisado no FMEA assim como quais as funções são exercidas por este sistema. O “modo de falha” na coluna 2 é definido como a forma que ocorre a falha, a maneira pela qual ela se apresenta. Já o efeito, que é listado na coluna 3, é definido como a forma ou maneira de como o modo de falha se manifesta para o observador ou como é percebido no âmbito do subsistema ou sistema. Enquanto o modo de falha ocorre internamente no item, o efeito manifesta-se externamente, indicando que existe uma degradação que é percebida do sistema (DIAS *et al.*, 2011). Por último, na coluna 5, são listadas as causas, que Dias *et al.* (2011) as define da seguinte maneira: “As causas podem estar associadas a fatores ambientais, humanos, técnicos advindos do projeto, do processo

de fabricação, do uso influenciado por itens da vizinhança ou serem intrínsecas à própria função do componente”.

Figura 2.19 - Exemplo de um FMEA completo.

ANÁLISE DOS MODOS DE FALHA E EFEITOS (FMEA DE PROJETO)

Sistema FMEA nº 1234 Página 1 de 1  
 Sub-sistema Responsável pelo projeto **Body Engineering**  
 Componente 01.03/Body Closures Preparado por A. Tate - X6412 - Body Engr  
 Ano(s)/programa(s) 199X/Lion 4dr/Wagon Data chave 9X 03 01 ER Data (Orig.) 8X 03 22 (Rev.) 8X 07 14  
 Equipe principal T. Fender-Car Product Dev., Childers-Manuf., J. Ford-Assy Ops (Dalton, Fraser, Henley Assembly Plants)

Item / Função	Modo de falha potencial	Efeito potencial	Causas / Mecanismos potenciais	Controles atuais	N P D R	Ações recomendadas	Responsável e meta para finalização	Ações executadas	S	O	D	R
1 Porta dianteira L.H H8HX-0000-A Entrar e sair do veículo Proteção dos ocupantes contra o tempo, ruído, e impacto lateral	2 Painel inferior de dentro da porta corroído	3 Deterioração da porta, levando a: Aparência insatisfatória devido à ferrugem através da pintura ao longo do tempo Função da porta no interior prejudicada	Gume superior da aplicação da proteção de cera especificado para o interior	Teste de durabilidade e geral do veículo T-118, T-09, T-301	2 6 7 9	Adicionar um teste de corrosão acelerada em laboratório	Tate-Body Engrg 8X 09 30	Baseado nos resultados do teste (nº 1481) a especificação para o gume superior sub 125mm	7	2	2	8
			4 O painel é muito baixo	5 Especificação da espessura da cera é insuficiente	6 Teste de durabilidade e geral do veículo - como acima	7 8 9	Adicionar um teste de corrosão acelerada em laboratório Fazer um DOE (Design of Experiments) da espessura da cera	1 7 9 6	Combinar x/ testes para a verificação do gume superior da cera Tate-Body Engrg 9X 01 15	Os resultados do teste (nº 1481) mostraram que a espessura especificada é adequada. DOE mostrou que variação de 25% na espessura é aceitável	7	2

Fonte: Dias *et al.* (2011).

Neste trabalho, muito se discute a respeito de falhas da transmissão automática principalmente durante os resultados obtidos da simulação. Na terminologia apropriada em inglês tem-se: *Failure* e *Fault*, que de uma maneira confusa, ambos acabam sendo traduzidos, para o português, como falha. A tradução pode não estar errada, mas, a generalização dos dois termos como apenas falha, pode causar certa confusão. *Failure*, em inglês, é bastante usado no sentido de análise de uma falha de um sistema, enquanto *Fault*, é mais empregado quando se tem detecções, medidas e características de sistemas que não apresentam valores normais ou aceitáveis.

Isermann (2006) definiu estes termos como: *Failure* é a interrupção permanente da capacidade do sistema de realizar uma requerida função sob condições específicas de operação e, neste trabalho, toda interrupção permanente da função será denominada de falha. *Fault* é definido como um desvio não permitido de, pelo menos, uma propriedade característica do sistema dos valores considerados aceitáveis, usuais em uma condição padrão de funcionamento. Assim, o termo *Fault* será traduzido, neste trabalho, como defeito.

### 3 APRESENTAÇÃO DA TRANSMISSÃO

#### 3.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo é apresentado o tipo da transmissão cujo circuito hidráulico foi modelado, suas especificações técnicas como: relações de velocidades entre marchas, massa, capacidade do reservatório de óleo, pressão de operação do sistema hidráulico, mapa de mudança de marchas, temperatura de operação e outros. Apresenta-se, também, uma visão em corte da transmissão para uma noção geral do seu arranjo interno.

Adiante no capítulo, o funcionamento da transmissão, conforme acionamentos dos atuadores hidráulicos, será minuciosamente explicado. Diagramas de alavancas foram criados para cada uma das relações de marchas da transmissão, uma vez que compreender relações de rotação em engrenagens planetárias não é uma tarefa fácil. Desta maneira, consegue-se uma visão qualitativa bastante intuitiva do funcionamento da transmissão e como ela é capaz de gerar tais relações de redução ou multiplicação de rotação.

Na seção seguinte, introduz-se uma apresentação mais técnica, voltada para o circuito hidráulico da transmissão e do que foi modelado no trabalho. Sendo assim, apresenta-se de que maneira foi abordado o circuito hidráulico da transmissão e como foi dividido para melhor compreensão dos diagramas conforme a Norma ISO 1219. Os componentes hidráulicos, válvulas atuadas por solenoide e atuadores, analisados no trabalho, terão seus funcionamentos apresentados neste capítulo.

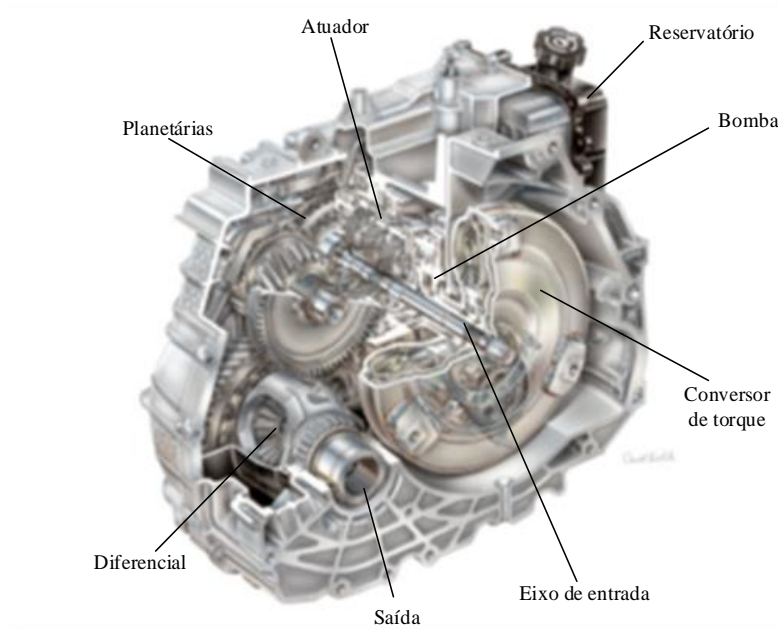
Por último, apresenta-se os diagramas do circuito hidráulico da transmissão para as relações Ré, Neutro e 1<sup>a</sup>. Apresenta-se, ainda, quais são os solenoides ativos para cada cenário, quais são as linhas pressurizadas e quais válvulas e atuadores estão acionados.

#### 3.2 VISÃO GERAL

A transmissão analisada neste trabalho é da família 6F do grupo Ford Motor Company. Mais especificamente, modelo 6F35 que equipa o Ford Fusion no Brasil. Os dois últimos dígitos estão relacionados com a faixa de torque que a transmissão é aplicada (LEWIS E BOLLWAHN, 2007).

A 6F35 é uma transmissão automática do tipo convencional, com conversor de torque e engrenagens planetárias. A Figura 3.1 mostra um corte interno da transmissão da família 6F e a Tabela 3.1 lista os principais dados técnicos da transmissão analisada no trabalho.

Figura 3.1 - Transmissão da família 6F em corte.



Fonte: adaptado de Lewis e Bollwahn (2007).

Tabela 3.1 – Especificações técnicas da transmissão.

Massa da transmissão	86 kg
Tipo do Fluido	Motorcraft R MERCON R LV
Capacidade (Volume de fluido)	8,5 L
Conjunto de planetárias	3 pç
Atuadores	5 pç
Solenoides	7 pç
Pressão mínima	$3,38 \times 10^5$ Pa
Pressão máxima	$20,68 \times 10^5$ Pa
Temperatura mínima	80 °C
Temperatura máxima	93 °C

Fonte: elaborado pelo autor.

O *hardware* que comanda as válvulas solenoides e controla toda a mudança de marcha é chamado de PCM, nele que estão as entradas e saídas de sinais para controlar as seguintes operações:

- Instante de mudança de marcha (freios e embreagens);
- Controle de pressão hidráulica de linha;
- Acionamento da embreagem do conversor de torque.

Através de sinais de sensores como rotação de entrada e saída da transmissão, velocidade do veículo, posição do acelerador, temperatura e outros dados advindos do motor e injeção eletrônica, o PCM gerencia o melhor momento para que ocorra as mudanças de marchas. Um exemplo de faixas de velocidades programadas para ocorrerem mudanças de marchas para cima é representado na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Mapa de mudanças de marcha para cima conforme posição do pedal e velocidade do veículo.

Posição do acelerador	Mudança de Marcha	Velocidade [km/h]
Aceleração Leve	1 p/ 2	11 - 16
	2 p/ 3	21 - 27
	3 p/ 4	29 - 37
	4 p/ 5	45 - 56
	5 p/ 6	72 - 90
Aceleração Média	1 p/ 2	27 - 43
	2 p/ 3	42 - 55
	3 p/ 4	58 - 77
	4 p/ 5	77 - 106
	5 p/ 6	135 - 177
Aceleração Total	1 p/ 2	51 - 66
	2 p/ 3	79 - 100
	3 p/ 4	113 - 143
	4 p/ 5	150 - 190
	5 p/ 6	201 - 245

Fonte: adaptado de Ford (2008).

A 6F35 é uma transmissão com seis velocidades, a 5ª marcha é a relação direta, 1:1, de rotação de entrada e saída. Portanto a 6ª marcha é conhecida como *Overdrive*, em vez de fazer uma redução, o que ocorre nas marchas de primeira à quarta, na sexta marcha, a transmissão faz uma multiplicação da rotação de entrada. Usar a última relação da transmissão como *Overdrive* é uma técnica comum nos últimos anos, ela auxilia na redução de emissões e consumo do veículo em velocidades mais altas e sem demanda de torque, por exemplo. As relações de uma transmissão da família 6F são apresentadas na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Exemplo de relações de rotação de uma transmissão da família 6F.

Marcha	Relação
1ª	4,58 : 1
2ª	2,96 : 1
3ª	1,91 : 1
4ª	1,44 : 1
5ª	1 : 1
6ª	0,75 : 1
Ré	2,94 : 1

Fonte: Lewis e Bollwahn (2007).

Os fluidos utilizados em transmissões são especiais para esta aplicação. A Tabela 3.4 apresenta os dados técnicos de catálogo do óleo sintético utilizado na 6F35 segundo recomendações do fabricante.

Tabela 3.4 - Dados técnicos do óleo da transmissão automática.

Especificação	Óleo Mercon® LV
Massa específica	840 kg/m³
Ponto de fulgor	216°C
Viscosidade cinemática @ 100°C	6,0 cSt
Viscosidade cinemática @ 40°C	29,6 cSt
Viscosidade cinemática @ -40°C	10200 cSt
Ponto de Fluidez	-48°C

Fonte: Motorcraft (2013).

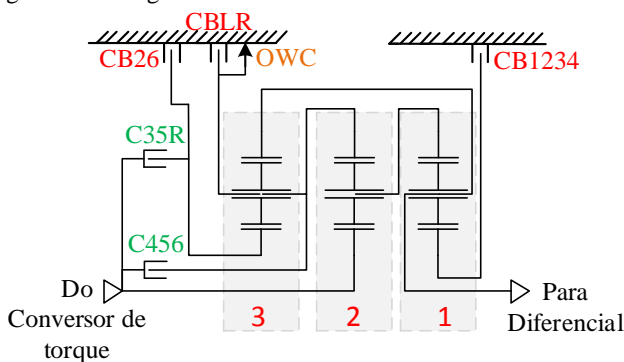


### 3.3 FUNCIONAMENTO DA TRANSMISSÃO

A Figura 3.2 é um diagrama que representa o esquema geral da transmissão da família 6F. Primeiramente pode-se observar como estão interligados os três conjuntos de engrenagens planetárias denominados de Frontal, Central e Traseira, e enumerados, respectivamente, de 1, 2 e 3 na imagem. Os conjuntos estão interligados entre si da seguinte forma: Carrier da Traseira com Anelar da Central e Anelar da Traseira com Carrier da Frontal que por sua vez se conecta ao eixo de saída da transmissão. Por último, a Central também se conecta a partir do seu Carrier na Anelar da Frontal.

A entrada de rotação advinda da turbina do conversor de torque é diretamente direcionada para a Solar do conjunto Central e podem ser direcionadas também para a Solar e para o Carrier da Traseira, dependendo do acionamento das embreagens C35R e C456 respectivamente.

Figura 3.2 - Diagrama da transmissão 6F35.



Fonte: adaptado de Lewis e Bollwahn (2007).

Ainda na Figura 3.2, observa-se a existência de 3 freios: CB26, CBRL e CB1234. Os freios conectam certas engrenagens com a carcaça da transmissão. OWC é a sigla em inglês para uma espécie de catraca, que permite o giro apenas em um sentido do conjunto, por isso o nome *One Way Clutch*. A OWC é utilizada para auxiliar o controle da transmissão nas trocas de marcha de primeira para segunda e vice-versa (LEWIS E BOLLWAHN, 2007).

Para gerar tais relações de rotações apresentadas na Tabela 3.3, necessita-se da atuação dos freios e embreagens, combinando-se 2 a 2, na

maioria das situações. Estas relações são apresentadas na Tabela 3.5, observa-se que apenas a primeira marcha e o Neutro precisam de apenas um atuador, dos listados, acionado para que sejam feitas suas relações.

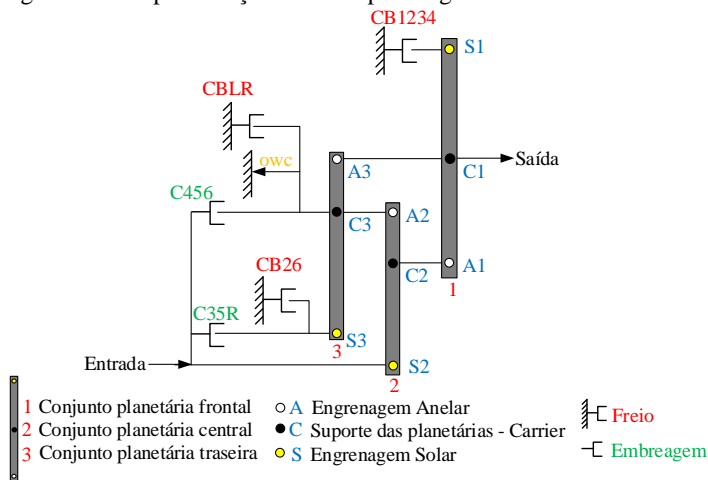
Tabela 3.5 - Relações de atuadores para cada marcha.

Marcha	Atuadores				
	CB1234	CB26	C35R	CBRL	C456
R			X	X	
N				X	
D	1 <sup>a</sup>	X			
	2 <sup>a</sup>	X	X		
	3 <sup>a</sup>	X		X	
	4 <sup>a</sup>	X			X
	5 <sup>a</sup>			X	X
	6 <sup>a</sup>		X		

Fonte: adaptado de Lewis e Bollwahn (2007).

Outra representação comumente utilizada para interpretar o funcionamento das engrenagens planetárias são os diagramas de alavanca. No Capítulo 2 foi introduzido o funcionamento geral destes diagramas e como são apresentados. Na Figura 3.3 apresenta-se o diagrama em posição inicial, sem nenhuma entrada, saída e atuação dos freios e embreaagens.

Figura 3.3 - Representação da 6F35 por diagrama de alavancas.

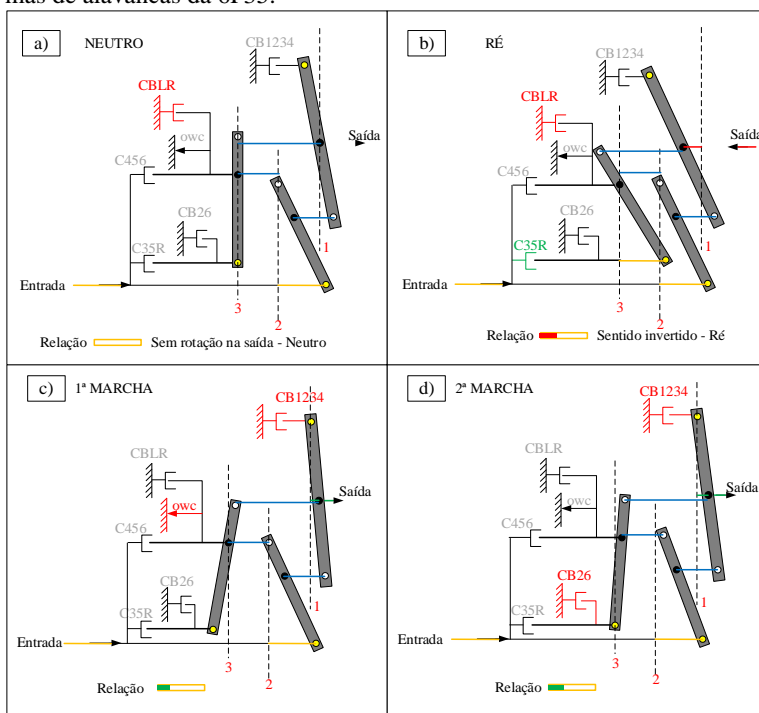


Fonte: elaborado pelo autor.

A Figura 3.4 apresentam-se quatro situações iniciais analisadas com o diagrama de alavanca: Neutro, Ré, 1ª marcha e 2ª marcha. Representados pelas letras a, b, c e d respectivamente. Para todas as situações foram dados os mesmos valores de entrada de rotação, representado pela barra em amarelo.

Na sequência, a Figura 3.5 apresenta os diagramas de alavanca para as últimas quatro situações restantes: 3ª, 4ª, 5ª e 6ª marcha. Abaixo de cada situação existe uma barra chamada Relação, esta é uma análise comparativa e qualitativa entre a entrada, representada de amarelo, e a saída, representada de verde, para as marchas a frente, e vermelho, quando sentido de rotação invertido, como no caso da marcha Ré. Para cada um dos cenários, os atuadores acionados foram representados com cores, sendo cinza os atuadores que não são acionados para aquela situação, em verde são as embreagens acionadas e vermelho representa os freios ativos.

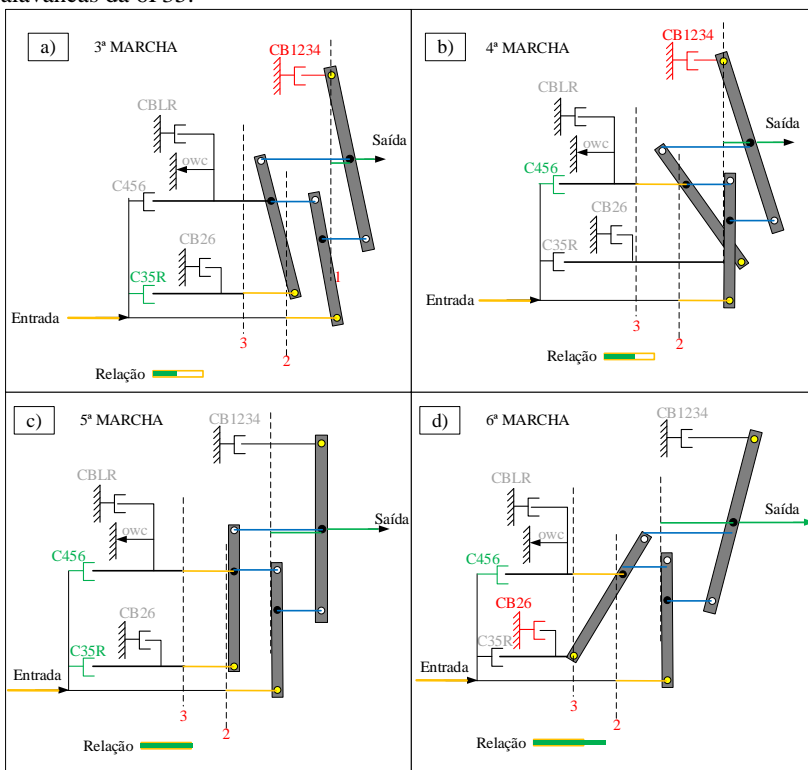
Figura 3.4 - Representação das posições Neutro, Ré, 1ª e 2ª marcha por diagramas de alavancas da 6F35.



Fonte: elaborado pelo autor.

O diagrama de alavancas é uma ótima ferramenta de analogia para se entender o funcionamento dos conjuntos de engrenagens planetárias e de que maneira se consegue criar as relações de entrada e saída. Componentes frenados ficam exatamente sobre o eixo original, permitindo apenas rotação das demais engrenagens do conjunto. Observa-se, na barra da Relação, o aumento da rotação de saída comparado com a entrada, que se manteve constante, à medida que se aumenta as marchas para frente na transmissão.

Figura 3.5 - Representação das posições 3ª, 4ª, 5ª e 6ª marcha por diagramas de alavancas da 6F35.



Fonte: elaborado pelo autor.

A relação entrada/saída da Ré, como mostrado nos valores da Tabela 3.5, está entre a 2ª e 3ª marcha e na análise qualitativa, também é possível se comprovar tal fato, apresentado na Figura 3.4(b). Da análise

qualitativa, pode-se observar a saída exatamente igual à entrada (relação 1:1) para a 5ª marcha na Figura 3.5(c) e a situação onde a saída é maior que a entrada, 6ª marcha, Figura 3.5(d). Este último caso é o chamado *Overdrive*. A próxima seção apresentará o circuito hidráulico para atuação dos freios e embreagens, para que seja possível realizar tais combinações de marchas apresentadas neste capítulo.

### 3.4 CIRCUITO HIDRÁULICO

O responsável pela atuação de freios e embreagens na transmissão automática é o circuito hidráulico, que além disso, exerce a função de lubrificação e resfriamento do sistema. Assim como todos sistemas hidráulicos, o circuito da transmissão pode ser dividido em três principais grupos hidráulicos, conforme já mencionado no Capítulo 2 na Figura 2.12, que são: conversão primária, controle e limitação de energia e conversão secundária. Na parte de conversão primária, a transmissão analisada é equipada com uma bomba de engrenagens interna de deslocamento fixo do tipo gerotor, ilustrada na Figura 3.6.

Figura 3.6 - Bomba do tipo gerotor.



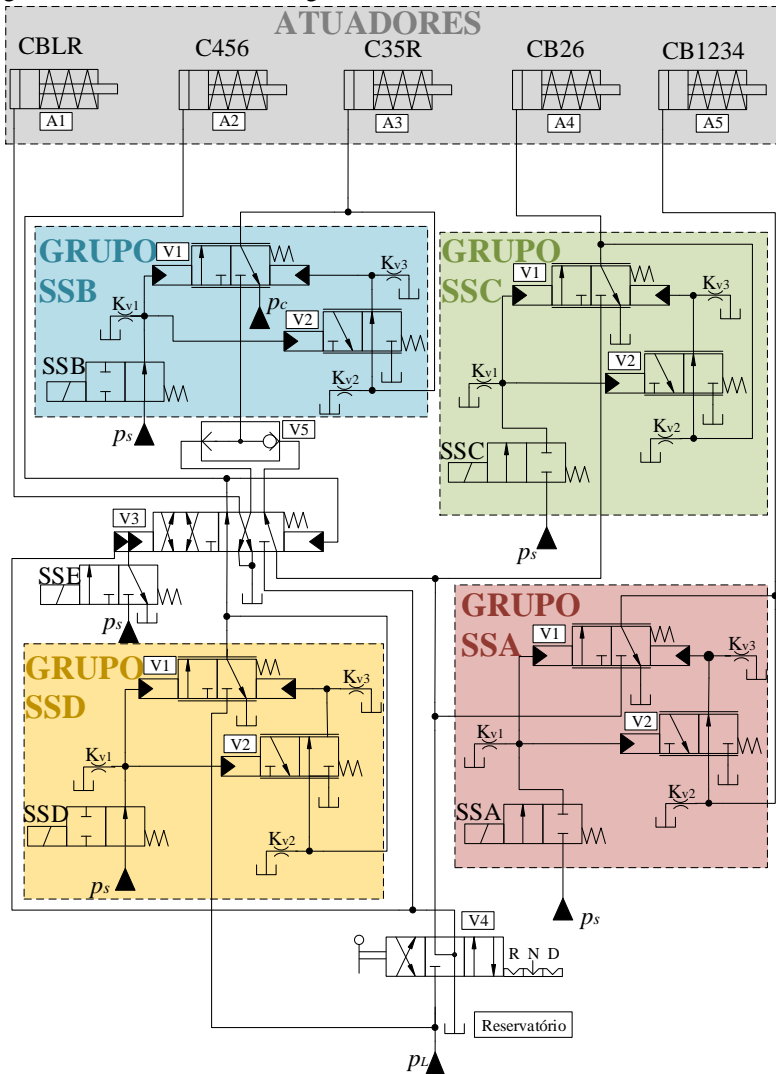
Fonte: elaborado pelo autor.

Na linha de sucção da bomba existe um filtro para proteção do circuito hidráulico contra partículas, na saída da bomba, o circuito hidráulico da transmissão conta com válvulas redutoras de pressão e alívio. Para a modelagem neste trabalho, foram considerados como fontes de pressão toda linha que se encontra posterior às válvulas redutoras de pressão do sistema, ou seja, linhas de pressões controladas. As outras partes de limitação e controle, conforme mencionado ao apresentar a Figura 2.12, foram divididas em válvulas direcionais acionadas por solenoides e válvulas direcionais pilotadas hidráulicamente.

A Figura 3.7 representa o circuito hidráulico da transmissão já levando em conta as simplificações do modelo. Existem, primeiramente,

quatro grandes grupos representados na imagem: Grupo SSA, Grupo SSB, Grupo SSC e Grupo SSD, sendo que o nome do grupo se refere à válvula acionada por solenoide nele inserido. A estratégia de divisão em grupos foi feita para auxiliar na interpretação e modelagem do circuito hidráulico que, ao primeiro olhar, pode parecer complexo.

Figura 3.7 - Circuito hidráulico geral do modelo.



Fonte: elaborado pelo autor.

Os grupos pertencem a uma estrutura de componentes hidráulicos que se repetem ao longo do circuito. Este arranjo básico é composto por: uma válvula direcional 2/2 acionada por solenoide, que será tratada daqui em diante apenas como válvula solenoide, uma válvula direcional 3/2 de duplo piloto com retorno por mola que será tratada no texto por válvula Reguladora e uma válvula direcional 3/2 pilotada hidráulicamente com retorno por mola que será nomeada como válvula Latch. A Figura 3.8 apresenta o diagrama do circuito hidráulico do grupo e seu arranjo é discutido mais adiante nesta seção.

Ao todo, o circuito modelado contém duas fontes de pressão:  $p_s$  e  $p_L$ , responsáveis por alimentar linhas de pilotagem (válvulas solenoide) e as linhas de atuação, respectivamente. Das cinco válvulas solenoides (SSA, SSB, SSC, SSD e SSE), as válvulas solenoide SSA e SSC são do tipo proporcional e normalmente fechadas, SSB e SSD são também proporcionais, porém normalmente aberto e a válvula solenoide SSE é do tipo ON/OFF e pilota a válvula de Controle de Embreagem, que é uma válvula direcional de duas posições com duplo piloto e retorno por mola que será apresentada em detalhes no Capítulo 4. Os itens enumerados e com códigos da Figura 3.7 estão listados na Tabela 3.6.

Existe ainda, no circuito, pontos de vazamentos modelados como restrições, denominados de  $K_{v1}$ ,  $K_{v2}$  e  $K_{v3}$ . Uma válvula OU e a válvula direcional manual que é operada diretamente pelo condutor do veículo, onde permite selecionar, pelo menos, as posições P, R, N e D, onde será tratada como apenas válvula Manual ao longo do texto.

No grupo de conversão secundária da energia, tem-se modelado os cinco atuadores lineares pertencentes à transmissão, são cilindros que são responsáveis por acoplarem ou desacoplarem os discos das embreagens e freios. Os atuadores receberam a própria nomenclatura da embreagem ou freio em que acionam, portanto, tem-se três atuadores para os freios CBRL, CB26 e CB1234 e dois atuadores para as embreagens C456 e C35R.

Tabela 3.6 - Descrição dos itens enumerados.

<b>Item</b>	<b>Descrição</b>	<b>Qtde.</b>
V1	Válvula Reguladora	4
V2	Válvula Latch	4
V3	Válvula Controle de Embreagem	1
V4	Válvula Manual	1
V5	Dupla retenção (Válvula OU)	1
A1	Atuador do freio CBRL	1
A2	Atuador da embreagem C456	1
A3	Atuador da embreagem C35R	1
A4	Atuador do freio CB26	1
A5	Atuador do freio CB1234	1
<b>Código</b>	<b>Descrição</b>	<b>Qtde.</b>
SSA	Válvula solenoide SSA	1
SSB	Válvula solenoide SSB	1
SSC	Válvula solenoide SSC	1
SSD	Válvula solenoide SSD	1
SSE	Válvula solenoide SSE	1
K <sub>v1</sub>	Restrição de vazamento 1	4
K <sub>v2</sub>	Restrição de vazamento 2	4
K <sub>v3</sub>	Restrição de vazamento 3	4
CBRL	Atuador do freio CBRL	1
CB26	Atuador do freio CB26	1
CB1234	Atuador do freio CB1234	1
C456	Atuador embreagem C456	1
C35R	Atuador embreagem C35R	1

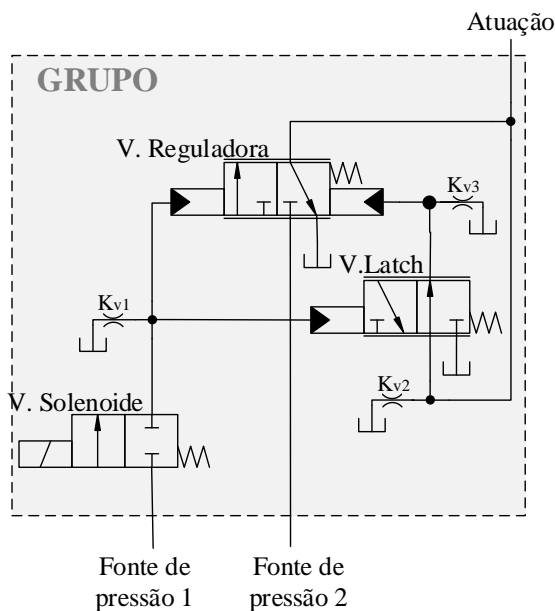
Fonte: elaborado pelo autor.

### 3.4.1 Grupos Comuns

A estrutura geral de um grupo é representada conforme Figura 3.8. Os grupos têm em comum duas fontes de pressão, uma saída de atuação, três pontos de vazamentos e três válvulas: válvula solenoide, reguladora e Latch. Os nomes associados às válvulas partem das nomenclaturas utilizadas no manual técnico em inglês da transmissão.



Figura 3.8 - Diagrama do circuito hidráulico de um Grupo.



A fonte de pressão 1, em todos os grupos, será designada por  $p_s$ . Dependendo do grupo, a válvula Solenoide será normalmente aberta ou fechada e é responsável por pilotar as duas válvulas direcionais reguladora e Latch localizadas na sua sequência.

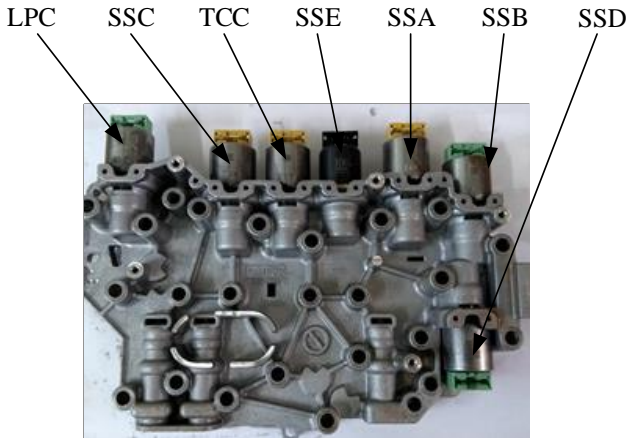
A fonte de pressão 2 pode ser a da linha após a válvula manual ou diretamente  $p_L$ . Por último, a saída chamada de atuação, dependendo do grupo, irá direto para o atuador, como é o caso de SSA, SSB e SSC, porém para SSD, a saída chamada de atuação na Figura 3.8, ainda passará pela válvula Controle de Embreagem que direcionará o fluido, dependendo da situação, para CBRL ou C456. Detalhe do funcionamento deste arranjo é apresentado no Capítulo 4 e o efeito causado no comportamento do circuito hidráulico é um dos objetos de estudo discutido no Capítulo 6.

### 3.4.2 Válvulas Acionadas por Solenoides

As válvulas solenoide são componentes pertencentes ao corpo de válvulas da transmissão como mostra a Figura 3.9. Ao todo são sete solenoides que compõem o grupo de válvulas acionadas eletricamente. Os acionamentos dos solenoides são controlados pelo PCM e enviados através de suas portas de saída e, dessa maneira, é realizado o controle das

trocas de marchas da transmissão. Os sinais são correntes elétricas do tipo modulação por largura de pulso (PWM).

Figura 3.9 - Solenoides no corpo de válvulas.

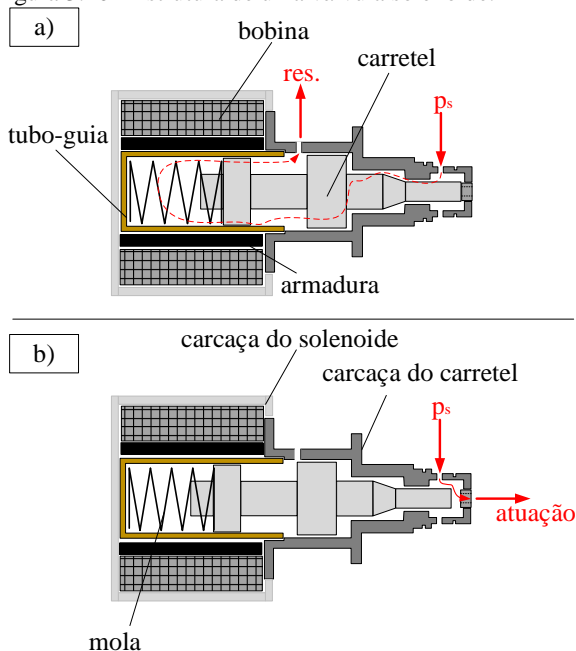


Fonte: elaborado pelo autor.

Por serem os elementos acionados diretamente pelos sinais de controle da transmissão, as válvulas solenoide exercem uma função muito importante na qualidade da troca de marcha. Estes sinais para os solenoides devem ser bem calibrados antes do veículo sair da fábrica, para isso, existe a chamada Estratégia do Corpo de Solenoides. Cada conjunto de solenoides sai de fábrica com um número de série e um tipo de programação para controlar as mudanças de marchas de forma adequada. É recomendável sempre a troca do corpo de solenoides por completo durante o reparo de uma transmissão e, a partir do seu código de fábrica, realizar o *download* da sua Estratégia para o PCM do veículo.

Destes sete solenoides, foram considerados cinco, já citados, para o modelo, que são os cinco solenoides responsáveis pelas trocas de marchas. Os outros dois solenoides que não foram acrescentados na simulação são: LPC, responsável pelo controle de pressão e o TCC, solenoide responsável pelo acionamento da embreagem do conversor de torque. Uma estrutura básica geral de uma válvula solenoide proporcional pode ser ilustrada conforme a Figura 3.10.

Figura 3.10 - Estrutura de uma válvula solenoide.



Fonte: elaborado pelo autor.

Observa-se duas situações, a situação (a), o carretel da válvula solenoide encontra-se em posição inicial, onde a vazão que o percorre no interior da válvula é apenas de drenagem, servindo para lubrificar e resfriar o solenoide e o fluido retorna para reservatório em baixa vazão (LINSINGEN, 2016). Na situação (b), totalmente acionado, a passagem do fluido acontece de  $p_s$ , fonte de pressão, para a atuação. No caso da transmissão estudada, a atuação corresponde às linhas de pilotagem das válvulas Reguladora e Latch.

Por último, apresenta-se nesta seção a Tabela 3.7, que representa os cenários de ativações dos cinco solenoides conforme as marchas requeridas na transmissão. Com exceção da Ré para Neutro e 1ª para 2ª marcha, o restante sempre envolverá alterações no sinal de, pelo menos, dois solenoides para que se ocorra a mudança de marcha. A Tabela 3.8 representa a quantidade de elementos que devem ser alterados em cada mudança de marcha, sendo que estas alterações valem tanto para mudanças acima quanto para reduções de marchas, adicionalmente, a letra N se refere às posições onde não ocorrem mudanças de marchas.

Tabela 3.7 - Cenários de ativações dos solenoides para cada marcha.

Marcha	Solenoides					
	SSA	SSB	SSC	SSD	SSE	
R	OFF	OFF	OFF	OFF	ON	
N	OFF	ON	OFF	OFF	ON	
D	1 <sup>a</sup>	ON	ON	OFF	ON	OFF
	2 <sup>a</sup>	ON	ON	ON	ON	OFF
	3 <sup>a</sup>	ON	OFF	OFF	ON	OFF
	4 <sup>a</sup>	ON	ON	OFF	OFF	OFF
	5 <sup>a</sup>	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF
	6 <sup>a</sup>	OFF	ON	ON	OFF	OFF

Fonte: elaborado pelo autor.

Tabela 3.8 - Quantidade de mudanças de sinais em solenoides requeridos para tais mudanças de marcha.

Mudanças de marchas	Marcha					
	1 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>	3 <sup>a</sup>	4 <sup>a</sup>	5 <sup>a</sup>	6 <sup>a</sup>
1 <sup>a</sup>	N	1	1	1	3	3
2 <sup>a</sup>		N	2	2	4	2
3 <sup>a</sup>			N	2	2	4
4 <sup>a</sup>				N	2	2
5 <sup>a</sup>					N	2
6 <sup>a</sup>						N

Fonte: elaborado pelo autor.

O solenoide SSE não participa das mudanças de marchas para frente, ou seja, seu sinal não sofre alteração durante a alavanca no Drive (posição D). Isso também justifica a seleção de um solenoide menos sofisticado para esta posição, uma vez que ele não participará da qualidade de engate na modulação do sinal durante as mudanças de marcha.

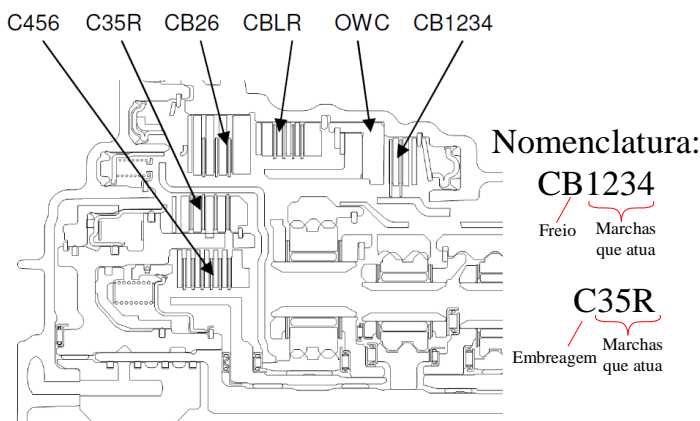
Por último, vale observar que, a 5<sup>a</sup> marcha é obtida através do sinal baixo, ou OFF, para todos os cinco solenoides. O que justifica este fato é que por ser a marcha de relação direta, 1:1, de entrada/saída, caso ocorra alguma falha elétrica que todos os solenoides se desliguem, a transmissão funcionará apenas em quinta marcha.

### 3.4.3 Atuadores

Os atuadores da transmissão 6F35 são cilindros rotativos sem has-tes em forma de discos cujos pratos metálicos se movem contra os discos das embreagens. Dependendo dos conjuntos mecânicos que conectam quando acionados, estes atuadores são chamados de embreagem, se ambas são móveis, ou de freio se a intenção é conectar uma parte móvel com a carcaça da transmissão.

A Figura 3.11 ilustra todos os atuadores contidos na transmissão 6F35 e como se interpretar a nomenclatura para identificação dos mesmos. Todos os freios, CB26, CBLR e CB1234 estão posicionados próximos a carcaça da transmissão, enquanto as duas embreagens C456 e C35R conectam o eixo de entrada da transmissão com outro elemento girante.

Figura 3.11 - Embreagens e freios da transmissão 6F35.



Fonte: Adaptado de Lewis e Bollwahn (2007).

O atuador CB1234 é um freio que quando acionado conecta a engrenagem Solar do conjunto frontal com a carcaça da transmissão e é aplicado, como o próprio nome já diz, para as marchas de 1ª a 4ª. O atuador CB26 é um freio que quando acionado conecta a engrenagem Solar do conjunto planetário traseiro junto à carcaça da transmissão nas marchas 2ª e 6ª. O último freio, CBLR, conecta o Carrier do conjunto traseiro de planetárias com a carcaça da transmissão quando acionado a Ré. Junto ao CBLR, existe a OWC que trabalha como uma catraca durante a 1ª marcha, permitindo o giro deste conjunto apenas em um sentido e bloqueando no outro, quando a transmissão estiver em Drive.

Para as duas embreagens, a C35R conecta a entrada da transmissão com a engrenagem Solar do conjunto traseiro e a C456 conecta a entrada

com o Carrier também do conjunto traseiro. A quantidade de discos de embreagens corretos para cada conjunto é apresentada na Tabela 3.9.

Tabela 3.9 - Quantidade de discos para cada atuador.

	<b>Discos de aço</b>	<b>Discos de atrito</b>
<b>CB1234</b>	2	2
<b>CB26</b>	2	2
<b>C35R</b>	3	3
<b>C456</b>	5	5
<b>CBLR</b>	3	3

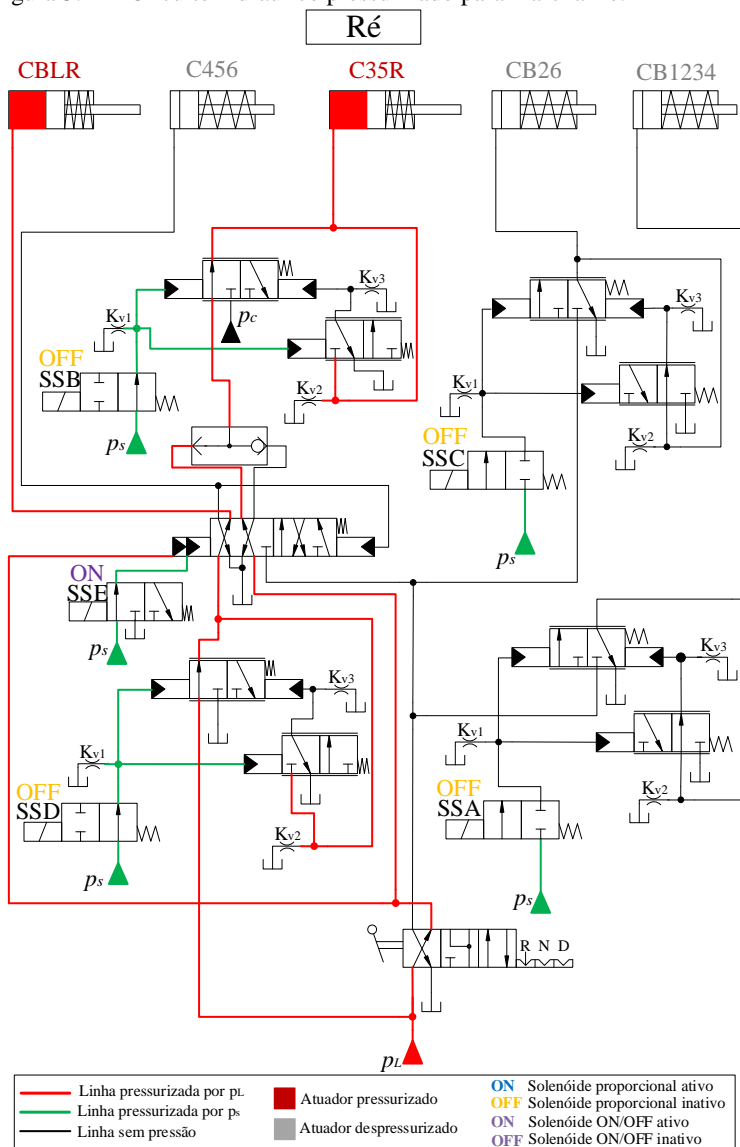
Fonte: elaborado pelo autor.

### 3.5 CIRCUITOS ACIONADOS EM CADA CONDIÇÃO DE MARCHA

Para apresentar como o circuito hidráulico modelado é capaz de acionar os atuadores necessários em cada relação de marcha requerida, nesta seção mostra-se o diagrama do circuito geral modelado já apresentado na Figura 3.7, porém com demonstração das linhas pressurizadas e quais os componentes hidráulicos são acionados, ou não, conforme configuração de cada marcha. A primeira representação é para o veículo em marcha Ré a partir da alavanca da válvula manual na posição R como mostrado na Figura 3.12. Para este caso, é necessário a combinação de dois atuadores avançados: CBRL e C35R. Os demais atuadores devem estar sem pressão e recuados para a posição inicial pela força da mola.

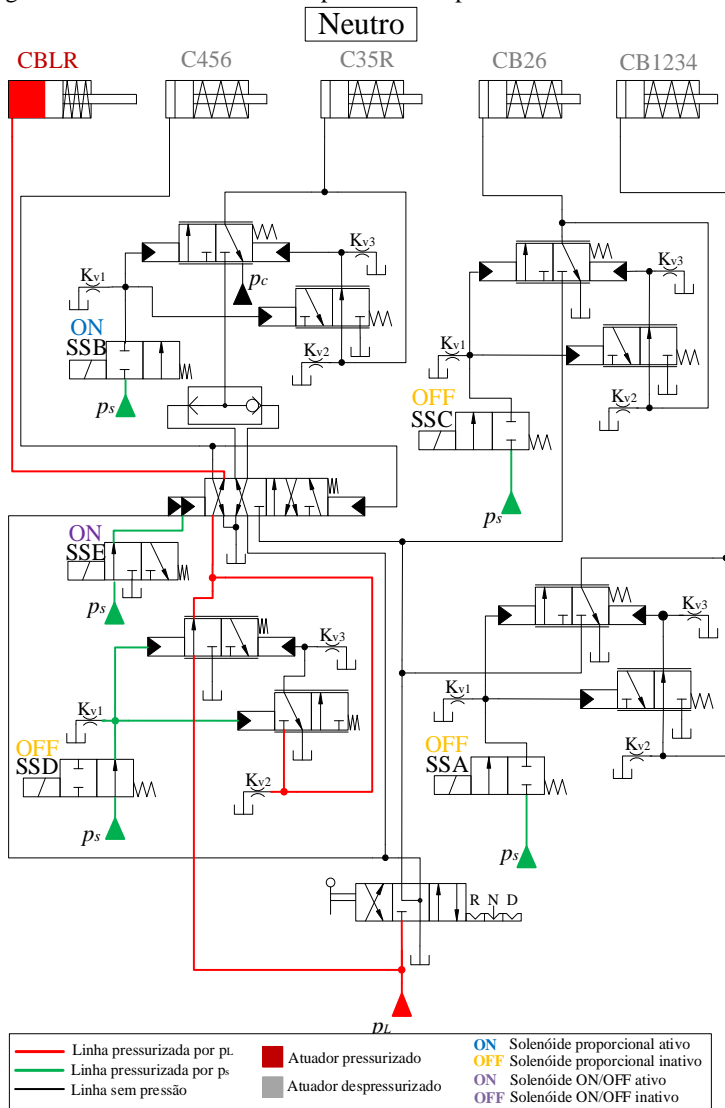
Na Figura 3.13 o circuito hidráulico pressurizado para a condição de Neutro da transmissão. Nesta condição, apenas o atuador CBRL está pressurizado, a válvula manual posicionada em N faz com que as linhas de pressão de atuação da Marcha Ré e das marchas em Drive sejam conectadas com o reservatório. O avanço do único atuador acionado em neutro se dá devido a ligação direta entre a válvula Reguladora e a fonte de pressão  $p_L$ .

Figura 3.12 - Circuito hidráulico pressurizado para marcha Ré.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 3.13 - Circuito hidráulico pressurizado para transmissão em neutro.

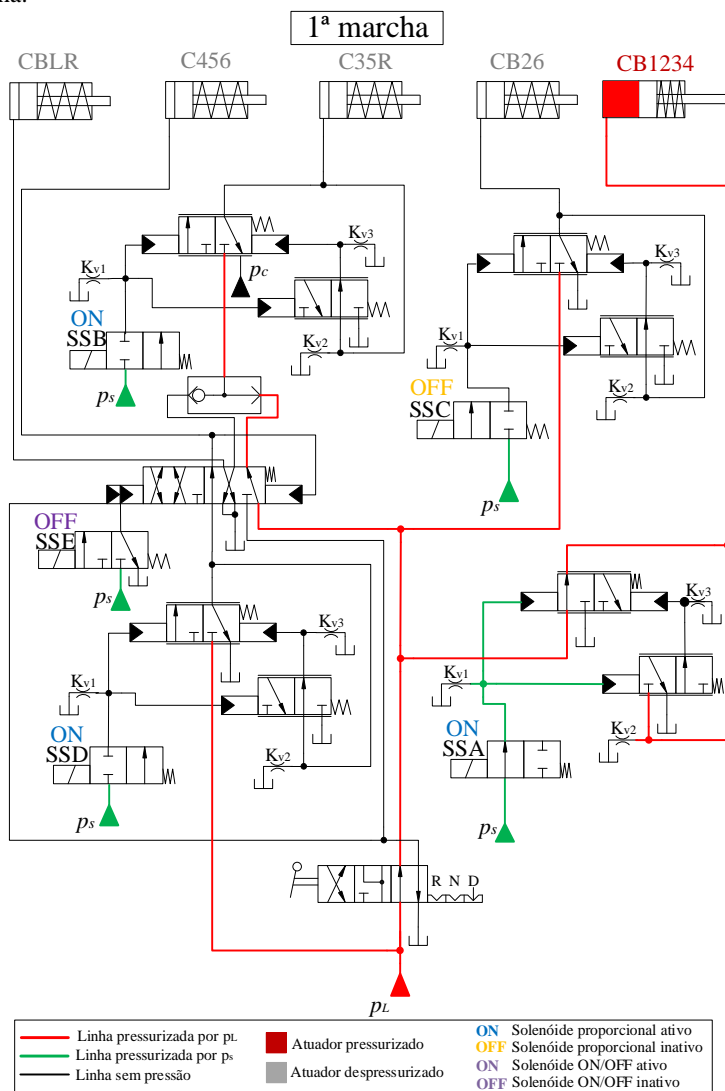


Fonte: elaborado pelo autor.

Paras as demais relações de marcha é necessário que a válvula manual esteja na posição D, assim, direciona a fonte de pressão  $p_L$  para as válvulas reguladoras. A Figura 3.14 representa o circuito hidráulico pressurizado para a obtenção da primeira marcha.



Figura 3.14 - Circuito hidráulico pressurizado para transmissão em primeira marcha.



Fonte: elaborado pelo autor.



## 4 MODELAGEM DO CIRCUITO HIDRÁULICO DA TRANSMISSÃO

### 4.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo é apresentado em detalhes a modelagem matemática do circuito hidráulico da transmissão, que foi implementada no *software* Matlab/Simulink®. O conceito utilizado foi de fluxo de sinal, onde um único valor, ou vetor é transmitido de um bloco ao outro e em uma via de sentido único (SILVA, 2005).

De acordo com a estrutura deste capítulo, primeiramente é feita uma apresentação geral dos circuitos hidráulicos modelados e neles quais os componentes hidráulicos estão inseridos, além disso, nesta apresentação dos circuitos, é possível observar os volumes de controle, as considerações adotadas para o modelo, como as fontes de suprimento, pontos de vazamentos e detalhes da disposição e interação dos componentes.

Posteriormente apresenta-se os modelos separados pelos tipos das válvulas hidráulicas pertencentes à transmissão: válvula manual, válvulas solenoide e válvulas pilotadas hidráulicamente. O motivo desta apresentação individual de cada tipo de válvula é que vários componentes hidráulicos se repetem de circuito para circuito de cada atuador em forma de Grupos, como apresentados no Capítulo 3. Portanto, os modelos das válvulas, principalmente Reguladora e Latch, se replicam apenas com ajustes de nomenclaturas.

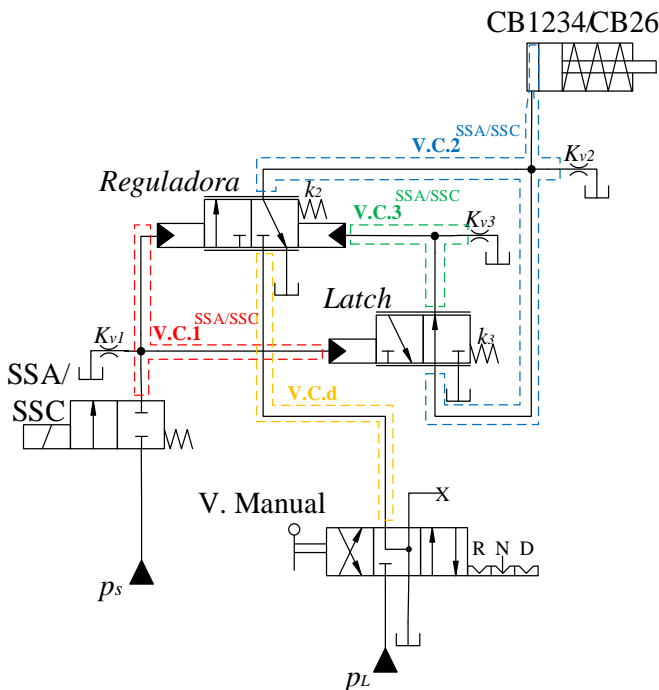
Encerrada a apresentação dos modelos de válvulas, mostra-se os modelos dos atuadores hidráulicos pela equação da 2ª lei de Newton. Todos os atuadores são modelados a partir do mesmo equacionamento, diferenciando-os apenas nos parâmetros, entre eles, área, rigidez da mola, curso do cilindro e quantidade de discos de embreagem.

Após a modelagem de todos os componentes citados, apresenta-se o equacionamento para os volumes de controle do modelo, as interações entre eles e as considerações adotadas. No final da apresentação da modelagem matemática, uma última seção apresenta os dois tipos de análise realizada pelo modelo criado: Local e Global. O modo Local é uma modelagem concentrada no circuito de apenas um atuador e com tempo de simulação menor que no outro modo, entre 2 e 5 s. O outro modo de análise, denominado Global, é um programa que faz uma rotina de engates de marchas da transmissão e, para isso, é necessário analisar todos os atuadores em uma única simulação e conseqüentemente com um tempo de simulação de, pelo menos, 8 s.

## 4.2 CIRCUITOS HIDRÁULICOS MODELADOS

Esta seção apresenta os circuitos hidráulicos como considerados para cada modelo criado. Primeiro criou-se o modelo para o conjunto SSA, este mesmo modelo é aplicado para o conjunto SSC do circuito hidráulico da transmissão e o que os diferenciam são apenas parâmetros do atuador, pois o conjunto SSA atua o freio CB1234 e o conjunto SSC atua o freio CB26. Desta maneira, apresenta-se na Figura 4.1 o diagrama do circuito hidráulico para os atuadores CB1234 e CB26. O diagrama de blocos para a modelagem deste circuito em Matlab/Simulink® encontra-se no Apêndice A.

Figura 4.1 - Diagrama do circuito hidráulico modelado para os atuadores CB1234 e CB26.

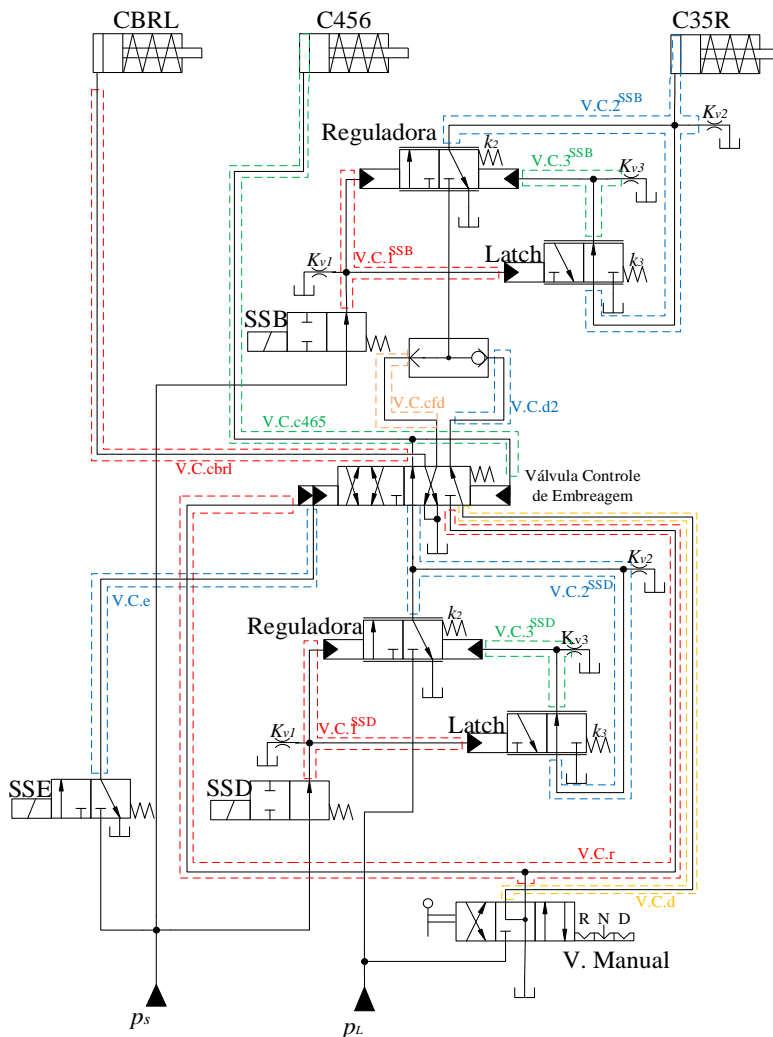


Fonte: elaborado pelo autor.

Na Figura 4.2 apresenta-se o diagrama para o restante do circuito hidráulico da transmissão, onde contém os atuadores: C35R, C456 e CBRL. Neste circuito encontram-se os conjuntos dos solenoides SSB e SSD e o solenoide SSE, responsável pela pilotagem da válvula Controle de Embreagem, integradora do circuito dos três atuadores. O diagrama de

blocos da modelagem em Matlab/Simulink® deste circuito está apresentado no Apêndice A.

Figura 4.2 - Diagrama do circuito hidráulico modelado para atuadores CBRL, C456 e C35R.



Fonte: elaborado pelo autor.

Devido à importância das figuras 4.1 e 4.2 para interpretação dos gráficos obtidos na seção dos resultados, as mesmas serão replicadas no Apêndice A para fácil acesso quando necessário.

### 4.3 MODELAGEM DA VÁLVULA DIRECIONAL MANUAL

A válvula manual é aquela comandada diretamente pelo motorista dentro do veículo através da alavanca da transmissão, onde usualmente encontram-se as posições P, R, N e D como mostrado na Figura 4.3. A partir da válvula manual, o motorista é capaz de se comunicar diretamente com o circuito hidráulico da transmissão, através da movimentação da alavanca que moverá o carretel inserido no corpo de válvulas. Esta válvula é modelada nos dois circuitos mostrados nas figuras Figura 4.1 e Figura 4.2.

Figura 4.3 - Alavanca de seleção de marchas da transmissão automática.



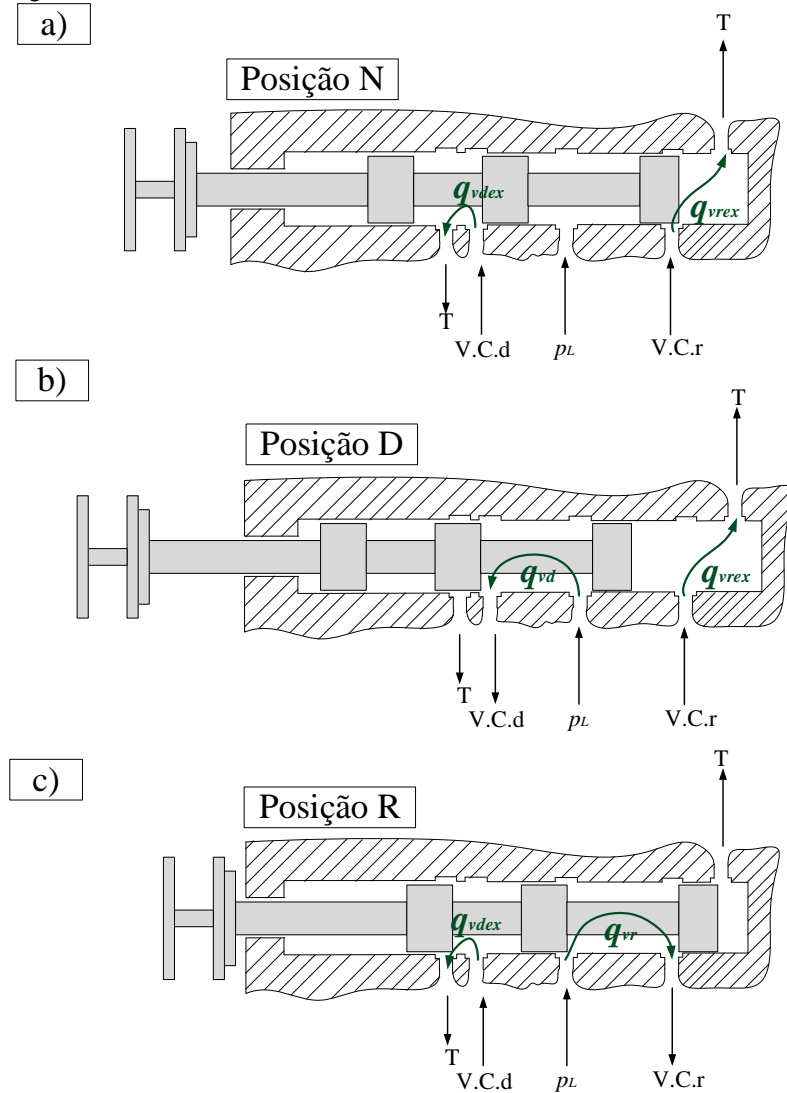
Fonte: Adaptado de Ford (2013).

Para o modelo analisado, considerou-se apenas três posições da alavanca manual, a posição R para engatar a ré, posição N para deixar a transmissão no modo Neutro, sem transferência de potência do motor para as rodas, e a posição D, para todas as marchas a frente (1ª até 6ª marcha). Portanto, a válvula Manual foi modelada como três posições e quatro vias. Quando se seleciona a posição N, posição central no diagrama, as duas portas de saída da válvula estão ligadas a reservatório (T), e a linha de pressão de suprimento ( $p_L$ ) encontra-se bloqueada pela válvula manual. Na posição R, a válvula manual conecta o  $p_L$  com o volume V.C.r e o volume V.C.d para reservatório. Por último, quando a válvula Manual está na posição D, inverte o cenário anterior, conecta  $p_L$  para o volume V.C.d e o volume V.C.r para reservatório (T).

O diagrama de corpo livre da Figura 4.4 representa o interior da válvula manual, seu carretel, suas portas e as vazões. A área de passagem do fluido foi obtida através das dimensões retiradas do carretel e dos respectivos furos no corpo de válvulas. A partir das medições realizadas, foi

possível criar a modelagem em Solidworks do carretel, como representado na Figura 4.5.

Figura 4.4 - DCL da válvula manual.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 4.5 - Modelo em Solidworks do carretel da válvula Manual.



Fonte: elaborado pelo autor.

Por se tratar de uma válvula manual, a operação se resume a pontos fixos de encaixes, logo, não é necessária a modelagem da vazão de maneira proporcional. Dessa maneira, a equação da vazão não é uma função contínua com o deslocamento do carretel. Neste caso o deslocamento do carretel será apenas uma consequência da posição em que se encontra a manopla e, portanto, a equação da vazão em orifício para a válvula Manual que provem da fonte de pressão  $p_L$  e entra no volume de controle V.C.d pode ser escrita como:

$$q_{vd} = cd_{mvd} \cdot A_{mvd} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |(p_L - p_d)| \cdot \text{sign}(p_L - p_d)}, \quad (4.1)$$

onde  $cd_{mvd}$  é o coeficiente de descarga da válvula manual na passagem do fluido de  $p_L$ , fonte de pressão, para  $p_d$ , pressão do volume de controle V.C.d. A massa específica do fluido é representada por  $\rho$  e  $A_{mvd}$  é a área de passagem do fluido na válvula Manual, a qual obedece às condições em função da posição da manopla e é dada por:

$$A_{mvd} = \begin{cases} 0, & \text{se posição N ou R} \\ \pi \cdot d_{mv} \cdot x_{mvd}, & \text{se posição D} \end{cases} \quad (4.2)$$

sendo N, R e D as posições da transmissão selecionada pelo condutor,  $d_{mv}$  o diâmetro do ressalto do carretel da válvula manual por onde o fluido passará e  $x_{mvd}$  um parâmetro de abertura da válvula para passagem do fluido de  $p_L$  para V.C.d.

A próxima equação modela a vazão  $qv_{dex}$ , quando o volume de controle V.C.d está conectado com reservatório, ao observar a Figura 4.4 pode-se perceber que esta vazão ocorre nas posições R e N da alavanca.



$$q_{vdex} = cd_{mvdex} \cdot A_{mvdex} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |(p_d - p_0)| \cdot \text{sign}(p_d - p_0)}, \quad (4.3)$$

$$A_{mvdex} = \begin{cases} 0 & \text{se posição } D \\ \pi \cdot d_{mv} \cdot x_{mvd} & \text{se posição } R \text{ ou } N \end{cases} \quad (4.4)$$

A válvula manual também é responsável por direcionar o fluido da fonte  $p_L$  para o volume V.C.r do modelo, cuja vazão é representada por  $q_{vr}$  e modelada pelas seguintes equações:

$$q_{vr} = cd_{mvr} \cdot A_{mvr} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |(p_L - p_r)| \cdot \text{sign}(p_L - p_r)}, \quad (4.5)$$

$$A_{mvr} = \begin{cases} 0 & \text{se posição } D \text{ ou } N \\ \pi \cdot d_{mv} \cdot x_{mvr} & \text{se posição } R \end{cases} \quad (4.6)$$

Por último, existe também a posição em que o volume V.C.r está conectado com reservatório, onde a vazão é representada por  $q_{vrex}$ , para isso tem-se o seguinte equacionamento:

$$q_{vrex} = cd_{mvrex} \cdot A_{mvrex} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |(p_r - p_0)| \cdot \text{sign}(p_L - p_r)}, \quad (4.7)$$

$$A_{mvrex} = \begin{cases} 0 & \text{se posição } R \\ \pi \cdot d_{mv} \cdot x_{mvr} & \text{se posição } D \text{ ou } N \end{cases} \quad (4.8)$$

#### 4.4 MODELAGEM DAS VÁLVULAS ACIONADAS POR SOLENOIDE

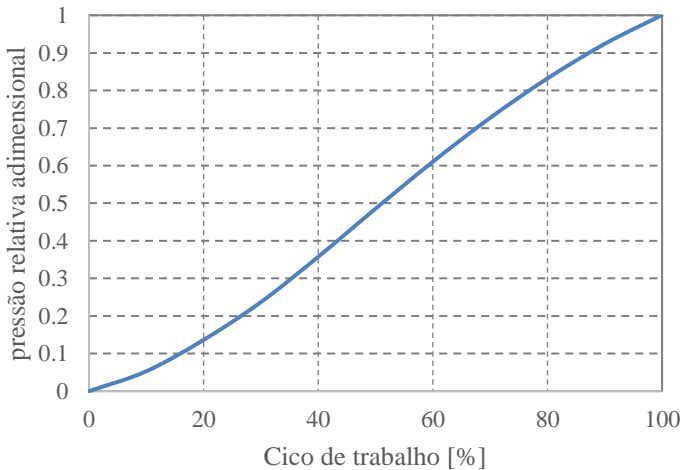
Nesta seção serão apresentados os modelos matemáticos para as válvulas solenoide da transmissão. Como visto na Figura 3.7, no modelo da transmissão foram considerados cinco válvulas solenoide, sendo elas de três tipos: proporcional normalmente fechada (SSA e SSC), proporcional normalmente aberta (SSB e SSD) e ON/OFF (SSE). A apresentação

no texto dos modelos dos solenoides segue a mesma ordem em que foram acima citados.

#### 4.4.1 Modelo Matemático da Válvula Solenoide SSA/SSC

As válvulas SSA e SSC são acionadas por solenoides através de sinais por modulação de pulso (PWM), o solenoide trabalharia na sua abertura total e fechamento total a cada pulso caso a frequência do sinal fosse menor que a frequência natural do carretel do solenoide. O que faz a pressão na saída da válvula ter uma certa proporcionalidade à largura do pulso é a dinâmica do movimento do solenoide e a dinâmica hidráulica do circuito na saída deste componente. A Figura 4.6 exemplifica o comportamento da pressão adimensionalizada na saída da válvula solenoide normalmente fechada em função da largura do pulso (ciclo de trabalho), cujos parâmetros utilizados são os mesmos que do modelo sem defeito, padrão, apresentados no Apêndice A1.

Figura 4.6 - Pressão relativa adimensional da válvula solenoide normalmente fechada modelado em função do ciclo de trabalho.



Fonte: elaborado pelo autor.

A Figura 4.7 mostra uma foto em corte da válvula solenoide proporcional do tipo normalmente fechada utilizado na transmissão. Estes cortes foram importantes para determinação da geometria interna da válvula, realização do diagrama de corpo livre e obtenção das áreas de passagem do fluido.

Figura 4.7 - Válvula solenoide proporcional normalmente fechada.



Fonte: elaborado pelo autor.

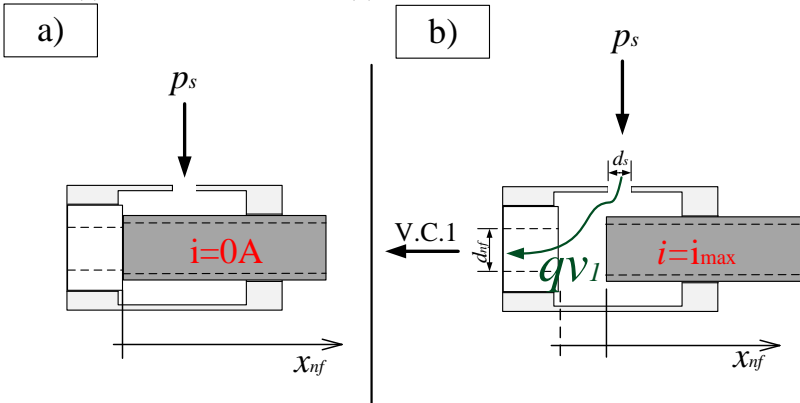
A válvula solenoide proporcional normalmente fechada, quando sem corrente elétrica, fecha a passagem de fluido de  $p_s$  para o volume V.C.1 que, por sua vez, é responsável pela pilotagem das válvulas reguladora e Latch, conforme já apresentado na Figura 4.1. A dinâmica elétrica do solenoide não foi levada em consideração para esta análise, portanto a entrada em corrente é diretamente transformada em deslocamento do carretel do solenoide de maneira linear conforme a seguinte equação:

$$x_{nf} = 1,5 \times 10^{-3} \cdot \frac{i}{i_{max}}, \quad (4.9)$$

de modo que quando o valor da corrente  $i$  é 0 A, o deslocamento do carretel,  $x_{nf}$ , também é 0 m e quando a corrente é máxima  $i_{max}$  o deslocamento do carretel também é máximo.

Para elaboração da equação da vazão no orifício, analisou-se em detalhe as passagens do fluido na válvula solenoide e no modelo do carretel criado em Solidworks. O diagrama da Figura 4.8 mostra, de maneira simplificada, como ocorre a passagem do fluido, e a vazão  $q_{v1}$ , pelo orifício da válvula solenoide do tipo normalmente fechada.

Figura 4.8 - Diagrama da área de passagem do fluido na VSP normalmente fechada: (a)  $i=0A$ , válvula fechada; (b)  $i=i_{max}$ , válvula totalmente aberta.



Fonte: elaborado pelo autor.

Portanto, pode-se escrever a equação da vazão que passa pelo solenoide da seguinte maneira:

$$q_{v1} = cd_{nf} \cdot A_{nf} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |(p_s - p_1)| \cdot \text{sign}(p_s - p_1)}, \quad (4.10)$$

onde  $q_{v1}$  é a vazão volumétrica que passa pelo orifício de área  $A_{nf}$ ,  $cd_{nf}$  é o coeficiente de descarga,  $p_s$  a pressão de suprimento dos solenoides e  $p_1$  a pressão do V.C.1, situado na saída do solenoide. Neste caso,  $A_{nf}$ , é função do deslocamento do carretel da válvula,  $x_{nf}$ , e pode ser descrita da seguinte maneira.

$$A_{nf} = \begin{cases} \pi \cdot d_{nf} \cdot x_{nf} & \text{se } x_{nf} < 0,1\text{mm} \\ \pi \cdot \frac{d_s^2}{4} & \text{se } x_{nf} \geq 0,1\text{mm}' \end{cases} \quad (4.11)$$

onde  $d_{nf}$  é o diâmetro interno de passagem do fluido na saída da válvula solenoide e  $d_s$  é o diâmetro de passagem do fluido na entrada da válvula.

Em outras palavras, conforme aumenta-se o deslocamento do carretel, a área mais restritiva de passagem se torna a entrada da válvula solenoide, que passará a ser o limitante da vazão. Com 0,1mm de deslocamento as áreas de passagens (entrada e saída do solenoide) são semelhantes, a partir disso a área se limita na segunda parte da Equação 4.11.

#### 4.4.2 Modelo Matemático da Válvula Solenoide SSB/SSD

Os solenoides SSB e SSD são válvulas do tipo normalmente abertas de com duas vias e duas posições, também chamadas de Válvulas Solenoides Proporcionais (VSP). A Figura 4.9 é apresentado o corte do solenoide proporcional do tipo normalmente aberto utilizado na transmissão automática analisada neste trabalho.

Figura 4.9 - Válvula solenoide proporcional normalmente aberta.



Fonte: elaborado pelo autor.

O solenoide proporcional normalmente aberto funciona exatamente ao contrário do anterior, normalmente fechado, e com os mesmos parâmetros dimensionais. Quando sem corrente elétrica, a mola garante a passagem do fluido de  $p_s$  para o volume V.C.1 que por sua vez, é responsável pelos pilotos das válvulas reguladora e Latch conforme já apresentado na Figura 4.2.

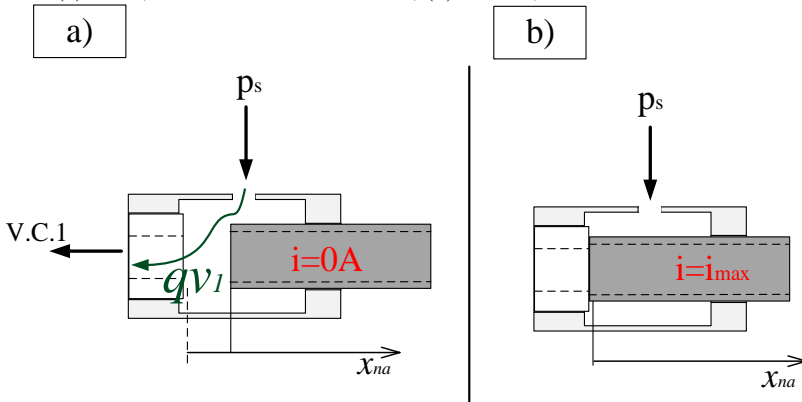
A entrada em corrente é diretamente transformada em deslocamento do carretel da válvula solenoide de maneira linear conforme a seguinte equação:

$$x_{na} = 1,5 \times 10^{-3} \left(1 - \frac{i}{i_{max}}\right), \quad (4.12)$$

de modo que quando o valor da corrente  $i$  é 0 A, o deslocamento do carretel ( $x_{na}$ ) é máximo e quando a corrente é máxima ( $i_{max}$ ) o deslocamento do carretel é nulo, assentando-o no batente e fechando a área de passagem.

O diagrama da Figura 4.10 mostra, de maneira simplificada, a passagem do fluido, vazão  $q_{v1}$ , pela válvula solenoide do tipo normalmente aberta, assim, pode-se escrever a equação da vazão, seguindo a mesma abordagem dos outros equacionamentos anteriores.

Figura 4.10 - Diagrama da área de passagem do fluido na VSP normalmente aberta: (a)  $i=0A$ , válvula totalmente aberta; (b)  $i=i_{max}$ , válvula fechada.



Fonte: elaborado pelo autor.

$$q_{v1} = cd_{na} \cdot A_{na} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |(p_s - p_1)| \cdot \text{sign}(p_s - p_1)}, \quad (4.13)$$

neste caso, a área de passagem do fluido ( $A_{na}$ ) é função do deslocamento do carretel da válvula ( $x_{na}$ ) e pode ser descrita da seguinte maneira:

$$A_{na} = \begin{cases} \pi \cdot d_{na} \cdot x_{na} & \text{se } x_{na} < 0,1\text{mm} \\ \pi \cdot \frac{d_s^2}{4} & \text{se } x_{na} \geq 0,1\text{mm}' \end{cases} \quad (4.14)$$

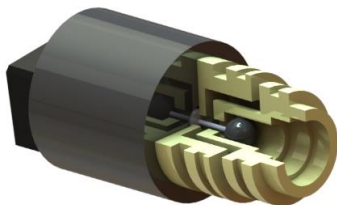
#### 4.4.3 Modelo Matemático da Válvula Solenoide ON/OFF (SSE)

A válvula solenoide ON/OFF é a única em toda a transmissão que não necessita de um funcionamento proporcional, das válvulas acionadas eletricamente. Sua função é unicamente controlar o piloto da válvula Controle de Embreagem e é acionado apenas nas situações de Park, Neutro e Ré, portanto, a partir do momento em que se posiciona a alavanca da válvula manual para a posição D, para as marchas a frente, este solenoide não é mais acionado.

O SSE é considerado uma válvula de três vias e duas posições normalmente fechada, também chamada de ON/OFF, pois não tem o controle proporcional das dinâmicas, hidráulica e do deslocamento, como no caso dos solenoides modelados anteriormente. Além disso, a geometria interna

da válvula Solenoide ON/OFF também é diferente das demais pois não é uma válvula com carretel e sim com um assento de esfera. A Figura 4.11 apresenta o modelo em Solidworks do solenoide SSE.

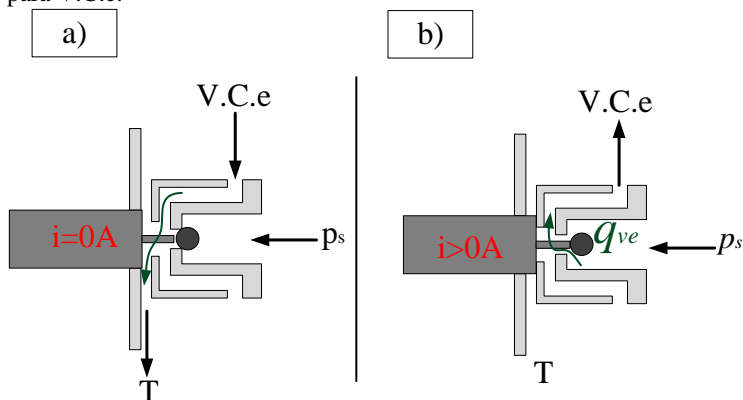
Figura 4.11 - Modelo do solenoide ON/OFF em corte.



Fonte: elaborado pelo autor.

A Figura 4.12 representa o diagrama interno da válvula solenoide SSE, que foi criado para melhor visualização das passagens internas do fluido na válvula e obtenção das equações da vazão. A vazão parte de  $p_s$  para V.C.e quando o solenoide é acionado por corrente elétrica.

Figura 4.12 - Diagrama interno da válvula solenoide ON/OFF (SSE): (a) Fechado de  $p_s$  para V.C.e e sem corrente; (b) Solenoide energizado, aberto de  $p_s$  para V.C.e.



Fonte: elaborado pelo autor.

Desta maneira, escreve-se a equação da vazão que passa pelo solenoide SSE, chamada de  $q_{ve}$ .

$$q_{ve} = cd_e \cdot A_e \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |(p_s - p_e)| \cdot \text{sign}(p_s - p_e)}, \quad (4.15)$$

onde,  $cd_e$  é o coeficiente de descarga no solenoide SSE,  $A_e$  é a área de passagem do fluido quando aberto e  $p_e$  a pressão do volume de controle V.C.e situado na saída da válvula Solenoide cuja única função é pilotar a válvula Controle de Embreagem.

Portanto, para se abrir o solenoide SSE e gerar a área de passagem  $A_e$  para o fluido, um sinal em corrente é enviado e levando em consideração que é um solenoide do tipo ON/OFF a área de passagem é modelada da seguinte maneira:

$$A_e = \begin{cases} 0 & \text{se } i_e = 0A \\ \pi \cdot \frac{d_{sse}^2}{4} & \text{se } i_e > 0A \end{cases} \quad (4.16)$$

sendo,  $i_e$  a corrente enviada para o solenoide SSE, e  $d_{sse}$  seu diâmetro interno que gera uma restrição na passagem do fluido. A vazão para reservatório, assim como sua área de passagem são descritas a seguir.

$$q_{veex} = cd_e \cdot A_{eex} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |(p_e - p_0)| \cdot \text{sign}(p_e - p_0)}, \quad (4.17)$$

$$A_{eex} = \begin{cases} \pi \cdot \frac{d_{sse}^2}{4} & \text{se } i_e = 0A \\ 0 & \text{se } i_e > 0A \end{cases} \quad (4.18)$$

Neste solenoide em específico, não ocorre o efeito de proporcionalidade no controle da pressão do circuito hidráulico a posteriori, sendo que ele apenas operará de duas maneiras: fechado, restringindo a passagem do fluido e diminuindo a pressão do V.C.e, volume que pilota a válvula Controle de Embreagem e a mesma retornando por mola, ou aberta, fazendo com que se eleve a pressão de V.C.e para pilotar a válvula Controle de Embreagem



#### 4.5 MODELAGEM DAS VÁLVULAS PILOTADAS HIDRAULICAMENTE

Dentro do grupo de válvulas pilotadas hidráulicamente pertencentes ao corpo de válvulas da transmissão e que foram consideradas na modelagem tem-se: válvula Latch, válvula Reguladora e válvula de Controle de Embreagem. As duas primeiras válvulas citadas são responsáveis pela dinâmica hidráulica do circuito durante o controle da pressão de atuação da embreagem ou freio e o seu arranjo se repete em quatro situações ao longo do circuito hidráulico conforme já citado e apresentado na Figura 3.8. Já a válvula Controle da Embreagem não é considerada como uma válvula proporcional, visto que ela não opera em posições intermediárias que não seja totalmente avançada ou recuada, sendo uma válvula direcional de duas posições é responsável apenas por direcionar o fluido ora para uma embreagem, ora para outra.

##### 4.5.1 Modelo Matemático da Válvula Latch

O carretel da válvula Latch foi modelado em Solidworks, como visto na Figura 4.13 e as dimensões do corpo de válvulas foram obtidas, através de medições, para análise dos parâmetros físicos e entendimento da abertura e fechamento dos orifícios de passagem. O modelo permitiu, também, a visualização de diferenciais de áreas através da geometria do carretel.

Figura 4.13 - Modelo do carretel da válvula Latch em Solidworks.

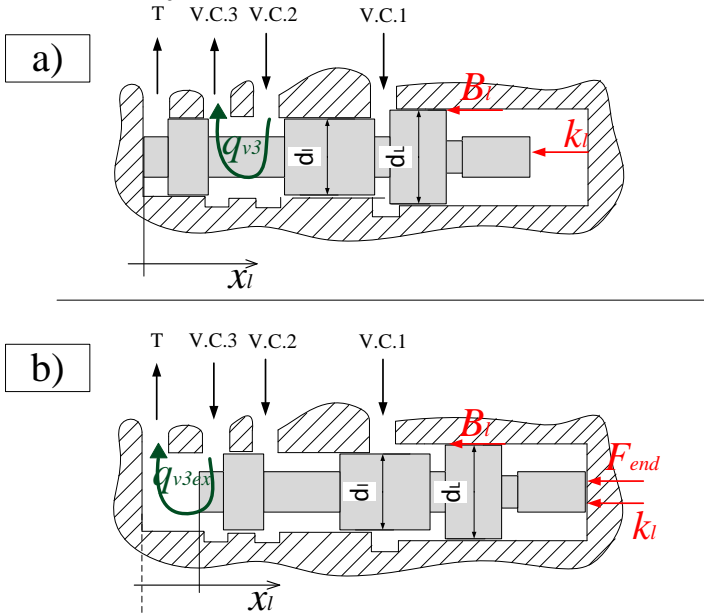


Fonte: elaborado pelo autor.

Para elaboração da equação da segunda lei de Newton foi elaborado um diagrama de corpo livre da válvula Latch como o da Figura 4.14. Nota-se que na região do piloto, entrada da pressão  $p_1$ , referente ao V.C.1, existe um diferencial de áreas no carretel com diâmetros  $d_l$  e  $d_L$ , o que

faz com que a válvula se movimente para direita na imagem e comprima a mola de módulo de compressibilidade dado por  $k_l$ .

Figura 4.14 - DCL da válvula Latch: (a) carretel na posição inicial; (b) carretel totalmente avançado.



Fonte: elaborado pelo autor.

Fazendo o balanço de forças, a obtenção da dinâmica do deslocamento do carretel ( $x_l$ ) é dado pela seguinte equação:

$$p_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_L^2 - d_l^2) = m_l \cdot \frac{d^2 x_l}{dt^2} + B_l \cdot \frac{dx_l}{dt} + k_l \cdot (x_l + x_{lpre}) + F_{end}, \quad (4.19)$$

onde  $d_L$  e  $d_l$  são diâmetros diferentes ressaltos do carretel,  $m_l$  a massa do carretel,  $B_l$  o coeficiente de atrito viscoso da válvula Latch,  $k_l$  o módulo de elasticidade da mola da válvula Latch,  $x_{lpre}$  é o deslocamento de pré-carga da mola e  $F_{end}$  a força de fim de curso do carretel da válvula.

A força de fim de curso atua em duas situações, tanto quando o carretel está na sua posição inicial, totalmente recuado, quanto no momento em que ele está totalmente avançado. Este tipo de equacionamento, para batentes de fins de curso, pode ser observado no trabalho de Bacca *et al.* (2010), onde foram modelados circuitos pneumáticos com a força

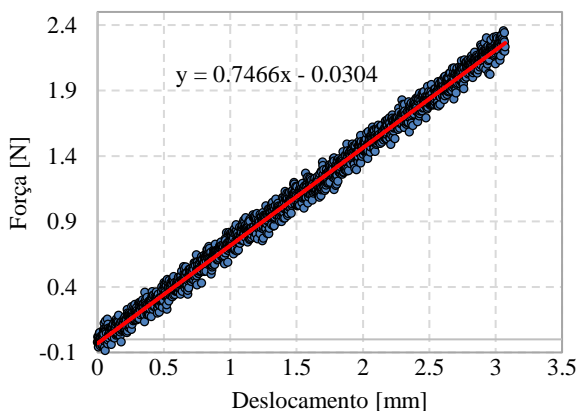
de fim de curso atuando. A equação a seguir modela os batentes para a válvula Latch.

$$F_{end} = \begin{cases} k_{lend} \cdot x_l + B_{lend} \cdot \frac{dx_l}{dt}, & x_l \leq 0 \\ k_{lend} \cdot (x_l - x_{lmax}) + B_{lend} \cdot \frac{dx_l}{dt}, & x_l \geq x_{lmax} \end{cases}, \quad (4.20)$$

onde  $k_{lend}$  é o módulo de elasticidade da parede da válvula e  $B_{lend}$  o atrito viscoso nos batentes e  $x_{lmax}$  é o deslocamento máximo do carretel da válvula Latch até atingir o batente final.

A mola de retorno do carretel foi ensaiada em máquina de teste de compressão. A Figura 4.15 representa o gráfico de força [N] pelo deslocamento [mm] da mola para se obter o seu módulo de elasticidade  $k_l$ .

Figura 4.15 - Ensaio de compressão mola da válvula Latch.



Fonte: elaborado pelo autor.

O deslocamento do carretel ( $x_l$ ) é a variável usada para determinar as aberturas de passagem do fluido e consequentemente obter o valor da vazão através da equação da vazão, de forma proporcional, na válvula Latch. A equação 4.19 representa a vazão  $q_{v3}$ , consequência da diferença das pressões dos volumes V.C.2 e V.C.3 representadas por  $p_2$  e  $p_3$  respectivamente.

$$q_{v3} = cd_l \cdot A_l \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |(p_2 - p_3)| \cdot \text{sign}(p_2 - p_3)}, \quad (4.21)$$

onde  $cd_l$  é o coeficiente de descarga da válvula nesta posição do carretel, e  $A_l$  a área de passagem do fluido.

A válvula Latch opera como uma válvula direcional proporcional regulando o fluido que é enviado para o contra piloto da válvula Reguladora através da sua abertura de passagem, a Equação 4.19 representa a vazão para tais condições de  $A_l$ :

$$A_l = \begin{cases} \pi \cdot d_l \cdot (x_{li} - x_l) & \text{se } x_l \leq x_{li} \\ 0 & \text{se } x_l > x_{li} \end{cases}, \quad (4.22)$$

sendo  $x_{li}$  o valor inicial da abertura da passagem do fluido. Na posição inicial, a válvula encontra-se aberta de V.C.2 para V.C.3 até que  $x_l$  alcance o valor de  $x_{li}$ , tornando, a partir disso, 0 o valor de  $A_l$  e consequentemente cessando o valor de  $q_{v3}$ .

Fisicamente a válvula Latch pode ligar o V.C.3 para reservatório, caso  $p_1$  seja suficiente para deslocar o carretel até tal posição, portanto tem-se a seguinte situação de vazão:

$$q_{v3ex} = cd_{lex} \cdot A_{lex} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |(p_3 - p_0)| \cdot \text{sign}(p_3 - p_0)}, \quad (4.23)$$

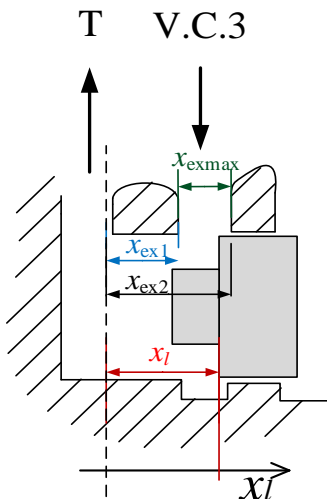
sendo  $cd_{lex}$  o coeficiente de descarga da válvula quando V.C.3 está conectado com reservatório, pressão  $p_0$ .  $A_{lex}$  é a área de passagem do fluido nesta situação. A área de passagem, mais uma vez, é dada em função do deslocamento do carretel da válvula Latch, obedecendo tais condições:

$$A_{lex} = \begin{cases} 0 & \text{se } x_l \leq x_{ex1} \\ \pi \cdot d_l \cdot (x_l - x_{ex1}), & \text{se } x_{ex1} < x_l \leq x_{ex2}, \\ \pi \cdot d_l \cdot x_{exmax}, & \text{se } x > x_{ex2} \end{cases}, \quad (4.24)$$

sendo  $x_{ex1}$  o valor de  $x_l$  que a partir do qual inicia a vazão de V.C.3 para reservatório (T), esta área é crescente em função do deslocamento do carretel da válvula Latch, até que alcance o deslocamento de  $x_{ex2}$ , a partir disso, mesmo se  $x_l$  continuar aumentando, o valor da área não aumentará mais, tornando-se o produto entre o perímetro do carretel da válvula e

$x_{exmax}$ , que é o limite máximo de abertura. A Figura 4.16 ajuda a interpretar tais parâmetros geométricos.

Figura 4.16 - Detalhe dos parâmetros geométricos para o equacionamento da válvula Latch.



Fonte: elaborado pelo autor.

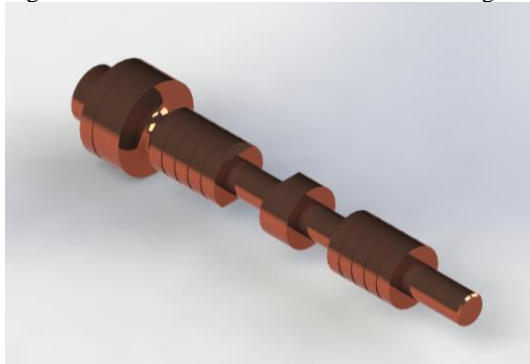
Por se tratar de um carterel do tipo super-crítico (ressalto do carterel mais largo que área de passagem), percebe-se que existe um intervalo de deslocamento, de  $x_{li}$  até  $x_{ex1}$ , em que não ocorre vazão, tanto para o V.C.3 quanto para reservatório. O efeito que as posições das válvulas geram na pressão do sistema será analisado neste trabalho no Capítulo 6.

#### 4.5.2 Modelo Matemático da Válvula Reguladora

Na posição de origem, a reguladora liga  $p_2$ , a pressão regulada de V.C.2, para o reservatório (T),  $p_0$ . Quando acionado o solenoide responsável por pilotar hidráulicamente a válvula Reguladora, o carterel se desloca contra a mola ligando a pressão de suprimento do V.C.d, chamada de  $p_d$ , antes confinada, para o volume de controle V.C.2. A  $p_2$  é, ao mesmo tempo, o suprimento da válvula Latch e a pressão do atuador. Situado após a válvula Latch, cujo modelo foi apresentado na seção anterior a esta, tem-se  $p_3$ , pressão de contra piloto da válvula Reguladora. Este arranjo hidráulico, apresentado na Figura 4.1, tem a função de atrasar o avanço do carterel da válvula Reguladora mecanicamente, criando assim, a possibilidade de um engate mais suave da embreagem ou freio, através de um melhor controle.

Por último, quando totalmente deslocado, o carretel da válvula Latch conecta o contra piloto da válvula Reguladora para reservatório, este recurso é utilizado em engates mais rápidos de marchas ou no final de engates suaves, apenas para garantir que a embreagem ou o freio se mantenham travados na posição acionada. A Figura 4.17 é o modelo criado em Solidworks do carretel após obtenção dos seus parâmetros dimensionais.

Figura 4.17 - Modelo do carretel da válvula Reguladora em solidworks.

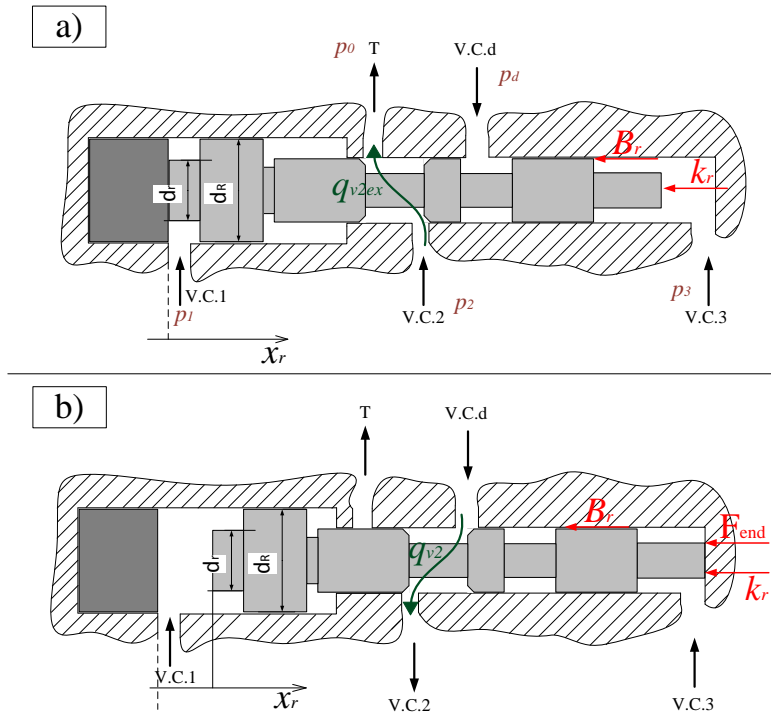


Fonte: elaborado pelo autor.

Para modelar o comportamento dinâmico do carretel da válvula Reguladora utilizou-se a segunda lei de Newton, levando em consideração a massa do carretel  $m_r$ , a força da mola com seu módulo de elasticidade ( $k_r$ ), deslocamento de pré-carga de ( $x_{rpre}$ ), atrito viscoso ( $B_r$ ) e a força hidráulica exercida pelo produto da pressão nos dois pilotos pelas suas respectivas áreas. A Figura 4.18 representa um DCL do carretel da válvula Reguladora e alguns dos parâmetros levados em consideração no modelo matemático do movimento do carretel.

Na posição de início, o carretel da válvula se encontra todo para esquerda, com  $p_d$  confinada e V.C.2 conectado para reservatório (T). Ao ser acionado o solenoide, a pressão  $p_1$  movimentará o carretel da válvula para direita, o papel de  $p_3$  é contrabalancear este movimento através da vazão advinda da válvula Latch para o V.3. O atraso do avanço do carretel da reguladora causado pela contrapressão,  $p_3$ , causa um engate de marcha mais suave e lento, fazendo a pressão em  $p_2$  crescer de forma mais controlada.

Figura 4.18 - DCL do carretel da válvula Reguladora: (a) carretel na posição inicial; (b) Carretel totalmente avançado.



Fonte: elaborado pelo autor.

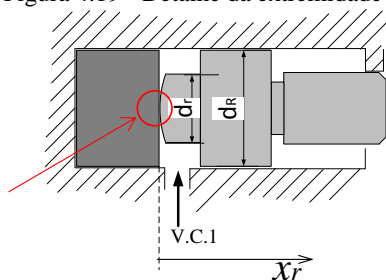
Para o modelo do movimento do carretel foi levado em consideração as forças de batente, ou de parede ( $F_{rend}$ ), do corpo de válvula nas extremidades alcançadas pelo carretel e apresentadas na equação da segunda lei de Newton a seguir:

$$\begin{aligned}
 p_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_R^2 - p_3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_r^2 \\
 = m_r \cdot \frac{d^2 x_r}{dt^2} + B_r \cdot \frac{dx_r}{dt} + k_r \cdot (x_r + x_{rpre}) \\
 + F_{rend},
 \end{aligned} \quad (4.25)$$

onde  $d_r$  é o diâmetro do menor ressalto do carretel,  $d_R$  é o diâmetro da atuação da pressão piloto  $p_1$  e  $F_{rend}$  a força de batente modelada seguindo o mesmo padrão da válvula Lacth. Apesar de em repouso parte do carretel estar encostada no batente esquerdo, como pode ser visto na Figura 4.19,

o acabamento abaulado na extremidade do carretel faz com que o contato seja apenas em um ponto e isso mantém praticamente inalterada a área de contato com a pressão  $p_1$  ao se deslocar o carretel para a direita.

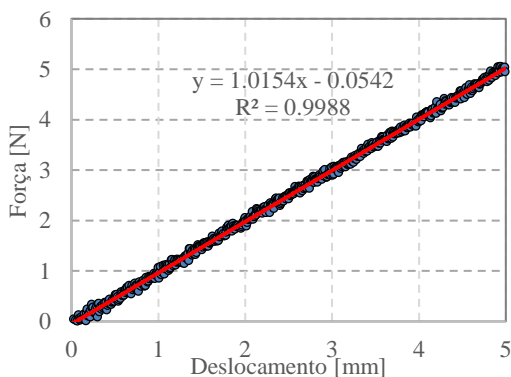
Figura 4.19 - Detalhe da extremidade do carretel da válvula Reguladora.



Fonte: elaborado pelo autor.

Assim como para a válvula Latch, a mola da válvula Reguladora também foi submetida ao ensaio de compressão. A Figura 4.20 representa o gráfico de força aplicada no ensaio pelo deslocamento correspondente da mola para obtenção do parâmetro módulo de elasticidade da mola ( $k_r$ ), aplicado na simulação.

Figura 4.20 - Ensaio de compressão da mola da válvula Reguladora.



Fonte: elaborado pelo autor.

Por ser uma válvula direcional proporcional, a vazão que passa através da válvula Reguladora é modelada em função de  $x_r$  através das suas aberturas de passagens, além disso, a vazão também depende da diferença de pressões antes e depois da válvula, podendo ser, dependendo da posição do carretel, de  $p_d$  para  $p_2$  ou  $p_2$  pra  $p_0$ .



No primeiro caso, quando a válvula está na posição inicial conecta  $p_2$  com  $p_0$ , a equação da vazão pode ser modelada como:

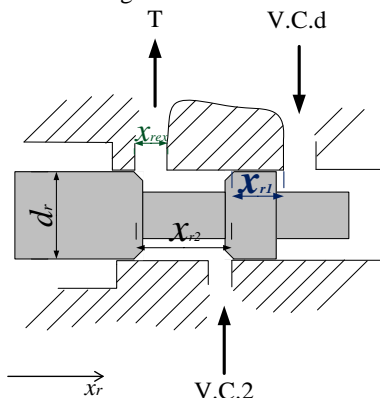
$$q_{v2ex} = cd_{rex} \cdot A_{rex} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |(p_2 - p_0)| \cdot \text{sign}(p_2 - p_0)}, \quad (4.26)$$

sendo  $cd_{rex}$  o coeficiente de descarga da válvula nesta posição e  $A_{rex}$  a área de passagem do fluido representado pela seguinte equação:

$$A_{rex} = \begin{cases} \pi \cdot d_r \cdot (x_{rex} - x_r) & \text{se } x_r \leq x_{rex} \\ 0 & \text{se } x_r > x_{rex} \end{cases}, \quad (4.27)$$

onde  $x_{rex}$  é a medida da abertura inicial de passagem do fluido para reservatório, como mostrado na Figura 4.21, além disso a figura ainda apresenta  $x_{r1}$  e  $x_{r2}$ , que são, o início da abertura de passagem de V.C.2 para V.C.d e o fim, respectivamente. O limite físico do carretel dentro do corpo de válvulas é denominado  $x_{rmax}$  e vai além de  $x_{r1}$  e  $x_{r2}$  acima citado.

Figura 4.21 - Parâmetros geométricos para as condições de passagem do fluido na válvula Reguladora.



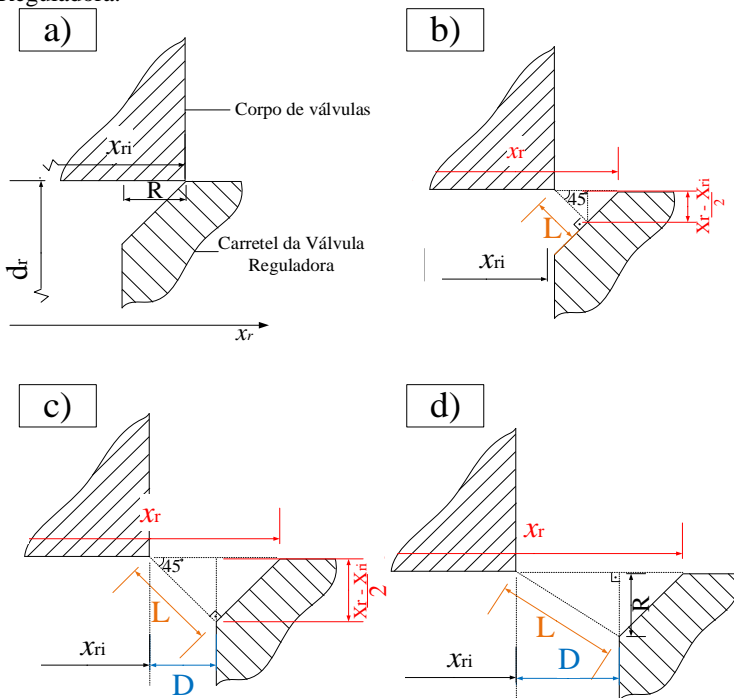
Fonte: elaborado pelo autor.

Na segunda situação, Figura 4.18(b), a válvula conecta V.C.d com V.C.2, para atuar o cilindro do freio ou da embreagem, neste caso a vazão que passará através da válvula Reguladora é denominado  $q_{v2}$ .

$$q_{v2} = cd_r \cdot A_r \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |(p_d - p_2)| \cdot \text{sign}(p_d - p_2)}, \quad (4.28)$$

onde  $cd_r$  é o coeficiente de descarga da válvula Reguladora quando conectando V.C.d com V.C.2 e  $A_r$  é a área de passagem do fluido nesta situação. A área é função do deslocamento do carretel ( $x_r$ ) e o processo de abertura da área de passagem está retratado na Figura 4.22 como uma ampliação da região de abertura de passagem pelo chanfro do carretel, cujo desenho está representado na Figura 4.17. Dividiu-se em 4 etapas, (a), (b), (c) e (d), para compreensão e facilidade de modelagem da área de passagem.

Figura 4.22 – Detalhe geométrico do processo de abertura da área na válvula Reguladora.



Fonte: elaborado pelo autor.

Na etapa (a), o carretel se encontra deslocado  $x_{ri}$  da sua posição inicial e a partir deste momento se iniciará o processo de vazão de V.C.d

para V.C.2. Prosseguindo com o deslocamento  $x_r$ , entra-se na etapa b da Figura 4.22, onde a área de passagem do fluido se dará apenas pela abertura representada pela letra L devido ao chanfro do carretel, sendo L uma função de  $x_r$ .

Da etapa (b) para a etapa (c) surge uma nova área de passagem do fluido além da área referente ao chanfro, a função D, que também tem  $x_r$  como uma variável se somará a L para obter a área total. No final, da etapa (d) em diante, continua-se somando as duas áreas de passagem, porém, altera-se o modo em que a função L é calculada devido as relações trigonométricas da abertura, como mostrado na Figura 4.22(d).

Ainda na Figura 4.22, as cotas em preto representam parâmetros geométricos que não se alteram conforme o movimento do carretel  $x_{ri}$ ,  $d_r$  e R, medida do chanfro. L e D são funções de  $x_r$  conforme mencionado acima. Vale ressaltar, que o chanfro não pertence a todo perímetro do carretel, portanto existe a distinção entre L e D em todo o equacionamento.

Portanto, a função da área é modelada da seguinte maneira.

$$A_r = \frac{\pi \cdot d_r}{4} \cdot (L + D), \quad (4.29)$$

onde as funções D e L são, respectivamente:

$$D = \begin{cases} 0 & \text{se } x_r \leq (x_{ri} + R) \\ x_r - (x_{ri} + R) & \text{se } x_r > (x_{ri} + R) \end{cases} e \quad (4.30)$$

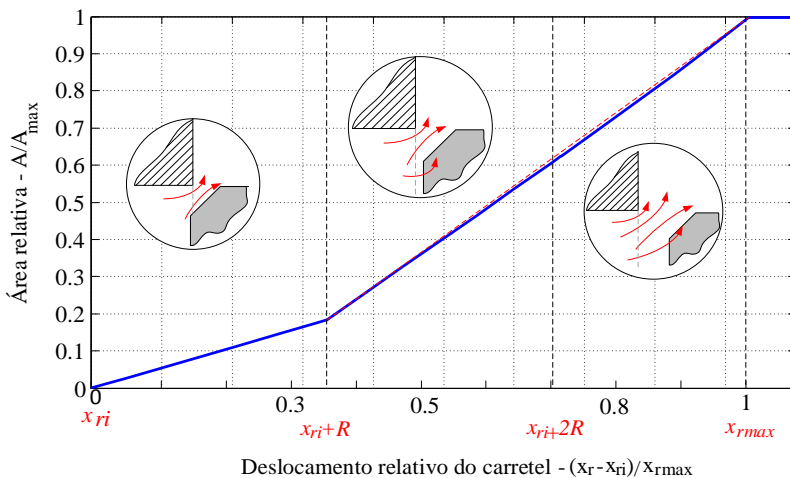
$$L = \begin{cases} 0 & \text{se } x_r \leq x_{ri} \\ \sqrt{\left(\frac{x_r - x_{ri}}{2}\right)^2 + \left(\frac{x_r - x_{ri}}{2}\right)^2} & \text{se } x_{ri} < x_r \leq (x_{ri} + 2R). \\ \sqrt{(x_r - x_{ri} - R)^2 + R^2} & \text{se } x_r > (x_{ri} + 2R) \end{cases} \quad (4.31)$$

Observa-se, das equações 4.29 e 4.30 em 4.28 que tem-se uma mudança da taxa de variação da área conforme a posição do carretel. Resumindo, antes de  $x_{ri}$  não se tem vazão de V.C.d para V.C.2, depois disso, até o deslocamento  $x_{ri} + R$  a vazão passa apenas pelos chanfros e depois passarão pelos chanfros e os outros cantos do ressalto do carretel. A Figura 4.23 mostra que na região dos chanfros existe um controle maior da vazão que passa por ali, uma vez que seu ganho de área de passagem tem

uma taxa menor que na região de maiores aberturas, este é um dos principais motivos dos chanfros em carretéis de válvulas hidráulicas (FERRONATTO, 2011).

A justificativa para a válvula Reguladora ser a única que possui o chanfro no seu carretel entre todos os tipos de válvulas modeladas neste trabalho, é que este componente é fundamental para o controle da transmissão durante a troca de marcha, uma vez que a dinâmica de pressão no atuador, volume V.C.2, está diretamente ligada à vazão  $q_{v2}$  que passará pela válvula. Outra observação é que, quando a válvula Reguladora encontra-se na posição em que liga V.C.2 para reservatório, situação em quem se recua o atuador, a vazão também passa pela região de chanfro, da mesma maneira que foi apresentado e como consequência, também tem um maior controle da pressão do volume V.C.2.

Figura 4.23 – Área de passagem do fluido na válvula Reguladora em função do deslocamento do carretel.



Fonte: elaborado pelo autor.

#### 4.5.3 Modelo Matemático da Válvula Controle de Embreagem

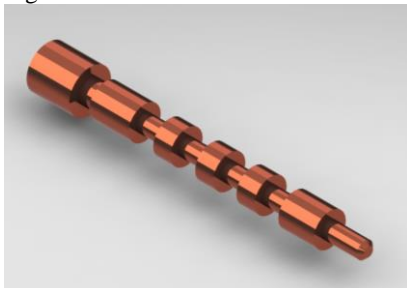
A válvula Controle de Embreagem é uma válvula direcional de duas posições com dois pilotos hidráulicos na extremidade esquerda, outro piloto hidráulico na sua extremidade direita e uma mola para retorno de posição. Esta válvula, diferentemente das duas outras válvulas pilotadas hidráulicamente modeladas nesta seção, não opera de forma proporcional.

Por se tratar de um conjunto de válvulas direcionais de três vias, a válvula Controle de Embreagem possui ao todo, oito vias, o que a torna uma válvula de oito vias e duas posições. Essa estratégia de juntar componentes se deve ao fato da redução de peso e espaço, que são dois pontos de extrema importância na área móbil.

A válvula Controle de Embreagem exerce a função de direcionar o fluido para três atuadores, fazendo apenas o papel da lógica do sistema, sem função de controle de pressão de atuação. Como pode ser visto na Figura 4.2, a válvula Controle de Embreagem se posiciona antes do grupo SSB e depois do grupo SSD, referentes ao controle da pressão no atuador, e participa do circuito hidráulico dos atuadores, C35R, C456 e CBRL.

Os mesmos procedimentos para obtenção dos parâmetros geométricos a partir da transmissão desmontada foram seguidos, foi feita uma modelagem do carretel da válvula Reguladora em Solidworks (Figura 4.24) para análise detalhada da sua geometria e das áreas de passagens do fluido.

Figura 4.24 - Modelo em Solidworks do carretel da válvula Reguladora.

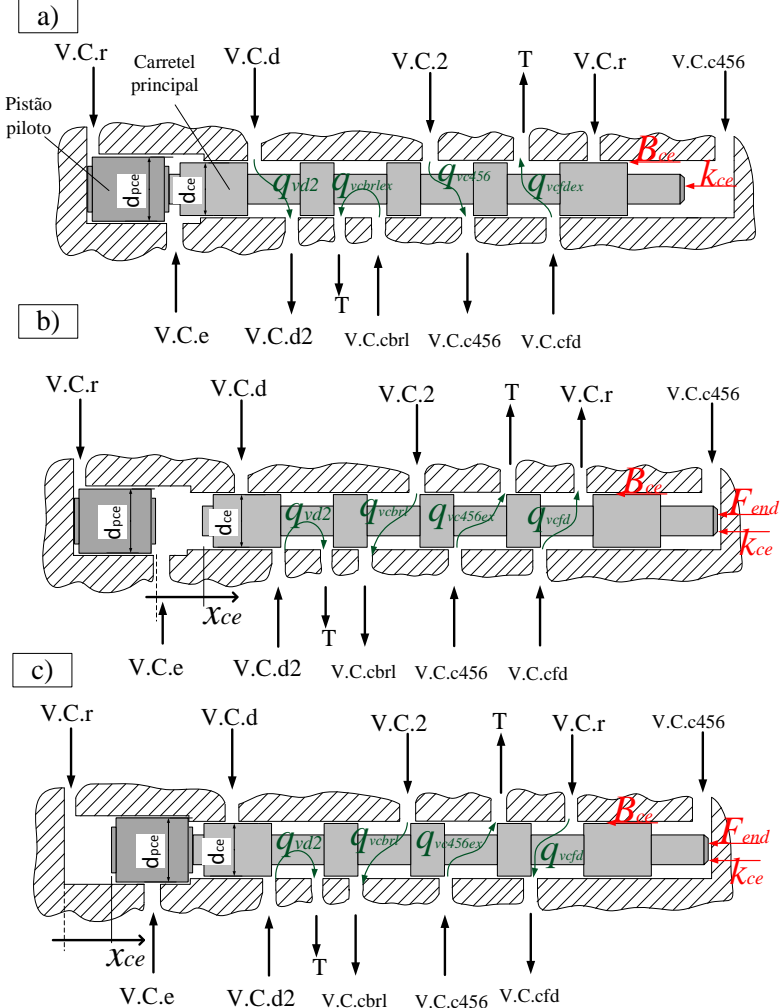


Fonte: elaborado pelo autor.

A dinâmica do movimento do carretel é modelada a partir da segunda lei de Newton e o DCL da Figura 4.25 foi utilizado para obtenção do equacionamento. Na figura tem-se três situações representadas, a situação (a), representa a posição inicial da válvula, quando nenhum dos dois pilotos da esquerda, V.C.r e V.C.e, estão pressurizados, assim, a mola que atua do lado direito, com módulo de elasticidade  $k_{ce}$ , garante que o carretel fique na posição inicial. Nesta posição a válvula conecta o volume V.C.d com V.C.d2 com vazão representada por  $q_{vd2}$ . Olhando um pouco mais para a direita no carretel, vê-se que a válvula conecta também V.C.cbrl com T, cuja vazão é representada por  $q_{vcbrlex}$ , mais adiante, observa-se que conecta, também, V.C.2 com V.C.c456 cuja vazão é  $q_{vc456}$  e por último, ainda nesta posição inicial, conecta V.C.cfd para T, representando a vazão por  $q_{vcfdex}$ .

A posição representada pela Figura 4.25(b) é uma das possibilidades para se pilotar o carretel da válvula Controle de Embreagem e ocorre quando apenas a linha de volume V.C.e está pressurizada, devido ao acionamento do solenoide SSE, e o volume V.C.r despressurizado. Este cenário, da situação (b), ocorre quando se tem a alavanca da válvula Manual na posição N, como apresentado na Seção 3.5, Figura 3.13, do circuito hidráulico para a posição Neutro.

Figura 4.25 - DCL do carretel da válvula Controle de Embreagem.



Fonte: Elaborado pelo autor.

As conexões e vazões representadas no diagrama são as seguintes: V.C.d2 ligado com reservatório, onde tem-se  $q_{vd2ex}$ , V.C.2 ligado com V.C.cbri e vazão  $q_{vcbri}$ , V.C.c456 ligado para T e vazão  $q_{vc456ex}$  e, finalmente, V.C.r ligado com V.C.cfd com vazão  $q_{vcfd}$ .

Por último, na Figura 4.25(c), a posição do carretel principal é exatamente igual ao anterior no sentido de conexões e vazões, a diferença é que nesta situação a linha de piloto do volume V.C.r está pressurizada e fazendo com que o pistão do piloto se movimente junto com o carretel principal da válvula Controle de Embreagem. Esta última situação pode ser visualizada no caso de seleção da posição R na alavanca, como mostrado na Figura 3.12 da Seção 3.5.

O comportamento dinâmico do movimento do carretel é dado pela segunda lei de Newton, a equação do movimento ficou dividida em duas condições: caso em que a pressão de V.C.r ( $p_r$ ) é maior que a pressão de V.C.e ( $p_e$ ), cuja posição final é representado pela Figura 4.25(c) e o caso contrário, representado sua posição final pela Figura 4.25(b).

Portanto, se  $p_r$  maior que  $p_e$  tem-se a seguinte equação:

$$\begin{aligned} (p_r - p_e) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{pce}^2 + (p_e - p_{c465}) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{ce}^2 \\ = (m_{pce} + m_{ce}) \cdot \frac{d^2 x_{ce}}{dt^2} + B_{ce} \cdot \frac{dx_{ce}}{dt} \\ + k_{ce} \cdot (x_{ce} + x_{cepre}) + F_{ceend}, \end{aligned} \quad (4.32)$$

onde  $d_{pce}$  é o diâmetro do carretel do piloto,  $d_{ce}$  é o diâmetro do carretel principal,  $p_{c465}$  é a pressão do volume de controle V.C.c456 que atua, neste caso, no piloto do lado direito da válvula,  $m_{pce}$  é a massa do carretel do piloto,  $m_{ce}$  é a massa do carretel principal,  $x_{ce}$  o deslocamento do carretel,  $x_{cepre}$  deslocamento de pré-carga da mola e  $F_{ceend}$  a função das forças de batentes usadas para modelar os fins de cursos dos carretéis.

Na segunda situação,  $p_r$  menor que  $p_e$ , a parte do carretel do piloto não se movimenta e a equação da segunda lei de Newton fica:

$$\begin{aligned} (p_e - p_{c465}) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{ce}^2 \\ = m_{ce} \cdot \frac{d^2 x_{ce}}{dt^2} + B_{ce} \cdot \frac{dx_{ce}}{dt} \\ + k_{ce} \cdot (x_{ce} + x_{cepre}) + F_{ceend}, \end{aligned} \quad (4.33)$$

onde a função da força de fim de curso ( $F_{ceend}$ ), se aplica para ambos os casos.

A válvula Controle de Embreagem opera em duas posições conforme já mencionado e para cada posição da válvula existem quatro vazões que devem ser modeladas, porém, podem ser descritas por uma equação da vazão genérica da seguinte maneira:

$$q_{vk} = cd_{ce} \cdot A_{cek} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |(p_a - p_b)| \cdot \text{sign}(p_a - p_b)},$$

onde,  $cd_{ce}$  é o coeficiente de descarga na válvula Controle de Embreagem, e  $A_{cek}$  a área de passagem do fluido genérica para cada situação  $k$  da Tabela 4.1, assim como  $p_a$  e  $p_b$  que são as pressões antes e depois da válvula em cada situação respectivamente.

Tabela 4.1 - Equações da vazão na válvula Controle de Embreagem.

$k$	$q_{vk}$	$A_{cek}$	$p_a$	$p_b$	Equação
$d2$	$q_{vd2}$	$A_{ced2}$	$p_d$	$p_{d2}$	(4.34)
$d2ex$	$q_{vd2ex}$	$A_{ced2ex}$	$p_{d2}$	$p_0$	(4.35)
$cbrl$	$q_{vcbrl}$	$A_{cecbrl}$	$p_2$	$p_{cbrl}$	(4.36)
$cbrlex$	$q_{vcbrlex}$	$A_{cecbrlex}$	$p_{cbrl}$	$p_0$	(4.37)
$c456$	$q_{vc456}$	$A_{cec456}$	$p_2$	$p_{c456}$	(4.38)
$c456ex$	$q_{vc456ex}$	$A_{cec456ex}$	$p_{c456}$	$p_0$	(4.39)
$cf d$	$q_{vcfd}$	$A_{cecfd}$	$p_r$	$p_{cf d}$	(4.40)
$cf dex$	$q_{vcfdex}$	$A_{cecfdex}$	$p_{cf d}$	$p_0$	(4.41)

Fonte: elaborado pelo autor.



Para a área de passagem, apesar de ser sempre constante e também ter o mesmo valor para todas as passagens, ainda depende da posição em que se encontra o carretel, para saber se será nula ou o valor fixo calculado. A seguir é apresentado todas as condições das áreas de passagens para as oito situações da Tabela 4.1.

$$A_{ced2} = \begin{cases} \pi \cdot d_{ce} \cdot x_{ceq} & \text{se } x_{ce} < x_{ceq} \\ 0 & \text{se } x_{ce} \geq x_{ceq} \end{cases}, \quad (4.42)$$

sendo  $x_{ceq}$  um valor fixo de abertura de passagem do fluido, uma vez que a válvula não trabalha de modo proporcional, portanto, sua área de passagem ( $A_{ced2ex}$ ), nesta situação, pode ser descrita como:

$$A_{ced2ex} = \begin{cases} 0 & \text{se } x_{ce} \leq x_{cet} \\ \pi \cdot d_{ce} \cdot x_{ceq} & \text{se } x_{ce} > x_{cet} \end{cases}, \quad (4.43)$$

sendo  $x_{cet}$  uma condição de transição de passagem do carretel para sua segunda posição, posição final, para isso, fixa-se um valor pra  $x_{cet}$  como sendo aquele deslocamento do carretel ( $x_{ce}$ ) em que se inicia a abertura da passagem de fluido para a segunda condição.

$$A_{cecbri} = \begin{cases} 0 & \text{se } x_{ce} \leq x_{cet} \\ \pi \cdot d_{ce} \cdot x_{ceq} & \text{se } x_{ce} > x_{cet} \end{cases}, \quad (4.44)$$

$$A_{cecbriex} = \begin{cases} \pi \cdot d_{ce} \cdot x_{ceq} & \text{se } x_{ce} < x_{ceq} \\ 0 & \text{se } x_{ce} \geq x_{ceq} \end{cases}, \quad (4.45)$$

$$A_{cec456} = \begin{cases} \pi \cdot d_{ce} \cdot x_{ceq} & \text{se } x_{ce} < x_{ceq} \\ 0 & \text{se } x_{ce} \geq x_{ceq} \end{cases}, \quad (4.46)$$

$$A_{cec456ex} = \begin{cases} 0 & \text{se } x_{ce} \leq x_{cet} \\ \pi \cdot d_{ce} \cdot x_{ceq} & \text{se } x_{ce} > x_{cet} \end{cases}, \quad (4.47)$$

$$A_{cecfdex} = \begin{cases} \pi \cdot d_{ce} \cdot x_{ceq} & \text{se } x_{ce} < x_{ceq} \\ 0 & \text{se } x_{ce} \geq x_{ceq} \end{cases}, \quad (4.48)$$

$$A_{cecf d} = \begin{cases} 0 & \text{se } x_{ce} \leq x_{cet} \\ \pi \cdot d_{ce} \cdot x_{ceq} & \text{se } x_{ce} > x_{cet} \end{cases} \quad (4.49)$$

Pelo equacionamento e análise das posições do carretel, percebe-se que a válvula Controle de Embreagem é uma junção de três válvulas direcionais de três vias e duas posições em uma válvula só. Dentro dela percebe-se que já existem regras lógicas do sistema, como por exemplo: colocando-se a alavanca manual na posição R, a válvula Controle de Embreagem permitirá, ao menos que esteja com algum defeito, que o fluido vá para os atuadores responsáveis pelo engate da marcha ré, CBRL e C35R, por outro lado, bloqueará a possibilidade do atuador C456 ser presurizado, que é utilizado apenas nas marchas de 4ª em diante.

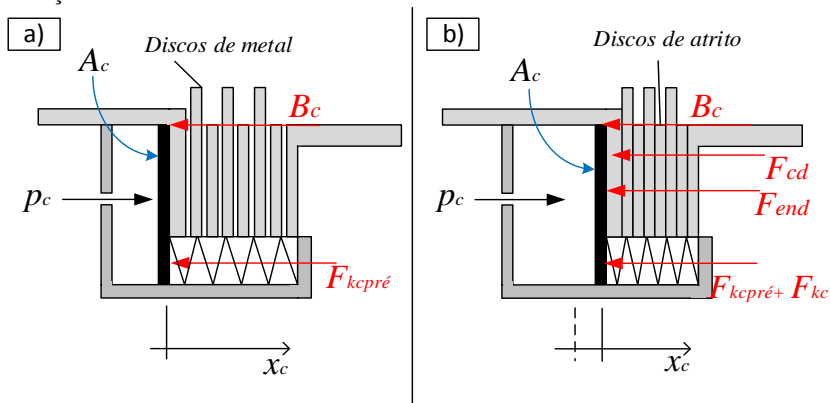
#### 4.6 MODELAGEM DOS ATUADORES: FREIOS E EMBREAGENS

Nesta seção será realizada a modelagem dos atuadores, aplicando a segunda lei de Newton em forma de um modelo genérico que possa ser expandindo para todos os cinco atuadores pertencentes à transmissão: CB1234, CB26, C35R, C456 e CBRL. Ao aplicar a equação generalizada para um dos atuadores, são necessários ajustes dos termos como a pressão de atuação de cada circuito, onde no equacionamento genérico estão representadas, de maneira geral, como  $p_c$ .

Com o resultado do equacionamento, obtém-se deslocamento, velocidade e aceleração do atuador, tanto no seu avanço, momento em que acopla os discos de embreagem, quanto no seu retorno, momento de folga entre os discos. O funcionamento do atuador, assim como uma ideia geral da sua geometria já foi apresentado na seção 3.4.3.

O DCL do atuador mostrado na Figura 4.26 aponta as forças que agem sobre ele na sua condição inicial (a) e final (b). Vale ressaltar que este modelo não visa representar a dinâmica do acoplamento de uma embreagem e, portanto, foi simplificado para o avanço de um atuador simples, com retorno por mola, onde tem-se um pré-carga ( $F_{kcp\text{ré}}$ ), força de compressão dos discos da embreagem ( $F_{cd}$ ) e uma força final de batente ( $F_{end}$ ). Portanto, o objetivo principal não é analisar fenômenos recorrentes do acoplamento de uma embreagem, como no caso de análise de qualidade de engate de marchas através de diferenças de torque de entrada e saída e a derivada da aceleração, por exemplo, que é outro campo de estudo bem desenvolvido em transmissões automáticas.

Figura 4.26 - DCL do modelo geral de um atuador a) posição recuada b) posição avançada.



Fonte: elaborado pelo autor.

Desta maneira, pode-se escrever a equação da segunda Lei de Newton para o modelo geral das embreagens.

$$p_c^j \cdot A_c^j = m_c^j \cdot \frac{d^2 x_c^j}{dt^2} + B_c^j \cdot \frac{dx_c^j}{dt} + k_c^j \cdot (x_c^j + x_{cpre}^j) + F_{cd}^j + F_{cend}^j, \quad (4.50)$$

sendo  $m_c^j$  a massa do atuador,  $B_c^j$  coeficiente de atrito viscoso e  $x_{cpre}^j$  o deslocamento de pré-carga na mola. A Tabela 4.2 faz a correlação das variáveis para cada atuador modelado, uma vez que nem sempre os circuitos hidráulicos de atuação das embreagens são iguais, como mostrado na Seção 3.4, Figura 3.7.

Tabela 4.2 - Tabela de correlação do modelo geral para aplicação em cada um dos atuadores.

Parâmetro	j				
	CB1234	CB26	C35R	C465	CBRL
$p_c^j$	$p_2^{SSA}$	$p_2^{SSC}$	$p_2^{SSB}$	$p_{c456}$	$p_{cbrl}$

Fonte: elaborado pelo autor.

$F_{cend}$  é a função da força de fim de curso do cilindro descrita da mesma maneira como no caso dos carretéis das válvulas modelados.

$$F_{cend}^j = \begin{cases} k_{cend} \cdot x_c^j + B_{cend} \cdot \frac{dx_c^j}{dt}, & x_c^j \leq 0 \\ k_{cend} \cdot (x_c^j - x_{cmax}^j) + B_{cend} \cdot \frac{dx_c^j}{dt}, & x_c^j \geq x_{cmax}^j \end{cases} \quad (4.51)$$

Antes mesmo do atuador alcançar o  $x_{cmax}$ , o prato móvel encontrará com os discos de embreagem, fazendo a compressão dos mesmo para acoplamento da embreagem. Para obtenção da estimativa do modulo de elasticidade destes discos ( $k_{cd}$ ) foi levado em conta a quantidade deles para cada embreagem conforme apresentado na Seção 3.4.3. Portanto,  $F_{cd}$  será:

$$F_{cd}^j = \begin{cases} 0, & x_c^j \leq x_{cmax}^j - x_{cd}^j \\ k_{cd}^j \cdot (x_c^j - x_{cmax}^j - x_{cd}^j) + B_{cd} \cdot \frac{dx_c^j}{dt}, & x_c^j \geq x_{cmax}^j - x_{cd}^j \end{cases}, \quad (4.52)$$

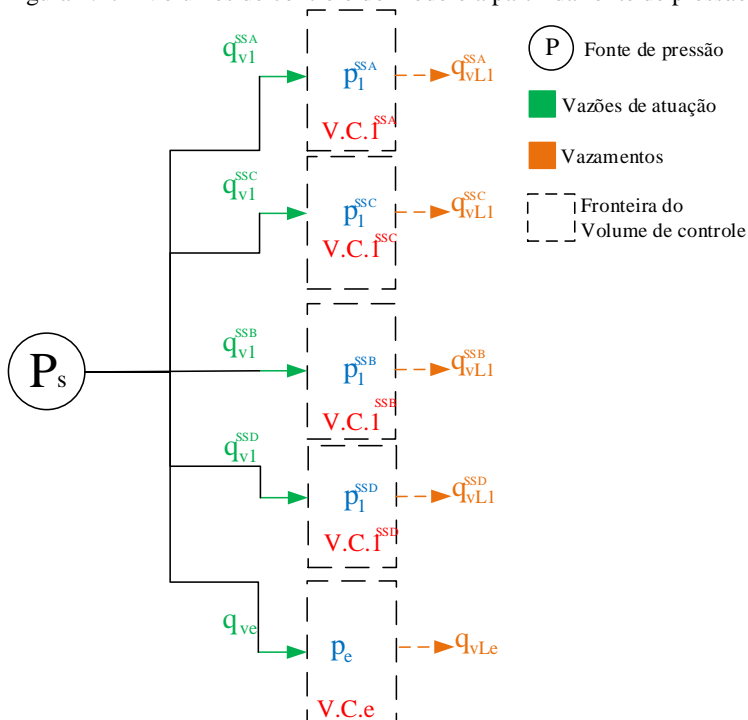
sendo  $x_{cd}$ , deslocamento de máxima deformação estimada para os discos.

#### 4.7 VOLUMES DE CONTROLE DO MODELO

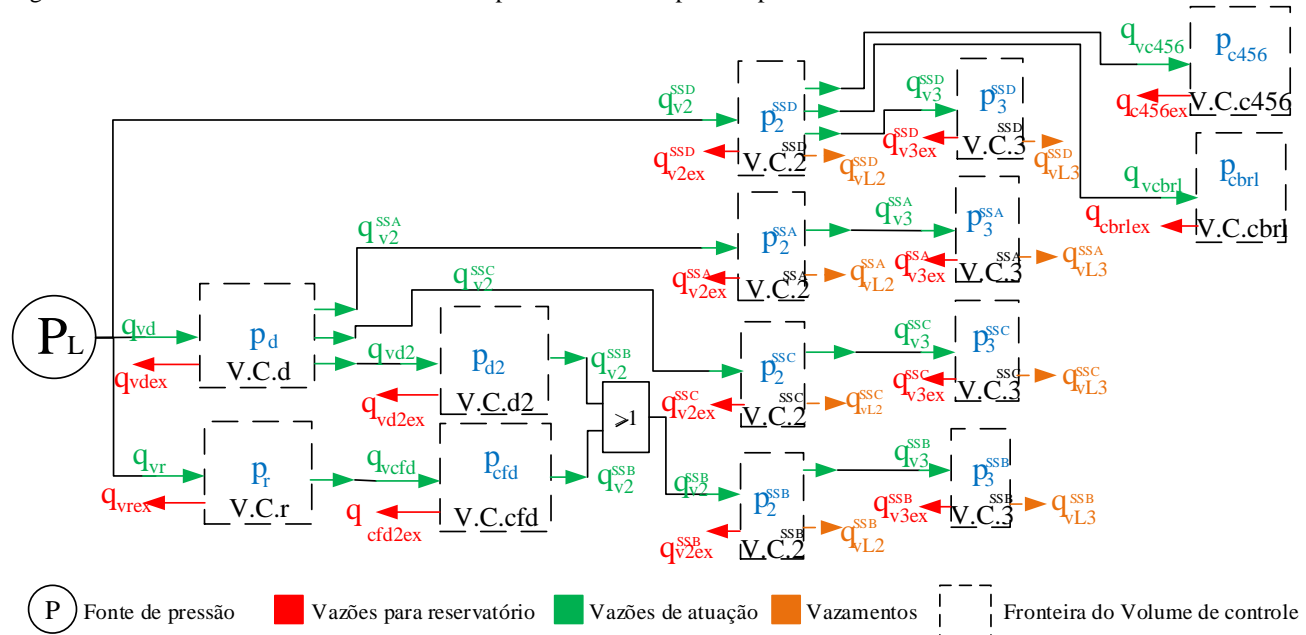
No início do Capítulo 4 foram apresentados, nas figuras 4.1 e 4.2, os dois circuitos hidráulicos considerados para o modelo geral da transmissão com todos os volumes de controles nomeados. Na sequência do capítulo, foram apresentadas a modelagem da vazão e da dinâmica do movimento das válvulas Solenoides, válvulas direcionais e atuadores. Por último, para finalizar a modelagem, é necessário apresentar o modelo dos volumes de controle que foram adotados no diagrama hidráulico, para obtenção da dinâmica das pressões através da equação da continuidade.

A estratégia de apresentação das equações é parecida com aquela adotada para apresentar os componentes que se repetem no circuito, ou seja, será apresentado o equacionamento para cada volume de controle, exceto para aqueles que se repetem no circuito, pois o modelo é genérico e capaz de se replicar alterando apenas os valores de parâmetros. Apresenta-se, na Figura 4.27, todos os volumes de controle que partem da fonte de pressão  $p_s$ , que, neste caso, são os volumes localizados depois dos solenoides e na Figura 4.28, todos os volumes de controle do modelo que partem da fonte de pressão  $p_L$ , assim como as relações estruturais. As vazões chamadas de “atuação” são aquelas que de alguma forma exercerão alguma função, pilotar válvula ou avançar atuador, e por isso são vazões de entrada nos volumes de controle.

Figura 4.27 - Volumes de controle do modelo a partir da fonte de pressão  $p_s$ .



Fonte: elaborado pelo autor.

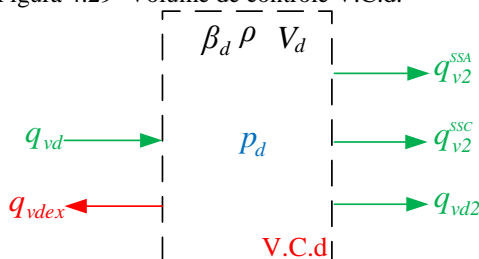
Figura 4.28 - Volumes de controle do modelo a partir da fonte de pressão  $p_L$ 

Fonte: elaborado pelo autor.

#### 4.7.1 Modelo Matemático dos Volumes de Controle Relacionados à Fonte $p_L$ .

O primeiro volume de controle a ser modelado é o V.C.d, situado após a válvula Manual e antes das válvulas reguladoras dos conjuntos SSA, SSC e da válvula Controle de Embreagem. A Figura 4.28 ajuda a ter uma noção do que acontece na sua superfície de controle, as vazões que entram e que saem e, além disso, ajuda a entender a sua posição no sistema como um todo. Uma visão mais detalhada do volume é vista na Figura 4.29, onde a pressão  $p_d$ , mostrada no centro do volume, é o resultado do modelo dinâmico obtido pela aplicação da equação da continuidade. Os parâmetros  $\rho$ ,  $\beta_d$  e  $V_d$ , são, respectivamente, massa específica do óleo que será considerada constante para todo modelo, módulo de compressibilidade do óleo para o volume V.C.d e o valor médio do seu próprio volume.

Figura 4.29- Volume de controle V.C.d.



Fonte: elaborado pelo autor.

Assim, a equação da continuidade para V.C.d pode ser descrita como:

$$q_{vd} - q_{vdex} - q_{v2}^{SSA} - q_{v2}^{SSC} - q_{vd2} = \frac{dV_d}{dt} + \frac{V_d}{\beta_d} \cdot \frac{dp_d}{dt}, \quad (4.53)$$

onde,  $q_{v2}^{SSA}$  e  $q_{v2}^{SSC}$  são vazões que vão da válvula Manual para as válvulas reguladoras do conjunto SSA e SSC respectivamente. O modelo de vazão para ambas é igual e está representado na Equação 4.27 e para identificá-las utiliza-se o sobrescrito com o nome do seu conjunto hidráulico.

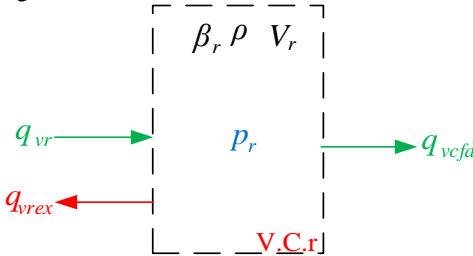
O comportamento dinâmico de  $p_d$  pode ser obtido rearranjando a equação acima da seguinte maneira:

$$p_d = \int_0^t \frac{\beta_d}{V_d} \cdot (q_{vd} - q_{vdex} - q_{vd2}^{SSA} - q_{vd2}^{SSC} - q_{vd2}) dt, \quad (4.54)$$

sendo que o termo variação do volume,  $dV_d/dt$ , pode ser desconsiderado para este caso e as vazões  $q_{vdex}$  e  $q_{vd2}$ , modeladas nas seções anteriores, são, respectivamente, vazão de V.C.d para reservatório e de V.C.d para V.C.d2.

Ainda localizado após a válvula Manual, tem-se o volume V.C.r, que é pressurizado quando a alavanca seletora está na posição R. O detalhe do seu volume de controle é apresentado na Figura 4.30, sendo  $\beta_r$  e  $V_r$  os parâmetros módulo de compressibilidade do óleo para o volume V.C.r e o valor médio do seu próprio volume respectivamente. Todos os termos de volume que aparecerem nos equacionamentos nesta seção já foram, em algum ponto, explicitados durante a apresentação dos modelos das válvulas do sistema.

Figura 4.30 - Volume de controle V.C.r



Fonte: elaborado pelo autor.

Desta maneira, a equação da continuidade para V.C.r. será:

$$q_{vr} - q_{vrex} - q_{vcfd} = \frac{dV_r}{dt} + \frac{V_r}{\beta_r} \cdot \frac{dp_r}{dt}, \quad (4.55)$$

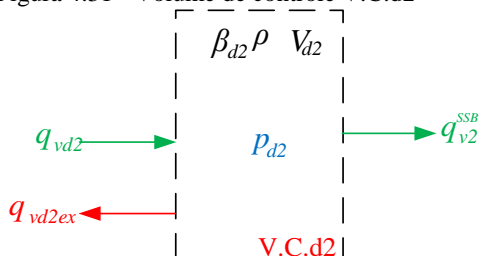
onde o termo variação de volume de V.C.r no tempo,  $dV_r/dt$ , será desprezado. Portanto, isolando-se  $p_r$  tem-se a seguinte equação para sua dinâmica de pressão:

$$p_r = \int_0^t \frac{\beta_r}{V_r} \cdot (q_{vr} - q_{vrex} - q_{vcfd}) dt. \quad (4.56)$$



Seguindo adiante nos volumes de controle da Figura 4.28, apresenta-se o equacionamento de V.C.d2, apresentado em detalhes na Figura 4.31. O próximo será V.C.cfd, representado na Figura 4.32.

Figura 4.31 - Volume de controle V.C.d2



Fonte: elaborado pelo autor.

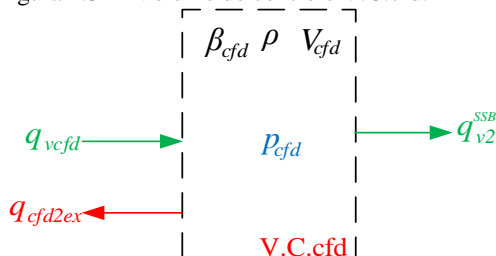
O equacionamento da dinâmica de pressão segue a mesma ordem que os anteriores, portanto tem-se:

$$q_{vd2} - q_{vd2ex} - q_{v2}^{SSB} = \frac{dV_{d2}}{dt} + \frac{V_{d2}}{\beta_{d2}} \cdot \frac{dp_{d2}}{dt}, \quad (4.57)$$

e rearranjando para isolar  $p_{d2}$ :

$$p_{d2} = \int_0^t \frac{\beta_{d2}}{V_{d2}} \cdot (q_{d2} - q_{vd2ex} - q_{v2}^{SSB}) dt. \quad (4.58)$$

Figura 4.32 - Volume de controle V.C.cfd.



Fonte: elaborado pelo autor.

O modelo dinâmico para V.C.cfd será:

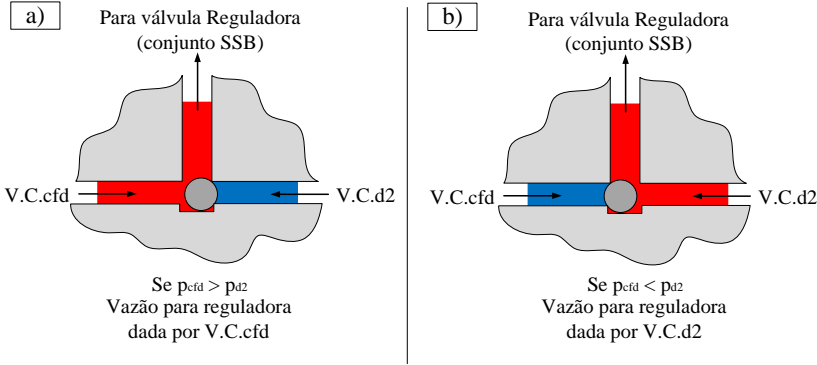
$$q_{vcfd} - q_{cfd2ex} - q_{v2}^{SSB} = \frac{dV_{cfd}}{dt} + \frac{V_{cfd}}{\beta_{cfd}} \cdot \frac{dp_{cfd}}{dt}, \quad (4.59)$$

rearranjando para isolar  $p_{cfd}$  e desconsiderando o termo da variação do volume tem-se:

$$p_{cfd} = \int_0^t \frac{\beta_{cfd}}{V_{cfd}} \cdot (q_{cfd} - q_{cfd2ex} - q_{v2}^{SSB}) dt. \quad (4.60)$$

Pelo diagrama do circuito hidráulico modelado, percebe-se que existe uma condição OU entre a saída de V.C.d2 e V.C.cfd. Fisicamente isto ocorre devido a uma válvula de retenção que funciona, resumidamente, conforme ilustra a Figura 4.33.

Figura 4.33 - Funcionamento da lógica OU na retenção.



Fonte: elaborado pelo autor.

O próximo volume analisado é V.C.2, representado na Figura 4.34, este volume de controle se repete em quatro situações, volume a posteriori das válvulas reguladoras, para os conjuntos SSA, SSB, SSC e SSD.

Para os três primeiros, Figura 4.34 situações, (a), (c) e (b), a equação da continuidade se repete, alterando apenas os valores de parâmetros quando necessários da seguinte forma:

$$q_{v2}^i - q_{2ex}^i - q_{v3}^i - q_{vL2}^i = \frac{dV_2^i}{dt} + \frac{V_2^i}{\beta_2} \cdot \frac{dp_2^i}{dt}, \quad (4.61)$$

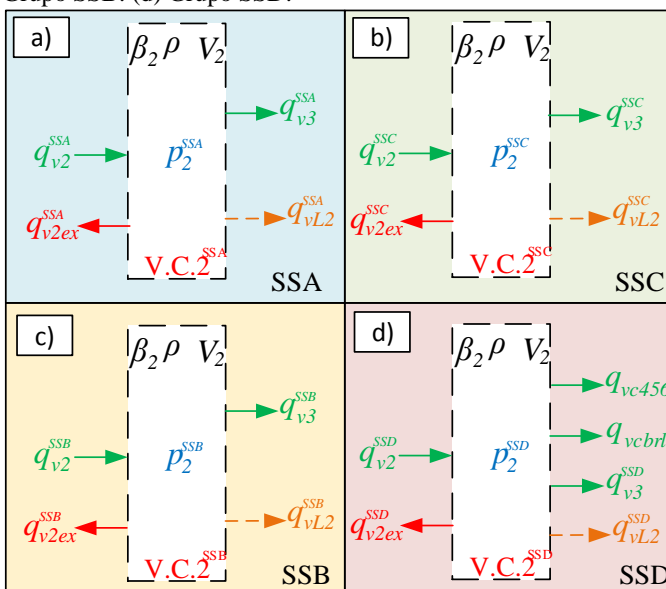
onde o sobrescrito i representa os grupos SSA, SSB e SSC. Outra novidade neste equacionamento é a vazão  $q_{vL2}^i$  que representa o vazamento considerado para o volume de controle.

O vazamento foi modelado como uma restrição ligando o volume de controle com o reservatório, neste modelo tenta-se estimar todo o vazamento pertencente aos carretéis e circuitos inclusos no volume de controle e sua fronteira.

$$q_{vL2}^i = K_{vL2} \cdot \sqrt{|(p_2^i - p_0)| \cdot \text{sign}(p_2^i - p_0)}, \quad (4.62)$$

onde  $K_{vL2}$  é o coeficiente de vazamento.

Figura 4.34 - Volumes de controle V.C.2: (a) Grupo SSA; (b) Grupo SSC; (c) Grupo SSB; (d) Grupo SSD.



Fonte: elaborado pelo autor.

Nesta situação em particular, não serão desprezados os termos das variações dos volumes de controle na equação da continuidade,  $dV_2^i/dt$ , devido à ocorrência de uma variação de volume proporcionalmente considerável, já que incluem as câmaras dos atuadores. Sendo assim, o termo variação de volume pode ser escrito como sendo a área do atuador pertencente a cada circuito,  $A_c^i$ , multiplicado pela taxa de deslocamento ( $dx_c^i/dt$ ), velocidade advinda do equacionamento da segunda lei de Newton.

Portanto, rearranjo a Equação 4.62 e com tais considerações citadas tem-se:

$$p_2^i = \int_0^t \frac{\beta_2}{V_2^i} \cdot (q_{v2}^i - q_{2ex}^i - q_{v3}^i - q_{vL2}^i - A_c^i \cdot \frac{dx_c^i}{dt}) dt. \quad (4.63)$$

A situação diferente de V.C.2 é o caso (d) da Figura 4.34. Devido ao arranjo do circuito hidráulico, este volume V.C.2<sup>SSD</sup> ainda passa pela válvula Controle de Embreagem até chegar nos dois últimos atuadores, C456 e CBRL. Sendo assim, o termo variação de volume devido ao movimento do atuador será considerado apenas nos dois volumes após a válvula Controle de Embreagem, V.C.c465 e V.C.cbtl, modelados mais adiante.

O equacionamento através da equação da continuidade é:

$$\begin{aligned} q_{v2}^{SSD} - q_{2ex}^{SSD} - q_{vc456} - q_{vcbrl} - q_{vL2}^{SSD} \\ = \frac{dV_2^{SSD}}{dt} + \frac{V_2^{SSD}}{\beta_2} \cdot \frac{dp_2^{SSD}}{dt}, \end{aligned} \quad (4.64)$$

onde a vazão de vazamento da linha e atuadores do grupo SSD,  $q_{vL2}^{SSD}$ , é a mesma modelada pela Equação 4.62 e o termo variação de volume aqui será desprezado. Portanto, para o comportamento da pressão, rearranjando a Equação 4.64, tem-se:

$$p_2^{SSD} = \int_0^t \frac{\beta_2}{V_2^{SSD}} \cdot (q_{v2}^{SSD} - q_{2ex}^{SSD} - q_{vc456} - q_{vcbrl} - q_{vL2}^{SSD}) dt. \quad (4.65)$$

Os próximos volumes modelados, ainda seguindo a ordem da Figura 4.28, serão os V.C.3<sup>i</sup>, sendo i o sobrescrito referente, novamente, aos grupos SSA, SSC, SSB e SSD conforme detalhado na Figura 4.35.

Neste caso, as quatro situações são modeladas de maneira igual, ambas estão fisicamente exercendo a mesma função comentada anteriormente, sendo  $p_3^i$  a pressão de piloto do lado direito da válvula Reguladora a partir da vazão que vinda da válvula Latch. Desta maneira, o sobrescrito, neste modelo, valerá para os quatro grupos: SSA, SSC, SSB e SSD.

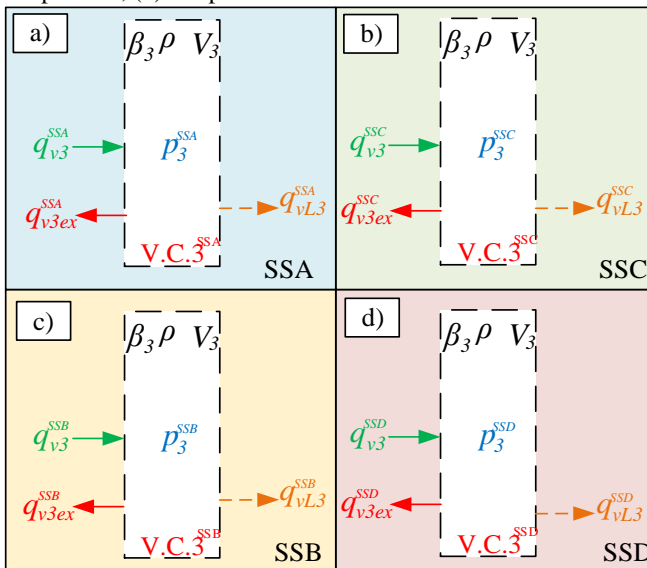
$$q_{v3}^i - q_{3ex}^i - q_{vL3}^i = \frac{dV_3}{dt} + \frac{V_3}{\beta_3} \cdot \frac{dp_3^i}{dt}, \quad (4.66)$$

sendo assim, como no volume de controle V.C.2, o termo  $q_{vL3}$  representa o vazamento nesta linha e pode ser descrito pela seguinte equação:

$$q_{vL3}^i = K_{vL3} \cdot \sqrt{|(p_3^i - p_0)|} \cdot \text{sign}(p_3^i - p_0), \quad (4.67)$$

onde  $K_{vL3}$  é o coeficiente de vazamento arbitrado para estes volumes.

Figura 4.35 - Volumes de controle V.C.3: (a) Grupo SSA; (b) Grupo SSC; (c) Grupo SSB; (d) Grupo SSD.



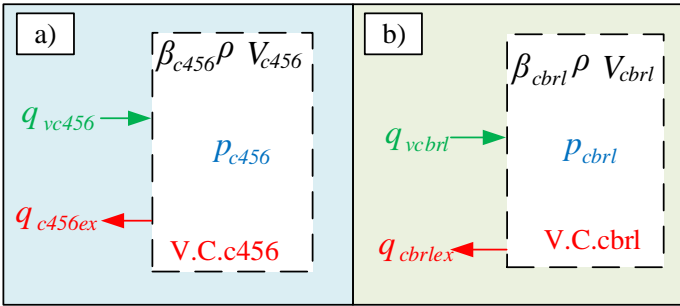
Fonte: elaborado pelo autor.

Neste caso, não existe, ou é muito pequena, a variação do volume, portanto o termo pode ser desprezado. Rearranjando e isolando  $p_3^i$  da equação da continuidade obtém-se seu comportamento dinâmico.

$$p_3^i = \int_0^t \frac{\beta_3}{V_3} \cdot (q_{v3}^i - q_{3ex}^i - q_{vL3}^i) dt. \quad (4.68)$$

Por último no diagrama da Figura 4.28, volumes de controle que estão ligados à fonte de pressão  $p_L$ , existem os dois volumes de controle para os atuadores, V.C.c456 e V.C.cb1, representados na Figura 4.36(a) e (b) respectivamente. Como o modelo matemático dos dois volumes de controle são iguais, será utilizado o sobrescrito j nas equações para representá-los, onde j será, neste caso, C456 e CBRL.

Figura 4.36 - Volumes de controle de atuadores: (a) V.C.c456; (b) V.C.cbri.



Fonte: elaborado pelo autor.

Portanto, a equação da continuidade que representa os dois volumes de controle pode ser escrita como:

$$q_{vj} - q_{vjex} = \frac{dV_j}{dt} + \frac{V_j}{\beta_j} \cdot \frac{dp_j}{dt}, \quad (4.69)$$

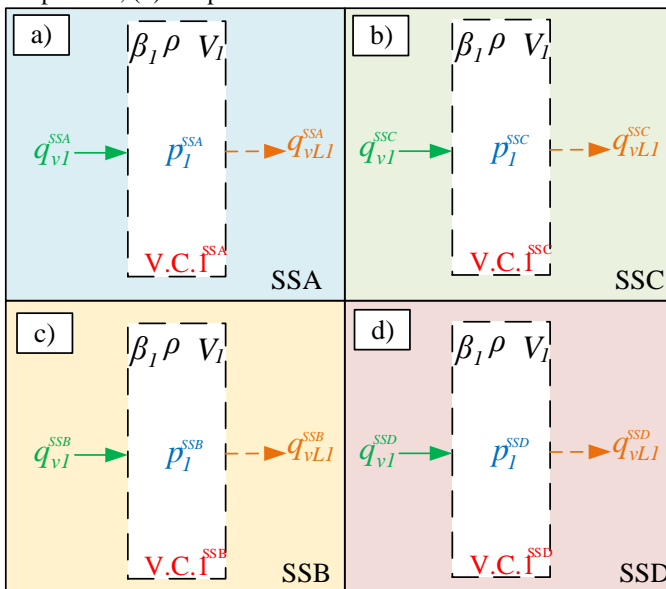
onde  $dV_j/dt$  é o termo que modela a variação do volume de controle e neste caso não pode ser desprezado, visto que ocorre uma variação de volume significativa dado pelo área do atuador,  $A_c^j$ , multiplicado pela velocidade,  $dx_c^j/dt$ , do atuador. Isolando a pressão e aplicando tais considerações tem-se o comportamento dinâmico das pressões dos dois atuadores.

$$p_j = \int_0^t \frac{\beta_j}{V_j} \cdot (q_{vj} - q_{vjex} - A_{cj} \cdot \frac{dx_{cj}}{dt}) dt. \quad (4.70)$$

#### 4.7.2 Modelo Matemático dos Volumes de Controle Relacionados a Fonte $p_s$ .

Nesta seção serão apresentados os modelos dos volumes de controle previamente mostrados na Figura 4.27. O suprimento de pressão  $p_s$  é aquele que alimenta todas as válvulas solenóide do circuito hidráulico e, por isso, os volumes de controle desta seção são aqueles que estão logo após todas as válvulas solenóides do circuito geral, totalizando cinco volumes. Primeiramente será visto o modelo para os volumes V.C.1 como apresentado na Figura 4.37, sendo usados os sobrescritos  $i$  para identifica-los como: SSA, SSC, SSB e SSD.

Figura 4.37 - Volume de controle V.C.1: (a) Grupo SSA; (b) Grupo SSC; (c) Grupo SSB; (d) Grupo SSD.



Fonte: elaborado pelo autor.

A equação da continuidade genérica capaz de representar todos os quatro grupos mostrados acima é

$$q_{v1}^i - q_{vL1}^i = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_1^i} \cdot \frac{dp_1^i}{dt}, \quad (4.71)$$

onde  $q_{vL1}^i$  é o vazamento para estes volumes de controle V.C.1<sup>i</sup> que é expresso por

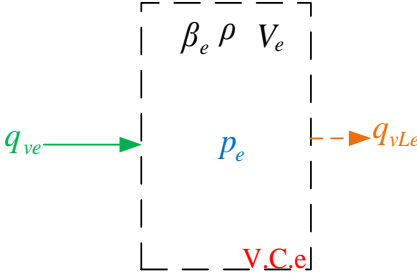
$$q_{vL1}^i = K_{vL1} \cdot \sqrt{|(p_1^i - p_0)|} \cdot \text{sign}(p_1^i - p_0), \quad (4.72)$$

sendo  $K_{vL1}$  o coeficiente de vazamento para todos os volumes V.C.1. Portanto, isolando-se  $p_1^i$  na equação da continuidade e desconsiderando, neste caso, o termo da variação do volume de controle, obtém-se o comportamento dinâmico da pressão, ou seja:

$$p_1^i = \int_0^t \frac{\beta_1^i}{V_1} \cdot (q_{v1}^i - q_{vL1}^i) dt. \quad (4.73)$$

Por último, o modelo do volume de controle após o solenoide SSE, que também é alimentado pela fonte de pressão  $p_s$ , está na Figura 4.38.

Figura 4.38 - Volume de controle V.C.e.



Fonte: elaborado pelo autor.

A equação da continuidade será igual ao modelo da Equação 4.71, alterando-se parâmetros e nomenclaturas.

$$q_{ve} - q_{vLe} = \frac{dV_e}{dt} + \frac{V_e}{\beta_e} \cdot \frac{dp_e}{dt}, \quad (4.74)$$

sendo  $q_{vLe}$  o vazamento da linha que liga o solenoide ON/OFF ao piloto da válvula Controle de Embreagem.

$$q_{vLe} = K_{vLe} \cdot \sqrt{|(p_e - p_0)|} \cdot \text{sign}(p_e - p_0), \quad (4.75)$$

onde  $K_{vLe}$  é o coeficiente de vazamento do volume V.C.e. Finalmente, rearranjando e desconsiderando a variação do volume, tem-se o comportamento da pressão no V.C.e.

$$p_e = \int_0^t \frac{\beta_e}{V_e} \cdot (q_{ve} - q_{vLe}) dt. \quad (4.76)$$

#### 4.8 MODOS DE OPERAÇÃO DO MODELO

Nesta última seção do Capítulo 4, é detalhado quais as maneiras de simulação do modelo criadas em Matlab/Simulink, que são duas estraté-



gias de obtenção de resultados sobre as modelagens já citadas na introdução deste capítulo, o modo Local e o modo Global de simulação do circuito hidráulico da transmissão.

#### 4.8.1 Modo Local (Detalhado)

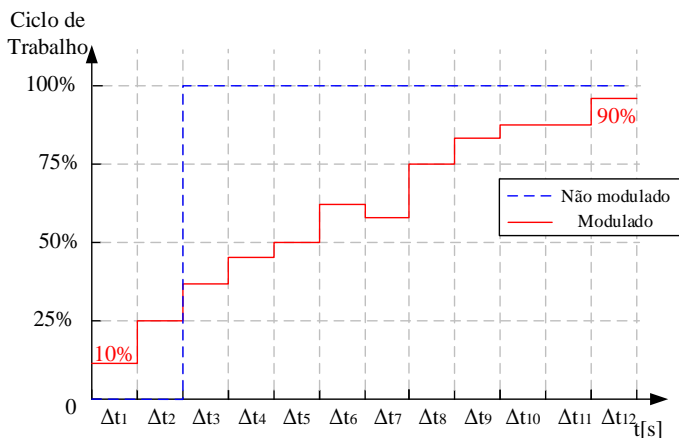
O modo local é também chamado de modelo detalhado pelo fato de não se analisar a transmissão como um todo, sendo focado na atuação de uma única embreagem e não necessariamente no engate das marchas. Esta análise serve para levantar pontos importantes com relação ao comportamento dinâmico do circuito hidráulico devido a cada componente nele pertencente como, por exemplo, qual a função da válvula Latch na pressão de atuação da embreagem e, além disso, realizar análises de sensibilidade do conjunto hidráulico.

No modo de análise Local, os tempos de simulação são menores que para o modo Global, em torno de 2 a 5s de simulação, o suficiente para se ocorrer o movimento completo do atuador e dos carretéis das válvulas uma única vez ou até duas vezes consecutivas. O importante neste modo é poder avaliar a posição dos carretéis das válvulas e visualizar o que pode interferir sobre o comportamento da pressão de atuação para cada estágio do carretel.

Em modo local, os resultados das simulações podem explicar várias questões envolvendo a transmissão como, por exemplo, a importância do uso do óleo correto, da temperatura correta do óleo para o sistema e os efeitos, no circuito hidráulico e no veículo, de contaminação no óleo. Tais resultados, deslocamento e pressão, são analisados em regime transiente, durante acionamento para movimentação do atuador.

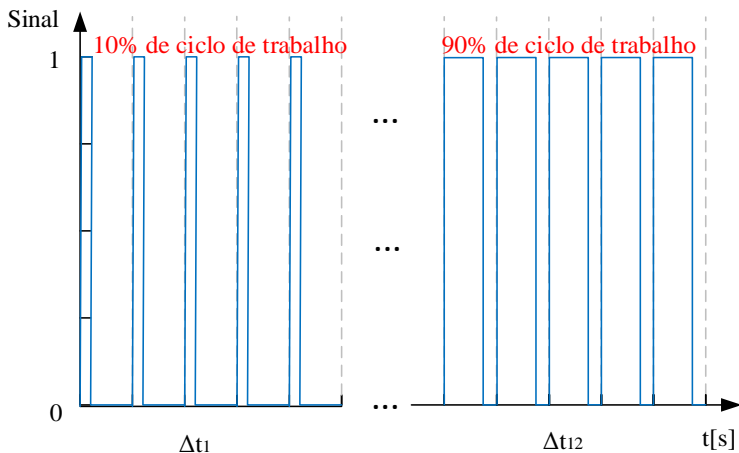
O sinal que é enviado para acionamento da válvula solenoide no modelo é do tipo PWM, onde o valor do ciclo de trabalho pode ser variado até doze vezes em intervalos de tempo,  $\Delta t_i$ , conforme exemplo de sinal da Figura 4.39. No gráfico apresenta-se um exemplo da variação do ciclo de trabalho para a movimentação de uma válvula solenoide de 10% até 90%, este tipo de sinal será nomeado de acionamento modulado neste trabalho, outros exemplos de modulações diferentes podem ser vistos em trabalhos referentes as transmissões automáticas como Watechagit e Srinivasan (2003), Chen (2011) e Cho *et al.* (2000). Por outro lado, caso o sinal fosse, em um único instante, de 0% a 100% (degrau) de ciclo de trabalho, o deslocamento da válvula solenoide seria repentino, esta situação será chamada de sinal não modulado. Na sequência, a Figura 4.40 representa a diferença entre a largura do pulso do sinal dos ciclos de trabalho de 10% e 90% como exemplo.

Figura 4.39 - Exemplo de ciclo de trabalho do sinal que é enviado para o solenoide.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 4.40 - Sinais correspondentes aos ciclos de trabalho de 10% e 90%.



Fonte: elaborado pelo autor.

No modelo Local ainda é possível analisar a diferença no comportamento do sistema em pressões e deslocamentos dos componentes devido ao sinal que é dado ao solenoide. Portanto, pode-se comparar, neste modo de análise, os efeitos referentes as trocas de marchas rápidas ou mais suaves.

Tanto o avanço, quanto o recuo do atuador, podem ser controlados de maneira proporcional de acordo com a largura de pulso em determinados intervalos de tempo selecionados pelo usuário. Estes sinais também influenciam no deslocamento dos carretéis das válvulas e consequentemente nas pressões do sistema.

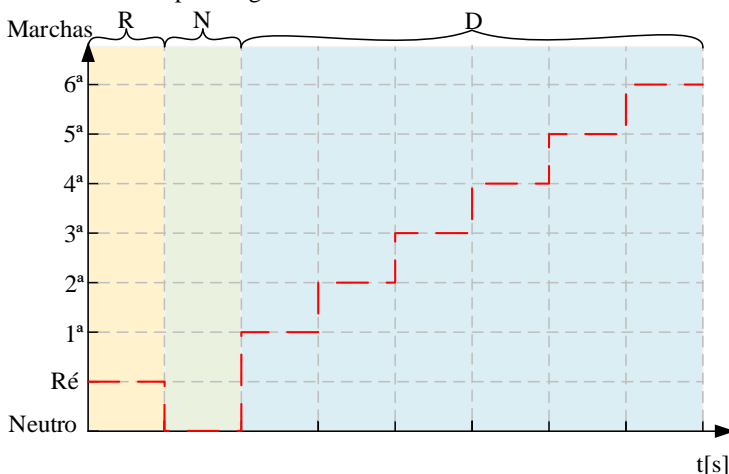
#### 4.8.2 Modelo Global

Este tipo de análise é uma forma complementar da análise detalhada (local). No modo Global consegue-se analisar a transmissão como um todo e não apenas um único atuador.

Seria extremamente complexo fazer uma análise simultânea com o nível de detalhamento da análise Local em toda a transmissão, pois existe uma quantidade muito grande de variáveis a serem analisadas que sairiam do domínio do trabalho. O modelo envolve, ao todo, 16 válvulas, sendo elas: cinco válvulas Solenoide, quatro válvulas Latch, quatro Reguladora, uma Manual, uma de Controle de Embreagem e uma de retenção. Portanto, uma análise de vários parâmetros pode se tornar confusa devido a quantidade de válvulas do sistema.

No modelo global, então, trabalha-se com um tempo de simulação maior, acima de 8s, e visa o engate das marchas seguindo uma certa rotina, conforme representado na Figura 4.41. Em outras palavras, busca-se representar corretamente as relações de entrada/saída da transmissão de acordo com as combinações de freios e embreagens.

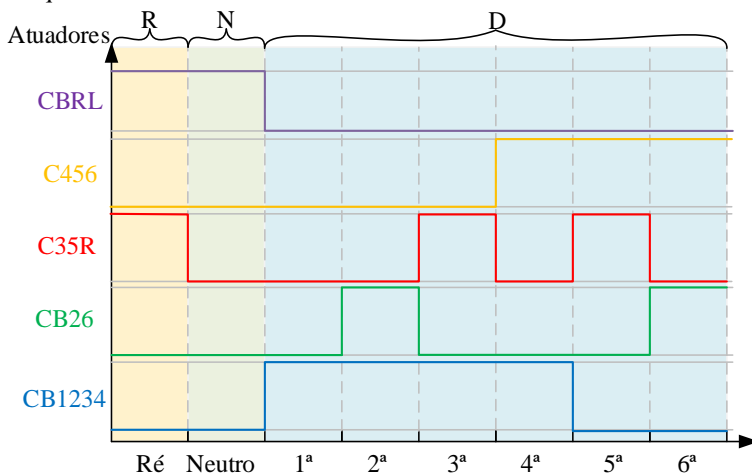
Figura 4.41 - Rotina para engates de marchas no modo de análise Global.



Fonte: elaborado pelo autor.

Levando em consideração a Tabela 3.5, sabe-se quais são os atuadores acionados para cada marcha. Neste modo de emprego do modelo analisa-se, basicamente, a pressão no atuador e seu deslocamento para cada marcha solicitada. O estado lógico dos atuadores, dado o cenário de entrada, para este tipo de teste é visualizado na Figura 4.42.

Figura 4.42 - Cenário de acionamento de cada atuador para cada relação de marcha requerida.



Fonte: elaborado pelo autor.

Grande parte dos parâmetros utilizados na simulação padrão, aquela que não há inserção de defeitos, estão apresentados no Apêndice A1. Parâmetros geométricos dos componentes hidráulicos foram suprimidos por questões de confidencialidade.

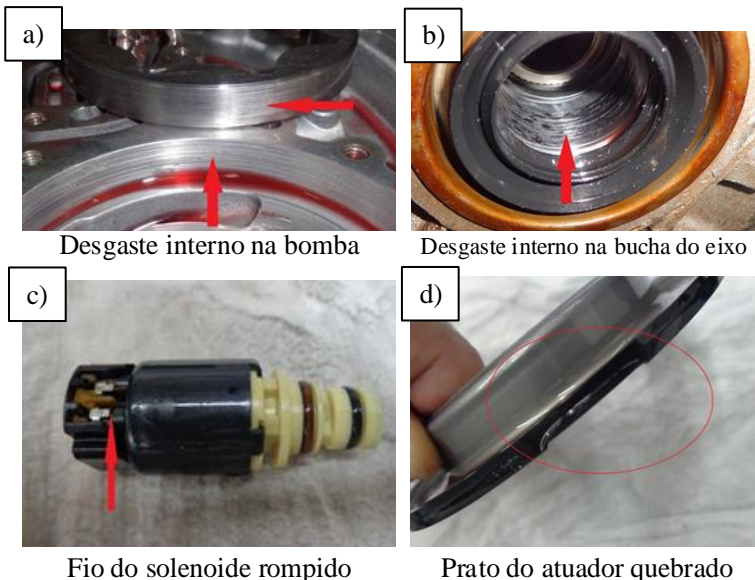
## 5 FALHAS NA TRANSMISSÃO

### 5.1 INTRODUÇÃO

Sabe-se que o circuito hidráulico exerce funções muito importantes na transmissão e, por isso, é responsável por grande parte das falhas ocorridas em uma transmissão automática convencional. Neste capítulo apresenta-se algumas das principais falhas de uma transmissão automática, quais são as causas advindas de defeitos dos componentes e como é percebido tais falhas através dos efeitos. A Figura 5.1 apresenta alguns defeitos mais comuns na transmissão 6F35 apontados por uma oficina especializada em manutenção em transmissões automáticas em São Paulo.

Figura 5.1 - Defeitos reais da transmissão automática 6F35.

Alguns defeitos reais da transmissão



Fotos cedidas pela Pat Paulicéia, São Paulo – SP (07/2016).

Fonte: elaborado pelo autor.

Como ferramenta de análise de algumas das falhas, assim como a correlação com as causas, será realizado um exemplo parcial de FMEA, e não uma análise exaustiva de todos os modos de falhas de uma transmissão automática, onde servirá de ambientação do cenário de defeitos

que serão reproduzidos no modelo matemático. Para isso, as mesmas simplificações da modelagem também foram levadas em consideração, por exemplo, considerou-se a variação da pressão de suprimento como uma causa e não o defeito nos componentes hidráulicos como bomba e válvulas reguladoras de pressão.

Esta análise pode ser tão detalhada quanto se avança na descrição dos componentes, criando subcomponentes (DIAS *et al.*, 2011). Portanto, como o foco do trabalho não é realizar uma análise de falha e cálculos da confiabilidade detalhada da transmissão, o FMEA, neste caso, auxilia no sentido de se obter o cenário de algumas das principais falhas e conseguir representá-las no modelo. O capítulo ainda apresentará como os defeitos serão representados no modelo como, por exemplo, de que maneira um travamento de carretel foi inserido no modelo.

## 5.2 FMEA

Apresenta-se no Quadro 5.1 e Quadro 5.2 um possível FMEA da transmissão automática convencional, onde se decidiu por detalhar até o nível de profundidade do modelo do circuito hidráulico para conseguir listar alguns dos defeitos mais recorrentes do circuito hidráulico. Não foram considerados, aqui, os conjuntos mecânicos de engrenagens, lubrificação da transmissão, corrente, diferencial, bomba hidráulica, filtro e válvulas reguladoras de pressão, pois esta análise se tornaria extremamente extensa caso o nível de detalhamento nos efeitos e causas fossem adiante, divergindo do escopo do trabalho. Outra simplificação também adotada foi a generalização de causas e efeitos, onde, por exemplo, admitiu-se como efeito a situação em que algumas marchas não são engatadas pela transmissão, podia-se detalhar quais dessas marchas não são engatas nos efeitos, porém iria-se gerar uma grande combinação de efeitos e extrapolaria as fronteiras do trabalho proposto.

Os efeitos analisados são aqueles percebidos pelo usuário ao utilizar o veículo. Desta maneira, procurou-se não listar efeitos em que seriam necessários uma certa instrumentação da transmissão, embora estejam diretamente interligados, por exemplo, o fato de não acoplar uma embreagem com uma diminuição da pressão na sua linha de atuação.

Quadro 5.1 - FMEA do circuito hidráulico da transmissão parte 1/2.

<b>FMEA do circuito hidráulico da transmissão automática convencional</b>				
<b>Subsistema:</b> Circuito hidráulico de atuação das trocas de marchas.				
<b>Responsável:</b> Tiago Simino Macedo				
<b>Data:</b> 10/05/2017				
<b>Página:</b> 1/2				
<b>Item</b>	<b>Função</b>	<b>Modo de Falha</b>	<b>Efeito</b>	<b>Causa</b>
Transmissão Automática Convencional	Adaptar o torque e rotação de saída do motor conforme condições de rotação do veículo. Obedecendo a posição selecionada na alavanca, fazendo a troca no instante adequado, na duração certa e com conforto.	Não obedecer às seleções da alavanca.	Não engatar a Ré	Solenoides queimados
			Não engatar Drive	Conectores quebrados
			Não realizar nenhuma ação	Cabos cortados
				Sem fluido
				Sem suprimento
				Vedações danificadas
		Não adaptação do torque	Não entra em algumas marchas	Solenoides queimados
				Conectores quebrados
				Cabos cortados
				Óleo com partículas
				Baixo nível de óleo
				Desgaste interno de componentes
				Baixa pressão de suprimento
				Vedações danificadas

Fonte: elaborado pelo autor.

Quadro 5.2 - FMEA do circuito hidráulico da transmissão parte 2/2.

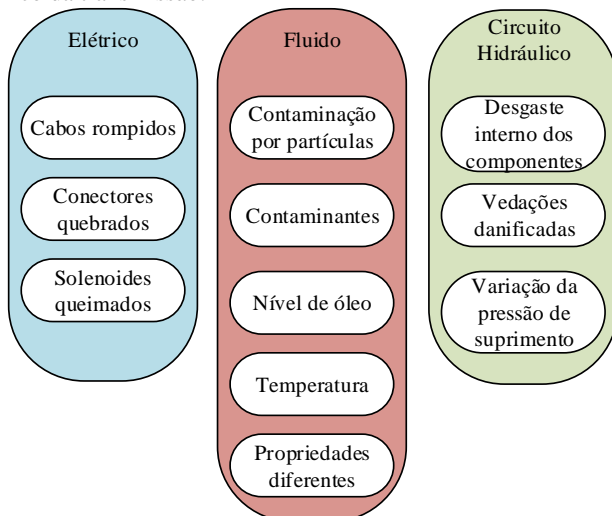
<b>FMEA do circuito hidráulico da transmissão automática convencional</b>				
<b>Subsistema:</b> Circuito hidráulico de atuação das trocas de marchas.				
<b>Responsável:</b> Tiago Simino Macedo				
<b>Data:</b> 10/05/2017				<b>Página:</b> 2/2
<b>Item</b>	<b>Função</b>	<b>Modo de Falha</b>	<b>Efeito</b>	<b>Causa</b>
Transmissão Automática Convencional	Adaptar o torque e rotação de saída do motor conforme condições de rotação do veículo. Obedecendo a posição selecionada na alavanca, fazendo a troca no instante adequado, na duração certa e com conforto.	Engates Lentos ou incompletos	Mudança lenta de marcha Perda de potência nas trocas	Óleo com partículas
				Óleo de especificação diferente
				Temperatura baixa
				Óleo com contaminantes
				Vedações danificadas
				Desgaste interno de componentes
				Baixa pressão de suprimento
				Baixo nível de óleo
		Engates rápidos	Trancos nas trocas de marcha	Óleo com partículas
				Óleo de especificação diferente
				Temperatura alta
				Óleo com contaminantes
				Desgaste interno de componentes
				Alta pressão de suprimento

Fonte: elaborado pelo autor.



A Figura 5.2 relaciona alguns tipos de defeitos que podem ocorrer na transmissão divididos em três grandes grupos: defeitos elétricos, defeitos provenientes do fluido e defeitos no circuito hidráulico. Estes defeitos são inseridos no modelo para análise do comportamento da pressão e deslocamento dos componentes.

Figura 5.2 - Alguns tipos de defeitos possíveis de ocorrerem no circuito hidráulico da transmissão.



Fonte: elaborado pelo autor.

### 5.3 APLICAÇÃO DOS DEFEITOS NO MODELO

Nesta seção será apresentado o modo em que os defeitos citados neste capítulo são aplicados no modelo. As causas de falhas na transmissão são capazes de afetar o comportamento do circuito hidráulico, a maioria delas relacionadas com as pressões de atuação dos freios e embreagens.

Para a parte elétrica, as causas comuns, segundo relatos de oficinas especializadas, já foram apresentadas: cabos rompidos, solenoides queimados e conectores danificados. Portanto, pode-se interromper o sinal que é enviado para o solenoide no modelo e o mesmo não se movimentará e permanecerá na sua posição de origem, este tipo de falha será denominado de Falha OFF, porém, segundo (FORD, 2008), ainda existe a possibilidade do componente falhar ligado e será chamado de Falha ON, onde o sinal que é enviado para o solenoide será sempre máximo, travando o carretel da válvula na posição final. Este tipo de falha, Falha ON, não foi

explicitada anteriormente no texto, mas entende-se que esta causa está incluída na situação de queima de solenoide.

Como no modelo existem cinco solenoides, SSA, SSB, SSC, SSD e SSE, apresenta-se na Tabela 5.1 a representação dos dois tipos de falhas, ON e OFF, e os efeitos esperados ao se tentar engatar Ré e Drive referente aos cinco solenoides. Parte destes cenários são inclusos na simulação para análise dos resultados do modelo.

Tabela 5.1 - Cenário de falha do solenoide SSA.

Solenóide	Posição da Alavanca	Marchas obtidas	
		Falha ON	Falha OFF
SSA	R	R	R
	D	1 <sup>a</sup> ,2 <sup>a</sup> ,3 <sup>a</sup> ,4 <sup>a</sup>	5 <sup>a</sup> ,6 <sup>a</sup>
SSB	R	N	R
	D	1 <sup>a</sup> ,2 <sup>a</sup> ,4 <sup>a</sup> ,6 <sup>a</sup>	3 <sup>a</sup> ,5 <sup>a</sup>
SSC	R	R	R
	D	2 <sup>a</sup> ,6 <sup>a</sup>	1 <sup>a</sup> ,3 <sup>a</sup> ,4 <sup>a</sup> ,5 <sup>a</sup>
SSD	R	N	R
	D	1 <sup>a</sup> ,2 <sup>a</sup> ,3 <sup>a</sup>	4 <sup>a</sup> ,5 <sup>a</sup> ,6 <sup>a</sup>
SSE	R	R	R
	D	1 <sup>a</sup> ,2 <sup>a</sup>	1 <sup>a</sup> ,2 <sup>a</sup> ,3 <sup>a</sup> ,4 <sup>a</sup> ,5 <sup>a</sup> ,6 <sup>a</sup>

Fonte: adaptado de Ford (2008).

Ao se inserir a Falha ON no solenoide SSA, espera-se, de anormalidade, que não seja engatas as marchas 5<sup>a</sup> e 6<sup>a</sup> no modelo, enquanto que para a Falha OFF espera-se que engate apenas Ré, 5<sup>a</sup> e 6<sup>a</sup>. Na sequência, para o SSB, a Falha ON não permitirá o engate de Ré, 3<sup>a</sup> e 5<sup>a</sup> marcha e a Falha OFF será exatamente ao contrário, apenas se engatará estas marchas citadas. Estes e mais outros resultados para todos os solenoides modelados estão listados na Tabela 5.1.

Nota-se que várias combinações destes defeitos também podem ser feitas, porém os resultados começam a se tornar excessivamente extensos e difíceis de se administrar. Ainda existem os defeitos dos grupos: Fluido e Circuito hidráulico para serem apresentadas, em vários casos de defeitos, estes dois grupos têm fortes correlações, como, por exemplo, a causa

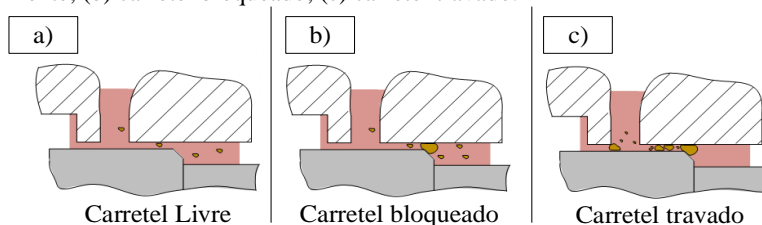
desgaste interno de componentes, que pertence ao grupo Circuito hidráulico, com a causa partículas no óleo, que se encontra no grupo Fluido, onde um pode ser considerado consequência do outro.

Para inserir as causas variações de pressão no modelo, altera-se, diretamente, os valores das duas fontes de pressões consideradas no modelo,  $p_s$  e  $p_L$ . Para se evitar danos internos, o circuito hidráulico da transmissão analisada neste trabalho deve operar entre  $1 \times 10^5 \text{Pa}$  e  $20 \times 10^5 \text{Pa}$  aproximadamente. Nas situações de vazamento, vários volumes de controle foram modelados com uma restrição, conectando-o para reservatório, cujas situações normais já existem tais vazamentos, porém em casos de anormalidade, pode-se aumentar os coeficientes de vazamentos ( $K_{vL}$ ) existentes no modelo.

Finalmente, chega-se na causa que pode representar grande parte de todas as falhas das transmissões automáticas convencionais no mundo, segundo oficinas especializadas no setor. A contaminação por partículas sólidas no fluido, que estão intimamente relacionadas à desgastes internos dos componentes mecânicos e dos componentes hidráulicos, causados por sujeiras, atrito, fadiga, água, defeitos de fabricação, propriedades químicas e fluido de especificação errada (TOTTEN E DE NEGRI, 2012).

A consequência de partículas no óleo dentro do sistema pode ser o bloqueio ou travamento dos carretéis das válvulas no circuito hidráulico. A Figura 5.3 representa as 3 situações que podem ocorrer no carretel de uma válvula no circuito hidráulico. No caso da situação (a), o carretel se move livremente pelo corpo de válvulas devido à folga radial.

Figura 5.3 - Situações de partículas no óleo: (a) carretel funcionando normalmente; (b) carretel bloqueado; (c) carretel travado.



Fonte: elaborado pelo autor.

Na situação (b), está representado o caso de bloqueio do carretel, impedindo-o de se movimentar em apenas um sentido, ou seja, a partícula no óleo foi capaz de bloquear o carretel no seu movimento da esquerda para a direita, porém o carretel ainda é capaz de retornar livremente para a esquerda. Na última situação, caso (c), o carretel é travado, neste caso,

é impedido de se movimentar em ambos os sentidos, devido a interação das partículas contidas no óleo com a folga radial existente entre o carretel e o corpo de válvulas, sendo assim, esta situação é nomeada de carretel travado.

O modelo permite que bloqueios e travamentos sejam aplicados nas válvulas reguladora e Latch de cada um dos grupos, SSA, SSB, SSC e SSD, pertencentes ao circuito hidráulico. Além disso, permite escolher entre somente bloqueio ou travamento total do carretel e também o momento em que ocorrerá, ou seja, em qual porcentagem de deslocamento entrará em ação a força e o atrito bloqueante. Para que estes defeitos fossem inseridos no modelo, a força de atrito bloqueante e o coeficiente de amortecimento viscoso foram adicionados na equação da segunda lei de Newton dos carretéis das válvulas Latch e reguladora. A equação 5.1 é um exemplo de adição do termo  $F_{tl}$  (força de travamento) no modelo da dinâmica do movimento do carretel da válvula Latch.

$$p_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_L^2 - d_l^2) = m_l \cdot \frac{d^2 x_l}{dt^2} + B_l \cdot \frac{dx_l}{dt} + k_l \cdot (x_l + x_{lpre}) + F_{end} + F_{tl}, \quad (5.1)$$

sendo  $F_{tl}$ , o termo de força de travamento do carretel adicionado na equação da Segunda lei de Newton para a dinâmica do movimento do carretel da válvula Latch, anteriormente apresentada na Equação 4.17.

A força de travamento funciona semelhante à força de batente utilizada no modelo, podendo ser escrita da seguinte forma:

$$F_{tl} = k_{tl} \cdot (x_l - x_{tl}) + B_{tl} \cdot \frac{dx_l}{dt}, \quad x_l \geq x_{tl} \quad (5.2)$$

sendo este um exemplo de aplicação para a válvula Latch. Quando o deslocamento do carretel da válvula Latch ( $x_l$ ) atingir o valor imposto para posição do travamento ( $x_{tl}$ ), surgirá, na equação do modelo, uma força de travamento com módulo de elasticidade ( $k_{tl}$ ), de valor semelhante ao do módulo de elasticidade de batentes, multiplicado pelo deslocamento do carretel, e o atrito viscoso ( $B_{tl}$ ), multiplicado pela velocidade do carretel.

## 6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 6.1 INTRODUÇÃO

Este capítulo aborda os resultados obtidos utilizando o modelo do circuito hidráulico apresentado neste trabalho. Primeiramente é feita uma análise sobre o arranjo característico entre válvula Solenoide, válvula Latch, válvula Reguladora e atuador, que se repete para todos os quatro grupos apresentados no Capítulo 3, Figura 3.7. Mais adiante, discute-se sobre a diferença de pressão e deslocamento dos componentes, analisando variáveis de estado do sistema, entre o sinal de 100% enviado ao solenoide com um acionamento de sinal modulado, aquele onde são inseridos diferentes ciclos de trabalho do sinal PWM durante intervalos de tempo de avanço ou retorno do atuador.

Na seção 6.4 é analisado um cenário de *on-coming* e *off-going* para uma mudança de marcha de 2ª para 3ª, compara-se variáveis do modelo na mudança de marcha utilizando um sinal 100% de ciclo de trabalho direto com a mudança de marcha com um sinal modulado, onde o ciclo de trabalho é variável ao longo da troca de marcha. A partir destes resultados obtidos é possível a análise de tempo de resposta da transmissão, comportamento da pressão, deslocamentos dos carretéis das válvulas envolvidas, assim como o deslocamento do atuador.

As primeiras análises do capítulo servirão de padrão de funcionamento para uma transmissão sem defeito, pois mais adiante serão inseridos no modelo os defeitos já comentados no Capítulo 5 e seus efeitos serão analisados levando em consideração uma comparação com o comportamento padrão. Ainda para o comportamento padrão, foram feitas análises, no modo Global de operação, de pressão e deslocamento dos cinco atuadores da transmissão para se obter o comportamento ideal da transmissão em perfeitas condições. A partir dos padrões obtidos é possível se inserir defeitos nos componentes modelados para que os efeitos de pressão e deslocamentos de carretéis e atuadores sejam comparados.

O primeiro defeito imposto no modelo é no domínio elétrico. Inseriu-se defeito no solenoide SSA, como exemplo, assim, simulou-se no modo Global este solenoide sempre ligado (Falha ON) e, posteriormente, sempre desligado (Falha OFF). Os resultados foram obtidos em análises globais do modelo da transmissão, passando pela sequência de engates já apresentada na Seção 4.8.2: R, N e D (1ª, 2ª, 3ª, 4ª, 5ª e 6ª).

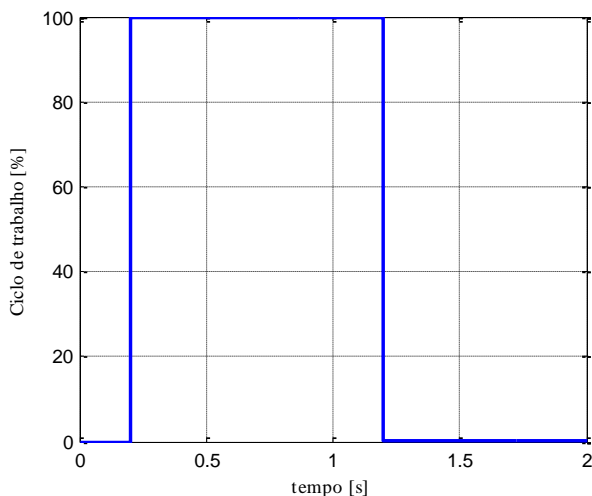
A próxima seção do capítulo trata de defeitos recorrentes do circuito hidráulico, onde analisa-se, com a simulação em modo Local, defeitos do tipo: alterações nas pressões de suprimentos e vazamento. Na seção seguinte, os defeitos analisados são relacionados ao fluido onde apresenta-se, dentre outros resultados, uma análise de sensibilidade para diversos coeficientes de atrito viscoso no sistema e simulações de travamentos e bloqueio dos carretéis devido a desgaste interno e partículas no óleo, todos no modo de análise Local.

## 6.2 ARRANJO LATCH + REGULADORA

O solenoide escolhido é do tipo normalmente fechado, portanto o sinal dado (Figura 6.1), faz abrir completamente em 0,2s e fechar completamente aos 1,2s de simulação.

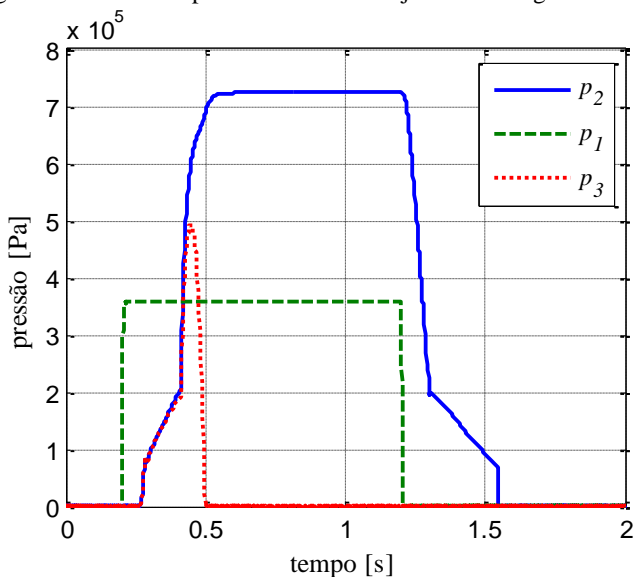
Na Figura 6.1 é apresentado o ciclo de trabalho pelo tempo do sinal que foi enviado para o solenoide que é acionado através de sinal PWM. No intervalo de 0 a 0,2s a largura do pulso é de 0%, em seguida, para o intervalo de 0,2s até 1,2s, a largura do pulso é de 100%, ou seja, o solenoide é acionado totalmente por 1s e após este intervalo a largura do pulso dado volta a ser 0%. Os três volumes de controle V.C.1, V.C.2 e V.C.3 do arranjo já apresentado na Figura 4.1 possuem as pressões  $p_1$ ,  $p_2$  e  $p_3$ , respectivamente, cujos comportamentos, para este caso, podem ser vistos na Figura 6.2.

Figura 6.1 - Ciclo de trabalho do sinal dado para a válvula solenoide.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 6.2 - Pressões para análise do arranjo Latch + reguladora.

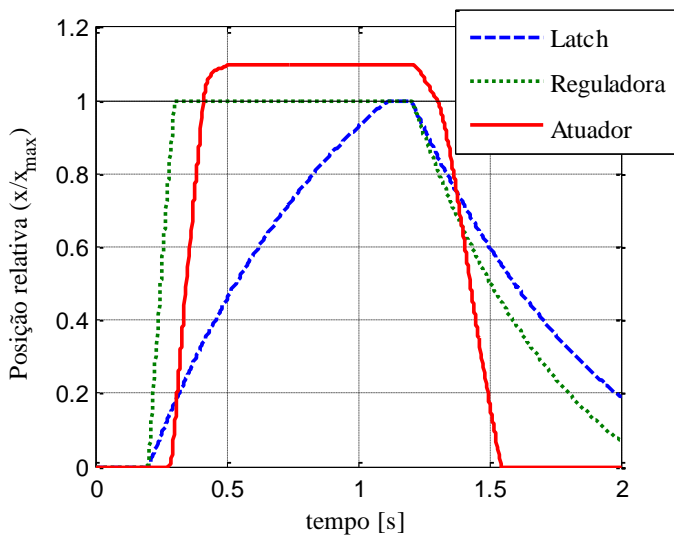


Fonte: elaborado pelo autor.

A pressão  $p_1$ , tem um comportamento muito próximo do sinal de entrada, ela é responsável por pilotar as válvulas reguladoras e Latch, movendo-as a partir das suas respectivas posições iniciais. Os movimentos dos carretéis e do atuador são mostrados na Figura 6.3, sendo 1 o deslocamento até o máximo. Para o deslocamento relativo do atuador, a porção que se desloca acima de 1 é devido à deformação dos discos de embreagem, pois foi considerado deslocamento máximo do atuador até o momento em que ele toca os discos de embreagem, para melhor visualização do acoplamento.

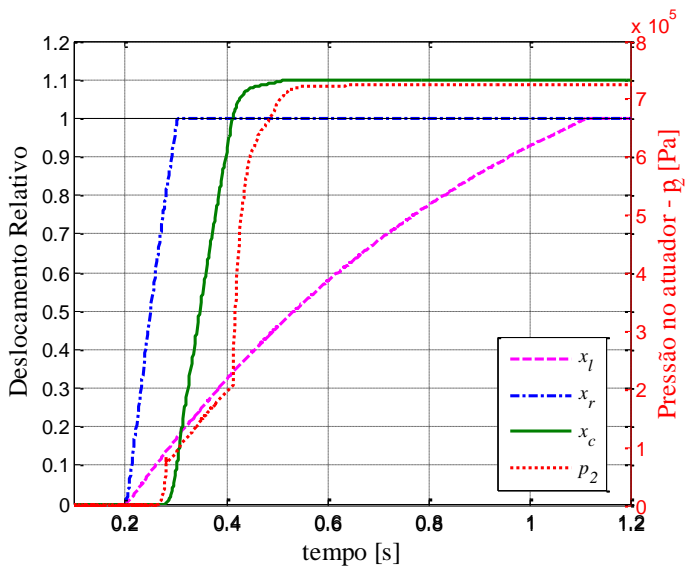
O avanço do carretel da válvula Latch é mais lento que da válvula Reguladora, isso ocorre devido ao fato das relações de áreas no piloto de cada uma destas válvulas, cuja geometria interna foi apresentada na seção 4.5 para as válvulas pilotadas hidráulicamente. Uma análise mais detalhada deste arranjo, que se repete em outras quatro situações do circuito hidráulico geral da transmissão, chamado de grupo, SSA, SSB, SSC e SSD, é apresentada na Figura 6.4. Nela observa-se, em conjunto, cada posição relativa dos carretéis, Latch ( $x_l$ ) e reguladora ( $x_r$ ), com a posição relativa do atuador ( $x_c$ ), apresentados no eixo da esquerda e a pressão de atuação ( $p_2$ ) representada no eixo da direita do gráfico.

Figura 6.3 - Deslocamentos relativos das válvulas Latch e reguladora e do atuador.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 6.4 - Deslocamentos relativos no eixo y da esquerda juntamente com a pressão do atuador no eixo da direita.

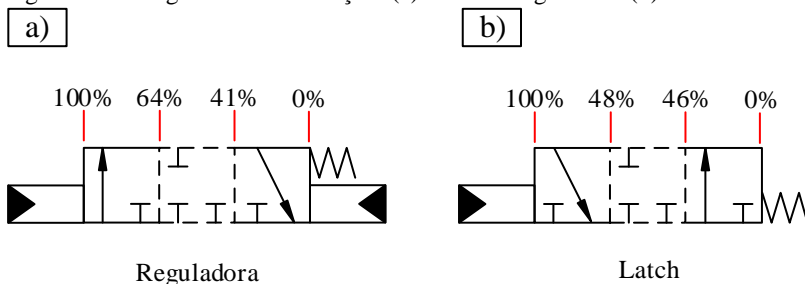


Fonte: elaborado pelo autor.



A posição de transição central, tanto da válvula Latch quanto da válvula Reguladora são fechadas e, portanto, devido às suas características de projeto, ambas têm seu carretel do tipo super-crítico. A Figura 6.5 representa esta transição de centro fechada para as duas válvulas, juntamente com os valores de deslocamento relativo para cada posição. A válvula Reguladora passa pela posição de transição, centro fechada, entre 41% e 64% de deslocamento relativo do carretel. Por esta razão a pressão  $p_2$  começa a subir apenas quando o carretel da válvula Reguladora se encontra deslocado 64% do seu deslocamento total.

Figura 6.5 - Diagrama com transição: (a) válvula Reguladora (b) válvula Latch.



Fonte: elaborado pelo autor.

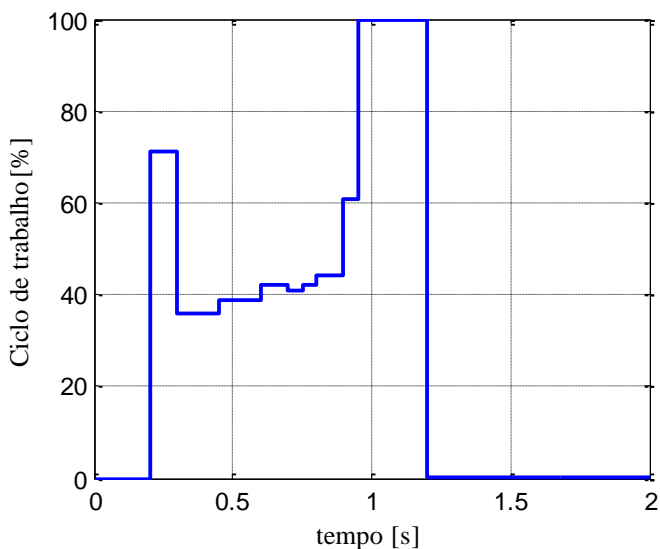
Quase em 0,3s indo até um pouco mais que 0,4s, percebe-se que o comportamento de  $p_2$  é influenciado pelo deslocamento do atuador, o aumento do volume causado pelo avanço do cilindro faz com que a pressão tenha um aumento mais gradual. Por outro lado, quando o atuador alcança os discos de embreagem em pouco mais que  $t=0,4s$ , sua velocidade de avanço diminui drasticamente, ocasionando no aumento repentino da  $p_2$ .

A válvula Latch, quando está em posição inicial se encontra normalmente aberta, ela é responsável pelo comportamento da pressão  $p_3$ , de contra piloto da válvula Reguladora, vista na Figura 6.2. Ao passar de 46% da sua abertura total, a válvula Latch, cujo deslocamento é representado por  $x_r$ , encontra-se fechada, na posição de transição, fazendo com que  $p_2$  aumente devido ao fechamento da comunicação entre V.C.3 e V.C.2, resultando em queda da pressão  $p_3$  até o valor da pressão de reservatório devido ao vazamento da linha V.C.3. Posteriormente, acima de 48% de deslocamento do carretel da Latch, V.C.3 então é ligado ao reservatório através da válvula.

### 6.3 SINAL MODULADO PARA AVANÇO DO ATUADOR

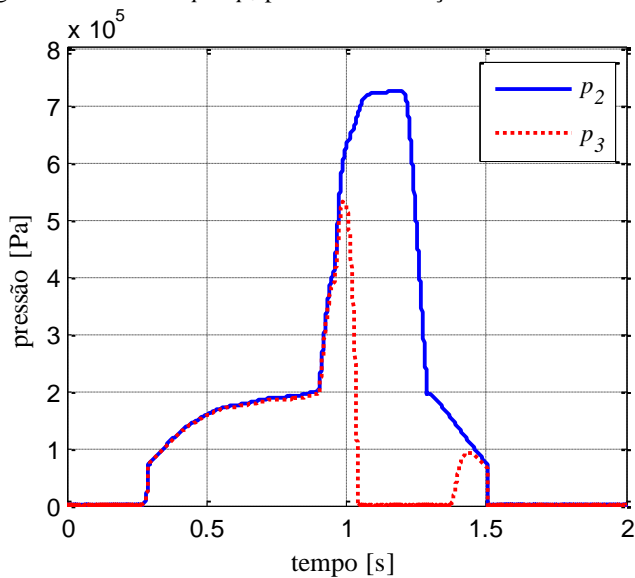
Na seção anterior foi apresentado o arranjo Latch + reguladora com o solenoide ativado de maneira integral, ou seja, o ciclo de trabalho dado foi apenas em dois níveis: totalmente acionado (100%) ou desligado (0%). Nesta seção será apresentado o mesmo arranjo de válvulas e atuador para um exemplo de acionamento modulado. Com este novo tipo de acionamento, cujo ciclo de trabalho está apresentado na Figura 6.6, é possível se obter engates mais suaves, lentos e longos. O comportamento mais suave se dá devido à modulação do sinal, fazendo com que a pressão  $p_2$ , apresentada na Figura 6.7, aumente de maneira mais suave, e que a pressão  $p_3$ , atue por mais tempo no contra piloto da válvula Reguladora. Os deslocamentos relativos dos carretéis das válvulas reguladora e Latch são apresentados na Figura 6.8.

Figura 6.6 – Exemplo de ciclo de trabalho modulado para engates controlados.



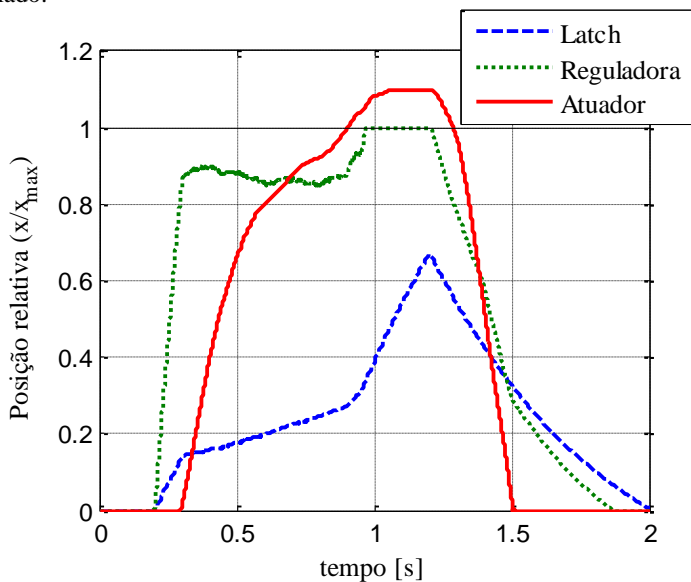
Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 6.7 - Pressões  $p_2$  e  $p_3$  para uma mudança de marcha modulada.



Fonte: elaborado pelo autor.

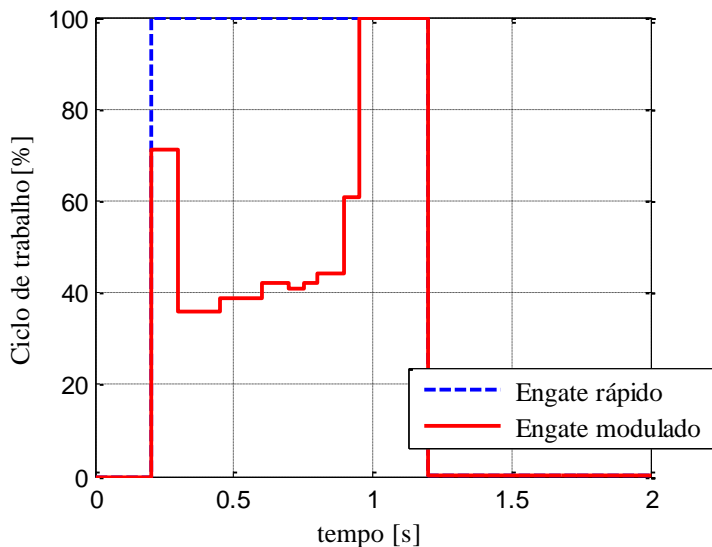
Figura 6.8 - Deslocamentos dos carretéis e do atuador para um engate modulado.



Fonte: elaborado pelo autor.

Para uma melhor comparação do comportamento da pressão e dos deslocamentos dos componentes hidráulicos, apresenta-se, na Figura 6.9, a diferença entre os ciclos de trabalhos aplicados para a válvula Solenoide nas duas situações: engate rápido e engate modulado. Durante o intervalo de 0,2s até 1,2s, enquanto o ciclo de trabalho do sinal de engate rápido estava em 100%, o sinal modulado começa com 70%, passando para 35%, 38%, depois para valores entre 40% e 60% e finalmente alcança 100%, para completar o engate. A Figura 6.10 faz uma comparação das duas pressões responsáveis por avançar os atuadores.

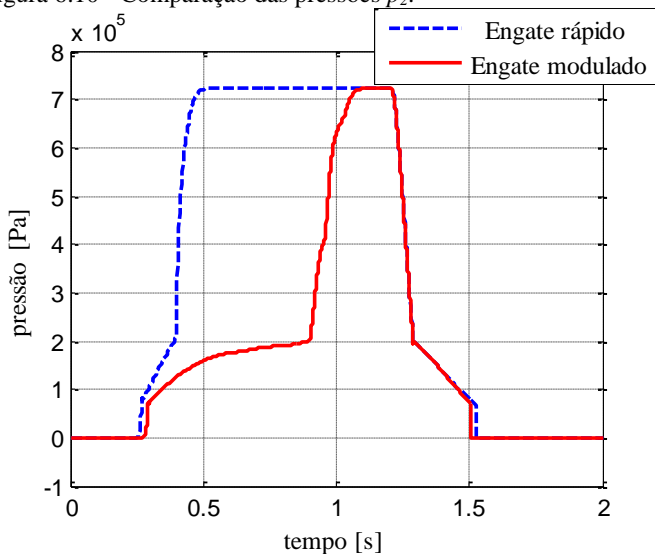
Figura 6.9 - Comparação dos sinais para o solenoide para o engate rápido (sem modulação) com o sinal modulado.



Fonte: elaborado pelo autor.

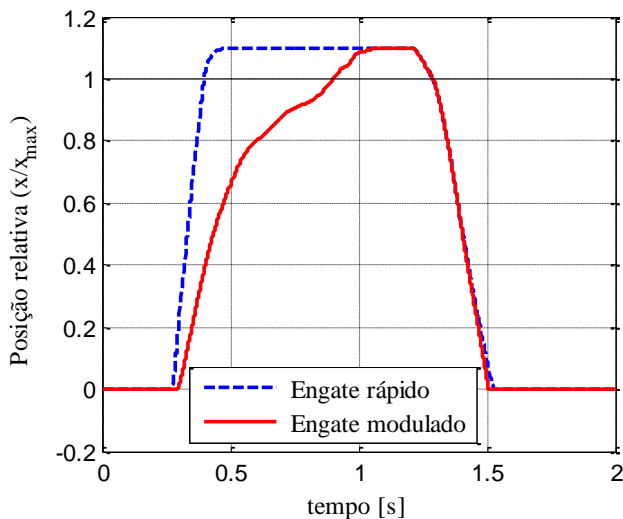
Como era de se esperar, no engate modulado a pressão demora mais, cerca de 0,5s a mais para subir expressivamente devido ao avanço do atuador. Estas diferenças nos avanços são responsáveis pela mudança de marcha mais lenta e suave apresentadas na Figura 6.11.

Figura 6.10 - Comparação das pressões  $p_2$ .



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 6.11- Comparação dos deslocamentos dos atuadores.



Fonte: elaborado pelo autor.

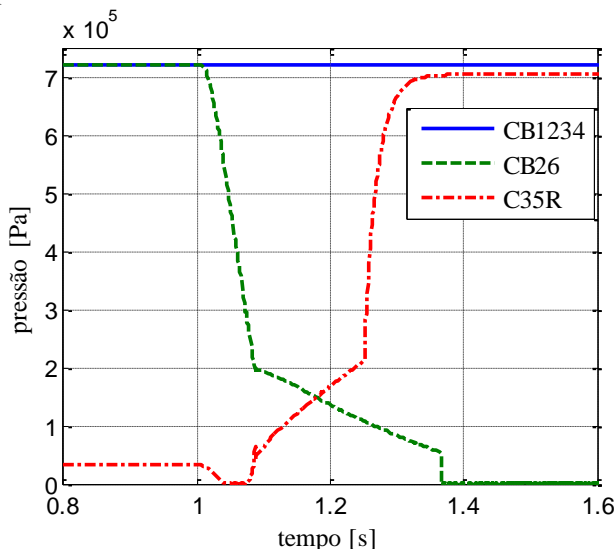
Após o início do sinal para avanço do atuador, que ocorre em 0,2s, no modo engate rápido, o cilindro está completamente avançado, antes de

começar a deformar os discos de embreagem em aproximadamente 0,4s, por outro lado, o modo modulado terá o atuador avançado até os discos apenas em 0,85s aproximadamente.

#### 6.4 EXEMPLO DE UMA MUDANÇA DE MARCHA (*ON-COMING* E *OFF-GOING*)

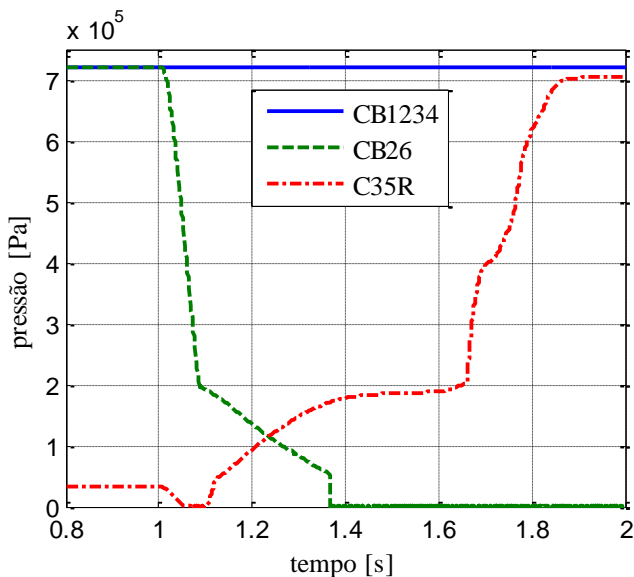
A partir desta seção, começa-se a analisar a transmissão de maneira Global, onde não interessa apenas o avanço de um atuador isolado e sim o conjunto de atuadores, capazes de realizar as relações de entrada e saída requeridas para cada marcha selecionada. O caso analisado nesta seção é da mudança de marcha da segunda para a terceira, sendo esta mudança de marcha simulada parte da rotina total de análise Global. Para serem realizadas tais relações de marchas, deve-se ter avançado, primeiramente, os freios CB26 e CB1234, para obter a segunda marcha, durante a mudança, o atuador considerado *off-going* é o CB26 e para gerar a terceira marcha, o atuador *on-coming* é a embreagem C35R. A Figura 6.12 mostra as pressões dos atuadores nesta mudança de marcha, para o caso de sinal não modulado no avanço de C35R e a Figura 6.13 mostra, logo na sequência, o mesmo cenário de marchas, porém com o sinal modulado, o mesmo que apresentado na seção anterior, no avanço de C35R.

Figura 6.12 - Pressões na mudança de segunda para terceira marcha para engate rápido.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 6.13- Pressões na mudança de segunda para terceira marcha para engate modulado.

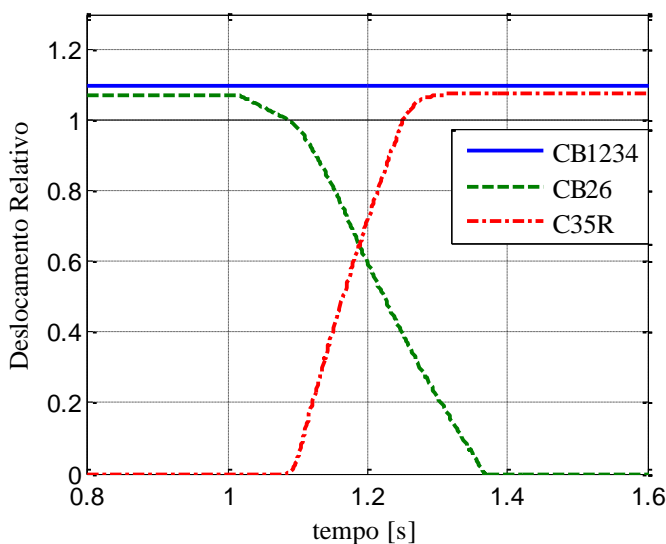


Fonte: elaborado pelo autor.

O sinal para início da mudança de marcha ocorre no  $t=1s$ , nas duas situações, o atuador *off-going* CB26 não tem o recuo modulado, onde antes de 1,4s já se encontra com pressão de reservatório na sua câmara. O que difere nos dois casos, é a embreagem C35R, onde no caso de sinal 100% direto para uma troca rápida, em aproximadamente 0,3s depois da ativação, a pressão do atuador já estava no máximo e no segundo caso, a pressão levou quase 0,9s para chegar ao máximo, em torno de 0,6s a mais que na mudança sem modulação.

O comportamento da pressão influencia diretamente no deslocamento do atuador e consequentemente na qualidade da mudança de marcha. Os deslocamentos dos atuadores para os dois casos podem ser vistos na Figura 6.14 e Figura 6.15, com sinal 100% direto e sinal modulado respectivamente.

Figura 6.14 - Posições dos atuadores na mudança de segunda para terceira marcha com sinal não modulado.



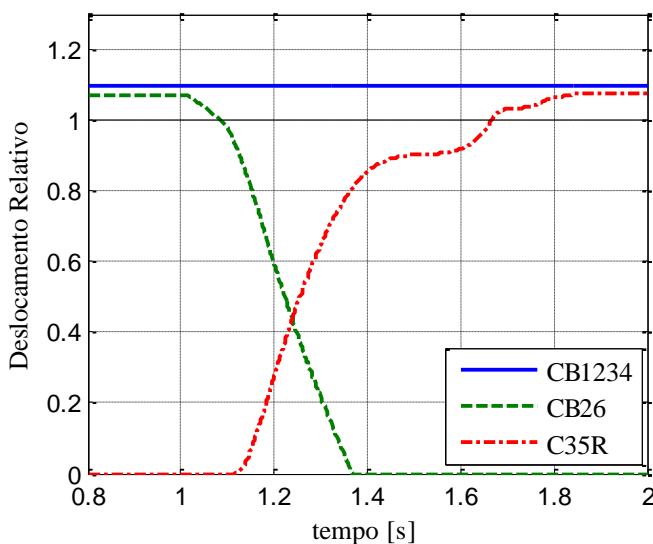
Fonte: elaborado pelo autor.

Nota-se, da Figura 6.14, que em menos de 0,3s, após dado o sinal de início do processo de troca de marcha, a terceira marcha já estava engatada, diferentemente do caso da Figura 6.15, onde levou-se aproximadamente 0,7s para que ocorresse tal mudança por completo. Este padrão, onde um atuador é recuado enquanto outro é avançado e durante todo o processo, um terceiro atuador permanece avançado, se repete para todas as outras mudanças de marchas, com exceção das mudanças envolvendo a primeira marcha, onde utiliza-se outro tipo de atuador, já apresentado no Capítulo 3, chamado de OWC.

O avanço mais suave do atuador, apresentado nos resultados de trocas moduladas, permite inferir que este tipo de mudança de marcha, apesar de alguns décimos de segundo mais lenta, pode ser mais prazerosa e suave, além de ser uma indicação de que pode aumentar a vida útil do sistema devido à possibilidade de atenuação do desgaste mecânico dos componentes.



Figura 6.15 - Posição dos atuadores na mudança de segunda para terceira marcha com sinal modulado.



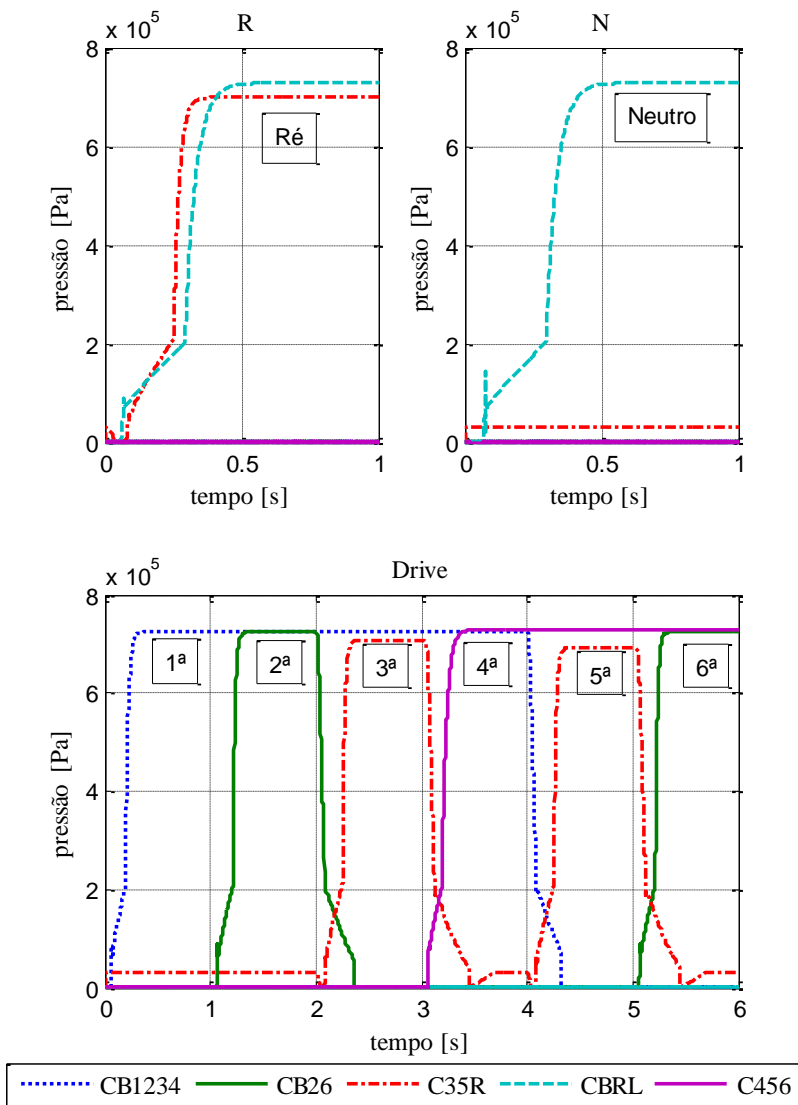
Fonte: elaborado pelo autor.

## 6.5 ANÁLISE GLOBAL PARA UM FUNCIONAMENTO PADRÃO

Até então neste capítulo foram analisados casos de perfeito estado de funcionamento da transmissão, onde nenhum defeito é inserido na modelagem. Esta seção apresenta o que se chama de análise Global Padrão, que se refere à análise das pressões e deslocamentos dos atuadores da transmissão, a partir da rotina apresentada na Seção 4.8.2. Estes resultados são chamados de Padrão devido ao seu estado de perfeito funcionamento, onde qualquer divergência destes, deverá ser analisada como um possível efeito anormal provocado por um defeito na transmissão.

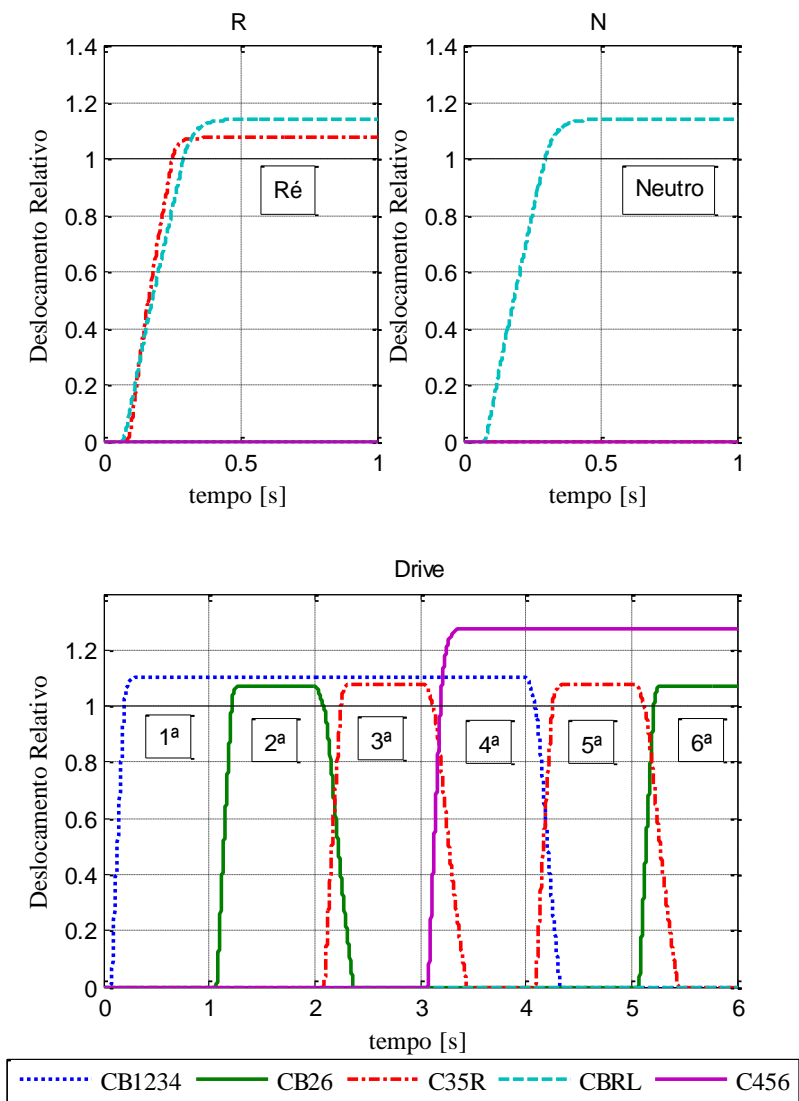
A Figura 6.16 apresenta as pressões para os cinco atuadores em uma rotina de simulação que passa pela Ré, Neutro, 1ª, 2ª e, assim por diante, até a 6ª marcha. Os sinais enviados aos solenoides não são modulados, é dado 100% de largura de pulso no instante do acionamento. Os dois gráficos superiores na figura apresentam, da esquerda para direita, a alavanca manual na posição R e N respectivamente e o gráfico localizado abaixo destes é referente à alavanca na posição D. Assim como as pressões, os deslocamentos dos cinco atuadores também foram analisados para a mesma rotina de entradas, conforme mostrado na Figura 6.17.

Figura 6.16 - Pressões dos 5 atuadores para análise Global Padrão.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 6.17 - Deslocamentos dos atuadores na análise Global Padrão.



Fonte: elaborado pelo autor.

Uma das características do funcionamento padrão é que todos os atuadores devem passar a linha de 1 no deslocamento relativo adimensional. Este fato indica que o atuador alcançou os discos do freio ou embreagem e após isso os deformou, comprimindo-os, para realização do acoplamento. O atuador da embreagem C456 é o que mais se desloca relativamente ao seu curso, devido ao fato de conter a maior quantidade de discos de embreagem que serão deformados, cinco de cada, além de ter o cilindro de menor curso. Os gráficos da Figura 6.2, Figura 6.3, Figura 6.16 e Figura 6.17 são, constantemente, retomados mais adiante neste capítulo, pois se referem a funcionamentos padrões e assim, servem de comparações para aqueles gráficos dos efeitos resultantes de modelos com defeitos inseridos.

## 6.6 ANÁLISE DOS DEFEITOS INSERIDOS NO MODELO

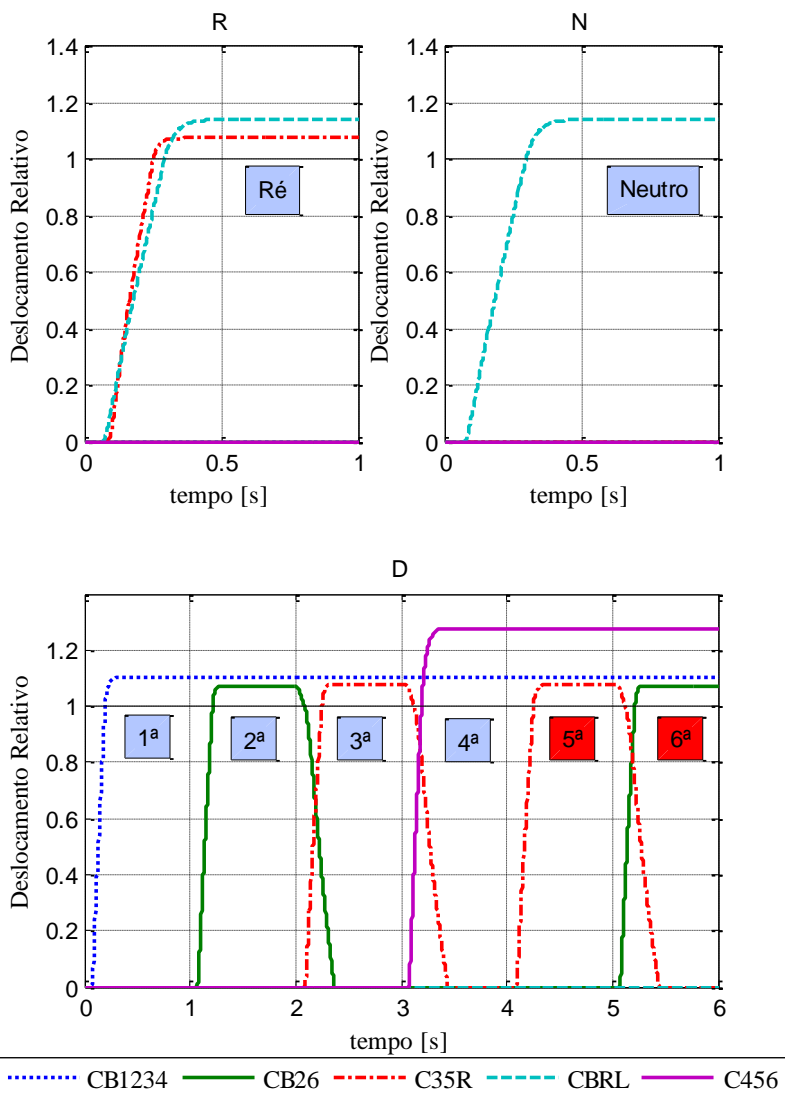
Nesta seção serão aplicados os defeitos citados no Capítulo 5, divididos da seguinte maneira: defeitos elétricos, defeitos no circuito hidráulico e defeitos no óleo. Os resultados gerados não são padronizados, ou seja, para os defeitos elétricos, a estratégia foi analisar os efeitos no modelo Global e, por outro lado, as análises referentes aos defeitos provenientes do circuito hidráulico foram simuladas no modo Local, pois julgou-se ser a melhor maneira para representá-los.

Dentre os defeitos inseridos, também são apresentadas análises de sensibilidade do modelo para variação do atrito viscoso e do módulo de compressibilidade do óleo, situações de travamento e bloqueio dos carretéis, as quais foram analisadas no modo Local.

### 6.6.1 Defeitos elétricos

Os defeitos elétricos aqui inseridos, estão associados com a Tabela 5.1 apresentada na Seção 5.3 deste trabalho. Ao todo são cinco solenoides modelados e, como exemplo, foram analisadas as Falhas ON e OFF para o solenoide SSA. A Figura 6.18 representa os deslocamentos dos atuadores no modo Global para a falha ON do solenoide SSA, as relações cujo fundo está em vermelho se referem às marchas que não serão obtidas devido ao defeito apresentado.

Figura 6.18 - Deslocamento dos atuadores na análise Global para falha ON no solenoide SSA.



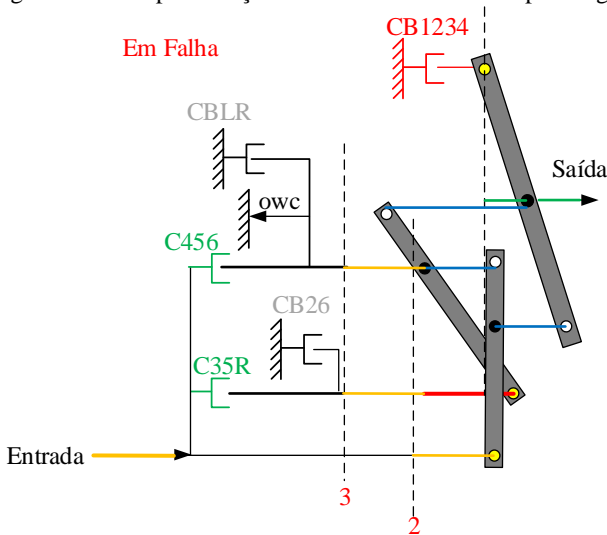
Fonte: elaborado pelo autor.

Observa-se que a quinta e a sexta marcha não são obtidas devido ao defeito inserido, isto acontece pelo fato do atuador CB1234 não recuar

quando é necessário, no modo D. Desta maneira, na quinta marcha, que seria apenas o atuador C35R e C456, surge um terceiro atuador, CB1234. O mesmo ocorre para a sexta marcha, onde seriam apenas os atuadores CB26 e C456 avançados. Portanto, a relação entrada/saída da transmissão acaba sendo alterada na quinta e sexta marcha, gerando uma falha no conjunto.

Neste caso, onde três atuadores se encontram acionados, danos físicos aos discos de embreagens são inevitáveis, pois as engrenagens planetárias não chegam à uma posição de equilíbrio sem que haja movimento relativo em, pelo menos, um dos atuadores acionados. A situação de falha por três acionamentos pode ser vista no diagrama de alavancas da Figura 6.19, onde a diferença de rotação no conjunto de embreagem C35R está representado pela barra em vermelho. Este fato gera queima dos discos de embreagem ou freio, devido ao movimento rotativo relativo dos componentes mecânicos no modo pressionado.

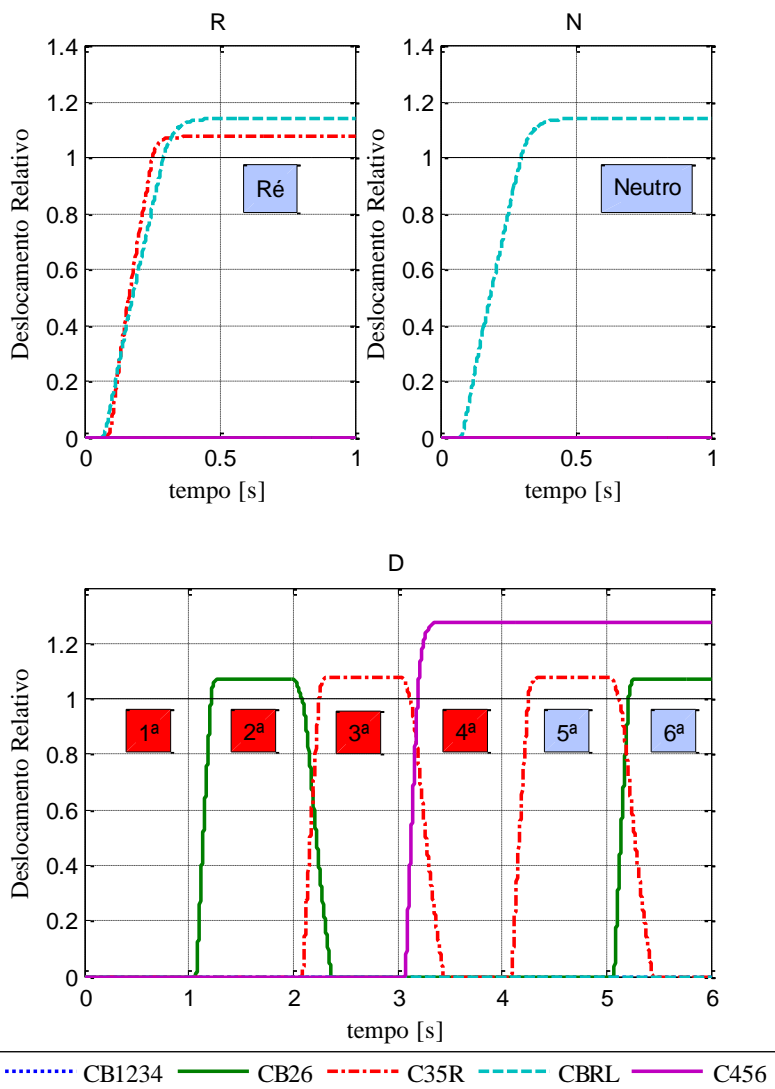
Figura 6.19 - Representação da falha da transmissão por diagrama de alavancas.



Fonte: elaborado pelo autor.

A próxima análise é para uma falha OFF no mesmo solenoide, SSA, onde os deslocamentos dos atuadores são apresentados na Figura 6.19. Observa-se no gráfico que a falha OFF do solenoide SSA faz com que atuador CB1234 não seja capaz de avançar e, portanto, as marchas que dependem deste atuador acionado, de primeira à quarta marcha, não serão obtidas.

Figura 6.20 - Análise Global para falha OFF no solenoide SSA.



Fonte: elaborado pelo autor.

No modelo, permite-se aplicar todos os modos de falha apresentados na Tabela 5.1 e os resultados devem ser conforme foram apresentados. Para fins de teste do modelo do circuito hidráulico, foram realizadas

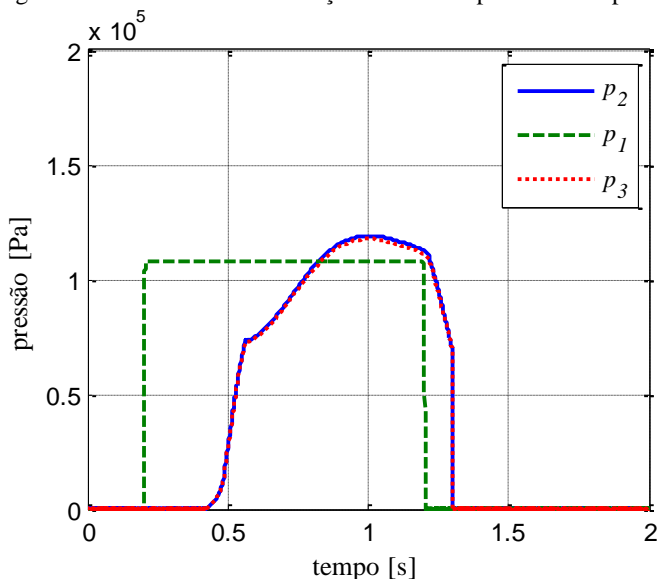
todas as verificações das falhas na simulação e comparados com os resultados da tabela, porém, não serão apresentados para evitar repetições.

### 6.6.2 Defeitos no circuito hidráulico

Nesta seção foram simulados defeitos referentes à regulação de pressão do circuito hidráulico e vazamentos, acima do normal, de óleo no sistema. As causas de alteração na pressão de suprimento são várias, porém o modelo as considera como fontes de pressão, portanto, para simular alteração da pressão de suprimento altera-se, basicamente, os valores das duas fontes de pressão:  $p_s$  e  $p_L$ .

A pressão padrão foi alterada para 30% do seu valor para representar uma falha de baixa pressão de suprimento no circuito hidráulico e 150% do seu valor para representar uma falha de alta pressão no circuito. É utilizado o modo Local de simulação, onde analisa-se, para acionamento de apenas um atuador, as variáveis, pressão, deslocamento dos carretéis das válvulas e deslocamento do atuador. A Figura 6.21 apresenta as pressões nos volumes de controle, V.C.1, V.C.2 e V.C.3 para as pressões de suprimentos abaixo do normal.

Figura 6.21 - Pressões da simulação com baixa pressão de suprimento.



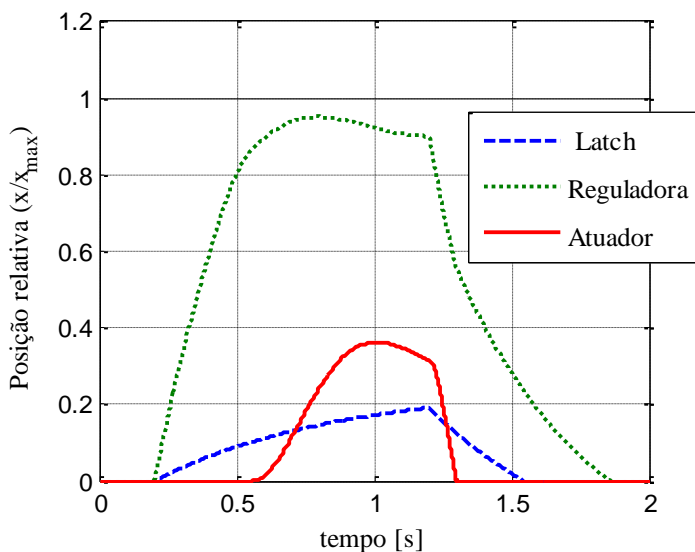
Fonte: elaborado pelo autor.

Nota-se, que  $p_1$  continua tendo o comportamento parecido com o comportamento padrão, porém com valores reduzidos, uma vez que para



o comportamento padrão seu valor é próximo de  $3,5 \times 10^5 \text{Pa}$  e, agora, está pouco acima de  $1 \times 10^5 \text{Pa}$ . A pressão  $p_1$ , apesar de baixa, ainda é suficiente para deslocar os carretéis das válvulas Latch e reguladora. Os deslocamentos, tanto dos carretéis das válvulas, quanto do atuador, podem ser vistos na Figura 6.22. O fato da pressão  $p_3$  ter um comportamento muito próximo da pressão  $p_2$ , significa que o carretel da válvula Latch não foi deslocado o suficiente para fechar a conexão de V.C.2 com V.C.3, posição a partir de 46% conforme apresentado na Figura 6.5(b).

Figura 6.22 - Deslocamentos da simulação com baixa pressão de suprimento.



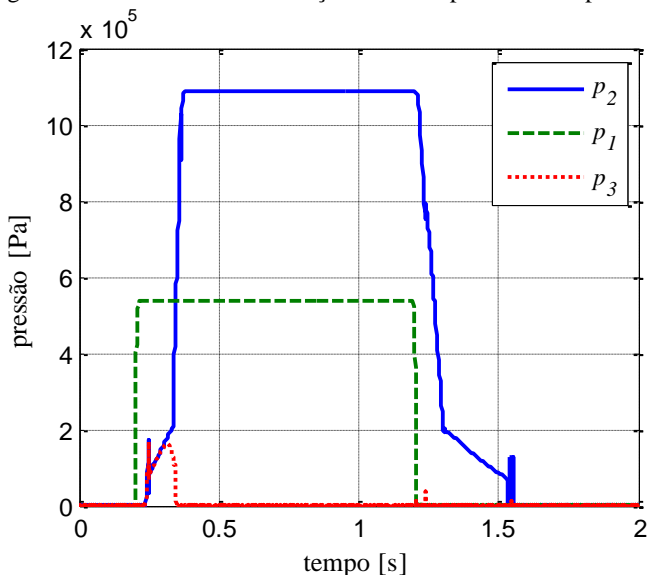
Fonte: elaborado pelo autor.

O carretel da válvula Reguladora não alcançou o deslocamento total e, como já comentado anteriormente, o carretel da válvula Latch não alcançou os 46% do seu deslocamento para fechar a comunicação entre V.C.2 e V.C.3, alcançou no máximo 20% em 1,2s aproximadamente. O atuador não alcançou os discos da embreagem no seu fim de curso, chegou a menos de 40% de deslocamento, e neste caso a relação de marcha sequer é obtida. Percebe-se que a pressão do atuador, assim como seu deslocamento, foi abaixo dos valores padrões.

Se, por algum motivo, as pressões de suprimentos virem a diminuir em 30% dos valores padrões a transmissão apresentará falha nos engates de marchas. O deslocamento do atuador, além de tardio, é insuficiente para o acoplamento dos discos, seja do freio ou da embreagem.

O outro defeito simulado, referente às pressões de suprimento, foi de aumento em 150% dos valores padrões. A Figura 6.23 apresenta o comportamento das pressões nos volumes de controle, V.C.1, V.C.2 e V.C.3, do circuito hidráulico utilizado para a simulação Local. A pressão  $p_1$  atinge valores acima de  $5 \times 10^5 \text{ Pa}$  e neste caso a pressão  $p_3$  assim que começa a subir, antes de atingir  $2 \times 10^5 \text{ Pa}$ , já cai para pressão atmosférica, pressão de reservatório, devido ao deslocamento mais rápido que o padrão do carretel da válvula Latch que pode ser visto na Figura 6.24.

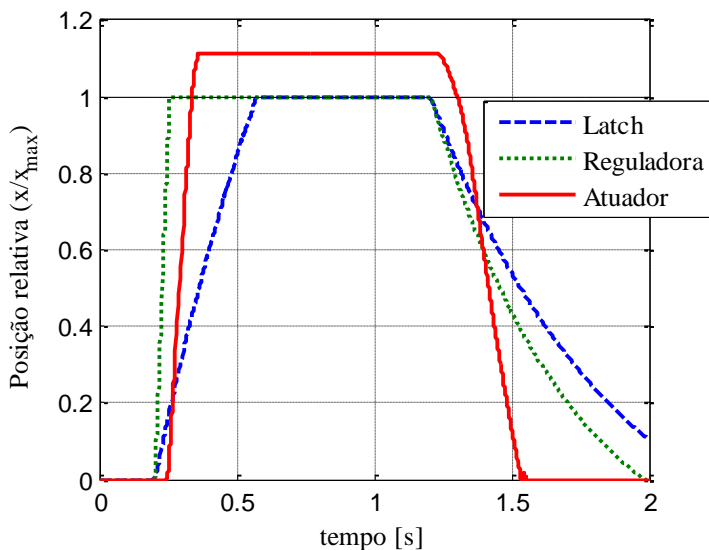
Figura 6.23 - Pressões da simulação com alta pressão de suprimento.



Fonte: elaborado pelo autor.

A válvula Reguladora se abre totalmente em menos de 0,1s devido a alta pressão  $p_1$  no seu piloto e o carretel da válvula Latch também atinge seu deslocamento máximo, com pouco menos de 0,5s após o acionamento. A válvula Latch atinge rapidamente 46% de seu deslocamento total e por isso a pressão  $p_3$  não acompanha a  $p_2$ , fato que faz o carretel da reguladora se mover ainda mais rápido que o usual pois praticamente não existe a força de contra piloto que é gerada por  $p_3$ .

Figura 6.24 - Deslocamentos da simulação para baixa pressão de suprimento.

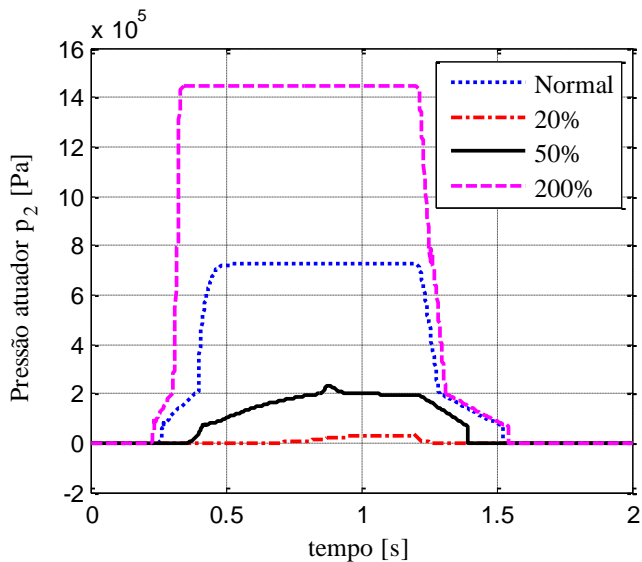


Fonte: elaborado pelo autor.

Nota-se que, além de 50% maior que a pressão normal, a pressão alterada gera alguns picos de pressões no início do movimento do atuador, em aproximadamente 0,25s, quando o atuador começa a se mover, devido a superação da força de pré carga. No retorno também ocorre alguns picos de pressões, quando o atuador volta para sua posição inicial, chocando-se com a parede do cilindro, logo após de 1,5s.

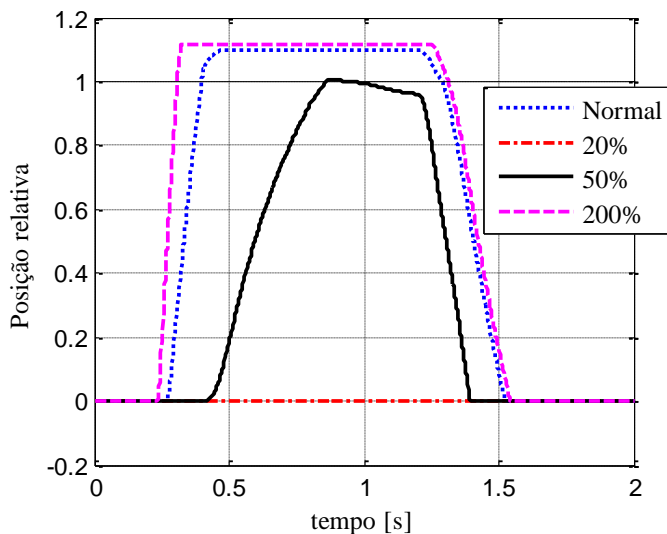
Na sequência, uma análise de sensibilidade variando as pressões de suprimento em três níveis diferentes do padrão, 20%, 50% e 200%, foram realizados. Os resultados estão na Figura 6.25, que representa a pressão do volume de controle V.C.2, que contém o atuador, e na Figura 6.26 que mostra o deslocamento do atuador para as quatro situações. Com 20% da pressão de suprimento, o atuador sequer consegue se mover devido à pré-carga de mola na montagem, no caso de 50% do valor padrão para as pressões de suprimento, o atuador chega a tocar os discos da embreagem em aproximadamente 0,8s, porém não tem pressão suficiente para comprimi-los resultando no não acoplamento da marcha.

Figura 6.25 - Pressões para análise de sensibilidade das pressões de suprimento do modelo.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 6.26 - Deslocamentos para análise de sensibilidade das pressões de suprimento.

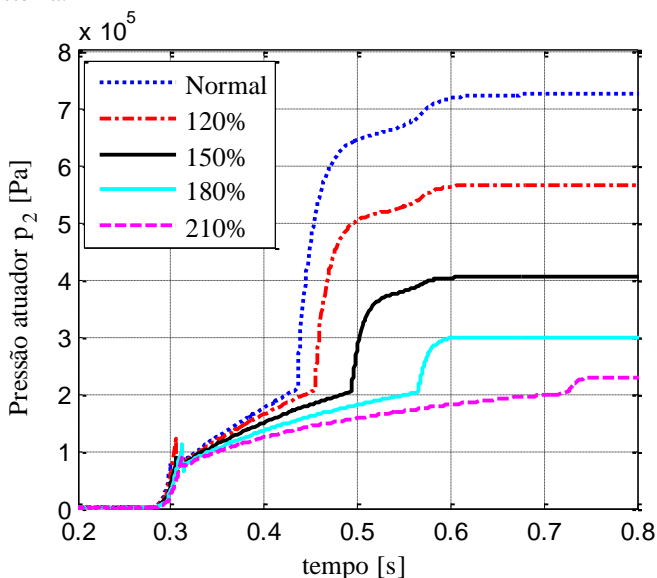


Fonte: elaborado pelo autor.

Por último, como defeito do circuito hidráulico, foram feitas duas análises de sensibilidade no modelo em modo Local. A primeira análise se refere a uma simulação de vazamento no atuador, através do V.C.2, em vários níveis diferentes, para verificação do comportamento da pressão e deslocamento. Na segunda análise, é visto a alteração do módulo de compressibilidade do óleo ( $\beta$ ), que pode estar relacionado com o funcionamento do sistema com baixo nível de óleo, onde há inserção de ar no sistema.

Na Figura 6.27 apresenta-se o comportamento da pressão para os diferentes níveis de vazamento no V.C.2 e na Figura 6.28 pode ser visto o deslocamento do atuador para tais situações. Embora o sinal de entrada para a válvula solenoide tenha sido o mesmo já apresentado neste capítulo, na Figura 6.1, nas figuras de Figura 6.25 até Figura 6.28 plotou-se apenas o intervalo de 0,2 até 0,8s, para uma melhor visualização dos fenômenos.

Figura 6.27 - Pressão do atuador para análise de sensibilidade do vazamento do sistema.

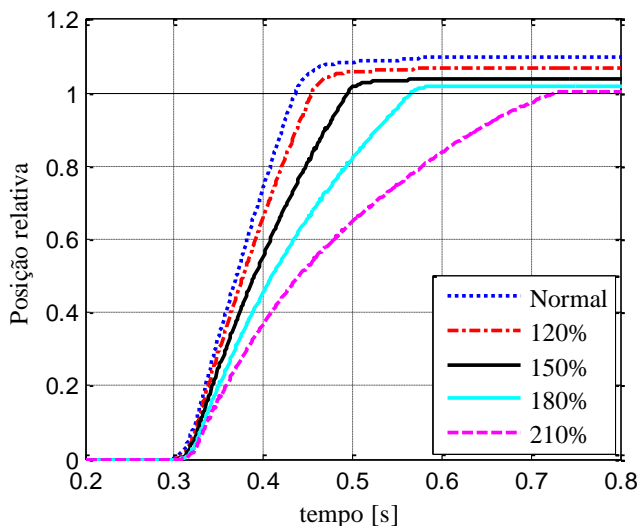


Fonte: elaborado pelo autor.

Conforme aumenta-se o vazamento em V.C.2 a pressão de regime permanente decresce no volume de controle, a função da válvula Latch também é afetada pelo vazamento de V.C.2, percebe-se que com vaza-

mento de 180% e 210% do valor padrão, a pressão atinge regime permanente sem a atenuação evidente, como, por exemplo, entre 0,5s e 0,6s na curva de 120% do vazamento padrão. Os valores considerados padrões para o vazamento, cujos parâmetro são  $k_{v1}$ ,  $k_{v2}$  e  $k_{v3}$ , foram obtidos a partir de dados das pressões máximas em cada uma das linhas, fornecidos por Ford (2008), a qual pertencem e as simulações de vazamento acima do normal foram feitas a partir de fatores multiplicativos destes parâmetros. Em todos os casos de vazamento simulados, o atuador alcançou sua posição final, chegando a comprimir os discos de embreagem, porém, nota-se que para um vazamento acima de 150% do valor considerado normal a força de compressão dos discos pode não ser suficiente para o acoplamento total da embreagem, resultando em deslizamento entre os discos e possível queima do conjunto.

Figura 6.28 - Deslocamento do atuador para análise de sensibilidade do vazamento do sistema.



Fonte: elaborado pelo autor.

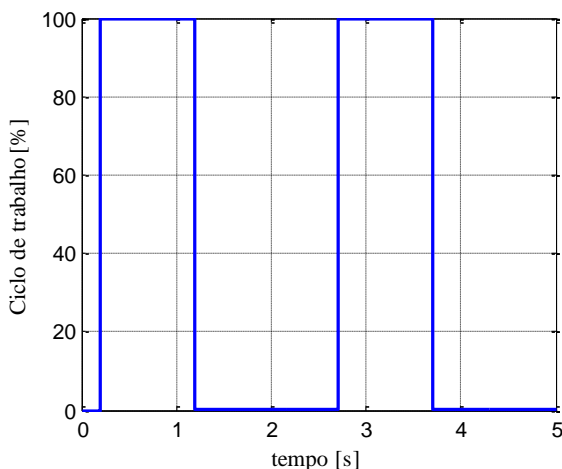
### 6.6.3 Defeitos Associados ao Fluido

Segundo informações de oficina especializada em transmissões automáticas visitada, de todos os defeitos que causam falhas da transmissão, aqueles que estão relacionados ao óleo são responsáveis pela maioria dos casos relatados e para este trabalho foram simuladas as seguintes situações relacionadas ao óleo: travamento ou bloqueio dos carretéis das válvulas Latch e reguladora devido à sujidade no óleo e aumento do atrito

viscoso no movimento tanto dos carretéis quanto dos atuadores. Os conceitos de travamento e bloqueio dos carretéis estão explicados na Seção 5.3.

Nesta seção, a análise do circuito hidráulico continua sendo a partir do modo de simulação Local, porém o sinal de entrada para a válvula solenoide (SSA/SSB), cujo ciclo de trabalho é apresentado na Figura 6.29, foi alterado para que a simulação fosse de dois acionamentos de avanço e dois de recuo do atuador. A alteração no sinal para dois avanços é devido ao fato de que no segundo avanço, quando simulado o travamento na posição de algum carretel, o comportamento poderá ser diferente daquele obtido no primeiro avanço.

Figura 6.29 - Ciclo de trabalho para simulação de dois avanços e dois recuos.

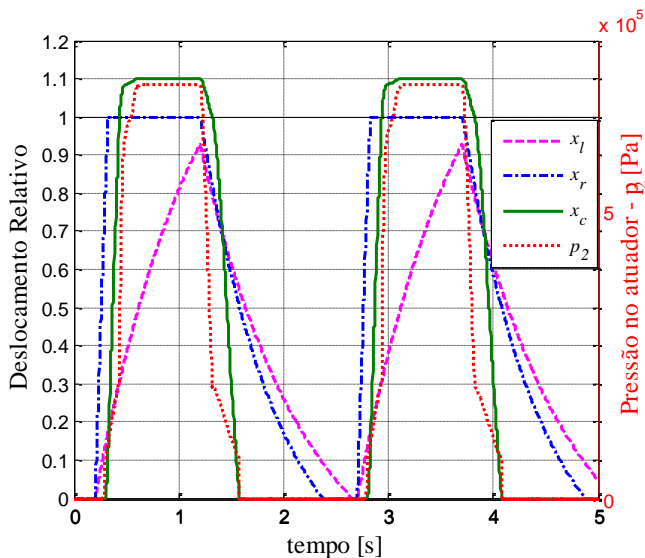


Fonte: elaborado pelo autor.

Portanto, o sinal consiste em acionamento total, 100% de ciclo de trabalho, a 0,2s para o primeiro avanço e a 2,8s para o segundo avanço, sendo a duração dos dois acionamentos é de 1s. Após isso, o sinal enviado para a válvula solenoide retorna a ter o ciclo de trabalho de 0%, para realizar o recuo do atuador. A Figura 6.30 representa os deslocamentos relativos dos componentes hidráulicos, no eixo da esquerda, e a pressão do atuador, no eixo da direita, para uma transmissão sem defeitos de travamento ou bloqueio dos carretéis, onde  $x_l$  é o deslocamento adimensional do carretel da válvula Latch,  $x_r$  da reguladora,  $x_c$  o deslocamento adimensional do atuador e  $p_2$  a pressão do V.C.2, que é o volume de controle do atuador.

Os deslocamentos e a pressão apresentados na Figura 6.30 são iguais, com exceção dos instantes e da quantidade de acionamentos, àqueles resultados apresentados na Figura 6.4, para o funcionamento padrão do circuito hidráulico, simulado no modo Local. Os defeitos analisados nesta seção serão bloqueio e travamento dos carretéis e, para isso, foram simuladas as situações apresentadas na Tabela 6.1.

Figura 6.30 - Comportamento padrão do modelo para dois acionamentos consecutivos.



Fonte: elaborado pelo autor.

Tabela 6.1 - Cenários de defeitos modelados para bloqueios e travamentos dos carretéis.

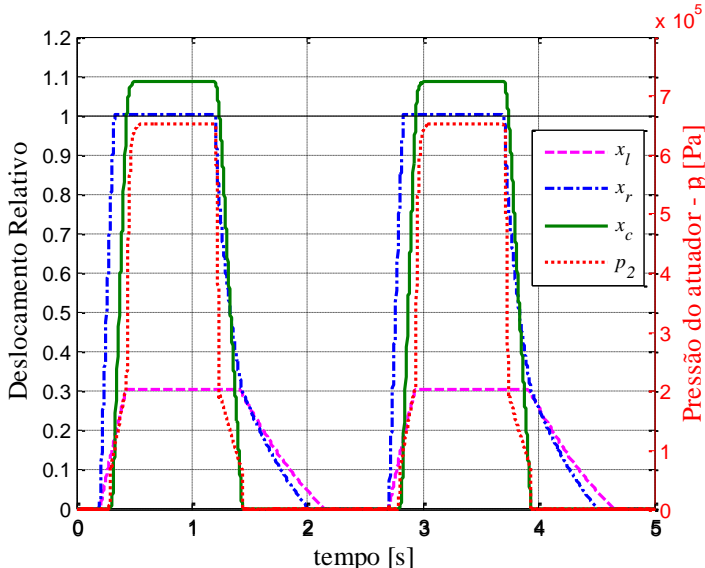
Válvula	Tipo do Defeito	Posição	Sinal	Figura
Latch	Bloqueio	30%	100%	Figura 6.31
reguladora	Bloqueio	84%	100%	Figura 6.32
Latch	Travamento	46%	100%	Figura 6.33
Latch	Travamento	46%	Modulado	De 6.35 até 6.37
reguladora	Travamento	84%	100%	Figura 6.37
reguladora	Travamento	100%	100%	Figura 6.38

Fonte: elaborado pelo autor



Na Figura 6.31 percebe-se que o deslocamento do carretel da válvula Latch foi bloqueado em 30% do seu deslocamento total e, assim que o sinal de retorno foi dado, o carretel retornou à sua posição original. O deslocamento do atuador ( $x_c$ ) ficou abaixo do valor de 1,1 relativo, onde antes, no seu funcionamento padrão apresentado na Figura 6.30, deslocou-se um pouco mais que este valor de 1,1. Esta diferença é justificada pelo fato de que a pressão  $p_2$  obtida em regime permanente para o modelo com defeito é em torno de  $6,5 \times 10^5 \text{ Pa}$ , enquanto para o funcionamento padrão foi de pouco mais que  $7 \times 10^5 \text{ Pa}$ .

Figura 6.31 - Deslocamento relativos no eixo da esquerda e pressão no eixo da direita para simulação de bloqueio do carretel da válvula Latch em 30%.

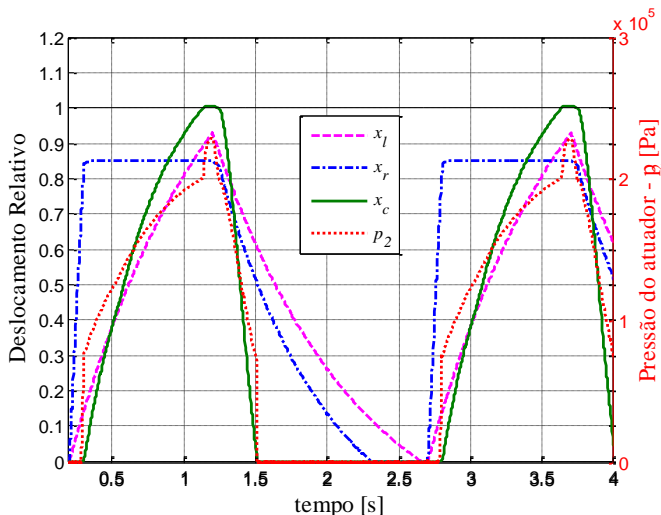


Fonte: elaborado pelo autor.

O próximo caso da Tabela 6.1 representa o bloqueio do carretel na válvula Reguladora na posição de 84% do seu deslocamento total, a Figura 6.32 apresenta os resultados para análise desta situação. Nota-se que o intervalo de 1s acionado não foi suficiente para se obter o engate total da marcha. O avanço lento do atuador se deve à uma restrição de passagem maior do que o normal dado pela pequena abertura na válvula Reguladora causada pelo bloqueio do deslocamento do seu carretel em 84%. A pressão  $p_2$ , embora ainda crescente quando o sinal de recuo para o atuador é dado, não passou de pouco mais que  $2 \times 10^5 \text{ Pa}$ , fazendo o atuador apenas

encostar nos discos de embreagem em 1,1s para o primeiro acionamento e 3,6s para o segundo, porém sem comprimi-los.

Figura 6.32 - Deslocamento relativos no eixo da esquerda e pressão no eixo da direita para simulação de bloqueio do carretel da válvula Reguladora em 84%.

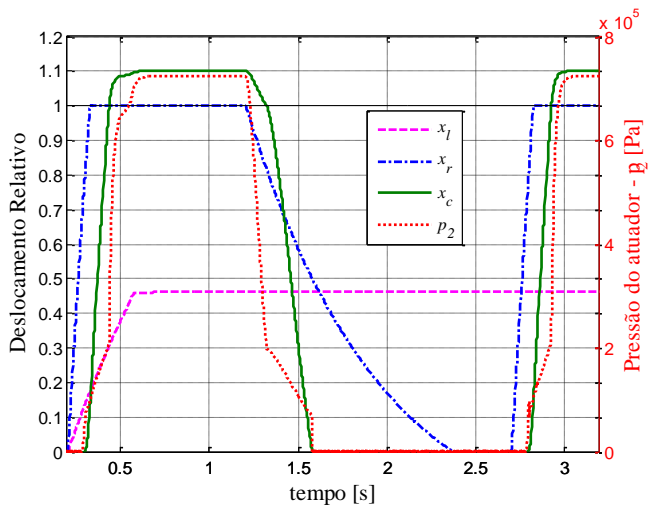


Fonte: elaborado pelo autor.

A Figura 6.33 apresenta os resultados para análise do travamento do carretel da válvula Latch em 46% do seu deslocamento total. É relevante salientar que, devido ao travamento do carretel da válvula Latch, é como se no segundo avanço não existisse tal válvula no circuito, pois seu carretel encontra-se parado na posição fechada da válvula e ocasiona uma diferença considerável, mesmo no engate sem modulação, na pressão do atuador. Percebe-se que no primeiro avanço, a válvula Latch atenuou a pressão  $p_2$  antes de chegar no seu regime permanente e este fato faz com que a compressão dos discos de embreagem seja mais suave.

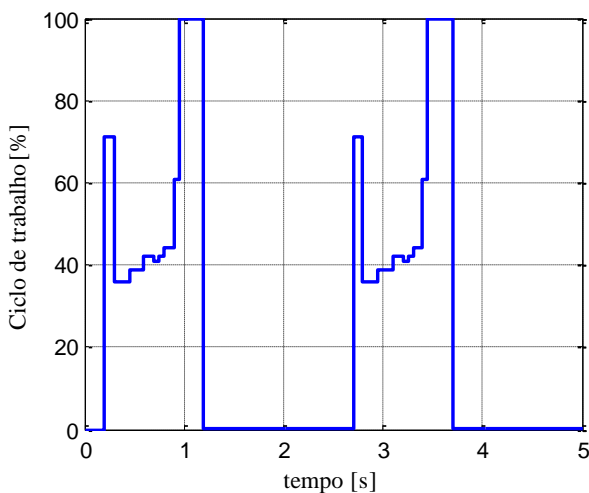
O não funcionamento da válvula Latch, devido seu travamento, para o segundo acionamento fica mais evidente nos resultados analisados, quando se tem um engate modulado. A Figura 6.34 representa o ciclo de trabalho para uma simulação para engates modulados consecutivos com travamento do carretel da válvula Latch. Este ciclo de trabalho é dado para este exemplo em questão, onde testa-se o travamento do carretel da válvula Latch em 46% de deslocamento. Com este sinal de entrada, obtém-se a Figura 6.35 dos deslocamentos dos carretéis e a Figura 6.36 da pressão do atuador ( $p_2$ ).

Figura 6.33 - Deslocamento relativos no eixo da esquerda e pressão no eixo da direita para simulação de travamento do carretel da válvula Latch em 46%.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 6.34 - Ciclo de trabalho para dois acionamentos consecutivos modulados.

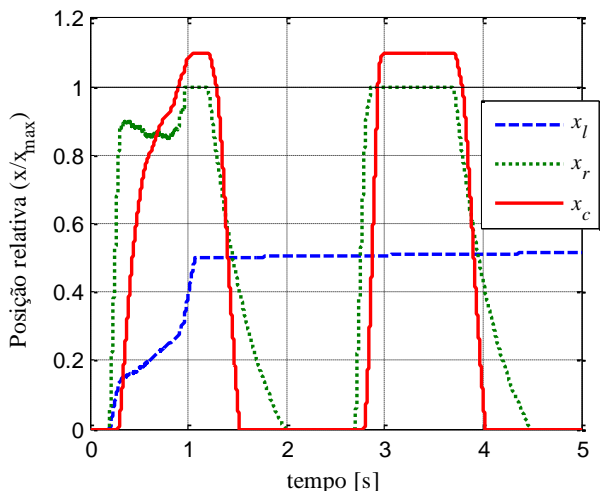


Fonte: elaborado pelo autor.

Nota-se que o travamento do carretel da válvula Latch faz com que, mesmo que o sinal seja modulado, não seja capaz de controlar o avanço do atuador de forma suave. Este fato é percebido também na Figura 6.36

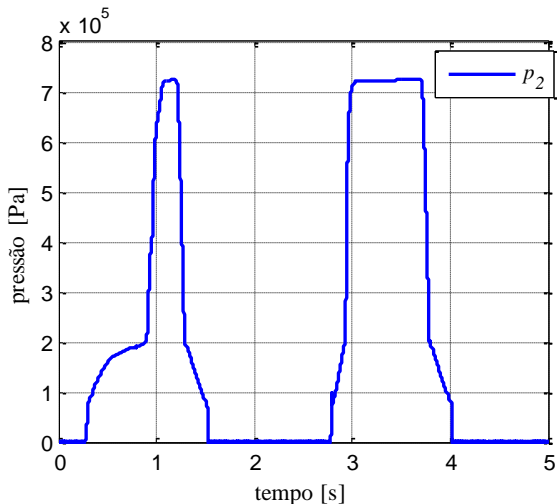
que mostra que a pressão do atuador não é mais controlada quando o defeito trava a válvula Latch na sua posição fechada.

Figura 6.35 - Deslocamentos dos carretes e do atuador para dois acionamentos consecutivos modulados e com defeito de travamento do carretel da válvula Latch em 46%.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 6.36 - Pressão no atuador para dois acionamentos consecutivos modulados e com defeito de travamento do carretel da válvula Latch em 46%.

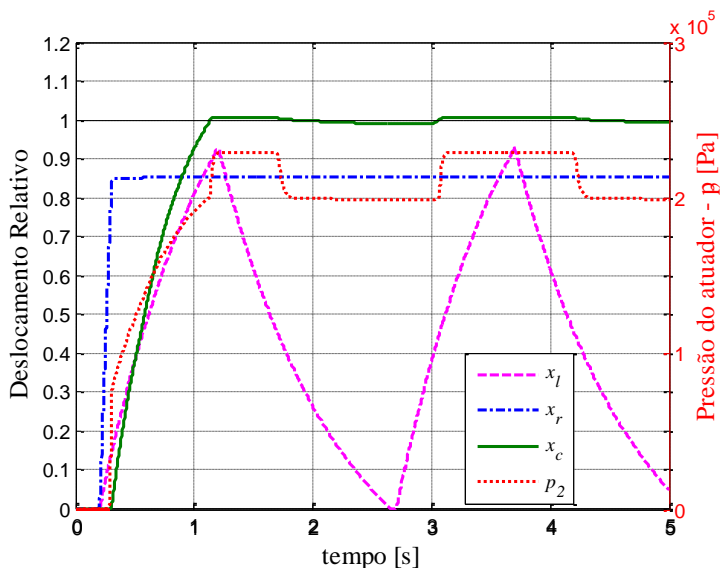


Fonte: elaborado pelo autor.

Posteriormente a este exemplo, com sinal modulado, volta-se para o sinal de entrada não modulado cujo ciclo de trabalho já foi apresentado na Figura 6.29, para se manter a padronização das análises. Sendo assim, a Figura 6.37 apresenta os resultados para o caso de travamento do carretel da válvula Reguladora em 84%, quinto caso da Tabela 6.1, e na sequência, a Figura 6.38 apresenta o último caso analisado deste defeito, travamento do carretel da reguladora em 100%, no seu batente final.

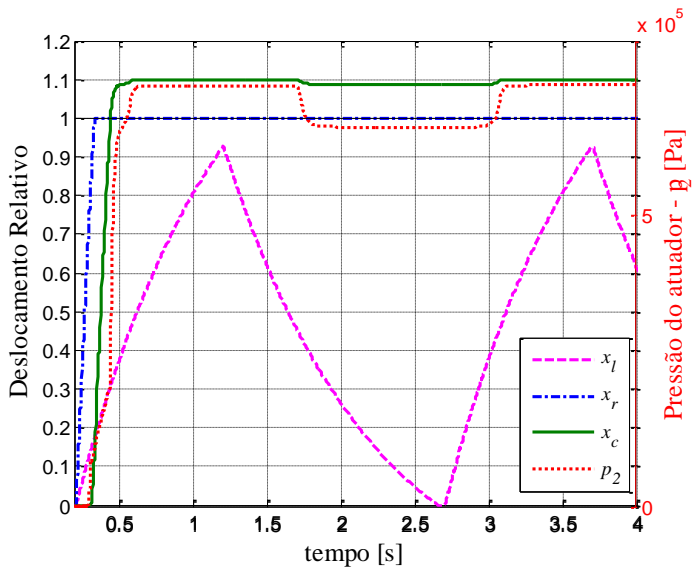
Na Figura 6.37 é constatado que a pressão de regime permanente no atuador fica um pouco mais que  $2,2 \times 10^5 \text{ Pa}$  e, como o caso semelhante ao bloqueio do carretel nesta posição, o acoplamento não ocorrerá por completo, por falta de pressão no atuador. Porém, agora com travamento da reguladora o atuador não retorna para a posição inicial, o que proporciona um constante deslizamento dos discos deste conjunto. Para o travamento da válvula Reguladora na sua posição final, 100%, como apresentado na Figura 6.38, o atuador também não recuará conforme o caso anterior analisado, porém o travamento do carretel em 100% do deslocamento faz com que a pressão em regime seja em torno de  $7,1 \times 10^5 \text{ Pa}$  no atuador e isso o torna capaz de comprimir os discos da embreagem, fazendo com que o atuador fique a todo momento acionado.

Figura 6.37 - Deslocamento relativos no eixo da esquerda e pressão no eixo da direita para simulação de travamento do carretel da válvula Reguladora em 84%.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 6.38 - Deslocamento relativos no eixo da esquerda e pressão no eixo da direita para simulação de travamento do carretel da válvula Reguladora em 100%.



Fonte: elaborado pelo autor.

## 7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

### 7.1 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi desenvolvido um modelo do circuito hidráulico de atuação da transmissão automática, onde possibilitou-se reproduzir funcionamento do sistema em todas as condições de marcha e inserir as principais falhas, divididas em três grandes grupos de defeito: elétricos, circuito hidráulico e relacionados ao fluido. Permitiu, também, uma compreensão do arranjo de válvulas, denominadas Latch e Reguladora, inseridas no circuito hidráulico, assim como uma análise detalhada das suas funções no sistema através da observação das pressões de atuação juntamente com a posição dos carretéis e atuador.

O trabalho mostrou que o modelo permitiu análise de falhas comuns à realidade do cenário de uma transmissão automática a partir de exemplos de alguns defeitos inseridos. Além disso, os resultados dos comportamentos do sistema, obtidos através do modelo sem nenhuma falha inserida, pode servir de padrão para detecção de defeitos em componentes internos no circuito hidráulico e pode ser aplicado durante uma análise da transmissão devidamente instrumentada, para seu diagnóstico.

O modelo foi desenvolvido em Matlab/Simulink, que é uma ferramenta amplamente usada e difundida no meio acadêmico. O sistema modelado tem uma complexidade considerável, devido à quantidade de componentes hidráulicos e a interação entre eles, gerando uma dinâmica hidráulica e de deslocamentos difíceis de serem analisados sem o auxílio da simulação. O modelo ainda permite diferentes modos de análise do circuito hidráulico, podendo-se focar diretamente em um atuador, na válvula Latch, válvula Solenoide e válvula Reguladora, assim como, também permite uma análise mais generalizada para os engates de todas as marchas. Os parâmetros estimados, a ausência de trabalhos científicos com o modelo da transmissão automática analisada e falta de dados experimentais dos componentes hidráulicos da transmissão, fizeram do trabalho um desafio a mais. Por outro lado, com a transmissão em mãos foi possível se obter todos os parâmetros geométricos do circuito e os módulos de elasticidade das molas das válvulas por ensaio de compressão.

No geral, o modelo se comportou de forma satisfatória, os resultados, apesar de não validados experimentalmente, mostraram-se ser coerentes com a realidade esperada. Através da simulação foi possível se observar possíveis indícios de trancos e desconfortos nos veículos cuja

transmissão apresentara defeitos. Além disso, o modelo também representou de forma coerente os atrasos e os engates incompletos de determinadas marchas, dadas tais condições de entrada (defeitos), para o qual já era esperado este tipo de efeito. Sendo assim, este tipo de análise gera uma certa credibilidade ao trabalho feito, reafirmando a sua capacidade de representação fidedigna da realidade. Além disso, vários outros comportamentos do sistema hidráulico foram possíveis de serem observados e comparados com a realidade, por exemplo, o comportamento das pressões nos atuadores e seus avanços em função do tipo do sinal dado, modulado ou degrau.

O conhecimento técnico adquirido no assunto e repassado dentro deste trabalho tem grande contribuição para a literatura. Por se tratar de um conhecimento específico, circuito hidráulico de transmissões automáticas, percebeu-se uma certa carência do assunto no ramo, especialmente para este tipo de transmissão em questão. Com os resultados de pressões e deslocamentos do modelo, foi possível se perceber a função de cada um dos componentes modelados, como por exemplo, a válvula Latch. Este arranjo, com válvula Reguladora e Latch, é uma particularidade destes modelos de transmissões, porém o seu entendimento se torna vital para um futuro diagnóstico de falhas e até mesmo entendimento no detalhe do circuito hidráulico.

Espera-se que, juntamente com as possibilidades de trabalhos futuros neste assunto, o modelo seja um início de uma extensa área de pesquisa para o LASHIP e para a comunidade acadêmica de hidráulica num todo. O conteúdo aqui adquirido e apresentado, tem potencial para o desenvolvimento, a partir de mais pesquisas, de uma poderosa ferramenta de auxílio na manutenção destes tipos de transmissões automáticas no país.

Este trabalho foi fruto de uma parceria entre o LASHIP-UFSC e a Ford Motor Company Ltda. de Camaçari-BA e ressalta a importância da integração, indústria e academia, no desenvolvimento de pesquisas e melhorias no setor tecnológico nacional. A combinação, universidade e indústria pode proporcionar benefícios mútuos. Para o Laship, embora tenha inúmeras pesquisas desenvolvidas na área de hidráulica móbil, este trabalho foi pioneiro em transmissões automáticas, tornando interessante a abertura de horizontes e o início de uma nova linha de pesquisas com potencial crescimento ao longo dos anos.

Por fim, pode-se destacar que o presente trabalho gerou uma publicação aceita, como apresentação oral, no Congresso SAE Brasil 2017, Macedo e De Negri (2017), congresso de maior importância no setor de mobilidade no Brasil. Além de uma palestra para o 15º Simpósio SAE



Brasil de Powertrain, Macedo (2017), e mais um artigo em forma de apresentação oral no 24º COBEM 2017, Macedo *et al.* (2017).

## 7.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A partir das motivações geradas pelo presente trabalho e dos atuais limites encontrados, pode-se apresentar, a seguir, algumas sugestões para trabalhos futuros:

- Criação de uma bancada de testes capaz de validar o modelo, melhorar a estimativa de parâmetros e que sirva como ferramenta para detecção de defeitos na transmissão;
- Aplicação do modelo do circuito hidráulico criado, em modelo de engrenagens planetárias, para obtenção de resultados quantitativos quanto à qualidade das mudanças de marchas e aplicação de técnicas de melhoria do controle deste processo;
- Desenvolver modelo da bomba hidráulica e das válvulas reguladoras de pressão para substituição das fontes de pressão consideradas no modelo atual.
- Possibilidade de integração do modelo do circuito hidráulico da transmissão com uso da Inteligência Artificial, para criação de ferramentas de diagnósticos de defeitos mais especialistas e detalhados a partir dos sintomas captados através dos efeitos do circuito hidráulico.



## REFERÊNCIAS

- BACCA, G. A.; NEGRI, V. J. D.; ASSAF, Y. Modelo Matemático No-Linear Para Un Servosistema Neumático De Posicionamiento Preciso. *Tecnológicas*, v. 24, p. 27, 24/06/2010.
- BALAU, A.-E.; CARUNTU, C.-F.; LAZAR, C. Simulation And Control Of Anelectro-Hydraulic Actuated Clutch. *Mechanical Systems And Signal Processing*, v. 25, p. 12, 2011.
- BELAN, H. C. K., P.; LANTTO, B.; DE NEGRI, V. J. Digital Hydraulic Actuator (DHA) Concept For Aircraft Actuation Systems. In: *7th International Conference On Recent Advances In Aerospace Actuation Systems And Components*, Toulouse, France. 2016. p.5.
- BENFORD, H. L.; LEISING, M. B. *The Lever Analogy: A New Tool in Transmission Analysis*: SAE International, 1981.
- BERTO, L. F. Modelagem Dinâmica De Sistema Automotivo Estudo De Caso Via Testes De Performance E Falhas Do Baja Sae. 2015. 210 p. Dissertação (Mestre). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina
- BERTSCHE, B. *Reliability in Automotive and Mechanical Engineering*. Springer Berlin Heidelberg, 2008. ISBN 978-3-540-34282-3.
- CHEN, G. T. T. Z. H. Modeling of Shift Hydraulic System for Automatic Transmission. In: *Consumer Electronics, Communications and Networks*,: IEEE, 2011. p.4.
- CHO, B.-H. *et al.* A Study on Full Electronic Control of Automatic Transmission : Direct Active Shift Control. In: *Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress*, Seoul. 2000. p.7.
- DENCKER, F. A. Detecção De Falha Na Montagem De Compressores Herméticos Por Redes Neurais Artificiais. 2002. 78 p. Dissertação de Mestrado (Mestre em Engenharia Mecânica). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC, Brasil.
- DIAS, A. *et al.* Metodologia para Análise de Risco. Florianópolis, SC: 2011. 303 p.
- EXAME. Compare os modelos de carros novos. [exame.com](http://exame.com), 2017. Disponível em: < <http://exame.abril.com.br/seu-dinheiro/carros/tabela-de-precos/> >. Acesso em: 01/06/2017.
- FENABRAVE. Emplacamentos 2017. Disponível em <<http://fenabreve.org.br>> Acesso em 01/06/2017.

FERRONATTO, D. Análise Da Influência De Parâmetros Geométricos Em Curvas Características De Válvulas De Controle Contínuo Direcional. 2011. Dissertação de Mestrado (Mestre em Engenharia Mecânica). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC, Brasil.

FORD. 6F35 2010 Fusion Transmission Manual. In: FORD (Ed.). USA, 2008. p.500.

\_\_\_\_\_. Manual do proprietário Ford Fusion. 2013.

GENTA, G.; MORELLO, L. The Automotive Chassis. 2009. 633 p. ISBN 978-1-4020-8674-8.

ISERMANN, R. Fault-Diagnosis System: An Introduction from Fault Detection to Fault Tolerance. 2006. ISBN 978-3-540-24112-6

JENKINS, R. P.; IVANTYSYNOVA, M. Investigation of Instability of a Pressure Compensated Vane Pump. In: FPNI, Florianópolis - SC, Brasil. 2016.

KUO, K.-L. Simulation and Analysis of the Shift Process for an Automatic Transmission. International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering, v. 5, p. 7, 2011.

LEWIS, C.; BOLLWAHN, B. General Motors Hydra-Matic & Ford New FWD Six-Speed Automatic Transmission Family. SAE International, 2007.

LIAO, G. Using Lever Analogy Diagrams in Teaching Compound Planetary Gear Trains. In: American Society for Engineering Education, Kansas City. 2006. p.11.

LINSINGEN, I. V. Fundamentos de Sistemas Hidráulicos. 5ª edição. Editora ufsc, 2016. 400 p. ISBN 978-85-328-0792-2.

LINSINGEN, I. V.; NEGRI, V. J. D. Handbook of Hydraulic Fluid Technology. Second Edition. CRC Press, 2012.

MACEDO, T. Análise de falhas a partir de modelagem matemática do circuito hidráulico de transmissão automática do tipo convencional - Palestra. In: 15º Simpósio SAE BRASIL de Powertrain, Sorocaba - SP. Presentation, 2017.

MACEDO, T.; NEGRI, V. J. D. Modelagem De Circuito Hidráulico De Transmissão Automática Para Diagnóstico De Falhas. In: Congresso SAE BRASIL, São Paulo - SP. 2017.

MACEDO, T.; SERFERT, L.; NEGRI, V. J. D. Modelling the Hydraulic Circuit of an Automatic Transmission. In: 24th COBEM, 2017, Curitiba - PR. 2017.

MEGLI, T. W.; HAGHGOOIE, M.; COLVIN, D. S. Shift Characteristics of a 4-Speed Automatic Transmission: SAE International, 1999.

MENG, F. et al. Optimal Shifting Control Strategy In Inertia Phase Of An Automatic Transmission For Automotive Applications. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v. 60-61, p. 11, 08/2015.

MOTORCRAFT. Motorcraft MERCON LV Automatic Transmission Fluid: .

MURARO, I. Verificação Dos Princípios Hidrostáticos Em Controle De Posição Em Malha Fechada Para Acionamentos Hidráulicos. 2006. 134 p. Monografia (Projeto de Fim de Curso). Curso de Engenharia de Controle e Automação, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

NAUNHEIMER, H. et al. *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*. Second. 2011. 740 p. ISBN 978-3-642-16213-8.

NOSTRANI, M. P. Estudo Teórico-Experimental De Um Posicionador Utilizando Hidráulica Digital De Chaveamento Rápido: Estudo De Caso Em Bancada De Ensaios Para Turbinas Eólicas. 2015. 169 p. Dissertação de Mestrado (Mestre em Engenharia Mecânica). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC, Brasil.

PINTO, L. P. G. B., HENRI CARLO; LOCATELI, C. C.; KRUS, P.; DE NEGRI, V. J.; LANTTO, B. New Perspectives On Digital Hydraulics For Aerospace Applications. In: *Aerospace Technology Congress, Stockholm*. Stockholm: Proceedings of FT2016, 2016. p.9.

QUAN ZHENG, B. S. Modeling And Control Of Powertrains With Stepped Automatic Transmissions. 1999. 446 p. (Doctor of Philosophy). Department of Mechanical Engineering, The Ohio State University

SAKURADA, E. Y. As Técnicas De Análise Dos Modos De Falhas E Seus Efeitos E Análise Da Arvore De Falhas No Desenvolvimento E Na Avaliação De Produtos. 2001. 145 p. Dissertação de Mestrado (Mestre em Engenharia Mecânica). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC, Brasil.

SAMANUHUT, P. Modeling And Control Of Automatic Transmission With Planetary Gears For Shift Quality. 2011. 238 P. (Doctor Of Philosophy). The University Of Texas At Arlington

SHU-HAN, W. et al. Design And Dynamic Simulation Of Hydraulic System Of A New Automatic Transmission. *Journal Of Central South University Of Technology*, v. 16, n. 4, p. 5, 08/2009.

SHUHAN, W. et al. Dynamic Characteristic Simulation of AT Hydraulic System: SAE International, 2008.

SILVA, J. C. D. Virtual Environment for Dynamic Modelling of Multi-Domain Systems. 18th International Congress of Mechanical Engineering. Ouro Preto: ABCM. 1 2005.

SILVA, J. C. D.; NASCIMENTO, J. C. D. Modelagem e Simulação Dinâmica. AME-Sim- Ambiente para Protótipos Virtuais. Revista da Associação Brasileira de Hidráulica e Pneumática, Maio-Junho 2002.

SZPAK, R. Análise Teórico-Experimental do Comportamento das Pressões em Posicionadores Hidráulicos. 2008. 139 pp. p. Dissertação de Mestrado (Mestre em Engenharia Mecânica). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

TEXEIRA, P. L. Análise Teórico Experimental De Prensa Dobradeira Hidráulica Controlada Por Bombamotor Com Velocidade Variável. 2015. 154 p. Dissertação de Mestrado (Mestre em Engenharia Mecânica). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC, Brasil.

TOTTEN, G. E.; DE NEGRI, V. J. Handbook of Hydraulic Fluid Technology. Second Edition. United States: CRC, 2012. 944 p. ISBN 978-1-4200-8527-3.

TOYOTA. Automatic Transmission Basics. In: TOYOTA (Ed.). Toyota Technical Training

WANG, Y.; KRASKA, M.; ORTMANN, W. Dynamic Modeling Of A Variable Force Solenoid And A Clutch For Hydraulic Control In Vehicle Transmission System. In: American Control Conference, Arlington. 2001. p.5.

WATECHAGIT, S. Modeling And Estimation For Stepped Automatic Transmission With Clutch-To-clutch Shift Technology. 2004. 313 p. (Doctor of Philosophy). Department of Mechanical Engineering, The Ohio State University

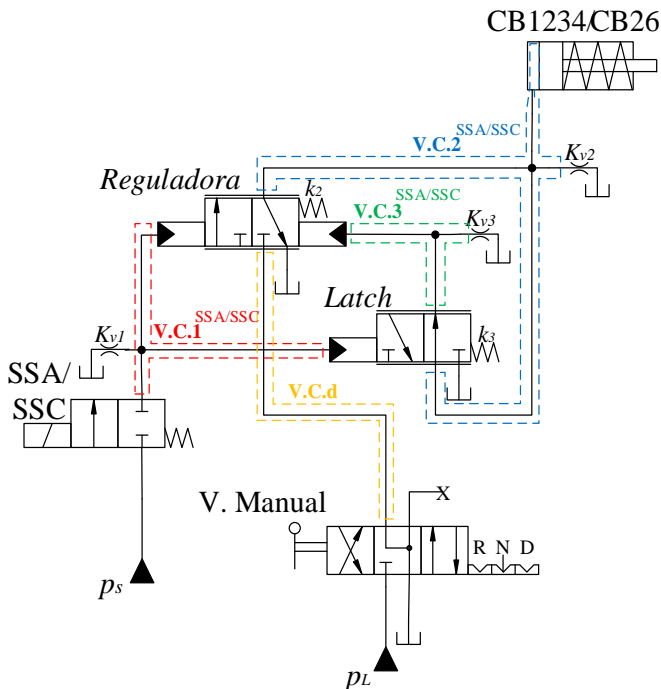
WATECHAGIT, S.; SRINIVASAN, K. Modeling and Simulation of a Shift Hydraulic System for a Stepped Automatic Transmission. In: 2003 SAE World Congress, Detroit, Michigan. SAE International, 2003. p.16.

YULONG, L. et al. Hydraulic System Optimization and Dynamic Characteristic Simulation of Double Clutch Transmission. In: 3rd International Conference on Environmental Science and Information Application Technology, 2011. p.6.

## APÊNDICE A– DIAGRAMA DE BLOCOS DO MODELO EM MATLAB/SIMULINK E PARÂMETROS DA SIMULAÇÃO PADRÃO

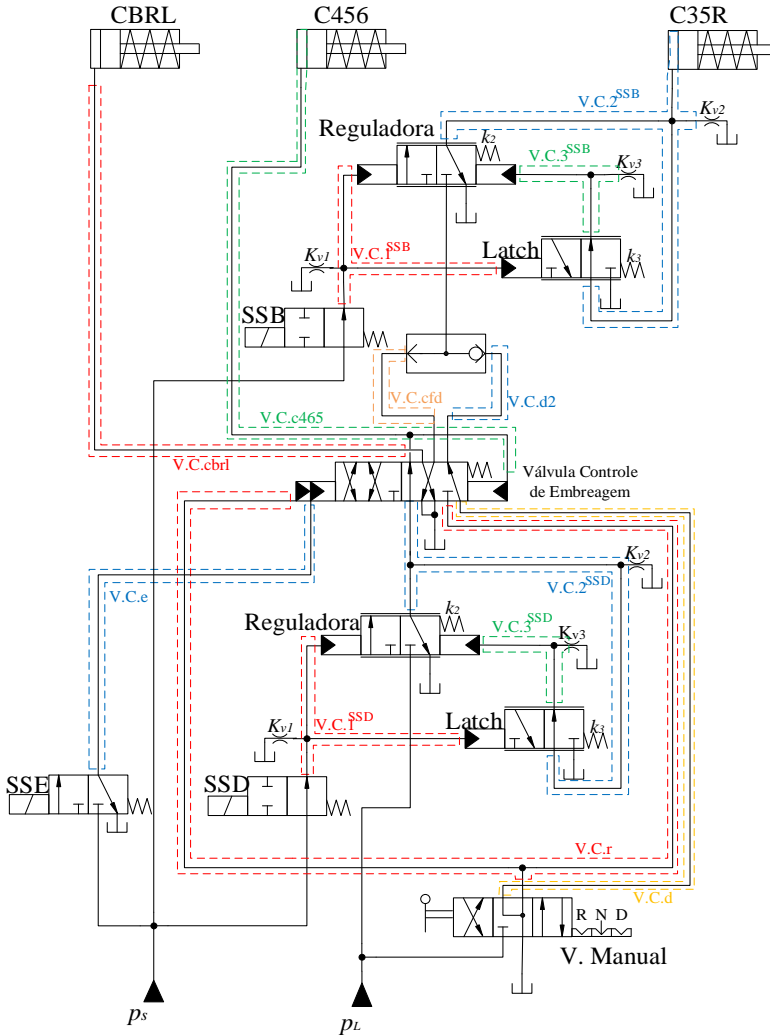
Conforme citado na Seção 4 deste trabalho, as figuras 4.1 e 4.2, que representam os circuitos hidráulicos modelados a partir dos diagramas de blocos no Simulink®, são replicadas aqui no Apêndice A. Para facilitar a pesquisa durante a análise dos resultados, Capítulo 6, as figuras A.1 e A.2 abaixo, cópias da 4.1 e 4.2 respectivamente, são facilmente encontradas e, assim, localizadas mais próximas dos resultados.

Figura A. 1 – Circuito hidráulico modelado para as válvulas solenoides SSA e SSB.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura A. 2 – Circuito hidráulico modelado para as válvulas solenoides SSB, SSD e SSE.



Fonte: elaborado pelo autor.

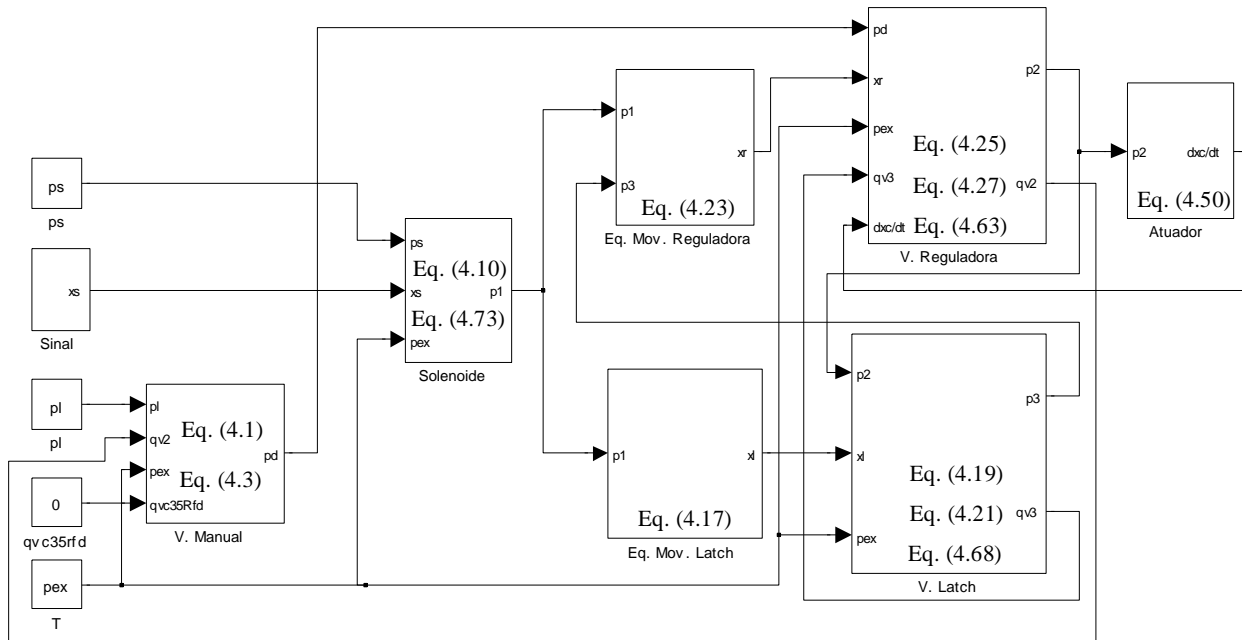
Embora todo o equacionamento esteja detalhado no Capítulo 4, apresenta-se, de uma maneira resumida, o diagrama de blocos dos modelos criados com as equações contidas em cada bloco. Os diagramas de bloco auxiliam na visão geral do modelo e entendimento das relações en-



tre o equacionamento apresentado A Figura A. 3 é o modelo para simulação Local, referente ao circuito da Figura 4.1. Na sequência, a Figura A. 4 é referente ao modelo do circuito hidráulico apresentado na Figura 4.2.

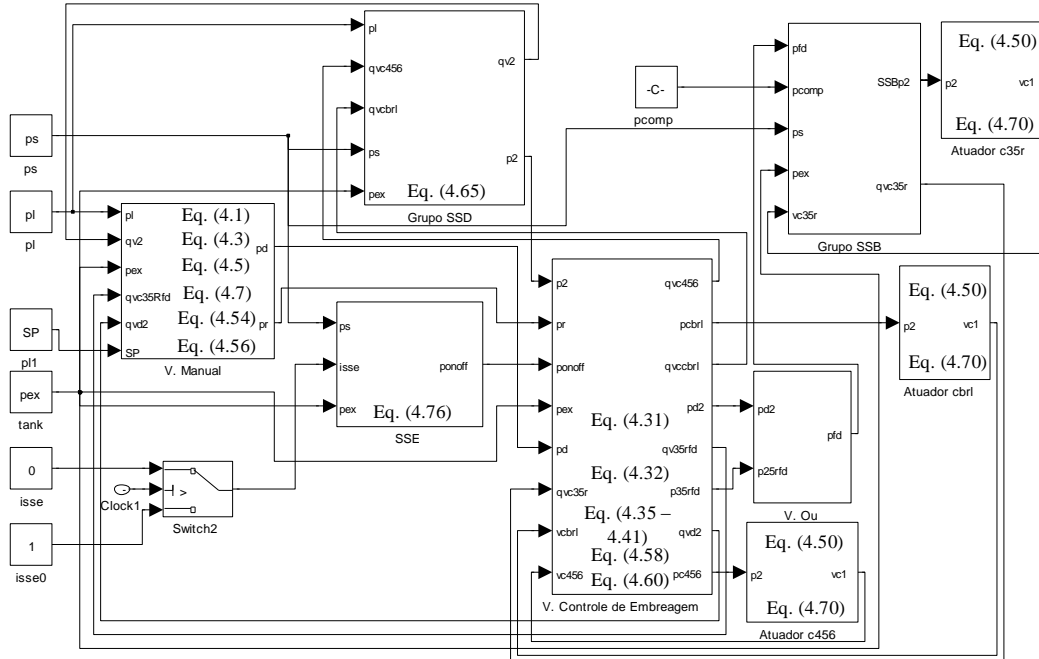
Para serem apresentados de forma sucinta, escreve-se o número da equação principal envolvida no bloco, observando-se que na equação principal pode haver outras equações relacionadas que foram apresentadas no Capítulo 4 e não foram listadas aqui no Apêndice A, como, por exemplo, no caso das equações das áreas de passagem das válvulas modeladas. Dentro do grupo SSB e SSD estão inseridas todas as equações envolvidas com válvula Latch e reguladora conforme apresentado na Figura A. 3, porém, decidiu-se apresentar somente as equações novas envolvidas na Figura A. 4, por questão de organização.

Figura A. 3 - Diagrama de blocos para modelo do circuito da Figura 4.1.



Fonte: elaborado pelo autor

Figura A. 4 - Diagrama de blocos para circuito hidráulico da Figura 4.2.



Fonte: elaborado pelo autor

Tabela A 1 - Parâmetros do modelo padrão.

<b>Parâmetros gerais do sistema</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
<b>Das pressões</b>		
$p_s$	$5,52 \times 10^5$	Pa
$p_L$	$19,65 \times 10^5$	Pa
$p_c$	$5 \times 10^4$	Pa
$p_0$	0	Pa
<b>Parâmetros comuns dos solenoides proporcionais</b>		
Frequência do sinal PWM	160	Hz
Coefficiente de descarga	0,61	
Ciclo de trabalho	0.01 a 99.9	%
<b>Parâmetros para a válvula Controle de Embreagem</b>		
Módulo de compressibilidade da mola	760	N/m
massa do carretel principal	15	g
massa do pistão do piloto	5	g
Coefficiente de atrito viscoso	500	N.s/m
<b>Parâmetros para a válvula Reguladora</b>		
Coefficiente de descarga de sup. para V.C.2	0,1	
Coefficiente de descarga de V.C.2 para T	0,1	
Massa do carretel	10	g
Módulo de elasticidade da sua mola	1015	N/m
Coefficiente de atrito viscoso	500	N.s/m
<b>Parâmetros para a válvula Latch</b>		
Coefficiente de descarga de sup. para V.C.3	0,1	
Coefficiente de descarga de V.C.3 para T	0,1	
Massa do carretel	5	g
Módulo de elasticidade da sua mola	760	N/m
Coefficiente de atrito viscoso	500	N.s/m
<b>Parâmetros em comum dos atuadores</b>		
Módulo de elasticidade do batente final	$5 \times 10^{12}$	N/m
Coefficiente de atrito viscoso do batente	$10 \times 10^4$	N.s/m

Coeficiente de atrito viscoso def. dos discos	$10 \times 10^3$ N.s/m
Deslocamento de pré carga da mola	1 mm
Atrito viscoso do atuador	2000 N.s/m
Massa do atuador	500 g
Parâmetros do atuador CB1234	
Módulo de elasticidade da mola	$5,34 \times 10^5$ N/m
Módulo de elasticidade do conjunto de discos	$2,14 \times 10^7$ N/m
Parâmetros do atuador CB26	
Módulo de elasticidade da mola	$3,37 \times 10^5$ N/m
Módulo de elasticidade do conjunto de discos	$1,69 \times 10^7$ N/m
Parâmetros do atuador C35R	
Módulo de elasticidade da mola	$2,09 \times 10^5$ N/m
Módulo de elasticidade do conjunto de discos	$8,68 \times 10^6$ N/m
Parâmetros do atuador CBLR	
Módulo de elasticidade da mola	$8,2 \times 10^5$ N/m
Módulo de elasticidade do conjunto de discos	$2,26 \times 10^7$ N/m
Parâmetros do atuador C456	
Módulo de elasticidade da mola	$5,59 \times 10^5$ N/m
Módulo de elasticidade do conjunto de discos	$8,21 \times 10^6$ N/m
Parâmetros comuns para os Volumes de controle	
Massa específica do óleo	860 kg/m <sup>3</sup>
Módulo de compressibilidade geral	$12 \times 10^8$ Pa
Parâmetros para o V.C.1	
Volume	$1,25 \times 10^{-4}$ m <sup>3</sup>
Coeficiente de vazamento $K_{v1}$	$3,5 \times 10^{-7}$
Parâmetros para o V.C.2	
Volume	$5 \times 10^{-4}$ m <sup>3</sup>
Coeficiente de vazamento $K_{v2}$	$3,556 \times 10^{-6}$
Parâmetros para o V.C.3	
Volume	$1,25 \times 10^{-4}$ m <sup>3</sup>
Coeficiente de vazamento $K_{v3}$	$5,6 \times 10^{-7}$

Fonte: elaborado pelo autor.