



Relatório

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Desenvolvimento e Implementação de sistema
para conversão de caixa de velocidades com seleção
em "H" para seleção sequencial***

Daniel Vasconcelos Gouveia

Leiria, março de 2026



Relatório

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Desenvolvimento e Implementação de sistema
para conversão de caixa de velocidades com seleção
em "H" para seleção sequencial***

Daniel Vasconcelos Gouveia

Dissertação de Mestrado realizada sob a orientação do(a) Doutor(a) João Francisco Romeiro da Fonseca Pereira, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria.

Leiria, março de 2026

Originalidade e Direitos de Autor

O presente relatório de projeto é original, elaborado unicamente para este fim, tendo sido devidamente citados todos os autores cujos estudos e publicações contribuíram para o elaborar.

Reproduções parciais deste documento serão autorizadas na condição de que seja mencionado os Autores e feita referência ao ciclo de estudos no âmbito do qual o mesmo foi realizado, a saber, Curso de Mestrado em Engenharia Automóvel, no ano letivo 2025/2026, da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria, Portugal, e, bem assim, à data das provas públicas que visaram a avaliação destes trabalhos.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Agradecimentos

À empresa RMC Engrenagens é devido um especial agradecimento pela disponibilização do *gearkit* de *crabots* e da caixa de velocidades utilizada no presente trabalho. O seu contributo revelou-se fundamental para o desenvolvimento e validação do mecanismo proposto.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Resumo

O presente projeto visa o desenvolvimento, dimensionamento e implementação de um sistema para conversão de uma caixa de velocidades manual com padrão em “H” para um sistema de seleção sequencial. A proposta centra-se na otimização do processo de troca de mudanças, visando aumentar a rapidez, precisão e eficiência entre trocas, bem como proporcionar uma operação mais intuitiva e adequada no contexto da competição automóvel.

A caixa de velocidades em estudo corresponde ao modelo **BMW ZF S5**, amplamente reconhecida pela sua robustez e aplicação em veículos de tração traseira da marca BMW. A conversão contempla a substituição do sistema tradicional de seleção por um mecanismo sequencial, mantendo a estrutura base de transmissão, mas introduzindo alterações pouco significativas a nível de estrutura da caixa de velocidades, mas alterações significativas ao seu interior.

O projeto tem como uma base um conjunto de carretos do tipo *dogbox* (sistema *crabots*), fornecido pela empresa **RMC Engrenagens**, especializada no desenvolvimento e fabrico de componentes de transmissão de alto desempenho.

O estudo compreende uma análise detalhada dos princípios mecânicos envolvidos, incluindo cinemática do mecanismo de seleção, o desenvolvimento de componentes para a atuação sequencial e simultaneamente, a impressão em 3D de todos os componentes desenvolvidos, aplicando-os a uma caixa de velocidades de ensaio. Assim será permitido avaliar parâmetros como suavidade de operação, fiabilidade estrutural e comportamento sob carga.

Desta forma, o projeto visa demonstrar a viabilidade técnica da conversão de uma transmissão manual convencional em “H”, para um sistema sequencial.

Palavras-chave: Crabots, Sequencial, Caixa de velocidades,

Abstract

This project aims at the development, dimensioning, and implementation of a conversion system for a manual gearbox with an “H”-pattern layout into a sequential selection system. The proposal focuses on optimizing the gear-shifting process, seeking to increase shift speed, precision, and efficiency between gear changes, as well as to provide a more intuitive operation suited to the context of motorsport competition.

The gearbox under study corresponds to the **BMW ZF S5**, widely recognized for its robustness and application in rear-wheel-drive BMW vehicles. The conversion involves replacing the traditional selection mechanism with a sequential mechanism, maintaining the base transmission housing structure, introducing only minor structural modifications to the gearbox casing, but significant changes to its internal components.

The project will be based on a dogbox-type gearkit (dog engagement system), supplied by **RMC Engrenagens**, a company specialized in the development and manufacturing of high-performance transmission components.

The study includes a detailed analysis of the mechanical principles involved, including the kinematics of the selection mechanism. In parallel, a functional prototype will be implemented on a test gearbox, enabling the experimental validation of the proposed solution. Parameters such as operational smoothness, structural reliability, and load behavior will also be evaluated.

Thus, the project aims to demonstrate the technical feasibility of converting a conventional manual transmission into a sequential system.

Keywords: Crabots, Sequential, Gearbox

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Lista de figuras

Figura 1- Esquemas dos sistemas de transmissão existentes(Front, Rear or All Wheel - What Drive Is Your Car? Features CarDekho.Com, n.d.).....	4
Figura 2 - Caixa de velocidades de dois veios(Cartecc.Com - Gearbox - Front Wheel Drive Transverse, n.d.).	5
Figura 3 - Caixa de velocidades de 3 veios(Gomes et al., 2008).....	5
Figura 4 - Engrenamento da relação direta(Gomes et al., 2008)	6
Figura 5 - Sistema de sincronização por sincronizadores(“Strong Lives Are Motivated by Dynamic Purposes; Lesser Ones Exist on Wishes and Inclinations.”-Kenneth Hildebrand, n.d.).....	7
Figura 6 - Sistema de engrenamento do tipo crabot (“Strong Lives Are Motivated by Dynamic Purposes; Lesser Ones Exist on Wishes and Inclinations.”-Kenneth Hildebrand, n.d.).....	8
Figura 7 - Padrão em "H" (Ícone Linear de Vara de Engrenagem. Ilustração de Linha Fina. Câmbio de Marchas. Símbolo de Contorno. Desenho de Contorno Isolado de Vetor 4618776 Vetor No Vecteezy, n.d.).....	10
Figura 8 - Movimento dos diversos tirantes (How Manual Transmissions Work HowStuffWorks, n.d.)	11
Figura 9 - Padrão sequencial (Fonte:Autor).....	12
Figura 10 - Tambor de uma caixa de velocidades sequencial (Shift Drum Motorcycle Race Gearbox Foto Stock 752036905 Shutterstock, n.d.).....	12
Figura 11 - Caixa de velocidades ZF S5(Zf_gs5-39dz_1.Webp (1080×1080), n.d.).	15
Figura 12 - Mecanismo sequencial externo desenvolvido pela SQS Racing (SQS Racing SEQSHIFT - Closed Alloy Design, n.d.)	16
Figura 13 - Projeto desenvolvido pela Gearmotive (ZF Sequential Dogbox Transmission - Gearmotive, n.d.)	17
Figura 14 - Esquema da estrutura interna da caixa de velocidades.....	20
Figura 15 - Representação esquemática dos percursos lineares dos garfos de seleção. (Fonte: Autor).....	21
Figura 16 - Demonstração do "tambor" com diâmetro 33mm (Fonte: Autor).....	24
Figura 17 - Identificação dos Garfos de seleção	26
Figura 18 - Desenvolvimento dos caminhos no Modelo CAD (Fonte: Autor).....	27

Figura 19 - Mecanismo responsável pela rotação do tambor (Mecanismo representativo) (Fonte: Autor).....	29
Figura 20 - Sistema de fixação do tambor (Fonte: Autor).....	30
Figura 21 - Componente que realiza o fim de curso da alavanca de mudanças (Fonte: Autor)	30
Figura 22 - Alavanca de velocidades (Fonte: Autor).....	32

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Lista de tabelas

Tabela 1 - Distâncias de deslocamentos dos garfos de seleção	21
Tabela 2 - Número de posições necessárias no tambor	24
Tabela 3 - Parâmetros geométricos do tambor sequencial utilizados no desenvolvimento CAD	27
Tabela 4 - Influência do valor r_1	35

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Lista de siglas

FWD	Front Wheel Drive
RWD	Rear Wheel Drive
AWD	All Wheel Drive
n	Posição de cada mudança
θ	Rotação angular
P	Perímetro
D	Diâmetro
x	Deslocamento ao longo do Perímetro do tambor
L	Comprimento
s	Curso linear
r	raio
K	Contante de rigidez da mola
F	Força
δ	Deslocamento linear

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Índice

ORIGINALIDADE E DIREITOS DE AUTOR	II
AGRADECIMENTOS	IV
RESUMO	VI
ABSTRACT	VIII
LISTA DE FIGURAS	XI
LISTA DE TABELAS	XIV
LISTA DE SIGLAS	XVI
ÍNDICE	XVIII
1. INTRODUÇÃO	1
2. Estado de Arte	3
2.1. Competição Automóvel	3
2.2. CAIXAS DE VELOCIDADES	3
2.2.1. INTRODUÇÃO	3
2.2.2. CAIXAS DE VELOCIDADES DE DOIS VEIOS	4
2.2.3. CAIXAS DE VELOCIDADE DE TRÊS VEIOS	5
2.2.4. ELEMENTO DE ENGRENAMENTO E PROCESSO DE SELEÇÃO	6
2.2.5. FUNCIONAMENTO DE UMA CAIXA COM SELEÇÃO EM “H” VS SELEÇÃO SEQUENCIAL	9

2.2.6.	LUBRIFICAÇÃO DA CAIXA DE VELOCIDADES	13
3.	Caracterização da Caixa de velocidades em Estudo	15
4.	DESENVOLVIMENTO DO PROJETO	18
4.1.	CAIXAS DE VELOCIDADES EM ESTUDO	18
4.2.	REQUISITOS PARA O SISTEMA SEQUENCIAL	19
5.	CONCEÇÃO DO MECANISMO SEQUENCIAL	23
5.1.	DESENVOLVIMENTO DO TAMBOR SEQUENCIAL	23
5.2.	DESENVOLVIMENTO DOS ÂNGULOS DE ROTAÇÃO E PERCURSO DOS GARFOS	24
5.3.	SISTEMA DE SELEÇÃO E INDEXAÇÃO DO TAMBOR SEQUENCIAL	28
5.3.1	Princípio de Funcionamento do Sistema de Seleção	29
5.3.2.	Desenvolvimento do sistema de alavanca.	32
5.3.3.	Geometria e princípio de funcionamento	33
5.3.4.	Dimensionamento da mola de retorno	35
6.	CONCLUSÃO	37
	BIBLIOGRAFIA	39
	ANEXOS	41

1. Introdução

A caixa de velocidades de um veículo é um componente mecânico essencial no sistema de transmissão, que acaba por ser o responsável de realizar o ajuste de binário entre o motor de propulsão e as rodas motrizes. Esta permite a otimização e o doseamento do binário entregue garantindo assim, um melhor desempenho e eficiência do motor em diversas condições de condução.

Cada caixa de velocidades oferece características específicas de funcionamento, variando assim o seu tipo de seleção.

A seleção tradicional de mudanças em “H” é amplamente utilizada em veículos do dia a dia, mas que apresenta algumas limitações em termos de rapidez e precisão, principalmente quando se encontra em condições de alto desempenho. Dentro das caixas de velocidade manuais oferecem dois tipos de engrenamentos distintos, sendo estes por sincronizadores, sistema comum, ou por *crabots*.

O engrenamento por *crabots* são uma espécie de castelos existentes nas engrenagens e luvas que estão destinados a realizar um acoplamento sem a necessidade de realizar a atuação da embraiagem. Este tipo de sistema é muito utilizado na competição automóvel, na qual a mesma apresenta vantagens significativas, nomeadamente, a maior simplicidade construtiva, menor peso e mudanças de velocidades mais rápidas, seja esta numa seleção em “H” ou sequencial.

O mecanismo em desenvolvimento destina-se para uma caixa de velocidades que já se encontra equipada com um sistema de engrenamento do tipo *crabot*, em que desta forma, o presente projeto visa adotar uma abordagem distinta das existentes, em que implique o desenvolvimento de um mecanismo interno que possibilite a conversão para sequencial sem recorrer a modificações muito extensivas. O objetivo é garantir que a caixa de velocidades original sofra o mínimo possível de alterações estruturais, constituindo uma alternativa mais integrada e menos intrusiva em comparação com as soluções atualmente disponíveis no mercado, permitindo de certa forma ter um projeto que engloba o menor custo benefício para o cliente final.

É pretendido fazer deste mecanismo, um sistema “*plug and play*”, que permita a outros utilizadores de uma caixa semelhante poderem fazer a mesma conversão sem haver a

necessidade de instalarem caixas de velocidades com um custo elevado e sem ter que recorrer a muitas modificações nos seus veículos.

Futuramente, após a aprovação deste mecanismo para a caixa em questão, visando ser um mecanismo mais abrangente, irá ser estudado a possibilidade e viabilidade de poder ser realizado a mesma aplicação em caixas distintas.

Durante o processo, irá ser realizado o desenho CAD do sistema, de modo a facilitar a visualização e otimização do mesmo, antes de proceder à manufatura do mecanismo e à execução de testes.

2. Estado de Arte

2.1. Competição Automóvel

Na preparação de veículos de competição, existe a necessidade de conhecer os limites e capacidades mecânicas de cada componente existente, para que seja possível assim, garantir a maior fiabilidade e performance do veículo. Aproveitando esta necessidade é recorrente assistir-se à passagem de técnicas desenvolvidas no âmbito da competição para os veículos de série. O investimento na competição passou a ser visto como um custo de desenvolvimento e investigação, podendo alcançar bons resultados, como também um meio publicitário mais eficaz que os meios comuns.

Dentro desta mesma lógica, cada milissegundo na troca de mudanças pode influenciar significativamente o desempenho do veículo, sendo assim o sistema sequencial uma escolha predominante em diversas categorias, tais como ralis, GT e monolugares, obtendo com êxito, sendo por vezes introduzido em veículos de série permitindo o aumento de performance e de comodidade.

2.2. Caixas de Velocidades

2.2.1. Introdução

A caixa de velocidades é um dos elementos que faz parte do sistema de transmissão de binário de um veículo, que é contido ainda por diferencial, motor e veios de transmissão, para as rodas motrizes.

Na imagem abaixo é possível visualizar os diversos sistemas de transmissão existentes, sendo estes, *Front Wheel Drive (FWD)*, *Rear Wheel Drive (RWD)* e *All Wheel Drive (AWD)*.

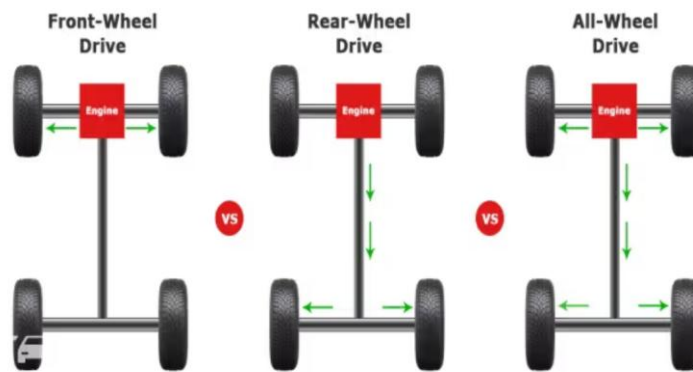


Figura 1- Esquemas dos sistemas de transmissão existentes(Front, Rear or All Wheel - What Drive Is Your Car?
| Features | CarDekho.Com, n.d.).

A conceção de uma caixa de velocidades deve atender não só aos requisitos funcionais que lhe são impostos, mas também diversos fatores, nomeadamente:

- Características do motor em que a caixa está acoplada, tais como binário, rendimento e regime de rotação, bem como o tipo de fixação;
- Características de utilização: Sistema de seleção de mudança;
- Vida útil do sistema;
- Características de fabricação: Possibilidade de conceber um produto específico destinado apenas a um veículo ou, um sistema, um sistema padronizado que permita a sua aplicação em diferentes modelos e fabricantes.

2.2.2. Caixas de velocidades de dois veios

A caixa de velocidades de dois veios, apresenta uma solução construtiva em que o veio primário, que é o responsável pela receção de binário do motor, que transporta as rodas mandantes, que estão em contacto permanente com as rodas mandadas, que faz assim a ligação à relação final e que por fim faz a transmissão de binário para os veios de transmissão. Neste caso, temos assim a presença de elementos de sincronização, podendo estar no veio primário ou secundário, podendo serem sincronizadores ou do sistema *crabot*.

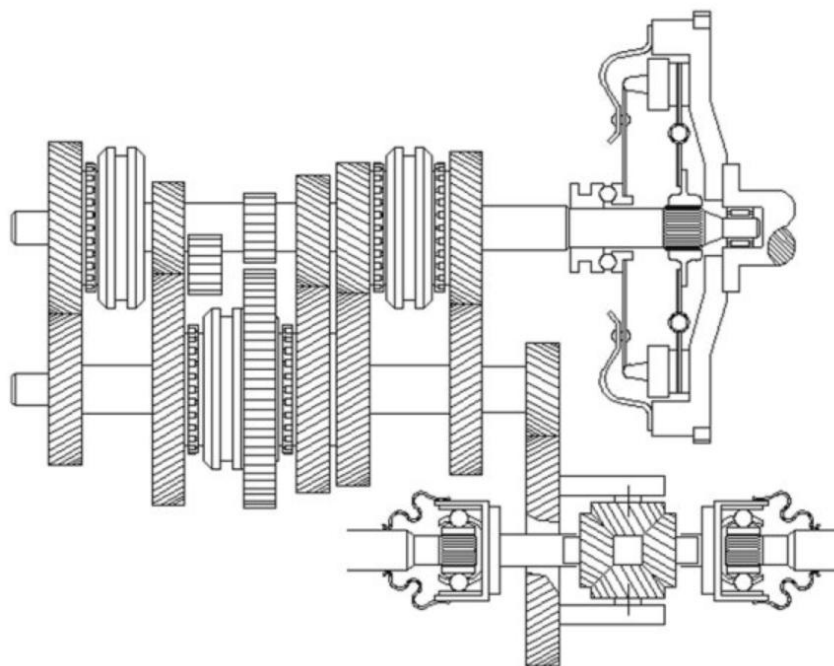


Figura 2 - Caixa de velocidades de dois veios(Cartecc.Com - Gearbox - Front Wheel Drive Transverse, n.d.).

2.2.3. Caixas de velocidade de três veios

Nos carros em que a configuração de motor se encontra na longitudinal, veículo de tração traseira utiliza esta configuração, utilizam caixas de velocidades de três veios. A configuração desta caixa é constituída por um veio de entrada (veio primário), um veio intermediário (trem fixo) e por fim o veio de saída (veio secundário). Neste tipo de configuração, o veio primário e o veio de secundário são colineares, tendo como recurso o trem fixo para a transmissão de movimento entre ambos. Contudo, neste tipo de configuração há a existência de uma mudança direta, que por norma costuma ser a quarta ou quinta velocidade, que tem uma relação de 1:1, ou seja, o binário transmitido no veio primário passa diretamente para o veio secundário (veio de saída), como é possível verificar na figura 4.

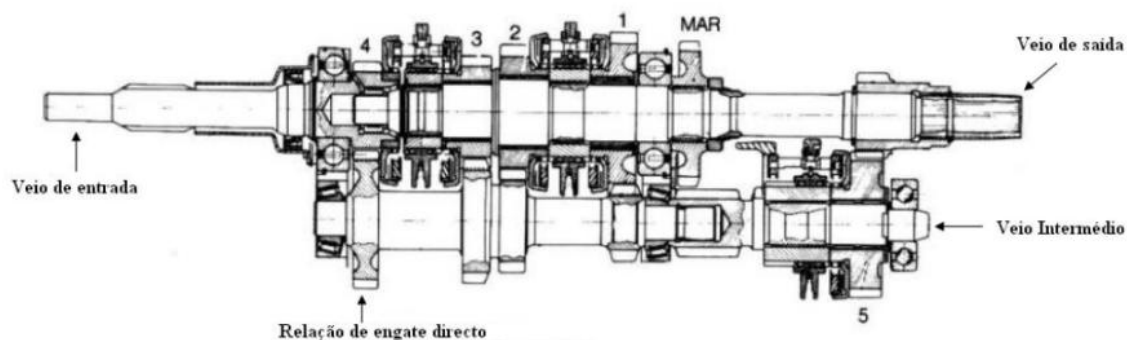


Figura 3 - Caixa de velocidades de 3 veios(Gomes et al., 2008)

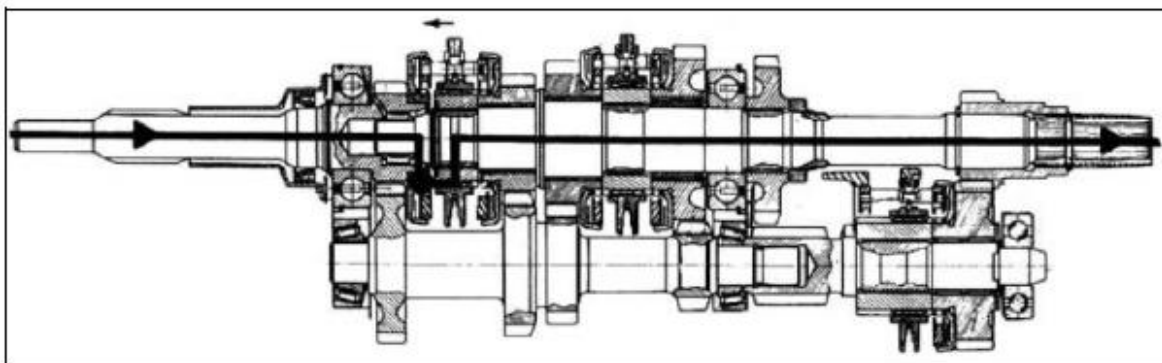


Figura 4 - Engrenamento da relação direta(Gomes et al., 2008)

O facto de existir uma mudança direta, neste tipo de caixa, é que oferece uma grande vantagem para a competição automóvel que é a possibilidade de afinação do escalonamento da própria caixa de velocidades.

2.2.4. Elemento de Engrenamento e Processo de Seleção

O funcionamento de uma caixa de velocidades manual convencional baseia-se numa cadeia cinemática composta por alavanca, tirantes, garfos de seleção, luvas, sincronizadoras e elementos de sincronização. Embora o presente projeto utilize um gear kit do tipo *crabot*, originalmente a caixa ZF S5 recorria a sincronizadores convencionais, pelo que se descreve de seguida o processo completo para contextualizar a evolução para o sistema sequencial desenvolvido.

2.2.4.1. Da Alavanca aos Tirantes

A atuação do condutor através do movimento da alavanca de velocidades. Num sistema tradicional em “H”, este movimento possui dois graus de liberdade:

- movimento longitudinal (para engrenar a mudança),
- movimento transversal (para seleccionar o veio e o garfo corretos).

O movimento da alavanca é transmitido mecanicamente aos tirantes ou varetas de seleção, que convertem o deslocamento imposto pelo condutor num movimento controlado no interior da caixa de velocidades.

No caso da caixa de velocidades ZF S5, originalmente equipada com sincronizadores, cada garfo serve um par de relações (1ª-2ª, 3ª-4ª e 5ª-R), tal como verifica-se nas imagens em anexo.

2.2.4.2. Sincronizadores

Numa caixa de velocidades tradicional em veículos de série, o elemento de sincronização é designado por sincronizador. O funcionamento deste é algo parecido como uma embraiagem, isto é, permite a sincronização da velocidade de rotação entre o veio e as engrenagens existentes no mesmo. Os sincronizadores podem ser diferenciados pela sua capacidade de engrenamento, sendo divididos da seguinte forma:

- Sincronizadores não positivos: Este permite o engrenamento da mudança, após uma sincronização absoluta.
- Sincronizadores positivos: Permite uma sincronização sem que a mesma seja completamente absoluta

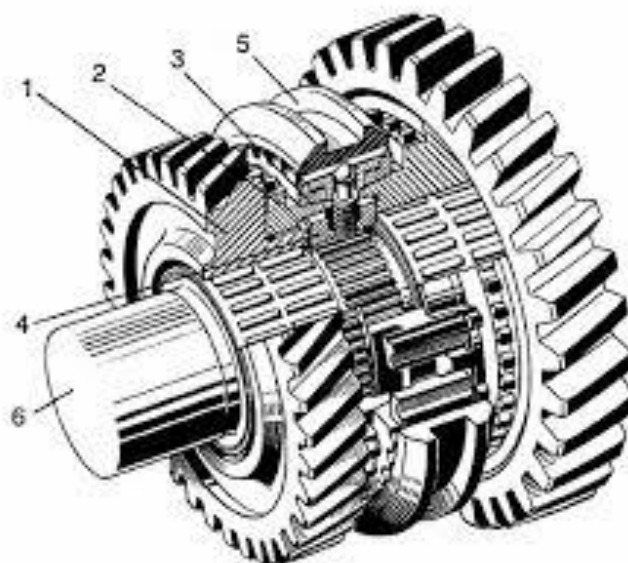


Figura 5 - Sistema de sincronização por sincronizadores("Strong Lives Are Motivated by Dynamic Purposes; Lesser Ones Exist on Wishes and Inclinations."-Kenneth Hildebrand, n.d.)

Antes de a luva realizar contacto direto com a engrenagem, ocorre uma ação crítica do sistema de sincronização, composto por:

- Anel sincronizador,
- Cone de atrito;

- Dentes de engate
- Molas e esferas de bloqueio.

O processo é o seguinte:

1. O garfo desloca a luva em direção à engrenagem.
2. A luva empurra o anel sincronizador, forçando o contacto do cone com o cone correspondente da engrenagem.
3. A fricção entre os cones equaliza a velocidade entre o veio e a engrenagem.
4. Apenas quando a diferença de rotações é praticamente anulada, o sincronizador permite que os dentes de engate se alinhem.
5. A luva avança e realiza o acoplamento definitivo, engrenando a mudança.

Este mecanismo garante conforto, suavidade e proteção mecânica – características desejáveis em veículos de série.

2.2.4.3. Sincronização por *crabot*

Os elementos de engrenamento permitem a harmonização entre dois componentes com diferentes velocidades de rotação, possibilitando assim a mudança de relação de caixa em qualquer tipo de regime do motor em segurança sem colocar em perigo os componentes mecânicos.

O elemento de engrenamento do tipo *crabot*, que é geralmente utilizado em caixas de velocidades de veículos de competição e de motocicletas, apresenta uma manufatura e sistema de engrenamento mais simplificado que é possível verificar na figura 5.

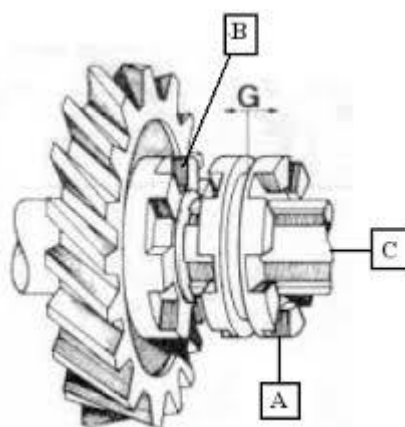


Figura 6 - Sistema de engrenamento do tipo crabot (*"Strong Lives Are Motivated by Dynamic Purposes; Lesser Ones Exist on Wishes and Inclinations."*-Kenneth Hildebrand, n.d.)

No gear kit instalado na caixa em estudo, os sincronizadores foram substituídos por um sistema *crabot*. Este sistema elimina:

- Cones de sincronização;
- Anéis sincronizadores
- Atrito controlado para igualar velocidades.

Em vez disso, o acoplamento é feito por castelos que permitem engates extremamente rápidos, desde que o condutor alivie brevemente o binário entregue. Assim:

- Engate mais brusco;
- O desgaste é maior se for mal utilizado;
- Trocas significativamente mais rápidas, essencial para a competição.

Após a análise dos dois tipos de sistemas, é possível verificar que o sistema por sincronizadores apresenta uma vantagem no conforto de utilização, quer a nível auditivo e de manuseamento. Por outro lado, o sistema por *crabot* apresenta uma vantagem na rapidez de mudança da relação de caixa desejada e apresenta uma maior eficiência por se apresentar um sistema mais simples.

2.2.5. Funcionamento de uma caixa com seleção em “H” VS seleção sequencial

Uma vez, que o principal objetivo do presente projeto é transformar uma caixa de velocidades manual com sistema de seleção em H para um sistema de seleção sequencial que seja realizado internamente na caixa de velocidades, é necessário conhecer o funcionamento dos dois tipos de sistemas.

2.2.5.1. Seleção em H

O padrão em “H” é o sistema mais conhecido e utilizado em veículos do uso diário. Este sistema pode ser observado na figura 7, em que numa situação de troca de mudança há a necessidade de realizar mais do que um movimento, a partir do neutro. Por exemplo, no caso em que estamos a seleccionar a primeira velocidade, é necessário mover a alavanca de velocidades para a esquerda (primeiro movimento) e de seguida empurrar para a frente realizando assim o segundo movimento na seleção da mudança.



Figura 7 - Padrão em "H" (Ícone Linear de Vara de Engrenagem. Ilustração de Linha Fina. Câmbio de Marchas. Símbolo de Contorno. Desenho de Contorno Isolado de Vetor 4618776 Vetor No Vecteezy, n.d.)

Nas caixas de velocidades, em que o seu sistema de seleção tem como base este padrão, a seleção de uma determinada velocidade é dependente da seleção de um tirante que vai ser acionado pelo a alavanca de velocidades. Na Figura 8 é mostrado um modelo simplificado em que demonstra as várias seleções dos tirantes existentes na alavanca para cada uma das velocidades pretendidas.

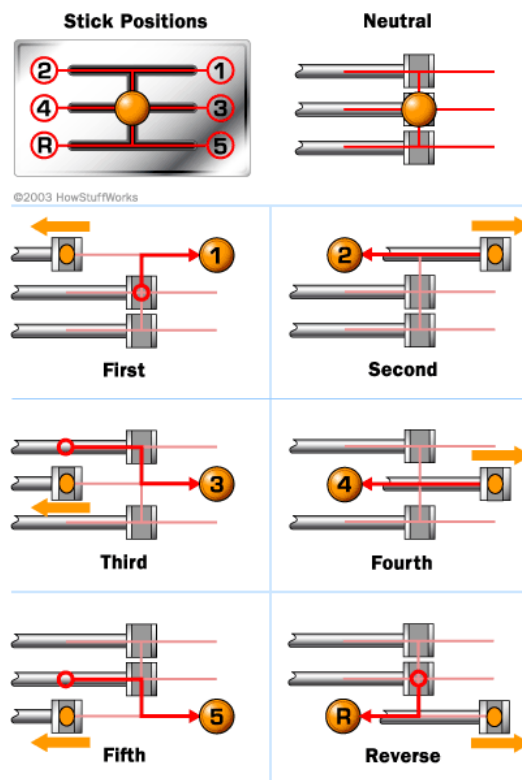


Figura 8 - Movimento dos diversos tirantes (How Manual Transmissions Work | HowStuffWorks, n.d.)

Ao ser efetuado uma troca de mudança, é necessário ter em atenção que a seleção feita num sentido, por norma, internamente o movimento do tirante é o inverso devido ao “*Pivot Point*”.

2.2.5.2. Padrão sequencial

Já no padrão sequencial, representado na Figura 9, já são mais utilizadas em veículos de competição, oferecendo algumas vantagens e desvantagens em relação à seleção em “H”.

Neste tipo de padrão, para realizar a troca, ou seleção de mudança, só é necessário empurrar ou puxar a alavanca, ou seja, esta seleção dá-se apenas com um movimento. No entanto este sistema não permite “saltar” mudanças, obrigando a passagem por todas as mudanças, como o próprio nome indica. Este sistema é usual em motociclos, permitindo ter uma mudança mais eficiente como também mais rápida.

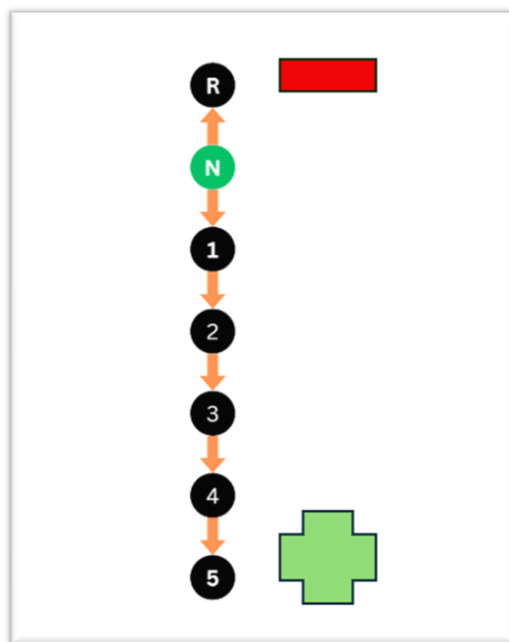


Figura 9 - Padrão sequencial (Fonte:Autor)

Numa caixa de velocidades em que tenha este sistema implementado, ao ser realizado um movimento da alavanca de velocidades, seja para a frente ou para trás, esta realiza um movimento de rotação internamente num cilindro, que tipicamente é chamado de tambor, conforme representado na Figura 10.



Figura 10 - Tambor de uma caixa de velocidades sequencial (Shift Drum Motorcycle Race Gearbox Foto Stock 752036905 | Shutterstock, n.d.)

No tambor existem sulcos especificamente concebidos para guiar o movimento dos garfos de seleção. Estes garfos possuem, na sua extremidade, um elemento cilíndrico que se encontra encaixado nos referidos sulcos do tambor. Desta forma, à medida que o tambor roda em consequência do acionamento da alavanca de velocidades, a geometria dos sulcos

determina o percurso que os garfos devem seguir, permitindo o deslocamento necessário para efetuar a seleção e o engrenamento da mudança pretendida.

De um modo geral, as caixas de velocidades sequenciais utilizam sistemas de engrenamento *crabot*. Esta solução permite realizar mudanças de velocidades de forma mais rápida quando comparada com os sistemas sincronizados convencionais, uma vez que não requer necessariamente o acionamento da embraiagem para sincronizar as velocidades relativas entre veio e a engrenagem selecionada.

2.2.6. Lubrificação da Caixa de Velocidades

A lubrificação de uma caixa de velocidades é um elemento fundamental para o correto funcionamento e durabilidade da mesma, desempenhando um papel crítico na redução de desgaste, controlo térmico e garantia de fiabilidade geral do sistema. A compreensão das características do óleo adequado, bem como o método de lubrificação adotado, é essencial para analisar o comportamento da caixa de velocidades ZF S5- especialmente após a sua conversão para um sistema de engrenamento do tipo *crabot*, que impõe solicitações distintas do tipo de sistema de sincronização.

A caixa de velocidades em estudo, é uma caixa que não possui bomba de óleo, sendo que a mesma é lubrificada através de salpico (*splash lubrication*), frequentemente designado informalmente como “chapinhagem”.

Neste sistema, o óleo é distribuído pelo interior da carcaça através da projeção gerada pelo movimento dos veios e engrenagens, à medida que estas rodam, captam o óleo presente no fundo da caixa e lançam-no contra as paredes internas, garfos, rolamentos e restantes superfícies críticas. Este tipo de sistema apresenta diversas vantagens:

- Simplicidade construtiva;
- Elevada fiabilidade por ausência de componentes móveis;
- Baixo custo de fabrico e manutenção.

No entanto apresenta também algumas limitações:

- A lubrificação depende da rotação dos componentes;
- Baixo nível de óleo compromete severamente a distribuição do mesmo;
- Níveis excessivos promovem a formação de espuma e arrasto de óleo.

O óleo selecionado para o presente projeto é o ***Red Line 75w140***, amplamente utilizado em aplicações de competição e altas cargas mecânicas. A escolha deste lubrificante baseia-se em três razões principais:

1. Viscosidade elevada e proteção sob carga
 - a. A viscosidade de 140 permite que em regime quente crie uma película resistente capaz de suportar impactos típicos do engrenamento *crabot*, cargas radiais e axiais elevadas e temperaturas superiores às de uma caixa original.
2. Estabilidade térmica e resistência à oxidação
 - a. O óleo mantém a sua viscosidade mesmo em temperatura elevadas, reduzindo a degradação do filme de óleo e perda de proteção nos dentes.
3. Comportamento anti espuma
 - a. Em sistemas de lubrificação por salpico, a turbulência e o arrasto de ar são significativos. Os aditivos anti espuma presentes no *Red Line 75w140* reduzem a cavitação e a variação irregular de pressões internas.

Deste modo é possível garantir uma lubrificação mais estável e previsível do presente projeto.

Em síntese, a combinação de um sistema de salpico eficaz, um lubrificante adequado e um controlo rigoroso da manutenção garante o desempenho seguro e fiável da caixa de velocidades ZF S5 convertida para sistema sequencial.

3. Caracterização da Caixa de velocidades em Estudo

O presente estudo tem como base a caixa de velocidades **ZF S5**, que originalmente equipa veículos da marca BMW de tração traseira. Esta trata-se de uma caixa manual de cinco velocidades é renomeada pela sua capacidade de suportar altos valores de binário, tornando-a adequada tanto para uso diário quanto para aplicações em veículos de competição.

No âmbito do projeto em desenvolvimento, a caixa de velocidades **ZF S5** já passou por uma transformação significativa para o sistema de dog-box (*crabots*), realizada pela Empresa RMC Engrenagens. O principal objetivo deste projeto é adaptar a caixa de velocidades para um sistema capaz de realizar a troca de marchas de forma sequencial, proporcionando uma resposta mais rápida e precisa durante a condução.

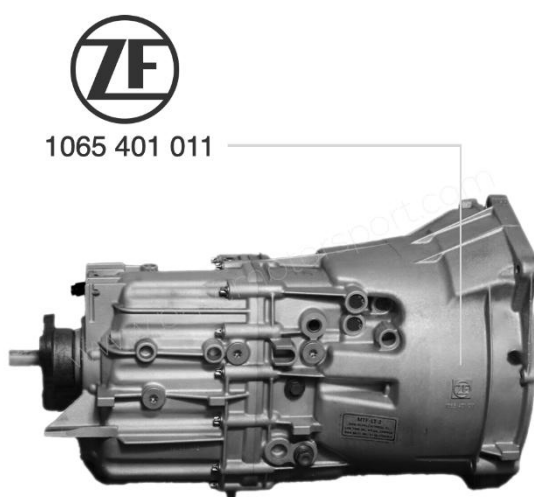


Figura 11 - Caixa de velocidades ZF S5(Zf_gs5-39dz_1.Webp (1080×1080), n.d.)

Com o objetivo de compreender mecanismos existentes no mercado para a transformação de caixas de velocidades com a seleção em “H” para sequencial, verificou-se que todos os sistemas atualmente disponíveis, recorrem a um mecanismo externo, ou seja, tratam-se de mecanismos que funcionam com sistema automatizado acoplado na própria alavanca de velocidades.

Durante a pesquisa, constatou-se que há poucas empresas que oferecem este tipo de solução, sendo estas, apenas uma empresa Americana *SI Sequential* e outra da República Checa *SQS Racing*. Ambas as empresas apresentam soluções para veículos de tração traseira, mas nenhuma oferece um dispositivo de troca de marcha que seja aplicável à caixa em questão.

A Figura 12, representa o mecanismo externo desenvolvido pela *SQS Racing*, ilustrando claramente o princípio de funcionamento adotado por este tipo de sistema.

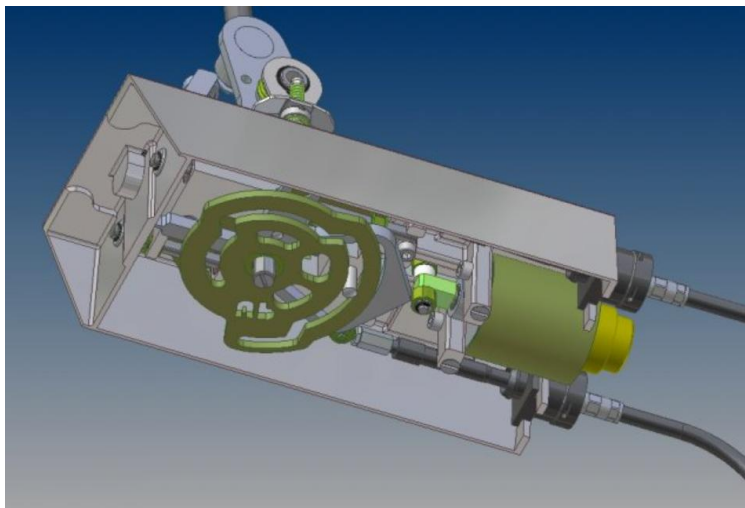


Figura 12 - Mecanismo sequencial externo desenvolvido pela SQS Racing (SQS Racing | SEQSHIFT - Closed Alloy Design, n.d.)

Para além destas soluções externas possíveis, identificou-se a existência de uma Empresa, sendo esta a *Gearmotive*, que desenvolveu um sistema/projeto que permite converter a caixa de velocidades em análise para um padrão sequencial. No entanto, esta solução, implica a realização de adaptações, tais como a maquinação da carcaça original, para a adição de componentes (“bolachas”) à caixa original, conduzindo assim a alterações estruturais significativas na mesma.

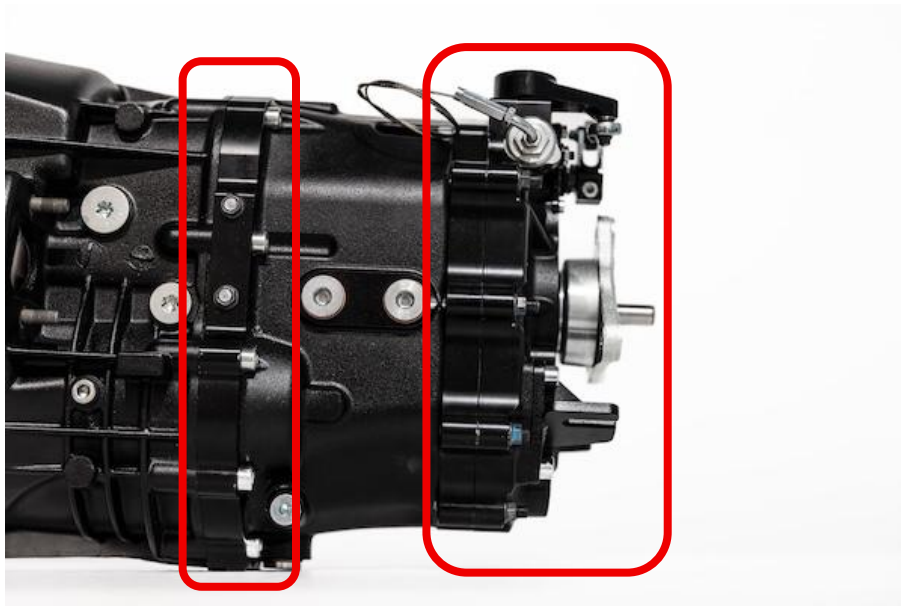


Figura 13 - Projeto desenvolvido pela Gearmotive (ZF Sequential Dogbox Transmission - Gearmotive, n.d.)

4. Desenvolvimento do Projeto

4.1. Caixas de Velocidades em estudo

O desenvolvimento do presente projeto surge da necessidade de conceber uma solução “económica” para o nicho de clientes que a empresa apresenta, em que a solução consiste na conversão da caixa de velocidades em análise, originalmente com seleção em “H”, para um sistema sequencial. Como referenciado anteriormente, o objetivo central consiste na criação de um mecanismo capaz de transformar o funcionamento da caixa sem recorrer a alterações estruturais significativas, garantindo que a integridade da caixa original é preservada ao máximo.

Durante as etapas iniciais do desenvolvimento, foram identificados diversos desafios que condicionaram o processo de conceção. Entre estes, destacou-se a necessidade de encontrar um mecanismo funcional que pudesse realizar uma operação dentro do espaço limitado existente no interior da caixa de velocidades. O espaço disponível, bem como a geometria da própria carcaça, impuseram algumas restrições importantes no posicionamento de componentes, como na amplitude dos movimentos desejados para a cinemática do sistema. Para além disso, o processo de montagem representou igualmente um desafio, uma vez que as soluções “comuns” numa caixa sequencial, não podia ser aplicada no sistema desenvolvido, para que não compromettesse a integridade ou manutenção da caixa.

Face a estes desafios apresentados, a abordagem adotada baseia-se na procura de um equilíbrio entre compacidade, funcionalidade e facilidade de integração. Deste modo, a conceção do mecanismo foi direcionada em ter em conta o espaço disponível, pontos de apertos disponíveis para o mecanismo e algumas interfaces mecânicas já presentes no conjunto original.

Esta estratégia permitiu orientar o desenvolvimento para uma solução que, além de cumprir o objetivo funcional, assegura uma compatibilidade com a arquitetura original, reduzindo ao mínimo as modificações necessárias.

4.2. Requisitos para o sistema sequencial

Para garantir que o mecanismo desenvolvido cumpra de forma eficaz a conversão da caixa de velocidades em estudo para um sistema sequencial, foi necessário considerar um conjunto de requisitos técnicos impostos pela sua conceção, de modo a orientar todo o processo de conceção do sistema. Estes requisitos, tiveram por base as limitações da própria caixa de velocidades, as exigências inerentes a um sistema sequencial e a necessidade de minimizar as alterações estruturais.

Importa salientar que, para que a caixa de velocidades possa operar segundo um princípio sequencial, é necessário que esta utilize um sistema de engrenamento do tipo *crabot* e não o sistema original de sincronizadores. Esta condição constitui uma alteração prévia já implementada na caixa em estudo, conforme descrito no Capítulo 3, sendo fundamental para viabilizar a conversão pretendida

Um dos requisitos fundamentais para o sistema consiste em assegurar que a seleção das mudanças de forma linear e ordenada, impedindo qualquer possibilidade de uma seleção incorreta durante o seu funcionamento. Para tal, o mecanismo deverá controlar apenas o movimento de rotação do “tambor”, de modo a garantir que os garfos de seleção apenas percorram os trajetos desejados para o engrenamento das respetivas mudanças.

Neste contexto, torna-se fundamental de definir os percursos lineares dos garfos, bem como as distâncias necessárias para o engrenamento de cada relação. Estes percursos correspondem ao deslocamento axial necessário para a passagem das anilhas *crabots* entre engrenagens, devendo assim, ser rigorosamente respeitadas pelo mecanismo sequencial (“tambor”).

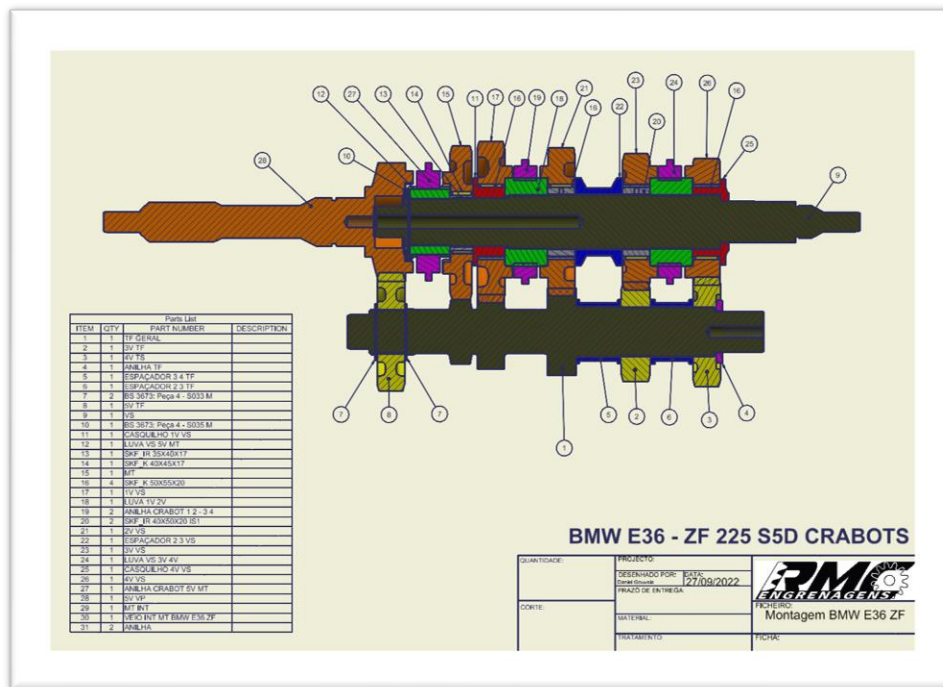


Figura 14 - Esquema da estrutura interna da caixa de velocidades

Na Figura 14, permite a compreensão da disposição dos principais componentes responsáveis pela seleção e engrenamento das mudanças. Nesta representação é possível identificar os veios de transmissão, as respectivas anilhas *crabots* e o posicionamento correto de cada relação. Esta visualização é fundamental para a compreensão a interação entre os diferentes elementos internos e identificar algumas limitações geométricas impostas para o desenvolvimento do sistema interno.

A partir desta análise, torna-se assim possível a definição da posição relativa das mudanças, bem como a posição do neutro. Estes dados fornecem uma base essencial para a definição do comportamento cinemático do mecanismo proposto, uma vez que a solução sequencial deverá reproduzir fielmente os deslocamentos originalmente previstos pelo fabricante da caixa de velocidades.

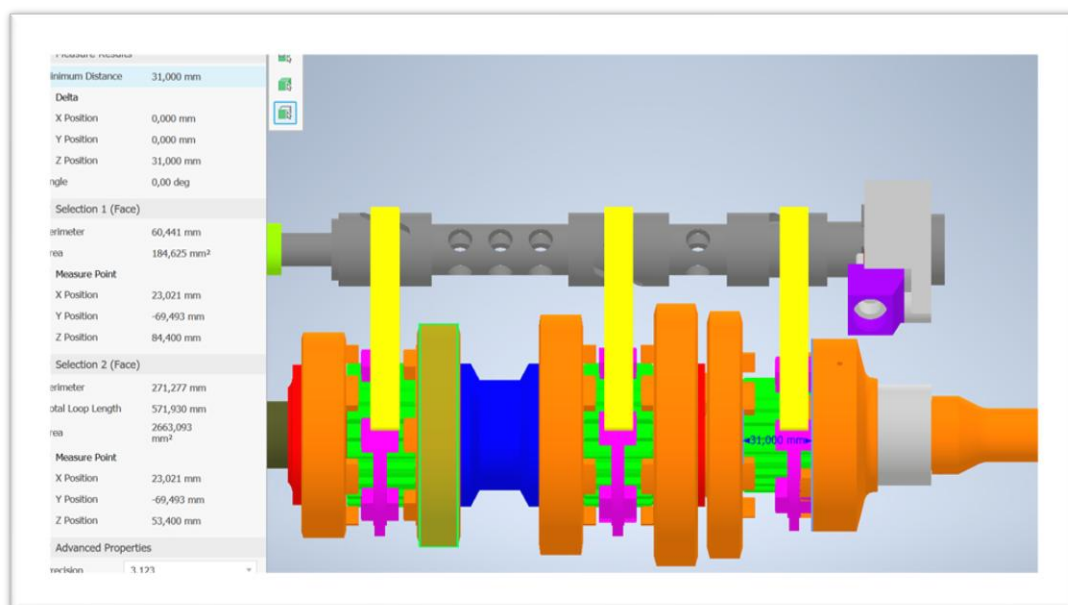


Figura 15 - Representação esquemática dos percursos lineares dos garfos de seleção. (Fonte: Autor)

A Figura 15 ilustra de forma esquemática os percursos lineares efetuados pelos garfos, no qual está a representar apenas o garfo da quinta velocidade e marcha-atrás. Nesta representação é indicada o deslocamento necessário para garantir o engrenamento completo dos *crabots*, de modo a garantir um bom funcionamento do sistema.

A correta definição destes percursos é essencial para o dimensionamento do mecanismo sequencial, uma vez que o deslocamento imposto pelo sistema deverá respeitar rigorosamente as distâncias necessárias para cada garfo. Um deslocamento insuficiente poderá resultar um engrenamento incompleto, enquanto um deslocamento excessivo poderá provocar esforços adicionais ou até mesmo interferências indesejadas no interior da caixa.

Mudanças	Deslocamento Axial (mm)
1ª e 2ª velocidade	31,20
3ª e 4ª velocidade	31,00
5ª e MT velocidade	31,00

Tabela 1 - Distâncias de deslocamentos dos garfos de seleção

Outro requisito essencial é pretender a fiabilidade e repetibilidade do mecanismo. O sistema deverá garantir um funcionamento consistente ao longo do tempo, suportando as cargas mecânicas associadas ao processo de engrenamento das mudanças. A precisão do movimento é particularmente crítica, uma vez que os deslocamentos inferiores ou superiores

aos valores acima definidos, podem resultar em um mau funcionamento da caixa de velocidades.

5. Conceção do mecanismo sequencial

5.1. Desenvolvimento do Tambor Sequencial

O desenvolvimento do mecanismo sequencial iniciou-se com um estudo detalhado dos sistemas de seleção sequencial existentes, com especial enfoque nos mecanismos baseados em tambores sequenciais. Este tipo de solução é amplamente utilizado devido à sua capacidade de converter um movimento rotacional em um deslocamento axial, garantindo assim um deslocamento dos garfos seletores em uma sequência fixa e ordenada de mudanças.

Durante esta fase, verificou-se que o diâmetro do “tambor” sequencial desempenha um papel determinante no desenvolvimento do projeto, devido ao espaço existente disponível, como também no comportamento do sistema, que por sua vez traduz-se um pouco na rapidez de troca de mudança. Diâmetros maiores permitem transições mais suaves devido a menores inclinações de ataque dos garfos de seleção, enquanto diâmetros reduzidos conduzem a movimentos mais rápidos, porém potencialmente mais bruscos.

Uma vez que a caixa encontra algumas limitações de espaço existente disponível no interior da caixa de velocidades, foi assim estudado um “tambor” sequencial com um diâmetro de 33mm. Este valor representou um compromisso entre compacidade, suavidade de funcionamento e viabilidade de integração no conjunto original.

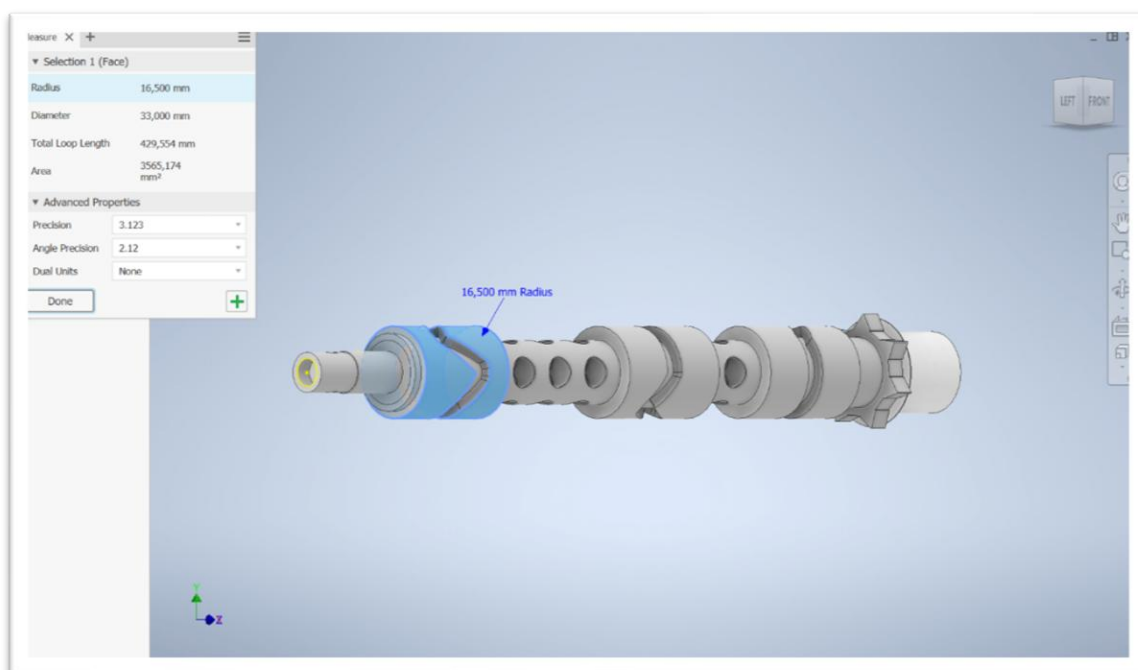


Figura 16 - Demonstração do "tambor" com diâmetro 33mm (Fonte: Autor)

5.2. Desenvolvimento dos Ângulos de Rotação e Percurso dos Garfos

Após uma definição do diâmetro do tambor, procedeu-se à determinação do percurso angular necessários para garantir os deslocamentos axiais dos garfos de seleção nas alinhas *crabots*, como demonstrado na Figura 15, ao longo do perímetro do tambor. Deste modo, foi necessário verificar qual a rotação angular do tambor necessária, para executar o engrenamento de cada mudança. Desta forma, foi verificado que uma vez que a caixa de velocidades iria ter 7 posições de seleção, possível verificar na Tabela 2, em que o tambor tem de ser capaz de fazer estas posições em uma rotação de 360° foi calculado assim a rotação angular da seguinte forma.

Mudança	R	N	1	2	3	4	5
Posição equivalente	0	1	2	3	4	5	6

Tabela 2 - Número de posições necessárias no tambor

$$\theta_n = \frac{360}{7} \cdot n = 51,43^\circ \cdot n \approx 51,4 \cdot n \quad (1)$$

n – Posição de cada mudança;

θ – Rotação angular;

Após esta análise, foi calculado assim o perímetro do tambor, para determinar qual seria assim o deslocamento do caminho do tambor ao longo dos $51,4^\circ$.

$$P = \pi \cdot D \quad (2)$$

$$P = \pi \cdot 33(mm) = 103,67mm \quad (3)$$

$$\theta_n = \frac{x}{P} \cdot 360^\circ \quad (4)$$

$$51,4^\circ = \frac{x}{103,67mm} \cdot 360^\circ \quad (5)$$

$$x = 14,81mm \quad (6)$$

Após os cálculos realizados, foi assim definido uma tabela, Tabela 2, de modo a compreender e concluir qual seria o percurso de cada garfo seletor em cada avanço angular do tambor. Desta forma, foi verificado que a cada $51,4^\circ$ que o tambor executa, este realizado um deslocamento de 14,81mm ao longo do seu perímetro, conduzindo o garfo correspondente à posição correta de engrenamento.

De forma a facilitar a interpretação do sistema em estudo, na Figura 17 encontra-se identificados os diferentes garfos de seleção – designadamente os garfos A, B e C- bem como a sua posição relativa no conjunto da caixa de velocidades.

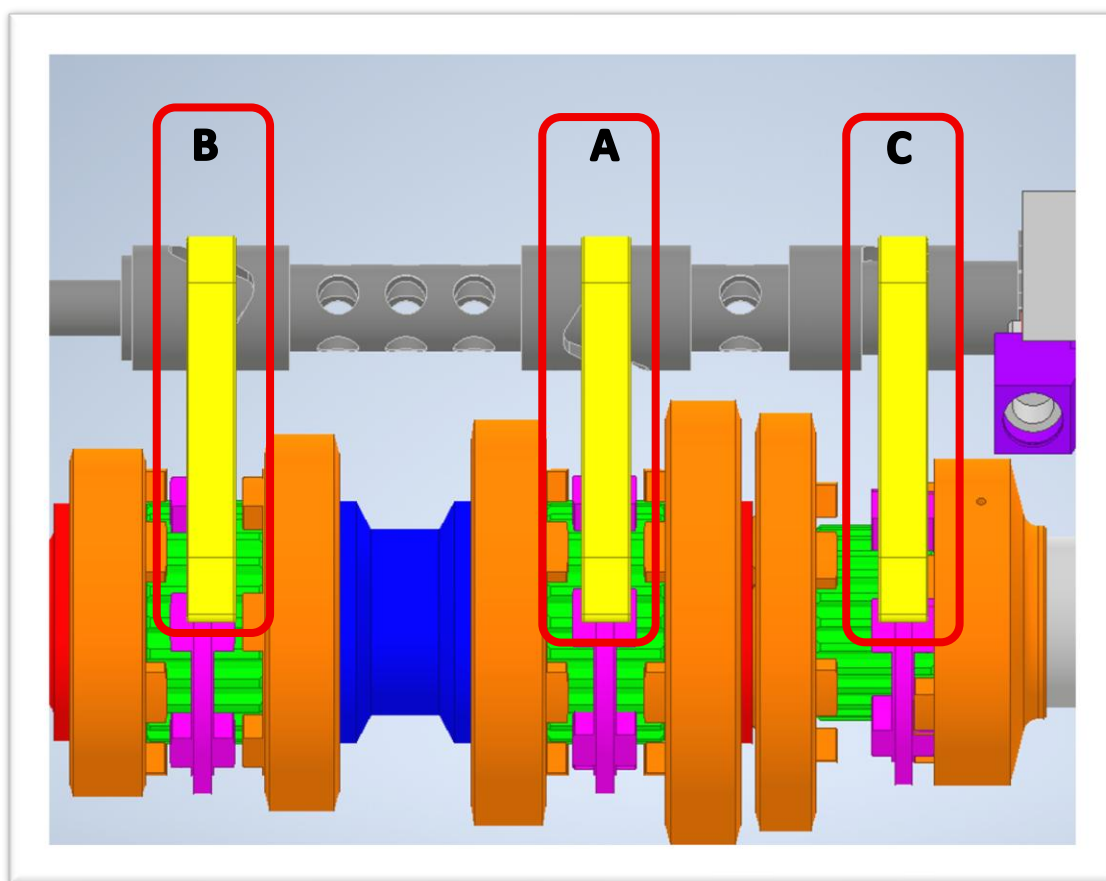


Figura 17 - Identificação dos Garfos de seleção

Com o auxílio da Tabela 2 e da identificação apresentada na Figura 17, sistematizam-se os principais parâmetros geométricos do “tambor” sequencial utilizados no desenvolvimento do modelo CAD

Posição	Deslocamento do Tambor ao longo do seu Perímetro (mm)	Deslocamento do Garfo A (mm)	Deslocamento do Garfo B (mm)	Deslocamento do Garfo C (mm)
R	0	0	0	-7,65
N	14,81	0	0	0
1V	29,62	7,65	0	0
2V	44,43	-7,65	0	0

3V	59,24	0	7,65	0
4V	74,05	0	-7,65	0
5V	88,86	0	0	7,65

Tabela 3 - Parâmetros geométricos do tambor sequencial utilizados no desenvolvimento CAD

A definição destes parâmetros permitiu assim estabelecer uma correspondência direta entre o movimento angular do tambor e o deslocamento axial imposto aos garfos de seleção, servindo como base para o desenvolvimento geométrico das ranhuras do modelo CAD.

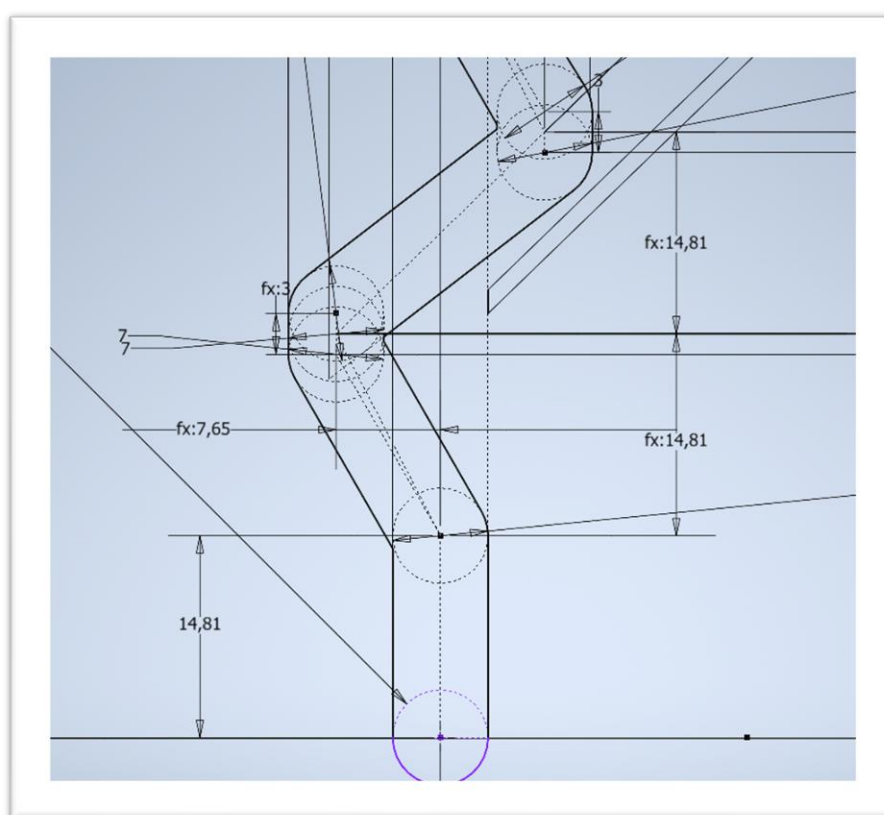


Figura 18 - Desenvolvimento dos caminhos no Modelo CAD (Fonte: Autor)

Após o desenvolvimento dos caminhos do tambor sequencial, procedeu-se ao centramento angular das ranhuras de forma a garantir a correspondência exata entre cada posição do tambor e o centramento entre mudanças das anilhas *crabots*. Este alinhamento revela-se essencial para assegurar que, em cada posição angular definida, os garfos de seleção conduzem as anilhas *crabots* para a posição correta de engrenamento, evitando

situações de engrenamento parcial, ou seja, que a seleção fique a meio caminho do desejado, ou que realize o engrenamento de duas mudanças ao mesmo tempo.

Este processo teve como base as posições intermédias entre relações consecutivas, garantindo que o tambor se encontra corretamente indexado sempre que a mudança se encontra engrenada. Esta abordagem permite assegurar uma maior precisão na seleção, contribuindo para a fiabilidade global do sistema sequencial desenvolvido.

Com isto a forma de melhorar a suavidade de troca de mudanças e realizar uma “prisão” quando a mudança se encontra engatada, foi realizado um mecanismo do tipo estrela, em que este componente tem como função definir as posições estáveis correspondentes a cada mudança, auxiliando o tambor a posicionar-se corretamente após cada atuação de seleção.

5.3. Sistema de Seleção e Indexação do Tambor Sequencial

Após uma definição dos caminhos do tambor sequencial e do respetivo desenvolvimento geométrico, procedeu-se à conceção do sistema responsável pela sua rotação e posicionamento preciso. Este sistema tem como função principal garantir que o tambor sequencial avance um ângulo fixo a cada atuação da alavanca de mudanças, assegurando a seleção correta e sequencial das diferentes relações de transmissão.

O mecanismo de seleção foi desenvolvido de forma atuar diretamente sobre o eixo do tambor, evitando a introdução de sistemas de redução ou mecanismos complexos, o que contribui para simplicidade construtiva e para a fiabilidade do conjunto. A solução adotada baseia-se num sistema de indexação mecânica, amplamente utilizado em sistemas sequenciais, como por exemplo na *Tractive* ou *Sadev*, no qual o avanço angular do tambor é definido geometricamente pelo próprio mecanismo.

5.3.1 Princípio de Funcionamento do Sistema de Seleção

O sistema de indexação desenvolvido tem como objetivo garantir uma rotação precisa, sequencial e segura do tambor de seleção, assegurando que cada atuação da alavanca de velocidades, corresponde exatamente a uma única seleção da relação de transmissão desejada. O conjunto é constituído por vários componentes mecânicos que atuam de forma coordenada, conforme é ilustrado nas seguintes Figuras.

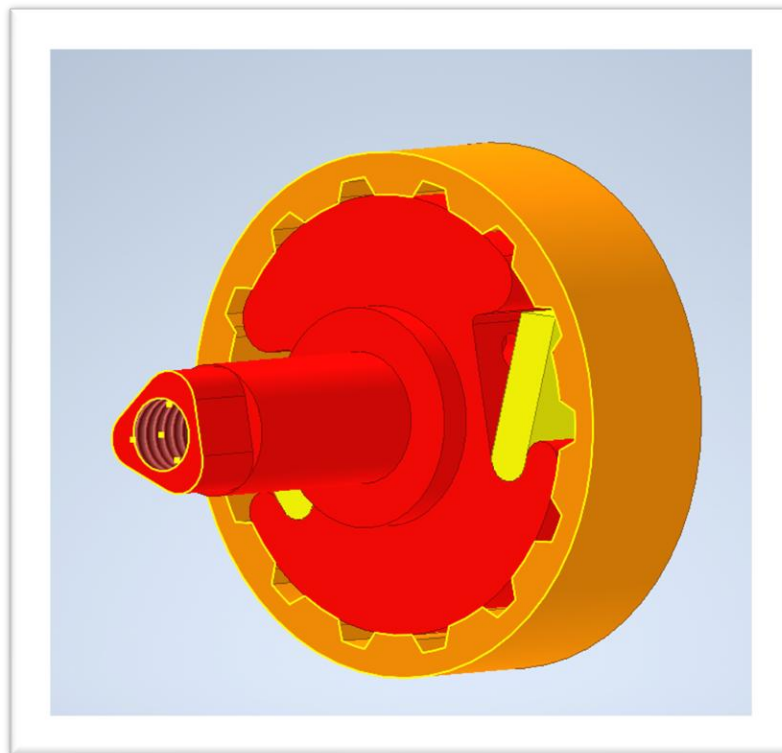


Figura 19 - Mecanismo responsável pela rotação do tambor (Mecanismo representativo) (Fonte: Autor)

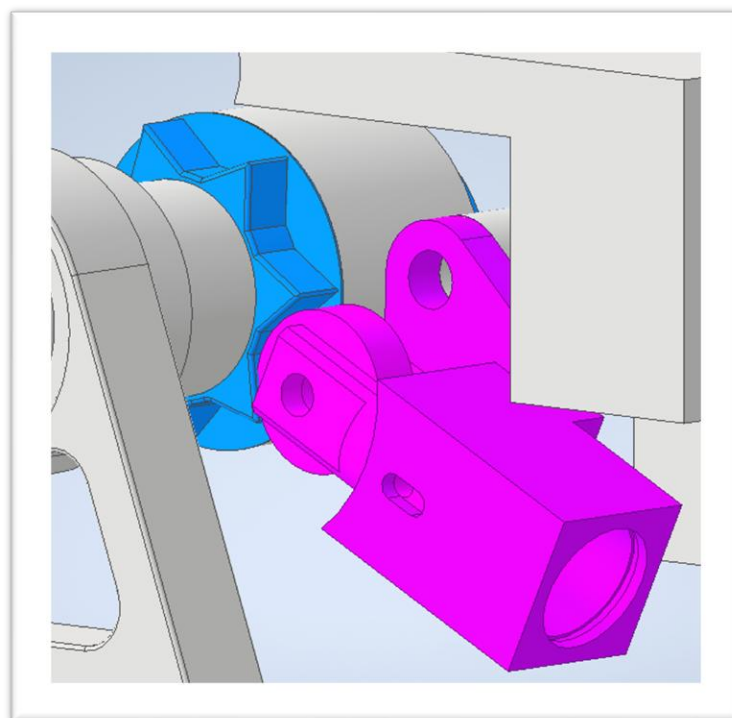


Figura 20 - Sistema de fixação do tambor (Fonte: Autor)

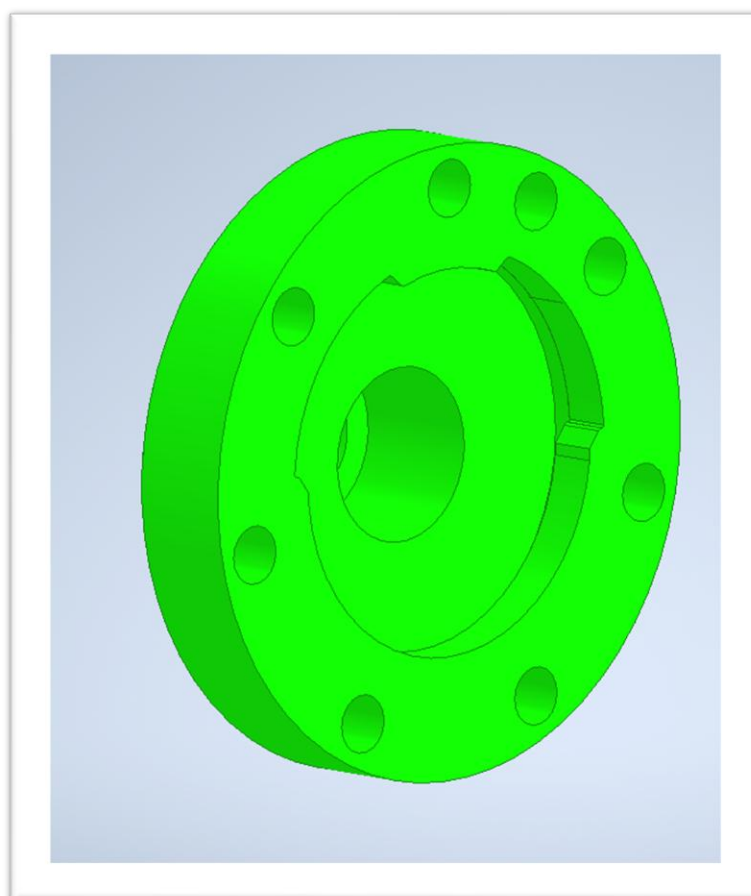


Figura 21 - Componente que realiza o fim de curso da alavanca de mudanças (Fonte: Autor)

A peça vermelha, Figura 19, é o elemento responsável pela transmissão direta do movimento da alavanca para o sistema de seleção, tambor. Este componente é capaz de transformar o movimento imposto pelo utilizador num movimento rotacional aplicado à peça solidária ao tambor. A sua geometria foi concebida de modo a permitir a rotação do tambor, exclusivamente no sentido pretendido, garantindo assim, o funcionamento sequencial.

Já a peça a laranja, na mesma figura, entra-se solidária com o tambor sequencial, sendo responsável por receber o movimento transmitido pela peça vermelha. Esta peça apresenta um conjunto de entalhes dentados na sua periferia, cuja sua função é assegurar um engate mecânico positivo e fiável com a peça transmissora, peça vermelha. Esta solução permite uma transmissão eficiente, com poucas folgas, assegurando uma repetibilidade do avanço angular do tambor.

A peça a verde, Figura 21, desempenha a função de limitar o curso da alavanca, fazendo assim apenas o curso pretendido. O contacto da peça vermelha com a esta, indica que foi atingido o movimento angular máximo admissível para realizar a seleção da relação de transmissão pretendida, que por sua vez significa que a mudança foi completamente efetuada e que o engrenamento se encontra corretamente selecionado. Este permite que exista uma rotação do tambor, que também atua como um elemento de segurança passivo.

Adicionalmente, o sistema integra a peça azul em formato de estrela, Figura 20, associada a um mecanismo de mola, peça roxa, cuja função é garantir o posicionamento e a retenção do tambor nas posições discretas correspondente a cada relação de transmissão. Na ausência de atuação da alavanca de velocidades, a força que é exercida pela mola mantém a estrela encaixada na cavidade correspondente do tambor, impedindo qualquer movimento involuntário. Durante a mudança, a força aplica pelo utilizador vence a força da mola, permitindo que a estrela transite para a cavidade seguinte. Este mecanismo contribui de forma significativa para a precisão, estabilidade e repetibilidade do sistema de seleção.

Em conjunto o sistema desenvolvido integra eficazmente as funções de transmissão de movimento, limitação de curso e posicionamento preciso do tambor, resultando numa solução compacta, robusta e de elevada fiabilidade. O desenho adotado minimiza o número de componentes móveis e evita a necessidade de mecanismos de ajusto complexo, facilitando simultaneamente a manutenção e a inspeção de todo o conjunto.

5.3.2. Desenvolvimento do sistema de alavanca.

Após a concepção do sistema de seleção e do mecanismo responsável pela rotação do tambor sequencial, foi necessário desenvolver os elementos responsáveis pela transmissão de movimento imposto pelo utilizador, sendo esta a alavanca. Esta constitui a interface mecânica entre o condutor e o sistema sequencial, sendo de certa forma, o responsável de transmitir o movimento desejado pelo utilizador.

O desenvolvimento deste componente teve como objetivo garantir a precisão no acionamento, robustez estrutural, ergonomia adequada e Feedback de todo o sistema envolvente.

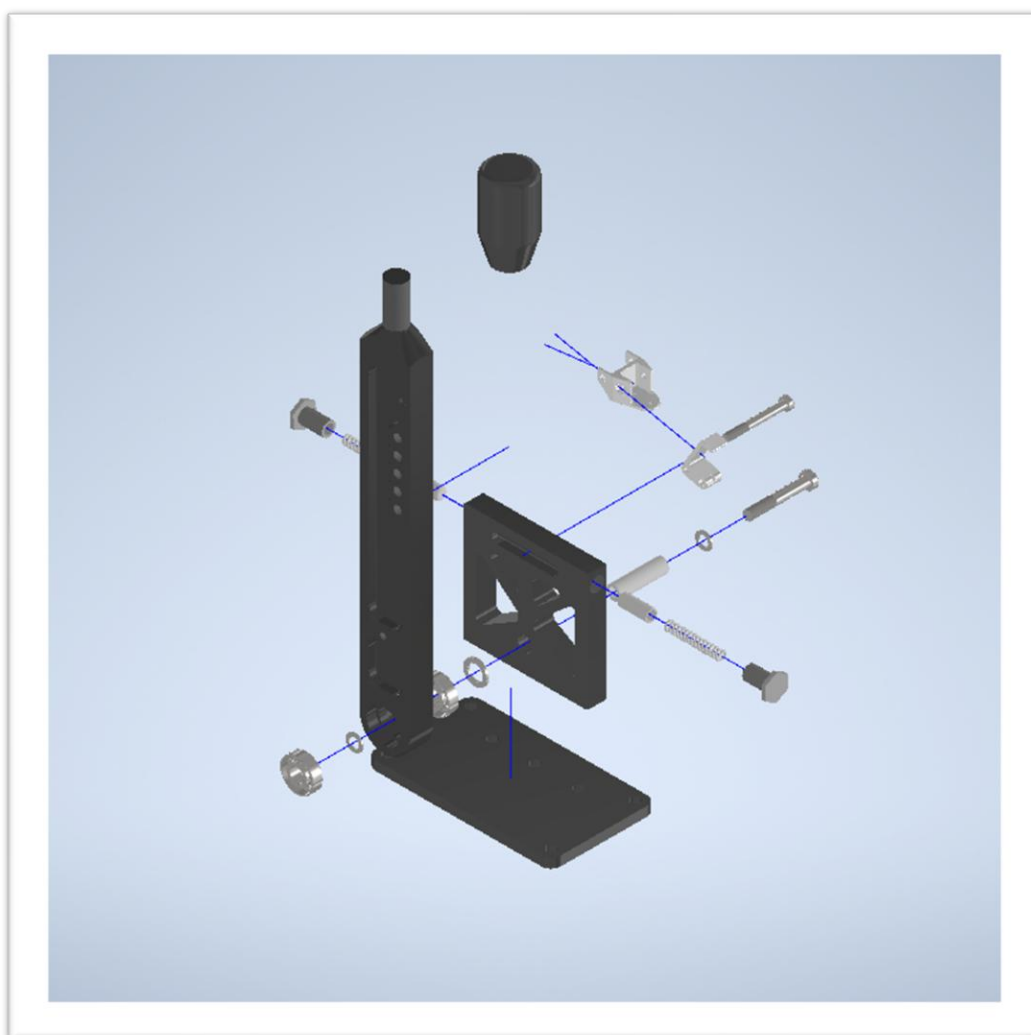


Figura 22 - Alavanca de velocidades (Fonte: Autor)

A concepção e desenvolvimento da alavanca foi considerado principalmente pelos seguintes requisitos:

- Proporcionar uma sensação mecânica precisa durante a sua atuação;
- Garantir a sua rigidez estrutural;
- Permitir uma concepção/montagem simples e manutenção facilitada;
- Garantir várias possibilidades afinação de curso da alavanca;
- Minimizar folgas e perdas de movimento ao longo da cadeia cinemática;
- Assegurar a sua durabilidade e resistência ao desgaste num ambiente severo de utilização.

5.3.3. Geometria e princípio de funcionamento

A alavanca foi concebida como um elemento articulado em torno de um pivot inferior, permitindo a sua rotação num plano longitudinal. O movimento aplicado pelo utilizador na parte superior é convertido num deslocamento angular controlado, que é posteriormente transmitido ao mecanismo de seleção através de um braço secundário e as hastes de ligação.

A haste atua sobre um braço solidário ao veio seletor, convertendo o movimento linear novamente em rotação angular, tornando assim, uma multiplicação angular que permite a transformação de um curso ergonómico da alavanca numa rotação precisa do tambor sequencial.

No desenvolvimento do dimensionamento geométrico da alavanca, foi considerado os seguintes aspetos, de modo a garantir um valor ergonómico dentro sistemas já existentes do mesmo género:

- Comprimento efetivo da alavanca de $L = 350\text{mm}$;
- Curso linear na extremidade de acionamento de $s = 50\text{mm}$;

Com estes dados, foi assim calculado a rotação angular da alavanca na sua extremidade pela seguinte formula.

$$\theta_L = \frac{s}{L} \quad (4)$$

$$\theta_L = \frac{50}{350} = 0,143 \text{ rad} \approx 8,2^\circ \quad (5)$$

De modo a determinar o deslocamento linear que a haste irá fazer, foi adotado que o ponto de fixação “base” da haste, iria se encontrar a uma distância de 188,4mm (r_1) do pivot de fixação da alavanca. Dando-se assim pelo seguinte cálculo.

$$s_h = r_1 \cdot \theta_L \quad (6)$$

$$s_h = 188,4 \times 0,143 = 26,9mm \quad (7)$$

Este deslocamento atua sobre um braço solidário ao veio do seletor, com raio r_2 , na qual irá ter influência na rotação total do tambor, θ_d

$$\theta_d = \frac{s_h}{r_2} \quad (8)$$

Uma vez que $\theta_d = 51,4^\circ = 0,897 \text{ rad}$, conseguimos desta forma retirar o raio necessário do braço solidário ao tambor, traduzindo-se assim na seguinte formula.

$$r_2 = \frac{26,9}{0,897} \approx 30,0mm \quad (9)$$

Assim, a adoção de um braço com raio aproximado de 30mm permite obter uma rotação angular completa do tambor para cada mudança.

Uma vez que o sistema se encontra completamente desenvolvido, é importante referir que o sistema pode ser ajustado através da variação da distância r_1 , parâmetro este que influencia diretamente o deslocamento linear transmitido ao mecanismo e, consequentemente, a relação de transmissão entre o movimento imposto pelo utilizador e a rotação do tambor.

Considerando que a rotação requerida do tambor tem de ser sempre a mesma, qualquer alteração do valor r_1 traduz-se diretamente numa variação do curso linear aplicado pelo utilizado na extremidade da alavanca, bem como na rapidez em que é feita a mudança de engrenagem.

Uma vez que o deslocamento linear na extremidade da alavanca é diretamente proporcional ao comprimento do braço r_1 , o curso correspondente para o novo valor r'_1 pode ser determinada pela seguinte relação, onde $s_{base} = 50 \text{ mm}$:

$$s' = s_{base} \cdot \frac{r_1'}{r_1} \quad (10)$$

A análise das variações consideradas no desenvolvimento, foi para uma variação de $\pm 13mm$ e de $\pm 26mm$, permitindo assim avaliar a influência direta deste parâmetro no comportamento do sistema:

r_1 (mm)	Curso realizado pelo utilizador (mm)	Influência na sua atuação
162,4	43,1	Atuação mais curta e mais rápida no tambor
175,4	46,6	Atuação mais rápida com esforço moderado
188,4	50	Compromisso entre rapidez e ergonomia
201,4	53,5	Atuação mais progressiva
214,4	56,9	Atuação mais suave e controlada

Tabela 4 - Influência do valor r_1

Verifica-se assim, que a redução de r_1 diminui o percurso necessário na extremidade da alavanca, permitindo assim uma seleção mais rápida, embora exija um maior esforço por parte do utilizador. Por outro lado, o aumento deste parâmetro resulta num curso maior, proporcionando uma atuação mais suave e progressiva, mas ligeiramente mais lenta.

5.3.4. Dimensionamento da mola de retorno

Com o seguimento da otimização da alavanca, tornou-se necessário o desenvolvimento das molas responsáveis para o retorno da alavanca para a posição neutra. Estas molas desempenham um papel fundamental no comportamento dinâmico do sistema, assegurando assim o recentramento da alavanca após cada manipulação por parte do utilizador.

Atendendo às restrições geométricas impostas pelo sistema, foi selecionado uma mola de compressão com as seguintes características:

- Diâmetro do fio: $d = 1,6 \text{ mm}$;

- Diâmetro exterior: $D_e = 8 \text{ mm}$;
- Diâmetro médio: $D_M = 6,4 \text{ mm}$;
- Número de espiras ativas: $z = 15$;
- Comprimento livre da mola: $L_0 = 45,5 \text{ mm}$;
- Módulo de elasticidade do material (aço mola); $G = 79\,000 \text{ MPa}$.

Uma vez definido o parâmetro da mola é calculado a constante de rigidez da mesma através da expressão clássica para molas, Equação 14.

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot z \cdot D_M^3} \quad (11)$$

$$k = \frac{79\,000 \cdot 1,6^4}{8 \cdot 15 \cdot 6,4^3} \approx 16,4 \text{ N} / \text{mm} \quad (12)$$

Este resultado indica que a mola apresenta um aumento aproximado de 16,4 N por cada milímetro que a mesma comprime.

Analisando agora as condições de funcionamento que a mesma irá ter, a mola irá operar da seguinte forma, em que δ representa o deslocamento:

- Pré-carga inicial (posição de repouso): $\delta_{min} = 2 \text{ mm}$;
- Curso máximo realizado na atuação da alavanca: $\delta_{max} = 7,3 \text{ mm}$;

Deste modo, as forças que correspondem durante o funcionamento da mola serão as seguintes:

$$F = k \cdot \delta \quad (13)$$

$$F = 16,4 \cdot 2 \approx 33 \text{ N} \quad (14)$$

$$F = 16,4 \cdot 9,3 \approx 153 \text{ N} \quad (15)$$

Estes valores garantem o retorno eficaz da alavanca, sem comprometer o conforto ao longo da sua utilização.

6. Conclusão

O presente trabalho teve como objetivo o desenvolvimento de um mecanismo de seleção sequencial aplicado em uma caixa de velocidades em que originalmente era concebida com um padrão em “H”. Procurou-se uma solução que permitisse a conversão para o funcionamento sequencial com o mínimo de alterações à estrutura original. Este objetivo surgiu para atingir um nicho de mercado específico, uma vez que as soluções existentes ou são demasiadas complexas e dispendiosas, ou o próprio *feedback* para o operador não ser o melhor.

Ao longo do desenvolvimento do projeto, foi possível conceber e projetar um sistema completo de acionamento sequencial, incluindo o tambor sequencial, o sistema de indexação e retenção de posição, o mecanismo de seleção e a alavanca de acionamento. O dimensionamento do tambor, foi algo que sofreu muitas alterações ao longo do projeto, sendo este um sistema muito complexo no seu desenvolvimento, o entanto obteve-se um compromisso adequado entre suavidade e rapidez na troca de mudanças, enquanto o sistema de indexação contribuiu para a estabilidade e precisão do posicionamento do tambor sequencial.

Um dos principais desafios do projeto foi na adaptação do mecanismo ao espaço disponível no interior da caixa de velocidades, bem como na sua compatibilização com os pontos de fixação disponíveis, de modo a recorrer as menores alterações estruturais. A conversão do movimento imposto pela alavanca para a caixa de velocidades, também foi algo complexo de modo a se obter um sistema funcional e eficaz.

Para além dos desafios técnicos associados ao dimensionamento e à integração dos componentes, o projeto evidenciou a complexidade inerente ao desenvolvimento de um mecanismo totalmente mecânico, exigindo algum conhecimento na área de desenho técnico, projeto mecânico, seleção de materiais e o processo de fabricação das peças.

Como desenvolvimentos futuros, recomenda-se a realização de testes experimentais prolongados e extremos, de modo a compreender e avaliar o comportamento do mecanismo sob condições reais de funcionamento, incluindo esforços cíclicos, desgaste dos componentes e a fiabilidade de todo o sistema. Também tem como objetivo adaptar um sistema capaz de identificar e transmitir a velocidade que a caixa se encontra engrenada para o utilizador, sendo este estudo já estar em execução assim que o sistema esteja validado.

Por fim, a realização deste projeto revelou-se extremamente enriquecedora a nível pessoal e técnico, permitindo consolidar as competências em projeto mecânico, desenvolvimento de sistemas e resolução de problemas ao longo do projeto.

Bibliografia

(Front, Rear or All Wheel - What Drive Is Your Car? | Features | CarDekho.Com, n.d.)

(Cartecc.Com - Gearbox - Front Wheel Drive Transverse, n.d.)

(Gomes et al., 2008)

(“Strong Lives Are Motivated by Dynamic Purposes; Lesser Ones Exist on Wishes and Inclinations.”-Kenneth Hildebrand, n.d.)

(Ícone Linear de Vara de Engrenagem. Ilustração de Linha Fina. Câmbio de Marchas. Símbolo de Contorno. Desenho de Contorno Isolado de Vetor 4618776 Vetor No Vecteezy, n.d.)

(How Manual Transmissions Work | HowStuffWorks, n.d.)

(Shift Drum Motorcycle Race Gearbox Foto Stock 752036905 | Shutterstock, n.d.)

(Zf_gs5-39dz_1.Webp (1080×1080), n.d.)

(SQS Racing | SEQSHIFT - Closed Alloy Design, n.d.)

(ZF Sequential Dogbox Transmission - Gearmotive, n.d.)

(Victor & Lopes, n.d.)

(André Gomes et al., 2012)

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Anexos

