

Alvaro Canto Michelotti

**INOVAÇÃO EM SISTEMAS DE PARTIDA AUTOMOTIVOS:  
INTERFACE COM ACOPLAMENTO PERMANENTE**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.

Coorientador: Prof. Lauro Cesar Nicolazzi, Dr. Eng.

Florianópolis  
2016

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

Michelotti, Alvaro Canto

Inovação em sistemas de partida automotivos : interface com acoplamento permanente / Alvaro Canto Michelotti ; orientador, Jonny Carlos da Silva ; coorientador, Lauro Cesar Nicolazzi. - Florianópolis, SC, 2016.

247 p.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

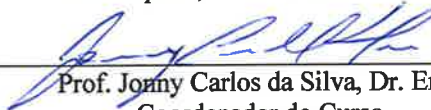
1. Engenharia Mecânica. 2. Sistemas de Partida. 3. Motores de Combustão Interna. 4. Inovação. 5. Projeto de Sistemas Mecânicos. I. Silva, Jonny Carlos da. II. Nicolazzi, Lauro Cesar. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Alvaro Canto Michelotti

**INOVAÇÃO EM SISTEMAS DE PARTIDA AUTOMOTIVOS:  
INTERFACE COM ACOPLAMENTO PERMANENTE**

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

Florianópolis, 10 de Outubro de 2016.



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

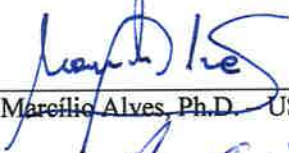
**Banca Examinadora:**



Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng. (Presidente)  
Orientador - Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC)



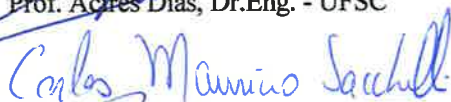
Prof. Alvaro Costa Neto, Ph.D. - USP



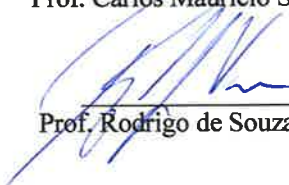
Prof. Marcílio Alves, Ph.D. - USP (Relator)



Prof. Acires Dias, Dr.Eng. - UFSC



Prof. Carlos Mauricio Sacchelli, Dr.Eng. - UFSC



Prof. Rodrigo de Souza Vieira, Dr.Eng. - UFSC



Este trabalho é dedicado a minha amada esposa, meus queridos filhos e estimados pais.



## **AGRADECIMENTOS**

Pela persistência e fé na conclusão deste trabalho que aqui se materializa, agradeço a Deus.

Pelo amor e compreensão, pelo apoio e incentivo, ela que muito renunciou em prol dessa minha conquista, a qual também é dela, agradeço à minha esposa Rejane, pessoa especial na minha vida.

Por me darem, sem nem mesmo perceberem, a certeza que vale a pena viver na busca de nos tornarmos pessoas melhores a cada dia agradeço aos meus queridos filhos, Lorenzo, Bernardo e Livia.

Pelo incentivo e pelo amor incondicional, que somente depois de ser também pai, como nossos pais, é que compreendemos, agradeço aos meus, Alvino e Alaydes.

Pela orientação competente e incentivo constante, fundamentais no decurso e conclusão do doutorado, agradeço ao Prof. Jonny, estimado orientador das minhas pesquisas desde o mestrado.

Pelas sugestões pertinentes e revisão final, agradeço ao Prof. Lauro, co-orientador deste trabalho.

Pelo apoio para a realização da pesquisa, agradeço a ZEN S.A. Indústria Metalúrgica.

Pela oportunidade, agradeço a Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) e ao POSMEC.

Pela ajuda e apoio durante o desenvolvimento do trabalho de pesquisa, agradeço a todos os meus colegas de trabalho na empresa ZEN S.A., em particular os trabalhos de estágio de Rodrigo Schotten e Daurivan Bradela, que muito contribuíram na execução do protótipo e testes experimentais.





“O verdadeiro fruto da árvore do conhecimento é  
a simplicidade”  
(Mário Quintana, 1906-1994)



## RESUMO

O agravamento das questões ambientais coloca em evidência a parcela de contribuição dos veículos automotores nas emissões de gases poluentes na atmosfera. Limites de emissões cada vez mais restritivos pressionam por tecnologias de veículos elétricos ou híbridos. O aumento da eficiência do motor de combustão interna também é um caminho viável para redução das emissões. Entre outras alternativas, o sistema *Stop-Start*, que permite a funcionalidade de paradas e partidas automáticas do motor de combustão interna, é uma das tecnologias que promove maior eficiência do motor de combustão interna. Entretanto, para que seja amplamente adotado nos veículos atuais, é necessário rever o conceito do sistema de partida atual. A hipótese da pesquisa é que existe uma lacuna no âmbito dos sistemas de partida para motores de combustão interna que previne a ampla adoção da tecnologia *Stop-Start* nos veículos atuais. O objetivo do trabalho é o desenvolvimento de um novo conceito de interface mecânica para sistemas de partida de motores de combustão interna. A pesquisa adota metodologia clássica de desenvolvimento de novos produtos, direcionada à atividade inovadora, sendo estruturada em quatro fases. Na fase de Projeto Informacional uma revisão bibliográfica detalhada visa o entendimento dos entraves para a evolução da interface mecânica convencional. Na fase de Projeto Conceitual, esforço de abstração do sistema interface mecânica e ferramentas de auxílio baseadas na metodologia proposta visam estimular a criatividade e culminam com um esboço do novo conceito. No Projeto Preliminar, a modelagem dinâmica permite superar desafios técnicos para a funcionalidade adequada do novo sistema proposto. Na fase de Projeto Detalhado um protótipo físico é construído e realizam-se os primeiros testes experimentais, os quais atestam a funcionalidade e o potencial da nova interface. A conclusão da pesquisa confirma a lacuna existente e ratifica o potencial de evoluir a tecnologia atual. Além disso, a pesquisa evidencia que, extrapolando-se o resultado obtido para qualquer outro projeto, que o domínio de uma metodologia adequada não inibe a criatividade, pelo contrário, estimula o desenvolvimento de produtos inovadores.

**Palavras-chave:** Sistemas de partida. Motores de combustão interna. *Stop-Start Vehicles*. Modelagem e simulação dinâmica. Inovação. Projeto de sistemas mecânicos.



## ABSTRACT

Increasingly environmental issues highlight the contribution of automotive vehicles in the emissions of greenhouse gases in the atmosphere. Limits of increasingly stringent emission are pushing for technologies of electric or hybrid vehicles. New technologies developed for increased internal combustion engine efficiency are also a viable way to reduce emissions. Among other alternatives, the Stop-Start system that allows the functionality of automatic stops and starts of the internal combustion engine is a technology that promotes increased efficiency of the internal combustion engine. However, to be widely adopted in today's vehicles, it is necessary an evolution of the State of the art in starting systems for internal combustion engines. The hypothesis of the research is that there is a gap under the starting systems for internal combustion engines that prevent widespread adoption of Stop-Start technology. The objective is to develop a new concept of mechanical interface for starting systems of internal combustion engines. The research adopts a classical methodology of development of new products divided into four phases, directed to innovative activities. First, the Clarification of the Task phase starts with a detailed literature review is aimed at understanding the barriers to the evolution of conventional mechanical interfaces. At Conceptual Design phase, abstraction efforts are carried in terms of mechanical interfaces along with supporting tools based on the proposed methodology aims to stimulate creativity and culminate with a new concept sketch, which is critically evaluated and approved. In the Preliminary Design phase, application of lumped parameter dynamic models overcome some design challenges for proper functionality of the proposed new system. During Detailed Design phase, fabrication of a physical prototype and experimental tests confirms functionality and potential of the new mechanical interface design. Conclusions of the research confirm the gap and defines a potential to evolve State of the art technologies in the field of starting systems for internal combustion engines. Furthermore, the research results indicates, extrapolating to any other project, that the adequate application of systematic design methodology does not inhibit creativity, by contrast, encourages the development of innovative products.

**Keywords:** Starting Systems. Internal Combustion Engine. Stop-Start Vehicles. Lumped Parameter Modeling and Simulation. Innovation. Mechanical Systems Design.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Emissões globais de GHG's, por setor econômico. ....	32
Figura 1.2 – Tendência dos limites de emissões para veículos de passageiros. ....	34
Figura 1.3 – O sistema de partida elétrico. ....	37
Figura 1.4 – A configuração de uma interface mecânica AT. ....	39
Figura 1.5 – Projeção de vendas de veículos com sistema Stop-Start 2013-2022. ....	41
Figura 2.1 – Modelo para solução de problemas. ....	47
Figura 2.2 – Processo Geral de Solução de Problemas. ....	49
Figura 2.3 – Modelo Prescritivo de Desenvolvimento de Produto. ....	50
Figura 2.4 – Matriz QFD em fase inicial de elaboração durante a pesquisa e identificação de cada campo de informação. ....	53
Figura 2.5 – O Processo de Análise de Sistemas. ....	60
Figura 2.6 – Curva-S da Inovação Disruptiva. ....	64
Figura 3.1 – Esquema do circuito elétrico do sistema de partida. ....	72
Figura 3.2 – Um motor de partida em corte e subsistemas do motor elétrico. ....	73
Figura 3.3 – Esquema do motor de partida com fuso de avanço e principais componentes. ....	74
Figura 3.4 – Motor de partida com fuso de avanço e alavanca. ....	75
Figura 3.5 – Pistas e o ângulo de travamento do subsistema roda-livre. ....	77
Figura 3.6 – Sistema roda-livre de impulsor de partida convencional. ....	78
Figura 3.7 – Sistema de travamento por atrito com roletes perfilados. ....	80
Figura 3.8 – Roda-livre de palheta-catraca, (a) perfil externo e (b) perfil interno. ....	82
Figura 3.9 – Sistema roda-livre com mola-embreagem. ....	83
Figura 3.10 – Subsistema de transmissão do Motor de partida DD com Solenoide. ....	84
Figura 3.11 – Subsistema de transmissão do motor de partida OSGR. ....	85
Figura 3.12 – Subsistema de transmissão do motor de partida PLGR. ....	86
Figura 3.13 – Primeiro estágio do ciclo de partida. ....	88
Figura 3.14 – Segundo estágio do ciclo de partida. ....	89
Figura 3.15 – Terceiro estágio do ciclo de partida. ....	89
Figura 3.16 – Quarto estágio do ciclo de partida. ....	90
Figura 4.1 – A Interface Mecânica AT dos sistemas de partida. ....	92
Figura 4.2 – Esquema do MCI e transmissão na Interface Mecânica AT para SSV. ....	93
Figura 4.3 – Esquema do MCI e transmissão na interface Mecânica AP por correia. ....	94

Figura 4.4 – Esquema do MCI e transmissão na interface Mecânica AP no virabrequim. ....	95
Figura 4.5 – Protótipo de uma Interface Mecânica AP com pinhão-coroa.....	97
Figura 4.6 – Conceito de uma Interface Mecânica AP. ....	98
Figura 4.7 – Conceito de Interface Mecânica AP com engrenagem sem-fim.....	99
Figura 4.8 – Vista em corte de uma Interface Mecânica AP com pinhão-coroa.....	100
Figura 4.9 – Exemplo de Interface Mecânica AP com pinhão-coroa. ....	101
Figura 4.10 – Patente de Interface Mecânica AP com pinhão-coroa. ...	103
Figura 4.11 – Patente de Interface Mecânica AP com sistema de roletes perfilados. ....	104
Figura 5.1 – Vista (a) em corte e (b) explodida da Unidade de Partida. ....	111
Figura 5.2 – Vista frontal de um MCI com protótipo da “Unidade de Partida” .....	112
Figura 5.3 – Matriz QFD da Interface Mecânica AP.....	116
Figura 6.1 – Função global da interface mecânica AP.....	126
Figura 6.2 – Estrutura funcional da interface mecânica AT.....	127
Figura 6.3 – Estrutura funcional da interface mecânica AP por correia. ....	128
Figura 6.4 – Estrutura funcional da interface mecânica AP por pinhão-coroa.....	129
Figura 6.5 – Esboço do novo conceito de interface mecânica AP. ....	134
Figura 7.1 – Diagrama da interface mecânica AP.....	146
Figura 7.2 – Modelo dinâmico para estudo do sistema de absorção de impacto.....	148
Figura 7.3 – Diagrama do sistema de absorção de impacto da interface mecânica AP. ....	149
Figura 7.4 – Sistema massa-mola com dois graus de liberdade.....	150
Figura 7.5 – Deslocamento da palheta até o acoplamento com o perfil de catraca. ....	151
Figura 7.6 – Força de impacto na palheta em sistema sem amortecimento.....	152
Figura 7.7 – Força de impacto na palheta com o sistema de amortecimento.....	153
Figura 7.8 – Modelo dinâmico do acionamento do MCI pela interface mecânica. ....	154
Figura 7.9 – Curva simulada da partida do MCI com a nova interface mecânica. ....	155



Figura 7.10 – Modelo dinâmico para estudo do desacoplamento da palheta. ....	157
Figura 7.11 – Rotação do MCI obtida por medição em bancada de teste. ....	158
Figura 7.12 – Perfil da catraca, conforme projeto detalhado do sistema. ....	158
Figura 7.13 – Diagrama esquemático do sistema roda-livre preliminar. ....	159
Figura 7.14 – Diagrama para estudo do desacoplamento da palheta do sistema roda-livre. ....	160
Figura 7.15 – Diagrama de corpo livre do movimento da palheta em roda-livre. ....	162
Figura 7.16 – Diagrama da posição relativa entre a palheta e mola de retorno. ....	163
Figura 7.17 – Simulação do deslocamento da palheta em roda-livre. .	164
Figura 7.18 – Simulação do deslocamento da palheta em roda-livre. .	165
Figura 8.1 – Detalhe da bancada de teste com a interface AT original. ....	170
Figura 8.2 – Detalhe do motor de partida e da placa de fixação. ....	170
Figura 8.3 – Alturas relativas da placa de fixação do motor de partida. ....	171
Figura 8.4 – Sistema roda-livre de palheta e catraca de perfil externo. ....	173
Figura 8.5 – Evolução do projeto detalhado da palheta, (a) versão inicial em CAD (b) versão CAD final e (c) palheta do protótipo fabricada...	175
Figura 8.6 – Nomenclatura de uma mola helicoidal de compressão. .	178
Figura 8.7 – Protótipo em escala da nova interface mecânica AP. ....	183
Figura 8.8 – Detalhe do sistema roda-livre do protótipo funcional. ....	184
Figura 8.9 – Novo volante instalado na bancada de teste. ....	185
Figura 8.10 – Detalhe do acoplamento permanente pinhão-coroa no protótipo. ....	186
Figura 8.11 – Registros da rotação do motor de partida durante ciclos de partida do MCI (a) com a interface mecânica AT e (b) com a interface mecânica AP. ....	187
Figura 8.12 – Rotação do MCI (a) com a interface mecânica AT (b) com a interface mecânica AP. ....	188
Figura 8.13 – Dados experimentais da relação de transmissão efetiva (RTe) da interface mecânica AT durante um ciclo de partida do MCI. ....	191

Figura 8.14 – Dados experimentais da relação de transmissão efetiva (R <sub>Te</sub> ) da interface mecânica AP durante um ciclo de partida do MCI. ....	191
Figura 8.15 – Comparativo Teórico-Experimental de partida do MCI com a nova interface mecânica. ....	192
Figura A.1 – Desenho de montagem do protótipo da nova interface mecânica AP. ....	213
Figura A.2 – Volante modificado. (a) lado com as cavidades para alojamento do sistema de absorção de impacto. (b) lado oposto. ....	215
Figura A.3 – Guia da mola-arco. ....	215
Figura A.4 – Batente (a) Esquerdo e (b) Direito. ....	216
Figura A.5 - Coroa com dentes internos e perfil de catraca externo. ....	217
Figura A.6 – Duas perspectivas da palheta do sistema roda-livre. ....	219
Figura A.7 - Porta-palheta fabricado para montagem do protótipo. ....	221
Figura A.8 – Detalhes do pinhão modificado. ....	222
Figura A.9 – Nomenclatura de uma engrenagem de dentes retos. ....	223
Figura A.10 – Subconjunto volante com o sistema de absorção de impacto. ....	225
Figura A.11 – Bancada de teste com a interface convencional original. ....	226
Figura A.12 – Vista frontal da interface convencional AT. ....	226
Figura A.13 – Bancada de teste com o protótipo da interface mecânica AP. ....	227
Figura A.14 – Bancada de teste com o protótipo da interface mecânica AP. ....	227

## LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1 - Requisitos dos clientes da interface mecânica. ....	113
Tabela 5.2 – Requisitos do projeto da interface mecânica. ....	114
Tabela 5.3 – Especificações de projeto da interface mecânica.....	119
Tabela 6.1 – Tecnologia e funções básicas das interfaces mecânicas AT e AP.....	125



## LISTA DE QUADROS

Quadro 2.1 - Definição das variáveis de potência. ....	61
Quadro 6.1 – Matriz Morfológica da interface mecânica para sistemas de partida automotivos. ....	130
Quadro 6.2 – Conjunto de princípios de solução da interface mecânica AT. ....	131
Quadro 6.3 – Conjunto de princípios de solução do sistema B-ISG. ..	132
Quadro 6.4 – Conjunto de princípios de solução para a interface mec. AP.....	133
Quadro 6.5 – Conjunto de princípios de solução para o novo conceito de interface mecânica AP.....	134
Quadro 6.6 – Matriz de decisão dos conceitos de interface mecânica.	138
Quadro 6.7 – Análise individual dos critérios da matriz de decisão. ..	139
Quadro 6.8 – Estimativa de custo dos conceitos de interface mecânica. ....	141
Quadro 8.1 – Especificações da aplicação – bancada de teste .....	171
Quadro 8.2 – Parâmetros do sistema roda-livre da interface mecânica AP.....	173
Quadro 8.3 – Parâmetros de projeto detalhado da mola de retorno.....	179
Quadro 8.4 – Parâmetros de projeto detalhado das molas-arco.....	180
Quadro 8.5 – Dados do par engrenado da interface mecânica AT. ....	181
Quadro 8.6 – Dados do par engrenado da interface mecânica AP. ....	182
Quadro A.1 - Componentes do protótipo da interface mecânica AP. .	214



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AT	Interface mecânica com Acoplamento Transiente
AP	Interface mecânica com Acoplamento Permanente
B-ISG	Belt-Integrated Starter Generator
BAS	Belt Alternator Starter
CAD-3D	Computer-Aided Design (Three-Dimensional)
CC	Corrente Contínua
C-ISG	Crankshaft-Integrated Starter Generator
CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono
DELCO	Dayton Engineering Laboratories Company
DD	Motor de partida do tipo Direct Drive
EPA	Environmental Protection Agency
E22	Gasolina com 22% de Etanol
E00	Gasolina pura
EPO	European Patent Office
EHV	Electric Hybrid Vehicles
EPO	European Patent Office
EV	Electric Vehicles
FCV	Fuel Cell Vehicles
GHG	GreenHouse Gas
GR	Motor de partida do tipo Gear Reduction
Gt	Gigatoneladas
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
ICCT	International Council of Clean Transportation
IPCC	Intergovernmental Panel on Climate Change
ISA	Integrated Starter Alternator
ISG	Integrated Starter Generator
ITC	Information and communications technology
MCI	Motor de Combustão Interna
NHTSA	National Highway Traffic Safety Administration
OSGR	Motor de partida do tipo Offset Gear Reduction
PDP	Processo de Desenvolvimento de Produto
P&D	Pesquisa e Desenvolvimento
PESS	Permanently Engaged Gear Stop & Start System
PLGR	Planetary Gear Reduction
PMDD	Permanent Magnet Direct Drive
PMOSGR	Permanent Magnet Offset Gear Reduction
PMPLGR	Permanent Magnet Planetary Gear Reduction
ppm	Partes por milhão
QFD	Quality Function Deployment

SSV Stop-Start Vehicles  
USPTO United States Patent and Trademark Office  
UNCTAD United Nations Conference on Trade and Development



## SUMÁRIO

<b>Capítulo 1 - As Questões de Sustentabilidade e os Sistemas de Partida para Motores de Combustão Interna .....</b>	<b>31</b>
1.1 Sustentabilidade .....	31
1.2 Sistema de Partida e a Tecnologia Stop-Start.....	36
1.3 Interface Mecânica dos Sistemas de Partida .....	38
1.4 Motivações e Contribuições da Pesquisa .....	40
1.5 O Problema de Pesquisa.....	40
1.6 Objetivos .....	41
<b>1.6.1 Objetivo Geral .....</b>	<b>41</b>
<b>1.6.2 Objetivos específicos .....</b>	<b>42</b>
1.7 Estrutura do Trabalho.....	42
<b>Capítulo 2 - A Metodologia do Projeto — Foco em Inovação .....</b>	<b>45</b>
2.1 Generalidades.....	45
2.2 Metodologia Proposta para o PDP .....	46
<b>2.2.1 Projeto Informacional.....</b>	<b>51</b>
2.4 Projeto Conceitual .....	55
<b>2.4.1 Método da Matriz Morfológica.....</b>	<b>56</b>
<b>2.4.2 Método de triagem das concepções.....</b>	<b>57</b>
<b>2.4.3 Método de seleção da melhor concepção.....</b>	<b>58</b>
2.5 Projeto Preliminar .....	59
<b>2.5.1 Modelagem de Sistemas Dinâmicos .....</b>	<b>59</b>
<b>2.5.2 Métodos de Representação de Modelos de Sistemas .....</b>	<b>61</b>
<b>2.5.3 Modelagem e Simulação 1-D na área automotiva .....</b>	<b>62</b>
2.6 Inovação no Desenvolvimento de Produto.....	63
2.7 Considerações Finais.....	66

<b>Capítulo 3 - Sistemas de partida para motores de combustão interna</b>	<b>69</b>
3.1 Histórico dos Sistemas de Partida para MCI.....	69
3.2 A Configuração do Sistema de Partida para MCI.....	71
3.3 Subsistema Motor Elétrico.....	72
3.4 Subsistema de Engrenamento .....	73
<b>3.4.1 Motor de Partida Inercial.....</b>	<b>74</b>
<b>3.4.2 Motor de Partida com Solenoide .....</b>	<b>75</b>
3.5 Subsistema Roda-livre .....	76
<b>3.5.1 Roda-livre de Atrito com Roletes Cilíndricos.....</b>	<b>78</b>
<b>3.5.2 Roda-livre de Atrito com Roletes Perfilados ou <i>Sprags</i> .....</b>	<b>79</b>
<b>3.5.3 Roda-livre de Catraca com Dentes Frontais.....</b>	<b>80</b>
<b>3.5.4 Roda-livre com palheta-catraca.....</b>	<b>81</b>
<b>3.5.5 Roda-livre com mola embreagem.....</b>	<b>82</b>
3.6 Subsistema de Transmissão .....	83
<b>3.6.1 Motor de Partida DD .....</b>	<b>84</b>
<b>3.6.2 Motor de partida GR.....</b>	<b>85</b>
3.7 Funcionamento do Sistema de Partida para MCI.....	87
3.8 Considerações Finais.....	90
<b>Capítulo 4 - O Conceito de Interface Mecânica em Sistemas de Partida para Motores de Combustão Interna .....</b>	<b>91</b>
4.1 A Interface Mecânica para Sistemas de Partida.....	91
4.2 Interface Mecânica AT para SSV .....	92
4.3 Interface Mecânica AP.....	93
<b>4.3.1. Interface Mecânica AP por Correia .....</b>	<b>94</b>
<b>4.3.2 Interface Mecânica AP no Virabrequim.....</b>	<b>95</b>
<b>4.3.3 Interface Mecânica AP com Pinhão-coroa.....</b>	<b>96</b>

4.4 Considerações Finais.....	104
<b>Capítulo 5 - Projeto Informacional da Nova Interface Mecânica.107</b>	
5.1 Pesquisa de Informações sobre o Tema.....	107
5.2 Identificação das Necessidades dos Clientes.....	108
5.3 Definição dos Requisitos dos Clientes .....	112
5.4 Definição dos Requisitos do Projeto .....	113
5.5 Hierarquizar os Requisitos de Projeto .....	115
5.6 Especificações de Projeto.....	118
5.7 Considerações Finais.....	121
<b>Capítulo 6 - Projeto Conceitual da Nova Interface Mecânica..... 123</b>	
6.1 O Escopo do Projeto Conceitual .....	123
6.2 A Função Global da Interface Mecânica.....	125
6.3 Estrutura Funcional das Interfaces Mecânicas .....	126
<b>6.3.1 Estrutura Funcional da Interface Mecânica AT .....</b>	<b>126</b>
<b>6.3.2 Estrutura Funcional da Interface Mecânica AP por correia</b>	<b>127</b>
<b>6.3.3 Estrutura Funcional da Interface Mecânica AP com Pinhão-</b>	
<b>Coroa .....</b>	<b>128</b>
6.4 Princípios de Solução para as Interfaces Mecânicas .....	129
6.5 Combinações de Princípios de Solução.....	131
<b>6.5.1 Interface Mecânica AT .....</b>	<b>131</b>
<b>6.5.2 Interface Mecânica AP por Correia (B-ISG).....</b>	<b>132</b>
<b>6.5.3 Interface Mecânica AP por Pinhão-Coróa.....</b>	<b>132</b>
6.6 O Novo Conceito de Interface Mecânica AP .....	133
6.7 Avaliação do Novo Conceito de Interface Mecânica .....	135
6.8 Considerações Finais.....	142
<b>Capítulo 7 - Projeto Preliminar da Nova Interface Mecânica.....145</b>	
7.1 Subsistema de torque e absorção de impacto .....	148

7.2 Dimensionamento do desacoplamento total em roda-livre .....	155
7.3 Considerações Finais.....	166
<b>Capítulo 8 - Protótipo físico e testes funcionais da nova interface mecânica .....</b>	<b>169</b>
8.1 Dados de Entrada da Bancada de Teste .....	169
8.2 Dimensionamento do Protótipo Físico.....	172
<b>8.2.1 Dimensionamento do sistema roda-livre .....</b>	<b>172</b>
<b>8.2.2 Dimensionamento das interferências de montagem do conjunto .....</b>	<b>177</b>
<b>8.2.3 Dimensionamento da Mola de Retorno da Palheta.....</b>	<b>178</b>
<b>8.2.4 Dimensionamento das molas-arco .....</b>	<b>179</b>
<b>8.2.5 Dimensionamento do par pinhão-coroa modificado .....</b>	<b>180</b>
8.3 Fabricação e montagem do protótipo da interface mecânica AP ...	182
8.4 Resultados Experimentais .....	186
8.5 Considerações Finais.....	193
<b>Capítulo 9 - Conclusões e Recomendações para Trabalhos Futuros .....</b>	<b>195</b>
9.1 Conclusões .....	195
9.2 Recomendações para trabalhos futuros.....	199
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>201</b>
<b>APÊNDICE A - Memorial descritivo do Protótipo da Interface Mecânica AP.....</b>	<b>213</b>
A.1 Volante modificado.....	214
A.2 Guia das molas-arco .....	215
A.3 Batente Esquerdo e Direito .....	216
A.4 Coroa.....	216
A.5 Anel de proteção .....	218

A.6 Molas-arco.....	218
<b>A.6.1 Dimensionamento das molas-arco.....</b>	<b>218</b>
A.7 Palheta .....	219
A.8 Mola de retorno da palheta .....	220
A.9 Pino.....	220
<b>A.9.1 Dimensionamento do pino .....</b>	<b>220</b>
A.10 Porta-palheta.....	221
A.11 Placa de fixação do motor de partida .....	221
A.12 Pinhão modificado.....	222
<b>A.12.1 Engrenamento pinhão-coroa modificado .....</b>	<b>222</b>
A.13 Subconjunto volante modificado.....	225
<b>ANEXO A - Relatórios dos modelos de simulação 1-D.....</b>	<b>229</b>
A.1 Relatório do modelo do sistema de absorção de impacto.....	229
A.2 Relatório do modelo de partida do MCI com a nova interface.....	236
A.3 Relatório do modelo do sistema de centrifugação em roda-livre .	241



## Capítulo 1

### As Questões de Sustentabilidade e os Sistemas de Partida para Motores de Combustão Interna

#### 1.1 Sustentabilidade

O agravamento das questões ambientais tem colocado em evidência a parcela de contribuição dos veículos automotores nas emissões de gases poluentes na atmosfera. De acordo com a International Energy Agency (2015), os cientistas do clima têm observado que as concentrações de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) na atmosfera aumentaram significativamente no último século comparadas com as da era pré-industrial (cerca de 280 ppm). A concentração de CO<sub>2</sub> em 2015 (397 ppm) é cerca de 40% mais elevada do que a observada em meados dos anos 1800s, com um crescimento médio de 2 ppm/ano nos últimos dez anos. Aumento significativo também ocorreu com os níveis de metano (CH<sub>4</sub>) e óxido de nitrogênio (N<sub>2</sub>O).

Estima-se que o setor de transportes seja responsável por cerca de 22% das emissões globais de CO<sub>2</sub>, relacionadas com os impactos gerados pelas mudanças climáticas (International Energy Agency, 2015). Já de acordo com McKinsey & Company (2009) as emissões “*well-to-wheel*”<sup>1</sup> provenientes dos veículos automotores representavam 7% das emissões globais que causam o efeito estufa (aquecimento global) em 2006. Além disso, a projeção da mesma pesquisa é que, sem ações para redução das emissões, estas aumentarão em mais de 54% até 2030, atingindo 4,7 Gt de CO<sub>2</sub>, em função do aumento significativo de veículos que é esperado – de 730 milhões para mais de 1,3 bilhão nesse período.

De acordo com o relatório do IPCC (2007) uma redução de 50% é requerida para estabilizar a concentração de CO<sub>2</sub> nas emissões atmosféricas em 450 ppm, estimado como o limite para evitar que a temperatura média global aumente mais do que 0,4°C, de 2,0°C para 2,4°C. No entanto, considerando que a redução das emissões de CO<sub>2</sub> para os veículos automotores será um desafio com elevado nível de investimentos para o setor, o relatório do IPCC (2007) indica que as respostas da indústria automotiva precisam ser dadas em tempo hábil. O

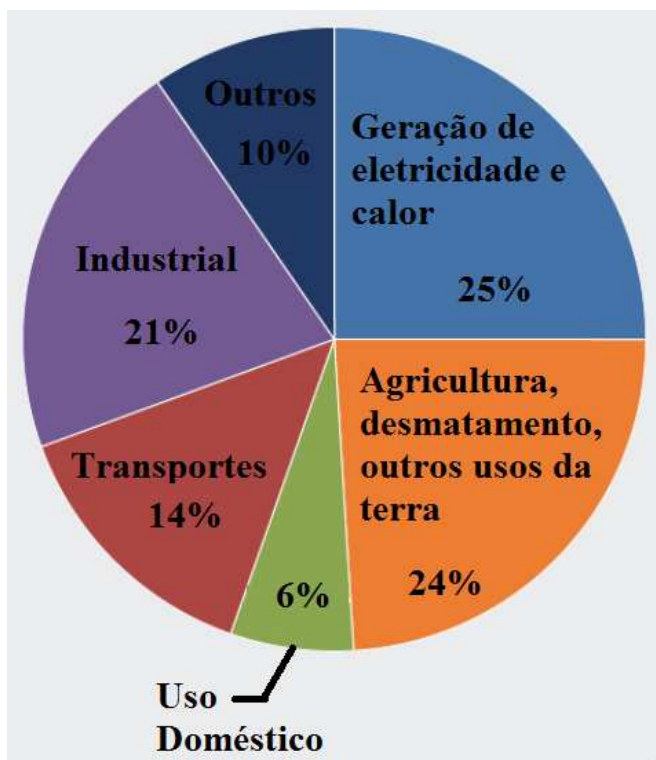
---

<sup>1</sup> As emissões do relatório referem-se ao termo “*well-to-wheel*”, que representa o total de emissões de dióxido de carbono geradas desde a perfuração, refino, distribuição e consumo do combustível. No caso do relatório referenciado os valores não consideram as emissões geradas no processo de fabricação dos veículos.

nível de incerteza, sobre uma eventual retração do setor automotivo ou em eventuais penalidades para os consumidores, gera premência por pesquisas focadas no aumento da eficiência energética dos veículos automotores.

Outras fontes indicam que as emissões globais de GHG (gases causadores do efeito estufa) oriundas do setor de transporte representam 14% do total (Fig. 1.1). São emissões geradas pela queima de combustível fóssil em transporte rodoviário, ferroviário, aéreo e marítimo. Atualmente, cerca de 95% da energia para transportes são obtidas de combustíveis obtidos do refino do petróleo, principalmente gasolina e óleo diesel. (IPCC, 2014).

Figura 1.1 – Emissões globais de GHG's, por setor econômico.



Fonte: IPCC (2014).



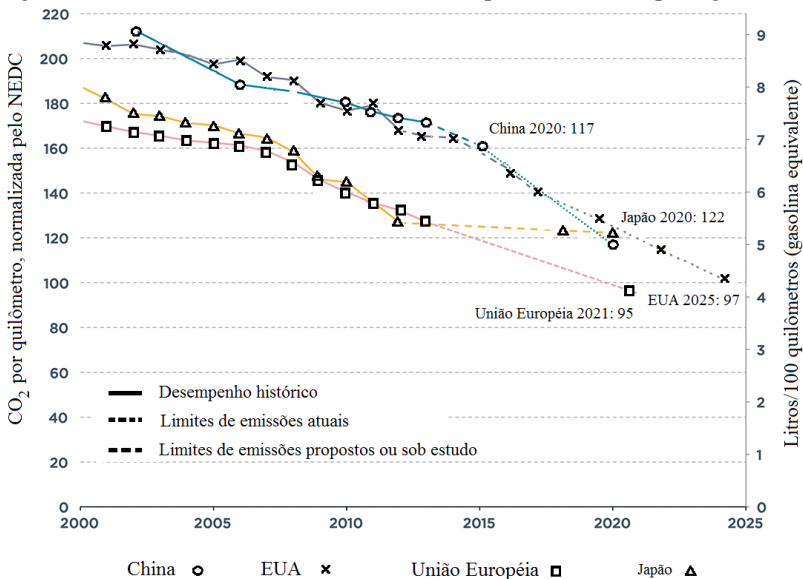
Da Fig. 1.1, o percentual mais elevado vem da geração de eletricidade e calor pela queima de carvão, gás natural e óleo. O setor industrial vem em segundo lugar, pela queima de combustível fóssil nas instalações industriais para geração de energia. Inclui ainda as emissões dos processos de transformação química, metalúrgica e de minério associadas com consumo de energia e gerenciamento de efluentes. As emissões do setor de agricultura e pecuária são o terceiro maior agente de emissões. Uso doméstico e outras energias, por exemplo na extração e refino de combustível, complementam o total de emissões de gases causadores do efeito estufa globalmente.

No estudo elaborado por McKinsey & Company (2009) verifica-se que as emissões de CO<sub>2</sub> de veículos de passageiros podem ser reduzidos em 2,2 Gt por ano até 2030. Para isso, metade desse número poderia ser obtida na melhoria da eficiência dos Motores de Combustão Interna (MCI) e dos respectivos combustíveis utilizados. As questões dos biocombustíveis e conceitos que focam na educação dos motoristas e também na melhoria do trânsito das rodovias e infraestrutura forneceriam o restante do potencial de redução de emissões. Somente 25% deste potencial seriam provenientes de tecnologias alternativas ao MCI.

A percepção atual do meio automotivo é que as tecnologias de propulsão mais “limpas” em desenvolvimento não garantem uma solução fácil para o problema da sustentabilidade no setor. A geração da energia elétrica representa, em muitos países, fonte de emissão de gases poluentes (geração focada em termelétricas). A nova infraestrutura requerida para os veículos movidos a hidrogênio ou puramente elétricos, que envolve também uma nova cadeia de fabricação de componentes, é uma barreira econômica significativa a ser superada. Nesse contexto o aumento da eficiência do MCI se torna tema relevante para a indústria automotiva mundial.

Os limites de emissões em diversos países estão se tornando mais restritivos a cada ano. E as projeções futuras, conforme destaca a Figura 1.2, mostram claramente que a tendência dos principais mercados automotivos globais é de redução contínua para os próximos anos.

Figura 1.2 – Tendência dos limites de emissões para veículos de passageiros.



Fonte: Adaptada de ICCT (2015)<sup>2</sup>.

As tecnologias alternativas ao MCI em desenvolvimento focam principalmente nos veículos movidos com célula de combustível (FCV), os puramente elétricos (EV) e os veículos híbridos (EHV) dotados de motores de combustão acoplados a motores elétricos (PELKMANS, 2003). Entretanto, a substituição do MCI por essas novas tecnologias esbarra hoje em diversos fatores, entre eles o desenvolvimento de uma nova infraestrutura de abastecimento para FCV ou o peso elevado e a reduzida disponibilidade de metais nobres, fatores críticos para a viabilidade das baterias dos veículos elétricos.

Estudos como o de Eichlseder & Wimmer (2005) ratificam que o MCI não está condenado à extinção, e que não será somente uma única solução que irá atender a totalidade das metas de emissões futuras. Pesquisas para o aumento da eficiência do MCI já estão em andamento

<sup>2</sup> Limites da China refletem somente veículos a gasolina. Emissões de CO<sub>2</sub> dos EUA baseados nos padrões de economia de combustível definidos pelo NHTSA, indicando emissões GHG do escapamento (ou seja, exclui créditos de gases refrigerantes de baixo GWP incorporados na legislação americana EPA GHG). Gasolina brasileira contém 22% de etanol (E22); todos os dados do gráfico foram convertidos para gasolina (E00) equivalente.

há mais de uma década. O estudo de DeCicco, Na e Ross (2001) mencionam, por exemplo, a estratégia denominada *Engine Downsizing*, a qual busca o aumento da potência específica dos motores em kW/l. Leduc (2003) aborda a injeção direta de combustível, tecnologia já adotada em larga escala nos veículos europeus. Outra tecnologia promissora é a HCCI, na qual se busca maior eficiência do motor de ciclo Otto por meio da compressão e aquecimento da mistura ar-combustível até o ponto de autoignição (CARNEY, 2008).

Shemmans (2009) aponta que o aumento da eficiência do MCI não será obtido por meio de uma única solução tecnológica, a qual fornecerá a redução requerida de CO<sub>2</sub> no mundo todo. A expectativa do mesmo autor é que uma ampla gama de alternativas tecnológicas será adotada, dependendo da região do mundo ou de aplicação específica. Em uma entrevista dada pelo presidente da Denso Corporation, uma das maiores empresas do setor automotivo mundial, acerca de uma estimativa de participação de mercado das propulsões Diesel, Híbrida e 100% elétrica obteve-se a seguinte observação de Katoh (2009):

“Deve-se separar Estados Unidos, Japão e Europa do restante do mundo, por questões óbvias. Espera-se um crescimento dos veículos híbridos, incluindo micro-híbridos, nestas regiões. Já na China e Índia a quantidade de veículos vai aumentar sem um aumento significativo no número de propulsores híbridos”.

Opinião que reforça a pluralidade de alternativas que serão adotadas para a redução das emissões globais de poluentes.

Matsubara (2009) demonstra, de outra maneira, a mesma tendência de pluralidade de soluções possíveis e o paradoxo entre os veículos apresentados em salões de automóveis na Europa, EUA e Japão com os desenvolvimentos de tais tecnologias em países emergentes, como o Brasil. Mais especificamente, o autor compara a quantidade já significativa de desenvolvimentos de veículos movidos por eletricidade no 62º Salão do Automóvel de Frankfurt no ano de 2009, com o limitado histórico brasileiro, desde o protótipo idealizado pelo Eng. João Conrado do Amaral Gurgel até o Palió elétrico, desenvolvido pela parceria entre a FIAT e a Hidrelétrica de Itaipu.

Foge do escopo da presente pesquisa, porém é relevante citar, que as iniciativas de redução das emissões dos veículos automotores não se restringem somente ao MCI ou *Powertrain* (conjunto propulsor do veículo automotor), mas também têm sido focadas, por exemplo, na

redução da resistência de rolagem dos pneus, aerodinâmica de chassis e materiais mais leves (DECICCO, AN E ROSS, 2001).

## 1.2 Sistema de Partida e a Tecnologia Stop-Start

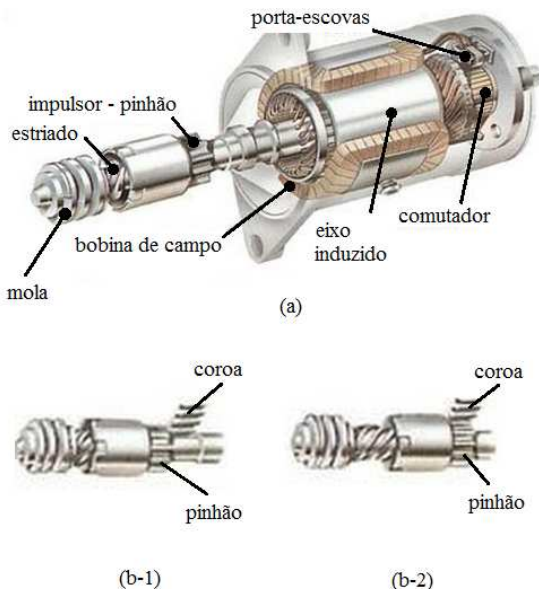
Pelo fato do MCI necessitar de uma fonte de potência externa que promova o giro inicial do virabrequim para que então possa funcionar de maneira autônoma, um sistema auxiliar de partida é o responsável nos veículos dotados de MCI para prover tal funcionalidade. A partir do torque gerado pelo sistema auxiliar a mistura ar-combustível (ou somente ar, no caso do ciclo Diesel) é admitida no interior dos cilindros, gerando a compressão e ignição da mesma. Iniciado o ciclo térmico, seja Otto (gasolina, etanol) ou Diesel, a própria inércia do sistema e os ciclos de combustão no interior dos cilindros garantem o funcionamento permanente do MCI. Um dos primeiros sistemas auxiliares de partida baseava-se em uma manivela conectada na parte frontal do virabrequim do MCI. A mesma era encaixada na parte dianteira do veículo somente durante a partida, para que o torque inicial fosse aplicado manualmente.

Nas primeiras décadas do século XX já começam a surgir diversos novos conceitos de sistemas de partida elétricos, que passaram a dispensar a necessidade do procedimento manual de partida do MCI. Além de agregar mais conforto, tratava-se de um sistema mais seguro do que a manivela, a qual envolvia riscos de lesões a quem executasse a sequência do procedimento de partida manual de uma forma incorreta. Rapidamente, o sistema de partida elétrico se tornaria o padrão mundial e, após o ano de 1920, passou a estar presente em praticamente todos os veículos automotores fabricados em série.

O conceito do sistema de partida elétrico utiliza um motor elétrico CC dotado de escovas, comutador, bobina de campo e eixo induzido. Na extremidade do eixo induzido, é feita uma adaptação através de um prolongamento com perfil estriado externo. Sobre o estriado é montado o impulsor de partida. Este último constituído por um pinhão e um corpo com estriado interno que permitia o deslocamento sobre o eixo e o engrenamento na coroa, fixada ao volante do MCI. Este movimento gerado pela inércia do impulsor de partida auxilia também no seu retorno logo após o MCI entrar em funcionamento, pela diferença de rotação entre o motor elétrico e o MCI. A conexão transiente entre o sistema de partida e o MCI permanece até os dias atuais nos veículos automotores dotados de MCI. Na Figura 1.3(b-1), pode-se perceber a conexão transiente pelo espaço axial entre o pinhão, montado sobre o eixo induzido do motor de partida, e a coroa, fixada ao volante do MCI. Esta é a condição antes da

partida ou quando o MCI já está em funcionamento. No instante da partida, o sistema elétrico é energizado, promovendo o giro do eixo induzido. A condição de partida do MCI é mostrada na Figura 1.3(b-2).

Figura 1.3 – O sistema de partida elétrico.



Fonte: Adaptada de *How a Car Works* (2011).

Uma nova tecnologia desenvolvida com foco na redução das emissões do MCI é baseada no sistema auxiliar de partida. Trata-se de um sistema de gerenciamento eletrônico que permite a funcionalidade de paradas e partidas automáticas do MCI. Atualmente o sistema, denominado comumente de *Stop-Start*, é efetivo na redução de consumo de combustível no trânsito urbano, mas novas gerações do sistema buscam benefícios também para deslocamentos em autoestradas. A redução do consumo de combustível e principalmente das emissões de gases poluentes, especialmente no trânsito congestionado de grandes metrópoles pode ficar entre 8% e 20%, dependendo do ciclo urbano considerado, e se constitui em fator preponderante para a adoção deste tipo de sistema (PORTELLA; PASQUINI; LIEBISCH, 2009).

Os veículos dotados de tal tecnologia são denominados SSV (*Stop-Start Vehicles*). Os SSV têm sido comercializados nos últimos anos com

diferentes configurações. Resumidamente, a interface mecânica — conceito que será mais bem definido na próxima seção — é o sistema que acopla o sistema auxiliar de partida e o MCI. A conexão pode se dar somente no momento da partida do MCI, no caso de um Acoplamento Transiente (AT) ou ser baseada em um Acoplamento Permanente (AP) entre o motor auxiliar de partida e o MCI. Exemplo de interfaces AT é o sistema de partida convencional utilizado na maioria dos veículos atuais. A divisão automotiva do grupo alemão Bosch desenvolveu um sistema *Stop-Start* que mantém uma interface AT, mas com o acréscimo de um gerenciamento eletrônico mais complexo em conjunto com uma configuração mais robusta de alguns componentes já existentes (PORTELLA; PASQUINI; LIEBISCH, 2009).

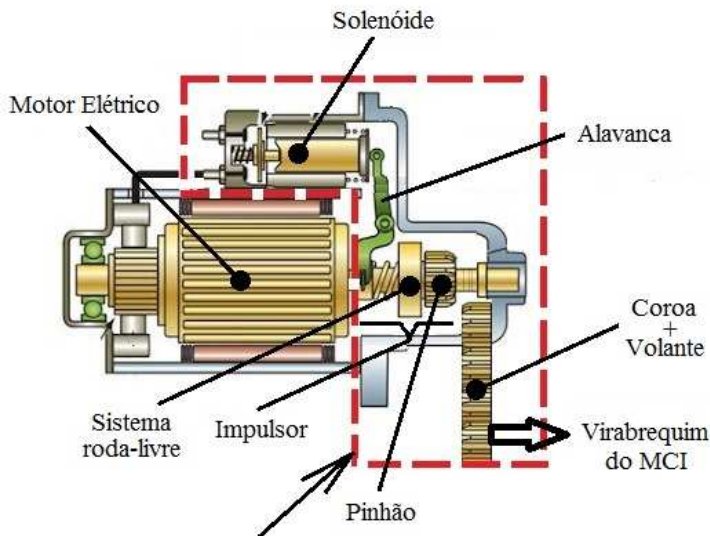
Já as interfaces mecânicas AP ainda possuem aplicações limitadas nos veículos atuais e possuem configurações que variam pela forma como realizam a conexão entre o motor auxiliar de partida e o MCI. O sistema BAS (do inglês, *Belt Alternator Starter*), por exemplo, utiliza um motor de partida e alternador integrados em um único conjunto, o qual é acoplado ao virabrequim do motor de combustão por meio de uma correia, já testado em algumas aplicações (WEZENBEEK et al., 2004). O sistema similar ao anterior, denominado ISG (*Integrated Starter Generator*) acopla um motor elétrico diretamente entre a transmissão e o motor de combustão. A empresa alemã Continental AG e a eslovena Iskra (ISKRA, 2008) já desenvolveram alternativas com base nesse conceito. Existem conceitos AT com uma conexão pinhão-coroa, como o protótipo desenvolvido e patenteado pela empresa japonesa Denso Corporation (ASADA, 2008).

### 1.3 Interface Mecânica dos Sistemas de Partida

Os sistemas *Stop-Start* direcionam a busca pelo desenvolvimento de novas tecnologias em sistemas de partida na sua Interface Mecânica, termo definido na presente pesquisa que engloba todos os componentes responsáveis pela conexão entre o eixo do motor elétrico auxiliar de partida e o virabrequim do MCI. A interface mais comum realiza um Acoplamento Transiente (AT) entre o motor elétrico e o MCI. O pinhão e a coroa localizada no volante do MCI somente estão engrenados durante o ciclo de partida. Para melhor compreensão dos componentes inclusos no conceito de interface mecânica para sistemas de partida os limites do mesmo estão identificados pela linha pontilhada mostrada na Figura 1.4. As alternativas de avanço do Estado da Arte em interfaces mecânicas para

sistemas de partida são apresentadas e discutidas em maiores detalhes no Capítulo 4.

Figura 1.4 – A configuração de uma interface mecânica AT.



#### Subsistemas e componentes da "Interface Mecânica"

Fonte: Adaptada de (CRANKING... 2015).

A interface mecânica mostrada na Fig. 1.4 é a mais utilizada atualmente nos veículos automotores, leves e pesados, exceto motocicletas. O motor elétrico possui na sua extremidade um fuso com estriado helicoidal, que permite o movimento axial do impulsor (compreendido pelo sistema roda-livre e o pinhão). Um solenoide com êmbolo movimenta uma alavanca que é acoplada ao impulsor. Ao acionar a chave de ignição o solenoide é acionado, promovendo o movimento da alavanca e o avanço do pinhão para o engrenamento com a coroa, fixada ao volante do MCI. A interface é denominada intermitente ou do tipo AT, pois o acoplamento pinhão-coroa deve ser desfeito quando o MCI entra em funcionamento autônomo. O sistema roda-livre desacopla o motor de partida quando o MCI entra em funcionamento, caso contrário à rotação, em função da relação de transmissão, seria excessiva no eixo induzido e causaria danos pela centrifugação do porta-escovas do motor elétrico.

## 1.4 Motivações e Contribuições da Pesquisa

O cenário automotivo mundial exige das montadoras de veículos automotores uma busca incessante por inovação, que esteja focada principalmente no aumento da eficiência do MCI. As questões ambientais, relacionadas com as emissões de gases poluentes, pressionam por economia de combustível e redução do nível de emissões de gases poluentes por quilômetro rodado.

O sistema de partida atual possui limitações que previnem um avanço maior no uso de tecnologia *Stop-Start*, que poderiam contribuir para menores níveis de emissões por parte dos veículos automotores.

A motivação para a pesquisa é tentar demonstrar que é possível se criar novas configurações de interface mecânica para sistemas de partida automotivos, que possam indicar alternativas viáveis para o crescimento de veículos SSV no mercado automotivo. Entende-se que, ao criar e propor um novo conceito de interface mecânica, isso venha a incentivar novas pesquisas que também busquem superar esta e outras limitações do amplo uso dos sistemas *Stop-Start* nos veículos.

Enfim, a iniciativa da pesquisa foca no apelo de sustentabilidade do mercado automotivo, para um MCI mais eficiente, com menor nível de emissões atmosféricas e sua permanência como uma alternativa viável. A principal contribuição é direcionada para a evolução dos sistemas de partida e para o desenvolvimento de novos métodos e tecnologias para a empresa patrocinadora do projeto, estimulando a busca pelo desenvolvimento de novas linhas de produtos.

## 1.5 O Problema de Pesquisa

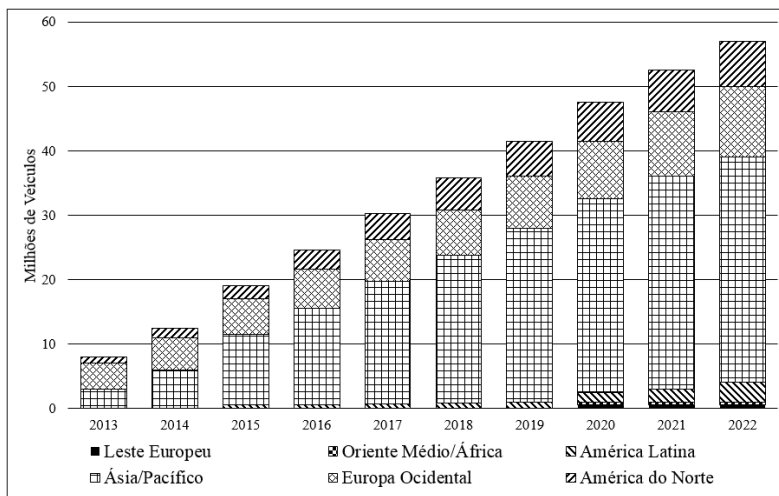
O problema de pesquisa é a lacuna existente nos conceitos de interfaces mecânicas AP para sistemas de partida. O problema surge da necessidade de superar as limitações de custo elevado e de complexidade das modificações requeridas para aplicação das interfaces AP. Surge ainda da necessidade de se demonstrar que existem alternativas viáveis para avançar o Estado da Arte em interfaces mecânicas para sistemas de partida, de forma a aumentar o potencial de expansão do mercado de SSV. A viabilidade de SSV em larga escala contribui para a melhor eficiência dos MCI e a redução de emissões de gases poluentes, com foco na sustentabilidade do mercado automotivo.

De acordo com um relatório da Navigant (2015) espera-se crescimento significativo do mercado de SSV. O relatório estima que as vendas totais de veículos leves dotados de sistema *Stop-Start* ultrapassem



50 milhões a partir de 2021. O gráfico da Fig. 1.5 mostra uma projeção que evidencia o potencial de crescimento do mercado mundial de SSV.

Figura 1.5 – Projeção de vendas de veículos com sistema Stop-Start 2013-2022.



Fonte: Adaptada de Navigant (2015).

Importante salientar que o crescimento esperado, conforme indica a Fig. 1.5, representaria uma fatia de cerca de 55% da venda total de veículos automotores. Sendo assim, é provável que as pesquisas e os avanços tecnológicos em SSV tendam a continuar, motivadas por tal expectativa de crescimento do mercado.

## 1.6 Objetivos

### 1.6.1 Objetivo Geral

Com base no problema da pesquisa, o objetivo da tese é desenvolver um novo conceito de interface mecânica AP para sistemas de partida de MCI. Com base na solução proposta, o potencial para evoluir o conjunto atual da interface mecânica para sistemas de partida será realizado por meio de uma avaliação experimental de um protótipo funcional do novo sistema. Uma metodologia clássica de desenvolvimento de novos produtos será adotada e sua aplicabilidade na

Pesquisa e Desenvolvimento (P&D) de novos produtos para o mercado automotivo será também objetivo da pesquisa.

### 1.6.2 Objetivos específicos

- Pesquisa sobre o Estado da Arte em interfaces mecânicas para sistemas de partida. Documentar a experiência profissional do autor da presente pesquisa na área de Pesquisa e Desenvolvimento de Sistemas de Partida;
- Avaliar a aplicabilidade de uma metodologia clássica de desenvolvimento de produto quando o enfoque é a inovação e a geração de novos conceitos de produtos;
- Desenvolver novo conceito de interface mecânica para acoplamento entre o sistema de partida e o MCI, englobando as fases de projeto informacional, conceitual, preliminar e detalhado do novo produto;
- Avaliação do uso de ferramentas avançadas de projeto para auxílio no desenvolvimento de produto durante as fases de projeto, como, por exemplo, o QFD no projeto informacional, e a modelagem e simulação dinâmica 1-D no projeto preliminar;
- Análise do potencial do novo conceito com base nos resultados das simulações e testes experimentais preliminares;
- Discussão dos resultados obtidos nos testes preliminares do primeiro protótipo e recomendações para evolução do presente projeto.

### 1.7 Estrutura do Trabalho

O Capítulo 1 se constitui na introdução do presente trabalho. Destaca as motivações relativas às questões de sustentabilidade no meio automotivo e as contribuições esperadas da pesquisa proposta, traçando seus objetivos, tanto geral como específicos.

O Capítulo 2 apresenta a metodologia proposta para a consecução do trabalho, sugerindo um método clássico já comprovado pelo autor da pesquisa como efetivo para o desenvolvimento de produtos inovadores.

O Capítulo 3 apresenta um estudo documental e bibliográfico na área da pesquisa, mais especificamente sobre sistemas de partida para MCI.

O Capítulo 4 aprofunda o Estado da Arte trazendo o conceito de interfaces mecânicas para sistemas de partida, conceitua o mesmo e classifica as diferentes interfaces mecânicas existentes em interfaces de Acoplamento Transiente (AT) e Acoplamento Permanente (AP). Propõe ainda uma classificação dos sistemas de partida com base na interface mecânica para o qual fazem uso: os sistemas de partida convencionais, que utilizam a interface AT. E os sistemas de partida não convencionais, que adotam a interface AP. O Estado da Arte é definido através de pesquisa de patentes (concedidas ou pedidos publicados) e também por meio de conceitos divulgados no meio automotivo, com base na experiência do autor da presente pesquisa.

O Capítulo 5 descreve as atividades da etapa de Projeto Informacional, onde se aplica, entre outras, a matriz QFD, para se determinar as especificações de engenharia relevantes para o projeto.

O Capítulo 6 aborda o Projeto Conceitual, que se concentra na parte criativa e inventiva da pesquisa, a partir do qual o novo conceito de interface AP é gerado e se obtém o primeiro esboço do sistema.

O Capítulo 7 apresenta a etapa de Projeto Preliminar, onde são apresentados os resultados obtidos, utilizando o desenvolvimento de modelos virtuais e simulação dinâmica 1-D, além de roteiros de cálculo, para o dimensionamento correto do novo sistema.

O Capítulo 8 trata do Projeto Detalhado, a construção do protótipo físico do novo conceito e os resultados obtidos com os testes iniciais.

O Capítulo 9 apresenta as conclusões obtidas na pesquisa e as recomendações para trabalhos futuros.



## Capítulo 2

### A Metodologia do Projeto — Foco em Inovação

A metodologia de pesquisa adotada no presente trabalho tem como objetivo principal de guiar o processo de desenvolvimento de um novo produto. Entende-se que se trata de um projeto de inovação que se caracteriza pelo processo inventivo de um novo conceito até sua validação experimental. Caracteriza-se, assim, seu potencial como novo produto para o mercado, processo no qual se observa a existência de um elevado grau de originalidade conceitual, mas que deve ser adequadamente estruturado.

Uma característica intrínseca da pesquisa focada em um “projeto de inovação” é o fato da limitada disponibilidade de informações sobre projetos similares já desenvolvidos, pois a interface mecânica do sistema de partida para MCI, que será abordada em detalhes posteriormente, pouco evoluiu desde sua aplicação inicial nos veículos automotores, por motivos que serão abordados no decorrer do trabalho. Entretanto, o trabalho proposto pode ser entendido também como um projeto de evolução, porém não de variação ou projeto reverso, já que se tem como parâmetro de partida alguns conceitos e protótipos de interfaces mecânicas desenvolvidos, e a intenção principal da presente pesquisa é de propor um produto que evolui, em certos aspectos críticos, os conceitos propostos até o momento.

Inicialmente o capítulo aborda algumas generalidades sobre metodologia de pesquisa. Em seguida um PDP (Processo de Desenvolvimento de Produto) é apresentado como o método escolhido para o desenvolvimento do trabalho. Dentro de cada fase do PDP proposto algumas das ferramentas mais relevantes para o enfoque em inovação são apresentadas de forma resumida, para contextualizar o desenvolvimento do novo produto que será apresentado posteriormente.

#### 2.1 Generalidades

Na busca de classificação da presente pesquisa pode-se optar pela orientação de Silva e Menezes (2005), segundo o qual o presente trabalho pode ser entendido como uma pesquisa aplicada (natureza), qualitativa (forma) e explicativa (objetivos). Segundo Gil (2002), este estudo também pode ser classificado como *explicativo* e *pesquisa experimental*, já que busca aprofundar o conhecimento existente em sistemas de partida e desenvolver, simular e validar experimentalmente um produto conceitualmente novo.

Nos Capítulos 3 e 4 do presente trabalho, a metodologia apresenta a característica de uma pesquisa documental, pois se realiza uma investigação de documentos diversos (artigos, livros, patentes, etc.), com o objetivo de descrever a realidade atual dos sistemas de partida para MCI e sua respectiva interface mecânica, objeto principal do estudo. Já nos Capítulos 5 a 8, o trabalho adquire um caráter de pesquisa experimental, direcionado para a manipulação das variáveis de interesse, buscando relações de causa e efeito para se obter o desempenho esperado do novo sistema. (CERVO; BERVIAN; DA SILVA, 2007). Neste sentido, a pesquisa segue o direcionamento de Gil (2002), o qual cita que “de modo geral, o experimento representa o melhor exemplo de pesquisa científica”.

A experiência profissional do autor da presente pesquisa no mercado automotivo, no desenvolvimento de dezenas de projetos para inserção de novos produtos durante sua atuação profissional como Engenheiro de Desenvolvimento de Produto, Líder de Projeto e, atualmente, Especialista de P&D, em empresa fornecedora de autopeças com presença global, contribuiu sobremaneira para o entendimento amplo das tendências tecnológicas ao longo dos últimos dez anos em sistemas de partida. Conta-se com a experiência na pesquisa de mestrado na área de projetos de sistemas mecânicos, com as atividades recentes em projetos de inovação de P&D, incluindo depósito de patente de invenção de uma polia de alternador com sistema de amortecimento de vibrações (MICHELOTTI, 2012), que já é uma realidade na empresa patrocinadora da pesquisa atual, como uma nova linha de produto. Iniciativa que também acrescentou uma gama de novos conhecimentos técnicos, que se complementam e contribuem para a aplicação da metodologia de inovação proposta. O amplo entendimento do processo de geração e desenvolvimento de inovação no meio automotivo fornece, obviamente, uma experiência e conhecimentos prévios importantes para o desenvolvimento da presente pesquisa.

## 2.2 Metodologia Proposta para o PDP

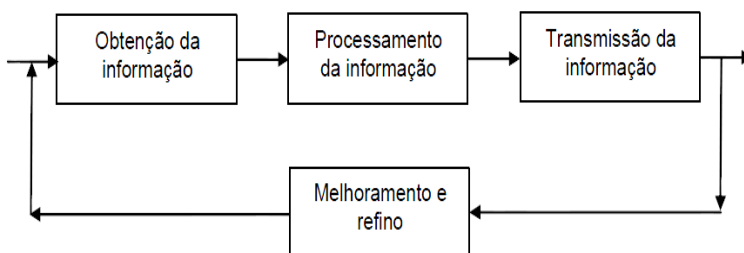
A metodologia de desenvolvimento de produto proposta por Pahl & Beitz (1986), e revisitada por Pahl et al. (2005) é adotada na presente pesquisa e a justificativa de se adotar uma referência mais antiga reside no fato de ser considerada uma metodologia clássica na área de projeto de produtos industriais. Reforça ainda sua aplicabilidade atual considerando que continua sendo referência para pesquisas mais recentes (MARINI; ROMANO, 2009; MAIER; FADEL, 2009; MENDES; BACK; OLIVEIRA, 2009; MENDEZ, 2004; FONSECA;

NASCIMENTO; PADILHA, 2003; GOUVINHAS; COSTA, 2003; HOFFMEISTER, 2003).

No presente trabalho, o intuito foi testar se um método sistemático como o de Pahl & Beitz (1995) poderia ser efetivo para superar as barreiras de um processo de inovação aplicado para o desenvolvimento de um novo produto. A metodologia desenvolvida por Pahl & Beitz (1995), possui como foco principal as fases de *Projeto Informacional, Conceitual e Preliminar*. Pahl & Beitz tratavam ainda a fase inicial como *Clarification of the Task*, sendo que Back et al. (2008) cunharam o termo “Projeto Informacional”, como a tradução livre mais aceita atualmente. A partir da avaliação abstrata do atual sistema de partida para veículos automotores cria-se um novo espaço de solução, o mais amplo possível, evitando-se as alternativas mais óbvias e já conhecidas. Conforme será apresentado nos capítulos subsequentes, o método assim proposto é constituído por atividades que decompõem o problema de projeto em subproblemas e estabelece uma *estrutura funcional* para o sistema em análise.

Fator importante na busca de inovação no desenvolvimento de um novo produto é a solução de um problema. Um modelo simples que indica tal processo é mostrado na Figura 2.1.

Figura 2.1 – Modelo para solução de problemas.



Fonte: Pahl et al. (2005).

O fato de a metodologia de projeto proposta por Pahl et al. (2005) não incluir aspectos relacionados com o gerenciamento de projetos e nem com a preparação da produção para a fabricação do novo produto não prejudica a preferência dada a essa metodologia, visto que os objetivos e o contexto da presente pesquisa envolvem essencialmente um esforço criativo individual. Esse tipo de processo individual é uma característica

inerente de uma pesquisa para uma tese de doutorado, onde interações podem ser consideradas, de certa forma, limitadas, quando comparadas, por exemplo, com o processo de preparação de uma fábrica para a produção de um novo produto. Na presente pesquisa foram também seguidas algumas práticas de Engenharia Simultânea. Esta prática não envolveu uma responsabilidade e atividade direta de áreas multifuncionais, já que novamente se trata de um trabalho individual de pesquisa. No entanto a prática de uma Engenharia Simultânea envolveu, por exemplo, a análise crítica do conceito do novo produto, ou ainda, uma análise crítica das especificações de projeto, de acordo com a metodologia proposta na pesquisa.

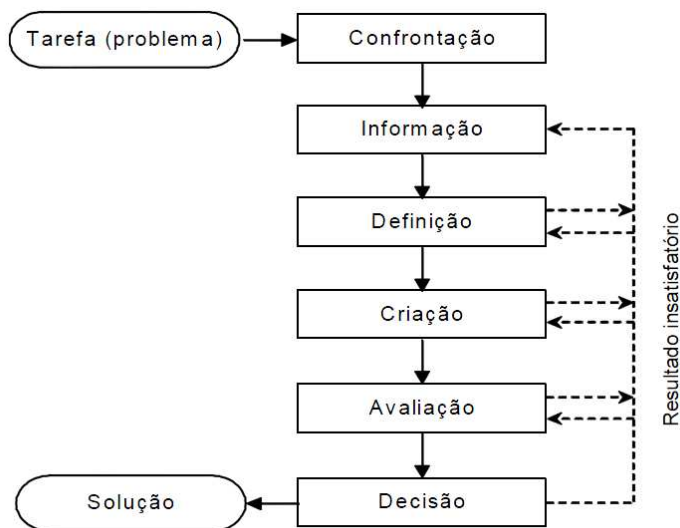
Modelos prescritivos de PDP, como o próprio nome já diz, *prescrevem* como o processo de desenvolvimento deve acontecer. Indicam as melhores práticas para sua execução. São apresentados de forma algorítmica, formando uma lógica do processo de desenvolvimento. Nos modelos prescritivos, as atividades são sequenciais, e revisões formais são previstas ao final de cada fase. Não são detalhados os aspectos de integração das diferentes áreas do conhecimento, focando na habilidade individual do projetista, sem grande preocupação com a transferência de informações entre as fases do desenvolvimento. Entretanto, pelas limitações citadas anteriormente e pela complexidade crescente dos sistemas mecânicos atuais, um ambiente de Engenharia Simultânea tem sido cada vez mais frequente e necessário na maior parte dos desenvolvimentos de novos produtos industriais.

Já os modelos descritivos de PDP estão mais focados no processo de pensamento na solução dos problemas. São baseados em estudos sobre como as soluções de projetos são desenvolvidas. Identificam quais os processos, estratégias e métodos são utilizados na solução de problemas.

Aprofundando-se um pouco mais nesse modelo, a proposta de Pahl et al. (2005) é de um processo geral que pode ser compreendido pelo fluxograma apresentado na Fig. 2.2. A partir de uma tarefa (problema) e a confrontação do mesmo, o método propõe a busca por informação. Em seguida, tem-se a definição da solução para o problema. Segue-se a criação, avaliação e decisão sobre o quanto a solução proposta é satisfatória. Se a solução não atender ao objetivo, ou seja, não solucionar o problema, uma iteração com as fases anteriores é executada até que uma nova e adequada solução tenha sido obtida.



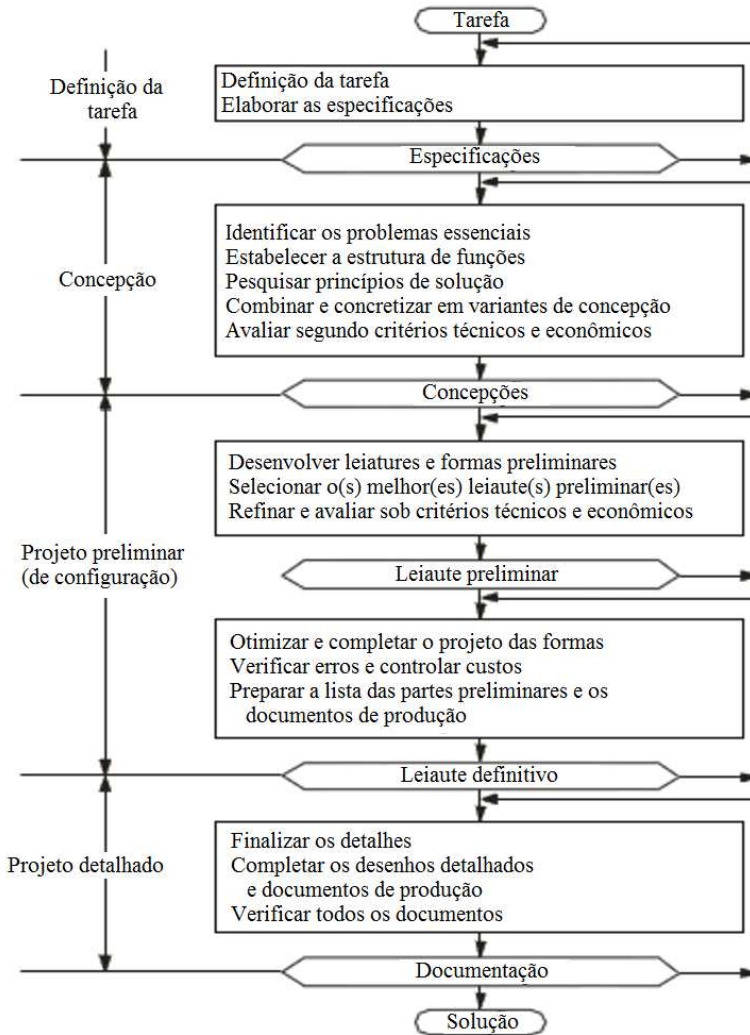
Figura 2.2 – Processo Geral de Solução de Problemas.



Fonte: Pahl et al. (2005).

O método de Pahl et al. (2005) propõe um processo de busca de solução fundamentado em quatro fases principais, conforme modelo ilustrado na Fig. 2.3. Na primeira fase, denominada “Definição da Tarefa”, ou fase de Projeto Informacional, o resultado é uma lista de requisitos, que se constitui no ponto de partida para a solução do problema de projeto. A lista deve ser focada nas funções requeridas, nos dados de entrada e saída e também em eventuais perturbações externas ao problema abordado. Pode-se ainda fazer distinção entre aqueles requisitos que seriam “obrigatórios” dos “desejáveis”. Os requisitos obrigatórios devem ser atendidos sob quaisquer circunstâncias e os desejáveis devem ser considerados, principalmente, em função de critérios econômicos. Atividades recomendadas nesta fase envolvem a coleta dos requisitos, a organização dos requisitos em uma ordem bem definida, o registro e validação dos requisitos e o exame de eventual complementação à lista de requisitos inicial, que se configura na fase de Projeto Informacional.

Figura 2.3 – Modelo Prescritivo de Desenvolvimento de Produto.



Fonte: Pahl et al. (2005).

Na segunda fase, denominada “Desenvolvimento da Concepção”, ou fase de Projeto Conceitual, já é possível indicar uma função global do sistema, baseada no fluxo de energia, material e sinal, que expressa o relacionamento entre as entradas e saídas. A partir da função global a estrutura de funções pode ser obtida pelo desdobramento da função global

em subfunções, até as funções básicas, de menor complexidade. A pesquisa por princípios de solução, bibliográfica; a análise de sistemas existentes e de sistemas naturais e o uso de métodos criativos buscando a combinação dos princípios de solução, deve garantir a compatibilidade geométrica e física, o fluxo regular de energia, de material e de sinal. Idealmente, ainda incluir aspectos econômicos e de viabilidade técnica. A análise e seleção da melhor alternativa de concepção do sistema completa a fase de Desenvolvimento da Concepção ou Projeto Conceitual segundo Pahl et al. (2005).

A seleção das combinações passa pela eliminação de alternativas inviáveis e a seleção da melhor alternativa, por meio de critérios como desempenho, custo, atendimento da função global, entre outros.

A fase de Projeto Preliminar, proposto pelo mesmo método, inicia-se por meio de uma concepção de sistema mecânico, avaliada técnica e economicamente, mesmo que de uma forma ainda bastante subjetiva. Aqui, a função do sistema deve ser atendida com um leiaute de produto, forma de componentes e materiais adequados. Ferramentais usuais nessa fase envolvem o uso de modelagem e simulação, a fabricação e validação experimental de protótipos do sistema proposto como solução para a tarefa do projeto.

Por fim, a fase de “Projeto Detalhado” estabelece a documentação final do projeto, na forma de desenhos, normas e procedimentos que estabelecem como deve ser a execução do projeto dentro da empresa no qual o mesmo será produzido em larga escala. Ferramentas específicas podem contribuir em cada fase, desde o Projeto Informacional, passando pelo Projeto Conceitual e finalizando com as fases de Projeto Preliminar e Detalhado. As próximas seções apresentam de forma resumida alguns exemplos de ferramentas e métodos utilizados em cada fase. A aplicação prática será detalhada nos capítulos subsequentes.

### **2.2.1 Projeto Informacional**

A partir da definição do escopo do projeto, a etapa de projeto informacional busca o estabelecimento das especificações de projeto do produto. A saída do projeto informacional descreve ainda os critérios de avaliação para as tomadas de decisão nas etapas subsequentes do projeto. As especificações de projeto iniciam-se com a apresentação do problema a ser resolvido. No caso particular da presente pesquisa, por se tratar de um projeto de inovação, onde se propõe uma evolução do Estado da Arte em sistemas de partida, o desenvolvimento está baseado em informações

históricas e em necessidades de clientes já evidenciados pela empresa-alvo ao longo da última década.

O projeto informacional busca identificar quem são os clientes do projeto e do produto, sejam externos, intermediários e internos. A partir disso, cita as necessidades de cada um. As necessidades dos clientes são traduzidas para requisitos com base em uma listagem de atributos de qualidade da interface mecânica a ser desenvolvida. Uma valoração dos requisitos dos clientes define a ordem de importância dos requisitos do projeto. Por fim a conversão dos requisitos dos clientes em requisitos de projeto e sua priorização definem mais especificamente os parâmetros, dimensões e características de engenharia relevantes para a solução do problema técnico. A redação das especificações de projeto é essencialmente a saída da fase de Projeto Informacional.

Uma ferramenta relevante nessa etapa é o QFD (*Quality Function Deployment*). A metodologia QFD foi inicialmente desenvolvida no Japão e ficou conhecida no mundo todo a partir dos anos de 1990. O principal objetivo do método é traduzir as necessidades e desejos do cliente em especificações de produto que possam garantir a qualidade (MELO FILHO; CHENG, 2007). Com isso, espera-se reduzir o número de mudanças no projeto; diminuir o ciclo de projeto; reduzir reclamações de garantia, traduzir as vontades dos clientes que são vagas e não mensuráveis em características mensuráveis; identificar as características que mais contribuem para os atributos de qualidade e possibilitar a percepção de quais características deverão receber maior atenção (Amaral et al., 2006).

Segundo Melo Filho e Cheng (2007), o QFD pode ser compreendido como um processo que visa buscar, traduzir e transmitir as informações necessárias para que o produto desenvolvido atenda às necessidades dos clientes, por intermédio de desdobramento sistemático. Inicia-se com a determinação da voz do cliente, passando pelas características de qualidade do produto

A estrutura típica da matriz do QFD em fase inicial de preenchimento dentro do objetivo da presente pesquisa, conhecida também como matriz da casa da qualidade, é mostrada na Fig. 2.4.

Nesse exemplo, o QFD da presente pesquisa se encontra ainda em fase de elaboração preliminar e, por este motivo, a Fig. 2.4 mostra o preenchimento somente dos Campos 1 e 4, como forma de exemplificar a aplicação da ferramenta. A execução completa dessa atividade será descrita em detalhes no Cap. 5, onde a especificação de projeto do novo produto será definida.



sequência, o Campo 6 define a correlação entre os requisitos do produto com eles mesmos, enquanto o Campo 7 define os valores de referência utilizados nos cálculos para cada requisito de clientes. Por fim, no Campo 8 é preenchido o valor-meta de cada requisito de cliente e o Campo 9 demonstra as especificações de engenharia, bem como a importância e dificuldade técnica de cada uma das especificações obtidas (Linhares, 2008).

A matriz QFD pode ser entendida ainda como um algoritmo que correlaciona dois grupos de parâmetros de projeto: as necessidades/requisitos de clientes e os requisitos do projeto (Linhares, 2008). Esses parâmetros, também chamados de componentes, são colocados na matriz e a cada cruzamento é atribuído um valor. Não necessariamente todos devem ser avaliados. Esta relação pode ser fraca, média ou forte, dependendo da forma como são processados os dados.

Tendo-se identificados os clientes, pode-se fazer uso de entrevistas estruturadas para identificar as necessidades dos mesmos. A partir deste ponto, as necessidades devem ser transformadas ou traduzidas em requisitos de clientes, com uma linguagem mais compacta e apropriada para o entendimento geral da equipe de desenvolvimento. Na conversão podem-se utilizar atributos de qualidade do produto.

A seguir, o planejamento da qualidade desejada visa a obter uma ordem de importância dos requisitos dos clientes, através da atribuição de valores dos requisitos e dos produtos concorrentes. A importância do requisito de usuário pode ser atribuída com base em um valor numérico em uma dada escala. Hauser e Clausing (1988) recomendam que sejam estabelecidos valores relativos para cada requisito através do julgamento da própria equipe de desenvolvimento. Akao (1990) apresenta um método para calcular o valor dos requisitos do usuário, denominado pelo autor de peso da qualidade demandada.

Sob outro aspecto, a conversão de requisitos de clientes em requisitos de projeto estabelece características de engenharia do produto, as quais, segundo Reich (1996), definem a “voz da engenharia”. São, em essência, os atributos do produto que podem ser manipulados (modificados, retirados, incluídos, ampliados, diminuídos, etc.) para satisfazer os requisitos dos clientes.

Uma priorização dos requisitos de projeto é conduzida por meio de uma classificação, realizada na parte central da casa da qualidade (QFD), a chamada matriz de relacionamentos (Campo 5, na Figura 2.4), onde há interseção entre linhas e colunas da matriz. Cada interseção corresponde a um relacionamento entre um requisito de projeto e um requisito de usuário.

A importância das especificações de projeto é facilmente compreendida quando se nota que as mesmas servem de base para o estabelecimento de critérios de seleção de princípios, materiais, processos, procedimentos e soluções de partes ou da concepção como um todo. São ainda os principais pontos de partida no planejamento e execução de testes de validação do produto.

## 2.4 Projeto Conceitual

É a fase de projeto onde se desenvolvem as concepções para o produto. A intenção final aqui é poder comparar várias soluções alternativas para o mesmo problema, de modo a ser possível selecionar a melhor e mais inovadora. O processo de criação envolveu na presente pesquisa a Preparação, que foca na busca de informações, tanto as obtidas na fase de Projeto Informacional, como também podendo ser complementada e compreendida de forma mais detalhada nesta etapa. Incluiu a pesquisa em publicações técnicas da área automotiva, passando por buscas em bancos de patentes e estudos de *benchmarking* de produtos existentes. Informações relevantes também puderam ser obtidas através de contatos com clientes e fornecedores, fabricantes de sistemas e componentes do sistema de partida, além de profissionais das montadoras de veículos. O Esforço concentrado envolveu o uso de métodos de criatividade para gerar um novo conceito de interface mecânica. O Afastamento aconteceu o final da aprovação no novo conceito e a discussão técnica que se seguiu com o time de desenvolvimento interno da empresa patrocinadora do projeto, os potenciais clientes e fornecedores até o detalhamento do projeto do primeiro protótipo e os testes experimentais do protótipo físico. Mesmo assim, a Visão surgiu somente depois de se perceber o potencial do novo conceito de atender um anseio que restringe atualmente o crescimento ainda maior do mercado de SSV.

Toda a pressão ambiental pela redução de emissões de gases poluentes dos MCI e pela aparente dificuldade das alternativas em tecnologias disruptivas ao MCI conduzem a um potencial de redução de emissões a curto prazo que poderia ser atingido caso os SSV se tornassem mais viáveis. E a viabilidade dos SSV passa por interfaces mecânicas substituindo o sistema convencional que se traduzam em melhor desempenho (menor ruído e vibração durante a partida, menor tempo de partida, durabilidade muito mais elevada).

O desenvolvimento do novo conceito dentro da perspectiva de uma tese de doutorado estava também bastante alinhado com a especialização do autor, atuando na área de Pesquisa e Desenvolvimento da empresa

patrocinadora do projeto desde 2012. Finalmente, considera-se que os métodos de criatividade, tanto intuitivos quanto sistemáticos, foram ferramentas auxiliares importantes para a identificação de potenciais conceitos e para a avaliação comparativa entre o novo conceito desenvolvido pelo autor da presente pesquisa e os sistemas de interface mecânica existentes, identificados nas pesquisas em literatura e bancos de patentes.

O projeto conceitual identifica primeiramente a Função Global e o desdobramento da mesma em funções básicas, que podem ser atendidas posteriormente por um ou mais princípios de solução. Para a organização dos princípios de solução utiliza-se, no método escolhido na presente pesquisa, a Matriz Morfológica.

Finalmente a seleção da melhor concepção de um novo produto pode ser realizada em duas etapas. Uma primeira etapa de triagem das melhores alternativas, de forma a identificar as mais promissoras. E uma segunda etapa de avaliação e ordenação das concepções, permitindo identificar e selecionar aquela que mais se destaca entre as ideias geradas.

#### **2.4.1 Método da Matriz Morfológica**

Conforme já descrito por Resin (1989), inicialmente o método propõe a identificação das funções ou operações do processo. A primeira coluna da matriz é preenchida com a listagem das funções. A seguir buscam-se princípios de solução para a função ou operação. Construída a matriz, busca-se estabelecer combinações considerando-se os princípios de solução de maneira a atender a todas as funções demandadas pelo produto.

O processo de busca de soluções para cada função é auxiliado por métodos criativos tais como *brainstorming*, métodos convencionais (busca de patentes) e métodos sistemáticos (uso de catálogos de projetos com efeitos físicos e químicos e elementos de máquinas). Para combinar as funções em conceitos que contenham soluções viáveis, o método sugere então o uso da Matriz Morfológica. O procedimento para configurar a matriz morfológica é executado com base em uma sequência de passos simples:

- 1) Listar funções do produto;
- 2) Listar princípios de solução para cada função;
- 3) Explorar e, visualmente, representar combinações de princípios de solução.



Uma função como “Aumentar a Força” pode ser realizada por diferentes tipos de efeitos físicos, como o efeito de alavanca ou efeito hidráulico. Somente a descrição dos efeitos físicos, porém, não é suficiente. É necessário determinar os sistemas físicos capazes de serem portadores dos efeitos físicos requeridos para desempenhar a estrutura funcional desenvolvida para o produto. Com o intuito de auxiliar o desenvolvimento de novas soluções, conforme mencionado anteriormente, métodos diversos podem ser utilizados.

Como parte final do processo, devem-se avaliar as alternativas de concepções obtidas, verificando se há compatibilidade entre elas. As alternativas mais viáveis podem ser elaboradas por meio de um leiaute preliminar, uma representação gráfica do sistema.

A importância desta tarefa na fase de projeto conceitual é evidenciada pelo fato de que decisões erradas durante a fase de projeto conceitual têm grande impacto no número de alterações posteriores, que se tornam complexas e difíceis de serem implantadas quando já se atingiu a fase de projeto detalhado. Por exemplo, Blanchard e Fabrycky (1990) verificaram que aproximadamente 80% do custo do produto é quase completamente definido com 20% de fase de projeto conceitual concluída, permitindo poucas alternativas de redução de custo sem incorrer em penalidades de qualidade ou de desempenho.

#### **2.4.2 Método de triagem das concepções**

Um dos métodos de triagem das soluções mais difundidos e efetivos, que foi adotado na presente pesquisa, é o da Matriz de Pugh (PUGH, 1991). As etapas para a seleção do melhor conceito inovador utilizando-se a Matriz de *Pugh* são as seguintes:

- Registro das concepções;
- Definição sobre a solução de referência a ser adotada;
- Definição dos critérios generalizados;
- Valoração dos critérios.

A valoração dos critérios é feita através de consenso entre os participantes do projeto. Os conceitos devem ser emitidos com o registro dos sinais (+), (-) ou (0). Ou seja, se cada uma das novas concepções pode ser considerada equivalente (0), melhor (+) ou pior (-) do que a referência, para cada um dos critérios generalizados escolhidos.

A avaliação dos critérios generalizados pode ter a eventual participação de especialistas em determinadas áreas específicas, clientes e fornecedores de componentes, além dos integrantes do projeto.

Avaliados todos os critérios, tem-se preenchida uma tabela, cuja soma algébrica dos valores de cada um dos critérios para cada concepção fornece um indicativo das alternativas mais viáveis. O exemplo de uma matriz de *Pugh* pode ser verificado no Cap. 6, que trata do projeto conceitual da nova interface mecânica para sistemas de partida.

Existem outros métodos de triagem, como o da disponibilidade de tecnologia imediata. Nesse caso busca-se resposta para vários questionamentos sobre a viabilidade da tecnologia a ser adotada, como por exemplo, se os processos já são conhecidos para produzir a tecnologia proposta, entre outros. O Método “Passa-não-passa” foca na análise crítica das necessidades dos clientes e dos requisitos de projeto. Os conceitos são enquadrados em uma das seguintes condições: (a) Não viável; (b) Condicionalmente viável ou (c) A ser considerado. Os aspectos considerados para tal classificação abordam desde limitações tecnológicas, passando pela capacidade de se obter informações, até a dificuldade de avaliação do conceito (ULLMAN, 1992).

### **2.4.3 Método de seleção da melhor concepção**

Nessa segunda etapa geralmente um número reduzido de concepções é considerado, com o intuito de se obter uma análise mais detalhada e uma diferenciação que possibilite ordenar as alternativas considerando-se múltiplos critérios específicos.

Os critérios específicos devem ser desdobramentos ou refinamentos dos critérios generalizados. Além disso, eles devem ser independentes e expressos, na medida do possível, por meio de parâmetros quantitativos, mensuráveis e positivos. Ou, pelo menos, expressos em termos verbais qualitativos.

Em uma análise das melhores concepções deve-se atentar para o fato de que a concepção com o melhor escore não é, necessariamente, a melhor. Deve-se buscar validar e comparar os resultados e realizar uma análise de sensibilidade. Efetua-se tal análise verificando-se como as soluções se comportam com variações nos pesos e nas valorações dos critérios de seleção. Recomenda-se essa prática porque as informações na etapa de projeto conceitual ainda são muito abstratas. Busca-se identificar ainda se não aconteceram julgamentos tendenciosos, especialmente no caso de resultados inesperados.

## 2.5 Projeto Preliminar

Na etapa de Projeto Preliminar busca-se a definição dos parâmetros do sistema a ser desenvolvido. O novo produto, por se tratar de um sistema essencialmente dinâmico, passa pelo problema básico da análise de sistemas dinâmicos que é de avaliar qual é o impacto que uma alteração em uma determinada *entrada* do sistema causa em uma ou mais *saídas*.

A Modelagem dinâmica 1-D, também denominada modelagem por parâmetros concentrados, é um dos métodos mais utilizados na fase de Projeto Preliminar. O objetivo da revisão apresentada na presente seção é analisar os conceitos, métodos e pesquisas já desenvolvidas na área de modelagem e simulação, mais especificamente com relação à modelagem e simulação dinâmica 1-D.

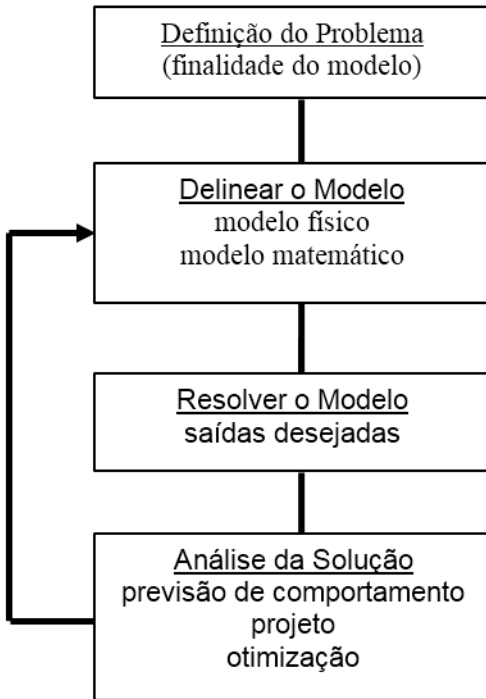
### 2.5.1 Modelagem de Sistemas Dinâmicos

De acordo com Adade Filho (2003), um sistema pode ser definido como uma coleção de matéria, partes ou dispositivos que atuam interagindo entre si, dentro de uma fronteira física ou virtual especificada, realizando uma determinada finalidade. Diz-se que um sistema é dinâmico quando seu estado atual depende de condições a que esteve sujeito no estado passado. Caso contrário, trata-se de um sistema estático.

A modelagem, definida como a construção de modelos, pode ser experimental ou teórica. Ferreira (1997) relaciona a modelagem experimental com a construção de modelos icônicos ou analógicos. A modelagem teórica, por sua vez, busca obter um modelo matemático através da aplicação das leis físicas essenciais, com a aplicação de equações matemáticas que sejam representativas do comportamento do sistema. Um sistema é, geralmente, constituído de subsistemas e esses, por sua vez, em componentes. O processo de modelagem pode ser sistematizado em etapas, conforme o fluxograma mostrado na Fig. 2.5.

O processo de modelagem teórica é iterativo, indicado pela seta que tem origem na etapa de “Análise da solução” retorna para a etapa de “Delinear o Modelo”. Ou seja, os resultados experimentais durante a fase de validação conduzem a uma ou mais revisões do modelo, visando à sua melhor adequação ao comportamento do sistema real.

Figura 2.5 – O Processo de Análise de Sistemas.



Fonte: Adaptada de Adade Filho (2003).

Na modelagem de um sistema é importante levar em consideração as interações que ocorrem entre os seus componentes e também aquelas externas às fronteiras do mesmo, oriundas de interações com o meio-ambiente que o circunda e que definem as *entradas* e *saídas* do sistema. As *entradas* são as influências originadas externamente e que afetam diretamente o comportamento do sistema. Já as *saídas* são os indicadores usados para a análise da influência das ações externas e internas ao sistema.

A definição das fronteiras do sistema é função dos objetivos da modelagem que está sendo realizada. Por exemplo, quando se está analisando o MCI, o motor de partida é um subsistema do mesmo; porém, quando o motor de partida passa a ser o objeto da análise, esse passa a ser o sistema, o qual será formado por outros subsistemas como o impulsor de partida, o solenoide, entre outros.

A modelagem é dita por parâmetros concentrados quando a análise do comportamento de um sistema dinâmico é função somente de uma

única variável independente (no caso o tempo) e não existe dependência espacial (geométrica, 2-D ou 3-D) adicional — por este motivo denomina-se 1-D. Ou então, caso exista essa dependência espacial ela é substituída por uma concentração “equivalente” do comportamento (discretização espacial).

### 2.5.2 Métodos de Representação de Modelos de Sistemas

O método Multiportas, adotado na presente pesquisa, permite uma representação “tecnológica” do sistema (definindo elementos usuais nos domínios técnicos da engenharia mecânica tais como mola, amortecedor, inércia, embreagem, etc.) (LEBRUN E RICHARDS, 1997). Obtém-se, assim, uma representação do sistema que é mais fácil de ser compreendida pelas equipes de desenvolvimento de produto no meio industrial. No processo de modelagem Multiportas o número de variáveis de estado necessário e suficiente para descrever a dinâmica de um sistema é igual ou menor que o número de elementos capacitivos e indutivos do sistema. Este número é igual à ordem do sistema (ou o número de integradores do sistema) (SILVA, 2005). Acrescenta ainda Silva (2005) que, na modelagem Multiportas, um sistema possui mais de um possível conjunto de variáveis válido. Entretanto, todos os conjuntos devem ter o mesmo número de variáveis e cada conjunto deve ser composto de variáveis independentes.

O método Fluxo de Sinal, conforme explica Silva (2005), tem sua aplicação mais comum na análise de sistemas de controle, tendo certas restrições para ser aplicado em todos os campos da engenharia. No método Fluxo de Sinal ocorre a transferência das variáveis “fluxo” (ex.: velocidade) ou “esforço” (ex.: força) em uma única direção entre dois componentes. A composição destas variáveis resulta em potência nos diferentes domínios energéticos, conforme indica o Quadro 2.1.

Quadro 2.1 - Definição das variáveis de potência.

<b>Domínio Energético</b>	Hidráulico	Mecânico	Elétrico
<b>Variáveis de Potência</b>	Vazão (Q) Pressão (P)	Velocidade (V) Força (F)	Corrente (I) Tensão (E)

Fonte: Adaptado de Silva (2005).

Como referência, apesar de não fazer parte do escopo do presente trabalho, vale citar que um dos primeiros métodos desenvolvidos para representação de modelos de sistemas foi o “grafo de ligações” ou *Bond Graphs*, criado pelo Prof. H. M. Paynter, do MIT, em 1959. Este método é descrito no trabalho desenvolvido por Karnopp, Margolis e Rosemberg (1990). A técnica *Bond Graph* não é tão aplicada por apresentar algumas desvantagens como, por exemplo, o fato de o modelo do sistema não se parecer em nada com o sistema físico; e a necessidade de longo tempo de treinamento para se capacitar ao uso efetivo do método. Tais restrições são cruciais e dificultam sua difusão no meio industrial.

### 2.5.3 Modelagem e Simulação 1-D na área automotiva

Trabalhos desenvolvidos por diferentes autores já demonstraram contribuições da modelagem dinâmica 1-D em inúmeros sistemas automotivos, como sistemas de injeção de combustível, sistemas de arrefecimento e veículos completos.

No trabalho desenvolvido por Li et al. (2005), a modelagem dinâmica por parâmetros concentrados foi aplicada para se determinar uma tecnologia de amortecimento das pulsações de pressão que ocorrem nos sistemas de injeção de combustível, devido aos rápidos ciclos de abertura e fechamento dos bicos injetores. O trabalho apresenta os benefícios do uso da simulação dinâmica através de parâmetros concentrados, utilizando para a simulação do modelo o *software AMESim* (Silva, 2005). No trabalho desenvolvido por Li et al. (2005), o sistema de injeção de combustível de um motor V8 a gasolina foi montado em uma bancada de teste. A seguir, um modelo dinâmico do sistema completo foi desenvolvido. O modelo completo foi constituído de modelos individuais da bomba de combustível, do regulador de pressão, do filtro de combustível, da tubulação de combustível, dos injetores, da ECU (Do inglês, *Electronic Control Unit*, central de gerenciamento eletrônica do motor) – responsável pela sequência de abertura e fechamento dos injetores – e modelos das propriedades do combustível – compressibilidade variável, viscosidade como função da temperatura e pressão, etc.

Já em outra pesquisa, desenvolvida por Silva, Lebrun e Samuel (2000), o método multiportas foi utilizado para a simulação de sistema de arrefecimento de motor. Num sistema em que o uso de CFD (*Computational Fluid Dynamics*) possui uma aplicação inquestionável, o método de simulação dinâmica através de parâmetros concentrados também permitiu a análise global e multidisciplinar do sistema com

algumas vantagens, como a maior rapidez de processamento de cada rodada de simulação. Aplicando o método Multiportas, foram desenvolvidas bibliotecas de modelos térmicos, termo-hidráulicos e de componentes do sistema de arrefecimento do motor.

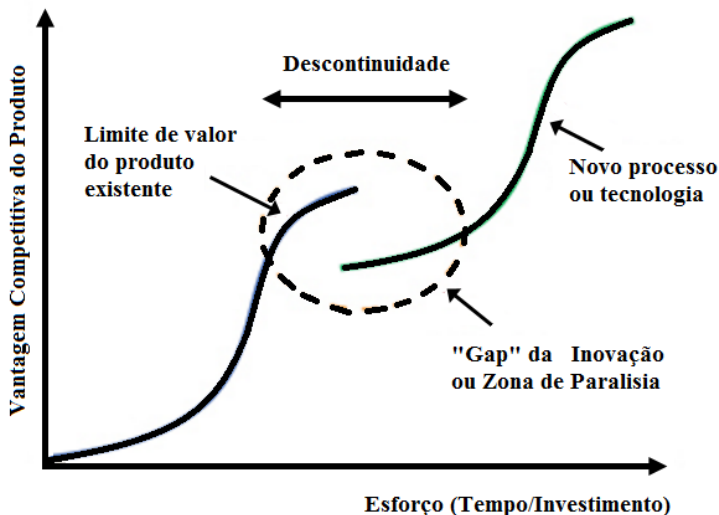
## 2.6 Inovação no Desenvolvimento de Produto

Conforme destacado na pesquisa de Han e Lee (2006), a maioria das atividades de projeto de Engenharia envolve a reutilização de conhecimento prévio para solucionar novos problemas de projeto. Esta afirmação também é confirmada por Smith, Smith e Shen (2012):

“Técnicas para evidenciar conflitos de projeto, identificar dependências funcionais, e reutilizar informação de projeto para criar soluções são elementos úteis em qualquer processo de reprojeto. Entretanto, os métodos citados focam na realização de modificações em um produto já existente, ao invés de desenvolver um novo produto baseado em projetos existentes.”.

Este método, embora comum e intuitivo, tem um potencial limitado para introduzir inovação no desenvolvimento de produto, já que fornece poucas oportunidades de se criar novos conceitos. Existe, por outro lado, uma busca pela inovação disruptiva (FOSTER, 1988). Para isso um método diferente deve ser considerado. Uma tecnologia disruptiva surge durante o ciclo de vida de uma tecnologia já consolidada, e acaba superando o desempenho da tecnologia existente e definindo um novo patamar de requisitos para o produto. A tecnologia atual se torna obsoleta e a nova tecnologia, oriunda da inovação, acaba por se tornar o novo padrão do mercado. Esse processo é claramente percebido no gráfico da Fig. 2.6, onde duas curvas-S se interpõem e o “gap” de inovação acontece no intervalo entre as duas curvas, até que um novo processo ou tecnologia evolua o Estado da Arte. Tem-se como exemplo desse tipo de inovação o caso da injeção eletrônica de combustível, que tornou obsoleto o carburador, e o computador, juntamente com o *software* processador de texto, fez o mesmo com a máquina de escrever.

Figura 2.6 – Curva-S da Inovação Disruptiva.



Fonte: Adaptada de Elliott (2014).

Sakurai (1997) divide as etapas do ciclo de vida do produto em cinco estágios:

1. **Projeto:** Começa quando a empresa encontra e desenvolve a ideia de um novo produto. Normalmente compreende desde a pesquisa acerca do produto até o projeto e planejamento da fabricação e marketing para a introdução.
2. **Introdução:** Começa com a produção do produto, seguido de seu lançamento no mercado. A introdução leva tempo e o crescimento das vendas tende a ser lento. É um período crítico por apresentar obstáculos iniciais que devem ser vencidos. Custos de produção e de distribuição tendem a ser elevados e poderão refletir-se em aumento de preços de venda do produto, com conseqüente lucro mínimo.
3. **Crescimento** - A etapa é caracterizada quando o produto já está consolidado no mercado e as vendas começam a subir substancialmente. Os clientes anteriores continuarão suas compras e os clientes novos entrarão em grande número. Os produtos alcançam picos de venda por meios de qualidade, confiança e credibilidade.



4. Maturidade - Essa etapa ocorre após a difusão máxima do produto. Em algum ponto da história do produto, seu ritmo de crescimento de vendas diminui e o produto entra num estágio de maturidade. Devido à elevada concorrência, pode haver competição de preços, ocorrendo queda nos lucros.
5. Declínio: Nesse período, as vendas tendem a sofrer forte queda, devido ao surgimento de novos produtos substitutivos no mercado. As vendas começam a declinar vertiginosamente, por inovações tecnológicas ou entrada de concorrentes estrangeiros. É o momento da obsolescência e assinala o fim do ciclo de vida do produto.

O ato de inovar pode ser compreendido como a ação de transformar conhecimentos novos em resultados sustentáveis. Observa-se claramente o motivo pelo qual a inovação é, nos dias atuais, a grande força motriz para o crescimento sustentável das nações ao redor do mundo. O cenário brasileiro, no entanto, enseja alguma preocupação, já que historicamente não tem como prática usual inserir cientistas trabalhando em projetos ligados a empresas, comparado com países evoluídos em termos de geração de inovação, como Estados Unidos e Coreia do Sul.

É preocupação do autor da presente pesquisa, atuando como profissional do mercado automotivo desde 1997, com relação à participação efetiva de empresas genuinamente brasileiras em pesquisa e inovação. O trabalho de Mesquita et al. (2014), por exemplo, indica que iniciativas como o Inovar-Auto possibilita a busca por inovações incrementais no mercado brasileiro, particularmente no que se refere aos padrões de economia de combustíveis. Na opinião do autor da presente pesquisa há uma falha ao não se fazer distinção entre as “inovações incrementais” para o desenvolvimento de tecnologia genuinamente nacional. Projetos de empresas multinacionais, já desenvolvidos no exterior, e cuja “tropicalização” é considerada no cômputo geral do Inovar-Auto acabam mascarando a verdadeira dimensão da inovação brasileira no mercado automotivo. Infelizmente é de conhecimento dos profissionais do meio automotivo que não se desenvolvem novas tecnologias nacionais ou pesquisas em empresas de capital genuinamente nacionais a partir de iniciativas como o Inovar-Auto.

Por meio de dados da UNCTAD (2005), percebe-se claramente a limitação brasileira no desenvolvimento de novos produtos, o que se pode verificar por meio da análise dos registros de patentes em órgãos de países desenvolvidos, como o EPO. Por exemplo, a maior parte das patentes relacionadas a ITC no EPO pertence à União Européia (39,8%), com

destaque para a Alemanha (14,3%). Em seguida, estão os EUA (28,9%) e o Japão (21,8%). Outros países representam somente 9,4%, sendo que a Coreia do Sul detém 2,0%. Outro dado, com relação às patentes de biotecnologia, mostra a liderança dos EUA, com 41,5% do número de patentes; na União Européia, com 34,4% de participação, onde novamente a Alemanha é o país de maior expressão, com 12,8%. O Japão responde por 12,3% das patentes desse segmento e outros países por 11,9% (Canadá, 2,8%, e Coreia do Sul, 1,2%). Ou seja, a participação do Brasil é insignificante quando comparada com países tecnologicamente mais evoluídos.

## 2.7 Considerações Finais

No presente capítulo, apresentou-se a metodologia adotada na pesquisa. Foram abordados temas que cobrem desde a contextualização da mesma dentro das metodologias que classificam os diferentes tipos de pesquisas, como uma abordagem de aspectos relevantes relacionados com a inovação no desenvolvimento de produto e a metodologia de Processo de Desenvolvimento de Produto como forma de auxílio para a inovação no projeto de sistemas mecânicos.

Ferramentas relevantes para as fases de Projeto Informacional (QFD), Projeto Conceitual (Matriz Morfológica) e Projeto Preliminar (modelagem e simulação dinâmica por parâmetros concentrados) foram apresentadas em função da sua relevância no desenvolvimento do novo conceito.

A experimentação da aplicabilidade dos métodos e ferramentas será evidenciada, de maneira ampla e detalhada, nos capítulos subsequentes da tese. A consideração do autor da presente pesquisa é contribuir para a sistematização do desenvolvimento de novos produtos, como uma forma de administrar a crescente complexidade dos sistemas mecânicos atuais advinda da evolução tecnológica. Um volume considerável de problemas técnicos a serem resolvidos e a necessidade cada vez maior de interação entre diferentes áreas do conhecimento exige uma metodologia que aponte claramente: “o que fazer”, “para quem fazer”, “quando fazer”, “como fazer” e “com que fazer” para se atingir os objetivos traçados para o projeto, sob risco de excelentes ideias de produtos não passarem somente do estágio de conceitos em uma folha de papel.

A pesquisa aponta ainda para questões estruturais do fomento de inovação no país, aspecto que ficou aparente durante o desenvolvimento do presente trabalho, e de outras iniciativas profissionais do autor deste

trabalho, percebendo-se a dificuldade de como gerar e fomentar mais inovação no âmbito da engenharia automotiva genuinamente brasileira. O Brasil precisa, com urgência, se tornar competitivo em termos de desenvolvimento de novas tecnologias no setor automotivo. A experiência do presente projeto é apenas um pequeno passo para evidenciar que é possível propor novas maneiras de se desenvolver inovação. Sobre o processo de consolidação de parcerias entre empresas e institutos de pesquisa ou universidades, a dificuldade ainda existe, por conta de um processo complexo e demorado. Objetivos de cada uma das partes envolvidas precisa de maior sinergia, fato que prejudica, algumas vezes, a dinâmica requerida para que o país possa evoluir e seguir na busca da vanguarda da inovação mundial. Quando se trata de aprovar projetos de investimento para inovação não se pode esperar que as empresas brasileiras disponham de capital para investimento de alto risco, como é o caso dos projetos de inovação para geração de tecnologias disruptivas. Os incentivos governamentais para as práticas de inovação ficam, normalmente, restritos a iniciativas em áreas estratégicas, que contemplam incentivos para as montadoras, as quais são subsidiárias de grandes empresas multinacionais ou sistemistas de capital estrangeiro, que acabam não se configurando em desenvolvimento de tecnologia automotiva nacional, mas sim de adaptações de projetos já existentes para uso nos veículos fabricados e comercializados no país por empresas estrangeiras.



## Capítulo 3

### Sistemas de partida para motores de combustão interna

Uma revisão teórica focada em sistemas de partida para MCI é apresentada no presente capítulo. Abordam-se as tecnologias mais usuais, incluindo os aspectos construtivos e o ciclo de funcionamento do sistema. Evidenciam-se as vantagens e limitações de cada conceito, como forma de estabelecer uma visão abrangente acerca do Estado da Arte que delimita o escopo da presente pesquisa.

Inicialmente, o capítulo faz um breve histórico dos sistemas de partida. Na sequência apresenta-se a estrutura funcional do sistema e as configurações de motores de partida mais comuns. Depois, o ciclo de funcionamento de um sistema de partida para MCI é apresentado. Por fim, as considerações finais do capítulo discutem o potencial de inovação na área da pesquisa.

#### 3.1 Histórico dos Sistemas de Partida para MCI

A partida do triciclo de Benz, considerado o primeiro automóvel com motor a combustão à gasolina, junto com a carruagem motorizada de Daimler, era realizada por meio de um impulso manual em um grande volante do motor monocilíndrico, que ficava debaixo do banco, na horizontal (Nixon, 2016). Com a evolução da tecnologia e o aumento do número de cilindros e da taxa de compressão, aliada à posição dianteira do motor, tornou-se quase universal o uso de uma manivela na frente do carro para o procedimento manual de partida. A alavanca era encaixada ao virabrequim do MCI, na parte frontal do veículo, e com um esforço de giro aplicado por uma pessoa realizava-se o movimento inicial que permitia que o MCI atingisse a rotação para o funcionamento autônomo (How a car works, 2011).

No caso das motocicletas, o ato de girar a manivela com um movimento rápido da perna para dar a partida no MCI era prática comum até alguns anos atrás, quando a partida elétrica passou a se tornar um padrão e mais usual do que a partida manual. Para os automóveis, entretanto, a forma manual de partida do MCI começou a se tornar inconveniente bem antes, na medida em que se desenvolviam MCI mais potentes do que os utilizados em motocicletas. Motores de maior porte e com taxas de compressão mais elevadas resultavam também em um maior esforço físico para executar a partida com o sistema manual.

Aliado a esse fato havia o risco do contragolpe (ou *quickback*), que causa uma rotação reversa repentina durante o ciclo de partida, que

poderia machucar seriamente o operador da alavanca de partida. O procedimento exigia ainda um ajuste para atraso da ignição, que era também um controle manual nos primeiros veículos automotores, para minimizar a probabilidade do *quickback*. Mas não havia garantia e muitos acidentes resultaram em um polegar, pulso ou até mesmo um ombro quebrado. Na época, outra recomendação era segurar a alavanca com todos os dedos do mesmo lado, inclusive o polegar. Mesmo assim o movimento humano mais natural é segurar a alavanca com os dedos da mão de um lado e o polegar do outro, aumentando inadvertidamente o risco de um incidente.

Alternativas para inovar o rudimentar sistema de partida começaram a surgir quase que simultaneamente ao invento do automóvel. Em 1896 um motor elétrico auxiliar de partida foi instalado em um veículo Arnold, na Inglaterra pelo Engenheiro Eletricista H. J. Dowsing (GEORGANO, 2002). Em 1911, os inventores Charles F. Kettering e Henry M. Leland, da empresa *Dayton Engineering Laboratories Company* (DELCO), conseguem obter uma patente (KETTERING, 1915) do que seria o primeiro motor de partida a ser efetivamente produzido em série. Os inventores utilizaram a mesma lógica da sua invenção anterior, patenteada cinco anos antes, na qual substituíram a manivela manual das caixas registradoras por um mecanismo acionado por um motor elétrico.

Uma das inovações da patente da DELCO foi descobrir que um pequeno motor elétrico poderia ser acionado por elevada corrente durante poucos segundos, fornecendo um torque suficiente para acionar o MCI. Se o motor proposto pela DELCO tivesse que funcionar de maneira contínua dessa mesma forma ele queimaria muito rapidamente. Os motores de partida DELCO foram instalados inicialmente pela Cadillac e Lanchester, em veículos produzidos em 1912 (BURRELL, 2012). Outra consideração interessante é que esse antigo motor de partida funcionava também como gerador durante o funcionamento do MCI, um conceito que está voltando atualmente nos veículos híbridos, a serem discutidos posteriormente neste mesmo capítulo.

Antes de 1949, quando a Chrysler introduziu a chave de ignição, o motor de partida era normalmente acionado por um botão localizado no assoalho ou no painel do veículo. Na época, o fabricante anunciava que o novo sistema de partida com chave era mais seguro porque evitaria que alguma criança pudesse inadvertidamente acionar um veículo engrenado. (WHITTAKER, 1949). Atualmente, o sistema de partida com um botão também está retornando aos veículos automotores, com a segurança assegurada pela eletrônica embarcada e sensores que impedem uma condição insegura na partida do MCI.

Sistemas de partida de antigos veículos também tiveram algumas vezes um pedal no assoalho que manualmente engrenava o pinhão do motor de partida com a coroa fixada no volante do MCI. O pedal também fechava o circuito elétrico ao atingir o final de curso. Outros, como os que equiparam os tratores Ferguson por volta de 1940, tinham uma posição adicional na alavanca de marchas para engrenar o pinhão, garantindo maior segurança na partida do MCI, já que não era possível o acionamento do sistema com o veículo em marcha. (SANDERS, 1998).

No início do século XX, vários conceitos de sistemas de partida ainda disputavam a preferência dos fabricantes de veículos automotores, além do sistema de partida elétrico. Foram desenvolvidos motores de partida a ar e motores de partida acionados por mola. Este último utilizava a energia armazenada por uma mola e um engrenamento do tipo redução para ampliar o torque transmitido. Nesse caso, se houvesse falha na primeira tentativa de partida, uma alavanca manual deveria ser utilizada para enrolar a mola e permitir um novo ciclo de partida. Por outro lado, com base em uma partida com sucesso, o próprio funcionamento do MCI enrolava a mola, deixando o sistema energizado para o próximo ciclo de partida. O que se percebe atualmente é que a alternativa com motor elétrico acabou prevalecendo como a mais viável, tanto técnica como economicamente. E, a partir de 1920, praticamente todos os veículos comercializados já contavam com os sistemas de partida elétricos.

### 3.2 A Configuração do Sistema de Partida para MCI

Os sistemas de partida mais comuns atualmente possuem um circuito elétrico que tem a função de transformar a potência elétrica em potência mecânica, através de um sistema que pode ser compreendido por meio da seguinte subdivisão ilustrada na Fig. 3.1:

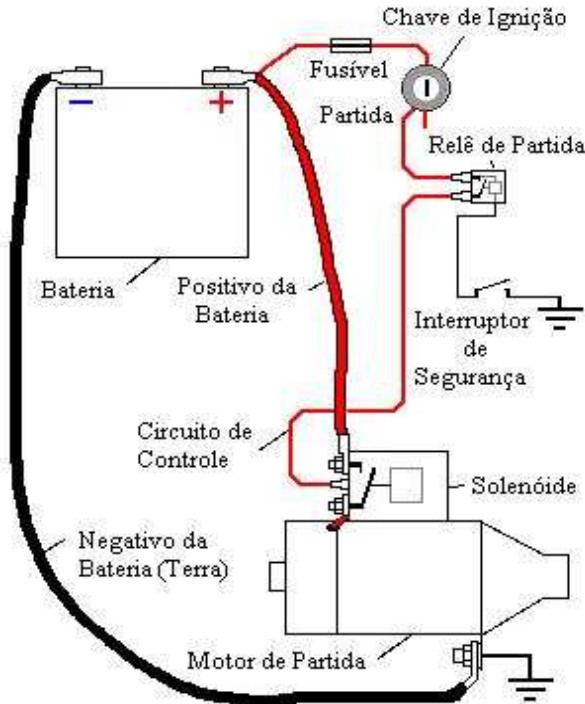
- Bateria
- Fiação elétrica (Ex. circuito de controle)
- Chave de ignição
- Módulos e unidades de comando (Ex. solenoide);
- Motor de partida (motor elétrico CC);

O motor de partida pode ser melhor compreendido por meio de uma subdivisão em quatro subsistemas principais:

- Subsistema motor elétrico;

- Subsistema de engrenamento;
- Subsistema roda-livre;
- Subsistema de transmissão.

Figura 3.1 – Esquema do circuito elétrico do sistema de partida.



Fonte: Adaptada de Samarin (2008).

No próximo capítulo, o termo “Interface Mecânica” é definido no contexto da pesquisa, para abranger as diferentes configurações e aspectos construtivos que englobam os três últimos subsistemas citados acima.

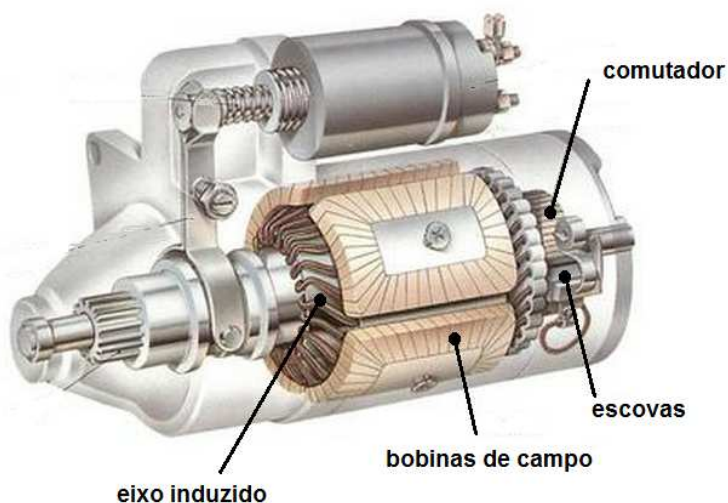
### 3.3 Subsistema Motor Elétrico

A Figura 3.2 mostra um motor de partida utilizado no início do século XX. Comparado com um sistema de partida atual pode-se afirmar



que o subsistema motor elétrico permanece até os dias de hoje com o mesmo aspecto construtivo dos primeiros motores de partida. Pode-se observar que se faz uso de um motor elétrico CC dotado de escovas, comutador, bobinas de campo (ou ímãs permanentes) e eixo induzido.

Figura 3.2 – Um motor de partida em corte e subsistemas do motor elétrico.



Fonte: Adaptada de How a Car Works (2011).

### 3.4 Subsistema de Engrenamento

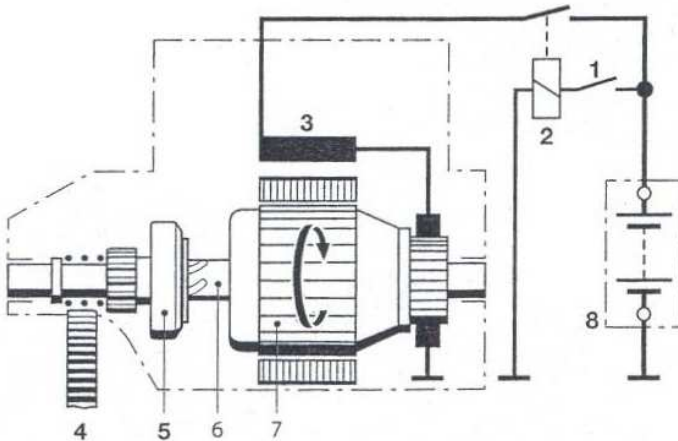
O subsistema de engrenamento garante a transmissão do torque através do par pinhão-coroa. O subsistema possui um impulsor de partida e uma coroa fixada ao volante do MCI. O impulsor é composto por uma engrenagem tipo pinhão e um sistema roda-livre. Complementam o subsistema a mola de engrenamento e o relé de engrenamento. Algumas variantes de configuração dependem do uso ou não da chave magnética (solenoide) e alavanca, comumente chamada de “garfo”, para acionar o movimento de avanço do impulsor de partida. Nesse caso uma subdivisão em dois tipos de motores de partida ocorre em função dessa configuração, conforme apresentado a seguir.

### 3.4.1 Motor de Partida Inercial

O fuso de avanço é o sistema mais simples de sistema de engrenamento. Foi o primeiro conceito a surgir, e continua sendo utilizado até hoje para sistemas de partidas de cortadores de grama, quadriciclos e *jet-skis*.

Nesse sistema, um perfil estriado helicoidal na extremidade do eixo induzido faz com que o impulsor se desloque axialmente quando o induzido do motor de partida gira. Assim, ocorre o engrenamento do pinhão na coroa do motor de combustão. Quando o MCI entra em funcionamento é gerada uma força axial, pelo efeito do ângulo de hélice do fuso, que promove o desengrenamento do pinhão da coroa do motor de combustão e seu retorno para a posição de repouso (Fig. 3.3).

Figura 3.3 – Esquema do motor de partida com fuso de avanço e principais componentes.



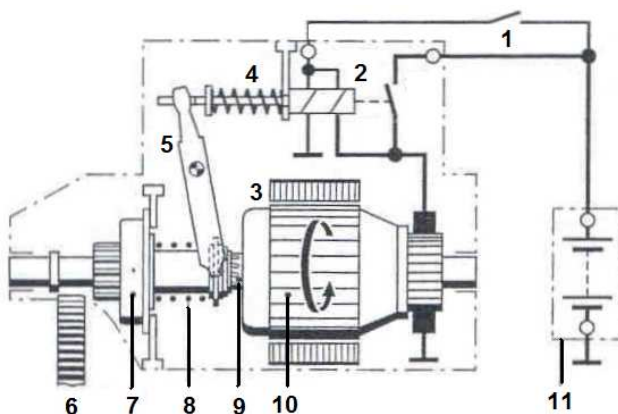
- 1 - chave de ignição e partida**
- 2 - relé de partida**
- 3 - bobina de campo**
- 4 - coroa (cremalheira)**
- 5 - impulsor de partida**
- 6 - fuso com estriado helicoidal**
- 7 - induzido**
- 8 - bateria**

Fonte: Adaptada de Bosch (2011).

### 3.4.2 Motor de Partida com Solenoide

O motor de partida com solenoide tornou-se o padrão mundial dos fabricantes de automóveis, comerciais leves e caminhões. Neste tipo de sistema o curso de engrenamento é composto pelo curso do pinhão e pelo curso do fuso de avanço (Fig. 3.4).

Figura 3.4 – Motor de partida com fuso de avanço e alavanca.



- 1 - chave de ignição e partida
- 2 - relé de engrenamento
- 3 - ímã permanente
- 4 - mola de retorno
- 5 - alavanca (garfo)
- 6 - coroa (cremalheira)
- 7 - impulsor de partida
- 8 - mola de engrenamento
- 9 - fuso com estriado helicoidal
- 10 - eixo induzido
- 11 - bateria

Fonte: Adaptada de Bosch (2011).

No curso do pinhão, o eixo induzido solenoide movimenta a alavanca ou “garfo”, o qual empurra o pinhão do impulsor em direção à coroa do volante do MCI. Se um dente do pinhão encontra um vão da coroa (posição dente-vão), o pinhão engrena até onde atuar o movimento do solenoide. Caso um dente do pinhão coincida com outro dente na coroa (posição dente-dente), o induzido do solenoide comprime a mola de engrenamento. No final do curso do pinhão gerado pelo solenoide a ponte

de contatos fecha a corrente principal do motor de partida e o eixo induzido do motor de partida começa a girar. Quando atinge uma posição dente-vão, o giro do motor elétrico desloca o pinhão pelo fuso completamente para dentro da coroa, fazendo o engrenamento completo. Ao desligar a bobina do solenoide, a mola de retorno empurra o induzido do mesmo e, através da alavanca, o impulsor retorna para a posição de repouso. O torque de roda-livre, gerado quando o motor de combustão entra em funcionamento (ou torque na “ultrapassagem”), auxilia nesse retorno.

### 3.5 Subsistema Roda-livre

Na parte dianteira do motor de partida, o eixo induzido possui o chamado fuso de avanço, dotado de um estriado helicoidal, sobre o qual é montado o subsistema roda-livre ou impulsor de partida.

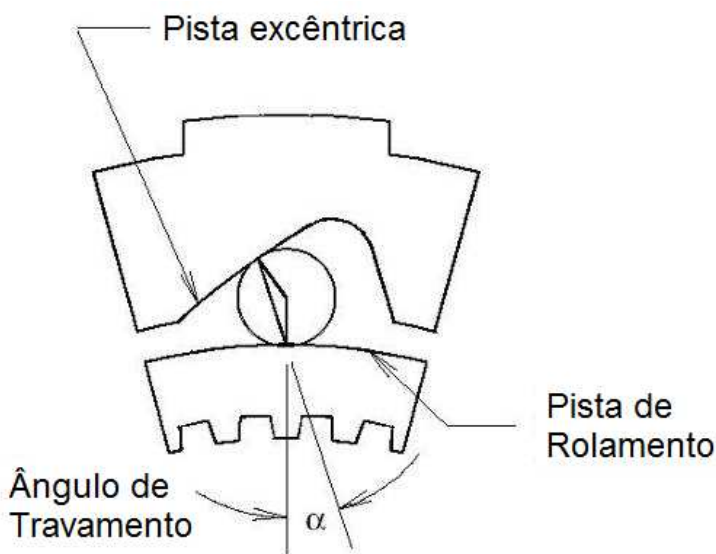
O primeiro impulsor de partida utilizado em automóveis foi um invento patenteado em 1910 por Vincent Bendix. O invento teve sua primeira aplicação prática em um veículo Chevrolet modelo 1914, e utilizava somente a inércia do próprio impulsor de partida com auxílio de um estriado helicoidal no eixo induzido do motor de partida para realizar o engrenamento do pinhão com a coroa do volante do motor de combustão interna e permitir o giro livre quando o MCI entrava em funcionamento (GALE, 2005). Por este motivo, o impulsor de partida é, ainda hoje, muito conhecido nas oficinas autoelétricas como *Bendix*.

Roach (2003) apresenta um resumo sobre os tipos de sistemas roda-livre e suas características dependentes da aplicação para a qual se destinam. No caso de sistemas de partida para MCI, o subsistema roda-livre permite a rotação livre do pinhão somente em um sentido e o travamento do giro no sentido contrário. Tais características são requeridas no impulsor de partida para o fornecimento do torque de partida, quando o impulsor é acionado pelo eixo induzido do motor de partida; e, em contrapartida, evitar a transmissão da elevada rotação gerada pelo MCI, e pela relação de engrenamento pinhão-coroa (normalmente na proporção de 1:10), que ocorre quando o motor de combustão entra em ignição, de forma a proteger o motor elétrico de danos causados pela força centrífuga gerada pela elevada rotação.

O subsistema roda-livre pode ser baseado no atrito de elementos estruturais como roletes cilíndricos em contato com elementos de carregamento formadas por duas pistas. Uma pista de rolamento cilíndrica e uma pista com perfis excêntricos, onde arcos circulares deslocados do centro de rotação (tantos arcos quantos forem o número de roletes –

elementos de carregamento) permitem o travamento dos elementos cilíndricos em um sentido e o giro livre no sentido oposto. As pistas, interna e externa, podem ter uma ou outra configuração. Se a pista interna é a pista de rolamento cilíndrica, a pista externa é a pista excêntrica e vice-versa. A pista excêntrica gera assim um ângulo de travamento, conforme ilustrado na Fig. 3.5. Na figura, o sistema roda-livre trava o giro se a pista de rolamento está girando em sentido anti-horário e gira livre se a mesma pista estiver girando em sentido horário. Caso contrário o inverso irá ocorrer.

Figura 3.5 – Pistas e o ângulo de travamento do subsistema roda-livre.



Fonte: Adaptada de Chesney e Kremer (1997).

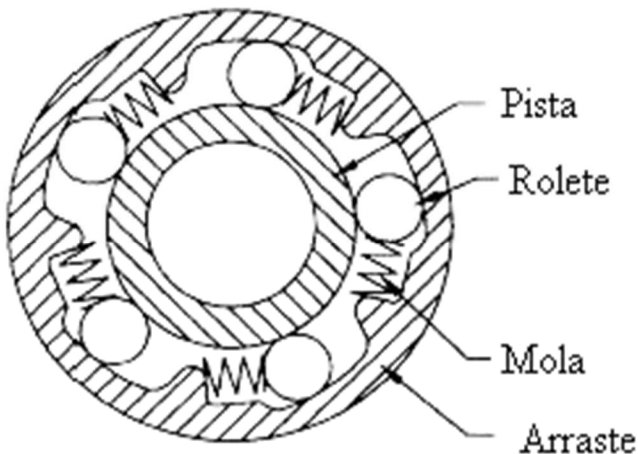
De acordo com Chesney e Kremer (1997), em aplicações de sistemas roda-livre em transmissões automáticas, recomenda-se que o ângulo de travamento, conforme indicado na Fig. 3.5, não ultrapasse o valor máximo de  $4,5^\circ$  durante o funcionamento, para se evitar o deslizamento dos roletes (*slip*) quando o sistema girar em sentido de travamento. Por outro lado, acrescenta ainda o mesmo autor, que ângulos de travamento muito pequenos geram tensões de contato muito elevadas.

Ou seja, deve-se buscar um equilíbrio que normalmente faz com que aplicações práticas utilizem ângulos de travamento entre  $2^\circ$  e  $3^\circ$ .

### 3.5.1 Roda-livre de Atrito com Roletes Cilíndricos

Para motores de combustão de pequeno e médio porte, o sistema roda-livre mais utilizado tem seu funcionamento baseado na transmissão por atrito com roletes cilíndricos. Tal sistema é constituído por uma pista cilíndrica, uma pista com perfis excêntricos (cunhas), roletes cilíndricos e molas que garantem o contato uniforme dos roletes com as pistas de travamento. O conjunto ilustrado na Fig. 3.6 permite o travamento ou giro livre do pinhão do impulsor de partida, conforme o sentido de rotação.

Figura 3.6 – Sistema roda-livre de impulsor de partida convencional.



Fonte: Adaptada de Chesney e Kremer (1997).

As forças de contato (radiais) são consideravelmente elevadas para a transmissão do torque requerido, resultando em tensões de contato normal e tangencial significativas nos pontos de contato rolete/pista que exigem materiais com elevada dureza e bom acabamento superficial.

Durante o modo de funcionamento do impulsor em “roda-livre”, há um movimento relativo entre as pistas interna e externa do impulsor

de partida. Os principais modos de falha neste modo de operação, de acordo com Chesney e Kremer (1997), são:

- O desgaste dos roletes e pistas;
- O posicionamento inadequado do rolete;
- A fadiga da mola.

Ainda de acordo com Chesney e Kremer (1997), o desgaste é um problema a ser resolvido empiricamente. Por outro lado, o autor afirma que a posição do rolete e a fadiga da mola dependem da força de inércia do rolete e da força da mola, e podem ser determinados analiticamente.

De acordo com Roach (2003), os sistemas roda-livre baseados em roletes possuem a vantagem de não transmitir torque enquanto o eixo motor estiver em uma rotação superior ao eixo movido, e também por se tratar de sistemas de baixo custo. A desvantagem apontada pelo mesmo autor é a questão do desgaste gerado pelo atrito.

### **3.5.2 Roda-livre de Atrito com Roletes Perfilados ou *Sprags***

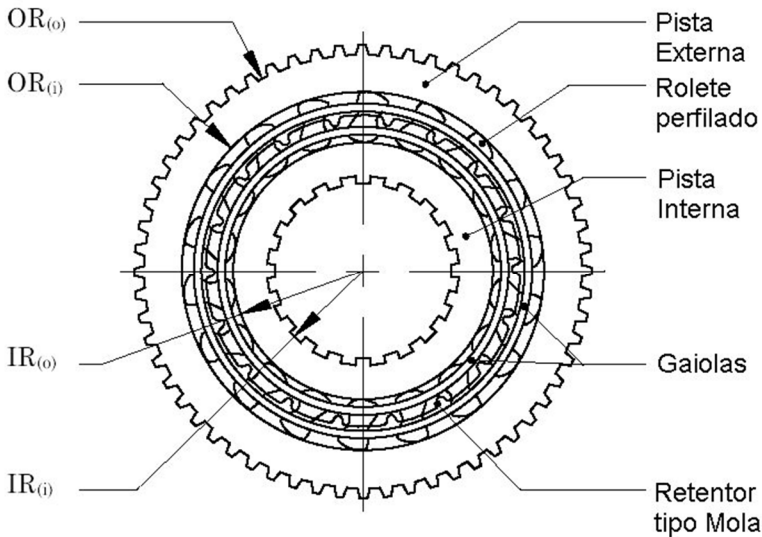
Nos sistemas roda-livre dotados de roletes perfilados (tradução livre do termo em inglês *sprags*), mostrados na Fig. 3.7, a funcionalidade de travamento está baseada na geometria do rolete que gera, dependendo do seu grau de inclinação, diferentes alturas, as quais definem o estado de travamento ou de deslizamento entre a pista interna e a externa. As forças de contato (radiais) são igualmente elevadas, como no sistema de atrito com roletes cilíndricos.

Chesney e Kremer (1998) apontam vantagens do sistema de roletes perfilados sobre o sistema por roletes cilíndricos, tais como:

- Operação em rotações de roda-livre mais elevadas;
- Torque mais elevado para tamanho equivalente do sistema;
- Melhor engrenamento (ângulo de travamento variável);
- Menor suscetibilidade ao efeito de tombamento do rolete.

Uma configuração usual do sistema roda-livre baseada no atrito de roletes perfilados compreende pistas interna e externa cilíndricas, múltiplos roletes perfilados, gaiolas e retentor tipo mola. A Fig. 3.7 mostra os componentes e algumas variáveis usadas para o dimensionamento do sistema.

Figura 3.7 – Sistema de travamento por atrito com roletes perfilados.



Fonte: Adaptada de Chesney e Kremer (1998).

Sendo:

$OR(o)$  = diâmetro externo da pista externa;

$OR(i)$  = diâmetro interno da pista externa;

$IR(o)$  = diâmetro externo da pista interna;

$IR(i)$  = diâmetro interno da pista interna.

O mesmo autor, porém, cita que o sistema de atrito por roletes perfilados ou *sprags* também possui algumas desvantagens, como um custo de manufatura mais elevado, devido à necessidade de tolerâncias bastante reduzidas de excentricidade entre as pistas interna e externa. Roach (2003) descreve vantagens similares, e destaca também a desvantagem do custo pela quantidade de roletes perfilados necessários, maior do que qualquer outro elemento de travamento em qualquer outro tipo de sistema roda-livre.

### 3.5.3 Roda-livre de Catraca com Dentes Frontais

Em algumas aplicações, o sistema de roda-livre por atrito gera um torque de travamento máximo que é insuficiente para motores de combustão de grande porte, especialmente motores ciclo Diesel, devido à



grande inércia que precisa ser colocada em movimento. Para tais configurações, o sistema roda-livre de catraca com dentes frontais é utilizado. Este sistema é constituído por uma catraca dentada que permite, quando engrenada, a transmissão de elevado torque, pois a transmissão está baseada no contato entre os dentes, e não no atrito. Quando o sistema precisa girar no sentido de roda-livre, os dentes da catraca se afastam por meio de um sistema de pesos centrífugos que atuam pela rotação elevada do MCI em funcionamento autónomo.

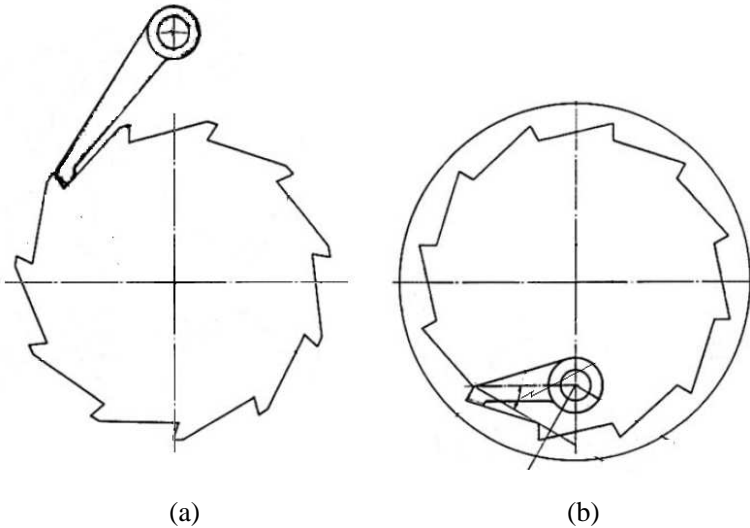
### **3.5.4 Roda-livre com palheta-catraca**

O sistema de palheta-catraca é bastante utilizado quando se busca obter movimento intermitente. Já como um sistema roda-livre em altas rotações pode ser encontrado em rodas de bicicletas, permitindo o giro livre quando a bicicleta está em movimento sem a necessidade de se acionar os pedais.

De acordo com Sclater e Chironis (1991), o Sistema de palheta-catraca (do inglês, *Pawl-Ratchet*) pode apresentar uma configuração tendo a catraca com perfil externo ou interno (Fig. 3.8). O perfil interno permite um sistema mais compacto. A palheta pode ser entendida como uma viga pinada rotulada na extremidade. Na extremidade oposta à rótula ela possui um perfil para engrenamento com o perfil da catraca. Normalmente uma mola ou contrapeso na palheta evita seu contato inadvertido com o perfil da catraca.

As dimensões da palheta e catraca são definidas pelo projeto do sistema e as tensões no material. Se o dente, e o passo, precisam ser maiores do que o requerido para manter suficiente resistência mecânica, um arranjo com múltiplas palhetas pode ser adotado. As palhetas podem ser dispostas de forma que uma delas irá engrenar após um ângulo de rotação inferior ao passo. Um passo fino pode ser obtido posicionando-se várias palhetas lado a lado, com o perfil de catraca sendo uniformemente espaçado e interconectado.

Figura 3.8 – Roda-livre de palheta-catraca, (a) perfil externo e (b) perfil interno.



Fonte: Adaptada de Sclater e Chironis (1991).

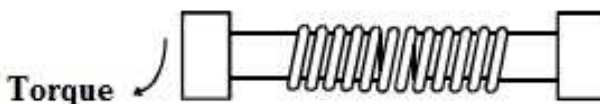
De acordo com Roach (2003), a palheta-catraca é um dos mais simples sistemas de roda-livre, sendo o mais simples aquele que emprega somente uma única palheta e o perfil de catraca. Projetos com múltiplas palhetas, no qual somente uma delas atua a cada vez para transmissão do torque requerido no sistema, pode reduzir o impacto de engrenamento.

As vantagens do Sistema palheta-catraca é a simplicidade e baixo custo. A fragilidade reside no fato do ruído em roda-livre e a falta de uma “prontidão para o engrenamento”, onde há a necessidade de uma rotação que permita ajustar a posição da palheta para o contato com o perfil de catraca com base no passo do mesmo e do número de palhetas do sistema.

### 3.5.5 Roda-livre com mola embreagem

Apesar de não ser utilizada atualmente em impulsores para sistemas de partida, outro sistema roda-livre possível é o que faz uso de uma mola-embreagem (*Wrap Spring*), conforme ilustra a Fig. 3.9.

Figura 3.9 – Sistema roda-livre com mola-embreagem.



Fonte: Roach (2003).

De acordo com Roach (2003) a mola-embreagem é uma mola helicoidal que se aloja entre um eixo (ou cubo) de entrada e um eixo (ou cubo) de saída. A mola pode ser alojada externamente sobre os eixos ou internamente nos cubos. Quando o eixo de entrada gira no sentido de transmissão do torque ele faz com que a mola-embreagem se expanda sobre a superfície interna dos cubos ou se contraia sobre a superfície externa dos eixos. Desta forma, a força de atrito aumenta, travando os dois eixos ou cubos. Quando a rotação é na direção oposta, o efeito é contrário e a mola-embreagem alivia a pressão e gira em roda-livre com um torque de atrito relativamente baixo. Orthwein (1986) desenvolveu equações para determinação do torque máximo transmissível e para o torque de roda-livre. As equações foram baseadas no primeiro conceito desse tipo de Sistema roda-livre, desenvolvido por Wiebusch (1939). Lowery e Mehrbrodt (1976) desenvolveram também equações para determinação da capacidade de torque, e para as tensões do material em função da interferência.

O sistema roda-livre de mola-embreagem apresenta vantagens como um engrenamento instantâneo, possibilidade de ser controlado externamente e uma construção simples com poucos componentes. Entretanto há restrição para uso em aplicações em elevadas rotações, e é um sistema que tende a apresentar elevado desgaste.

### 3.6 Subsistema de Transmissão

O subsistema de transmissão é constituído, normalmente, por um trem de engrenagens do tipo planetário, ou uma engrenagem de redução, ambos com o objetivo de aumentar a capacidade de torque transmitido pelo motor de partida.

A principal característica dos motores de partida é a sua potência, pois para acionar um motor de combustão de grande volume se faz

necessária muito mais potência do motor de partida do que num motor de combustão pequeno.

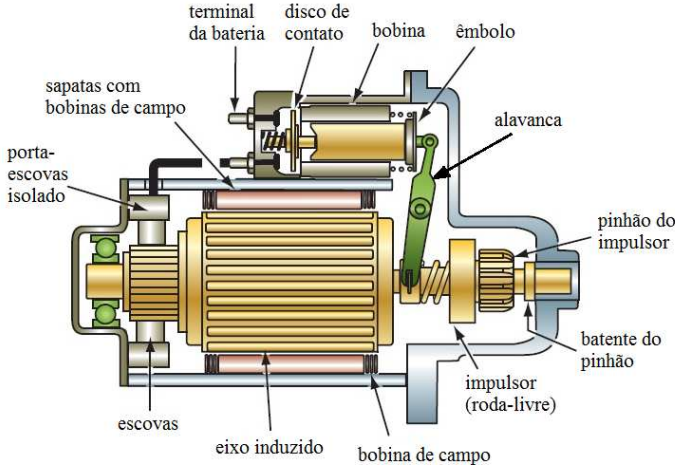
Uma subdivisão em dois grupos principais de motores de partida em função do subsistema de transmissão, é o seguinte:

- Motor de Partida DD ou *Direct drive*
- Motor de Partida GR ou *Gear Reduction*

### 3.6.1 Motor de Partida DD

Um motor de partida DD (*Direct Drive*) possui uma configuração na qual o impulsor, as bobinas de campo, porta-escovas, etc., são concêntricos ao eixo induzido e o impulsor é montado diretamente sobre o eixo induzido (Fig. 3.10).

Figura 3.10 – Subsistema de transmissão do Motor de partida DD com Solenoide.



Fonte: Adaptada de Cranking... (2015).

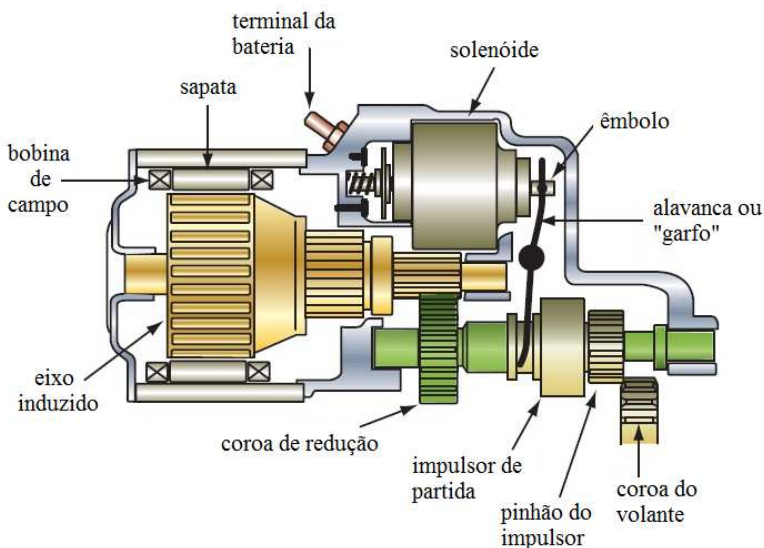
Existem pequenas diferenças construtivas, dependendo da aplicação e de aspectos econômicos, que geram variantes como o motor de partida PMDD (*Permanent Magnet Direct Drive*), que difere do DD somente pelo fato de utilizar ímãs permanentes em substituição às bobinas de campo. Em termos do sistema de transmissão mecânica não há diferença entre o motor de partida DD e o PMDD.

### 3.6.2 Motor de partida GR

O uso de motor de partida do tipo redução permite um aumento no torque de partida. A configuração GR difere das configurações comuns pelo fato de que o eixo induzido do motor elétrico não aciona o impulsor de partida diretamente. Nesse conceito entre o induzido e o impulsor de partida um engrenamento permite gerar uma relação de transmissão para aumento do torque transmitido para a partida do MCI. Esta relação de transmissão pode ser obtida pelo par engrenado presente em motores de partida OSGR ou PLGR.

Os motores de partida OSGR (*OffSet Gear Reduction*) possuem um estriado de dentes retos que está permanentemente engrenado com uma coroa de maior diâmetro (Fig. 3.11). A relação de engrenamento é de redução, permitindo que um motor de partida menor forneça torque suficiente para a partida de um MCI de maior cilindrada. Dependendo da aplicação, a relação de transmissão é normalmente de 2:1 ou 3,5:1.

Figura 3.11 – Subsistema de transmissão do motor de partida OSGR.



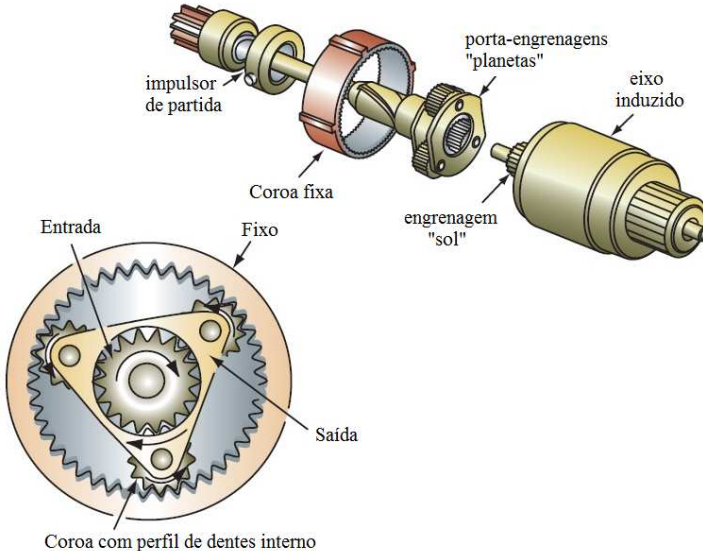
Fonte: Adaptada de Cranking... (2015).

Nesse tipo de motor de partida o subsistema de engrenamento não difere muito do sistema DD, exceto pelo fato de ser possível uma

configuração onde somente é realizado o avanço do pinhão, e não do impulsor como um todo. O motor de partida PMOSGR (*Permanent Magnet OffSet Gear Reduction*) é similar ao OSGR exceto pelo fato de utilizar ímãs permanentes na carcaça em substituição às bobinas de campo.

O uso de um trem de engrenagens planetário é outro sistema de transmissão bastante utilizado nos motores GR. O motor PLGR (*PLanetary Gear Reduction*), ilustrado na Fig. 3.12, permite ao sistema de transmissão gerar um aumento considerável do torque de partida, e promove redução de custo no sistema de partida. Utiliza bobinas de campo na carcaça, porém pode utilizar ímãs permanentes, sendo então denominado PMPLGR (*Permanent Magnet Planetary Gear Reduction*).

Figura 3.12 – Subsistema de transmissão do motor de partida PLGR.



Fonte: Adaptada de Cranking... (2015).

O eixo induzido nesse tipo de sistema de transmissão atinge uma rotação mais elevada do que os motores DD, e o sistema planetário reduz a rotação no eixo do impulsor permitindo o ganho de torque de partida. O sistema é constituído por uma engrenagem-sol na extremidade do eixo induzido e três engrenagens-planetas dentro de uma coroa. A coroa é mantida estacionária, fixa na carcaça do motor de partida. Quando o motor elétrico é acionado, a engrenagem-sol faz com que as engrenagens-

planeta girem ao redor da coroa de dentes internos. As engrenagens-planeta acionam o eixo de saída, o qual permite uma redução normalmente entre 4,5:1 e 6:1. Este sistema permite ainda reduzir a demanda por uma corrente elétrica muito elevada, que seria necessária para gerar o mesmo nível de torque em um motor de partida DD.

### 3.7 Funcionamento do Sistema de Partida para MCI

O funcionamento do sistema de partida convencional inicia-se ao girar a chave de ignição para a posição de “Partida” (ou pressionar o botão de ignição) de um veículo dotado de MCI. Nesse instante, a potência da bateria é transferida para o circuito de controle e ativa a chave magnética (solenóide), a qual energiza o motor de partida (motor elétrico). O impulsor de partida avança longitudinalmente e em rotação em função de ser montado sobre o estriado helicoidal existente na extremidade do eixo induzido. Ao engrenar o pinhão do impulsor de partida na coroa localizada no volante do motor de combustão, o motor elétrico auxiliar aciona o motor de combustão.

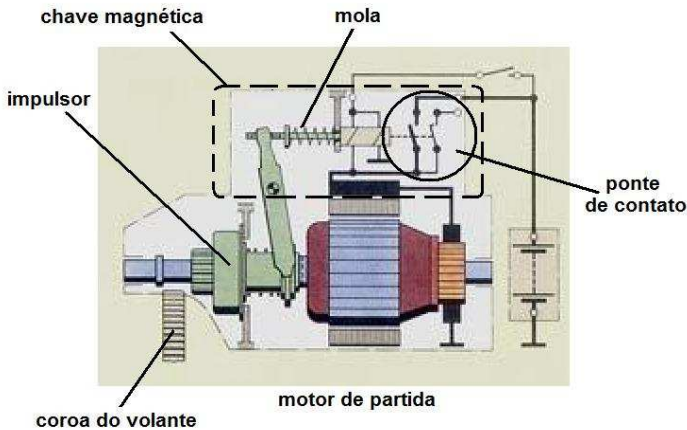
Alguns detalhes de operação garantem a integridade e a segurança do veículo durante essa operação, algo impensável na época do sistema de partida rudimentar acionado por uma manivela manual. Por exemplo, no caso de um veículo com transmissão automática o motor de partida somente pode ser acionado quando o câmbio estiver nas posições “P” (*Park*) ou na posição “N” (*Neutral*). Em veículos dotados de transmissão manual, eventualmente o acionamento do motor de partida também só é possível quando o pedal da embreagem está pressionado. Estando fora dessa condição, o interruptor de segurança permanece aberto e o relé do motor de partida desconecta o circuito de controle do sistema de partida.

O torque inicial a ser fornecido pelo sistema de partida por meio do engrenamento pinhão-coroa do motor de combustão deve ser maior do que a resistência ao movimento que existe devido à compressão e atrito entre cada pistão e o cilindro, dependentes da viscosidade do óleo e temperatura do motor. A condição de partida em baixa temperatura torna-se a mais crítica para a qual um sistema de partida deve ser dimensionado. Em tal condição extrema a resistência interna da bateria é maior, o que gera menor tensão para acionamento do sistema de partida. Além disso, a condição do lubrificante do impulsor de partida em baixa temperatura também pode gerar uma falha de patinamento ou *slip* (deslizamento dos roletes do sistema roda-livre, gerando uma falha de acionamento pela não transmissão do torque necessário para a partida).

O ciclo dinâmico transiente do acionamento de um MCI pelo sistema de partida é relativamente rápido, sendo executado em alguns décimos de segundo, do momento em que a chave de ignição é acionada até o MCI entrar em funcionamento. A fim de ilustrar o ciclo de partida em sistemas convencionais, uma divisão em quatro estágios é apresentada a seguir, conforme Vilanova (2015).

Primeiro estágio: O impulsor está na posição de repouso e o motor de partida sem corrente. A mola do solenoide mantém a ponte de contato na posição de repouso (Fig. 3.13).

Figura 3.13 – Primeiro estágio do ciclo de partida.

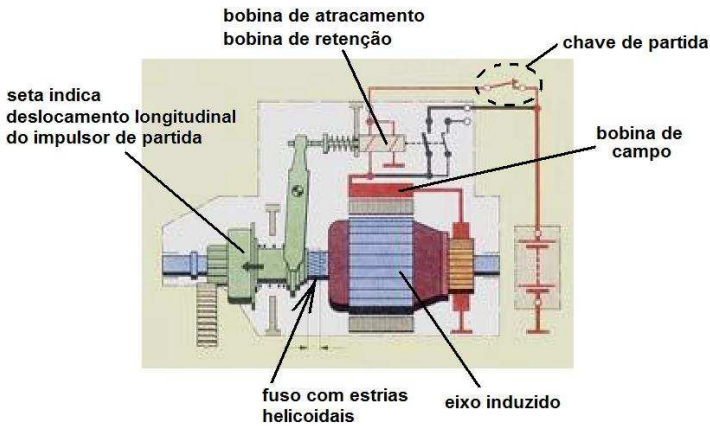


Fonte: Adaptada de Vilanova (2015).

Segundo estágio: A chave de partida é acionada. A bobina de atracamento, a bobina de retenção do solenoide e a bobina de campo recebem corrente elétrica parcial porque a ponte de contato do solenoide ainda não está fechada. O eixo induzido começa a girar lentamente e o impulsor também gira e, simultaneamente, movimenta-se longitudinalmente, já que está montado no eixo induzido sobre um fuso de avanço dotado de um estriado helicoidal (Fig. 3.14).



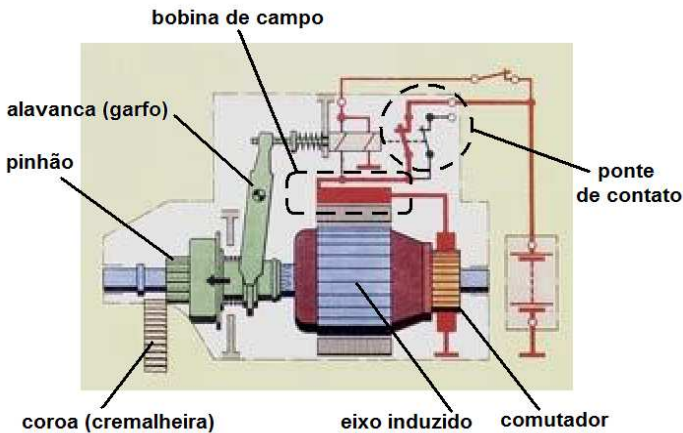
Figura 3.14 – Segundo estágio do ciclo de partida.



Fonte: Adaptada de Vilanova, (2015).

**Terceiro estágio:** A ponte de contato do solenoide liga a bobina de campo e aciona o giro do eixo induzido do motor elétrico com potência máxima. A alavanca (“garfo”) garante o avanço do impulsor de partida. Um dente do pinhão procura um vão nos dentes da coroa para engrenar (Fig. 3.15).

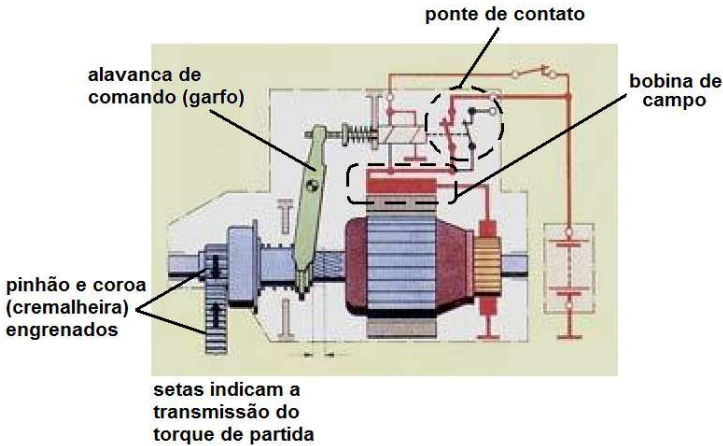
Figura 3.15 – Terceiro estágio do ciclo de partida.



Fonte: Adaptada de Vilanova (2015).

**Quarto estágio:** A alavanca (ou “garfo”) está na sua posição final e o pinhão engrenado na coroa do motor de combustão (Fig. 3.16).

Figura 3.16 – Quarto estágio do ciclo de partida.



Fonte: Adaptada de Vilanova, (2015).

Quando o MCI entra em funcionamento ocorre a “ultrapassagem”, que indica que a rotação do MCI passa a ser mais elevada do que a do pinhão acoplado no sistema roda-livre. Assim o sistema roda-livre permite somente que um torque de atrito muito baixo seja transmitido ao motor de partida,

O motor elétrico fornece torque total e a relação de transmissão entre o pinhão e coroa amplifica o torque gerado e permite o giro inicial do MCI até atingir o seu funcionamento autônomo

### 3.8 Considerações Finais

No presente capítulo, a revisão bibliográfica sobre sistemas de partida para MCI foi abordada, para se obter uma visão abrangente do Estado da Arte e também para auxiliar na busca de potenciais iniciativas de inovação na área da pesquisa. Na sequência o conceito de “Interface Mecânica” é contextualizado dentro dos sistemas de partida automotivos. O entendimento dos componentes da Interface Mecânica, bem como das suas fronteiras com o sistema elétrico de partida e o MCI, irão delinear mais claramente a área de interesse da pesquisa.

## Capítulo 4

### O Conceito de Interface Mecânica em Sistemas de Partida para Motores de Combustão Interna

Com base no estudo teórico, a pesquisa propõe doravante o uso do termo “Interface Mecânica” para definir e contextualizar o foco do desenvolvimento da presente pesquisa. Com base no termo, são apresentadas as configurações de interfaces mecânicas atuais, bem como as tendências de inovação sob tal enfoque.

Tendências de inovação são avaliadas por meio dos protótipos conceituais divulgados pela mídia automotiva especializada e através de patentes ou pedidos de patentes publicados. Os resultados obtidos com a pesquisa dessas duas fontes são apresentados no presente capítulo.

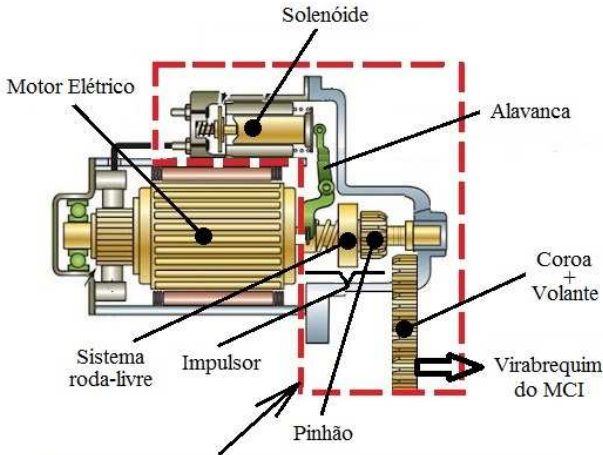
Além da classificação já existente, referente aos diferentes conceitos de sistemas de partida, é relevante criar também uma subdivisão dos sistemas de partida em *Convencionais* e *Não-Convencionais*, com base no tipo de Interface Mecânica que utilizam. O conceito de Interface Mecânica para sistemas de partida é apresentado na próxima seção.

#### 4.1 A Interface Mecânica para Sistemas de Partida

A Interface Mecânica é um termo definido na presente pesquisa para englobar todos os componentes responsáveis pela conexão entre o eixo do motor elétrico auxiliar de partida, o qual fornece o torque de partida, e o virabrequim do MCI. A interface mais comum é identificada pela sigla AT, indicando que esse tipo de interface realiza um “Acoplamento Transiente” entre o motor elétrico e o MCI. Ou seja, no acoplamento transiente, o pinhão e a coroa localizada no volante do MCI somente estão engrenados durante o ciclo de partida. Os sistemas de partida “Convencionais” são definidos por utilizarem a Interface Mecânica AT. Para melhor compreensão dos componentes inclusos na interface AT, os limites do sistema estão identificados pela linha pontilhada, mostrada na Figura 4.1.

A função da interface mecânica é fornecer uma conexão adequada entre o sistema de partida e o motor de combustão interna, permitindo a função principal de transmissão de torque de partida.

Figura 4.1 – A Interface Mecânica AT dos sistemas de partida.



**Subsistemas e componentes da "Interface Mecânica"**

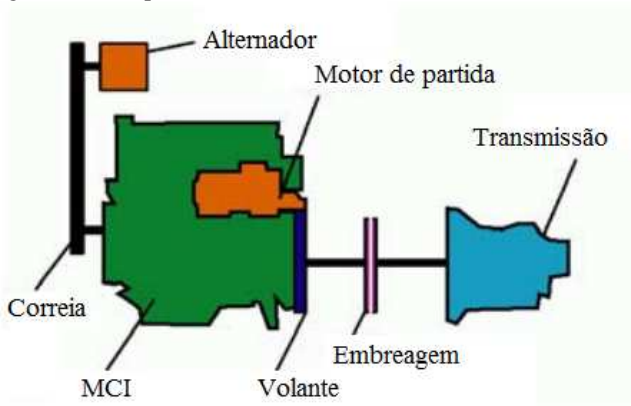
Fonte: Adaptada de Cranking... (2015).

Os sistemas de partida “Convencionais” necessitam de uma função especial para permitir o acoplamento e desacoplamento do sistema de partida, normalmente por meio do movimento axial do pinhão do impulsor de partida, de forma a engrenar ou desengrenar com a coroa do volante do MCI. Além disso, na interface mecânica AT o sistema roda-livre está localizado dentro do impulsor de partida.

#### 4.2 Interface Mecânica AT para SSV

Nesse tipo de interface mecânica a intenção foi manter inalterado o conceito atual de sistema de partida, introduzindo somente algumas modificações para torná-lo mais robusto, ou seja, com maior durabilidade. O ciclo de avanço do pinhão para engrenar com a coroa do volante foi também estudado e melhorado para que pudesse reduzir ao máximo o tempo requerido para a partida. Buscou-se evitar impactos “dente-com-dente” do pinhão com a coroa, que geram ruído e vibração excessivos. O ciclo de acionamento permanece basicamente o mesmo do sistema de partida convencional, inclusive mantendo motor de partida e alternador como unidades independentes (Fig. 4.2).

Figura 4.2 – Esquema do MCI e transmissão na Interface Mecânica AT para SSV.



Fonte: Adaptada de Viorel et al. (2004).

Um dos conceitos foi desenvolvido pela divisão automotiva do Grupo alemão Robert Bosch, que definiu um sistema dotado de capacidade de parada e partida automáticas, mantendo inalterada a configuração da Interface Mecânica AT. Para isso, um gerenciamento eletrônico mais complexo e um conjunto motor de partida, de configuração mais robusta para elevada durabilidade, foi implementado. Com as melhorias incorporadas para expansão de suas funcionalidades e respectivo aumento da durabilidade, espera-se um incremento de custo do motor de partida superior ao dos motores de partida convencionais. Ainda assim é uma das alternativas de menor custo disponíveis atualmente (PORTELLA; PASQUINI; LIEBISCH, 2009).

Nessa mesma linha de pesquisa, há algumas patentes, como por exemplo de Rizoulis (2008), que propõe um sistema de amortecimento no solenoide do motor de partida, com a finalidade de reduzir a velocidade de engrenamento e, conseqüentemente, o ruído durante o ciclo de partida.

#### 4.3 Interface Mecânica AP

A interface mecânica AP possui algumas configurações diferenciadas, dependendo do princípio de solução adotado para realizar o acoplamento permanente entre o sistema de partida e o MCI:

- Interface Mecânica AP por Correia
- Interface Mecânica AP no Virabrequim
- Interface Mecânica AP com pinhão-coroa

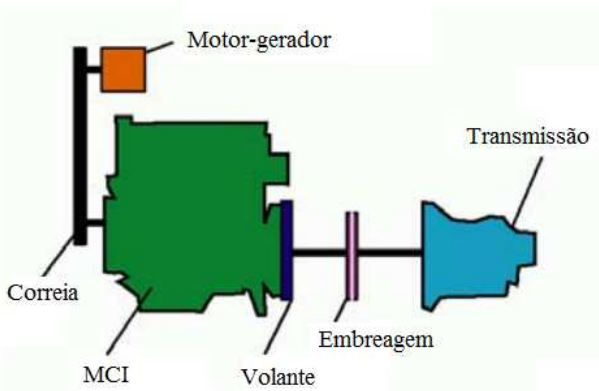
### 4.3.1. Interface Mecânica AP por Correia

As limitações de desempenho da interface AT para a evolução dos SSV exige a busca por inovação. Dessa busca surgem as Interfaces Mecânicas AP, que possuem vantagens técnicas, porém são mais complexas e exigem modificações no MCI que afetam diretamente a viabilidade de sua implantação em larga escala.

Comercialmente mais conhecido como sistema BAS, B-ISG ou somente ISG, já vem sendo fornecido no mercado por fabricantes como a francesa Valeo, que já desenvolveu aplicações para as montadoras Renault, Hyundai e Citroën. A empresa norte-americana Delphi, por sua vez, desenvolveu um conceito similar, o qual foi, inclusive, testado em aplicação de motor de grande porte (WEZENBEEK et al., 2004), porém atualmente essa linha de produto foi descontinuada em função de custo elevado comparado ao sistema de partida convencional.

Na interface AP por correia, o motor de partida e o alternador passam a ser uma unidade única e a transmissão do torque inicial de partida é realizada por meio da correia de acessórios do MCI (Fig. 4.3).

Figura 4.3 – Esquema do MCI e transmissão na interface Mecânica AP por correia.



Fonte: Adaptada de Viorel et al. (2004).

De acordo com Wezenbeek et al. (2004), no modo “motor” o sistema por correia permite tempos de partida menores do que nos sistemas que utilizam interface mecânica AT; e no modo “alternador” a

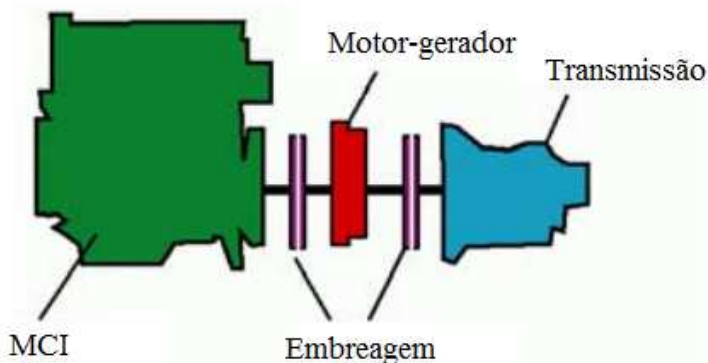
geração de energia elétrica é até 15% maior do que em um alternador convencional de mesmo porte.

Contudo, existem também limitações nesse tipo de interface. Uma delas é torque máximo, que pode ser transmitido para o MCI, em função do escorregamento da correia. A limitação do torque dificulta a adoção desse tipo de interface em automóveis e caminhões ou aumenta seu custo, por exigir que se mantenha um motor de partida para contornar as situações de partida em baixa temperatura.

### 4.3.2 Interface Mecânica AP no Virabrequim

No tipo de interface AP, um motor/gerador é colocado entre a transmissão e o motor de combustão (Figura 4.4). Este sistema permite dar a partida no motor de combustão e gerar energia elétrica como um alternador convencional. O motor elétrico é capaz de fornecer potência adicional para o MCI durante baixas velocidades. Por esse motivo este tipo de interface, quando aplicada em um automóvel, permite classificá-lo como um veículo híbrido.

Figura 4.4 – Esquema do MCI e transmissão na interface Mecânica AP no virabrequim.



Fonte: Adaptada de Viorel et al. (2004).

O sistema, conhecido comercialmente como C-ISG ou ISA, o qual acopla um motor elétrico diretamente entre a transmissão e o motor de combustão, possui protótipos já divulgados pela empresa alemã Continental AG e a eslovena Iskra (ISKRA, 2008).

### 4.3.3 Interface Mecânica AP com Pinhão-coroa

A interface mecânica AP, denominada por Asada et al. (2008) de PESS (*Permanently Engaged Gear Stop & Start System*), pretendia melhorar a qualidade da partida do MCI através do engrenamento permanente entre o pinhão e a coroa do volante. Os requisitos considerados obrigatórios por Asada et al. (2008) para a adoção dos SSV são os seguintes:

- Redução de ruído e vibração;
- Possibilidade de partida do motor a qualquer momento.

Por esse motivo uma interface mecânica do tipo AP foi desenvolvida. O sistema deveria ainda atender os requisitos de “ser compatível com qualquer tipo de transmissão” e “motor de partida sem necessidade de manutenção”.

Ainda de acordo com Asada et al. (2008), a interface foi projetada com base em um sistema roda-livre de roletes perfilados, com lubrificação forçada pelo óleo do motor. O sistema roda-livre é instalado dentro do bloco do motor, entre o virabrequim e o volante, para permitir o desacoplamento do sistema de partida e MCI após o ciclo de partida. Por conta disso, o sistema torna-se mais complexo do que a interface mecânica AT dos sistemas de partida convencionais, e gera um torque resistivo elevado durante o funcionamento do MCI, gerando consumo de combustível adicional.

É uma característica relevante da interface a maior durabilidade, porque não ocorre o dano do impacto dente-com-dente que pode acontecer durante o engrenamento transiente da interface AT, visto que a interface mecânica AP dispensa a necessidade do constante engrenamento e desengrenamento do par pinhão-coroa. Outra vantagem é o potencial de redução no tempo de ciclo de partida, comparado com a interface AT (ASADA et al., 2008).

Na partida, a redução do ruído é ainda mais controlada através da instalação de amortecedores de impacto de duplo elastômero no eixo do motor de partida. A redução do tempo de partida é dada pela condição permanentemente engrenada do sistema de partida.

Na parada do motor de combustão, a redução de vibração é obtida por uma embreagem de prevenção de reversão de giro instalada dentro do motor de partida. Um protótipo da interface mecânica AP proposta por Asada et al. (2008) pode ser visto na Fig. 4.5.



O fabricante indica resultados de medições feitas em um veículo dotado de motor a gasolina 2.0 l com transmissão manual de 5 marchas. Nele obteve economia de combustível de 3% quando o veículo somente é religado após estar totalmente parado e com potencial de atingir 6% de economia no caso de ser possível religar o motor antes do veículo estar completamente parado (condição denominada *Change of Mind* no mercado automotivo). Em termos de ruído, durante a partida, a redução chegou a 10dB comparado com um sistema de partida convencional, e o tempo de partida foi reduzido em 1.5s (considerando o tempo requerido entre desligar a chave do motor e a parada completa do volante que permite a partida do sistema convencional), de acordo com dados de Asada et al. (2008).

Figura 4.5 – Protótipo de uma Interface Mecânica AP com pinhão-coroa.

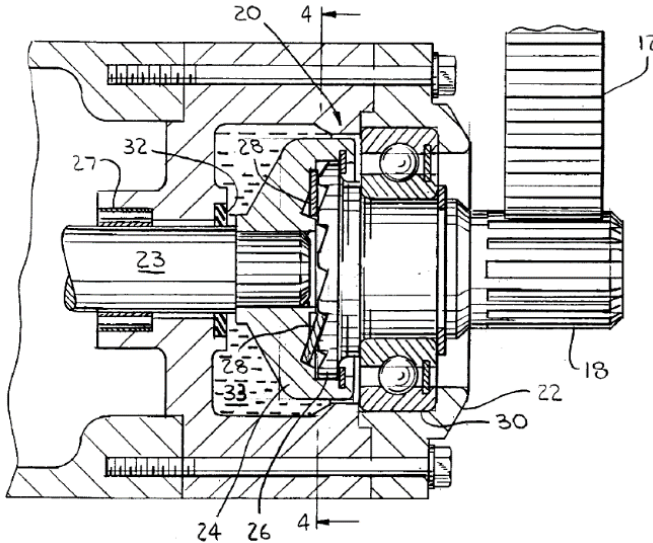


Fonte: Asada et al. (2008).

A patente de Kelly (2000) descreve um “Método e aparato para a partida de um motor de combustão” e apresenta um motor de partida que incorpora um sistema de palheta e catraca entre o motor de partida e o motor de combustão, incluindo duas placas coaxiais cujas superfícies confrontais são conectadas por componentes pivotantes (palhetas). As palhetas são alojadas em rebaixos na face frontal de uma das placas. As palhetas giram em direção contrária da mola localizada na superfície da primeira placa para engrenar com a superfície frontal da segunda placa. Isso permite que a primeira placa transmita torque para a segunda placa,

permitindo também a função roda-livre, onde uma velocidade relativa diferente entre as placas faz com que a segunda placa entre em roda-livre, girando em rotação mais elevada, ultrapassando a primeira placa (Fig. 4.6).

Figura 4.6 – Conceito de uma Interface Mecânica AP.

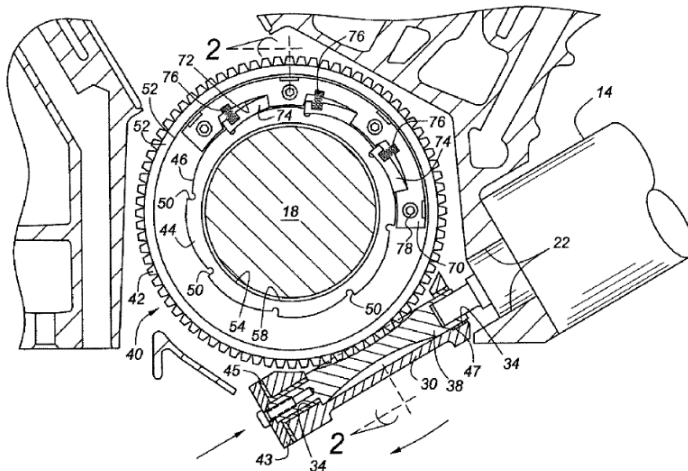


Fonte: Adaptada de Kelly (2000).

A desvantagem percebida nesta invenção, como alternativa de conceito para uma interface mecânica AP, é o fato de o pinhão e da coroa montada no volante do motor de combustão estarem continuamente em movimento durante o funcionamento do MCI. Tal condição gera ruído contínuo do par engrenado de dentes retos, além de reduzir a durabilidade do sistema, o que inviabiliza seu uso em sistemas de parada e partida automáticas, o qual requer um número de partidas mais de dez vezes maior do que um sistema de partida convencional.

A patente de Berger (2008), denominada “Sistema de Partida para Sistema de Partida para Motor de Combustão Interna”, revela um sistema de partida para motor de combustão interna baseado em transmissão de torque utilizando um sistema roda-livre composto de múltiplas palhetas (Fig. 4.7).

Figura 4.7 – Conceito de Interface Mecânica AP com engrenagem sem-fim.



Fonte: Adaptada de Berger (2008).

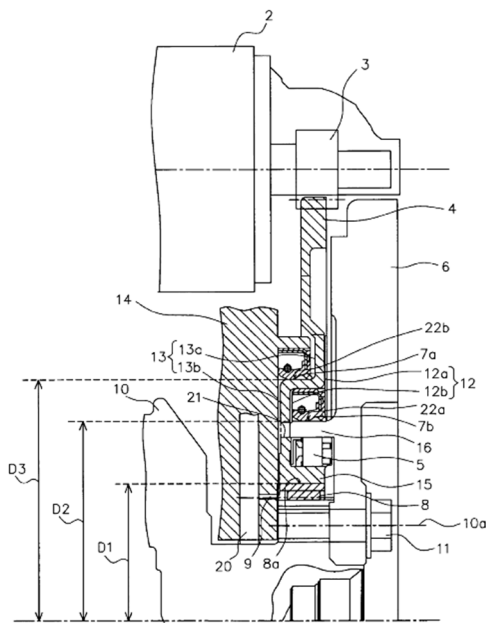
A engrenagem de acionamento é baseada em um acoplamento de rosca sem-fim e coroa que transmite o torque de partida para uma coroa localizada externamente ao volante do motor. O sistema roda-livre possui palhetas localizadas em uma parte externa do volante. A patente menciona que as palhetas seriam sensíveis à força de inércia gerada pela aceleração centrípeta. Porém, na realidade, com a parada do motor de partida a parte externa do sistema também estaria estacionária, gerando impactos sucessivos das palhetas no perfil de catraca fixado na parte central (no virabrequim do motor de combustão), pela diferença de rotação entre a parte externa (estática) e a parte interna (em rotação) por estar acoplada ao MCI.

Desvantagem da invenção também pode ser observada pelo fato de a engrenagem do motor de partida ser um sistema de engrenagem sem-fim com um eixo que é perpendicular ao centro do virabrequim do motor de combustão interna. Essa posição perpendicular do sem-fim pode gerar dificuldades de instalação do sistema no compartimento do MCI na maioria dos veículos. Além disso, o engrenamento com sem-fim e coroa é de fabricação mais complexa em função do perfil helicoidal, de custo mais elevado do que o sistema atual de pinhão e coroa de dentes retos.

O conceito de Interface Mecânica AP com pinhão-coroa é descrito também na patente Asada et al. (2009), a qual mostra um sistema de

partida que possui uma Interface Mecânica AP compreendida por um sistema roda-livre lubrificado em banho de óleo no interior do bloco do motor de combustão interna (Fig. 4.8). A patente indica a necessidade da instalação de retentores especiais para prevenir o vazamento de óleo do motor. A patente destaca também as vantagens da invenção sobre o Estado da Arte, na condição de partida do motor e de aumento da durabilidade do sistema de partida. Os inventores reconheceram a necessidade de lubrificação e de prevenir eventuais vazamentos no bloco do motor. Também destacam certa preocupação com a condição da interface do retentor com o virabrequim, que ao girar em altas temperaturas poderia danificar o lábio do selo mecânico. O calor gerado no lábio do retentor pela elevada rotação e a consequente deterioração da vedação também é um dos potenciais modos de falha do conceito proposto.

Figura 4.8 – Vista em corte de uma Interface Mecânica AP com pinhão-coroa.

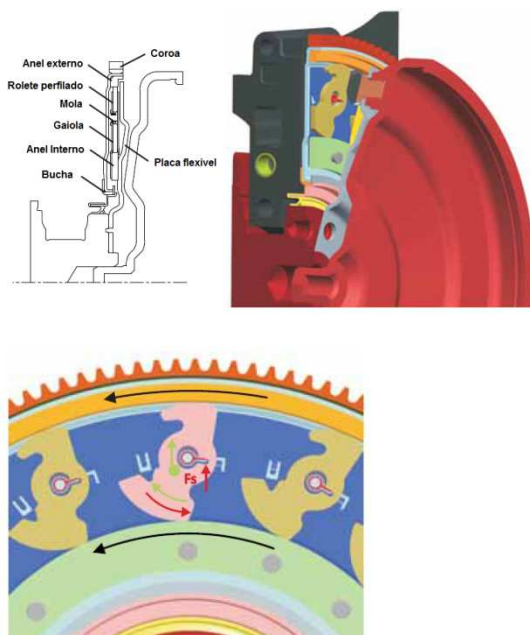


Fonte: Asada et al. (2009).

Um outro protótipo de interface mecânica AP é descrito por Lindemann et al. (2010), que também propõe um sistema roda-livre entre o volante e a coroa, em um sistema sem necessidade de lubrificação. Os

conceitos de interfaces mecânicas AP desenvolvidas anteriormente, no caso mais específico o sistema de Asada et al. (2008), necessitavam de modificações no bloco do motor, acréscimo de porta de lubrificação para o sistema roda-livre, o qual possui lubrificação forçada em óleo. Além disso, requerem a adição de rolamentos e selos de vedação. Dessa forma o sistema gera maior arrasto no MCI durante o seu funcionamento, reduzindo o potencial de economia de combustível e o benefício líquido da adoção de sistemas *Stop-Start*. Lindemann et al. (2010) descrevem um novo conceito de interface mecânica AP que utiliza um sistema roda-livre, localizado entre o virabrequim e a coroa do volante do MCI. O sistema roda-livre é o mesmo tipo adotado por Asada et al. (2008), porém o sistema de roda-livre por roletes perfilados ou *Sprags* é montado no próprio volante do MCI, e sem lubrificação (Fig. 4.9).

Figura 4.9 – Exemplo de Interface Mecânica AP com pinhão-coroa.



Fonte: Adaptada de Lindemann et al. (2010).

Lindemann et al. (2010) cita ainda que o sistema proposto não necessita de modificações no bloco do motor, nem a adição de uma porta de lubrificação para o sistema roda-livre pelo uso de um sistema roda-

livre que funciona a seco. O protótipo teria também a possibilidade de ajustar o sistema roda-livre de modo que esteja totalmente engrenado em uma faixa de rotações do MCI que possa responder a uma eventual necessidade de partida durante um evento “*Change of Mind*”, para religar imediatamente o MCI antes de uma parada completa do mesmo.

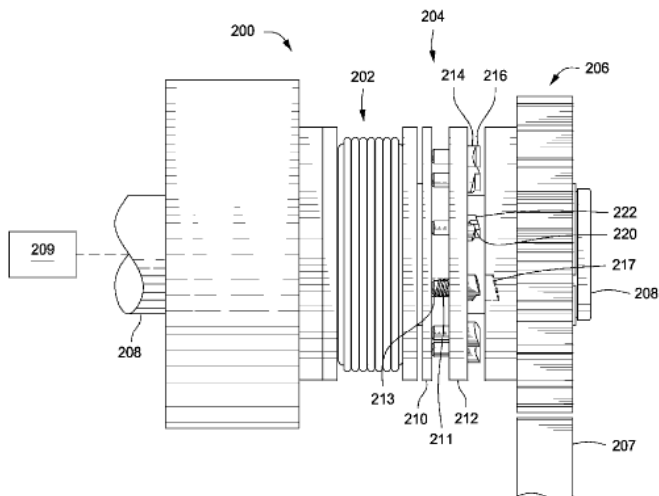
No entanto, ao observar o conceito de sistema roda-livre de roletes perfilados, é preciso notar que um número elevado de elementos de travamento deve ser previsto no volante, para que se possa equilibrar o sistema e manter a coroa e o volante concêntricos, garantindo a função do sistema roda-livre. Dessa forma, considerando ainda os componentes adicionais como as molas de energização dos *Sprags* e a dimensão requerida pelo volante, o custo do sistema proposto tende a ser elevado. Além disso, o custo pode ser ainda maior considerando que um sistema roda-livre de roletes perfilados já possui requisitos de tolerâncias de forma e de concentricidades bastante reduzidas, para garantir seu perfeito funcionamento. Os sistemas de *Sprags* usualmente possuem diâmetros externos entre 50mm e 100mm. Já os volantes de MCI tendem a um tamanho que pode ser até três vezes maior do que o tamanho usual de sistemas de *Sprags*.

Outras duas restrições à efetiva aplicação da inovação podem surgir ainda: o peso mais elevado do sistema comparado com o volante atual, e o espaço disponível entre o MCI e a transmissão, que dificilmente pode ser aumentado. Pelo contrário, as montadoras buscam atualmente reduzir o tamanho dos veículos e conseqüentemente precisam de sistemas mais compactos.

A patente de Cali e Ferreira (2010) trata de um “Motor de Partida dotado de Engrenamento Permanente”, e descreve um dispositivo que possui um atuador e um sistema de acoplamento com, no mínimo, uma palheta, que se move axialmente, e configurada para seletivamente acoplar uma engrenagem através da operação de um atuador (Fig. 4.10).

Desvantagem aparente da invenção proposta é que as palhetas são distribuídas axialmente e, portanto, não ficam sujeitas à força de inércia gerada pela aceleração centrípeta, que permitiria o seu desacoplamento quando não estivesse transmitindo torque (função roda-livre). Dessa forma, ruído e durabilidade reduzida das palhetas são questões que podem reduzir a viabilidade técnica da invenção proposta. O engrenamento do pinhão com a coroa é constante, fazendo com que durante todo o tempo em que o motor de combustão esteja em funcionamento o par engrenado esteja em rotação, gerando desgaste excessivo e ruído.

Figura 4.10 – Patente de Interface Mecânica AP com pinhão-coroa.



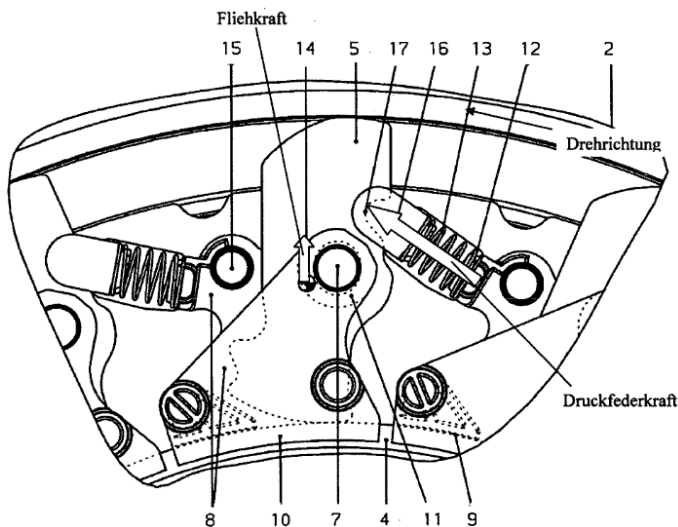
Fonte: Adaptada de Cali e Ferreira (2010).

Conceito similar ao apresentado por Lindemann et al. (2010) pode ser visto no pedido de patente de Kruse e Lehmann (2012), que destaca na invenção a inovação através do uso da embreagem a seco. Tal embreagem refere-se ao sistema roda-livre baseado em roletes perfilados dispostos radialmente no volante, com o suporte de molas. O pedido reivindica um sistema roda-livre de fácil montagem e com reduzido número de componentes, além de baixo ruído e desgaste.

A desvantagem aparente da Interface Mecânica AP da invenção de Kruse e Lehmann (2012) relaciona-se com o fato de que o número de componentes não aparenta ser reduzido, pelo contrário: o conceito de roda-livre de roletes perfilados (*Sprags*) requer um grande número de elementos, de forma que preencham todo o contorno da circunferência formada pelas pistas interna e externa do sistema. Os roletes perfilados transmitem torque por atrito e um número elevado de roletes é requerido para permitir o uso em MCI de grande porte. Além disso, a questão de se evitar totalmente a lubrificação é questionável, ou seja, pelo menos a aplicação de graxa nos elementos de contato pode ser requerida na prática em função do aquecimento gerado pelo travamento dos elementos de contato para a transmissão do torque por atrito. Espera-se um custo

relativamente elevado em função do processo de fabricação da geometria complexa dos roletes perfilados (Fig. 4.11).

Figura 4.11 – Patente de Interface Mecânica AP com sistema de roletes perfilados.



Fonte: Adaptada de Kruse e Lehmann (2012).

#### 4.4 Considerações Finais

Nos novos conceitos de Interface Mecânica que estão sendo desenvolvidos percebe-se a necessidade de um mecanismo que permita uma durabilidade mais elevada em termos de número de ciclos de partida, aliada a menor tempo de partida e menor nível de ruído e vibração.

A interface mecânica mais viável comercialmente nos veículos em produção é baseada na interface mecânica AT, com melhorias para maior durabilidade do sistema. Mesmo assim o incremento no número de partidas obtido ainda é cerca de  $\frac{1}{4}$  do necessário para SSV, de acordo com a experiência do autor da presente pesquisa.

Na análise dos protótipos já divulgados na mídia automotiva especializada e por meio de pesquisa em patentes ou pedidos de patentes já publicados, as invenções propostas até o presente momento para sistemas de partida permanentemente engrenados são as que possuem maior perspectiva de aplicação futura. Isto em função da expectativa de



incremento de veículos SSV no caso de se ter disponível uma interface mecânica melhorada em relação às alternativas existentes hoje.

As restrições dos novos conceitos de Interface Mecânica AP já desenvolvidos estão normalmente associadas com a necessidade de lubrificação no sistema roda-livre, além do custo elevado geradas pelo acréscimo de retentores ou selos mecânicos.

Quando se buscou superar essa limitação, outras desvantagens surgiram, como a proposta de um sistema roda-livre baseada em roletes perfilados. Desvantagens não somente por limitar o torque máximo do sistema, mas também pelo número elevado de componentes e a complexidade de montagem, reduzindo-se as chances de uso do mesmo em larga escala.

Pode-se perceber ainda que o conceito mais promissor em termos de desempenho requer alterações no bloco do MCI, gerando forte impacto na viabilidade técnica da proposta.

Ainda sobre as desvantagens técnicas, percebe-se que, na maioria das invenções apresentadas, os sistemas rodas-livre propostos têm a transmissão de torque baseada no atrito, gerando uma limitação na capacidade de transmissão de torque, o que exige aumento no tamanho do sistema e, conseqüentemente no seu custo, para atender requisitos de partida em motores de grande porte. O desgaste progressivo gerado pelo atrito durante a transmissão de torque e ciclos em roda-livre também reduz a durabilidade do sistema.

Quando o Sistema roda-livre apresentado é constituído por um conjunto palheta-catraca, o qual aumenta muito a sua capacidade de torque por não estar mais limitado à transmissão por atrito, o sistema ou está posicionado em uma condição que não é a mais adequada para o perfeito funcionamento ou não se propõe nenhum tipo de amortecimento que possa evitar a geração de ruído e desgaste excessivo do sistema pelo impacto gerado durante o acoplamento da palheta na catraca.

Com base nas considerações apresentadas evidencia-se uma lacuna nas propostas de inovação da Interface Mecânica de sistemas de partida para MCI. A pesquisa acerca de interfaces mecânicas e do potencial de inovação prossegue de acordo com a metodologia proposta para a determinação das especificações de projeto, apresentadas no Cap. 5, e a proposta de um novo conceito de Interface Mecânica AP nos capítulos subsequentes.



## Capítulo 5

### Projeto Informacional da Nova Interface Mecânica

O presente capítulo descreve as atividades relacionadas à fase de Projeto Informacional para o desenvolvimento de uma nova Interface Mecânica AP para sistemas de partida de MCI, de acordo com os objetivos da pesquisa. Com o auxílio de pesquisas com empresas, que são potenciais clientes do novo conceito, um QFD foi desenvolvido para auxiliar o processo de Projeto Informacional da nova interface mecânica AP.

Com base na metodologia apresentada no Capítulo 2, inicia-se a fase de Projeto Informacional pela identificação das necessidades dos clientes, seguida pela tradução das mesmas em requisitos de clientes. A seguir, os requisitos dos clientes são convertidos em requisitos de projeto e, finalmente, definem-se as especificações do projeto, que servem de entrada para a fase de projeto conceitual, a ser apresentada posteriormente.

As especificações de projeto do novo conceito de interface AP devem levar em consideração diversos fatores de influência do projeto, como por exemplo: os parâmetros de funcionamento do sistema de partida atual e as novas condições operacionais do sistema de partida em SSV.

Obviamente que os conceitos de interface mecânica AP já existentes são também incluídos na análise efetuada nessa etapa, contribuindo para a identificação de características importantes do novo produto a ser desenvolvido, as quais representem efetivamente um avanço no Estado da Arte em interfaces mecânicas para sistemas de partida de MCI.

#### 5.1 Pesquisa de Informações sobre o Tema

A análise de produtos similares (*Benchmarking*) é um método bastante utilizado no meio automotivo. Montadoras de veículos possuem departamentos dedicados exclusiva e continuamente à atividade de desmontagem e análise detalhada de veículos produzidos pelos concorrentes. E as informações coletadas são utilizadas como dados de entrada para o projeto de novas plataformas de veículos da empresa.

Entretanto, na presente pesquisa, por se configurar como sendo um projeto de inovação, os produtos de referência somente podem ser identificados em protótipos conceituais. Somente são possíveis de serem analisados de maneira superficial, já que não se encontram disponíveis no mercado para testes e avaliação de desmontagem (*Teardown Analysis*).

Uma alternativa para pesquisar informações sobre o tema foi apresentada anteriormente onde, através da pesquisa de patentes e protótipos divulgados na mídia automotiva, obteve-se uma visão do Estado da Arte em interfaces mecânicas AP para sistemas de partida.

Entre as alternativas identificadas no Estado da Arte percebe-se que as restrições se referem, na maioria dos casos, na complexidade do sistema proposto e custo elevado decorrente, para que o conceito possa se tornar uma opção viável, conforme foi observado na revisão dos conceitos de Asada et al. (2008) e Lindemann et al. (2010), sendo que os detalhes já foram apresentados na revisão das interfaces mecânicas existentes, no capítulo anterior.

## 5.2 Identificação das Necessidades dos Clientes

Durante a fase de projeto informacional foi considerada como cliente final, tendo relação direta com o novo produto, uma das maiores montadoras de automóveis, por dois motivos principais: (1) a relação comercial e técnica da empresa patrocinadora do projeto com a montadora e (2) o grande potencial deste cliente na tomada de decisão sobre o uso efetivo do novo conceito do produto. A avaliação do novo conceito requer a definição de critérios técnicos que não incorram em avaliações excessivamente subjetivas, para se evitar que considerações deficientes ocasionem desperdícios de tempo e recursos financeiros alocados no projeto. Além disso, o potencial de aplicação em sistemas de gerenciamento do motor que permitem redução do consumo de combustível e, conseqüentemente, emissões de gases poluentes da atmosfera, também foram considerados como clientes do projeto, com relação indireta, os Órgãos Governamentais de incentivo e regulação do meio-ambiente. Outros clientes com relação indireta com o novo produto são os motoristas, mecânicos de manutenção e proprietários de veículos automotores.

Identificaram-se também clientes intermediários para o projeto como os bancos e agências de financiamento. Clientes internos são considerados os colaboradores da Empresa-alvo envolvidos nos times de P&D, além de outras áreas, que participam por demanda de atividades de planejamento, projeto, fabricação, montagem e transporte do produto, entre outras.

A partir dos contatos realizados com o potencial cliente (montadora), foi possível o levantamento das principais necessidades dos clientes, conforme descrito a seguir.

Tornou-se perceptível ao longo da pesquisa a limitação acerca de histórico disponível sobre o uso de interfaces mecânicas AP por parte de clientes potenciais, já que ainda não foram totalmente validados pelas montadoras e não se configuram ainda como um produto efetivo no mercado automotivo.

Considera-se, portanto, que os clientes da interface mecânica AP para sistemas de partida são as montadoras de veículos, no sentido de que são essas empresas que vão adquirir os sistemas de partida para os veículos. As montadoras vêm, além disso, demonstrando a necessidade de aumentar a eficiência do MCI e que, portanto, possuem elevado interesse na evolução do sistema de partida e na sua interface mecânica convencional para viabilizar maior adoção no mercado dos SSV. Importante notar que a visão da montadora já traduz de forma ampla a necessidade dos clientes, já que o departamento de marketing das montadoras tem a missão de compreender as expectativas dos clientes e também a aceitação de seus veículos pelos mecânicos de manutenção. Por esse motivo, a compreensão da necessidade da montadora já é considerada suficiente e abrangente para a definição dos requisitos dos clientes da nova interface mecânica AP.

Entrevista realizada com profissional da organização-cliente para identificação das necessidades dos clientes apontou para o fato que o motorista de um automóvel não quer de forma alguma perceber que o motor do seu carro está continuamente desligando e religando a cada parada em um semáforo. Segundo a montadora, o cliente final, usuário do veículo, também não quer ter o desconforto de sentir vibração e ruído a cada parada do veículo em um trânsito congestionado das grandes cidades. Por outro lado, o dono do automóvel tem muito interesse na economia de combustível obtida com um SSV.

A necessidade de uma partida sem ruído e vibração, e elevada durabilidade da interface mecânica é indispensável para a evolução dos sistemas Stop-Start de segunda e terceira geração, que tratam, respectivamente dos termos *Change of Mind* e *Coasting*. Nos dois termos se trata do procedimento de desligar e religar o MCI com o veículo ainda em movimento, elevando o potencial de redução de combustível e emissões de gases poluentes.

No sistema de segunda geração quando o veículo estivesse ainda se aproximando do momento de parada essa condição seria detectada por um conjunto de sensores e o MCI seria desligado. Nesses casos o sistema de partida deve possuir a capacidade de dar a partida com o veículo ainda em movimento no caso de uma “mudança de ideia” (Por este motivo a denominação *Change of Mind*) do motorista, ou seja, o semáforo, que

estava vermelho, repentinamente muda para o verde, e o motorista do veículo percebendo que o sinal ficou verde volta a pisar forte no acelerador, e o MCI precisa ser religado, mesmo que o seu volante não esteja totalmente parado, situação que privilegia a interface mecânica que tenha um engrenamento permanente entre o motor auxiliar de partida e o MCI.

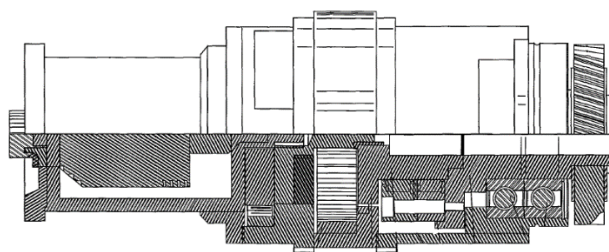
Na terceira geração do sistema, conforme proposto por Bosch (2013), seria o caso do veículo em uma rodovia, quando o mesmo não necessita de aceleração do motor para manutenção da velocidade, como, por exemplo, em um declive. O caso de mudança de ideia ocorre, por exemplo, quando surge um veículo mais lento à frente, e o motorista do veículo muda de faixa e acelera rapidamente para a ultrapassagem. Em tais situações a interface mecânica convencional AT não teria nenhuma condição de sucesso na tentativa de dar a partida no MCI. Os sistemas de segunda e terceira geração ainda carecem de uma interface mecânica de desempenho superior à atual para se tornar comercialmente viáveis.

Com base nessa abordagem inicial um time multifuncional formado por cerca de dez integrantes, tanto da empresa patrocinadora do projeto como de potencial cliente do novo sistema foi consultado para se obter uma opinião mais abrangente sobre as especificações de uma interface mecânica para sistemas de partida. As áreas envolvidas incluíram o Departamento de Pesquisa & Desenvolvimento, passando pela Engenharia Experimental, Marketing, Engenharia de Qualidade e representantes da Engenharia de Produto da montadora.

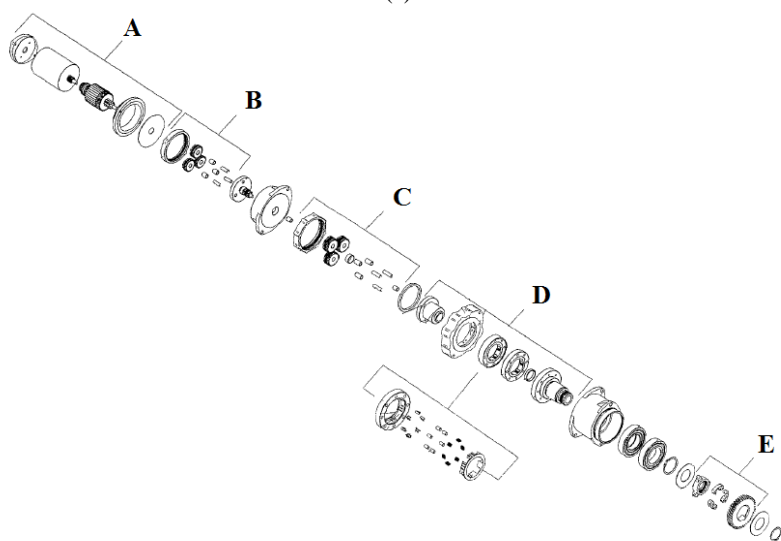
Inicialmente, solicitou-se uma análise e opinião do time multifuncional tendo como ponto de partida um conceito anterior desenvolvido e patenteado pela empresa patrocinadora do projeto, denominado “Unidade de Partida” (COMANDOLLI e GOMEZ, 2011). Trata-se de uma interface mecânica AP, e a análise crítica realizada foi direcionada para avaliar se o sistema atenderia ou não as necessidades dos clientes de uma interface mecânica AP com potencial para ser aplicada em SSV.

O resultado evidenciou que o sistema proposto por Comandolli e Gomez (2011) apresenta limitações para atender as necessidades dos clientes de novas interfaces mecânicas AP para sistemas de partida. Um dos aspectos relevantes é em relação ao custo do sistema. Estima-se que este pode atingir cerca de 4 (vezes) mais do que o sistema atual, sendo que o peso do sistema pode chegar ao dobro do sistema atual, com base na quantidade de subsistemas e componentes que pode ser evidenciado na Fig. 5.1.

Figura 5.1 – Vista (a) em corte e (b) explodida da Unidade de Partida.



(a)



(b)

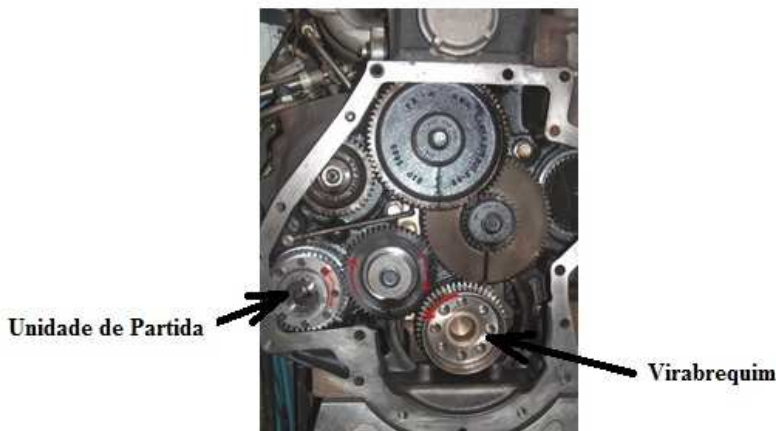
Fonte: Adaptada de Comandolli e Gomez (2011).

Pela Figura 5.1 o total estimado de componentes do sistema proposto se torna extremamente elevado:

Subsistema A=5 componentes +  
 Subsistema B=10 componentes +  
 Subsistema C= 12 componentes +  
 Subsistema D= 25 componentes +  
 Subsistema E= 5 componentes +  
 10 componentes avulsos  
 Total = 67 componentes.

Além disso, conforme se pode perceber na Fig. 5.2, a engrenagem da unidade de partida (componente nr. 1, na respectiva figura) deve ser instalada dentro do bloco do motor. E qualquer modificação no bloco do motor de combustão envolve menor chance do novo conceito ser avaliado e aprovado por parte dos fabricantes de MCI e das montadoras de veículos. Adicionalmente, observando-se ainda a Fig. 5.2, percebe-se também que a Unidade de Partida foi desenvolvida somente para MCI que possui um sistema de acessórios do motor acionado por corrente e engrenagens. Por outro lado, observa-se em todos os veículos de passeio lançados recentemente uma clara tendência de acionamento do sistema de acessórios por meio de sistema de polias-correia.

Figura 5.2 – Vista frontal de um MCI com protótipo da “Unidade de Partida”.



Fonte: Elaborada pelo autor.

### 5.3 Definição dos Requisitos dos Clientes

Os requisitos dos clientes foram determinados pela análise das suas necessidades, seguindo a metodologia proposta. Com base na contribuição de opiniões obtidas do time multifuncional da empresa patrocinadora do projeto, apresentada na seção anterior, a recomendação foi desenvolver um novo conceito de interface mecânica AP, tendo em vista as lacunas atuais para evolução das interfaces mecânicas para sistemas de partida e atendimento dos requisitos de SSV, evidenciadas no



conceito de *Unidade de Partida* e nas interfaces mecânicas citadas anteriormente.

Um desdobramento em 6 (seis) requisitos de clientes para o desenvolvimento de um novo conceito de interface mecânica AP foi proposto, conforme apresentado na Tabela 5.1.

Uma classificação da importância dos requisitos dos clientes pode ser atribuída com base em um valor numérico em uma dada escala. Adota-se a sugestão dada por Hauser e Clausing (1988), que recomenda que sejam estabelecidos valores relativos para cada requisito através do julgamento da própria equipe de desenvolvimento. A terceira coluna da Tabela 5.1 apresenta a ordem de importância dos requisitos dos clientes com base na avaliação da equipe multifuncional de desenvolvimento do projeto, sendo a prioridade 1 os requisitos de maior relevância, até o último, indicado com a prioridade número 5.

Tabela 5.1 - Requisitos dos clientes da interface mecânica.

Item	Requisito	Prioridade
A	Melhor desempenho nos SSV	2
B	Baixo peso	4
C	Partida do MCI rápida e c/ baixo ruído/vibração	5
D	Aplicação em qualquer MCI	1
E	Baixo custo	3
F	Instalação sem necessidade de modificar MCI	1

Fonte: Elaborada pelo autor.

#### 5.4 Definição dos Requisitos do Projeto

A partir dos requisitos dos clientes são definidos os requisitos de projeto da nova interface mecânica AP.

Os requisitos de projeto levam em conta atributos, entre outros:

- Funcionais
- Ergonômicos

- De segurança
- De confiabilidade
- De modularidade
- Estéticos
- Legais

Com base na definição dos requisitos de projeto, pode-se realizar uma avaliação comparativa entre as interfaces mecânicas AP existentes, bem como para auxiliar o desenvolvimento do novo conceito. A tradução dos requisitos de usuário indica uma forma de interpretar cada um deles em uma linguagem técnica orientada ao objeto em estudo. Na medida do possível, os requisitos devem ser expressos através de parâmetros mensuráveis.

Com base na opinião de um time multifuncional foi efetuada a conversão dos requisitos dos clientes em requisitos do projeto, considerando as recomendações citadas anteriormente, e o resultado é apresentado na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Requisitos do projeto da interface mecânica.

Item	Requisito	Unidade
1	Padrão de fixação no bloco do MCI Diâmetro do volante	Sem modificação no bloco do MCI
2	Durabilidade elevada (+) torque transmissível (-) torque de roda-livre	Ciclos de partida N.m N.m
3	(-) Custo do sistema	R\$
4	(-) Peso total do sistema	kg
5	(-) Tempo de partida (-) Ruído durante a partida (-) Vibração durante a partida	ms dB(A) Aceleração (m/s <sup>2</sup> )
6	Compatível com qualquer tipo de MCI	Utiliza interface comum a todos os tipos de MCI

Fonte: Elaborada pelo autor.

A conversão de requisitos de clientes em requisitos de projeto busca estabelecer características de engenharia do produto. Em essência, são os atributos do produto que podem ser manipulados (modificados, retirados, incluídos, ampliados, diminuídos, etc.) para satisfazer os requisitos dos clientes.

A tradução dos requisitos de clientes em requisitos de projeto tem algumas particularidades, sendo possível, por exemplo, que um requisito de usuário possa ser expresso por vários parâmetros, dimensões ou requisitos de projeto. Em geral define-se cada requisito de projeto com uma unidade de medição e um sinal qualificador da modificação desejada. Por exemplo, “+ peso do produto (kg)” estabelece que a característica peso do produto (ou da peça) é medida em quilogramas e sua magnitude deve ser aumentada (+) pela solução adotada.

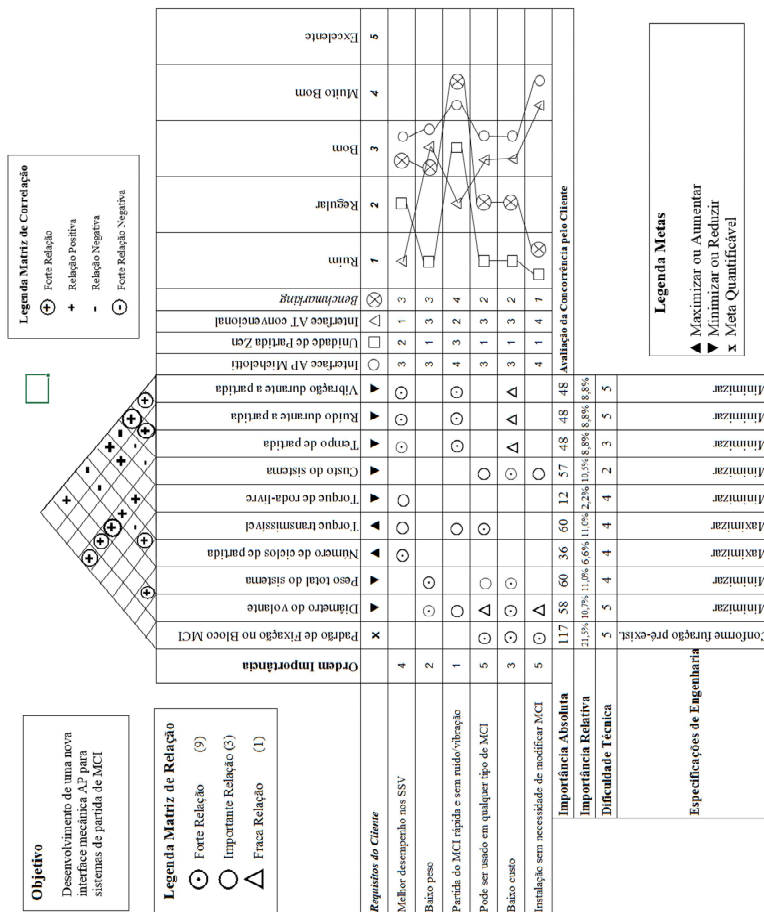
No caso de não se conseguir estabelecer uma unidade do sistema internacional de unidades (SI) opta-se por uma unidade percentual (qualitativa) ou mesmo nenhuma unidade é considerada. Pode-se fazer uso de um glossário com uma lista de termos, atributos de produtos ou questionamentos, conforme proposto por Blanchard e Fabricky (1990), ou seja, o uso de perguntas que auxiliam a tradução dos requisitos de clientes em requisitos de projeto.

### 5.5 Hierarquizar os Requisitos de Projeto

A partir da listagem dos requisitos de projeto, novamente com a colaboração de um time multifuncional, elaborou-se um QFD da interface mecânica AP, como forma de hierarquizar os requisitos de projeto, priorizando os parâmetros mais relevantes sob o ponto de vista do cliente e também com base na complexidade técnica das alternativas, considerando a tecnologia disponível na empresa patrocinadora do projeto e detentora dos direitos de titularidade do pedido de patente. O QFD assim elaborado é apresentado na Fig. 5.3.

Na parte central da casa da qualidade (QFD), na chamada matriz de relacionamentos, é onde há interseção entre linhas e colunas da matriz. Cada interseção corresponde a um relacionamento entre um requisito de projeto e um requisito de usuário. Conforme evidenciado por Hauser e Clausing (1988), observa-se que, na parte central da Casa da Qualidade, todos os requisitos de projeto definidos podem ser considerados como efetivamente necessários, visto que cada requisito de projeto afeta, pelo menos, um requisito de usuário.

Figura 5.3 – Matriz QFD da Interface Mecânica AP.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Outro aspecto relevante é obtido do QFD a partir do somatório, em cada coluna, do produto do valor do relacionamento pelo peso de importância porcentual do requisito do usuário. O resultado é uma ordenação de prioridade dos requisitos de projeto em função da importância atribuída pelo usuário às suas necessidades e da taxa de melhoria pretendida pela empresa. O grau de importância absoluta e relativa permitiu hierarquizar os requisitos de projeto.

A hierarquização obtida com o QFD indica como prioridade o padrão de fixação do sistema no bloco do MCI, ou seja, uma fixação simples e sem modificações que dificultem a aceitação do novo conceito.

Em seguida o torque transmissível e o peso total do sistema aparecem como relevantes. É compreensível que torque transmissível elevado significa a possibilidade de aplicar o sistema em qualquer tipo de MCI. E o peso total reduzido também está alinhado com as tendências de aumento da eficiência do MCI.

Muito próximos ficaram o Diâmetro do volante e o Custo total do sistema. Obviamente que existe forte correlação entre os dois, e que o Custo total do sistema é seguramente um dos parâmetros mais relevantes.

Em uma escala menor aparecem os requisitos relacionados com o aumento do desempenho dos SSV, englobando: Tempo de partida, baixo ruído e vibração. Seguido por parâmetros de durabilidade elevada do sistema, definidos pelo número de ciclos de partida e o baixo torque de roda-livre.

Por fim o QFD elaborado permitiu uma análise relevante, com a contribuição das opiniões do time multifuncional, acerca do novo conceito, por meio da avaliação do “telhado” da Casa da Qualidade. Nesta seção da matriz é relevante compreender o compromisso que existe entre as especificações de projeto. O grau de relacionamento define o quanto a alteração de um dado requisito de projeto vai influenciar em outro.

Os tipos de relacionamentos observados foram os seguintes:

- Fortemente positivo: este relacionamento indica que, quando se efetua uma variação para melhorar um requisito de projeto “j”, também melhorará fortemente o requisito de projeto “k”. No caso da interface mecânica AP o aumento do diâmetro do volante gera um aumento de peso do sistema. Um aumento no torque transmissível se traduz fortemente em um maior número de ciclos de partida. Um tempo de partida menor representa menor ruído e vibração. E o custo total do sistema é fortemente influenciado pelo padrão de fixação da interface, pelo peso total e pelo diâmetro do volante.

- **Médio positivo:** este relacionamento é similar ao anterior, porém, uma melhora num requisito "x", melhora o requisito de projeto "y" com menos intensidade. Trata-se de um valor intermediário de relacionamento ou que define uma intensidade menor do relacionamento que ocorre entre os parâmetros. No caso da interface mecânica AP a análise foi dependente da experiência do autor da presente pesquisa e da equipe multifuncional. O custo total do sistema seria influenciado, com menos intensidade, pelo requisito do número de ciclos de partida (durabilidade do sistema) e pela capacidade de torque transmissível. O aumento do torque de roda-livre afetaria no aumento do ruído e vibração durante o ciclo de partida. E a dimensão do volante afetaria, também em menor intensidade, a vibração durante o ciclo de partida.
- **Fortemente negativo:** este é um caso em que, se forem adotadas medidas que melhoram o requisito de projeto "x" deverá ocorrer uma considerável piora no requisito de projeto "y", ou seja, ocorrerão efeitos contrários consideráveis entre os dois requisitos. No caso, não foram identificados requisitos com tal característica na interface mecânica AP.
- **Médio negativo:** caso análogo ao anterior, sendo que os efeitos contrários entre os dois requisitos são de menor intensidade. No caso da interface mecânica AP foram identificados que o requisito de número de ciclos de partida (durabilidade) é inversamente afetado pelo maior torque de roda-livre ou pelo maior ruído e vibração durante a partida. E o custo total do sistema tende a aumentar quando se buscam alternativas para reduzir o tempo de partida, o ruído e a vibração.
- As células em branco indicam que não deve haver efeitos mútuos entre os requisitos de projeto relacionados.

## 5.6 Especificações de Projeto

Dos requisitos de projeto obtêm-se as especificações de projeto que serão utilizadas na fase seguinte (Projeto Conceitual) para direcionar a criação do novo conceito de interface mecânica AP. Para cada requisito de projeto devem-se prever grandezas mensuráveis e métodos de verificar se a solução proposta atende o requisito de projeto.

Na redação das especificações do projeto avaliou-se a real necessidade dela dentro do escopo do novo conceito, além de definir uma forma de verificação e um critério de aceitação da mesma.

As especificações são utilizadas também como pontos de partida no planejamento e execução de testes de validação do produto. As especificações de projeto do produto são referência para o desdobramento nas especificações de projeto dos subsistemas até ao nível de componentes. Como exemplo, o custo total do produto deve ser composto pelos custos desdobrados até o nível de subsistemas ou componentes. As especificações de projeto, juntamente com a forma de verificação e o critério de aceitação, são detalhadas na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Especificações de projeto da interface mecânica.

Especificação	Verificação	Critério de Aceitação
1- Instalação “Plug-and-Play” em MCI existente	Instalação do protótipo no MCI	Instalação sem alteração no MCI
2- Dimensões dentro do “envelope” do volante	Instalação do protótipo no MCI	Instalação sem alteração no MCI
3- Durabilidade elevada	Potencial do projeto do sistema escolhido	Durabilidade teórica do sistema escolhido
4-Elevado torque de partida	Torque máx. teórico do sistema escolhido	Capacidade de torque para partida de MCI de grande porte
5 - Baixo torque de roda-livre	Torque de roda-livre no teste do protótipo	Menor torque de roda-livre que sistema atual
6 –Baixo custo	Potencial do projeto do sistema escolhido	Custo estimado até 130% do sistema atual
7 - Menor tempo de partida	Potencial do projeto do sistema escolhido	Menor tempo de partida do que o sistema atual

Fonte: Elaborada pelo autor.

Na Especificação 1 foca-se na questão da facilidade de instalação e fixação do sistema no MCI. Nesse caso, adotar um padrão de furação e parafusos idênticos aos utilizados para fixação do volante do MCI da aplicação escolhida é a recomendação mais relevante. Quando se trata da Especificação 2, deve-se atentar para que o sistema tenha dimensões que não acarretem na necessidade de alteração no bloco do motor, ou seja, que as dimensões máximas não ultrapassem o “envelope” do volante da

aplicação atual. No caso das especificações 1 e 2, a instalação do protótipo em um MCI original pode comprovar o acerto das especificações do projeto.

A especificação 3 trata da estimativa de durabilidade, fator decisivo para o futuro do sistema em SSV. A avaliação final da durabilidade do sistema vai além do escopo da presente pesquisa, porém o potencial do projeto pode ser um critério de verificação e também de aceitação, já que se pode presumir que uma condição de sistema com engrenamento permanente será sempre superior ao engrenamento intermitente em termos de menor desgaste. E um sistema de transmissão de torque baseado em atrito, conforme a interface mecânica convencional, há a dificuldade de atingir requisito de número de ciclos de partida multiplicados por um fator de 10 (que é a estimativa para a vida útil da interface mecânica para SSV em relação aos sistemas atuais).

A especificação 4, relacionada com a alta capacidade de torque de partida, também remete ao critério de durabilidade do sistema. Mas também a seu potencial de ser aplicado em qualquer modelo de MCI, e não somente em motores de pequeno porte. Os critérios de verificação devem ser baseados no torque máximo teórico, obtido por cálculo analítico, e o critério de aceitação pode ser feito com base em teste de partida de protótipos no MCI objeto do desenvolvimento da aplicação.

A especificação 5, relativa ao baixo torque de roda-livre, de forma similar, indica o potencial de durabilidade do sistema. Um torque de roda-livre nulo garante uma durabilidade elevada do sistema, seja ou não baseado em atrito. Critérios de verificação e aceitação são os testes do protótipo, que evidenciem o torque de roda-livre obtido no sistema proposto.

A especificação 6 trata do requisito de baixo custo, de forma a se ter um sistema viável economicamente e com potencial de expandir o mercado de SSV atual. A estimativa de custo da nova interface AP com base em comparativo com sistemas existentes e avaliação subjetiva da complexidade da mesma comparada com o sistema atual permitem estimar o potencial da solução proposta. O critério de aceitação é que o custo estimado não deve ser superior a 1,30 do custo do sistema convencional (incremento de 30%).

Por fim, a especificação 7 trata do tempo de partida, fator crítico para evidenciar o potencial do sistema proposto ser adotado para ampliação do mercado atual de SSV. Teste de um protótipo do sistema proposto, onde dados experimentais possam evidenciar qual o tempo do ciclo de partida do novo sistema comparado com o sistema convencional é um critério de aceitação adequado.



## 5.7 Considerações Finais

A pesquisa de informações sobre o tema evidenciou as limitações, tanto técnicas como econômicas, que previnem uma transição efetiva da interface mecânica convencional de sistemas de partida, adotada em praticamente todos os veículos automotores, para novos conceitos, que permitam contribuir para melhor eficiência dos MCI são discutidos na presente seção.

Percebe-se claramente uma lacuna de conceitos inovadores de interfaces mecânicas AP para sistemas de partida, fato que contribui para a presença limitada de SSV no mercado automotivo brasileiro. O desenvolvimento de interfaces mecânicas AP esbarra atualmente na viabilidade técnica e econômica dos conceitos apresentados até o momento comparados com a funcionalidade e o custo da interface mecânica convencional dos sistemas de partida utilizados nos veículos automotores atuais.

A pesquisa realizada na fase de Projeto Informacional permitiu determinar as especificações de projeto, as quais se configuram nos dados de entrada para a próxima fase, que trata do Projeto Conceitual da interface mecânica AP, a ser apresentado e discutido a seguir.



## Capítulo 6

### Projeto Conceitual da Nova Interface Mecânica

Este capítulo trata do projeto conceitual da nova interface mecânica, e o mesmo segue a estrutura do artigo publicado pelo autor da presente pesquisa no *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* (MICHELOTTI; SILVA, 2016), no que tange ao estudo conceitual da nova interface mecânica, excetuando-se o conteúdo do artigo que se refere à modelagem dinâmica do sistema proposto.

A metodologia utilizada por Michelotti e Silva (2016) também está condizente com a proposta da presente tese, apresentada no Cap. 2, e fundamentada na definição de uma função global e seu desdobramento em funções básicas, a busca por princípios de solução e a seleção final do melhor conceito concebido durante o processo.

Recorda-se que a lacuna no Estado da Arte em sistemas de partida, mais especificamente no subsistema denominado Interface Mecânica, foi a principal motivação da pesquisa e pode ser evidenciada a partir do estudo apresentado na fase de Projeto Informacional, no capítulo anterior. Foi possível compreender, por exemplo, as limitações das interfaces mecânicas dos sistemas de partida atuais, principalmente para atender os novos requisitos e expectativas impostos pela recente tecnologia de parada e partida automáticas em SSV, limitações que podem direcionar a geração de novos conceitos de interfaces mecânicas para sistemas de partida.

A sequência lógica de atividades também já foi aplicada por outros pesquisadores, como Reis (2003), e compreende os seguintes passos:

- Analisar o escopo do problema (dados de entrada);
- Estabelecer a função global e as estruturas funcionais;
- Pesquisar princípios de solução (Matriz morfológica);
- Combinar princípios de solução;
- Detalhar os conceitos alternativos;
- Avaliar a melhor concepção (Matriz de decisão).

#### 6.1 O Escopo do Projeto Conceitual

Analisando o escopo do problema, recorda-se que existe uma lacuna nas interfaces mecânicas AT e AP para sistemas de partida com as novas demandas em SSV. Entende-se que a interface mecânica AT pouco

evoluiu na sua forma conceitual, e os conceitos de interfaces mecânicas AP ainda não se tornaram realidade no mercado automotivo. A configuração do sistema de interface mecânica AP em si já demonstra vantagens potenciais em relação à tradicional interface AT: (1) maior durabilidade, (2) menor tempo de partida e (3) menor nível de ruído e vibração. Tudo isso por conta de sua condição de engrenamento permanente na interface pinhão-coroa, ao invés do sistema convencional de engrenamento intermitente. Mesmo assim, os conceitos existentes de interfaces AP são mais complexos, ao serem comparados com o sistema convencional. Por consequência, isso tende a dificultar sua aceitação e viabilidade, tanto técnica como econômica.

Nesta etapa da pesquisa busca-se abstrair o conceito de interface mecânica, tanto daquele utilizado em sistemas de partida convencionais quanto aqueles patenteados e/ou divulgados por empresas do setor como novas tecnologias para sistemas de partida. A partir deste processo consegue-se identificar a função global e suas funções básicas, bem como ampliar os princípios de solução e possíveis combinações que venham a satisfazer as funções nos conceitos atuais e em eventuais inovações (novos conceitos). Para isso faz-se uso do método da matriz morfológica, apresentado no Capítulo 2, para uma visão mais abrangente de alternativas que possam gerar combinações inovadoras de princípios de solução, que demonstrem potencial de gerar o desenvolvimento de um produto totalmente novo, em se tratando de interface mecânica AP.

O sistema de partida convencional é um sistema de múltiplos domínios, abrangendo componentes mecânicos, elétricos e de controle. O sistema de partida é concebido para transformar a energia elétrica em energia mecânica conforme descrição apresentada anteriormente. Considerando-se a definição de interfaces mecânicas para os sistemas de partida, uma abstração dos conceitos pré-existentes pode contribuir para se entender as similaridades e diferenças entre as interfaces mecânicas AT e AP, e também para se obter uma visão clara das funções e possíveis alternativas, na busca por novos conceitos.

A Tabela 6.1 resume as diferenças, com base na tecnologia adotada e nas funções básicas correspondentes, das interfaces mecânicas AT e AP.

Tabela 6.1 – Tecnologia e funções básicas das interfaces mecânicas AT e AP.

<b>Interface Mecânica</b>	<b>Tecnologia</b>	<b>Funções básicas</b>
AT	Motor de partida e acoplamento com pinhão-coroa	Roda-livre Movimento de avanço/retorno Transmissão de torque por meio de par engrenado Acoplado/desacoplado Torque do motor Elétrico
AP	Motor de partida e acoplamento com pinhão-coroa	Roda-livre Transmissão de torque por meio de par engrenado Permanentemente acoplado Torque do motor elétrico
	Motor-gerador integrado e acoplamento com polias-correia	Acoplamento permanente Transmissão de torque por correia Rotação alternador Torque do motor elétrico

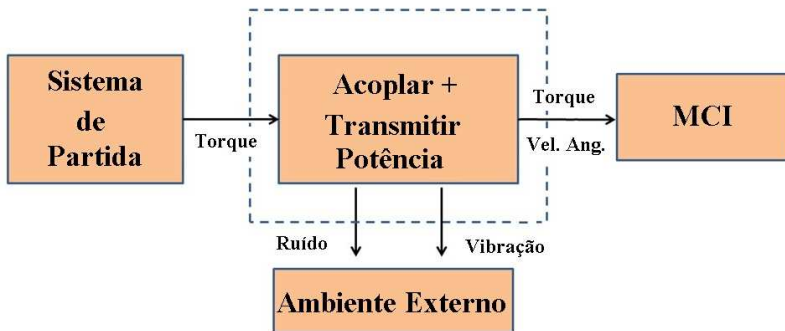
Fonte: Elaborada pelo autor.

## 6.2 A Função Global da Interface Mecânica

Segundo Michelotti e Silva (2016), para estabelecer a função global da interface mecânica pode-se entender a mesma como tendo a função de acoplar o sistema de partida, ou mais especificamente o motor elétrico auxiliar de partida, ao MCI, permitindo a transmissão de potência, na forma de torque, para promover o giro (velocidade angular) e a partida do MCI (Fig. 6.1). A função “acoplar”, engloba, ainda, uma função transiente, ou seja, o acoplamento é requerido para a transmissão de

torque, e soluções devem ser previstas para que tal acoplamento não prejudique o funcionamento do motor elétrico ou do MCI durante o efeito de ultrapassagem do MCI.

Figura 6.1 – Função global da interface mecânica AP.



Fonte: Adaptada de Michelotti e Silva (2016).

### 6.3 Estrutura Funcional das Interfaces Mecânicas

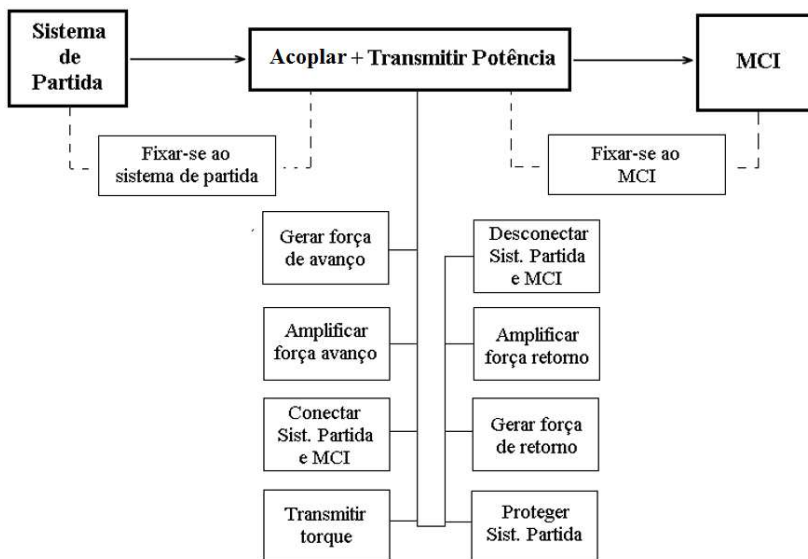
Seguindo o método proposto no trabalho de Michelotti e Silva (2016), as estruturas funcionais das principais interfaces mecânicas para sistemas de partida são descritas de forma abstrata por meio de sua função global e posterior decomposição em funções básicas. Posteriormente, as funções básicas podem ser atendidas por conjuntos de princípios de solução. Verifica-se, a seguir, a estrutura funcional da interface mecânica AT, da interface mecânica AP por correia e da interface mecânica AP por pinhão-coroa, mais relevantes para o estudo conceitual do novo produto.

#### 6.3.1 Estrutura Funcional da Interface Mecânica AT

Uma série de funções básicas são requeridas para atender a função global (acoplar e transmitir potência do motor auxiliar de partida para o MCI) no caso de sistemas de partida que utilizam uma interface mecânica do tipo AT. A função global nesse caso é desdobrada desde a amplificação da força de avanço para o movimento de translação do impulsor de partida ou o pinhão, para que possa engrenar com a coroa localizada no MCI, até a amplificação da força de retorno para desacoplar o sistema de partida assim que ocorre a ultrapassagem e o MCI entra em funcionamento autônomo.

O desdobramento da função global em funções básicas para este sistema, como proposto por Michelotti e Silva (2016) é mostrado no diagrama de blocos apresentado na Fig. 6.2.

Figura 6.2 – Estrutura funcional da interface mecânica AT.



Fonte: Adaptada de Michelotti e Silva (2016).

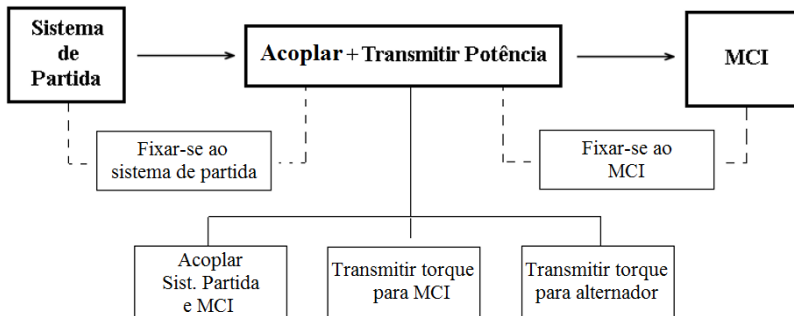
### 6.3.2 Estrutura Funcional da Interface Mecânica AP por correia

De acordo com Michelotti e Silva (2016) neste tipo de interface o motor-gerador integrado (B-ISG) combina a função de motor de partida e alternador em uma unidade única. O desdobramento da interface mecânica AP por correia em suas funções básicas é indicado no diagrama de blocos da Fig. 6.3.

Em uma comparação com o sistema anterior (AT) pode-se verificar que o número de funções básicas é reduzido. Como o motor auxiliar de partida permanece continuamente acoplado ao MCI pela correia do sistema de acessórios do motor, o sistema é mais simples, porém conta com algumas limitações relacionadas com o escorregamento da correia, que limita sua capacidade máxima de transmissão de torque. A

necessidade de um inversor AC/DC também acarreta um custo adicional quando comparado com a interface convencional.

Figura 6.3 – Estrutura funcional da interface mecânica AP por correia.



Fonte: Adaptada de Michelotti e Silva (2016).

### 6.3.3 Estrutura Funcional da Interface Mecânica AP com Pinhão-Coroa

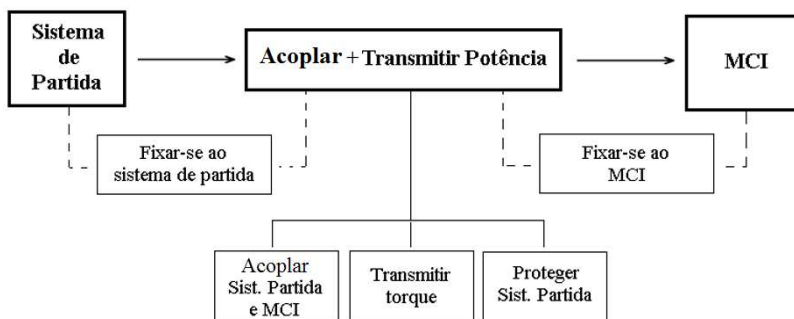
O desdobramento da função global em funções básicas para a interface mecânica AP com pinhão-coroa é indicado pelo diagrama de blocos mostrado na Fig. 6.4 (MICHELOTTI; SILVA, 2016). Pode-se perceber o reduzido número de funções básicas comparado com a interface AT, para atender a função global de acoplar e transmitir potência entre o sistema de partida e o MCI.

Pelo fato da interface pinhão-coroa permanecer sempre engrenada as funções básicas da interface AT, requeridas para o avanço e retorno do pinhão para executar o ciclo de partida, não são necessárias. A concepção do produto com essa lógica reduz a lista de funções para tão somente aquelas indispensáveis para o atendimento da função global de acoplar e transmitir torque para a partida do MCI.

Aliada à estrutura funcional simplificada, comparada com a interface mecânica AT, tem-se a maior durabilidade da interface AP, o que pode ser notadamente perceptível pela ausência do acoplamento e desacoplamento intermitente do pinhão com a coroa, fixada ao volante do MCI. Dessa forma, evitam-se eventuais danos por impacto dente-com-dente da interface pinhão-coroa (quando um dente do pinhão não encontra um flanco da engrenagem coroa fixada no volante).



Figura 6.4 – Estrutura funcional da interface mecânica AP por pinhão-coroa.



Fonte: Adaptada de Michelotti e Silva (2016).

Na interface mecânica AT, o par engrenado é sucessivamente danificado até o ponto em que não é mais possível efetuar a transmissão do torque requerido para a partida. Outras vantagens evidentes da interface AP são a redução do ciclo de partida e o menor ruído e vibração, pela ausência do tempo de avanço e também pela ausência do impacto de acoplamento do pinhão com a coroa.

#### 6.4 Princípios de Solução para as Interfaces Mecânicas

Para a busca por princípios de solução para cada função básica a metodologia proposta no presente trabalho segue a mesma sistemática apresentada por Michelotti e Silva (2016), no qual se propõe uma mescla de métodos criativos como *brainstorming*, métodos convencionais como busca em patentes, e métodos sistemáticos (matriz morfológica).

A matriz morfológica auxilia o processo de forma bastante efetiva, pelo fato de destacar claramente os princípios de solução para cada função. Obtêm-se, a seguir, os princípios de solução por meio de esforços criativos, busca de patentes, catálogos de elementos de máquinas e outros meios disponíveis. Importante salientar que se optou por indicar na presente pesquisa princípios de solução baseados em tecnologias já disponíveis.

As funções listadas no Quadro 6.1 podem se referir tanto aos conceitos de interfaces mecânicas AT como AP de sistemas de partida.

Quadro 6.1 – Matriz Morfológica da interface mecânica para sistemas de partida automotivos.

MATRIZ MORFOLÓGICA - INTERFACE MECÂNICA PARA SISTEMAS DE PARTIDA						
Funções		Princípios de Solução				
		1	2	3	4	5
1	Gerar força de avanço	S-1-1 Solenóide c/ êmbolo 	S-1-2 Cilindro Pneumático 	S-1-3 Mola 	S-1-4 Cilindro Hidráulico 	
2	Amplificar força de avanço	S-2-1 Alavanca 	S-2-2 Cilindro Pneumático 	S-2-3 Cilindro Hidráulico 		
3	Conectar Sistema de Partida e MCI	S-3-1 Eixo c/ estriado helicoidal 	S-3-2 Polias-Correia 	S-3-3 Eixo coaxial 	S-3-4 Embreamento 	
4	Transmitir torque para o MCI	S-4-1 Engrenagem 	S-4-2 Polias-Correia 	S-4-3 Eixo coaxial 	S-4-4 Embreamento 	S-4-5 Planetária 
5	Proteger o Motor de Partida	S-5-1 Roda-livre/Roletes 	S-5-2 Roda-livre/Sprags 	S-5-3 Roda-livre/Palheta 	S-5-4 Roda-livre/Catraca 	S-5-5 Roda-livre/Cunha 
6	Gerar força de retorno	S-6-1 Solenóide c/ êmbolo 	S-6-2 Cilindro Pneumático 	S-6-3 Mola 	S-6-4 Cilindro Hidráulico 	
7	Amplificar força de retorno	S-7-1 Alavanca 	S-7-2 Cilindro Pneumático 	S-7-3 Cilindro Hidráulico 		
8	Desconectar Sistema de Partida e MCI	S-8-1 Eixo c/ estriado helicoidal 	S-8-2 Embreamento 			
9	Fixar-se ao sistema de partida	S-9-1 Eixo c/ estriado helicoidal 	S-9-2 Polias-Correia 	S-9-3 Montagem Interferência 		
10	Fixar-se ao MCI	S-10-1 Fixado ao volante 	S-10-2 Polias-Correia 	S-10-3 Eixo coaxial 	S-10-4 Montagem Interferência 	
11	Transmitir torque para o alternador	S-11-1 Engrenagem 	S-11-2 Polias-Correia 			

Fonte: Elaborado pelo autor.

No método da matriz morfológica as novas alternativas de projeto com base na combinação de princípios de solução devem levar em consideração a compatibilidade física e geométrica entre esses princípios, além da conexão entre os componentes do novo sistema proposto de forma a permitir a transferência de energia, material e sinal.

## 6.5 Combinações de Princípios de Solução

Com base na matriz morfológica mostrada no Quadro 6.1 podem-se buscar as combinações de princípios de solução que definem os atuais conceitos de interfaces mecânicas, assim como prover novas combinações que possam configurar o desenvolvimento de novos conceitos, com base em um novo conjunto de princípios de solução ainda desconhecido. Dessa forma, seguindo o resultado obtido por Michelotti e Silva (2016) apresentam-se as alternativas de conceitos, organizados na forma de quadros, onde consta, na primeira coluna, o número de referência indicado na matriz morfológica (Quadro 6.1). Assim, os códigos indicados nos quadros 6.2 a 6.5, a seguir, são baseados na combinação de linha e coluna de cada princípio de solução extraído da Matriz Morfológica.

### 6.5.1 Interface Mecânica AT

Michelotti e Silva (2016) obtêm este conceito através da combinação de princípios de solução conforme Quadro 6.2.

Quadro 6.2 – Conjunto de princípios de solução da interface mecânica AT.

Item	Princípio de Solução	Função
S-1-1	Solenóide c/ Êmbolo	Gerar força de avanço
S-2-1	Alavanca	Amplificar força de avanço
S-3-1	Eixo c/ estriado	Acoplar sistema de partida e MCI
S-4-1	Engrenagem	Transmitir torque para o MCI
S-5-1	Roda-livre/Roletes	Proteger o motor de partida
S-6-1	Solenóide c/ Êmbolo	Gerar a força de retorno

(Continua)

(Continuação)

<b>Item</b>	<b>Princípio de Solução</b>	<b>Função</b>
S-7-1	Alavanca	Amplificar força de retorno
S-8-1	Eixo c/ estriado	Desacoplar sist. partida e MCI
S-9-1	Eixo c/ estriado	Fixar-se ao sistema de partida
S-10-1	Fixado ao volante	Fixar-se ao MCI

Fonte: Adaptado de Michelotti e Silva (2016).

### **6.5.2 Interface Mecânica AP por Correia (B-ISG)**

O conceito da interface mecânica AP por correia é apresentado por Michelotti e Silva (2016) por meio da combinação de princípios de solução indicados na Tab. 6.3. Como se pode notar várias funções da interface mecânica AT são eliminadas, e a lista de princípios de solução requeridos é reduzida quando comparada com a interface mecânica AT apresentada anteriormente.

Quadro 6.3 – Conjunto de princípios de solução do sistema B-ISG.

<b>Item</b>	<b>Princípio de Solução</b>	<b>Função</b>
S-3-2	Polias-correia	Acoplar sistema de partida e MCI
S-4-2	Polias-correia	Transmitir torque para o MCI
S-9-2	Polias-correia	Fixar-se ao sistema de partida
S-10-2	Polias-correia	Fixar-se ao MCI
S-11-2	Polias-correia	Transmitir torque p/ alternador

Fonte: Adaptada de Michelotti e Silva (2016).

### **6.5.3 Interface Mecânica AP por Pinhão-Coroa**

Este conceito é apresentado por Michelotti e Silva (2016) por meio da combinação dos princípios de solução listados no Quadro 6.4 (códigos dos itens conforme a matriz morfológica – Quadro 6.1).

Quadro 6.4 – Conjunto de princípios de solução para a interface mec. AP.

Item	Princípio de Solução	Função
S-4-1	Engrenagem	Transmitir torque para o MCI
S-5-1	Roda-livre/ <i>Sprags</i>	Proteger o motor de partida
S-9-3	Mont. p/ interferência	Fixar-se ao sistema de partida
S-10-1	Fixado ao volante	Fixar-se ao MCI

Fonte: Adaptada de Michelotti e Silva (2016).

Com base na adoção do método da matriz morfológica, os conceitos de interface mecânica para sistemas de partida foram definidos em termos de princípios de solução. Na próxima seção, seguindo a mesma lógica, apresenta-se a proposta do novo conceito de interface mecânica AP, gerado a partir das alternativas dos princípios de solução pesquisados, propondo uma nova configuração.

## 6.6 O Novo Conceito de Interface Mecânica AP

A partir da análise dos conceitos pelo conjunto de seus respectivos princípios de solução, a proposta é avaliar novas alternativas de conceitos para uma interface mecânica a ser utilizada em sistemas de partida.

Percebe-se, claramente, que a interface mecânica preferencial para atender os requisitos e especificações de projeto (Identificados no Cap. 5) deve passar pela adoção do conceito de interface AP por Pinhão-Coroa, buscando um conceito que tenha potencial para ser mais simples e de menor custo do que os conceitos existentes, e que possa ser aplicado em todos os tipos de MCI. Por esse motivo a interface mecânica AP por correia apresenta uma limitação técnica relacionada com a capacidade de transmissão de torque, o que inviabiliza sua adoção em todos os tipos de MCI.

O estudo abstrato das funções e princípios de solução para os diversos conceitos de interfaces mecânicas AT e AP baseado no método proposto por Michelotti (2016) permitiu identificar e gerar um novo conceito de interface mecânica AP para sistemas de partida de MCI.

Seguindo a listagem de itens da Matriz Morfológica (Quadro 6.1), o novo conjunto de princípios de solução proposto está indicado no Quadro 6.5, a seguir.

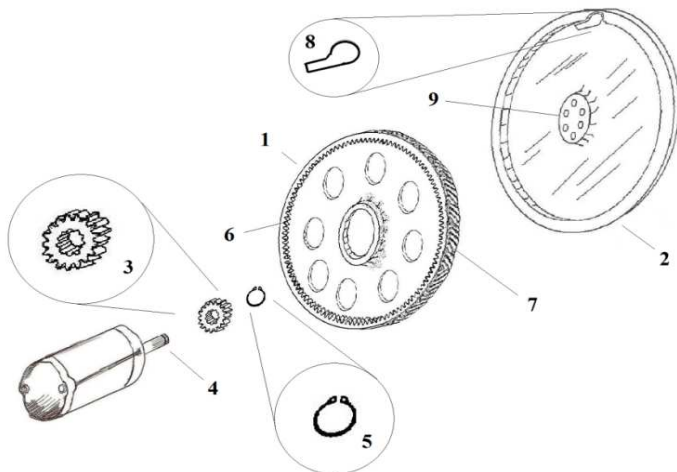
Quadro 6.5 – Conjunto de princípios de solução para o novo conceito de interface mecânica AP.

Item	Princípio de Solução	Função
S-4-1	Engrenagem	Transmitir torque para o MCI
S-5-1	Roda-livre/Palhetas	Proteger o motor de partida
S-9-3	Mont. p/ interferência	Fixar-se ao sistema de partida
S-10-1	Fixado ao volante	Fixar-se ao MCI

Fonte: Adaptado de Michelotti e Silva (2016).

A partir da análise de compatibilidade física e geométrica do conjunto de princípios de solução proposto, e da possível conexão entre os componentes de forma a permitir a transferência de energia, material e sinal, um croqui preliminar do sistema foi desenvolvido (Fig. 6.5). O esquema apresentado na Fig. 6.5 foi elaborado para o depósito inicial da patente de invenção (MICHELOTTI, 2014).

Figura 6.5 – Esboço do novo conceito de interface mecânica AP.



Fonte: Adaptada de Michelotti (2014).

Nota-se que, de acordo com a numeração da Fig. 6.5, os componentes principais do sistema seriam: a coroa (1) que é montada sobre um rolamento ou bucha no volante (2) do MCI, podendo ter

movimento relativo entre ele. Uma engrenagem pinhão (3) que é fixada no eixo induzido (4) do motor elétrico auxiliar de partida por meio de montagem por interferência ou estriado reto, podendo ainda ter um anel de retenção (5) para evitar sua desmontagem. O pinhão (3) permanece sempre acoplado no perfil de engrenagem interno da coroa (6). A coroa (1) possui também um perfil de catraca (7) na parte externa. A catraca permite o acoplamento de uma ou mais palhetas (8) montadas no volante (2) que é fixado, da forma tradicional, ao virabrequim (9) do MCI. No conceito a coroa (1) e o volante (2) são coaxiais. Um mecanismo de amortecimento (mola e amortecedor de atrito) que não está indicado no croqui preliminar deve ser adotado para evitar impacto durante o acoplamento do sistema palheta-catraca durante a fase de acoplamento para transmissão de torque. Evitando também desgaste prematuro e a falha do sistema roda-livre em atender os requisitos do projeto.

O novo conceito de interface mecânica AP possui as mesmas vantagens de simplificar o motor elétrico auxiliar de partida do que conceitos de interface AP já existentes, na medida em que está baseado no acoplamento permanente pinhão-coroa. Sendo assim, os subsistemas do motor de partida que executam o avanço e o retorno do sistema durante o ciclo de partida, como o solenoide e a alavanca, não são mais requeridos. Além disso, a função roda-livre executada pelo impulsor de partida é transferida para o volante, simplificando o impulsor de partida para somente um pinhão fixo ao eixo induzido do motor elétrico.

## 6.7 Avaliação do Novo Conceito de Interface Mecânica

Uma ferramenta bastante útil para comparar e verificar o potencial do novo conceito perante as interfaces mecânicas existentes, citada na metodologia adotada na presente pesquisa conforme apresentada no Cap. 2, é a Matriz de *Pugh*, também conhecida como Matriz de Decisão (PUGH, 1991).

Na aplicação prática do método definiram-se pesos e valores das notas dos critérios de avaliação de cada conceito com base em uma lógica que traduz a importância relativa de cada conceito com relação ao conceito de referência, adotado como sendo a interface mecânica AT dos sistemas de partida convencionais. Os critérios da matriz de decisão foram definidos utilizando-se os requisitos dos clientes apresentados no Cap. 5. Os conceitos relevantes que foram avaliados com o auxílio da matriz de decisão foram:

- 1) Interface mecânica AT;
- 2) Interface mecânica AP por correia;
- 3) Interface mecânica AP / Asada et al. (2008);
- 4) Interface mecânica AP / Lindemann et al. (2010);
- 5) Novo conceito de interface mecânica AP / Michelotti (2014).

Para se evitar que a avaliação seja feita mediante o juízo, única e exclusivamente, do próprio desenvolvedor do novo conceito as notas e o peso da matriz de decisão proposta foi definida e analisada criticamente com o auxílio de um time multifuncional formado por cerca de dez integrantes, tanto da empresa patrocinadora do projeto como de potencial cliente do novo sistema. As áreas envolvidas vão desde o departamento de Pesquisa & Desenvolvimento, passando pela Engenharia Experimental, Marketing e a Engenharia de Produto da montadora.

O potencial do novo conceito de interface mecânica AP foi comparado com as interfaces mecânicas existentes, já discutidas em detalhes na revisão apresentada anteriormente.

O parecer das áreas envolvidas e dos representantes da Engenharia de Produto do potencial cliente justificam as notas apresentadas na Matriz de Decisão. Especialmente com relação aos tópicos bastante subjetivos no estágio atual do projeto, como durabilidade, são justificados a seguir, antes de se apresentar o resultado final, para um completo entendimento da análise crítica realizada pelo time multifuncional.

Além disso, pelo resultado da nova interface mecânica AP ter sido bastante positivo uma análise crítica dos resultados obtidos, por requisito, foi realizada para confirmar se o resultado numérico indicado na matriz, a partir da análise subjetiva do time multifuncional, realmente condiz com o potencial do novo produto. O Quadro 6.6 apresenta a matriz de Decisão e o Quadro 6.7 a análise por critério, buscando identificar discrepâncias geradas pela subjetividade da análise inerente a esta fase do projeto.

O time multifuncional entendeu que o critério de maior peso é referente ao requisito de instalação do novo conceito, sem necessidade de qualquer modificação no MCI (conceito *Plug&Play* conforme citado por cliente participante do time multifuncional). Trata-se do fator mais relevante porque há grande restrição das montadoras em aceitar e validar uma nova interface mecânica para o sistema de partida do MCI quando a mesma requer modificações significativas no motor básico ou em qualquer outro subsistema do mesmo. O requisito *Plug&Play*, nesse caso, é fundamental para que um novo conceito de interface mecânica possa passar pelo primeiro “filtro passa/não-passa”.



“Baixo custo” é considerado logo na sequência, já que os conceitos de interfaces mecânicas AP desenvolvidas até o presente momento não conseguiram justificar a substituição das interfaces AT em função do elevado custo adicional comparado ao benefício técnico. É um requisito ainda mais crítico em mercados direcionados pelo custo, como nos países em desenvolvimento.

Atender os novos requisitos de SSV foi considerado o terceiro critério em importância. Por isso o critério “Durabilidade” e, em seguida, “Menor tempo de partida” foram classificados com pesos também bastante relevantes.

Em seguida tem-se o critério de “Elevada capacidade de torque”, no qual a interface mecânica AP / B-ISG é a de menor desempenho, pois o escorregamento da correia limita a aplicação do sistema em MCI de grande porte e elevado torque requerido na partida. Além disso, em condições extremas (partida a baixa temperatura) o sistema por correia se torna ainda mais crítico, exigindo a instalação de um motor de partida reserva no veículo, para garantir a partida do MCI, um acréscimo evidente e significativo no custo total do sistema.

Por fim tem-se a preocupação com um baixo torque de roda-livre, que pode ser associado a menor ruído, vibração e eventual redução da vida útil da interface mecânica atual. E, finalmente, com as dimensões efetivas do novo conceito, o que conduz também à questão do peso total da nova interface mecânica. Entende-se que um aumento das dimensões da interface mecânica atual e, conseqüentemente, do peso total do veículo, está na contramão dos esforços de toda a cadeia automotiva.

O resultado final da análise foi compilado na matriz de decisão apresentada no Quadro 6.6. É perceptível, pelo resultado do somatório de cada conceito, que as interfaces mecânicas AP existentes (Conceitos 2, 3 e 4) possuem um resultado inferior ao da interface mecânica AT (Conceito 1), atualmente a mais difundida nos veículos automotores. O resultado ratifica o que se nota nos conceitos de sistemas de partida atuais. Ou seja, os clientes não verificam a existência de viabilidade, técnica e econômica, para introduzir novos conceitos de interface mecânica nos sistemas de partida de MCI.

Todas as interfaces mecânicas AP possuem resultado inferior no requisito “Baixo custo”, evidentemente pela complexidade adicional requerida e pelo grau de novidade que conduz a uma incerteza quanto ao custo efetivo de fabricação dos novos componentes.

Quadro 6.6 – Matriz de decisão dos conceitos de interface mecânica.

	Conceitos				
	Conceito 1 AT (Atual)	Conceito 2 AP (B-ISG)	Conceito 3 AP (Asada)	Conceito 4 Interface AP (Lindemann)	Conceito 5 Interface AP (Michelotti)
Instalação sem modificação MCI	5	5	1	5	5
Dimensões reduzidas	5	5	5	5	5
Durabilidade (ciclos de partida)	1	1	3	3	5
Elevado torque de partida	5	1	3	3	5
Baixo torque de roda-livre	3	5	5	5	5
Baixo custo	5	1	1	1	1
Menor tempo de partida	3	5	5	5	5
<b>Soma (peso x nota)</b>	<b>194</b>	<b>158</b>	<b>146</b>	<b>186</b>	<b>214</b>

Fonte: Elaborado pelo autor.

A análise individual das notas obtidas em cada um dos critérios da matriz de decisão pode ser observada no Quadro 6.7.

Quadro 6.7 – Análise individual dos critérios da matriz de decisão.

	Peso	Conceitos				
		1	2	3	4	5
Instalação sem modificação MCI	10	50	50	10	50	50
Dimensões reduzidas	8	25	25	25	25	25
Durabilidade	6	8	8	24	24	40
Elevado torque de partida	4	30	6	18	18	30
Baixo torque de roda-livre	5	15	25	25	25	25
Baixo custo	7	9	9	9	9	9
Menor tempo de partida	9	21	35	35	35	35

Fonte: Elaborado pelo autor.

Observando-se as linhas do Quadro 6.7, onde o valor da nota multiplicado pelo peso de cada critério da matriz de decisão (Quadro 6.5) indica como cada um dos conceitos foi classificado perante o conceito de referência (a interface mecânica AT).

Quando se observa a primeira linha, o requisito “Instalação sem modificação no MCI”, nota-se que o conceito 3 é o que apresenta pior desempenho, compreendido pelo fato de ser o único conceito que necessita de modificações no bloco do MCI para ser instalado.

Em seguida, no requisito “dimensões compatíveis” nota-se que nenhum dos novos conceitos se destaca em relação à interface mecânica AT, e nem tampouco é inferior à mesma.

Na terceira linha, quando o critério se refere à “durabilidade” as interfaces mecânicas AP são, por definição e intrinsecamente superiores à interface mecânica AT pelo simples fato de possuírem acoplamento permanente pinhão-coroa. O novo conceito proposto na presente pesquisa supera todas as demais interfaces mecânicas porque seu conceito faz uso de um sistema roda-livre que transmite torque pela compressão da interface palheta-catraca (compressão do aço). Neste caso é muito similar a uma transmissão por catraca de dentes frontais, tendo um potencial de

durabilidade superior a sistemas de correia ou baseados em atrito, tais como os *sprags* (roletes perfilados, conforme descrito no Cap. 3). Pelo desgaste causado pelo atrito sucessivo a cada ciclo de partida executado.

Quando se trata do requisito de “Elevada capacidade de torque” observa-se que a interface mecânica AT pode utilizar desde impulsores de partida baseados na transmissão do torque por atrito como também faz uso de impulsores que possuem transmissão por catraca de dentes frontais, no caso de sistemas de partida para veículos pesados. Neste caso, somente a nova interface mecânica possui uma capacidade de torque teórica tão elevada. Os demais conceitos dependem da transmissão do torque por atrito, que limita a capacidade que não comprometa um aumento excessivo das dimensões do sistema.

No requisito “Baixo torque de roda-livre” todas as interfaces mecânicas AP são superiores à interface mecânica AT, porque podem fazer uso da centrifugação dos *sprags* ou palhetas para tornar o torque de roda-livre nulo tão logo o MCI entre em funcionamento. Na interface mecânica AT o sistema roda-livre está localizado no impulsor de partida. E quando o MCI entra em funcionamento a parte externa do impulsor tende a reduzir a rotação juntamente com o eixo do motor elétrico sem, portanto, gerar a centrifugação dos roletes e, conseqüentemente, eliminar o atrito em roda-livre. A ausência de contato reduz o desgaste dos elementos do sistema de transmissão de torque, elevando a durabilidade do sistema.

Um exercício adicional do time multifuncional foi o de estipular custos estimados dos principais subsistemas de cada interface mecânica, como forma de demonstrar o potencial do novo conceito.

A análise de custo preliminar foi realizada com base nos componentes eliminados e adicionados em cada conceito comparado com o conceito de referência (interface AT), e um valor de custo comparativo definido com base na experiência do autor da presente pesquisa.

Sendo assim, observa-se no Quadro 6.8 que o aumento de custo das interfaces AP existentes comparadas com o conceito de referência (interface mecânica AT) é praticamente 100%, ou seja, o custo dobra em relação ao conceito da interface mecânica atual. Tal resultado, aparentemente, faz sentido já que explica a baixa penetração de mercado das novas interfaces mecânicas em sistemas de partida para MCI.

O novo conceito, pelo fato de ter um número reduzido de componentes comparado com os conceitos AT e AP existentes, possui implantação potencial simplificada com relação ao sistema AP de Asada (ASADA et al., 2008).

Quadro 6.8 – Estimativa de custo dos conceitos de interface mecânica.

	Conceito 1 (AT/Atual)	Conceito 2 (AP/B-ISG)	Conceito 3 (AP/Asada)	Conceito 4 (AP/Lindemann)	Conceito 5 (AP/Michelotti)
Motor elétrico	60	0	60	60	60
Motor/Gerador integrado	0	120	0	0	0
Solenóide+alavanca	20	0	0	0	0
Impulsor de partida	20	0	0	0	0
Volante	50	50	0	0	0
Volante com roda-livre	0	0	270	270	135
Coroa	30	0	30	30	50
Inversor + ECU	0	190	0	0	0
Custo Total	180	360	360	360	245
Aumento de custo ref. Conceito 1 (AT)	-	100%	100%	100%	35%

Fonte: Elaborado pelo autor.

O custo do sistema “Volante c/ Roda-livre” é considerado inferior a este e também ao conceito de interface AP de Lindemann et al. (2010), porque o mesmo exige a instalação, no volante, de um conjunto de *sprags* e molas de energização em cada *sprag*. Os elementos de travamento do tipo *sprags* seriam em grande número para equilibrar e posicionar a coroa, gerando elevado custo de fabricação e montagem.

Comparando-se o incremento de custo estimado do novo conceito em relação à referência, de cerca de 35% a mais, porém considerando-se os benefícios técnicos que podem ser obtidos, além da economia de combustível e redução de emissões ao longo de todo o ciclo de uso do veículo, a proposta do novo conceito de interface mecânica AP demonstra-se efetivamente uma alternativa a ser considerada para novos desenvolvimentos de sistemas de partida, especialmente para SSV.

## 6.8 Considerações Finais

A fase de Projeto Conceitual culminou com a apresentação do esboço do novo produto, no caso do presente projeto de pesquisa o conceito de uma nova interface mecânica AP. Nesta etapa, o produto é ainda uma representação gráfica simples, mas se obtém o ponto inicial do desenvolvimento da nova concepção.

A aplicação da metodologia apresentada de forma teórica no Cap. 2 pode ser mais bem compreendida aqui por meio de sua aplicação prática e efetiva no desenvolvimento do novo conceito. Os métodos e ferramentas de auxílio propostos na metodologia para o desenvolvimento da fase de Projeto Conceitual, da forma como foram efetivamente aplicados e os resultados obtidos, demonstram que são ferramentas úteis para potencializar os esforços criativos na geração de novos produtos.

O estudo abstrato dos conceitos de interfaces mecânicas para sistemas de partida também auxiliou de forma expressiva o desenvolvimento criativo. A avaliação (seleção) do novo conceito de interface mecânica AP, por meio de um comparativo com base em critérios de desempenho esperados, demonstra as vantagens do novo conceito comparadas aos sistemas já desenvolvidos.

A proposta de evoluir os conceitos atuais de sistemas de partida vem ao encontro do anseio do mercado automotivo por veículos dotados de MCI que sejam mais eficientes e tenham menor nível de emissões de gases poluentes. Uma das alternativas mais prontamente disponíveis que podem contribuir com esta estratégia são os SSV.

A evolução dos sistemas de partida pode efetivamente aumentar a penetração de SSV no mercado automotivo, mas é mandatório que as pesquisas de interfaces mecânicas possam evoluir para sistemas de menor custo, juntamente com um desempenho e durabilidade elevados.

O novo conceito elaborado e apresentado no presente capítulo foi desenvolvido tendo as premissas acima como dados de entrada, direcionando o esforço criativo para superar os atuais entraves do Estado da Arte em interfaces mecânicas para sistemas de partida de MCI.

O próximo capítulo aborda a fase de Projeto Preliminar do novo sistema, em que a modelagem e simulação dinâmica do sistema são o foco principal. Mesmo que aparentemente simples, passar do esboço conceitual para um protótipo efetivamente funcional, envolve soluções para efeitos dinâmicos adversos do sistema proposto. Somente após a solução dos problemas em nível de sistema é que se propõe a construção de um protótipo e a execução dos primeiros testes experimentais, direcionando-se para a conclusão do trabalho com base na avaliação do potencial do novo conceito.





## Capítulo 7

### Projeto Preliminar da Nova Interface Mecânica

Seguindo a metodologia proposta na pesquisa, o desenvolvimento da etapa de Projeto Preliminar tem como principal dado de entrada o novo conceito da interface mecânica AP, conforme apresentado anteriormente. No Projeto Preliminar, dois problemas dinâmicos críticos para o funcionamento adequado do novo conceito de interface mecânica são analisados, um deles relacionado com a condição que ocorre durante a transmissão do torque de partida do MCI e o outro com relação à redução da força de impacto do perfil de catraca na palheta do sistema roda-livre, quando ocorre o efeito de “ultrapassagem” do volante do MCI sobre a coroa da interface mecânica.

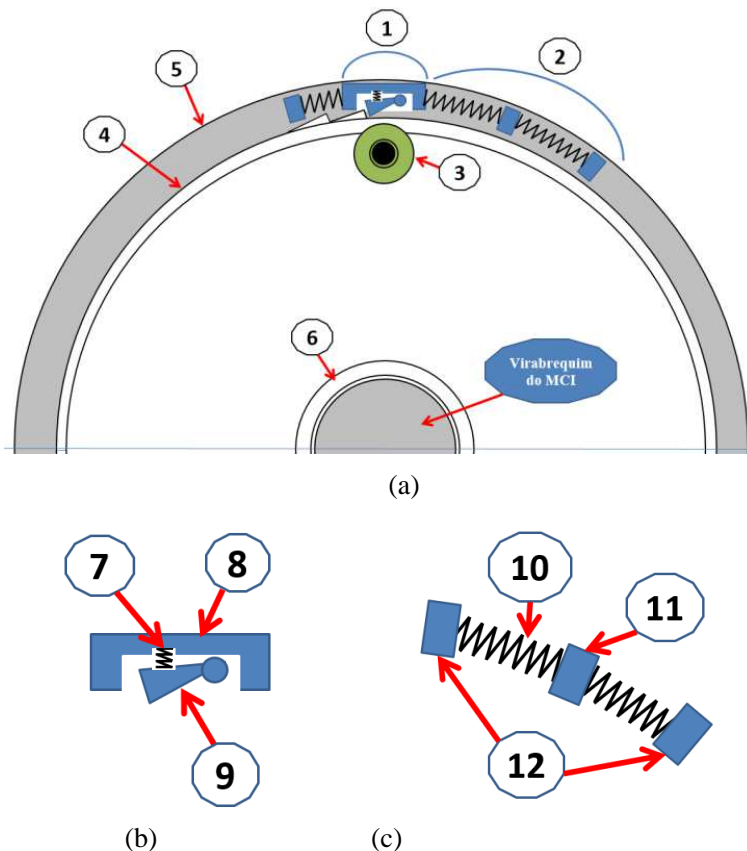
O primeiro problema dinâmico crucial para o funcionamento da nova interface mecânica, já descrito por Kremer (2012), é o que ocorre durante a transmissão de torque do sistema roda-livre por palheta-catraca, onde é requerido um certo giro inicial até que ocorra o acoplamento da palheta com o próximo vão do perfil de catraca. Esse movimento pode gerar vibração e elevado ruído gerado por impacto, além de redução da vida útil do sistema.

O segundo problema para que o conceito proposto no capítulo anterior seja viável, e já evidenciado há algum tempo atrás na pesquisa de Roach (2003), ou mais recentemente em Kremer (2012), relaciona-se com a geração de ruído de impacto no sistema roda-livre dotado de palheta e perfil de catraca, quando em movimento de roda-livre. Para caracterizar esse ruído basta recordar o que acontece quando se está em uma bicicleta, descendo um declive sem acionar os pedais. No caso de a bicicleta possuir um mecanismo de palheta-catraca o ruído típico de impacto do sistema de catraca é bem conhecido. O sistema roda-livre, neste caso, permite a “ultrapassagem” da rotação das rodas da bicicleta em relação à rotação dos pedais.

Antes de apresentar as soluções de projeto, que foram obtidas para os problemas citados anteriormente, faz-se aqui uma subdivisão do novo conceito de interface mecânica AP em subsistemas, listados a seguir e identificados na Fig. 7.1, a qual possui três figuras, identificadas pelas letras (a), (b) e (c), que contribuem para melhor entendimento dos problemas de projeto envolvidos no desenvolvimento do protótipo.

Os subsistemas indicados na Fig. 7.1(b) e 7.1(c) envolvem exatamente as atividades da fase de Projeto Preliminar, listados a seguir.

Figura 7.1 – Diagrama da interface mecânica AP.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Na Figura 7.1 podem-se observar três ilustrações identificadas pelas letras (a), (b) e (c), sendo que as duas últimas trazem detalhes ampliados dos componentes constituintes de cada subsistema (numeração conforme Fig. 7.1):

- Subsistema de torque e roda-livre (1);
- Subsistema de absorção de impacto (2);
- Acoplamento pinhão (3)-coroa (4);
- Volante modificado (5) com rolamento (6);

- Conforme Fig. 7.1(b) têm-se os componentes do subsistema (1): mola de retorno (7), porta-palheta (8) e a palheta (9);
- Conforme Fig. 7.1(c) tem-se os componentes do subsistema (2): molas-arco (10), guia de mola (11) e batentes de mola (12).

Vale ressaltar que, conforme a metodologia proposta, a fase de Projeto Preliminar executa uma análise global dos componentes existentes no sistema. Por esse motivo são apresentados, na sequência, os modelos para a simulação dinâmica auxiliada por *software*, e diagramas representativos dos modelos que auxiliem no entendimento da modelagem matemática, dos parâmetros utilizados para se obter, como objetivo principal, o dimensionamento correto do primeiro protótipo do sistema proposto.

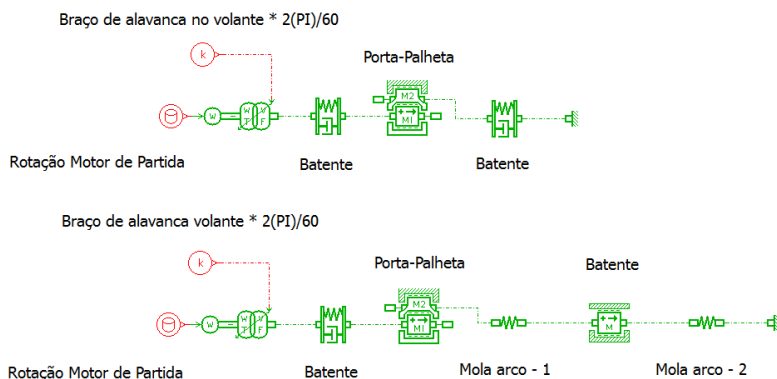
Com base na subdivisão apresentada, verifica-se que os problemas dinâmicos envolvem os subsistemas (1) e (2) da listagem de itens apresentada no início deste capítulo. Nos subsistemas (1) e (2), é primordial garantir o correto dimensionamento de forma a minimizar o impacto do perfil de catraca na palheta durante o acoplamento do sistema para a transmissão do torque (em sistemas palheta-catraca efeito conhecido pelo termo em inglês *backlash*). Esse acoplamento deve ocorrer com o mínimo ruído e vibração, e o sistema de amortecimento é a solução proposta para tal funcionalidade e garantia de durabilidade elevada para o novo sistema proposto. A seção 7.1 trata o dimensionamento do sistema de amortecimento de forma a prevenir o impacto devido ao *backlash* inerente de um sistema palheta-catraca durante o engrenamento e também apresenta a simulação do funcionamento da interface durante a transmissão do torque de partida do MCI.

O subsistema (1) deve prover também torque de roda-livre nulo durante o funcionamento autônomo do MCI, garantindo a durabilidade elevada da nova interface. Em outras palavras, a nova interface, durante o funcionamento autônomo do MCI, não deve ter nenhum contato entre a palheta e a catraca localizada na coroa. Para isso, o desacoplamento total da palheta com a rotação do volante precisa ser corretamente dimensionada. A seção 7.2 trata da modelagem e simulação dessa funcionalidade da nova interface mecânica.

## 7.1 Subsistema de torque e absorção de impacto

Uma restrição para a adoção de sistemas roda-livre do tipo palheta-catraca, já discutida anteriormente no início do presente capítulo, incide sobre o ruído e vibração excessivos no momento do acoplamento para transmissão do torque. O modelo matemático do sistema de torque e absorção de impacto foi implementado com a ajuda do *software* de simulação AMESim (SILVA, 2005) para a realização das simulações com base na rotação fornecida pelo motor de partida, dado obtido experimentalmente. O modelo 1-D ou por parâmetros concentrados é mostrado na Fig. 7.2.

Figura 7.2 – Modelo dinâmico para estudo do sistema de absorção de impacto.



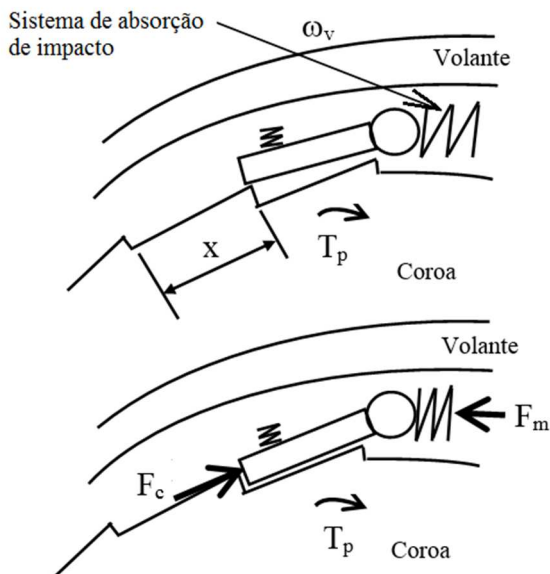
Fonte: Adaptada de Michelotti e Silva (2015).

O modelo tem duas configurações do sistema: a primeira representando o sistema palheta-catraca sem nenhum sistema de absorção de impacto e a outra configuração onde é colocado o sistema de absorção de impacto, formado pelas molas-arco (simplificadas no modelo para molas lineares). Alguma dissipação de energia pode ser esperada pelo contato das molas-arco com as paredes do alojamento. O batente é modelado com uma rigidez infinita. Mas o principal objetivo da proposta de projeto é aumentar a flexibilidade do sistema de torque por meio das molas, reduzindo o impacto ou choque no acoplamento. A intenção dos modelos é simular a transmissão do torque gerado pelo motor de partida para o MCI por meio da nova interface, além de evidenciar o quanto é possível atenuar a força de impacto da catraca na palheta durante a transmissão do torque pelo sistema.

O modelo matemático simplificado para o movimento linear torna-se de fácil implantação e fornece dados suficientes para o dimensionamento da rigidez das molas-arco do sistema de absorção de impacto, a ser implementado na interface mecânica AP. Para garantir fidelidade com o desempenho do protótipo, a simulação utilizou como dado de entrada um arquivo de dados experimentais da rotação do motor de partida em um ciclo de partida, medido através de um transdutor de rotação colocado na bancada de teste que será utilizada para a avaliação do protótipo, resultados a serem apresentados posteriormente.

Trata-se o impacto gerado durante a transmissão de torque como um impulso, que indica a variação da quantidade de movimento da palheta pela força  $F$  gerada pelo torque de partida  $T_p$  aplicado durante o intervalo de tempo  $\Delta t$  que é função, na condição mais crítica, da máxima distância possível entre as faces da palheta e do perfil e da catraca (distância  $X$  indicada na Fig. 7.3), pois ao se girar o perfil externo da catraca o mesmo entra em contato com a face da palheta.

Figura 7.3 – Diagrama do sistema de absorção de impacto da interface mecânica AP.

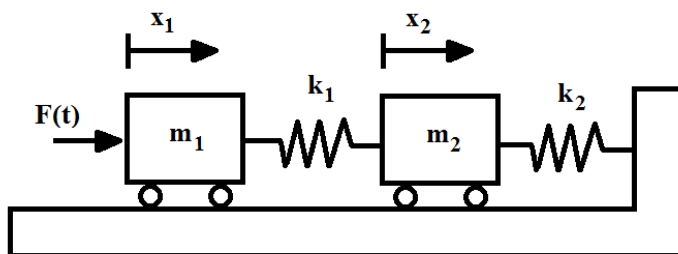


Fonte: Elaborada pelo autor.

No acoplamento gera-se uma força de impacto do perfil de catraca sobre a extremidade da palheta, indicada por  $F_c$  na Fig. 7.3. Uma força de reação  $F_m$  deve ser introduzida por meio de um sistema de absorção de impacto, para reduzir de forma gradativa a força  $F_c$ , minimizando a geração de ruído e vibração que ocorre se a condição do sistema estiver baseada somente em uma mancalização rígida da palheta, por meio do pino de fixação.

Inicialmente realizou-se um estudo de um sistema com dois graus de liberdade conforme indicado na Fig. 7.4, para auxiliar na construção de um modelo matemático do sistema de amortecimento a ser proposto para o novo conceito de interface mecânica AP.

Figura 7.4 – Sistema massa-mola com dois graus de liberdade.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Utilizando-se as Leis de Newton obtém-se as seguintes equações de movimento para o sistema (Eq. 7.1 e Eq. 7.2):

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = F(t) \quad (7.1)$$

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} - k_2 x_1 + k_2 x_2 = 0 \quad (7.2)$$

Para solução desse tipo de problema dinâmico é usual utilizar uma representação matricial. Para um sistema sem amortecimento a equação de movimento é dada pela expressão (Eq. 7.3):

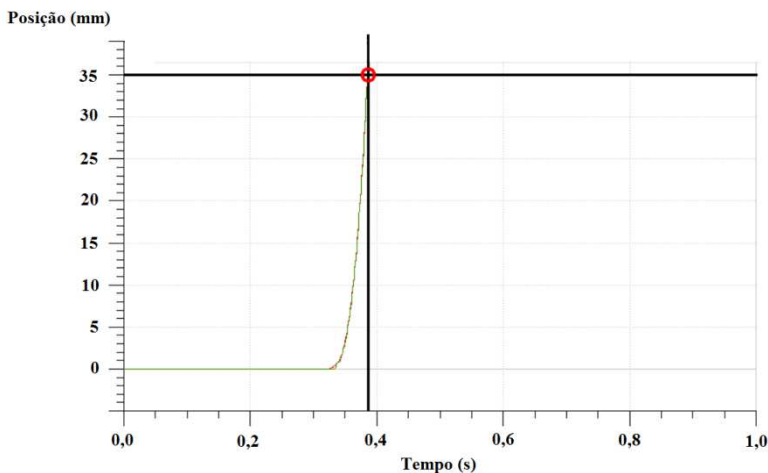
$$M \frac{d^2 x}{dt^2} + Kx = F(t) \quad (7.3)$$

Onde  $x$  é o vetor de deslocamentos,  $M$  é a matriz de massa,  $K$  é a matriz de rigidez do sistema e  $F(t)$  é o vetor força, gerada pelo torque do motor de partida, em uma relação linear com o diâmetro da coroa. Para um sistema com duas massas conforme mostrado na Fig. 7.13 as equações de movimento na forma matricial são representadas pela Eq. (7.4):

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \frac{d^2}{dt^2} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F(t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7.4)$$

Considera-se que o sistema massa-mola é linear. O ajuste das molas-arco para absorver o impacto de partida é feito por meio da análise da força de impacto sobre a palheta ou sobre os guias das molas-arco. Reduzir a força de impacto nesses elementos é o objetivo da simulação, tendo como restrição as massas dos componentes, que vão influenciar no peso total do volante, além da restrição de espaço disponível para a instalação das molas-arco e demais componentes no volante do motor. Os resultados da simulação (Fig. 7.5) indicam, entre outras características, o deslocamento da palheta até o acoplamento com o perfil de catraca da coroa, configurado para o pior caso, ou seja, 35mm de afastamento entre a palheta e o perfil de catraca.

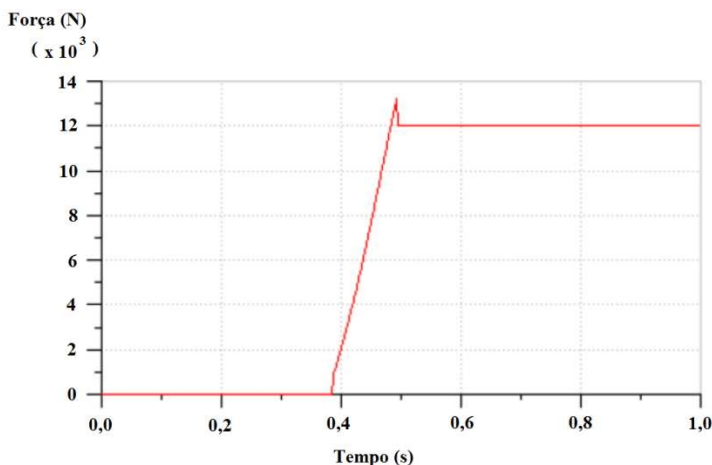
Figura 7.5 – Deslocamento da palheta até o acoplamento com o perfil de catraca.



Fonte: Adaptada de Michelotti e Silva (2015).

No modelo que representa o sistema da interface mecânica AP sem nenhum dispositivo para absorção de impacto o resultado obtido indica, como se pode observar no gráfico da Fig. 7.6, que o choque do perfil de catraca sobre a palheta atinge um pico de força de cerca de 13kN. Esse valor é extremamente elevado, quando se avalia que imagina uma força de mais de 1ton sobre a palheta durante o curto ciclo de partida. A quantidade de movimento geraria um nível elevado de ruído e vibração, os quais certamente dificultariam muito a aceitação do novo conceito por parte de clientes de veículos dotados de MCI. Além disso, impactos sucessivos reduziriam a durabilidade máxima da interface palheta-catraca, mesmo com a adoção de materiais de elevada ductilidade.

Figura 7.6 – Força de impacto na palheta em sistema sem amortecimento.



Fonte: Adaptada de Michelotti e Silva (2015).

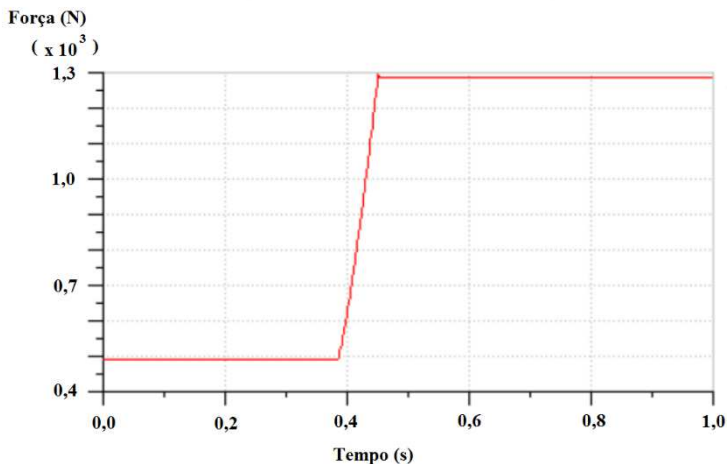
Já o resultado do sistema no qual foi inserido um sistema de absorção de impacto com molas-arco em série a força dinâmica foi reduzida para 1,5kN, (aproximadamente 150kgf), conforme pode-se observar na Fig. 7.7. Considera-se a redução da força de impacto já sendo significativa para o objetivo do sistema de amortecimento, adequada para o Projeto Detalhado do sistema, a ser apresentado no capítulo subsequente.

A redução da força de impacto é bastante significativa, comparada com a alternativa sem um sistema de absorção de impacto, verificada anteriormente. Pode-se esperar que um sistema com tal configuração possui potencial de atender os requisitos de baixo ruído de acoplamento



durante a partida do MCI, desempenho que, obviamente, deve ser confirmado por meio da fabricação de um protótipo funcional da nova interface mecânica, conforme é apresentado posteriormente.

Figura 7.7 – Força de impacto na palheta com o sistema de amortecimento.



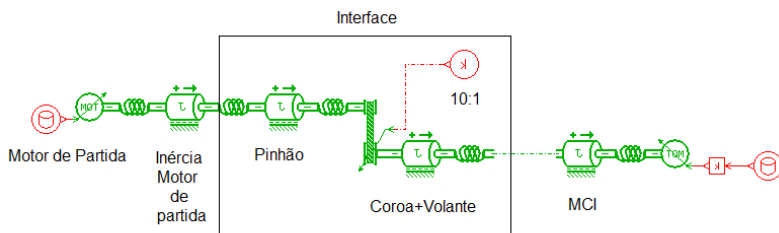
Fonte: Adaptada de Michelotti e Silva (2015).

Conforme visto anteriormente, o motor de partida deve superar o torque resistivo do MCI, o qual pode ser ainda maior no caso da necessidade de partida a baixa temperatura. O motor de partida precisa girar o MCI a uma rotação mínima de maneira que, após as primeiras combustões e, conseqüentemente, o aumento da rotação, seja alcançado o regime mínimo de funcionamento autônomo no qual não é mais necessário o auxílio do motor de partida, quando então a interface mecânica deve desacoplar o motor de partida do MCI.

Um modelo simplificado da nova interface mecânica, incluindo a inércia do volante e outros dados foi desenvolvido para uma avaliação preliminar do comportamento esperado da nova interface mecânica. A modelagem matemática inclui a entrada de torque do motor de partida, da interface mecânica, do efeito da inércia do volante e do MCI e da rotação de ultrapassagem do MCI após o mesmo entrar em funcionamento autônomo. O modelo 1-D preliminar foi desenvolvido para prever a curva simulada da rotação do MCI durante a partida do MCI com a nova interface mecânica. O modelo apresentado na Fig. 7.8 traz embutido, conforme já visto anteriormente, a causalidade adequada das variáveis

físicas envolvidas bem como os modelos matemáticos que descrevem o comportamento físico dos elementos envolvidos na análise.

Figura 7.8 – Modelo dinâmico do acionamento do MCI pela interface mecânica.



Fonte: Elaborada pelo autor.

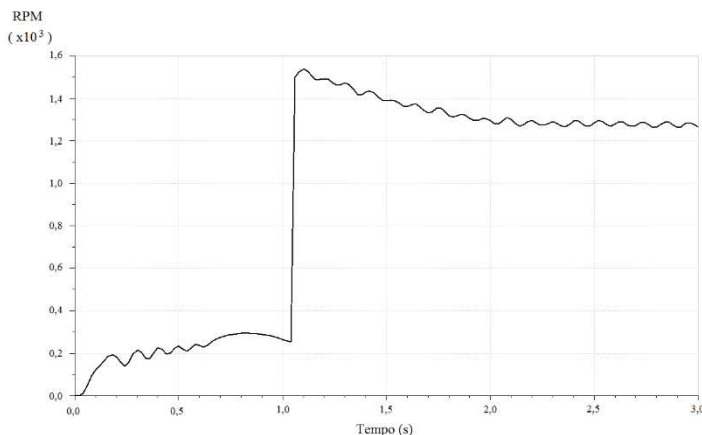
O modelo desenvolvido na Fig. 7.8 possui uma curva representando a entrada de torque do motor elétrico durante a partida do MCI. Tais dados foram obtidos a partir de medições prévias da bancada de teste onde se pretende instalar o protótipo da nova interface mecânica. Um torque gerado pelo motor elétrico é transferido para modelo de inércia do motor de partida. Na sequência uma representação simplificada da interface mecânica é feita, por meio de modelo de inércia do pinhão e do acoplamento pinhão-coroa (relação de transmissão), o qual faz a transformação da rotação do pinhão para a coroa do MCI na proporção de 10:1. Não foi considerada, no momento, eventual perda de eficiência no engrenamento pinhão-coroa. O torque resultante é transmitido para modelos de inércia adicionais que contemplam a coroa, volante e o virabrequim do MCI.

Com relação ao torque resistivo do MCI o modelo utiliza uma aproximação baseada em uma força de atrito que representa a dissipação de energia gerada durante a partida pela resistência do MCI ao giro antes da ignição e funcionamento autônomo. Já o início de funcionamento do MCI de forma autônoma foi determinado utilizando-se uma curva que representa a aceleração estimada de um MCI, com base em testes experimentais realizados na empresa patrocinadora do projeto.

O resultado obtido da rotação do MCI é mostrado na Fig. 7.9. A curva teórica é comparada posteriormente com resultado experimental do protótipo funcional, e o nível de correlação dos dados experimentais do protótipo físico da nova interface mecânica pode direcionar, inclusive, trabalhos futuros que tenham como objetivo refinar o modelo do sistema de partida com a nova interface mecânica. Parâmetros críticos como o

torque resistivo de partida do MCI dependem de diversos fatores, tais como (a) quantidade cilindros, (b) número de tempos, (c) inércia do virabrequim, (d) condição de lubrificação e (e) estado da bateria.

Figura 7.9 – Curva simulada da partida do MCI com a nova interface mecânica.



Fonte: Elaborada pelo autor.

## 7.2 Dimensionamento do desacoplamento total em roda-livre

Inicialmente um modelo idealizado do sistema de roda-livre composto por palheta-catraca foi definido, de forma a se manter o mais simplificado possível, porém mantendo a representatividade da palheta e da mola de retorno, importantes para a análise do desacoplamento em alta rotação. Reuleaux (1902) já descreveu há mais de um século atrás a possibilidade de dimensionar um sistema de roda-livre de palheta-catraca com a funcionalidade de desacoplamento total em roda-livre. O modelo desenvolvido demonstra a efetividade desse tipo de construção por meio da montagem de dois discos coaxiais com uma alavanca. Quando em baixa velocidade as palhetas se alojam no perfil de catraca do disco interno. Em altas velocidades a força de inércia mantém as palhetas afastadas do perfil de catraca, desacoplando totalmente os dois discos.

O novo conceito de interface mecânica necessita funcionar exatamente sob o mesmo princípio, totalmente sem atrito, por meio do desacoplamento total do sistema durante o funcionamento do MCI, após o ciclo de partida. Dessa maneira o sistema pode atender ao requisito de ser uma interface permanentemente acoplada (interface AP), não tendo a necessidade da função de acoplar e desacoplar o par pinhão-coroa a cada

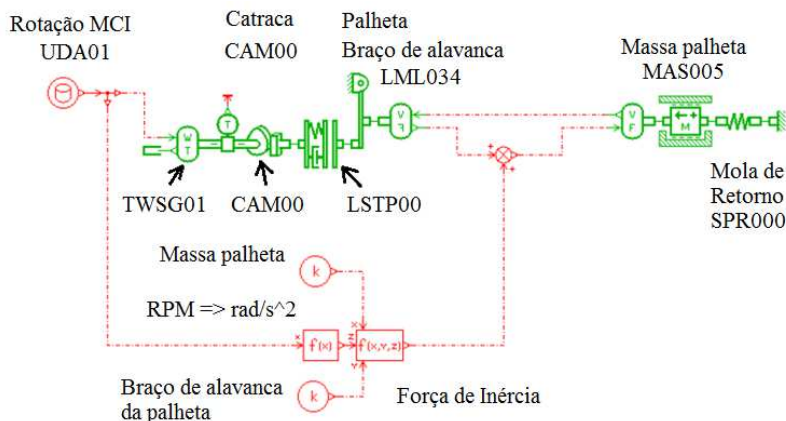
ciclo de partida, como é o caso da interface mecânica convencional de sistemas de partida (Interface AT). O objetivo do estudo realizado na etapa de Projeto Preliminar foi estabelecer os parâmetros críticos para que o sistema funcione adequadamente. Por exemplo, o sistema deve funcionar de tal forma que a palheta permaneça totalmente “aberta” durante o funcionamento do MCI. Dessa forma atende-se o requisito de elevada durabilidade da nova interface mecânica AP, quando em operação no sentido de roda-livre (MCI em funcionamento), onde o torque de roda-livre do sistema é sempre nulo, gerando desgaste nulo por atrito ou impacto da palheta no perfil de catraca.

A modelagem do subsistema foi implementada por meio da biblioteca de sinais do *software* de auxílio utilizado para a avaliação do novo conceito (SILVA, 2005). O modelo permite um dado de entrada experimental da rotação efetiva do MCI durante a partida, para avaliar o dimensionamento das variáveis de projeto de forma a garantir a ausência completa de atrito ou impacto durante todo o tempo de funcionamento autônomo do MCI.

No trabalho anterior do mesmo autor da presente pesquisa, já se descrevem estudos e testes experimentais em um sistema palheta-catraca, no qual a condição de impacto é avaliada (MICHELOTTI, 2009a). Em outro estudo o mesmo autor descreve o desenvolvimento e a validação experimental de um modelo 1-D para estudo do desacoplamento de um sistema roda-livre aplicado em motocicletas (MICHELOTTI, 2009b). Com pequenas adaptações o modelo validado para sistemas roda-livre baseados em roletes pode ser utilizado para o estudo do sistema roda-livre baseado em palheta-catraca. O modelo matemático leva em consideração a velocidade angular do volante e a posição da extremidade da palheta irá permitir avaliar o contato da palheta com o perfil de catraca, em um determinado instante no qual a velocidade relativa entre o volante e a coroa for positiva ( $\omega_{\text{volante}} > \omega_{\text{coroa}}$ ).

O modelo icônico implementado no *software* AMESim (SILVA, 2005), o qual representa o subsistema na sua função de roda-livre pode ser observado na Fig. 7.10, onde a palheta é considerada como uma massa concentrada, conectada por um braço de alavanca a um pino ou pivô. A palheta está sujeita, ainda, a uma força de inércia gerada pela aceleração centrípeta do volante do MCI, e também sujeita à força de uma mola de retorno. O perfil de catraca também é representado por um perfil de came, a ser melhor detalhado nos próximos parágrafos.

Figura 7.10 – Modelo dinâmico para estudo do desacoplamento da palheta.

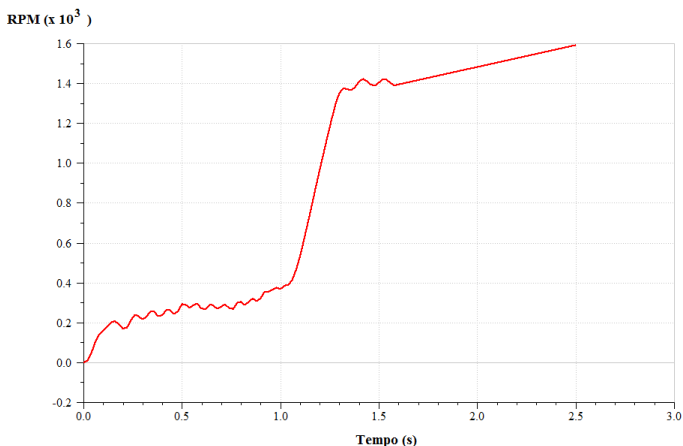


Fonte: Elaborada pelo autor.

No modelo da Fig. 7.10, a rotação do MCI é dada por um arquivo de dados obtidos experimentalmente. A curva de rotação do MCI durante a partida foi obtida mediante a instrumentação de uma bancada de teste dotada de um motor Volkswagen, a gasolina, com 1.6l de cilindrada. Os dados experimentais do arquivo de sinal de rotação do MCI podem ser observados no gráfico da Fig. 7.11.

As conexões do modelo onde se define a transferência de potência é dependente de um estudo adequado de causalidade (SILVA, 2005), no qual existe uma lógica de transferência das variáveis de entrada e saída entre cada modelo matemático, os quais são representados pelos ícones no diagrama da Fig. 7.10. Maiores detalhes sobre os modelos de simulação podem ser observados nos relatórios descritivos dos modelos implementados no *software* de simulação, conforme Anexo A.

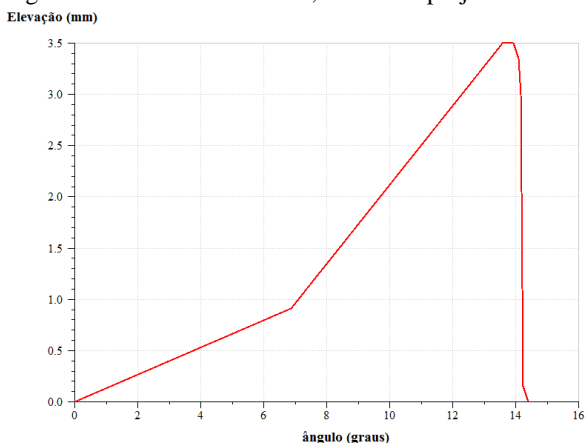
Figura 7.11 – Rotação do MCI obtida por medição em bancada de teste.



Fonte: Elaborada pelo autor.

O perfil da catraca é representado, no modelo CAM00, pela elevação de um perfil de came de acordo com o ângulo de giro, conforme indica a Fig. 7.12, onde no eixo das coordenadas se representa o perfil da catraca pelo grau de giro do came e no eixo das ordenadas a sua altura relativa, representando a variação da superfície da catraca em contato com a palheta. A altura do perfil de catraca foi definida inicialmente com 3,5mm, para a execução do projeto preliminar.

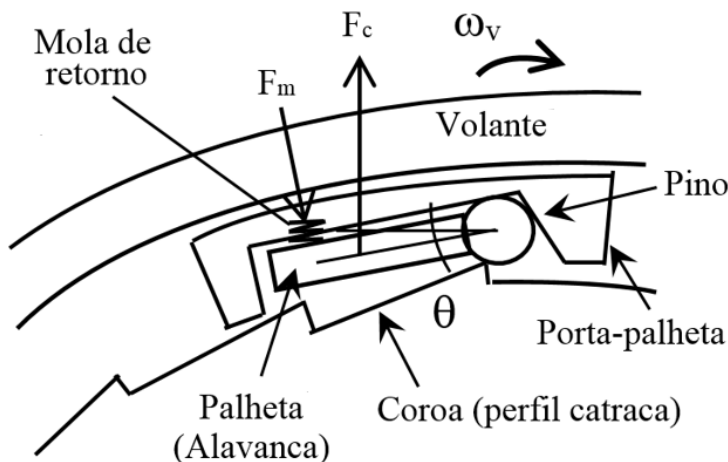
Figura 7.12 – Perfil da catraca, conforme projeto detalhado do sistema.



Fonte: Elaborada pelo autor.

O diagrama da Fig. 7.13 mostra os componentes inseridos no modelo matemático elaborado para a avaliação do desacoplamento da palheta. O dado de entrada da simulação é a velocidade angular do volante  $\omega_v$ . O porta-palheta está fixo ao volante e possui um pino sobre o qual gira uma extremidade da palheta. A palheta se comporta como uma alavanca, que pode se alojar no perfil de catraca da coroa, a qual tem o centro de giro concêntrico ao volante. A força de inércia, que de forma simbólica é indicada na figura 7.13 com o símbolo  $F_c$ , gerada devido ao movimento de rotação do volante deve superar a força da mola de retorno  $F_m$ .

Figura 7.13 – Diagrama esquemático do sistema roda-livre preliminar.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Será demonstrado a seguir o detalhamento do modelo matemático, o qual inclui os elementos de inércia que representam a energia cinética armazenada no sistema; as molas, que indicam a energia potencial e os amortecedores, que estão associados à energia dissipada na forma de calor, ruído, etc. No caso de sistemas em translação são massas  $m$  e no caso de sistemas rotacionais representam-se os momentos de inércia  $J$ . Sendo assim o volante de massa  $m$  girando pelo seu centro fixado ao

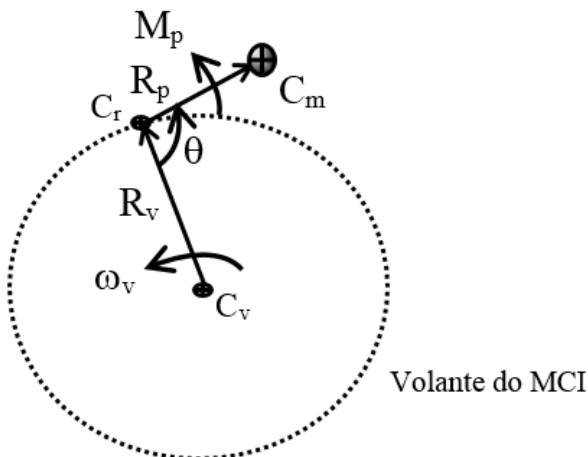
virabrequim do MCI tem momento de inércia definido conforme a Equação (7.5):

$$J = \int_m r^2 dm \quad (7.5)$$

Onde  $r$  representa a distância de um elemento infinitesimal  $dm$  do eixo de giro do volante (em metros). Para elementos translacionais a rigidez é representada por elemento de mola  $k$ , já para sistemas rotacionais o equivalente é a mola torcional  $k_t$ . Dois tipos comuns de elementos de amortecimento utilizados são o amortecimento viscoelástico e o amortecimento por atrito. No amortecimento viscoso a força de amortecimento é proporcional à velocidade através do amortecedor, atuando na direção oposta à da velocidade. Uma força de atrito seco também é bastante comum entre duas superfícies de corpos rígidos, como, por exemplo, o atrito de Coulomb.

Na Fig. 7.14 tem-se um diagrama para facilitar o entendimento do modelo matemático do desacoplamento da palheta no sistema roda-livre proposto.

Figura 7.14 – Diagrama para estudo do desacoplamento da palheta do sistema roda-livre.



Fonte: Elaborada pelo autor.

O momento na palheta  $M_p$  que é requerido para o desacoplamento da mesma é dado pela Eq. 7.6:



$$M_p = (\omega_v)^2 R_p R_v m \text{sen}(\theta) \quad (7.6)$$

Da Eq. 7.6:

$\omega_v$  = velocidade angular do volante (rad/s<sup>2</sup>)

$R_p$  = vetor posição do centro de rotação  $C_r$  do pino até o centro de massa  $C_m$  da palheta (m)

$R_v$  = vetor posição do centro de giro do volante para o centro de giro do pino,  $m$  é a massa da palheta (m)

$\theta$  = ângulo entre  $R_v$  e  $R_p$  (rad)

$m$  = massa da palheta (kg)

O número de graus de liberdade (gdl) usado na análise de um sistema mecânico é o número de coordenadas cinematicamente independentes necessárias para descrever o movimento espacial de uma partícula de um sistema em dado instante de tempo. A quantidade de gdl é reduzida quando o sistema é sujeito a restrições de movimento. Tem-se, como exemplo, o caso de juntas utilizadas em mecanismos, as quais definem restrições que reduzem a quantidade de gdl de um determinado sistema. Uma junta prismática, por exemplo, permite somente 1 gdl.

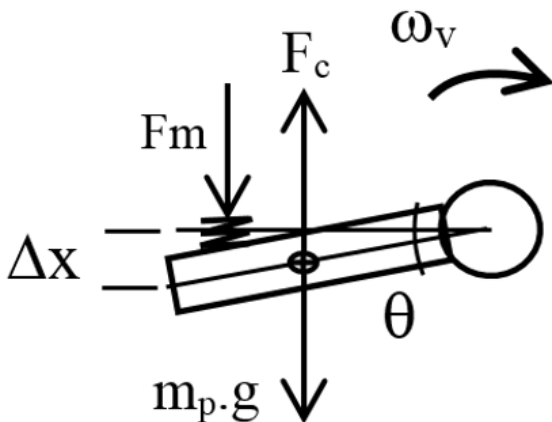
No diagrama de corpo livre da Fig. 7.15 tem-se indicada a rotação do volante  $\omega_v$ , que coloca a palheta em um referencial que está em rotação, onde o movimento de giro no ângulo  $\theta$  é representado pelo deslocamento linear  $\Delta x$  da extremidade da palheta.

O movimento de giro no sentido anti-horário é gerado pela força de inércia, atuante no centro de massa da palheta  $C_m$ , em oposição tem-se a força da mola de retorno  $F_m$  e o peso próprio da palheta  $m_p.g$ . Assume-se uma posição definida da palheta durante o giro do volante. Esta posição foi escolhida particularmente na condição onde o peso da palheta está atuando exatamente no sentido oposto ao sentido da força de inércia. Esta seria a condição mais desfavorável ao desacoplamento do sistema roda-livre pois a força de inércia deve ser superior a soma do peso próprio da palheta e da força da mola de retorno nessa posição para garantir a ausência de contato da palheta com o perfil de catraca durante o funcionamento do sistema em roda-livre.

Pode-se identificar que se trata de um problema dinâmico com 1 gdl, assumindo que o movimento da palheta pode ser descrito somente pelo ângulo de giro da mesma. O momento  $M_p$  gerado pela rotação do volante  $\omega_v$  no qual a palheta está fixada em  $C_r$  se opõe à força da mola de retorno  $F_m$ . A palheta pode se deslocar pelo ângulo  $\theta$ . Assumindo-se,

ainda, que o ângulo de giro da palheta é pequeno, o erro de aproximação para uma reta não será significativo para avaliar a trajetória da extremidade da palheta e no modelo proposto o deslocamento angular será simplificado para um deslocamento linear  $\Delta x$ .

Figura 7.15 – Diagrama de corpo livre do movimento da palheta em roda-livre.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A força efetiva é função da aceleração centrípeta direcionada radialmente do centro de giro do volante, exatamente se opondo à força de inércia requerida para o movimento de rotação da palheta. O modelo desconsidera a aceleração de Coriolis, já que a trajetória da extremidade da palheta ocorre em um pequeno intervalo de tempo e, além disso, é restringida pelo arco definido pelo centro de giro da palheta e seu respectivo comprimento.

Um cálculo preliminar da força de inércia da palheta e da força da mola de retorno foi realizado, com base em: (a) uma rotação do volante  $\omega_v$  igual a 660 RPM; (b) massa da palheta estimada em 15g; (c) raio de giro do centro de massa da palheta para o centro de giro do volante igual a 121mm. Determinou-se a força de inércia causada pela aceleração centrípeta a partir da Equação (7.7) e que resulta nos seguintes valores:

$$F_c = m \cdot \omega^2 \cdot r \quad (7.7)$$

Sendo:

$F_c$  = força de inércia (N)

$m$  = massa da palheta (kg)

$\omega$  = velocidade angular do volante (rad/s<sup>2</sup>)

$r$  = dist. do centro volante - centro de gravidade da palheta (m).

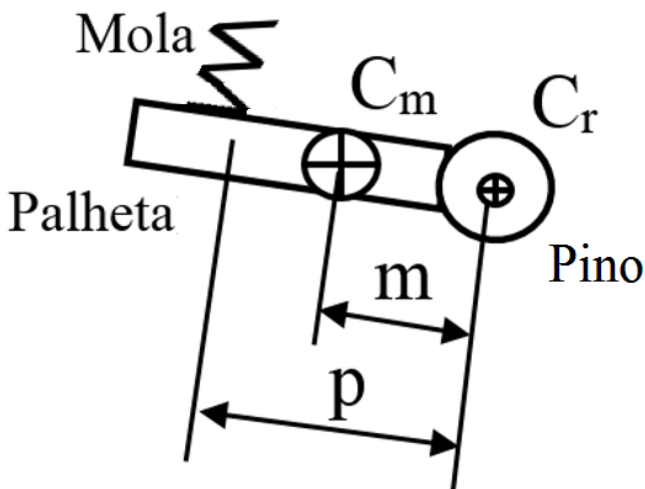
E com base nos dados do projeto preliminar, obtém-se da Eq. (7.7):

$$F_c = \frac{15}{1000} \cdot (69,11)^2 \cdot \left(\frac{121}{1000}\right)$$

$$F_c = 8,67 \text{ N}$$

Como pode ser observado na Fig. 7.16, a distância do centro de massa ( $C_m$ ) para o centro de giro ( $C_r$ ) da palheta é definida no projeto como sendo 34 mm. A distância do alojamento da mola para o pino de giro da palheta é de 24 mm.

Figura 7.16 – Diagrama da posição relativa entre a palheta e mola de retorno.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Sendo assim a condição da força de reação necessária na mola de retorno para permitir o desacoplamento completo da palheta pode ser dada pela Inequação (7.8):

$$F_m < F_c \cdot \frac{C_m}{C_r} \quad (7.8)$$

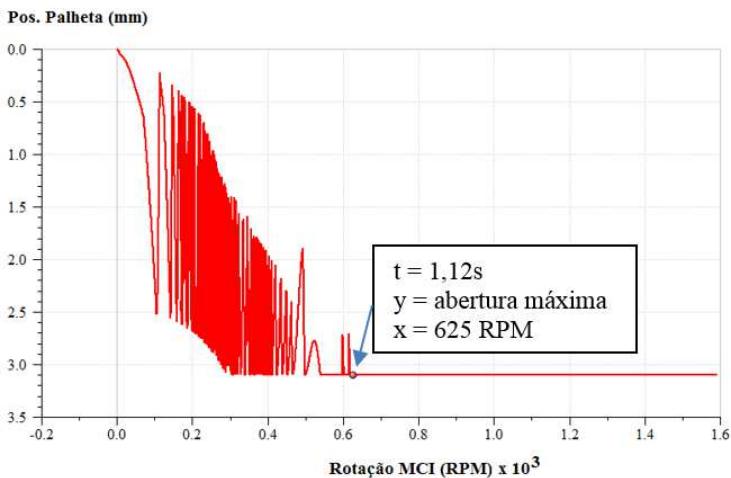
E, resolvendo-se para as condições iniciais de projeto, obtém-se:

$$F_m < 5,4 \text{ N}$$

O modelo matemático conforme explicado nos parágrafos anteriores foi introduzido no *software* comercial AMESim (SILVA, 2005), para se realizar simulações iterativas de forma mais rápida e completa. O modelo permitiu avaliar o melhor ajuste das variáveis para um comportamento físico adequado do sistema de roda-livre referente à condição de desacoplamento da palheta.

O resultado da simulação durante o funcionamento do sistema em roda-livre, ou seja, quando ocorreu a ultrapassagem e o volante do MCI está a uma velocidade superior ao da coroa (cuja rotação é determinada pelo motor elétrico auxiliar de partida), pode ser observado na Fig. 7.17.

Figura 7.17 – Simulação do deslocamento da palheta em roda-livre.



Fonte: Elaborada pelo autor.

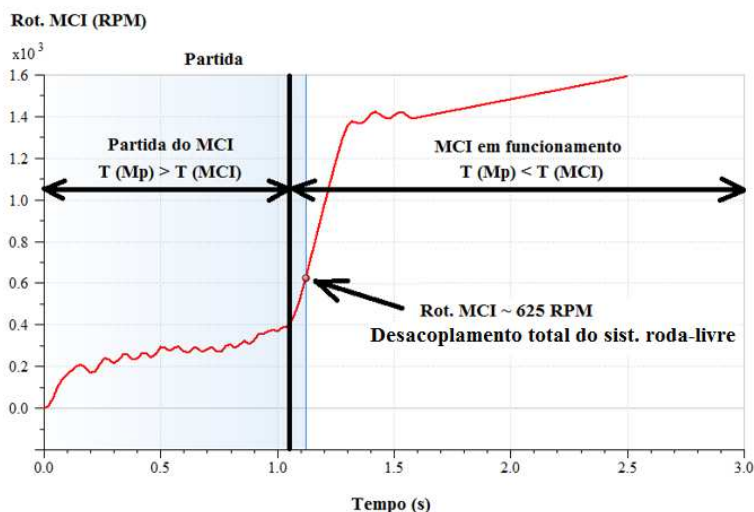
Nessa figura, o deslocamento da palheta é descrito em função da rotação do MCI. Pode-se observar que os sucessivos impactos do perfil de catraca na palheta geram um movimento caótico no momento em que o MCI entra em funcionamento. Conforme a rotação do volante aumenta, o efeito da força de inércia faz com que a extremidade da palheta se afaste

do perfil de catraca. Observa-se então que a rotação na qual a palheta perde o contato com o perfil da catraca corresponde a  $\omega_v=625$  RPM no volante do MCI, onde já não se observa mais nenhum deslocamento da palheta, indicando que a mesma permanece em sua posição de abertura máxima, ou seja, sem nenhum contato com o perfil de catraca da coroa.

A condição de rotação para o desacoplamento da palheta, obtida ao final dos estudos com o modelo desenvolvido, permite concluir que o sistema pode trabalhar em uma condição muito próxima de uma rotação que é suficiente para a partida efetiva do MCI e que mantém um tempo mínimo de contato da palheta após o início de funcionamento, contribuindo para o baixo nível de ruído e vibração, além da elevada durabilidade para o sistema. Estratégias posteriores, na Etapa de Projeto Detalhado, podem ser adotadas para minimizar ainda mais o ruído eventualmente gerado entre o início do tempo em roda-livre e o desacoplamento total da palheta.

Na Fig. 7.18, pode-se observar que a abertura da palheta da forma como foi dimensionada ocorre em uma rotação que já está em uma condição de funcionamento do MCI após o ciclo de partida.

Figura 7.18 – Simulação do deslocamento da palheta em roda-livre.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Desta forma a ausência do contato da palheta com a coroa ocorre em um momento adequado, já que garante a transmissão do torque até a partida efetiva do MCI. Logo após esse ciclo de partida, a palheta já estaria se afastando do perfil de catraca da coroa, de forma a atender os objetivos de baixo nível de ruído e vibrações, além de garantir zero atrito durante todo o tempo em que o MCI estiver em funcionamento, maximizando a durabilidade do sistema roda-livre.

Com base em estudo de análise de sensibilidade, variando alguns parâmetros mais críticos obteve-se o ajuste das variáveis do modelo para o objetivo de rotação no qual não deve haver mais contato entre a palheta e o perfil de catraca. Assim foram definidos os objetivos do projeto detalhado do sistema roda-livre tendo como principais saídas os seguintes valores:

- Massa da palheta = 15g;
- Força inicial da mola de retorno = 1,5N;
- Rigidez da mola de retorno = 1260 N/m.

A partir desses dados o Projeto Detalhado do sistema vai ser definido no capítulo subsequente, para garantir um desempenho adequado quando o MCI estiver em funcionamento autônomo.

Assumindo um comportamento perfeitamente elástico da palheta seria esperado, também, um efeito de oscilação da palheta sobre o perfil da catraca ao estar em operação em roda-livre, em função da força da mola e do perfil que força a palheta contra a mola de retorno. O dimensionamento do desacoplamento em roda-livre visa também a minimizar esse efeito de sucessivos impactos do perfil de catraca sobre a palheta. Entende-se que para a interface mecânica proposta a condição de impacto da palheta é fonte de ruído e vibração, que devem ser atenuadas para a aplicação do novo conceito de forma tecnicamente viável. Superfícies com material adequado para a absorção de impacto também podem ser previstas na interface palheta-catraca, estratégias do Projeto Detalhado do sistema a ser mais bem descrito posteriormente.

### 7.3 Considerações Finais

Tendo-se obtido um dimensionamento adequado para subsistemas e componentes da nova interface mecânica AP críticos para o funcionamento dinâmico do novo sistema de interface mecânica AP, a etapa de Projeto Preliminar foi dada por concluída com sucesso. No próximo capítulo, descrevem-se as atividades relativas à etapa do Projeto

Detalhado, onde desenhos e especificações finais dos componentes permitem a fabricação, montagem e teste do primeiro protótipo da nova interface mecânica.





## **Capítulo 8**

### **Protótipo físico e testes funcionais da nova interface mecânica**

Este capítulo apresenta os resultados obtidos na pesquisa, onde se destaca o dimensionamento do protótipo físico da nova interface mecânica. Na sequência, a fabricação, montagem e os testes funcionais, culminando com a análise dos resultados experimentais obtidos. Trata-se das atividades relacionadas com a fase de Projeto Detalhado, de acordo com a metodologia proposta. Incluem ainda o estudo para a adaptação da bancada de teste para instalação do protótipo físico.

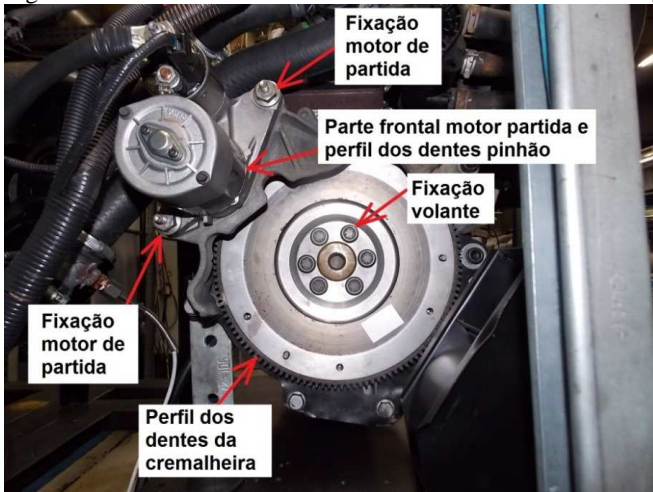
Os cálculos efetuados para o dimensionamento do protótipo físico incluem, mas não se limitam, à interferência adequada para a montagem do rolamento de mancalização entre a coroa e o volante modificado da nova interface mecânica AP; a geometria adequada do sistema roda-livre posicionado no volante do MCI e o dimensionamento das molas helicoidais instaladas no sistema proposto.

Importante ressaltar que os resultados experimentais comprovam os objetivos da pesquisa, além do potencial do novo conceito. É óbvio que as evidências, ainda baseadas em testes preliminares, necessitam de comprovação de durabilidade, que para SSV pode chegar até 1 milhão de ciclos de partida do MCI. De qualquer maneira, o potencial da proposta, como evolução do sistema de partida convencional para MCI se torna evidente a partir dos resultados apresentados neste capítulo. A nova interface define uma evolução do Estado da Arte em sistemas de partida, e pode contribuir para o aumento da eficiência e redução do nível de emissões de gases poluentes dos MCI.

#### **8.1 Dados de Entrada da Bancada de Teste**

A Figura 8.1 mostra a bancada de MCI com a interface mecânica original, do tipo AT. A bancada de teste, conforme se pode observar na Fig. 8.1, tem o posicionamento do motor de partida pouco usual, porém bastante favorável para a modificação e teste do protótipo da nova interface. A posição usual do motor de partida em relação ao bloco do MCI é como se o motor de partida da Fig. 8.1 fosse “espelhado”, ou seja, a sua parte frontal, onde está o pinhão, ficaria aparente. Nesse caso o motor de partida estaria deslocado para a lateral do MCI. A posição do motor de partida na bancada de teste facilita a instrumentação e a verificação do funcionamento do protótipo da nova interface mecânica nos testes funcionais preliminares.

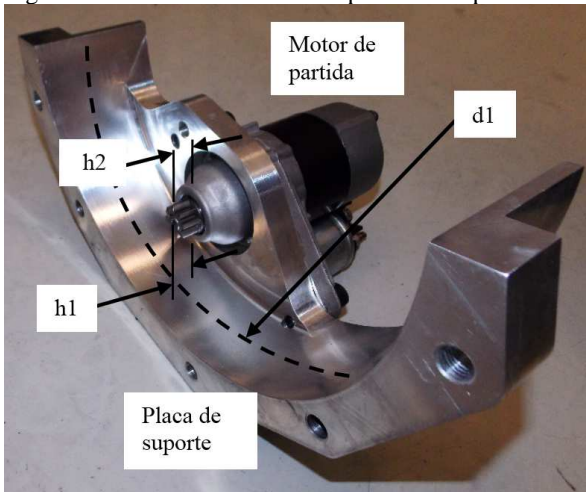
Figura 8.1 – Detalhe da bancada de teste com a interface AT original.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Os dados de entrada da bancada de teste de MCI selecionada para o desenvolvimento dos testes experimentais são listados no Quadro 8.1. Algumas variáveis do Quadro 8.1 são ilustradas na Fig. 8.2.

Figura 8.2 – Detalhe do motor de partida e da placa de fixação.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Na Fig. 8.2 as dimensões indicadas se referem às seguintes características:

- $h_1$  = distância do mancal do motor de partida até o topo do pinhão;
- $h_2$  = distância do mancal do motor de partida até o dente do pinhão;
- $d_1$  = Diâmetro de alojamento do volante.

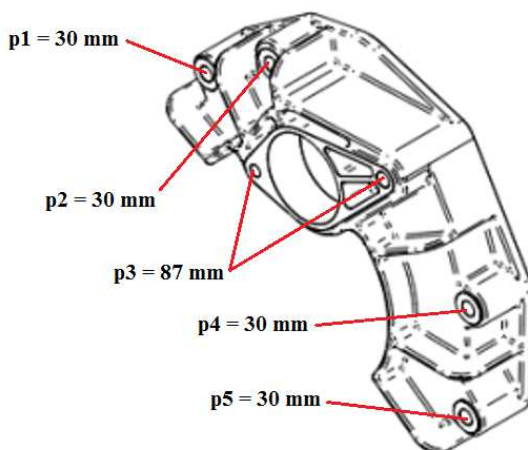
Quadro 8.1 – Especificações da aplicação – bancada de teste

MCI	Volkswagen 1.6L 4 Cil. Gasolina
Motor de partida	Valeo D7ES6 12V
$h_1$	53,48mm
$h_2$	52,65mm
$d_1$	276,8 mm
Peso motor de partida	3,2 kg
Modelo do Impulsor	ZEN - código 1657
Dados da Coroa	125 dentes / 20° ângulo de pressão 14k = 41,6045mm (medida s/ 14 dentes)
Dados do pinhão do impulsor de partida	9 dentes / 20° ângulo de pressão 2k = 10,625mm (medida sobre 2 dentes)
Capacidade de torque	500 N.m (mín.)

Fonte: Elaborado pelo autor.

Outro dado de entrada obtido foi a furação da placa de fixação do motor de partida no bloco do MCI, conforme indica a Fig. 8.3, a seguir.

Figura 8.3 – Alturas relativas da placa de fixação do motor de partida.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A necessidade de uma nova placa de fixação, para o teste do protótipo, pode ser compreendida pelo fato de que a nova interface AP possui uma configuração de engrenamento permanente pinhão-coroa. Dessa forma, é requerida uma alteração na distância entre centros do pinhão-coroa e também na posição axial dos dentes do pinhão do motor de partida em relação à coroa do volante.

## 8.2 Dimensionamento do Protótipo Físico

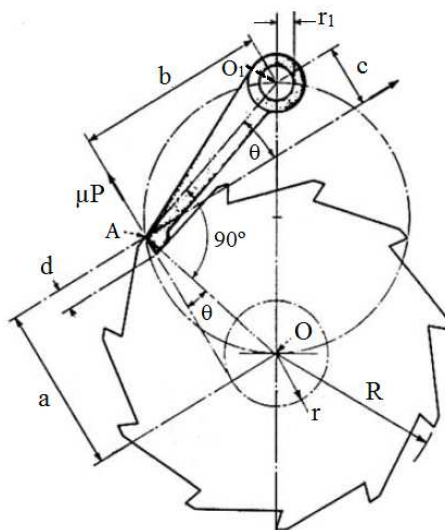
Na presente seção faz-se um resumo de todo o dimensionamento do protótipo físico da nova interface mecânica AP. Quando os cálculos estiverem basicamente limitados a métodos clássicos de Elementos de Máquinas, maiores detalhes podem ser consultados no Apêndice A.

### 8.2.1 Dimensionamento do sistema roda-livre

O projeto detalhado do sistema roda-livre considera os dados de entrada obtidos anteriormente, na fase de projeto preliminar. Um requisito fundamental para o funcionamento do sistema roda-livre proposto é a “prontidão para o engrenamento”. Tal requisito se refere ao comportamento dinâmico no qual a palheta tenha sempre a tendência de retornar para a posição de engrenamento com o perfil de catraca, com base no projeto adequado da geometria do sistema. Busca-se, assim, evitar o acoplamento parcial da interface palheta-perfil de catraca. Tal condição de engrenamento deficiente pode gerar quebra prematura da palheta ou do perfil. Ou ainda pode gerar fragilização das extremidades da palheta e catraca por arrancamento de material das superfícies de contato, a cada ciclo de partida do MCI. A condição de “prontidão para o engrenamento” não é garantida pela força da mola de retorno da palheta, como pode parecer em um primeiro momento (SCLATER E CHIRONIS, 1991).

Slater e Chironis (1991) recomendam que os pontos O, A e O1 estejam localizados em um mesmo círculo, conforme indica a geometria do sistema ilustrado na Fig. 8.4. Dessa maneira as linhas formadas pelos pontos A-O e A-O1 ficam perpendiculares e minimizam as forças atuantes no sistema roda-livre.

Figura 8.4 – Sistema roda-livre de palheta e catraca de perfil externo.



Fonte: Adaptada de Sclater e Chironis (1991).

Com base na Fig. 8.4 e as restrições impostas pelo volante existente na bancada de teste os parâmetros do protótipo da nova interface mecânica AP são listados no Quadro. 8.2, a seguir:

Quadro 8.2 – Parâmetros do sistema roda-livre da interface mecânica AP.

Parâmetro	Símbolo	Dimensão (mm)
Braço de alavanca do torque da catraca	a	119,3
Comprimento longitudinal da palheta	b	36,8
Comprimento transversal da palheta	c	5,2
Comprimento do alojamento da catraca	d	6,0
Raio da catraca	R	120,5
Raio da tangente ao perfil de catraca	r	17,1
Raio do pino	r <sub>1</sub>	3,0
Dist. entre centros palheta e catraca	O <sub>1</sub> -O	126,0

Fonte: Elaborado pelo autor.

O requisito para o autoengrenamento da palheta é estabelecido pela relação apresentada por Sclater e Chironis (1991) na Equação (8.1):

$$P \cdot c + M > \mu P \cdot b + P \sqrt{(1 + \mu^2)^{\mu_1 r_1} \cdot r_1} \quad (8.1)$$

Sendo:

P = força da extremidade da palheta na catraca;

c = raio da catraca;

M = momento gerado pelo peso da palheta;

$\mu$  = coeficiente de atrito na interface catraca-palheta;

$\mu_1$  = coeficiente de atrito na interface pino-palheta;

$r_1$  = raio do pino;

b = distância do pino até a extremidade da palheta.

O termo  $P \sqrt{(1 + \mu^2)^{\mu_1 r_1}}$  define o carregamento no pino de pivotamento da palheta, onde os termos  $r_1$  e  $\mu_1$  definem, respectivamente, o raio do pino e o coeficiente de atrito na interface entre o pino e a palheta. O conceito adotado é baseado no funcionamento da palheta em compressão, como indicado na Fig. 8.4. Nesse caso, a mesma gera uma força P a qual, juntamente com o peso próprio da palheta, gera um momento M (pelo ponto O1) que tende ao acoplamento da mesma no perfil de catraca. A força de atrito  $\mu \cdot P$  no contato, além do atrito no pino, opõe-se a esse momento de engrenamento. Desconsiderando-se o peso e atrito no pino ( $\mu_1$ ), a relação apresentada na Eq. 8.1 pode ser simplificada para a inequação (8.2):

$$P \cdot c > \mu P \cdot b \quad (8.2)$$

Porém, como  $c/b = r/a = \tan \theta$ , e como  $\tan \theta$  é aproximadamente igual a seno  $\theta$ , obtém-se ainda a relação na forma da Eq. (8.3):

$$c/b = r/R \quad (8.3)$$

Substituindo-se a Eq. 8.3 na Eq. 8.2 tem-se a inequação (8.4):

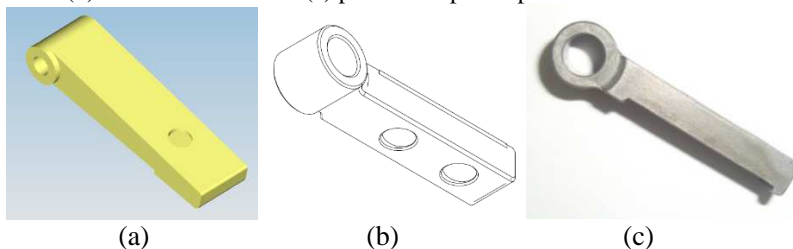
$$r/R > \mu \quad (8.4)$$

Conforme indicado no Quadro 8.2, substituindo-se os valores de r e R na inequação (8.4), a relação  $r/R$  resulta em um valor de 0,14.

Considerando-se que um coeficiente de atrito usual para o contato aço-aço geralmente está entre  $\mu = 0,10$  a  $0,15$  espera-se uma condição satisfatória para o comportamento da palheta, tendendo a deslizar para a posição de engrenamento no perfil de catraca da coroa.

A seguir, buscou-se definir as dimensões da palheta e do perfil de catraca com base na análise de tensões sobre a palheta e no processo iterativo já iniciado na fase de Projeto Preliminar, para a centrifugação da palheta após a partida do MCI. A Fig. 8.5 ilustra a evolução da geometria da palheta até se obter o componente fabricado. Os cálculos para dimensionamento do pino de fixação da palheta foram também executados nessa etapa, e podem ser consultados no Apêndice A.

Figura 8.5 – Evolução do projeto detalhado da palheta, (a) versão inicial em CAD (b) versão CAD final e (c) palheta do protótipo fabricada.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Comparativamente, em função do ajuste dimensional, o peso da palheta passou de 13g para cerca de 15g, ajuste feito para adequação de montagem e resistência da palheta para a capacidade de transmissão de torque de partida. O torque mínimo do protótipo foi estipulado inicialmente em 500N.m (Quadro 8.1); assumindo que o torque máximo do impulsor do motor de partida do MCI é de cerca de 120N.m, o torque do protótipo foi dimensionado para aproximadamente 4 (quatro) vezes o torque requerido para dar a partida no MCI da bancada de teste. Esse coeficiente de segurança elevado é normalmente adotado em projeto de impulsores de partida em função da condição dinâmica do ciclo de partida, que pode gerar choque e impactos que tendem a elevar significativamente o torque teórico estimado.

Para garantir a resistência mecânica do sistema roda-livre identificou-se por pesquisas anteriores (KREMER, 2012) que a falha por flambagem da palheta é o fator determinante para o cálculo da resistência mecânica do sistema. Foi adotado o equacionamento proposto por Norton

(2004), o qual indica inicialmente como obter o índice de esbeltez  $S_r$ , pela Equação (8.5):

$$S_r = \frac{l}{k} \quad (8.5)$$

Na qual  $l$  é o comprimento da coluna e  $k$  é o seu raio de giração. O raio de giração é definido pela Eq. (8.6):

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (8.6)$$

Sendo  $I$  o momento de área da menor seção transversal da palheta, valendo  $48 \text{ mm}^4$ , e sendo  $A$  a área da mesma seção transversal e igual a  $36 \text{ mm}^2$ , o valor encontrado de índice de esbeltez  $S_r = 31,2$  define que se trata de uma coluna longa ( $S_r > 10$  para colunas longas).

Nesse caso, seguiu-se o dimensionamento pelo cálculo da carga crítica. A palheta é levemente flexionada por conta da carga resultante do torque de partida, o que faz com que o seu centroide saia da posição de colinearidade com as forças das extremidades. Essa mudança de posição do centroide cria um momento que tende a gerar flexão e compressão simultâneas na palheta. Com essas considerações de carregamento a carga crítica é dada pela fórmula de Euler para flambagem de colunas com extremidades arredondadas ou biarticuladas, dada pela Eq. (8.7).

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{l^2} \quad (8.7)$$

A carga crítica depende do momento de inércia de área  $I$  da palheta, do módulo de elasticidade do material  $E$  e do comprimento  $l$ . Estando a palheta na condição de coluna com uma extremidade engastada e outra livre, ela pode suportar apenas  $1/4$  da carga crítica de uma coluna biarticulada calculada pela equação (8.7). A coluna com uma extremidade engastada e a outra articulada tem um comprimento efetivo  $l_{ef} = 0,707 l$  Norton (2004), e o índice de esbeltez, a partir do comprimento efetivo, é dado pela Eq. (8.8):

$$S_r = \frac{l_{ef}}{k} \quad (8.8)$$

$$S_r = \frac{0,707 \cdot (36,7)}{1,15} = 22,56$$



E a tensão crítica da palheta conforme Norton (2004) é obtida pela Eq. (8.9):

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 E}{4S_r^2} \quad (8.9)$$

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{(3.1415\dots)^2 \cdot (200000)}{4 \cdot (22,56)^2} = 970 \text{ MPa}$$

$$\frac{P_{cr}}{A} = 970 \text{ MPa}$$

Comparando-se a tensão crítica sobre a palheta com o limite de resistência para o aço empregado na fabricação do protótipo, com limite de resistência ao escoamento de cerca de 1200 MPa, obtém-se o coeficiente de segurança para o torque máximo conforme Eq. (8.10):

$$FS = \frac{\frac{P_{adm}}{A}}{\frac{P_{cr}}{A}} = \frac{1200}{970} \quad (8.10)$$

$$FS = 1,23$$

Considerando que o torque máximo do projeto já foi estipulado em quatro vezes acima do valor efetivo de torque requerido para a partida do MCI o coeficiente de segurança para a resistência da palheta para a falha de flambagem durante a partida é aproximadamente 5 (cinco), sendo considerado um coeficiente seguro, em função do aspecto dinâmico da aplicação. Portanto, uma análise adicional utilizando o método de elementos finitos foi considerada desnecessária, visto que somente acrescentaria tempo e recursos adicionais ao projeto sem justificar um benefício adicional no dimensionamento do protótipo físico da nova interface AP.

### 8.2.2 Dimensionamento das interferências de montagem do conjunto

Uma montagem parcial do protótipo envolveu a fixação da coroa na parte interna do novo volante. O protótipo físico fez uso de um rolamento fabricado pela NSK sob código 6818, com vedação do tipo DDU (selo com contato), o qual possui diâmetro interno igual a 90 mm, diâmetro externo 115mm e espessura de 13mm. O diâmetro da região de

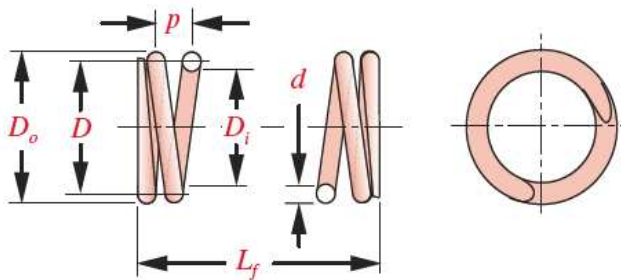
instalação do rolamento no volante foi dimensionado com base na recomendação do manual do fabricante, de forma a permitir ajuste correto da folga interna do rolamento.

A montagem foi realizada em duas etapas. Na primeira etapa o rolamento foi colocado em um aquecedor indutivo e, após a devida expansão do diâmetro interno do rolamento, fixado por interferência ao volante, pelo resfriamento e respectiva contração até a temperatura ambiente. Na segunda etapa a coroa foi montada sobre o rolamento por meio de prensa mecânica manual.

### 8.2.3 Dimensionamento da Mola de Retorno da Palheta

A mola de retorno da palheta foi dimensionada com base no estudo realizado na fase de Projeto Preliminar, que definiu o coeficiente de rigidez da mola. O projeto detalhado da mola helicoidal de compressão de seção de fio circular, com diâmetro de espira e passo constantes foi baseado no requisito dinâmico de centrifugação da palheta obtido anteriormente, juntamente com as restrições geométricas em função do espaço disponível. Seguindo-se método clássico de dimensionamento e seleção de material da mola (NORTON, 2004) os parâmetros de projeto foram obtidos, conforme ilustra a Figura 8.6.

Figura 8.6 – Nomenclatura de uma mola helicoidal de compressão.



Número de espiras =  $N_t$

Fonte: Adaptada de Norton (2004).

Da Figura 8.6 tem-se:

$d$  = diâmetro do arame;

$D$  = diâmetro médio da espira;

$L_f$  = comprimento livre;  
 $N_t$  = número de espiras;  
 $p$  = passo de espiras;  
 $D_o$  = diâmetro externo;  
 $D_i$  = diâmetro interno.

O Quadro (8.3) resume os dados de dimensionamento da mola de retorno obtidos. O dimensionamento detalhado pode ser consultado no Apêndice A.

Quadro 8.3 – Parâmetros de projeto detalhado da mola de retorno.

Parâmetro	Valor
Altura livre ( $L_0$ )	20,0 mm
Deformação inicial ( $L_1$ )	1,2 mm
Força inicial ( $F_1$ )	1,5 N
Deformação final ( $L_2$ )	14,0 mm
Força final ( $F_2$ )	7,5 N
Número de espiras total ( $n_t$ )	13
Número de espiras ativas ( $n$ )	11
Diâmetro do arame ( $d$ )	0,45 mm
Diâmetro interno ( $D_i$ )	4,1 mm
Diâmetro externo ( $D_o$ )	5,0 mm
Altura de bloco	4,5 mm
Sentido de enrolamento	Horário
Coefficiente de rigidez ( $k$ )	1250 N/m

Fonte: Elaborado pelo autor.

## 8.2.4 Dimensionamento das molas-arco

As molas-arco do sistema de amortecimento foram dimensionadas com base no estudo realizado na fase de Projeto Preliminar, o qual definiu o coeficiente de rigidez de forma global. Com base na restrição relacionada com o tamanho do volante da bancada de teste o resultado do dimensionamento dos parâmetros das molas-arco consta no Quadro 8.4.

Quadro 8.4 – Parâmetros de projeto detalhado das molas-arco.

Parâmetro	Valor
Comprimento livre da mola	102,1 mm
Comprimento sólido da mola	42,3 mm
Comprimento sob pré-carga	88,5 mm
Comprimento sob torque máximo	48,8 mm
Deformação na pré-carga	13,6 mm
Deformação no torque máximo	53,3 mm
Força elástica sob torque máximo	1923 N
Ângulo livre	45°
Deslocamento angular torque máximo	23,5°
Raio do arco	130 mm
Torque de carregamento	250 N.m
Torque máximo	261 N.m
Torque pré-carregamento	64 N.m

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os dados foram obtidos por meio de uma simplificação, na qual foi considerado um comportamento linear de uma mola helicoidal de compressão e o cálculo utilizando fórmulas clássicas do dimensionamento de molas (Norton, 2004). O Apêndice A apresenta o dimensionamento detalhado dessa mola.

### 8.2.5 Dimensionamento do par pinhão-coroa modificado

A mudança do perfil de dentes da coroa de externo para interno, também envolveu um novo dimensionamento do par engrenado original. A preocupação maior da adaptação foi em buscar manter o mais próximo possível a relação de transmissão original, para garantir que o motor de partida original teria ainda condições de fornecer a potência necessária para a partida do MCI.

Inicialmente foi realizado um levantamento do sistema atual, ou seja, da interface mecânica AT existente na bancada de teste. Foram obtidos dados da geometria do par engrenado por meio de escaneamento dos perfis dos dentes do pinhão e coroa em uma CMM. Posteriormente, com o auxílio de um *software* comercial para dimensionamento de

engrenagens (Hexagon ZAR1), foi possível obter os parâmetros geométricos do sistema de interface mecânica AT, conforme resumo apresentado no Quadro 8.5.

Quadro 8.5 – Dados do par engrenado da interface mecânica AT.

Nr	Item	Símbolo	Perfil para o acoplamento AT	
			Pinhão	Coroa
1	Módulo	m	2,203	
2	Ângulo pressão	$\alpha$	20,0	
3	Número de dentes	$z_1, z_2$	9	125
4	Coef. desloc. perfil	$x_1, x_2$	0,18	-2,2
5	Distância entre-centros	a	142,3	
6	Comprimento do dente	b	13,0	13,0
7	Relação de transmissão	u	13,9	
8	Diâmetro primitivo	d	19,8	275,4
9	Diâmetro de base	$d_b$	18,6	258,8
10	Diâmetro primitivo efetivo	$d_w$	19,1	265,5
11	Diâmetro externo	$d_a$	25,4	269,8
12	Diâmetro interno	$d_f$	16,6	260,0

Fonte: Elaborado pelo autor.

Buscou-se adequar o novo projeto de forma que a nova configuração mantivesse características fundamentais como o ângulo de pressão, a condição da lei fundamental de engrenamento, na qual a razão de velocidade angular das engrenagens de um par de engrenagens deve manter-se constante durante o engrenamento, mesmo que alterando-se ligeiramente a geometria do engrenamento, pela troca da coroa com perfil de dentes externos por uma coroa com perfil de dentes internos e também modificando-se a distância entre centros original.

O Quadro 8.6 apresenta os parâmetros da interface modificada, que se configura no novo protótipo a ser testado na bancada de MCI. Observa-se que parâmetros fundamentais como módulo e ângulo de pressão permanecem iguais no novo conceito de interface mecânica AP, comparado com o par engrenado original.

Quadro 8.6 – Dados do par engrenado da interface mecânica AP.

Nr	Item	Símbolo	Perfil para o acoplamento AP	
			Pinhão	Coroa
1	Módulo	m	2,203	
2	Ângulo pressão	$\alpha$	20,0	
3	Número de dentes	$z_1, z_2$	8	-97
4	Coef. desloc. perfil	$x_1, x_2$	0,56	-0,66
5	Distância entre-centros	a	-98,3	
6	Comprimento do dente	b	15,0	15,0
7	Relação de transmissão	u	12,1	
8	Diâmetro primitivo	d	17,6	-213,7
9	Diâmetro de base	$d_b$	16,6	-200,8
10	Diâmetro primitivo efetivo	$d_w$	17,7	-214,2
11	Diâmetro externo	$d_a$	24,5	-212,2
12	Diâmetro interno	$d_f$	14,2	-222,8

Fonte: Elaborado pelo autor.

O Apêndice A apresenta os cálculos detalhados do projeto do par engrenado pinhão-coroa modificado. Os números negativos são usados para indicar que se trata de engrenagem de dentes internos.

### 8.3 Fabricação e montagem do protótipo da interface mecânica AP

Para o projeto final do protótipo da nova interface mecânica AP o sistema foi modelado em CAD 3D. A primeira tentativa para detalhar o projeto da interface teve que lidar com ajustes na espessura final do conjunto da interface. No caso do diâmetro externo da interface mecânica foi possível atingir o ajuste conforme o volante original já na primeira versão elaborada via CAD 3D. No entanto a espessura do novo volante também deveria estar muito próxima do volante da interface convencional. O volante original do MCI da bancada de teste tem espessura de 33mm.

Na primeira versão (V1) do novo sistema o volante deveria ter 55mm de espessura, condição esta que não atendia os objetivos do projeto, já evidenciados anteriormente no QFD da fase de Projeto

Informacional do novo conceito. Novos ajustes em CAD foram efetuados até evoluir o conceito para uma versão final com 33mm (V3), de dimensões mais compactas. Um protótipo em escala 1:10, obtido pelo processo de manufatura aditiva a partir do modelo em CAD, e confeccionado em polímero do tipo ABS, foi então fabricado, como pode ser visto na Fig. 8.7.

Figura 8.7 – Protótipo em escala da nova interface mecânica AP.



Fonte: Elaborada pelo autor.

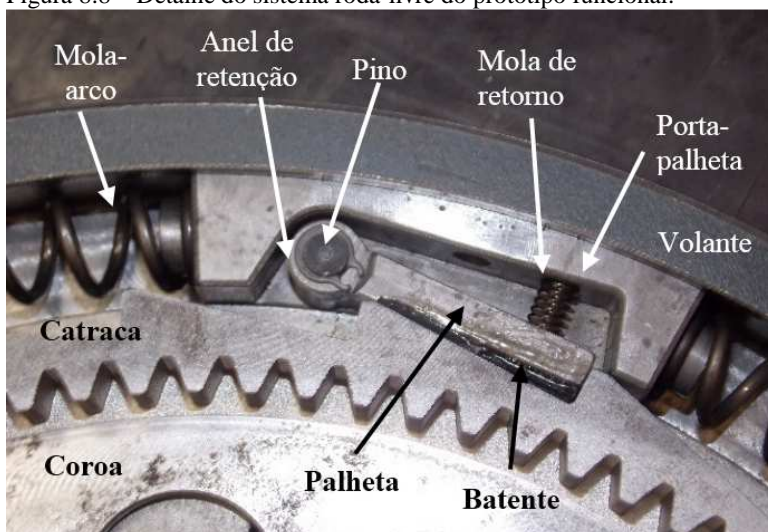
O principal objetivo foi avaliar a adequação de montagem da Versão 3 e permitir corrigir eventuais problemas construtivos antes da fabricação do protótipo físico funcional. A partir da aprovação da prototipagem em escala da nova interface mecânica AP, partiu-se para a fabricação dos componentes funcionais, a montagem final do protótipo e a instalação na bancada de teste de MCI.

Após a montagem do rolamento no respectivo diâmetro de mancalização no volante e a fixação da coroa no mesmo, concêntrica ao volante, procedeu-se com a montagem do sistema roda-livre e do sistema de absorção de impacto com molas-arco no volante da nova interface. O subconjunto sistema roda-livre foi preparado com a montagem por interferência do pino no guia da palheta e com a fixação da palheta no pino por meio de um anel de retenção. Completou-se a montagem com a

instalação da mola de retorno da palheta, no respectivo alojamento projetado no guia da palheta.

A Fig. 8.8 mostra um detalhe do sistema roda-livre do protótipo após a fabricação e montagem já instalado no volante do novo conceito de interface mecânica AP.

Figura 8.8 – Detalhe do sistema roda-livre do protótipo funcional.



Fonte: Elaborada pelo autor.

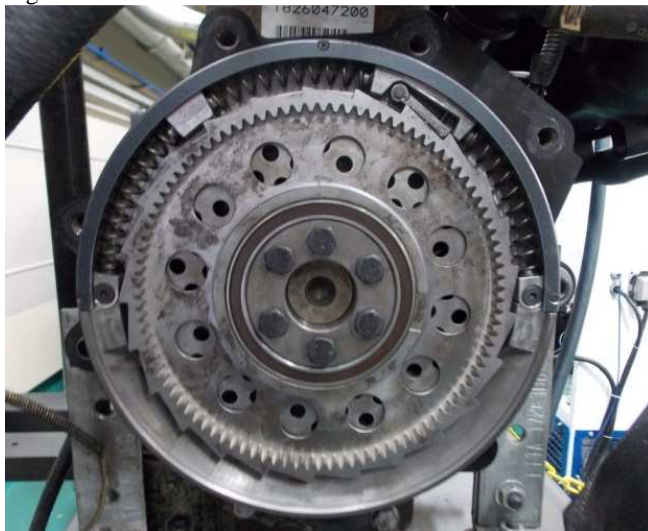
Observa-se que uma lâmina de borracha foi colada na palheta para atenuar o impacto do perfil de catraca da coroa durante o ciclo em roda-livre (antes da centrifugação da palheta). A solução se mostrou efetiva para reduzir o ruído durante parte do ciclo de partida, percebido pela diferença de cerca de 5 dB(A) entre o choque da palheta com e sem a lâmina de borracha contra a catraca.

Nota-se ainda a fixação da palheta no pino localizado no porta-palheta, por meio de um anel de retenção montado em um canal usinado na extremidade do pino, o que evitou o desprendimento da palheta durante o funcionamento do sistema. Finalmente, também na Fig. 8.8, pode-se observar o posicionamento da mola de retorno da palheta, instalada no alojamento do porta-palheta e da palheta. Uma das molas-arco do sistema de absorção de impacto também aparece na Fig. 8.11, estando fixada no pino-guia localizado na extremidade do porta-palheta.



A seguir, realizou-se a fixação do novo volante na bancada de teste no bloco do motor, utilizando-se a mesma furação e parafusos do volante existente no MCI escolhido para o teste (Fig. 8.9).

Figura 8.9 – Novo volante instalado na bancada de teste.

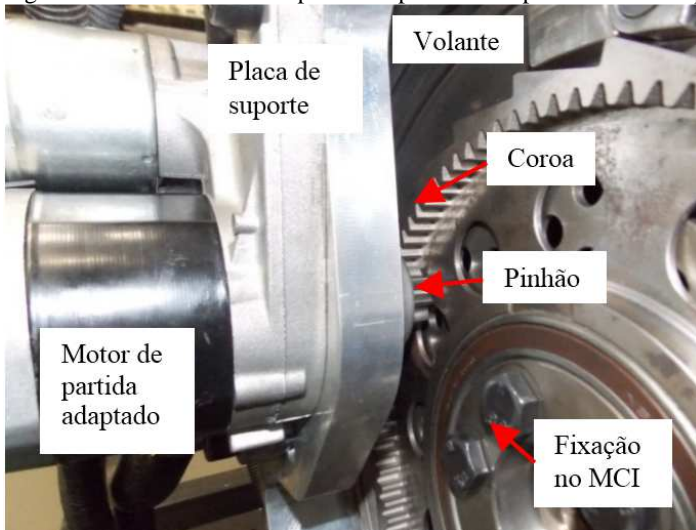


Fonte: Elaborada pelo autor.

Outro subconjunto do protótipo da nova interface mecânica englobou o motor de partida e a placa de fixação, ambos modificados na sua configuração da interface mecânica convencional. No motor de partida a adaptação envolveu a remoção do impulsor de partida e a substituição por um pinhão simples, com uma fixação para adaptação no eixo induzido existente. E também a remoção da alavanca (ou garfo), para que o acionamento do solenoide do motor de partida não fosse efetuado, já que o movimento de avanço do pinhão não será mais executado na nova interface AP. O reposicionamento do motor de partida foi realizado através da fabricação de uma nova placa de fixação. O subconjunto finalizado já foi mostrado anteriormente, conforme Fig. 8.1.

É possível observar na Fig. 8.10 o reposicionamento do pinhão na extremidade do motor de partida, para a nova configuração permanentemente engrenada da interface mecânica AP proposta.

Figura 8.10 – Detalhe do acoplamento permanente pinhão-coroa no protótipo.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A configuração da bancada de teste com o novo protótipo foi assim concluída com base nas seguintes alterações. (Desenhos detalhados e dimensionamentos dos componentes da nova interface podem ser verificados no Apêndice A):

- Nova placa de fixação para deslocar posição do motor de partida;
- Adaptação do motor de partida para não gerar o acionamento da alavanca para avanço/retorno;
- Pinhão substituindo o impulsor de partida;
- Novo par engrenado pinhão-coroa de dentes internos.

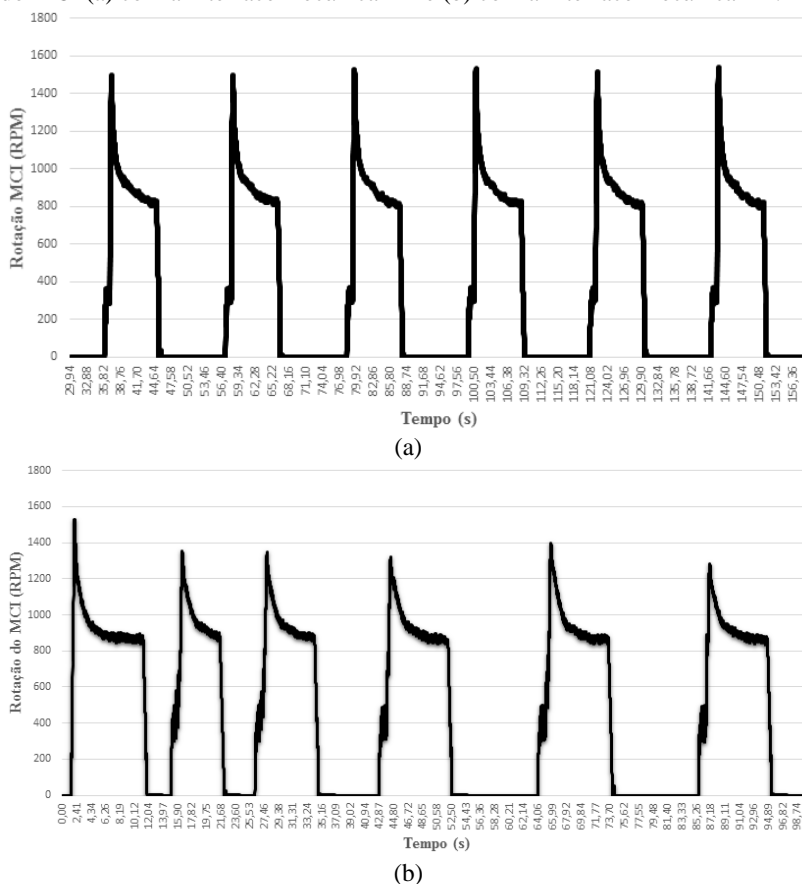
#### 8.4 Resultados Experimentais

Os testes experimentais preliminares permitem avaliar o desempenho do projeto da nova interface mecânica quanto à sua adequação para ser instalado na fixação existente do volante de um MCI original e, posteriormente, ser capaz de promover a partida do mesmo. Finalmente, os resultados também sinalizam o potencial do novo conceito e possibilidades de melhorias e pesquisas adicionais.

A instrumentação da bancada disponível no laboratório de teste da empresa-alvo permitiu o registro da rotação do volante do MCI e do eixo

induzido do motor de partida. Os gráficos da Fig. 8.11 (a) e (b), respectivamente, apresentam uma série de ciclos de partida com a rotação do motor de partida estando instalado no MCI por meio da interface convencional do tipo AT e com a nova interface AP proposta.

Figura 8.11 – Registros da rotação do motor de partida durante ciclos de partida do MCI (a) com a interface mecânica AT e (b) com a interface mecânica AP.

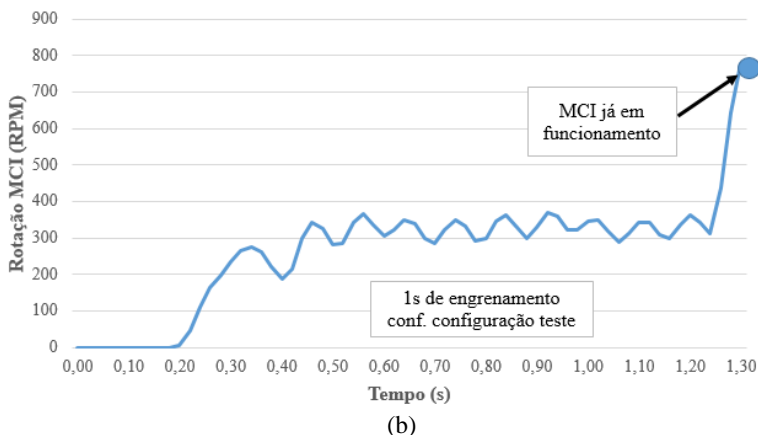
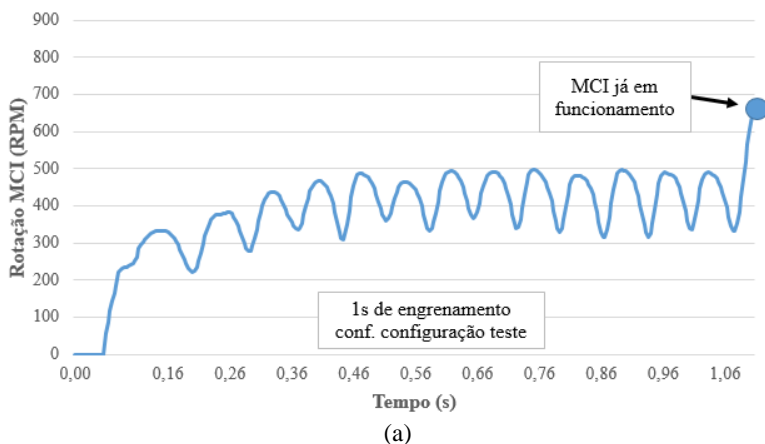


Fonte: Elaborada pelo autor.

A relação de transmissão interface convencional é de 13,9:1. Na adaptação feita para o protótipo da nova interface mecânica AP essa relação foi reduzida para 12,1:1. A diferença entre as relações de transmissão foi requerida para manter o mesmo diâmetro externo do

volante da interface existente, porém permitindo um engrenamento com uma coroa de dentes internos. Como consequência houve um incremento na rotação do MCI durante a partida quando acionado pelo protótipo da nova interface AP, conforme pode ser observada na Fig. 8.12.

Figura 8.12 – Rotação do MCI (a) com a interface mecânica AT (b) com a interface mecânica AP.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Primeiramente é importante salientar que os testes ratificaram o acerto dos cálculos e dos estudos de modelagem e simulação dinâmica da nova interface proposta, conforme apresentado anteriormente. A assertividade do primeiro protótipo fabricado pode ser observada no caso

das molas-arco: Os resultados da simulação dinâmica do sistema de absorção de impacto indicavam uma rigidez das molas-arco bastante elevada. Sendo assim, optou-se pela fabricação de mais duas versões alternativas, com menores coeficientes de rigidez, para evitar atrasos no cronograma de testes. O protótipo foi montado inicialmente com a configuração de menor rigidez das molas-arco. Porém, já nas primeiras partidas dos ensaios as duas configurações alternativas se deformaram e falharam.

Com o ajuste do protótipo utilizando a versão de mola-arco conforme o dimensionamento realizado no projeto preliminar o sistema de absorção de impacto passou a funcionar de forma adequada, sendo efetivo em mais de uma centena de ciclos de partida, e sem apresentar falhas até o encerramento dos testes experimentais. Ciclos de partida foram realizados tanto para as medições como demonstrações do sistema para públicos interno (Empresa-alvo) e externo (Clientes).

Os testes experimentais iniciaram pela preparação da bancada de teste com o sistema de partida e a interface mecânica convencional AT, seguida pela substituição da mesma na bancada pelo novo protótipo com o conceito inovador de interface mecânica AP.

A modificação foi requerida durante o projeto detalhado da nova interface, para adaptação do protótipo na bancada de teste, modificação esta que alterou a coroa de dentes externos da aplicação para uma nova, dotada de perfil de dentes internos. O conceito da nova interface mecânica permite, como mencionado anteriormente, tanto a configuração com dentes internos ou externos. No caso da bancada de teste escolhida verificou-se que a melhor opção construtiva seria o perfil da coroa com dentes internos. Para os testes preliminares considerou-se que essa diferença não prejudicou os resultados, já que o protótipo foi capaz de executar mais de uma centena de partidas do MCI na bancada de teste. No caso de validação de um produto final, o cliente vai definir o requisito quanto à relação de transmissão da interface mecânica entre o sistema de partida e o MCI.

Outro parâmetro que procurou ser observado nos resultados experimentais foi o tempo estimado de partida. Para compreender melhor o fenômeno a estratégia de análise adotada foi considerar a variação da relação de transmissão efetiva ( $RT_e$ ), que é obtida experimentalmente pela razão entre os valores da rotação do eixo induzido do motor de partida e de rotação do MCI. O tempo requerido no ciclo de partida para que a taxa de transmissão efetiva ( $RT_e$ ) atinja o mesmo patamar da relação de transmissão teórica ( $RT_t$ ) é o parâmetro adotado para se definir o tempo para o completo engrenamento do sistema pinhão-coroa para a

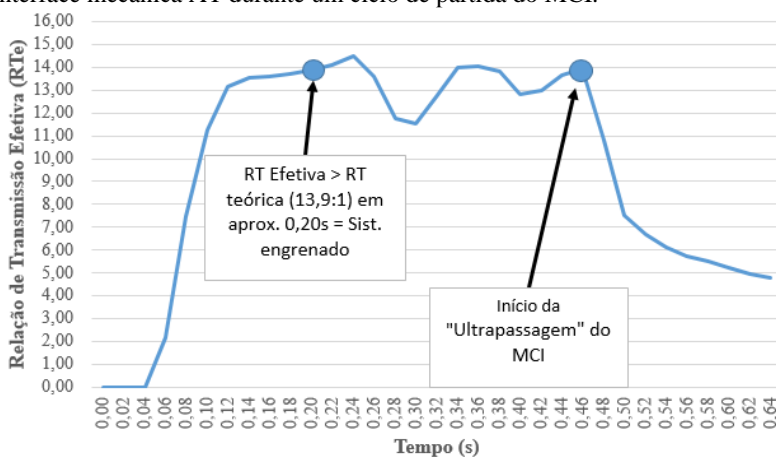
transmissão do torque de partida. Da mesma forma, o momento em que se tem  $R_{Te} < R_{Tt}$ , após a fase em que ocorre a transmissão do torque de partida, indica o momento da “ultrapassagem” do MCI, ou seja, quando o MCI entra em funcionamento autônomo e o sistema de partida em roda-livre. Dessa condição a  $R_{Te}$  se reduz paulatinamente porque a rotação do MCI se eleva e a do motor elétrico é reduzida, pois o mesmo é desligado.

Resumindo-se, os seguintes pressupostos foram considerados para a análise dos dados experimentais:

- 1- O início do ciclo de partida é considerado a partir do primeiro valor de rotação do eixo induzido que foi lido e que seja maior do que 0 (Zero) RPM. Nesse caso pressupõe-se que o sistema de partida foi acionado pela chave de ignição do veículo;
- 2- O tempo até que o engrenamento pinhão-coroa se torna efetivo, nesse caso a vantagem da interface AP fica evidente, pois não há a necessidade de promover o avanço do pinhão até o completo engrenamento com a coroa;
- 3- O comportamento do MCI durante a transmissão de torque durante o ciclo de partida;
- 4- A comprovação do funcionamento do sistema roda-livre, quando a relação de transmissão efetiva (RT) começa a reduzir, indicando que a rotação do eixo do motor elétrico está diminuindo em relação a rotação do MCI, por não estar mais completamente acoplada pela interface mecânica pinhão-coroa.

A relação de transmissão efetiva das interfaces AT e AP foi comparada experimentalmente para se buscar um indicador do desempenho do protótipo do novo conceito quanto ao potencial de redução do tempo de partida. A Fig. 8.13 indica que, para a interface mecânica AT convencional, o tempo requerido para que o acoplamento intermitente entre o pinhão e a coroa fosse efetivado é de aproximadamente 0,2s, tempo em que a relação de transmissão efetiva ( $R_{Te}$ ), mostrada no gráfico da Fig. 8.13, pela primeira vez passa a ser maior do que a relação de transmissão teórica (13,9:1).

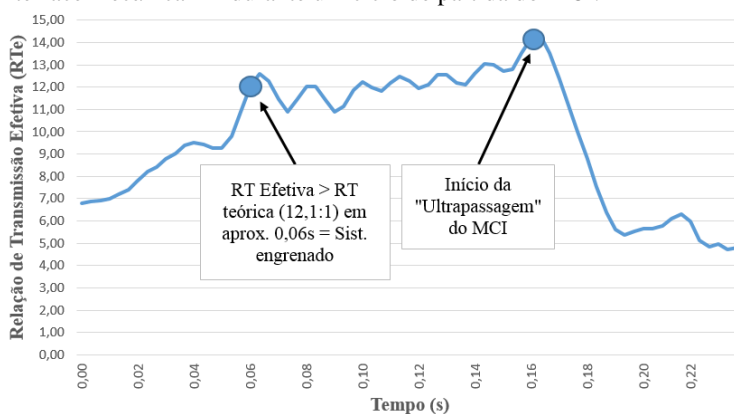
Figura 8.13 – Dados experimentais da relação de transmissão efetiva ( $RT_e$ ) da interface mecânica AT durante um ciclo de partida do MCI.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Consideração similar foi feita para a análise dos dados experimentais da interface mecânica AP. Nesse caso a Fig. 8.14 indica que para a interface mecânica AP, o tempo requerido para que o acoplamento permanente entre o pinhão e a coroa do volante fosse efetivado foi de 0,05s.

Figura 8.14 – Dados experimentais da relação de transmissão efetiva ( $RT_e$ ) da interface mecânica AP durante um ciclo de partida do MCI.

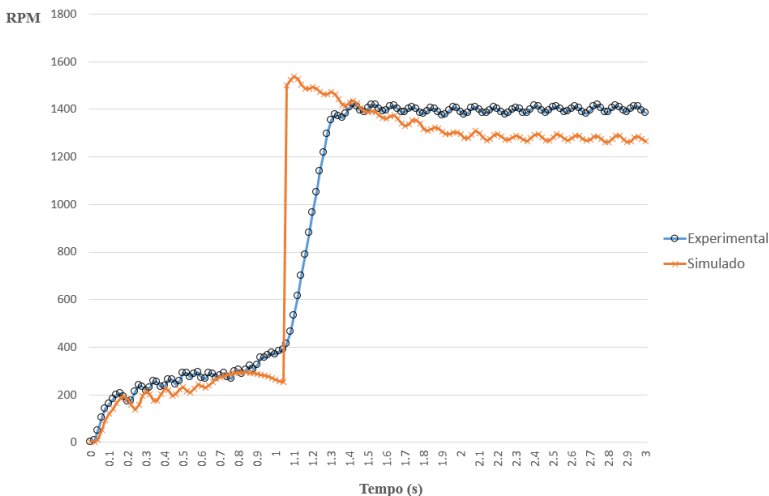


Fonte: Elaborada pelo autor.

O sistema de absorção de impacto do protótipo pode justificar o tempo até que a relação de transmissão efetiva ( $R_{Te}$ ), mostrada no gráfico da Fig. 8.14, tenha atingido um valor superior à relação de transmissão teórica (12,1:1). Os resultados experimentais obtidos com o protótipo confirmam estudos teóricos desenvolvidos anteriormente no trabalho de Michelotti e Silva (2015), onde um modelo dinâmico de parâmetros concentrados foi elaborado para uma avaliação dos sistemas de partida dotados de interfaces com acoplamento transiente (AT) e acoplamento permanente (AP), com relação ao tempo requerido para a partida do MCI.

Com base na modelagem dinâmica 1-D da partida do MCI por meio da nova interface mecânica apresentada no capítulo anterior e os resultados experimentais da rotação efetiva do MCI obtidas no teste, um comparativo teórico-experimental pode ser observado na Fig. 8.15.

Figura 8.15 – Comparativo Teórico-Experimental de partida do MCI com a nova interface mecânica.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Observa-se na Fig. 8.15 que as curvas do ensaio e a experimental apresentam boa correlação na primeira parte do ciclo de partida, quando o motor de partida faz o acionamento do MCI pela interface mecânica, até o momento da ultrapassagem. Após o início do funcionamento do MCI o modelo virtual utilizado foi ajustado para a condição de *setup* do ciclo de partida na bancada de teste. Normalmente após a ultrapassagem o MCI é acelerado durante um certo tempo para garantir uma melhor lubrificação do motor, já que essa questão é crítica para bancadas de



partida, pelo fato do MCI trabalhar durante curtos intervalos de tempo. No modelo virtual há a transição durante a ultrapassagem do MCI é mais rápida, característica que pode ser melhorada com ajustes do modelo virtual.

A evolução do modelo virtual da interface mecânica e dos resultados de comparativos teórico-experimentais são uma possibilidade real de desenvolvimento de trabalhos futuros, os quais possam definir procedimentos de simulação que fogem do escopo da pesquisa, como a correlação experimental com uma gama de diferentes tipos de MCI, de forma a auxiliar na análise prévia de modificação e/ou melhorias da interface mecânica para sua adaptação para diferentes aplicações.

Modelos mais avançados para simulação da condição de partida podem ser considerados para refinamento do resultado e adequação para diferentes configurações industriais. Pode-se utilizar para isso alguns trabalhos anteriores, como os que foram realizados por Ma et al. (2005), Patil e Ranade (1993) e Sultan, Tang e Chang (1990), os quais descrevem a modelagem e simulação da partida de MCI por meio de motor de partida sob diferentes enfoques.

## 8.5 Considerações Finais

Os resultados dos testes experimentais preliminares do primeiro protótipo fabricado comprovam o atendimento da função global do novo sistema de interface mecânica AP. A partir do sucesso dos testes iniciais de partida do MCI da bancada de teste, já se pode vislumbrar o potencial do novo conceito, como uma alternativa para promover a evolução dos sistemas de partida para MCI e contribuir para eventual crescimento do mercado de SSV.

Os resultados apresentados no presente capítulo demonstram o acerto do dimensionamento da nova interface mecânica AP, tanto na fase de projeto preliminar como na do Projeto Detalhado, já que o protótipo inicial não apresentou nenhuma falha crítica e atendeu plenamente a função esperada, de ser efetivo na partida do MCI testado.

Considerando também as pesquisas anteriores do mesmo autor do presente trabalho que demonstraram como a aplicação de ferramentas de modelagem e simulação dinâmica 1-D nas fases iniciais de um projeto podem reduzir o processo oneroso de tentativa-e-erro (MICHELOTTI, 2008), pode-se perceber que as recomendações foram aplicadas e sua contribuição para o desenvolvimento de produtos inovadores foi efetiva.

Os resultados obtidos corroboram a metodologia adotada na pesquisa, e reforçam a pesquisa anterior do mesmo autor (MICHELOTTI,

2008), ratificando que o amplo estudo de modelos matemáticos, roteiros de cálculo e resultados de simulação pode contribuir para o aumento da probabilidade de sucesso do protótipo em testes práticos, já na primeira tentativa. Até o momento da conclusão das atividades dessa pesquisa o protótipo não apresentou nenhuma falha, nos testes realizados até o momento pela empresa patrocinadora do projeto.

## **Capítulo 9**

### **Conclusões e Recomendações para Trabalhos Futuros**

#### 9.1 Conclusões

Evidencia-se, com base nos resultados obtidos neste trabalho, que o Estado da Arte em sistemas de partida para motores de combustão interna pode evoluir de forma significativa. É possível evoluir o atual conceito de sistema de partida convencional, já utilizado há mais de um século, para novas propostas que forneçam respostas mais eficazes para a crescente demanda por motores mais eficientes e com menor impacto ao meio-ambiente. É preciso, para tanto, que as iniciativas de inovação sejam cada vez mais presentes no país, para que a Engenharia nacional possa contribuir efetivamente para o país ser mais competitivo no desenvolvimento de novas tecnologias, equiparando-se, quiçá em um futuro próximo, com países já tecnologicamente desenvolvidos.

As conclusões da pesquisa, atestadas pelos resultados do protótipo físico do novo conceito de interface mecânica AP, conforme observado nos testes experimentais apresentados anteriormente, ratificam a hipótese levantada nesta pesquisa, da lacuna nos sistemas de partida atuais para atendimento dos requisitos de SSV. Os resultados obtidos explicam alguns motivos da continuidade do sistema de partida convencional, mesmo com as limitações para atender os requisitos de uma nova realidade no âmbito do mercado automotivo.

O esforço criativo aplicado na pesquisa para o desenvolvimento de um novo sistema de acoplamento dinâmico demonstra efetivamente que existem possibilidades de se projetar, fabricar e testar alternativas potencialmente viáveis, tanto técnica como economicamente, para evolução do sistema de partida convencional.

Uma breve análise das respostas obtidas na pesquisa em face aos objetivos traçados no início, incluindo os sucessos, as dificuldades e eventuais falhas são abordados aqui para se ter mais claramente a proposta de melhores práticas futuras no desenvolvimento de novos produtos com aspectos inovadores.

Quanto à questão de se realizar extensa e detalhada pesquisa sobre o Estado da Arte em interfaces mecânicas para sistemas de partida há que se destacar o estudo das limitações da atual interface mecânica convencional, do tipo AT, para atender os requisitos de uma nova realidade, muito diferente e mais desafiadora do que há um século, quando o conceito do sistema de partida foi inicialmente desenvolvido e acabou permanecendo até hoje com poucas inovações incrementais.

Na revisão bibliográfica realizada, foram analisadas inicialmente as características das Interfaces Mecânicas desenvolvidas até o momento para sistemas de partida convencionais e não-convencionais (conceitos “permanentemente engrenados”). As limitações dos novos conceitos para efetivamente substituírem o sistema de partida convencional, e atender as novas demandas dos veículos com função de parada e partidas automáticas (SSV), foram constatações durante o desenvolvimento do presente trabalho.

Sob o ponto de vista técnico, verificou-se que o acoplamento intermitente entre o motor elétrico e o motor de combustão, para a transmissão do torque inicial requerido para a partida, possui um ruído mais elevado em função do impacto gerado durante o engrenamento e, pelo mesmo motivo, acarreta um tempo maior para efetuar a partida do motor de combustão. Também o engrenamento pode eventualmente não ser completo por motivo do evento “dente-com-dente”, na falha de engrenamento do pinhão com a coroa localizada no volante do motor de combustão interna. Assim a durabilidade da interface pinhão-coroa se torna menor do que o ideal pelos danos sucessivos no perfil das engrenagens, até o ponto em que não se consegue mais um engrenamento efetivo para a transmissão do torque de partida.

Verificou-se, ainda, o desenvolvimento de alternativas de interfaces mecânicas, entre as quais algumas que substituem o engrenamento pinhão-coroa por um acoplamento correia-polia, transformando o motor de partida e o alternador em um equipamento único, integrado. Tais interfaces mecânicas possuem limitações na capacidade de torque, principalmente em baixas temperaturas. Normalmente um motor de partida reserva é instalado no veículo para partida em situações extremas, o que gera necessidade de maior espaço no compartimento do motor e custo adicional, fatores sempre críticos para adoção de novas tecnologias nos veículos. O sistema com motor-gerador integrado também acarreta um custo adicional pela necessidade de seu conversor eletrônico AC-DC.

A lacuna existente nas interfaces mecânicas AP desenvolvidas até o momento se configura na medida em que pode-se observar na pesquisa que os sistemas existentes até então eram mais complexos e onerosos do que a interface do sistema de partida convencional. Alguns sistemas de interface AP propostos, como o de Sakai (2008), não atendem a premissa básica dos clientes (montadoras de veículos) que desejam um sistema “*plug-and-play*” que não exige modificações na atual configuração do motor de combustão ou transmissão (conjunto denominado “*powertrain*” no meio automotivo) do veículo. O sistema

com motor-gerador integrado também acarreta um custo bem mais elevado do que o sistema convencional pela necessidade de um conversor eletrônico. O motor de partida reserva também gera acréscimo de custo no sistema como um todo.

Outros conceitos de interfaces mecânicas foram identificados através de pedidos de patentes ou patentes concedidas, porém sem evidências de protótipos terem sido fabricados ou testados, ou ainda terem sido efetivamente adotados como produtos. Tais conceitos apresentam limitações e restrições similares aos produtos descritos anteriormente, para sua utilização como alternativa viável para substituir o sistema de acoplamento dinâmico convencional em SSV.

A questão de avaliar a aplicabilidade de uma metodologia clássica de desenvolvimento de produto quando o enfoque é a inovação e a geração de novos conceitos de produtos se destaca nesta pesquisa. O trabalho evidenciou que o domínio da teoria e do método sistemático de desenvolvimento de um novo produto não inibiu a inovação, muito pelo contrário, permitiu capturar uma amplitude de requisitos oriundos da crescente complexidade dos sistemas mecânicos atuais de forma a maximizar a probabilidade de sucesso da iniciativa. O volume considerável de problemas técnicos a serem resolvidos e a necessidade cada vez maior de interação entre diferentes áreas do conhecimento exige uma metodologia que aponte claramente: “o que fazer”, “para quem fazer”, “quando fazer”, “como fazer” e “com o que fazer” para se atingir os objetivos traçados para o projeto.

Os resultados experimentais do protótipo foram bastante satisfatórios para uma primeira avaliação, comprovando o acerto dos cálculos e simulações realizados na fase de projeto preliminar. Dessa forma não houve falha por quebra de componentes e o protótipo foi capaz de realizar mais de uma centena de partidas durante os testes iniciais. Tanto a equipe de projeto quanto alguns clientes-chave selecionados para conhecerem o resultado inicial do projeto ficaram bastante satisfeitos com o desempenho da interface mecânica e, resumidamente, pode-se afirmar que os resultados apresentados ratificam que existe possibilidade de evolução do Estado da Arte.

O novo sistema de interface mecânica AP proposto demonstrou que é possível desenvolver inovação no sistema de partida atual. Os resultados da pesquisa ratificam o potencial de viabilidade frente ao sistema convencional, que atua de forma intermitente na transmissão de torque e é hoje largamente utilizado nos sistemas de partida para motores de combustão interna. O potencial de redução de custo da nova interface mecânica com relação aos sistemas permanentemente acoplados

desenvolvidos anteriormente foi evidenciado através de uma estimativa, visto que o escopo da pesquisa está ainda na fase experimental de um primeiro protótipo em bancada. Sendo assim uma tabela comparativa foi elaborada para se ter um indicativo do custo estimado dos sistemas de partida convencionais e dos permanentemente acoplados, validada com base na extensa vivência profissional do autor.

A interface mecânica proposta pode ser uma alternativa viável para uma maior participação de veículos menos poluentes em países em desenvolvimento, onde o mercado automotivo é fortemente direcionado pelo baixo custo, o que previne hoje uma comercialização efetiva de veículos com características de SSV. Os sistemas permanentemente acoplados desenvolvidos até então, em função da complexidade, possuem custo e complexidade de adaptação nos motores atuais que os tornam inviáveis para adoção em todos os mercados de veículos dotados da função de parada e partida automáticas.

Os resultados da pesquisa ratificam o potencial de viabilidade econômica frente à interface mecânica AT. O potencial do novo conceito em termos de custo não foi objeto desta pesquisa, mas a estimativa apresentada no Cap. 6, com base no número de componentes e custos de instalação, já se configura em um indicativo do potencial de viabilidade do novo conceito.

Evidencia-se que haja ainda certa limitação nos resultados obtidos até o momento para a nova interface mecânica AP, até atingir maturidade suficiente para se tornar um produto final, bem além dos testes de partida executados até o momento. Porém, é importante destacar que o resultado funcional efetivo de um primeiro protótipo construído já aponta claramente para as oportunidades de evolução da pesquisa.

Os resultados observados no protótipo do novo conceito de interface mecânica AP também auxiliam no entendimento dos motivos que levam à continuidade da interface mecânica convencional AT nos sistemas de partida, porque mesmo tendo sido desenvolvido com mínimas alterações com relação ao conceito pré-existente no motor da bancada de teste, sua aplicação final ainda vai depender da total integração e avaliação do protótipo sob o aspecto global do veículo. Esse processo junto às montadoras é, quase sempre, complexo e demorado.

Quanto aos resultados obtidos com os modelos dinâmicos foi possível verificar uma boa correlação com os testes. O modelo de transmissão de torque e absorção de impacto teve uma boa correlação entre a condição simulada da partida do MCI com a nova interface e a rotação efetiva do MCI na bancada de teste. A modelagem da força de impacto do sistema roda-livre foi confirmada pelo desempenho do

protótipo físico nos testes, onde não houve geração de ruído excessivo. Por fim, o modelo de roda-livre também apresentou correlação adequada com o comportamento dinâmico do teste, em que a centrifugação da palheta observada confirmou o resultado simulado de abertura da palheta após o início do funcionamento autônomo do MCI.

## 9.2 Recomendações para trabalhos futuros

- Validação adicional da nova concepção em uma aplicação industrial, incluindo comprovação da durabilidade do novo conceito de interface mecânica AP. Trabalho experimental focado preferencialmente em teste em diferentes veículos, como forma de se confirmar tanto quantitativa quanto qualitativamente o desempenho e as melhorias que podem ser introduzidas no novo conceito de interface mecânica AP;
- Com base na validação adicional, é recomendado o aprofundamento dos estudos de espaço axial mínimo requerido entre o MCI e a transmissão para alojar o novo sistema;
- Avaliar a versão conceitual do novo sistema com a coroa de perfil de dentes externos e catraca no interno. Pode-se considerar ainda a viabilidade de uso de engrenagens helicoidais. São alternativas para adaptar a nova interface em diferentes tipos de MCI e sistemas de transmissão;
- Com base na aplicação selecionada, refinar os modelos e as simulações para avanço na correlação teórico-experimental, obtida de forma ainda incipiente no presente trabalho. Inclusive ampliando o conjunto de variáveis de interesse, incluindo modelagem de contato, de torque resistivo do MCI e análise de vibração durante a partida.





## REFERÊNCIAS

ADADE FILHO, Alberto. Análise de Sistemas Dinâmicos. Ed. São José dos Campos: ITA, 2003.

AKAO, Yoji. Quality function deployment: integrating customer requirements into product design. Cambridge, Productivity Press, 1990.

AMARAL, Daniel C. et al. Gestão de Desenvolvimento de Produtos: Uma Referência para a Melhoria do Processo. São Paulo: Saraiva, 2006.

ASADA, Toshiaki et al., inventor; Toyota Jidosha Kabushiki Kaisha, cessionário. Starting Apparatus. Patent Number US7472672 B2. EUA: USPTO, 6 Jan. 2009.

ASADA, Toshiaki et al., The Permanently engaged gear mechanism in TOYOTA Stop & Start System: Idle stop system. 2008. Disponível em: <<http://www.jsme.or.jp/English/awards/awardn08-02.pdf>>. Acesso em: 19 maio 2015.

BACK, Nelson et al. Projeto integrado de produtos: planejamento, concepção e modelagem. Barueri, SP: Manole, 2008.

BERGER, Alvin H., inventor; Ford Global Technologies Llc, cessionário. Starter system for internal combustion engine. Patent US7810403 B2. EUA: USPTO, 13 mai. 2008.

BLANCHARD, B.S., FABRYCKY, W.J. Systems Engineering and Analysis. Prentice–Hall, USA, 1990.

BOSCH, Robert. Automotive Handbook. 8. Ed. Warrendale (USA): Society of Automotive Engineers, 2011.

BOSCH, 2013. Start-stop coasting. Disponível em: <[http://products.bosch-mobility-solutions.com/media/ubk\\_europe/db\\_application/downloads/pdf/antrieb/en\\_3/SG\\_Sheet\\_Start\\_stop\\_coasting\\_en\\_highres\\_20130905.pdf](http://products.bosch-mobility-solutions.com/media/ubk_europe/db_application/downloads/pdf/antrieb/en_3/SG_Sheet_Start_stop_coasting_en_highres_20130905.pdf)>. Acesso em 17 Mar. 2015.

BURRELL, David. 1912 Cadillac had first starter motor. Disponível em: <<http://www.carsguide.com.au/car-news/1912-cadillac-had-first-starter-motor-27205>>. Acesso em 25 Jun. 2016. EUA: Carsguide, 2012.

CALI, Connard; FERREIRA, Carlos, inventor; Contechnical Industries, Inc., cessionário. Starter motor having a permanently engaged gear. Patent US7810403 B2. EUA: USPTO, 12 out. 2010.

CARNEY, D. Internal Combustion: the next generation. Revista Automotive Engineering International. v. 116. n. 3. Warrendale, USA: Society of Automotive Engineers International, Mar., 2008.

CERVO, Amado L.; BERVIAN, Pedro A.; DA SILVA, Roberto. Metodologia Científica. 6. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2007.

CHESNEY, David R.; KREMER, John M. Generalized Equations for Roller One-Way Clutch Analysis and Design. Paper nr. 970682. Warrendale (USA): Society of Automotive Engineers, 1997.

CHESNEY, David R.; KREMER, John M., Generalized Equations for Sprag One-Way Clutch Analysis and Design. SAE International Paper nr. 981092, Warrendale (USA): Society of Automotive Engineers, 1998.

COMANDOLLI, Fernando; GOMEZ, Marcelo P., inventor; Zen S.A. Indústria Metalúrgica, cessionário. Start-up unit for constantly engaged/coupled, combustion engine. Patent Application US20110185997 A1. EUA: USPTO, 4 ago. 2011.

CRANKING MOTOR DESIGNS. Disponível em: <<http://autosystempro.com/cracking-motor-designs/>>. Acesso em: 20 jan. 2015.

DECICCO, John; AN, F.; ROSS, M. Technical Options for Improving the Fuel Economy of U.S. Cars and Light Trucks by 2010–2015. Relatório. The Energy Foundation. April, 2001.

ELLIOTT, Michael H.; State of ELN: Current Perceptions and New Paths. Disponível em: <<http://www.scientificcomputing.com/article/2014/03/state-eln-current-perceptions-and-new-paths>>. Acesso em 25 Jun. 2014. Scientific Computing, 2014.

EICHLSEDER, Helmut, WIMMER, Andreas. Future Perspectives of The IC Engine. Institute for Internal Combustion Engines and Thermodynamics. Graz University of Technology. 14<sup>th</sup> International Conference Transport and Air Pollution. Áustria, 2005.

FONSECA, Antonio Jorge Hernández; NASCIMENTO, M. de S.; PADILHA, J. L. Espiral do desenvolvimento: um modelo utilitário para o processo de desenvolvimento de produtos industriais. In: Congresso Brasileiro de Gestão e Desenvolvimento de Produtos. Gramado (RS): CBGDP, 2003.

FOSTER, Richard. Inovação: A Vantagem de Atacante. Tradução de José E. A. do Prado. São Paulo: Best Seller, 1988.

GALE, Nigel, Road-to-lab-to-math: a new path to improved product. SAE International Magazine. ed. May, 2005. p. 78-79. Warrendale (USA): Society of Automotive Engineers, 2005.

GEORGANO, George N. Early and Vintage Cars 1886-1930: A World of Wheels Series. EUA: Mason Crest, 2002.

GIL, Antonio C. Como Elaborar Projetos de Pesquisa. 6. Ed. São Paulo: Atlas, 2002.

GOUVINHAS, Reidson P.; COSTA, Paulo Eduardo de C. Desenvolvimento de um modelo de gestão do conhecimento para a melhoria do processo de desenvolvimento de produtos. In: Congresso Brasileiro de Gestão e Desenvolvimento de Produtos. Gramado (RS): CBGDP, 2003.

HAN, Young-Hyun; LEE, Kunwoo. A case-based framework for reuse of previous design concepts in conceptual synthesis of mechanisms. Journal of Computers in Industry, v. 57. p. 305-318, 2006. Amsterdam: Elsevier, 2009.

HAUSER, John R.; CLAUSING, Don P. Clausing. (1988) The House of Quality. p. 63-73. EUA: Harvard Business Review, Mai., 1988.

FERREIRA, Marcelo G. G. Utilização de modelos para a representação de Produtos no projeto conceitual. Dissertação de mestrado.

Universidade Federal de Santa Catarina. Mestrado em Engenharia Mecânica, 1997.

HOFFMEISTER, Alexandre D. Sistematização do processo de planejamento de projetos: definição e seqüenciamento das atividades para o desenvolvimento de produtos industriais. Dissertação (Mestrado). Florianópolis: UFSC, 2003.

HOW A CAR WORKS, 2011. How the starting system works. Disponível em: <<http://www.howacarworks.com/basics/how-the-starting-system-works>>. Acesso em: 13 Janeiro 2015.

ICCT. CO2 emissions from new passenger cars in the EU: Car manufacturers' performance in 2014. The International Council on Clean Transportation. Relatório. Washington (DC): 2015.

International Energy Agency. CO2 Emissions from Fuel Combustion. Highlights. IEA Statistics, France, 2015.

IPCC. Climate Change 2007. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. Core Writing Team, Pachauri, R.K. and Reisinger, A. (Eds.). IPCC. Relatório. Genebra, Suíça: 2007. pp 104.

IPCC. Climate Change 2014. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change [Core Writing Team, R.K. Pachauri and L.A. Meyer (eds.)]. IPCC. Relatório. Genebra, Suíça: 2014. 151 pp.

ISKRA Avtoelektrika. Integrated Starter Motor Generators. Catálogo. Março, 2008. Disponível em < [http://www.iskra-ae.com/eng/docs/DC\\_integrated\\_flywheel\\_generator.pdf](http://www.iskra-ae.com/eng/docs/DC_integrated_flywheel_generator.pdf)>. Acesso em: 22 jan. 2010.

KARNOPP, Dean; MARGOLIS, Donald L.; ROSEMBERG, Ronald C. System Dynamics: a unified approach. John Wiley & Sons, Inc. 1990.

KATOH, Nobuaki. Find The Optimum Functionality for Local Conditions. Revista ATZautotechnology. v. 9. p. 28-29. Fevereiro de 2009. Entrevista concedida a Roland Schedel.

KELLY, Christopher et al., inventor; Case Corporation, cessionário. Method and apparatus for starting an engine. Patent US6089112 A. EUA: USPTO, 18 jul. 2000.

KETTERING, Charles F., inventor; Dayton Engineering Lab Co., cessionário. Engine-starting device. Patente Nr. US1150523A. EUA: USPTO, 17 Aug. 1915.

KREMER, John M. (Org.). Design Practices: Passenger Car Automatic Transmissions (AE-29). Cap.7 - One-Way Clutches. ISBN 9780768011258. 768p. SAE International. Warrendale, USA: 2012.

KRUSE, Mathias; LEHMANN, Steffen, inventor; Schaeffler Technologies AG&Co. KG, cessionário. Permanently engaged starter having a dry freewheel. Patent Application WO 201113412 A3. PCT, 28 jun. 2012.

LEBRUN, Michel; RICHARDS, Claude. How to create Good Models without writing a single line of code. 5th Scandinavian Intl. Conference on Fluid Power, Linkoping, Suécia, Maio, 1997.

LEDUC, P., et al. Downsizing of Gasoline Engine: an Efficient Way to Reduce CO2 Emissions. Oil & Gas Science Technology – Revista IFP, v. 58, n. 1. p. 115-127. Lyon, Ed. Technip. 2003.

LI, Joe Z.; et al., Simulation of Pressure Pulsations in a Gasoline Injection System and Development of an Effective Damping Technology. SAE International Paper nr. 2005-01-1149, 2005. Warrendale (EUA): Society of Automotive Engineers, 2005.

LINDEMANN, Patrick et al. (Org.). Torque Converters: Launching over new challenges. Schaeffler Symposium, 2010. Disponível em: <[http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/08\\_media\\_library/01\\_publications/schaeffler\\_2/symposia\\_1/downloads\\_11/schaeffler\\_kolloquium\\_2010\\_08\\_en.pdf](http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/schaeffler_kolloquium_2010_08_en.pdf)>. Acesso em: 26 Jun. 2016.

LINHARES, João Carlos. Ciclo de Vida de um produto: Abordagem Metodológica para o Processo de Projeto de Produto. Apostila V.03 Curso de Mestrado em Engenharia de Produção Mecânica-Disciplina: Projeto de Produto. Joinville: Instituto Superior Tupy, 2008.

- LOWERY, R. D.; MEHRBRODT, A. W. How to do More With Wrapped-Spring Clutches. *Machine Design*, Volume 48, Number 17, pp. 78-83. 1976.
- MA, Qi; et al. A High Fidelity Starter Model for Engine Start Simulations. 2005 Proceedings of the American Control Conference. June 8-10, 2005. Portland (OR), USA: 2005.
- MAIER, Jonathan R.A.; FADEL, Georges M., Affordance Based Design Methods for Innovative Design, Redesign and Reverse Engineering. *Research in Engineering Design*, 30(4): 393-414. Londres: Springer-Verlag, 2009
- MARINI, Vinicius K.; ROMANO, Leonardo N., Influencing factors in agricultural machinery design. *Product: Management & Development*, v.7, n.2, p.111-130. ISSN 1676-4056. Natal (RN): Instituto de Gestão de Desenvolvimento do Produto, 2009.
- MATSUBARA, Vitor. Saiba mais sobre os projetos de carros elétricos no Brasil. *Revista Quatro-Rodas on-line*. Disponível em: <[http://quatorrodas.abril.com.br/noticias/197913\\_p.shtml](http://quatorrodas.abril.com.br/noticias/197913_p.shtml)>. Acesso em: 23 Outubro 2009.
- MCKINSEY & COMPANY. Roads toward a low-carbon future: Reducing CO2 emissions from passenger vehicles in the global road transportation system. New York, 2009.
- MELO FILHO, Leonel D.R.; CHENG, Lin C. QFD: desdobramento da função qualidade na gestão de desenvolvimento de produtos. São Paulo: Editora Blucher, 2007.
- MENDES, Luciano A.; BACK, Nelson; OLIVEIRA, Gustavo H. C. Designing automated test systems: an adapted methodology inspired on Pahl and Beitz's systematic approach. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, v. 25, n. 6, p. 945-950. Amsterdam: Elsevier, 2009.
- MENDEZ, Susana, I. Um método para o desenvolvimento de produtos alimentícios aplicado em uma indústria avícola. 2004. Dissertação (Mestrado) – Florianópolis: UFSC, 2004.

MESQUITA, Daniel L.; et al. Inovar-Auto: Estudo de Caso sobre sua Adesão por uma Montadora Brasileira. XXXVIII EnANPAD. Rio de Janeiro: ANPAD, 2014.

MICHELOTTI, Alvaro C.; Modelagem Dinâmica 1-D com Validação Experimental: Estudo de Caso no Desenvolvimento de Produto. Dissertação de mestrado. Mestrado em Engenharia Mecânica. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2008.

MICHELOTTI, Alvaro C.; SILVA, Jonny C. 1-D Model Development to Study the Dynamic Behavior of the Mechanical Diode Configuration Applied to One-Way Clutch (OWC). XVIII Congresso e Exposição Internacionais de Tecnologia da Mobilidade – SAE BRASIL 2009. São Paulo: Outubro, 2009a.

MICHELOTTI, Alvaro C.; SILVA, Jonny C. Dynamic Model of the Roller Float Condition in One-Way Clutch (OWC) Applied to Motorcycle Engine Starters. 20th International Congress of Mechanical Engineering – COBEM 2009. ABCM. Gramado: Novembro, 2009b.

MICHELOTTI, Alvaro C., inventor; ZEN S.A. Indústria Metalúrgica, cessionário. Desacoplador com sistema de roda livre e amortecimento de vibrações. Pedido de patente Nr. BR102012022803-3 A2. Brasil: INPI, 10 Set. 2012.

MICHELOTTI, Alvaro Canto, inventor; Zen S/A Indústria Metalúrgica, cessionário. Coupling system between a starting motor and an internal combustion engine. Patent Application WO 2014078925 A1. PCT, 30 mai. 2014.

MICHELOTTI, Alvaro C.; SILVA, Jonny .C. Dynamic simulation of an innovative permanently engaged mechanism for starting systems. In: 23rd International Congress of Mechanical Engineering, 2015, Rio de Janeiro. Proceedings of COBEM 2015. Rio de Janeiro: ABCM, 2015.

MICHELOTTI, Alvaro C.; SILVA, Jonny C. Design innovation in dynamic coupling of starting system for internal combustion engines. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. V. 38, Nr. 1, pp 177-188. Springer, 2016.

NAVIGANT Research Inc. Stop-Start Vehicles. 2015. Disponível em: <<http://www.navigantresearch.com/research/stop-start-vehicles>>. Acesso em: 25 jun. 2016.

NIXON, St. John C. The Invention of the Automobile – Karl Benz and Gottlieb Daimler. Versão digital. Ancarano: Edizioni Savine, 2016.

NORTON, Robert L. Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada. 2. Ed. Tradução de João Batista de Aguiar et al. Porto Alegre: Bookman, 2004.

ORTHEIN, W. C. Clutches and Brakes Design and Selection. 2nd ed. New York: Marcel Dekker, Inc, 1986.

PAHL, Gerhard.; BEITZ, Wolfgang. Engineering Design. 3. ed. Berlim: Springer-Verlag, 1995.

PAHL, Gerhard et al. Projeto na engenharia: fundamentos do desenvolvimento eficaz de produtos, métodos e aplicações. ISBN 9788521203636. São Paulo: Edgard Blucher, 2005.

PATIL, Atul B.; RANADE, Nitin S. Computer Simulation of an I.C. Engine during Cranking by a Starter Motor. Paper number 930626. International Congress and Exposition. SAE International. Detroit, March 1-6, 1993.

PELKMANS, Luc et al. Trends in Vehicle and Fuel Technology. U.E.: European Commission. Joint Research Centre - Institute for Prospective Technological Studies (JRC-IPTS). p. 39-68. (Report EUR 20746 EN). 2003.

PORTELLA, R.; PASQUINI, J.; LIEBISCH, J. Sistema Start/Stop Bosch. XVII Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva – SIMEA 2009. São Paulo: Associação Brasileira de Engenharia Automotiva (AEA), 2009.

PUGH, Stuart. Total design: integrated methods for successful product engineering. Addison-Wesley, 1991.



REICH, Yoram. AI-supported quality function deployment, Artificial Intelligence in Economics and Management. Proceedings of the Fourth International Workshop on Artificial Intelligence in Economics and Management, January, Tel-Aviv, Israel, Kluwer Academic Publishers, Boston, MA, pp. 93-106. 1996.

REIS, Ângelo V. dos. Desenvolvimento de concepções para a dosagem e deposição de precisão para sementes miúdas. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2003.

RESIN, Paulo Roberto de Sá. Desenvolvimento do protótipo de uma máquina desoperculadora de favos de mel. Florianópolis, 1989. Dissertação de mestrado. UFSC, 1989.

REULEAUX, Franz. Constructor: A hand-book of machine design. Disponível em: <https://babel.hathitrust.org/cgi/pt?id=njp.32101048877151;view=1up;seq=9>>. Acesso em: 26 jun. 2016. New York: H.H. Suplee, 1902.

RIZOULIS, Dimitrios et al., inventor; Gm Global Technology Operations Inc., cessionário. Reduced noise engine start-stop system using traditional crank device. Patent Number US7373908 B2. EUA: USPTO, 20 Mai. 2008.

ROACH, Gregory M. An Investigation of Compliant Over-running Ratchet and Pawl Clutches. All Theses and Dissertations. Paper 55. Disponível em: <<http://scholarsarchive.byu.edu/etd/55>>. Acesso em: 30 jan. 2016. Provo, UT (EUA): Brigham Young University, 2003.

SAKURAI, Michiharu. Gerenciamento Integrado de Custos. Atlas, São Paulo. 1997.

SAMARIN, Vlad. Starting system: Starter motor. In: Illustrated Auto Glossary. Disponível em: <<http://www.samarins.com>>. Acesso em: 05 Jun. 2008.

SANDERS, Ralph W. Vintage farm tractors: the ultimate tribute to classic tractors. EUA: Barnes & Noble Books, 1998.

SCLATER, Neil; CHIRONIS, Nicholas P.; Mechanisms and Mechanical Devices Sourcebook. 4. ed. New York: McGraw-Hill, 1991.

SHEMMANS, David. Challenging Times Must Spur Innovation. ATZ Autotechnology. Wiesbaden. v. 9. p. 15. GWV Media. Fev., 2009.

SILVA, Andrei K.; LEBRUN, Michel; SAMUEL, Sébastien. Modeling and Simulation of a Cooling System Using Multiport Approach. Paper nr. 2000-01-0293, 2000. Warrendale (EUA): Society of Automotive Engineers, 2000.

SILVA, Edna Lúcia da; MENEZES, Estera M., Metodologia da Pesquisa e Elaboração de Dissertação. 4ª. Ed. Florianópolis: UFSC, 2005.

SILVA, Jonny C. Virtual Environment for Dynamic Modeling of Multi-Domain Systems. 18th International Congress of Mechanical Engineering. Ouro Preto, Brasil, 2005.

SMITH, Shana, SMITH, Gregory; SHEN, Ying-Ting. Redesign for Product Innovation. Journal of Design Studies 33 (160-184). Amsterdam: Elsevier, 2012.

SULTAN, Myrna C.; TANG, Dah-Lain; CHANG, Man-Feng. An Engine and Starting System Computer Simulation. Paper 900779. International Congress and Exposition. SAE International. Detroit, 26/Fevereiro a 02/Março, 1990.

ULLMAN, David G. The Mechanical Design Process. New York: McGraw-Hill.Inc. 1992.

UNCTAD. World Investment Report 2005: Transnational Corporations and the Internalization of R&D. 2005.

VILANOVA, Carolina. Manutenção do motor de partida. Revista O Mecânico. Disponível em: <<http://www.omecanico.com.br/modules/revista.php?recid=21&edid=3>>. Acesso em: 26 Jun. 2016. São Paulo: G.G. Editora Public. Técnica Ltda., 2015.

VIOREL, Ioan-Adrian et al. Integrated Starter-Generators for Automotive Applications. ACTA ELECTROTEHNICA. Volume 45, Nr. 3, 2004.

WEZENBEEK, Peter J., et al. Combustion Assisted Belt-Cranking of a V-8 Engine at 12-Volts. Paper number 2004-01-0569. SAE World Congress. SAE International. Detroit, 8-11 March, 2004.

WHITTACKER, Wayne. Chrysler Family Debut. Popular Mechanics. Vol 91. Nr. 4, p. 118-123. EUA: H.H. Windsor, 1949. Disponível: <<https://books.google.com.br/books> >. Acesso 26 Jun. 2106.

WIEBUSCH, C. F. The Spring Clutch. Journal of Applied Mechanics, Volume 6, pp. 103-108. 1939.





Quadro A.1 - Componentes do protótipo da interface mecânica AP.

<b>Item</b>	<b>Código</b>	<b>Desc.</b>	<b>Qtde.</b>
1	DCS875_V4R1	Volante	1
2	DCS330_V3R2	Guia mola-arco	1
3	DCS226D_V3R2	Batente direito	1
4	DCS226E_V3R2	Batente esquerdo	1
5	DCS135_V3R1	Coroa	1
6	DCS007F_V2R1	Anel de proteção	1
7	DCS528A_V3R2	Mola arco	1
8	DCS176_V4R1	Palheta	1
9	DCS528C_V3R1	Mola palheta	1
10	DCS640_V1R1	Pino	1
11	DCS764_V3R3	Porta palheta	1
12	DCS279_V4R2	Placa de fixação	1
13	DCS639_V4R3	Pinhão	1
14	DCS726_V1R1	Rolamento	1

Fonte: Elaborado pelo autor.

### A.1 Volante modificado

Pode-se verificar na Fig. A.2 o resultado da fabricação do volante modificado. Os múltiplos furos observados foram para alívio de massa, buscando-se o ajuste para que ficasse o mais próximo possível da massa do volante original da bancada de teste.

#### Dados gerais:

Material: Ferro Fundido Cinzento ASTM A48

Peso: 5,7 kg

Momento de inércia: 0,031 kg.m<sup>2</sup>

Quantidade utilizada: 1

Figura A.2 – Volante modificado. (a) lado com as cavidades para alojamento do sistema de absorção de impacto. (b) lado oposto.



(a) (b)

Fonte: Elaborada pelo autor.

#### A.2 Guia das molas-arco

Dados gerais do Guia (Fig. A.3):

Material: Aço SAE 1020

Peso: 0,074 kg

Quantidade: 1

Figura A.3 – Guia da mola-arco.



Fonte: Elaborada pelo autor.

### A.3 Batente Esquerdo e Direito

Dados gerais dos batentes (Fig. A.4):

Nome: Batente Esquerdo  
Material: Aço SAE 1020  
Peso: 0,050 kg  
Quantidade: 1

Nome: Batente Direito  
Material: Aço SAE 1020  
Peso: 0,050 kg  
Quantidade: 1

Figura A.4 – Batente (a) Esquerdo e (b) Direito.



Fonte: Elaborada pelo autor.

### A.4 Coroa

Dados gerais da Coroa (Fig. A.5):

Material: Aço SAE 1045  
Tratamento térmico: Cementação e têmpera.  
Peso: 0,419 kg  
Momento de inércia: 0,004 kg.m<sup>2</sup>  
Quantidade: 1



Dados dos dentes, conforme ISO 701-1998:

Número de dentes ( $z$ ) = 97  
Diâmetro primitivo ( $d$ ) = 213,69mm  
Diâmetro de base ( $d_b$ ) = 200,80mm  
Diâmetro de raiz ( $d_f$ ) = 223,196mm  
Diâmetro de topo ( $d_a$ ) = 213,28mm  
Sentido de rotação: horário  
Raio da raiz do dente: 0,5mm  
Raio do topo do dente: 0,5mm

Dados do perfil de catraca:

Passo: 29,61mm  
Altura do dente: 6,22mm  
Raio externo: 120,5mm (em relação ao centro da roda)  
Raio interno: 115 mm (em relação ao centro da roda)

Figura A.5 - Coroa com dentes internos e perfil de catraca externo.



Fonte: Elaborada pelo autor.

## A.5 Anel de proteção

### Dados gerais do anel de proteção:

Material: Aço SAE 1020

Espessura: 4mm

Peso: 0,138 kg

Quantidade: 1

## A.6 Molas-arco

### Dados gerais da mola-arco:

Material: Aço SAE 5160

Peso: 0,039 kg

Quantidade: 3

### A.6.1 Dimensionamento das molas-arco

As molas-arco do sistema de amortecimento foram posicionadas ao redor do volante do MCI, permitindo maximizar seu comprimento e tornar possível atender a rigidez definida anteriormente, por meio do modelo dinâmico do sistema de amortecimento e a simulação dinâmica apresentada no capítulo anterior. O detalhamento do projeto das molas-arco será efetuado aqui na etapa de Projeto Detalhado, com base em uma combinação de molas em série, onde a rigidez total é obtida pela Equação (A.1):

$$\frac{1}{c_{tot}} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \dots + \frac{1}{c_i} \quad (\text{A.1})$$

Na equação (A.1) tem-se  $c$  representando a rigidez torcional de cada mola-arco (em N.m/°). Nota-se pela Eq. (A.1) que a rigidez  $C_{tot}$  se torna menor na medida em que mais molas são adicionadas. Para um comportamento melhor de partida do MCI uma menor rigidez é benéfica, pois assim se reduz a frequência natural do sistema, melhorando-se o isolamento de vibrações.

Os parâmetros de inércia do volante, coroa, sistema roda-livre e sistema de amortecimento podem ser considerados conjuntamente para definir a frequência natural  $f_{nat}$  (em Hz) da nova interface mecânica com base na rigidez  $c$  (em Nm/rad) a partir da equação (A.2).

$$f_{nat} = \sqrt{\frac{c}{J_{eq}}} \quad (\text{A.2})$$

Sendo que o momento de inércia equivalente é dado pela Eq.(A.3):

$$J_{eq} = \left( \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} + \dots + \frac{1}{J_n} \right)^{-1} \quad (\text{A.3})$$

$J_1 \dots J_n$  = momentos de inércia em  $\text{kg.m}^2$

A rigidez do sistema deve garantir também a resistência suficiente ao torque de partida do MCI sem que as molas falhem por compressão excessiva (falha por atingir bloco da mola). As molas-arco devem suportar o torque de partida, de acordo com a equação (A.4):

$$\text{Max. } M_{mci} = C \cdot \varphi_{max} \quad (\text{A.4})$$

$\text{Max. } M_{mci}$  = torque máximo para partida do MCI (N.m)

$c$  = rigidez torcional ( $\text{N.m}^\circ$ )

$\varphi_{max}$  = ângulo máximo de deslocamento (graus)

#### A.7 Palheta

Dados gerais da palheta (Fig. A.6):

Material: Aço

Peso: 0,054 kg

Tratamento térmico: Cementação e têmpera.

Quantidade: 1

Figura A.6 – Duas perspectivas da palheta do sistema roda-livre.



Fonte: Elaborada pelo autor.

## A.8 Mola de retorno da palheta

### Dados gerais da mola de retorno:

Material: Aço DIN 17223

Peso: 0,0002 kg

Quantidade: 1

## A.9 Pino

### Dados gerais do pino:

Material: Aço SAE 4340

Tratamento térmico: Têmpera

Peso: 0,00455 kg

Quantidade: 1

### **A.9.1 Dimensionamento do pino**

Para o dimensionamento do pino considerou-se o caso do cisalhamento convencional, pelo fato do pino de fixação da palheta sofrer um esforço cortante entre seu alojamento no porta-palheta e na própria palheta. Desprezando-se o efeito do momento fletor e considerando uma distribuição uniforme, obtém-se a tensão cisalhante máxima sobre o pino tendo-se como dado de entrada a força resultante do torque máximo de projeto da interface mecânica e a área resistente ao cisalhamento (definida com base na geometria da palheta).

O torque máximo de 500 N.m, aplicado no raio de giro da palheta no volante de 121mm resulta em uma força de 4132 N. A área da seção do pino é 56mm<sup>2</sup>, e a tensão cisalhante obtida é dada pela Eq. (A.5).

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{4132}{56} = 74 \text{ MPa} \quad (\text{A.5})$$

Considerando-se o limite de escoamento do aço empregado na fabricação do pino da palheta como sendo 1200 MPa, e assumindo que o limite de resistência do pino ao cisalhamento seja de 600 MPa, tem-se um coeficiente de segurança elevado (FS > 8). Nesse caso considerou-se desnecessário o custo e prazo para estudos adicionais por meio de simulação utilizando-se o método dos elementos finitos (MEF).

## A.10 Porta-palheta

### Dados gerais do Porta-palheta (Fig. A.7):

Material: Aço SAE 1020

Tratamento térmico:

Peso: 0,151 kg

Quantidade: 1

Figura A.7 - Porta-palheta fabricado para montagem do protótipo.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Nota-se na Figura A.7 que o componente porta-palheta se apresenta já com o pino, montado por interferência. Nota-se ainda, os dois furos para alojamento da mola de retorno da palheta, permitindo variar a compressão da mesma para o teste do protótipo. Os pinos-guia para as molas-arco localizam-se nas extremidades da peça.

Alguns componentes fabricados não fazem parte efetivamente do conceito da interface, porém foram adaptados para viabilizar a alteração da interface mecânica convencional para a nova interface mecânica AT na bancada de teste. Trata-se da placa de fixação do motor de partida, além do próprio motor de partida, sem o acionamento do solenoide e sem a atuação da alavanca de avanço do impulsor. E, finalmente, um novo pinhão, fixado ao eixo induzido do motor elétrico, substituindo o impulsor de partida.

## A.11 Placa de fixação

### Dados gerais da placa de fixação:

Material: Alumínio 1060

Peso: 2,379 kg

Quantidade: 1

## A.12 Pinhão modificado

Dados gerais do pinhão modificado (Fig. A.8):

Material: Aço SAE 10B22

Tratamento térmico: Cementação e têmpera.

Peso: 0,150 kg

Momento de inércia: 20,560 kg.mm<sup>2</sup>

Quantidade: 1

Figura A.8 – Detalhes do pinhão modificado.



Fonte: elaborada pelo autor.

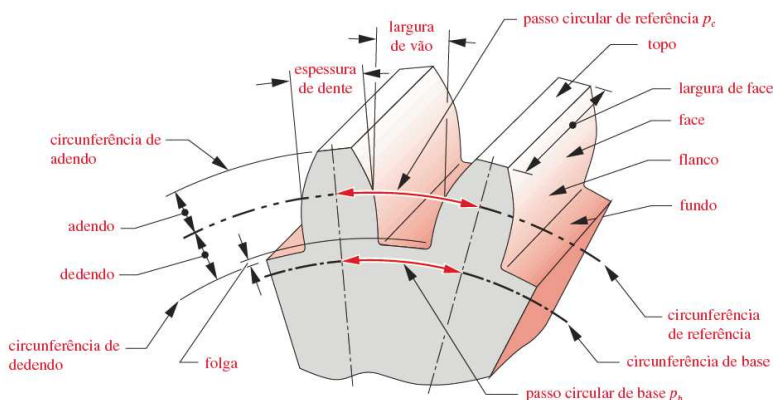
### A.12.1 Engrenamento pinhão-coroa modificado

Para o teste do protótipo foi necessário planejar as modificações a serem implantadas em um MCI dotado de sistema de partida convencional, com interface mecânica AT. Nesse caso, para a instalação de um protótipo com interface mecânica AP a posição relativa do motor elétrico e, conseqüentemente do engrenamento pinhão-coroa, teve que ser ajustado, de forma a permanecer continuamente acoplado.

Além disso, a mudança do perfil de dentes da coroa de externo para interno, também envolveu um novo dimensionamento do par engrenado. A preocupação maior da adaptação foi em buscar manter o mais próximo possível a relação de transmissão original, para garantir que o motor de partida original teria ainda condições de fornecer a potência necessária para a partida do MCI.

A Figura A.9 mostra dois dentes de engrenagem com a nomenclatura-padrão, onde o círculo de referência (primitivo) e o círculo de base estão definidos. O adendo define a altura do dente e o dedendo a altura de pé. A espessura do dente é medida no círculo de referência, e a largura do vão entre dentes é ligeiramente maior que a espessura do dente. A diferença entre essas duas dimensões indica um valor de folga de engrenamento. O passo circular (primitivo) é o comprimento do arco ao longo da circunferência do círculo de referência medido de um ponto em um dente ao mesmo ponto no próximo dente.

Figura A.9 – Nomenclatura de uma engrenagem de dentes retos.



Fonte: Norton (2004).

A definição do passo circular de referência  $p_c$  é dado pela Eq. (A.6):

$$p_c = \frac{\pi \cdot d}{N} \quad (\text{A.6})$$

Onde  $d$  = diâmetro de referência e  $N$  = número de dentes. O passo do dente também pode ser medido ao longo da circunferência do círculo de base e então é chamado de passo de base  $p_b$  dado pela Eq. (A.7)

$$p_b = p_c \cdot \cos \varphi \quad (\text{A.7})$$

As unidades de  $p_c$  são polegadas ou milímetros. O sistema SI, usado para engrenagens métricas, define um parâmetro chamado de módulo, com o diâmetro de referência  $d$  medido em milímetros pela Eq. (A.8).

$$m = \frac{d}{N} \quad (\text{A.8})$$

A razão de velocidades pode ser calculada a partir do número de dentes das engrenagens engrenadas, e estes são inteiros. Observe que o sinal negativo implica um engrenamento externo, e um sinal positivo, um engrenamento interno. A razão de engrenamento  $m_g$  pode ser expressa como o número de dentes na engrenagem  $N_g$  sobre o número de dentes no pinhão  $N_p$  pela Eq. (A.9):

$$m_g = \frac{N_g}{N_p} \quad (\text{A.9})$$

A razão de contato  $m_p$  define o número médio de dentes em contato em qualquer momento. É calculada pela Eq. (A.10):

$$m_p = \frac{Z}{p_b} \quad (\text{A.10})$$

Onde  $Z$  é o comprimento de ação da Equação 12.2 e  $p_b$  é o passo de base da equação. Se a razão de contato for 1, então um dente estará deixando o contato justamente quando o próximo está entrando em contato. Isso é indesejável, porque um pequeno erro no vão do dente causará oscilações na velocidade, vibração e barulho. Além disso, a carga será aplicada na ponta do dente, criando maior momento fletor. Para razões de contato entre 1 e 2 divide-se a carga entre um par de dentes. A razão de contato mínima aceitável para uma operação suave é 1,2. Uma razão de contato entre 1,4 e 2,0 é desejável.

Buscou-se adequar o novo projeto de forma que a nova configuração mantivesse características fundamentais como o ângulo de pressão, a condição da lei fundamental de engrenamento, na qual a razão de velocidade angular das engrenagens de um par de engrenagens deve



manter-se constante durante o engrenamento, mesmo que alterando-se ligeiramente a geometria pela troca da coroa com perfil de dentes externos por uma coroa com perfil de dentes internos e modificando-se a distância original entre centros. A consideração operacional principal se refere ao diâmetro primitivo efetivo ( $d_w$ ) e o ângulo de pressão efetivo ( $\alpha_w$ ), os quais podem ser obtidos por meio da distância entre centros ( $a_x$ ) e pelas equações (A.11), (A.12) e (A.13):

$$d_{w1} = 2a_x \frac{z_1}{z_2 - z_1} \quad (\text{A.11})$$

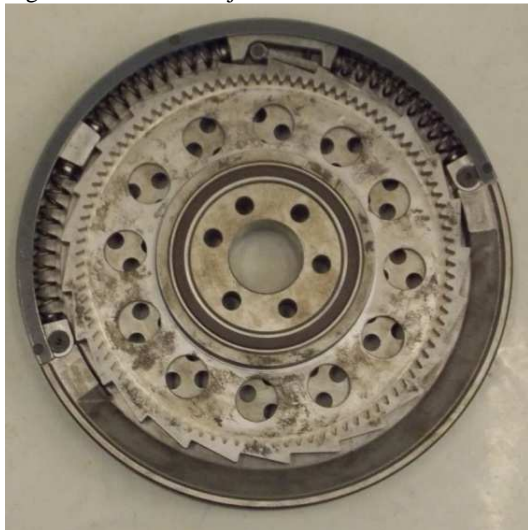
$$d_{w2} = 2a_x \frac{z_2}{z_2 - z_1} \quad (\text{A.12})$$

$$\alpha_w = \cos^{-1} \left( \frac{d_{b2} - d_{b1}}{2a_x} \right) \quad (\text{A.13})$$

### A.13 Subconjunto volante modificado

A integração de todos os componentes fabricados resultou no protótipo acabado da nova interface mecânica AP. Submontagens foram efetuadas, como pode ser observado na Fig. A.10.

Figura A.10 – Subconjunto volante com o sistema de absorção de impacto.



Fonte: Elaborada pelo autor.

As Figuras A.11 e A.12 ilustram a bancada de teste com a configuração original da interface mecânica e do volante do MCI.

Figura A.11 – Bancada de teste com a interface convencional original.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura A.12 – Vista frontal da interface convencional AT.



Fonte: Elaborada pelo autor.

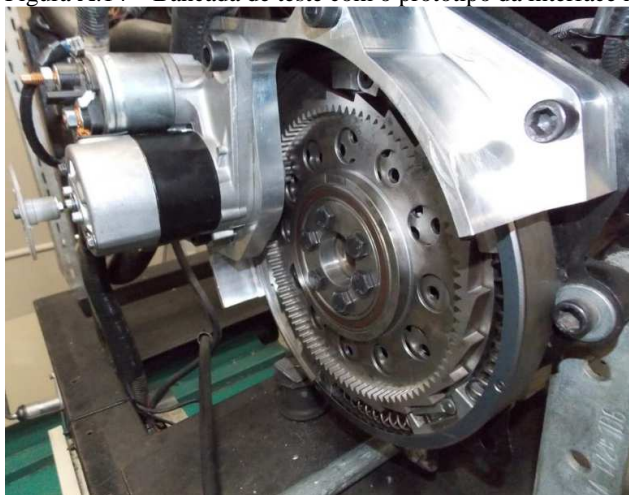
A Fig. A.13 mostra o volante modificado instalado, por meio do padrão de furação original do MCI. Na Fig. A.14 a placa de fixação e o motor de partida já permitem a execução dos testes experimentais.

Figura A.13 – Bancada de teste com o protótipo da interface mecânica AP.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura A.14 – Bancada de teste com o protótipo da interface mecânica AP.



Fonte: Elaborada pelo autor.



## ANEXO A

### Relatórios dos modelos de simulação 1-D

Descreve os relatórios gerados pelo *software* de simulação 1-D adotado como ferramenta de auxílio nesta pesquisa, trazendo todos os detalhes do sistema, as variáveis de estado e outras informações. São três relatórios gerados diretamente pelo software LMS Imagine.Lab Amesim e transcritos nesta seção:

- Relatório do modelo do sistema de absorção de impacto;
- Relatório do modelo de partida do MCI com a nova interface;
- Relatório do modelo do sistema de centrifugação em roda-livre.

#### A.1 Relatório do modelo do sistema de absorção de impacto

HTML Report generated by LMS Imagine.Lab Amesim 14 (seg 27. jun 10:54:46 2016)

---

#### Table of contents

- Circuit name
- Circuit schematics
- Component submodels
  - constant [CONS00]
  - constant\_1 [CONS00]
  - mass\_envelope [MAS30]
  - mass\_envelope\_1 [MAS30]
  - mass\_friction\_endstops\_2 [MAS005]
  - omegacon [OMEGC0]
  - omegacon\_1 [OMEGC0]
  - rottotransmtf [WTX01]
  - rottotransmtf\_1 [WTX01]
  - signal04 [UDA01]
  - signal04\_1 [UDA01]
  - spring01 [SPR000]
  - spring01\_1 [SPR000]

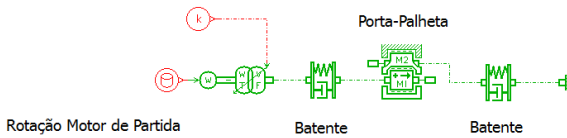
- springdamper01 [SD0000]
- springdamper01\_1 [SD0000]
- springdamper01\_2 [SD0000]
- zeroforcesource [ZFS\_1DOF]
- zeroforcesource\_1 [ZFS\_1DOF]
- zeroforcesource\_2 [ZFS\_1DOF]
- zeroforcesource\_3 [ZFS\_1DOF]
- zerospeedsource [V001]
- zerospeedsource\_1 [V001]
- Run Parameters
- LA status
  - Free states
- Libraries required in the model

Circuit name

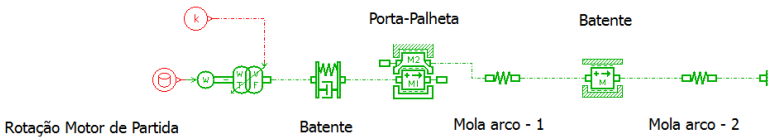
DCS\_M1

Circuit schematics

Braço de alavanca no volante \* 2(PI)/60



Braço de alavanca volante \* 2(PI)/60



Component submodels

constant [CONS00]

constant signal

CONS00 : Real parameters with non default values	Unit	Value
constant value	null	0.1215

constant\_1 [CONS00]

constant signal

CONS00 : Real parameters with non default values	Unit	Value
constant value	null	0.1215

mass\_envelope [MAS30]

motion of body within moving envelope, friction and elastic end stops (configurable version)

MAS30 : Real parameters with non default values	Unit	Value
mass of piston (m1)	kg	0.009
mass of envelope (m2)	kg	0.051
stiction force (static)	N	10
Coulomb friction force (dynamic)	N	5
viscous friction	N/(m/s)	0.1
lower displacement limit (piston/envelope)	m	0
higher displacement limit (piston/envelope)	m	0.035
lower displacement limit (envelope/fixed reference)	m	0
higher displacement limit (envelope/fixed reference)	m	0.155
lower displacement limit (piston/fixed reference)	m	0
higher displacement limit (piston/fixed reference)	m	0.155

mass\_envelope\_1 [MAS30]

motion of body within moving envelope, friction and elastic end stops (configurable version)

MAS30 : Real parameters with non default values	Unit	Value
mass of piston (m1)	kg	0.009
mass of envelope (m2)	kg	0.051
stiction force (static)	N	10
Coulomb friction force (dynamic)	N	5
viscous friction	N/(m/s)	0.1
lower displacement limit (piston/envelope)	m	0
higher displacement limit (piston/envelope)	m	0.035

lower displacement limit (envelope/fixed reference)	m	0
higher displacement limit (envelope/fixed reference)	m	0.155
lower displacement limit (piston/fixed reference)	m	0
higher displacement limit (piston/fixed reference)	m	0.155

mass\_friction\_endstops\_2 [MAS005]

mass with friction and ideal end stops

MAS005 : Real parameters with non default values	Unit	Value
mass	kg	0.03
Coulomb friction force	N	10
stiction force	N	15
lower displacement limit	m	0
higher displacement limit	m	0.155

omegacon [OMEGC0]

conversion of signal to a rotary speed in rev/min

omegacon\_1 [OMEGC0]

conversion of signal to a rotary speed in rev/min

rottotransmf [WTX01]

modulated transformer rotary/linear (V output at port 2)

rottotransmf\_1 [WTX01]

modulated transformer rotary/linear (V output at port 2)

signal04 [UDA01]

signal from ASCII file data

UDA01 : Integer parameters with non default values	Value
column to use for u	1
UDA01 : Text parameters with non default values	Value
name of ASCII file	encoder rotation.data
UDA01 : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value	Title



table	
integer parameter 6	column to use for u
text parameter 1	name of ASCII file

signal04\_1 [UDA01]

signal from ASCII file data

UDA01 : Integer parameters with non default values	Value
column to use for u	1
UDA01 : Text parameters with non default values	Value
name of ASCII file	encoder rotation.data

UDA01 : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value	Title
table	
integer parameter 6	column to use for u
text parameter 1	name of ASCII file

spring01 [SPR000]

ideal linear spring

SPR000 : External variables with non default startvalues	Unit	Value
force at port 1	N	491
SPR000 : Real parameters with non default values	Unit	Value
spring rate	N/m	20000

spring01\_1 [SPR000]

ideal linear spring

SPR000 : External variables with non default startvalues	Unit	Value
force at port 1	N	491

SPR000 : Real parameters with non default values	Unit	Value
spring rate	N/m	10000

springdamper01 [SD0000]

mechanical spring and damper

springdamper01\_1 [SD0000]

mechanical spring and damper

springdamper01\_2 [SD0000]

mechanical spring and damper

zeroforcesource [ZFS\_1DOF]

zero force source (1DOF)

zeroforcesource\_1 [ZFS\_1DOF]

zero force source (1DOF)

zeroforcesource\_2 [ZFS\_1DOF]

zero force source (1DOF)

zeroforcesource\_3 [ZFS\_1DOF]

zero force source (1DOF)

zerospeedsource [V001]

zero speed source (velocity, displacement, acceleration)

zerospeedsource\_1 [V001]

zero speed source (velocity, displacement, acceleration)

### Run Parameters

Run parameter	Value	Unit
Run type	Single	
Integrator type	Standard	
Start time	0	s
End time	1	s
Communication interval	0.01	s
Tolerance	1e-013	
Maximum time step	1e+020	s
Solver type	Regular	
Error type	Mixed	
Simulation mode	Stabilizing + Dynamic	

Discontinuity printout	Off
Activity index calculation	Off
Power calculation	Off
Energy calculation	Off
Holds input constant	Off

LA status

Free states

Submodel	Variable	Unit
1 spring01 [SPR000]	force at port 1	N
~ spring01 [SPR000]	velocity at port 1	m/s
2 spring01_1 [SPR000]	force at port 1	N
~ spring01 [SPR000]	velocity at port 1	m/s
3 mass_friction_endstops_2 [MAS005]	velocity port 1	m/s
~ spring01 [SPR000]	velocity at port 1	m/s
4 mass_friction_endstops_2 [MAS005]	displacement port 1	m
~ spring01 [SPR000]	velocity at port 1	m/s
5 springdamper01_2 [SD0000]	spring force	N
6 mass_envelope [MAS30]	velocity at port 1	m/s
~ spring01 [SPR000]	velocity at port 1	m/s
7 mass_envelope [MAS30]	displacement at port 1	m
~ spring01 [SPR000]	velocity at port 1	m/s
8 mass_envelope [MAS30]	velocity at port 2	m/s
~ spring01 [SPR000]	velocity at port 1	m/s
9 mass_envelope [MAS30]	displacement at port 2	m
~ spring01 [SPR000]	velocity at port 1	m/s
10 springdamper01 [SD0000]	spring force	N
11 mass_envelope_1 [MAS30]	velocity at port 1	m/s
~ spring01 [SPR000]	velocity at port 1	m/s
12 mass_envelope_1 [MAS30]	displacement at port 1	m

~ spring01 [SPR000]	velocity at port 1	m/s
13 mass_envelope_1 [MAS30]	velocity at port 2	m/s
~ spring01 [SPR000]	velocity at port 1	m/s
14 mass_envelope_1 [MAS30]	displacement at port 2	m
~ spring01 [SPR000]	velocity at port 1	m/s
15 springdamper01_1 [SD0000]	spring force	N

Libraries required in the model

\$AME/libmec

\$AME/libsig

## A.2 Relatório do modelo de partida do MCI com a nova interface

HTML Report generated by LMS Imagine.Lab Amesim 14 (seg 27. jun 10:40:05 2016)

### Table of contents

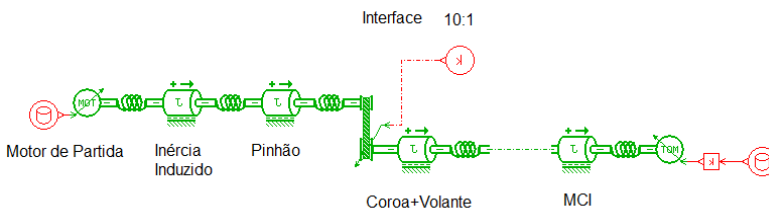
- Circuit name
- Circuit schematics
- Component submodels
  - constant [CONS00]
  - gain [GA00]
  - pmover01v [PMV00]
  - pmover01v\_1 [PMV00]
  - reducerv [VRR001]
  - rotaryload2ports [RL04]
  - rotaryload2ports\_1 [RL04]
  - rotaryload2ports\_3 [RL04]
  - rotaryload2ports\_5 [RL04]
  - rotaryspring [RSPR00]
  - rotaryspring\_1 [RSPR00]
  - rotaryspring\_2 [RSPR00]
  - rotaryspring\_3 [RSPR00]
  - rotaryspring\_4 [RSPR00]
  - signal04 [UDA01]

- signal04\_1 [UDA01]
- Run Parameters
- LA status
  - Free states
- Libraries required in the model

Circuit name

conventional\_PES\_Starter

Circuit schematics



Component submodels

constant [CONS00]

constant signal

CONS00 : Real parameters with non default values	Unit	Value
constant value	null	10

gain [GA00]

gain

GA00 : Real parameters with non default values	Unit	Value
value of gain	null	-1.8

pmover01v [PMV00]

conversion of signal to a rotary speed in rev/min

pmover01v\_1 [PMV00]

conversion of signal to a rotary speed in rev/min

reducerv [VRR001]

variable gear ratio (velocity port 2 input)

rotaryload2ports [RL04]

rotary load with two shafts (angle as output)

RL04 : Real parameters with non default values	Unit	Value
moment of inertia	kgm**2	1e-06

rotaryload2ports\_1 [RL04]

rotary load with two shafts (angle as output)

RL04 : Real parameters with non default values	Unit	Value
moment of inertia	kgm**2	1e-05

rotaryload2ports\_3 [RL04]

rotary load with two shafts (angle as output)

RL04 : Real parameters with non default values	Unit	Value
moment of inertia	kgm**2	0.0001

rotaryload2ports\_5 [RL04]

rotary load with two shafts (angle as output)

RL04 : Real parameters with non default values	Unit	Value
moment of inertia	kgm**2	5

rotaryspring [RSPR00]

ideal rotary spring or torsion bar (with state variable)

RSPR00 : Real parameters with non default values	Unit	Value
spring stiffness	Nm/degree	1e+06

rotaryspring\_1 [RSPR00]

ideal rotary spring or torsion bar (with state variable)

RSPR00 : Real parameters with non default values	Unit	Value
spring stiffness	Nm/degree	1e+06

rotaryspring\_2 [RSPR00]

ideal rotary spring or torsion bar (with state variable)

RSPR00 : Real parameters with non default values	Unit	Value
spring stiffness	Nm/degree	1e+06

rotaryspring\_3 [RSPR00]

ideal rotary spring or torsion bar (with state variable)

RSPR00 : Real parameters with non default values	Unit	Value
--	------	-------

spring stiffness	Nm/degree	1e+06
------------------	-----------	-------

rotaryspring\_4 [RSPR00]

ideal rotary spring or torsion bar (with state variable)

RSPR00 : Real parameters with non default values	Unit	Value
spring stiffness	Nm/degree	1e+06

signal04 [UDA01]

signal from ASCII file data

UDA01 : Text parameters with non default values	Value
name of ASCII file	C:/DCS_simulado_experimental/starter_motor.data
UDA01 : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value	Title
table	
1 text parameter	name of ASCII file

signal04\_1 [UDA01]

signal from ASCII file data

UDA01 : Integer parameters with non default values	Value
column to use for u	1
UDA01 : Text parameters with non default values	Value
name of ASCII file	C:/DCS_simulado_experimental/encoder rotation.data

UDA01 : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value	Title
table	
integer parameter 6	column to use for u
text parameter 1	name of ASCII file

[Back to top](#)

**Run Parameters**

Run parameter	Value	Unit
Run type	Single	
Integrator type	Standard	
Start time	0	s
End time	3	s
Communication interval	0.02	s
Tolerance	1e-010	
Maximum time step	1e+030	s
Solver type	Regular	
Error type	Mixed	
Simulation mode	Stabilizing + Dynamic	
Discontinuity printout	Off	
Activity index calculation	Off	
Power calculation	Off	
Energy calculation	Off	
Holds input constant	Off	

**LA status**

Free states

Submodel	Variable	Unit
1 rotaryload2ports [RL04]	shaft speed at port 2	rev/min



~ rotaryspring_2 [RSPR00]	shaft speed at port 1	rev/min
2 rotaryload2ports [RL04]	shaft angle at port 2	degree
~ rotaryspring_2 [RSPR00]	shaft speed at port 1	rev/min
3 rotaryspring [RSPR00]	angular twist in spring	degree
4 rotaryspring_2 [RSPR00]	angular twist in spring	degree
5 rotaryspring_3 [RSPR00]	angular twist in spring	degree
6 rotaryload2ports_1 [RL04]	shaft speed at port 2	rev/min
~ rotaryspring_2 [RSPR00]	shaft speed at port 1	rev/min
7 rotaryload2ports_1 [RL04]	shaft angle at port 2	degree
~ rotaryspring_2 [RSPR00]	shaft speed at port 1	rev/min
8 rotaryload2ports_3 [RL04]	shaft speed at port 2	rev/min
~ rotaryspring_2 [RSPR00]	shaft speed at port 1	rev/min
9 rotaryload2ports_3 [RL04]	shaft angle at port 2	degree
~ rotaryspring_2 [RSPR00]	shaft speed at port 1	rev/min
10 rotaryload2ports_5 [RL04]	shaft speed at port 2	rev/min
~ rotaryspring_2 [RSPR00]	shaft speed at port 1	rev/min
11 rotaryload2ports_5 [RL04]	shaft angle at port 2	degree
~ rotaryspring_2 [RSPR00]	shaft speed at port 1	rev/min
12 rotaryspring_1 [RSPR00]	angular twist in spring	degree
13 rotaryspring_4 [RSPR00]	angular twist in spring	degree

Libraries required in the model

\$AME/libmec

\$AME/libsig

### A.3 Relatório do modelo do sistema de centrifugação em roda-livre

HTML Report generated by LMS Imagine.Lab Amesim 14 (*qui 4. fev 19:42:27 2016*)

Table of contents

- Circuit name

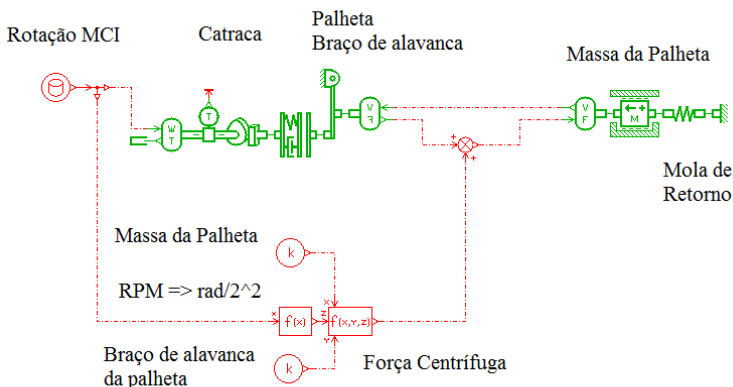
- Circuit schematics
- Component submodels
  - cam2\_2\_3 [CAM00-1]
  - constant\_2\_2\_2\_2 [CONSO-1]
  - constant\_3\_2\_2\_2 [CONSO-2]
  - control02\_2\_2\_2 [JUN3P-1]
  - control04 [SPLT0-1]
  - elasticendstop\_2\_2\_4 [LSTP00-1]
  - fofx\_2\_2\_2 [FX00-1]
  - fofxyz\_2\_2\_2 [FXYZ-1]
  - lever4\_2\_2\_4 [LML034-1]
  - linear2signal1\_2\_2\_2 [FVSG11-1]
  - linear2signal2\_2\_2\_2 [FVSG02-1]
  - mass\_friction\_endstops\_2\_2\_4 [MAS005-1]
  - rotary2signal1\_2\_2\_3 [TWSG01-1]
  - signal04 [UDA01-1]
  - signalsink\_2\_2\_3 [SSINK-1]
  - spring01\_2\_2\_4 [SPR000-1]
  - torquesensor\_2\_2\_3 [TT000-1]
  - zerospeedsource\_2\_2\_4 [V001-1]
  - zerotorquesource\_2\_2\_3 [T000-1]
- Run Parameters
- Graphs
- LA status
  - Free states
- Libraries required in the model

---

■ Circuit name ■

Analyse\_Rot\_Cte\_ALP\_engine

■ Circuit schematics ■



### Component submodels

cam2\_2\_3 [CAM00-1]

cam and cam follower with state variable

CAM00-1 : Text parameters with non default values	Value
file for cam position in terms of angular displacement	caminvertidoALP.data

constant\_2\_2\_2\_2 [CONS0-1]

constant signal

CONS0-1 : External variables with non default startvalues	Unit	Value
constant value	null	0.013

constant\_3\_2\_2\_2 [CONS0-2]

constant signal

CONS0-2 : External variables with non default startvalues	Unit	Value
constant value	null	0.1215

control02\_2\_2\_2 [JUN3P-1]

summing junction

control04 [SPLT0-1]

splitter junction

elasticendstop\_2\_2\_4 [LSTP00-1]

elastic contact

fofx\_2\_2\_2 [FX00-1]

output a prescribed function of input

FX00-1 : Text parameters with non default values	Value
expression in terms of the input x	$(x*2*PI/60)^2$

fofxyz\_2\_2\_2 [FXYZ-1]

signal output as function of inputs x,y,z

FXYZ-1 : Text parameters with non default values	Value
expression for output as a function of x, y and z	$x*y*z$

lever4\_2\_2\_4 [LML034-1]

linear mechanical lever (V input at port 2)

LML034-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
distance port 1 to pivot	m	0.0343
distance port 2 to pivot	m	0.0238

linear2signal1\_2\_2\_2 [FVSG11-1]

conversion between linear variables and signal variables (V and X output port 3)

linear2signal2\_2\_2\_2 [FVSG02-1]

conversion between linear variables and signal variables (alternative)

mass\_friction\_endstops\_2\_2\_4 [MAS005-1]

mass with friction and ideal end stops

MAS005-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
mass	kg	0.013
lower displacement limit	m	-0.0031
higher displacement limit	m	0

rotary2signal1\_2\_2\_3 [TWSG01-1]

conversion between rotary variables and signal variables (W output port 3)

signal04 [UDA01-1]

signal from ASCII file data

UDA01-1 : Integer parameters with non default values	Value
column to use for u	1
UDA01-1 : Text parameters with non default values	Value
/ name of ASCII file	Analise_Rot_Cte_ALP_engine_props/encoder rotation.data
UDA01-1 : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value	Title
table	
integer parameter 6	column to use for u
text parameter 1	name of ASCII file

signalsink\_2\_2\_3 [SSINK-1]

plug for signal port

spring01\_2\_2\_4 [SPR000-1]

ideal linear spring

SPR000-1 : External variables with non default startvalues	Unit	Value
force at port 1	N	1.5
SPR000-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
spring rate	N/m	1260

torquesensor\_2\_2\_3 [TT000-1]

torque sensor with offset and gain

zerospeedsource\_2\_2\_4 [V001-1]

zero speed source (velocity, displacement, acceleration)

zerotorquesource\_2\_2\_3 [T000-1]

zero torque source

Run Parameters

Run parameter	Value	Unit
Run type	Single	
Integrator type	Standard	
Start time	0	s
End time	1.3	s
Communication interval	0.001	s
Tolerance	1e-007	
Maximum time step	1e+030	s
Solver type	Regular	
Error type	Mixed	
Simulation mode	Stabilizing + Dynamic	
Discontinuity printout	Off	
Activity index calculation	Off	
Power calculation	Off	
Energy calculation	Off	
Holds input constant	Off	

### LA status

#### Free states

Submodel	Variable	Unit
1 spring01_2_2_4 [SPR000-1]	force at port 1	N
2 linear2signal1_2_2_2 [FVSG11-1]	output displacement at port 3	m
3 lever4_2_2_4 [LML034-1]	angular lever position	degree
4 cam2_2_3 [CAM00-1]	angular displacement of the cam	degree
5 mass_friction_endstops_2_2_4 [MAS005-1]	velocity port 1	m/s
~ linear2signal2_2_2_2 [FVSG02-1]	input velocity at port 3	m/s

6 mass_friction_endstops_2_2_4 [MAS005-1]	displacement port 1	m
7 elasticendstop_2_2_4 [LSTP00-1]	gap or clearance	mm

**Libraries required in the model**

\$AME/libmec

\$AME/libsig