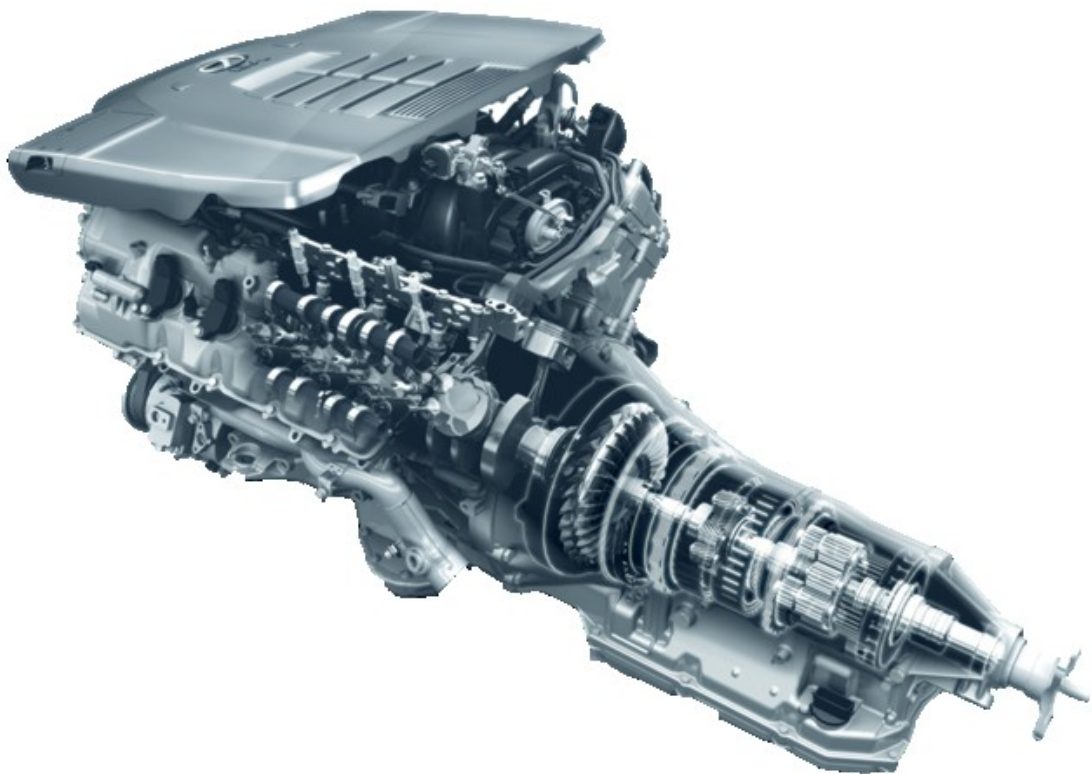


INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO

Caixas de Velocidades Automáticas

Apontamentos da Unidade Curricular
Mecatrónica Automóvel



INDÍCE

INTRODUÇÃO	4
NECESSIDADE DA CAIXA DE VELOCIDADES.....	4
EVOLUÇÃO DAS CAIXAS DE VELOCIDADES	6
CLASSIFICAÇÃO DAS CAIXAS DE VELOCIDADES.....	7
TIPOS DE CAIXAS DE VELOCIDADES AUTOMÁTICAS.....	7
CLASSIFICAÇÃO DAS CAIXAS AUTOMÁTICAS COM CONJUNTOS DE ENGRENAGENS EPICICLOIDAIS.....	10
PRINCIPAIS COMPONENTES.....	11
EMBRAIAGEM E CONVERSOR DE BINÁRIO	11
CONSTRUÇÃO	12
BOMBA OU IMPULSOR	13
TURBINA OU ELEMENTO IMPELIDO	13
REATOR OU ESTATOR.....	14
PRINCÍPIOS DA HIDRODINÂMICA	16
CURVAS CARACTERÍSTICAS DE UM CONVERSOR DE BINÁRIO.....	18
CONVERSOR DE BINÁRIO TIPO TRILOK	20
FUNCIONAMENTO DA EMBRAIAGEM DE BLOQUEIO	21
CONJUNTO DE ENGRENAGENS EPICICLOIDAIS	23
ORIGEM DO NOME.....	23
VANTAGENS DOS CONJUNTOS DE ENGRENAGENS EPICICLOIDAIS	25
CONSTITUIÇÃO DE UM CONJUNTO DE ENGRENAGENS EPICICLOIDAIS	25
DESMULTIPLICAÇÃO DO MOVIMENTO	26
MULTIPLICAÇÃO DO MOVIMENTO	26
INVERSÃO DO MOVIMENTO.....	27
DIFERENTES FORMAS DE REPRESENTAÇÃO DE UM CONJUNTO DE ENGRENAGENS EPICICLOIDAIS.....	28
TRAVÕES E EMBRAIAGENS	30
TRAVÃO DE CINTA.....	30
TRAVÃO DE DISCOS MÚLTIPLOS.....	31
EMBRAIAGENS	32
EMBRAIAGENS UNIDIRECIONAIS	34
CADEIA CINEMÁTICA	36
1ª VELOCIDADE	36
1ª VELOCIDADE – SELETOR DE VELOCIDADES NA POSIÇÃO “D” OU “2”	38
1ª VELOCIDADE - SELETOR DE VELOCIDADES NA POSIÇÃO “L”	39
2ª VELOCIDADE	40
2ª VELOCIDADE – SELETOR DE VELOCIDADES NA POSIÇÃO “D”	40
2ª VELOCIDADE - SELETOR DE VELOCIDADES NA POSIÇÃO “2”	41
3ª VELOCIDADE	42
3ª VELOCIDADE – SELETOR DE VELOCIDADES NA POSIÇÃO “D”	42
MARCHA-ATRÁS - SELETOR DE VELOCIDADES NA POSIÇÃO “R”	43
SELETOR DE VELOCIDADES NA POSIÇÃO “P” OU “N”	44
OVERDRIVE	44
OUTRAS CONFIGURAÇÕES.....	46
CONJUNTO DE CONTROLO HIDRÁULICO	53
BOMBA DE ÓLEO	55
CORPO DE VÁLVULAS	56

CAIXAS DE VELOCIDADES AUTOMÁTICAS

VÁLVULA REGULADORA PRIMÁRIA	57
VÁLVULA MANUAL	58
VÁLVULAS DE COMUTAÇÃO.....	58
ELECTROVÁLVULAS.....	58
VÁLVULA DE POSIÇÃO DO ACELERADOR	60
VÁLVULA DE BLOQUEIO DO CONVERSOR DE BINÁRIO	60
VÁLVULA REGULADORA SECUNDÁRIA	61
VÁLVULA LIMITADORA DE PRESSÃO	62
VÁLVULA MODELADORA DA POSIÇÃO DO ACELERADOR	63
ACUMULADORES	63
REGULADOR CENTRÍFUGO.....	64
COMUTAÇÃO DE VELOCIDADES	65
ALAVANCA SELETORA	69
CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO	71
CÁLCULO DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO EM TRENS EPICICLOIDAIS	73
CÁLCULO BASEADO NAS VELOCIDADES ANGULARES	73
CÁLCULO PELA EQUAÇÃO BÁSICA PARA CONJUNTOS EPICICLOIDAIS	74
DETERMINAÇÃO GRÁFICA	75
EXEMPLO 1: CÁLCULO DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO	76
EXEMPLO 2: CÁLCULO DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO	80
ESCALONAMENTO DAS VELOCIDADES	83
DIAGNÓSTICO	85
TESTE DE PARAGEM.....	85
TESTE DE REAÇÃO	86
TESTE À PRESSÃO HIDRÁULICA DA CAIXA DE VELOCIDADES	87
TESTE DE ESTRADA	87
CÓDIGOS DE AVARIAS	88
INTERPRETAÇÃO DO CÓDIGO DE AVARIA	89
CÓDIGO DE BARRAS - QR CODE.....	91

INTRODUÇÃO

Necessidade da caixa de velocidades

Todos os veículos automóveis necessitam de uma caixa de velocidades que permita converter o binário e a rotação do motor, de acordo com os requisitos do veículo, condições da estrada e legislação ambiental em vigor.

Se o motor de combustão interna fosse ligado diretamente às rodas, com uma relação de transmissão fixa, verificar-se-ia que o binário por este disponibilizado seria manifestamente insuficiente para proceder ao arranque do veículo ou, então, que a velocidade máxima do veículo seria extremamente baixa.

No arranque do veículo (1ª velocidade), o binário motor é multiplicado na caixa de velocidades, em média, de 3 a 5 vezes, sendo progressivamente desmultiplicado, à medida que se troca de velocidade, podendo atingir valores de 0,6 a 0,8 na velocidade mais longa.

Por outro lado, para a mesma velocidade do veículo, variando a inclinação da estrada, verifica-se um incremento substancial da força necessária para fazer mover o veículo.

No gráfico seguinte, construído com os dados do fabricante para o modelo Lexus LS460 está representada a força disponibilizada pelo motor (curvas F1 a F8), nas 8 relações de transmissão da caixa de velocidades e em função da velocidade do veículo.

Estas curvas são obtidas através da expressão:

$$F_i = \frac{B_{mot.} \cdot i_{dif.} \cdot i_{cx.} \cdot \eta_{tot.}}{1000 \cdot r_{din.}}$$

em que:

F_i = Força disponibilizada pelo motor na relação de caixa i (N)

$B_{mot.}$ = Binário motor máximo (N.m)

$i_{dif.}$ = Relação de transmissão do diferencial

$i_{cx.}$ = Relação da caixa de velocidade

$\eta_{tot.}$ = Rendimento total da transmissão (%)

$r_{din.}$ = Raio dinâmico dos pneus (m)

Analisando estas curvas, verifica-se que, quanto maior for a relação de transmissão, maior é a força disponível para movimentar o veículo e menor a sua velocidade máxima. Diminuindo a relação de transmissão, diminui-se a força de tração, mas em contrapartida, aumenta-se a velocidade máxima.

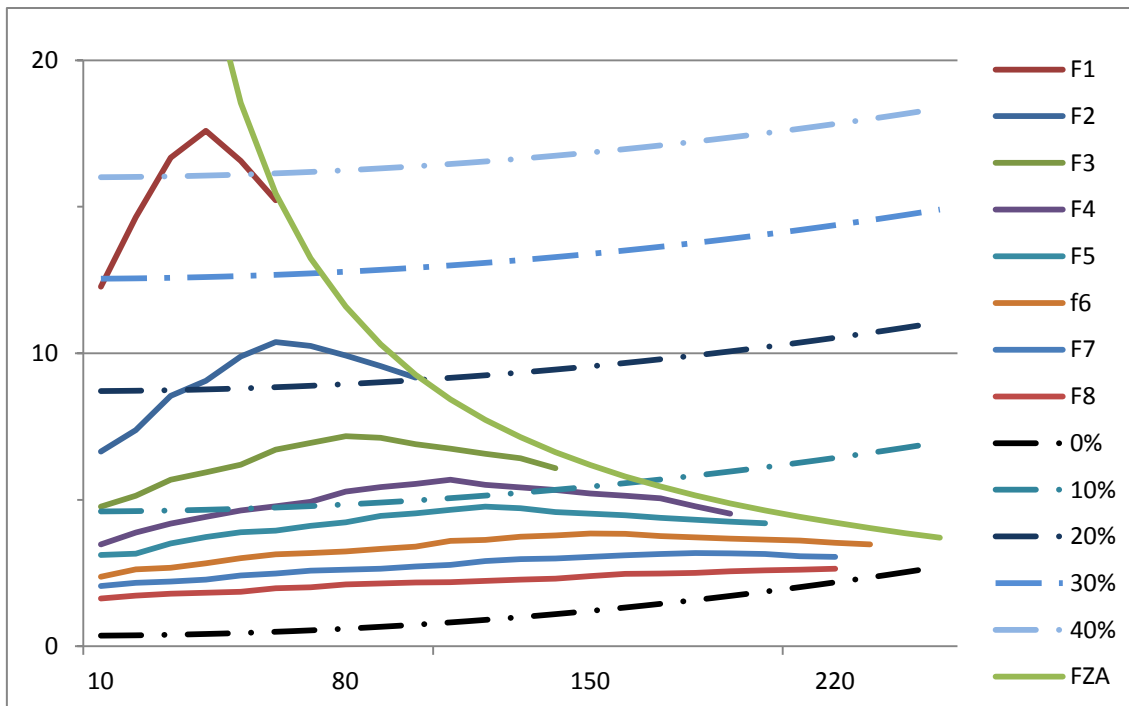


Gráfico 1- Força de tração vs. força disponibilizada

Neste mesmo gráfico, estão também representadas, as linhas correspondentes à força necessária para movimentar o veículo, em função da inclinação da estrada (%) e obtidas pela seguinte expressão:

$$F_i = \frac{1}{1000} \cdot (m_{veic.} \cdot g \cdot (R_{rol.} \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_{aerod.} \cdot A \cdot \frac{v^2}{3,6^2})$$

em que:

F_i = Força necessária para movimentar o veículo (N)

$m_{veic.}$ = Massa do veículo (Kg)

g = Aceleração da gravidade (m/s^2)

$R_{rol.}$ = Coeficiente de resistência ao rolamento (função do tipo de estrada)

α = Ângulo de inclinação da estrada ($^\circ$)

ρ = Densidade do ar (Kg/m^3)

$C_{aerod.}$ = Coeficiente aerodinâmico

A = Área frontal do veículo (m^2)

v = Velocidade do veículo (km/h)

A análise conjunta destes dois tipos de curvas anteriormente mencionadas, permite-nos verificar se a força disponibilizada numa determinada relação de caixa, é suficiente para subir uma estrada com uma inclinação conhecida. Verifica-se, por exemplo, que o binário produzido pelo motor é suficiente para o veículo subir uma estrada, com uma inclinação de 10% em 3ª velocidade independentemente da velocidade do veículo. As considerações aqui efetuadas, não tem em linha de conta, o efeito multiplicador de

binário, associado ao fato de, o veículo em estudo, utilizar uma caixa de velocidades automática com conversor de binário. Este tema será estudado mais adiante.

Por último, a curva tangente de F1 a F8 (FZA) representa a curva da força de tração ideal e é obtida pela expressão:

$$F = \frac{P_{m\acute{a}x.}}{v} \cdot \rho_{tot.}$$

em que:

F = Força de tração ideal (KN)

$P_{m\acute{a}x.}$ = Potência máxima disponibilizada pelo motor (KW)

v = Velocidade do veículo (m/s)

$\rho_{tot.}$ = Rendimento do conjunto propulsor (caixa de velocidade e diferencial)

Um maior número de relações de transmissão, permite um melhor ajuste da força disponibilizada pelo motor à curva da força de tração ideal, o que, na prática, se traduz por uma melhor aplicação da potência disponibilizada pelo motor, às necessidades efetivas da condução.

Evolução das caixas de velocidades

A evolução das caixas de velocidades acompanhou, desde a primeira hora, a evolução dos veículos automóvel. Na tabela 1, indicam-se alguns dos marcos mais importantes que possibilitaram o desenvolvimento dos veículos e respetivos sistemas de transmissão.

Tabela 1 - Cronologia dos desenvolvimentos mais importantes

2000 AC	Aparecimento da roda de água Egípcia	1926	Gregoire , junta homocinética que possibilita a produção em série de veículos de tração dianteira
1769	Cugnot , veículo a vapor	1930	GM e Reo Motors , desenvolvem em paralelo a 1ª caixa de velocidades semiautomática
1784	Watt , motor a vapor de duplo efeito	1935	Opel , projeto do 1º veículo de produção em série monobloco
1801	Artamonow , bicicleta com quadro metálico e pedaleira	1939	GM , 1ª caixa automática (Hydra-Matic)
1814	Stephenson , locomotiva a vapor	1948	Buik , utilização do conversor de binário
1845	Thompson , invenção do pneumático	1956	General Motors, caixa automática com posição “PARK” incluída (Jetaway Hydra-Matic)
1866	Siemens , aparecimento do 1º dínamo	1979	BMW , gestão eletrónica do motor
1877	Otto , motor a 4 tempos com compressão	1989	Audi , injeção direta de combustível e turbocompressor em veículos Diesel de passageiros
1885	Benz , triciclo com motor de combustão	1997	Aparecimento do sistema “Common-rail” em veículos diesel de passageiros
1888	Dunlop , pneumático de borracha	2002	BMW , modelo série 7 com caixa automática de 6 relações de

CAIXAS DE VELOCIDADES AUTOMÁTICAS

1897	Diesel , motor com ignição por compressão	2003	transmissão Mercedes , caixa automática com 7 relações de transmissão
1907	Ford , produção em série do modelo T	2007	Lexus , modelo LS 460 com caixa automática de 8 relações de transmissão

Classificação das caixas de velocidades

As caixas de velocidades para veículos automóveis podem ser definidas de acordo com a tabela 2.

**Tabela 2 - Classificação das caixas de velocidades para veículos automóveis
(adaptado de “Automatic Transmission” Editora Springer)**

Tipos de caixa de velocidades													
Com um número fixo de velocidades (transmissão por engrenagens)							De variação contínua da velocidade (CVT)						
Manual (MT)		Manual automatizada (AMT)		Automática com o número de relações de transmissão fixo			Híbrida com associação de motores elétricos			Mecânica		Hidráulica	
De engrenamento permanente	Sincronizada	De comando Semi- automatizado	Totalmente Automatizada	Com dupla embraiagem	Com trem fixo	Caixa automática convencional (AT)	Em série	Em paralelo	Série / Paralelo	Transmissão por polias		Transmissão toroidal	Transmissão hidrostática
Com interrupção na transmissão de potência				Sem interrupção na transmissão de potência									
Com pedal de embraiagem			Sem pedal de embraiagem										
Comutação manual de velocidades			Comutação automática das velocidades										

Tipos de caixas de velocidades automáticas

Normalmente, quando se fala de caixas de velocidades automáticas, associa-se o tipo de caixa que utiliza diferentes conjuntos planetários para obtenção das diferentes relações de transmissão desejadas. Esta associação é feita, por ter sido este, o primeiro tipo de caixa a possibilitar a troca da relação de transmissão, sem intervenção direta do condutor.

Atualmente, e conforme já indicado (ver tabela 2), existem outras concepções de caixas de velocidades, que permitem igualmente a troca automática de velocidades, das quais destacamos:

- Caixas de velocidades manuais com atuação elétrica, hidráulica ou pneumática do seletor de velocidades e embraiagem. Aparecem também designadas na

literatura técnica das marcas que as comercializam, por caixas robotizadas ou automatizadas;

- Caixas de variação contínua, também designadas por CVT (Continuously Variable Transmission), baseadas na variação de diâmetro de dois tambores. Um destes tambores está ligado ao volante motor e, o outro, ao diferencial. A variação da relação de transmissão pode ser linear entre valores máximos e mínimos predefinidos ou, podem existir relações de transmissão fixas, pré-definidas;
- Caixas de variação contínua, associadas a veículos híbridos, e nas quais o movimento de saída para a rodas é o movimento composto pela rotação de um motor de combustão interna e dois motores elétricos.

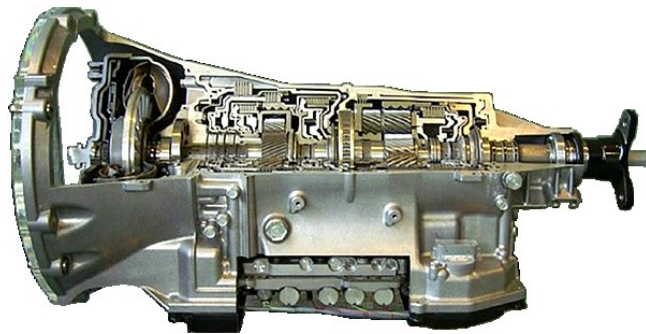


Figura 1 - Caixa automática de 8 velocidades utilizada no modelo Lexus LS 460



Figura 2 - Caixa de velocidades manual robotizada



Figura 3 - Atuador hidráulico de uma caixa de velocidades manual robotizada



Figura 4 - Caixa de variação contínua por tambores de diâmetro variável

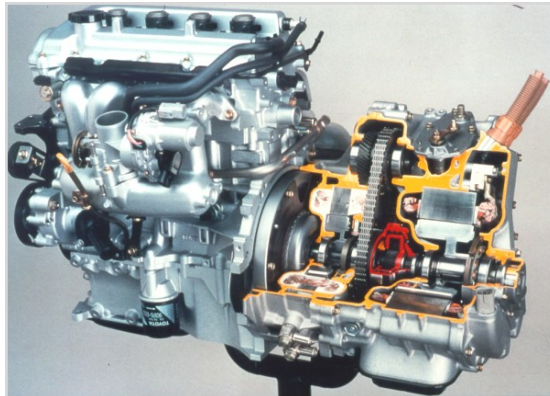


Figura 5 - Conjunto híbrido com caixa de variação contínua por engrenagens epicicloidais

Classificação das caixas automáticas com conjuntos de engrenagens epicicloidais

As classificações mais usuais para as caixas de velocidades automáticas são as seguintes:

Por tipo de comando:

- Hidráulico
- Electro-hidráulico

Pelo tipo de montagem:

- Viaturas tipo FF (motor dianteiro e tração dianteira)
- Viaturas tipo FR (motor dianteiro e tração traseira)
- Viaturas tipo MR (motor central e tração traseira)

Pelo número de velocidades:

- Atualmente encontram-se no mercado caixas automáticas com quatro a nove velocidades.

PRINCIPAIS COMPONENTES

Embraiagem e conversor de binário

A embraiagem / conversor de binário permite adequar a rotação do motor à rotação da caixa de velocidades. Esta situação é crítica, nomeadamente, no momento de arranque do veículo, em que o motor está a trabalhar a uma velocidade sempre superior a 600 ~ 700 r.p.m. (regime de ralenti) e o veio primário da caixa de velocidade está imobilizado.

O desenvolvimento inicial destes componentes (embraiagem / conversor de binário) deve-se ao Eng.º alemão Hermann Fotttinger que, em 1905, enquanto trabalhava para os estaleiros navais da empresa Stettiner Vulkan, foi confrontado com a necessidade de fazer a ligação de uma turbina a vapor às hélices de um navio. A ligação destes dois elementos passava essencialmente pela adequação do binário e da velocidade de rotação da turbina ao veio das hélices, assim como, conseguir a inversão do seu movimento.

Na figura 6 vemos o princípio de funcionamento da conversão hidrodinâmica de potência idealizada por Fotttinger. Uma bomba centrífuga ligada diretamente à turbina a vapor, gera um caudal pressurizado de fluido que impele uma turbina. As pás da bomba e da turbina, que nunca se tocam, estão alojadas num cárter fechado, o que facilita a passagem do fluido entre estes dois elementos.

A transmissão de potência é efetuada simplesmente pela energia cinética do fluido. A variação da carga e da velocidade aplicada à turbina faz variar o deslizamento relativo entre a turbina e a bomba. Este elemento é designado por embraiagem hidrodinâmica ou *coupling* e, atualmente, não é utilizada como elemento de ligação entre o motor e a caixa de velocidades de um veículo, pelo fato de, o binário da turbina nunca ser superior ao binário da bomba.

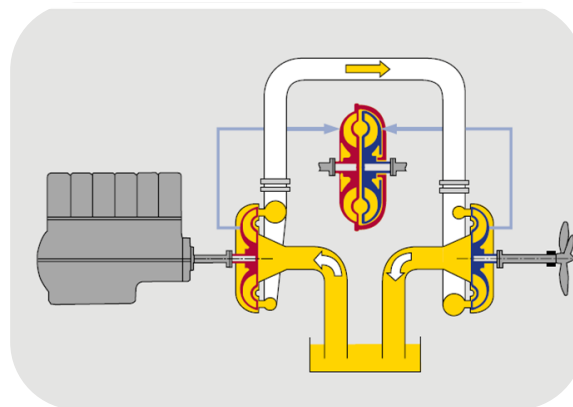


Figura 6 - Princípio da transmissão hidrodinâmica de potência (Voith)

A evolução da embraiagem hidrodinâmica deu origem ao atual conversor de binário, utilizado como elemento de ligação entre o motor de combustão interna e a caixa de velocidades automáticas.

O conversor de binário tem as seguintes funções:

- Multiplicar o binário gerado pelo motor durante a fase de início do movimento do veículo, razão pela qual, é muitas vezes utilizado em veículos comerciais;
- Funcionar como embraiagem automática entre o motor e a caixa de velocidades;
- Absorver vibração resultante do desalinhamento entre a caixa de velocidades e o motor, bem como, as vibrações resultantes da variação de binário motor (componentes de 2ª ordem do funcionamento do motor);
- Acionar a bomba de óleo do sistema hidráulico de controlo da caixa de velocidades.

Construção

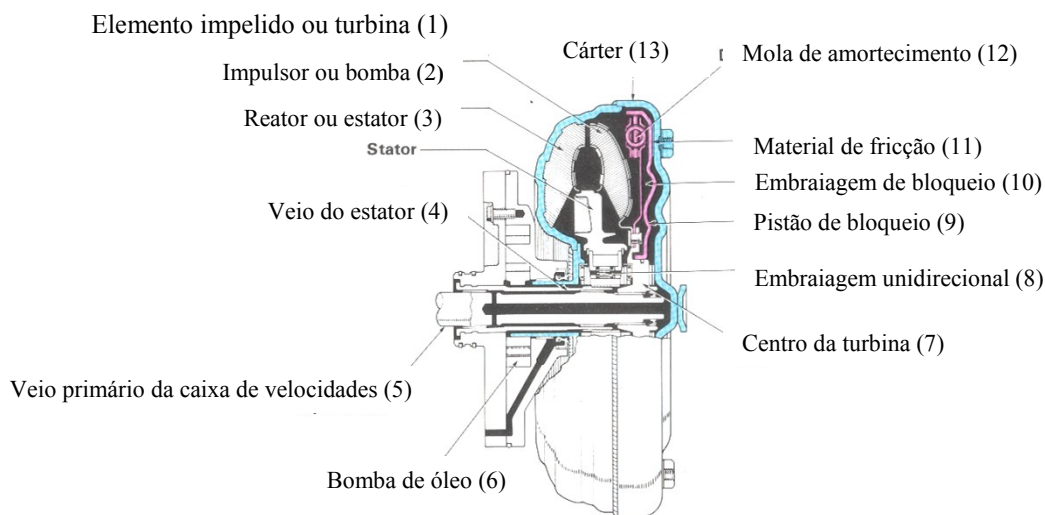


Figura 7 - Principais componentes de um conversor de binário

Os principais elementos de um conversor de binário (figura 7) são os seguintes:

- Elemento condutor designado por impulsor ou bomba (2) e que é acionado pelo volante motor;
- Elemento conduzido designado ou turbina (1), que está ligado ao veio primário (também designado por veio de entrada) da caixa de velocidades;
- Reator ou estator (3) que está fixo ao cárter da caixa de velocidades através de uma embraiagem unidirecional;
- Cárter do conversor de binário (13) que aloja todos os componentes mencionados anteriormente.

O conversor de binário está atestado com fluido próprio para as caixas de velocidades automáticas (ATF), proveniente da bomba de óleo da caixa de velocidades. Este fluido é projetado violentamente pela bomba (2) diretamente sobre a turbina (1), de forma a movimentar o veio primário da caixa de velocidades.

Bomba ou impulsor

A bomba está integrada no cárter do conversor de binário e é constituída por uma série de pás curvas radialmente montadas no interior do mesmo. Existe um anel guia instalado nas arestas interiores das palhetas, de modo a proporcionar uma passagem para suavizar o fluxo do fluido.

O cárter do conversor de binário está ligado à cambota através do volante do motor.

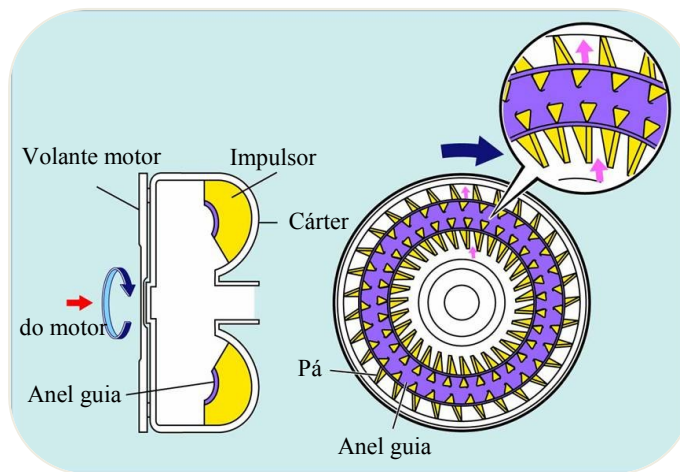


Figura 8 - Impulsor ou bomba

Turbina ou elemento impelido

Tal como acontece com a bomba, a turbina tem incorporada uma série de pás. O sentido da curvatura destas pás é oposto ao das pás da bomba.

A turbina está ligada diretamente ao veio de entrada da caixa de velocidades, de modo a que as suas pás se oponham às da turbina impulsora e com uma folga muito pequena entre ambas.

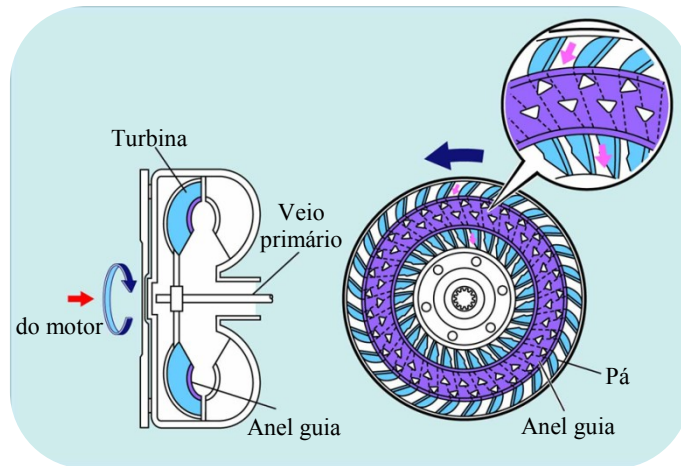


Figura 2 - Elemento impelido ou turbina

Reator ou estator

O reator está localizado entre a bomba e a turbina e é montado diretamente num eixo com o cárter da caixa de velocidades, por intermédio de uma embraiagem unidirecional. As pás do reator recebem o fluido proveniente da turbina e direcionam-no para a parte traseira das pás da bomba.

A embraiagem unidirecional permite que o reator rode no mesmo sentido da cambota do motor. Contudo, se o reator tentar rodar no sentido inverso, a embraiagem unidirecional bloqueia o reator, impedindo que este rode. Por conseguinte, o reator roda ou permanece bloqueado, consoante o sentido em que o fluido choca contra as pás.

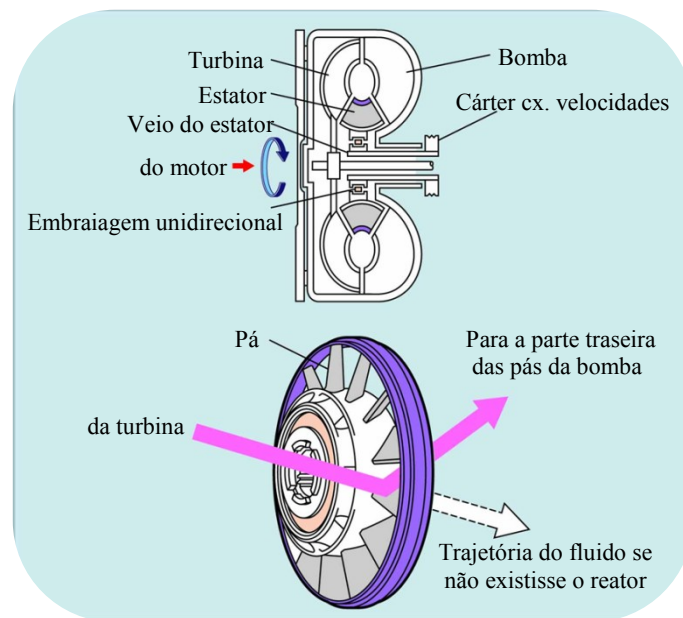


Figura 3 - Reator ou estator

O princípio de funcionamento de um conversor de binário pode ser facilmente percebido, fazendo a analogia com dois ventiladores, dispostos um em frente do outro, conforme mostrado na figura 11.

Se colocarmos 2 ventiladores elétricos (A e B), virados um contra o outro e a uma distância de poucos centímetros, quando ligar o ventilador A, o ventilador B começará a rodar no mesmo sentido, embora se encontre desligada. Isto deve-se ao facto da rotação da ventilador A gerar um fluxo de ar entre os dois ventiladores, daí que, o ar soprado pelo ventilador A, atinja as pás do ventilador B, provocando a sua rotação.

Por outras palavras, a transmissão de potência entre os ventiladores A e B é efetuada por intermédio da circulação de ar.

O conversor de binário funciona da mesma forma, com a bomba desempenhando a função do ventilador A e a turbina a função do ventilador B. No caso de uma caixa automática, o elemento transmissor é o fluido ATF utilizado.

A multiplicação do binário disponibilizado pelo motor é uma das características mais importantes de um conversor de binário. Esta multiplicação é conseguida pelo redireccionamento do fluxo de óleo, que sai da turbina através do estator e que é enviado para a parte posterior das pás da bomba (figura 12), multiplicando o binário disponibilizado pelo motor.

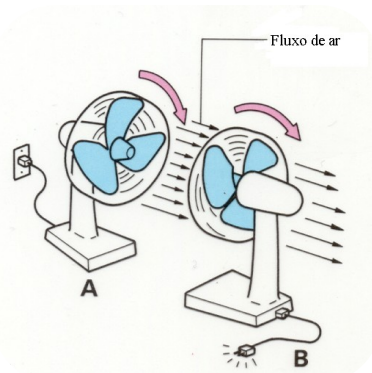


Figura 4 - Princípio de funcionamento de um conversor de binário

A direção do fluido que passa no reator vinda da turbina, depende da diferença de rotação entre a bomba e a turbina. Quando a diferença de rotação é grande, o fluido atinge a parte frontal das pás do reator, fazendo com que este rode em sentido oposto ao sentido de rotação da turbina. Contudo, como o reator não pode rodar neste sentido, devido à embraiagem unidirecional, a direção do fluido é alterada.

Quando a diferença de rotação entre a bomba e a turbina é pequena, a maior parte do fluido proveniente da turbina, atinge a parte traseira das pás do reator. Nesta situação, a embraiagem unidirecional permite que o estator rode no mesmo sentido da turbina, não alterando a direção do fluido.

A multiplicação de binário só acontece enquanto a velocidade da turbina é inferior à velocidade da bomba, pois é durante este período, que o reator projeta o fluido sobre a bomba, incrementando o binário da mesma.

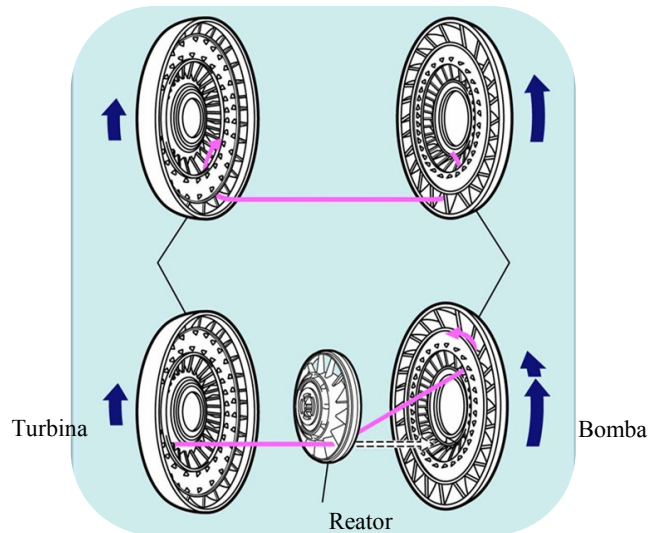


Figura 5 - Princípio de multiplicação de binário

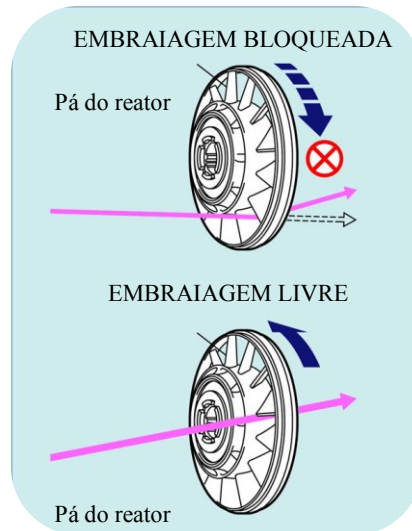


Figura 6 - Funcionamento do reator

Quando o reator não pode ser bloqueado por deficiência na embraiagem unidirecional, verifica-se que o veículo não acelera convenientemente, por falta do efeito de multiplicação de binário. Por outro lado, quando o reator não pode rodar livremente verifica-se que a velocidade do veículo não ultrapassa um determinado valor.

Princípios da hidrodinâmica

No século XVIII Daniel Bernoulli e Leonard Euler definiram as leis da hidrodinâmica que hoje conhecemos como equação da energia de Bernoulli

$$g \cdot h + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} \cdot c^2 = Y = \text{Constante}$$

e a equação de Euler para turbomáquinas

$$Y = \Delta(r \cdot cu) \cdot \omega = \Delta(u \cdot cu) = (r_2 \cdot cu_2 - r_1 \cdot cu_1) \cdot \omega = u_2 \cdot cu_2 - u_1 \cdot cu_1$$

A equação de Bernoulli traduz que num fluxo estacionário e sem atrito, a energia do fluido mantém-se constante. Nas componentes aqui analisados a componente gravimétrica ($g \cdot h$) e de pressão ($\frac{p}{\rho}$) tem um peso desprezável quando comparado com a componente cinética do fluido ($\frac{1}{2} \cdot c^2$). Efetivamente, é a variação da velocidade (em módulo e em direção) do fluido na entrada e saída das pás que define o binário na entrada do veio primário da caixa de velocidades e, que pode ser traduzida, através da equação de Euler para turbinas

$$T = \dot{m} \cdot (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1})$$

Em função da equação anterior a potência transmitida pode ser determinada por:

$$P = T \cdot \omega = \dot{m} \cdot (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1}) \cdot \omega = \dot{m} \cdot Y$$

Em que Y representa a energia hidrodinâmica específica (Entalpia nas máquinas de fluxo)

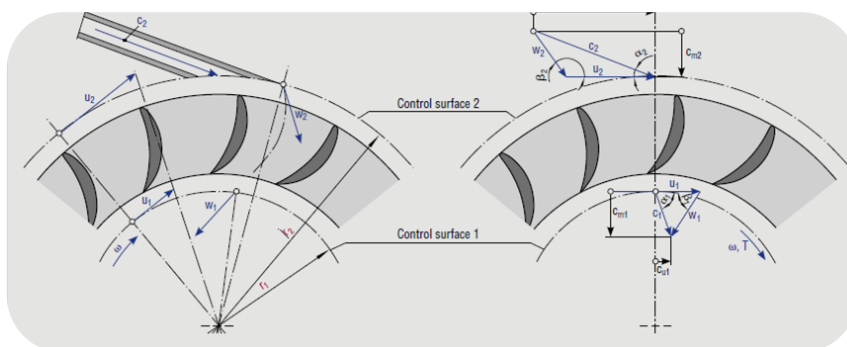


Figura 7 - Princípio ilustrativo da equação de Euler para turbinas

Através do estabelecimento de relações de semelhança geométrica e de velocidade entre diferentes máquinas e apresentadas na tabela 3, é possível determinar a potência hidrodinâmica transmitida.

Tabela 3 - Leis das semelhanças na transmissão hidrodinâmica de potência

Parâmetro básico da transmissão hidrodinâmica de potência	Designação	Relação de semelhança
Comprimento, raio, espessura	l, r, s	$\sim D$
Superfície, corte na seção	A	$\sim D^2$
Volume, massa	V, m	$\sim D^3$
Velocidade	C, u, w, v	$\sim \omega \cdot D$

Inserindo as relações de semelhança na equação de Euler para turbinas já anteriormente apresentada, resulta em que:

$$T_P \sim \rho \cdot D_P^5 \cdot \omega_P^2$$

T_P : Binário hidrodinâmico da bomba

ρ : Densidade do fluido

D_P : Diâmetro máximo da bomba

ω_P : Velocidade angular da bomba

Adicionando o fator de semelhança λ derivado da lei de semelhanças, obtém-se:

$$T_P = \lambda \cdot \rho \cdot D_P^5 \cdot \omega_P^2$$

A tabela 4 sumariza as principais relações adimensionais que caracterizam um conversor de binário.

Tabela 4 - Características adimensionais dum conversor de binário

Característica	Relação	
Velocidades	$v = \frac{\omega_T}{\omega_P} = \frac{n_T}{n_P} = 1 - s$	ω_P : Velocidade angular da bomba ω_T : Velocidade angular da turbina
Escorregamento ¹	$s = \frac{\omega_P - \omega_T}{\omega_P} = \frac{n_P - n_T}{n_P} = 1 - v$	n_P : Velocidade da bomba n_T : Velocidade da turbina
Fator de multiplicação de binário	$\mu = \left \frac{T_T}{T_P} \right $	T_P : Binário da bomba T_T : Binário da turbina
Eficiência na transmissão de potência	$\eta = \frac{P_T}{P_P} = \frac{T_T \cdot \omega_T}{T_P \cdot \omega_P} = \mu \cdot v$	P_P : Potência na bomba P_T : Potência na turbina
¹ O valor do escorregamento é normalmente dado em % Os valores máximos estão compreendidos entre 2% e 4%		

Curvas características de um conversor de binário

Das possíveis curvas características de um conversor de binário vamos analisar as mais importantes e registadas nas duas figuras seguintes.

A figura 15 permite analisar em função da velocidade de rotação da turbina o binário transmitido pela bomba e turbina. Considera-se na elaboração destas curvas uma potência constante aplicada à bomba.

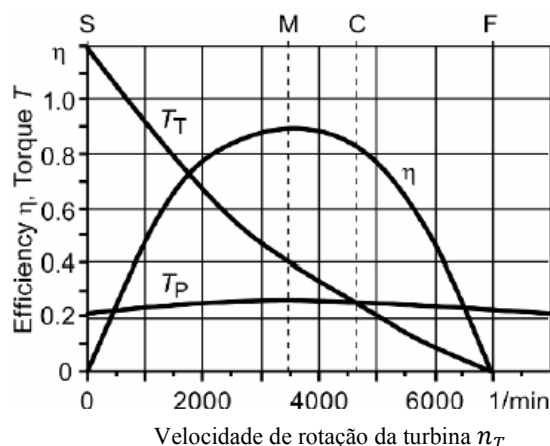


Figura 8 - Curvas características (adimensionais) dum conversor de binário

Verifica-se que o binário transmitido pela turbina (T_T) decresce de forma parabólica, desde o ponto de paragem (S), para o qual o fator de multiplicação de binários (μ) é máximo, até ao ponto (F), para o qual, a eficiência na transmissão de potência (η) é zero. O ponto (M) representa o valor máximo na eficiência da transmissão, também designado por ponto ótimo ou de design. No ponto (C) o binário da bomba iguala o binário da turbina, ou seja, o binário absorvido pelo reator é zero.

Na figura 16 está representada, de uma forma adimensional, as curvas características do mesmo conversor de binário.

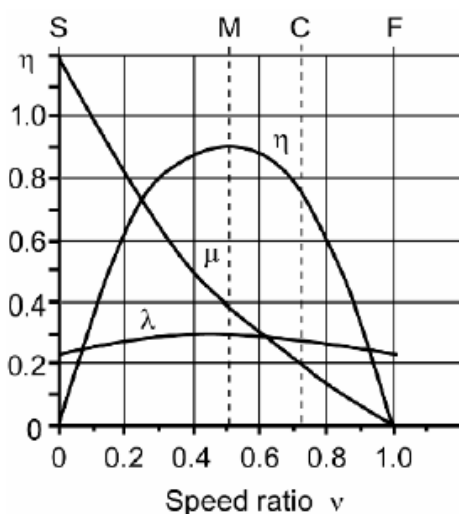


Figura 9 – Curvas características (adimensionais) de um conversor de binário

Nesta representação, no eixo das abcissas é indicada a relação de velocidade (v) entre a bomba e a turbina. Os valores máximos do fator de multiplicação de binário (μ) acontece para (v) = 0 e, normalmente, estão compreendidos entre 1,9 e 2,5.

Os valores de (μ) obtidos para alguns dos modelos das marcas Toyota e Lexus estão representados na tabela abaixo.

Na prática, a determinação teórica do valor de (μ), para um determinado veículo, depende de fatores tais como : binário motor a baixa rotação, relação de transmissão em

primeira velocidade, relação de transmissão do diferencial, dimensão dos pneumáticos e peso bruto do veículo.

O valor de (μ) determinado teoricamente, pode ser corrigido durante a fase de ensaios dinâmicos com os protótipos do veículo.

Tabela 5 - Valores de μ para modelos Toyota e Lexus

	Modelo	Motorização (Gasolina / Diesel)	Cilindrada (cc)	Potência máx. (KW@r.p.m.)	Binário máx. (N.m@r.p.m.)	Fator de multiplicação de binário (μ)
TOYOTA	Land Cruiser	1FZ-FE (G)	4.477	165@3.600	387@3.600	1,77
		2UZ-FE (G)	4.664	173@4.800	434@3.400	1,77
		1HZ (D)	4.164	96@4.000	280@2.000	1,77
		1HD-FTE (D)	4.164	150@3.400	430@1.400~3.200	1,84
		1HD-T (D)	4.164	118@3.600	360@2.100	1,84
	Avensis	1AZ-FE (G)	1.598	97@6.400	146@4.000	1,80
		3ZR-FE (G)	1.987	112@6.200	146@4.000	1,85
	Optimo	1HZ (D)	4.164	96@4.000	280@2.000	1,88
		14B (D)	3.661	72@3.400	240@1.800	2,00
	GT 86	FA20 (G)	1.998	149@7.000	205@6.400~6.600	2,00
	Hilux	1KD-FTV (D)	2.982	126@3.600	343@1.400~3.400	1,85
		2KD-FTV (D)	2.494	106@3.400	343@1.600~2.800	1,90
LEXUS	LS 460	1UR-FE (G)	4.608	255@6.400	455@4.000	1,83
		1UR-FSE (G)	4.608	288@6.400	493@4.000	1,83
	RX 350	1MZ-FE (G)	2.995	150@5.600	283@4.500	1,75
	IS-F	2UR-GSE (G)	4.969	311@6.600	505@5.200	1,83

Conversor de binário tipo Trilok

Neste tipo de conversor de binário é associada uma embraiagem de bloqueio que permite o acoplamento direto da turbina à bomba, quando a eficiência na transmissão de potência do conjunto baixa (figura 17).

A sua simplicidade de construção e elevada eficiência fazem com que seja a solução utilizada atualmente nos veículos de passageiros.

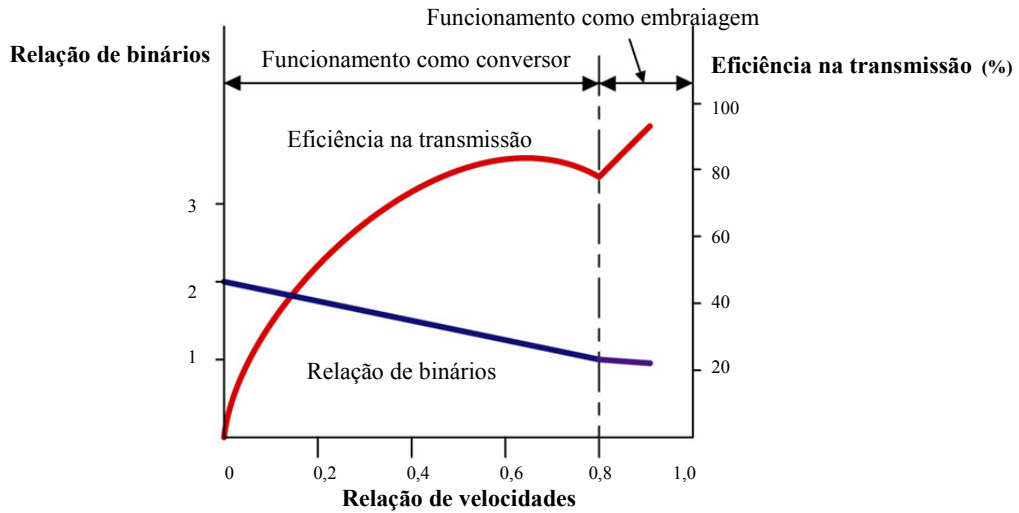


Figura 10 - Curvas características de um conversor Trilok

Funcionamento da embraiagem de bloqueio

Quando o veículo circula a baixa velocidade, o fluido pressurizado dentro do conversor de binário passa pela face frontal da embraiagem de bloqueio. Por conseguinte, não existe diferença de pressão entre ambas as suas faces, pelo que, esta fica desativada. A passagem do fluido pressurizado para a face dianteira da embraiagem de bloqueio é controlada pela válvula de bloqueio representada na figura 18.

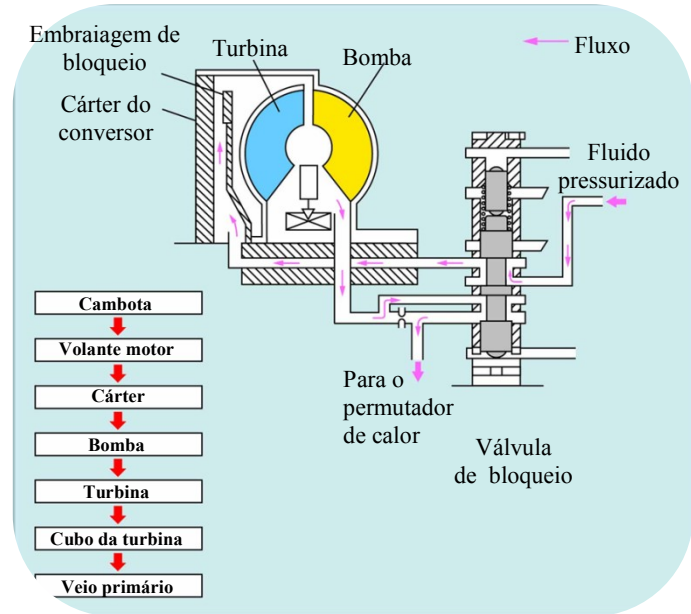


Figura 11 - Embraiagem de bloqueio desativada

Quando o veículo circula acima de uma determinada velocidade (normalmente acima dos 50 Km/h), o fluido pressurizado deixa de passar pela face frontal da embraiagem de bloqueio. Por conseguinte, esta é forçada contra o cárter do conversor, fazendo com que a bomba e turbina rodem à mesma velocidade (figura 19).

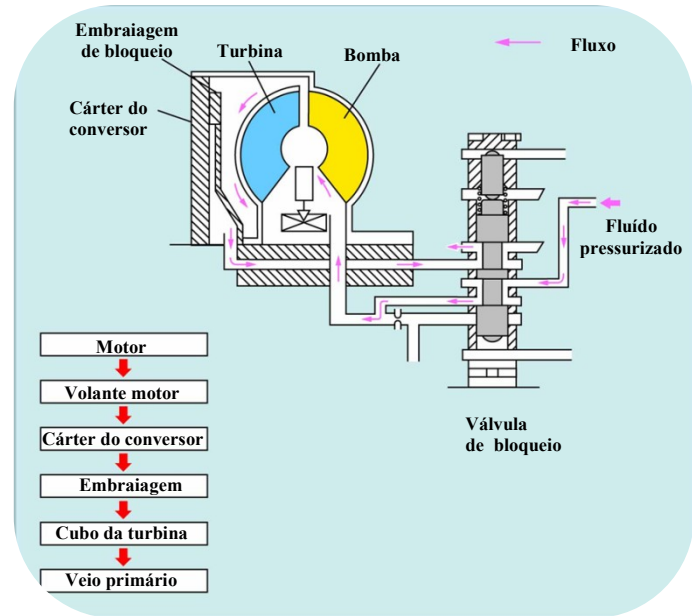


Figura 12 - Embraiagem de bloqueio ativada

A ligação da turbina à bomba é efetuada através de uma banda de material de fricção, conforme se pode verificar na figura 20.

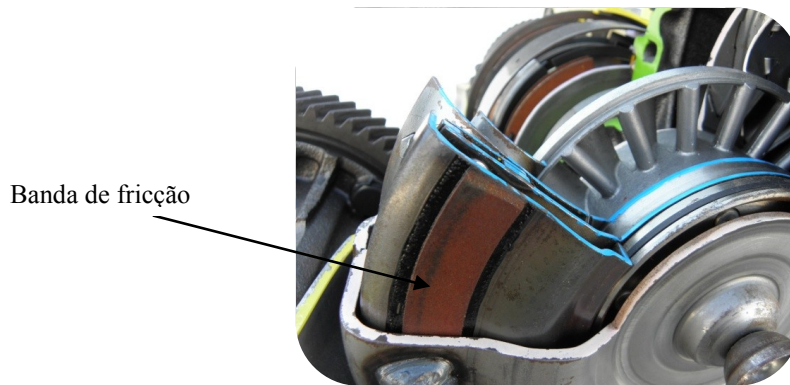


Figura 13 - Detalhe da banda de material de fricção da embraiagem de bloqueio

CONJUNTO DE ENGRENAGENS EPICICLOIDAIS

Origem do nome

O nome engrenagens epicicloidaes deriva do nome da curva plana (epicicloide), produzida por um ponto de um círculo, que roda sem deslizar, em torno de um outro círculo fixo, conforme mostrado na figura 21.

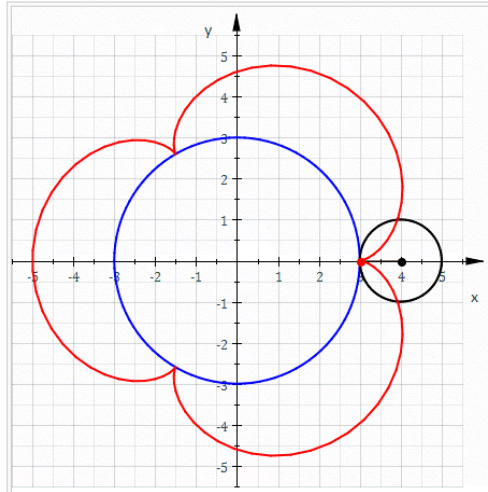


Figura 14- Geração de uma curva epicicloide (Wikipédia)

As equações paramétricas que definem a epicicloide podem ser obtidas a partir da análise da figura 22 (Wikipédia).

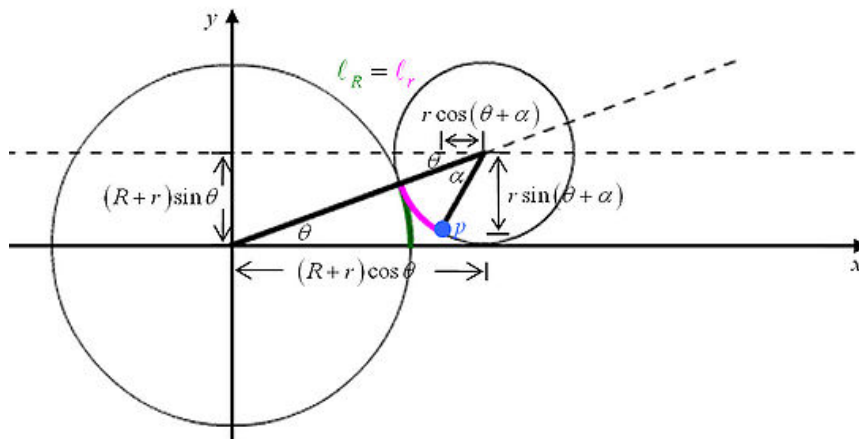


Figura 15 – Obtenção das equações paramétricas de uma epicicloide

Como o círculo exterior gira sem deslizar sobre o círculo interior, o arco descrito sobre os dois círculos é dado por:

$$l_R = l_r$$

mas $l_R = \theta \cdot R$ e $l_r = \alpha \cdot r$, donde se obtém a igualdade

$$\theta \cdot R = \alpha \cdot r \text{ ou } \alpha = \frac{R}{r} \cdot \theta$$

Com as igualdades acima determinadas, pode-se indicar que as equações paramétricas do ponto p do círculo externo são:

$$\begin{aligned} x(\theta) &= (R + r) \cdot \cos(\theta) - r \cdot \cos(\theta + \alpha) = (R + r) \cdot \cos(\theta) - r \cdot \cos\left(\frac{R + r}{r} \theta\right) \\ y(\theta) &= (R + r) \cdot \text{sen}(\theta) - r \cdot \text{sen}(\theta + \alpha) \\ &= (R + r) \cdot \text{sen}(\theta) - r \cdot \text{sen}\left(\frac{R + r}{r} \theta\right) \end{aligned}$$

Em alternativa e fazendo $R = k \cdot r$, obtém-se

$$\begin{aligned} x(\theta) &= r \cdot (k + 1) \cdot \cos \theta - r \cdot \cos((k + 1)\theta) \\ y(\theta) &= r \cdot (k + 1) \cdot \text{sen} \theta - r \cdot \text{sen}((k + 1)\theta) \end{aligned}$$

- Se k for um número inteiro a epicloide tem k lóbulos (cúspides)
- Se k for um número racional $k = \frac{p}{q}$ a epicloide tem p lóbulos
- Se k for um número irracional a epicloide nunca fecha

A figura 23 apresenta diferentes formas da curva epicloide em função da variação do parâmetro k.

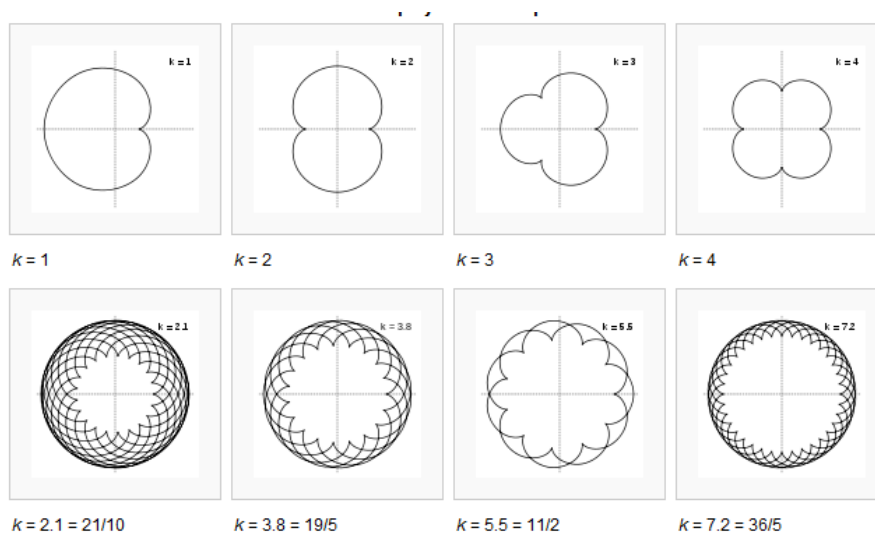


Figura 16 – Exemplos da forma da epicloide em função do valor de k (Wikipédia)

Vantagens dos conjuntos de engrenagens epicicloidais

A utilização de engrenagens epicicloidais é conhecida desde a antiguidade. O mecanismo Antikythera que data do séc. I AC foi utilizado na Grécia e permitia fazer cálculos astronómicos com precisão, baseado num complexo sistema de engrenagens epicicloidais.

As principais vantagens na utilização de conjuntos de engrenagens epicicloidais são: extremamente compactos, elevada capacidade de redução de velocidade, elevada fiabilidade, engrenamento permanente, baixos esforços nos apoios e elevada densidade de potência.

Com as vantagens anteriormente mencionadas, os conjuntos epicicloidais são utilizados em aplicações tão diversas como turbinas eólicas, redutoras finais em camiões e tratores, redutores de velocidade entre o induzido e o bendix em motores de arranque, moto-redutores de velocidade e em caixas de velocidades automáticas.

Normalmente uma caixa de velocidades automática associa de dois a cinco conjuntos de engrenagens epicicloidais, que permitem uma gama de três a nove velocidades.

Constituição de um conjunto de engrenagens epicicloidais

Um conjunto de engrenagens epicicloidais (Figura 24) é constituído por três elementos distintos:

- Uma engrenagem central, também designada por carreto ou engrenagem sol;
- Várias engrenagens intermédias, normalmente designadas por satélites, que rodam livremente nos respetivos eixos e que são parte integrante do porta-satélites;
- Uma coroa com dentes internos, também conhecido por carreto exterior ou engrenagem anelar;

Para que num conjunto epicicloidal possa haver transmissão de movimento, é necessário que:

- Um dos três elementos do conjunto seja o mandante, que outro elemento esteja bloqueado e o terceiro elemento seja o elemento mandado;
- Ou, em alternativa, bloquear dois dos três elementos do conjunto. Quando isto é efetuado, a relação de transmissão do conjunto é de 1:1

A utilização de um conjunto epicicloidal permite redução, multiplicação e inversão de velocidade, além da relação de transmissão direta (1:1).

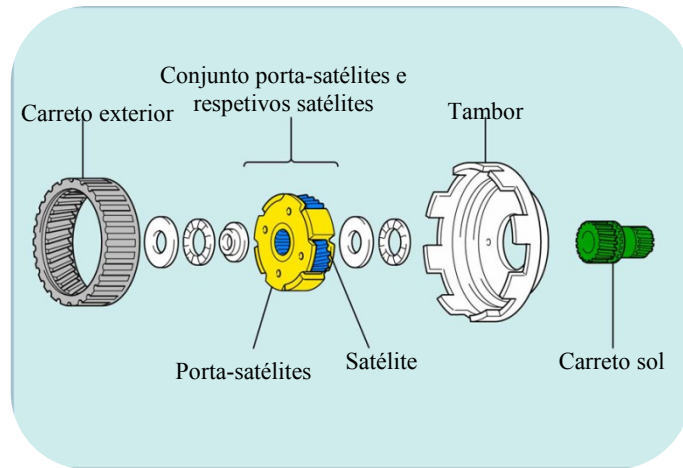


Figura 17 - Elementos constituintes de um conjunto epicicloidal

Desmultiplicação do movimento

Quando o carreto exterior é o elemento mandante e o carreto sol está bloqueado, a saída do movimento faz-se através do porta-satélites e no mesmo sentido, mas com uma desmultiplicação de velocidade, conforme mostrado na figura 25.

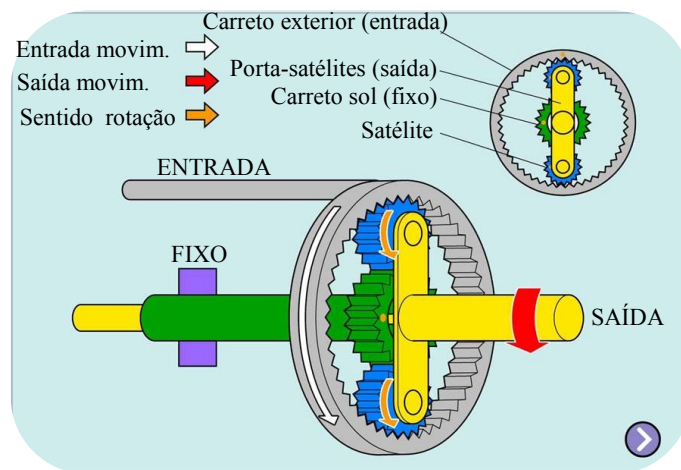


Figura 18 - Desmultiplicação do movimento

Multiplicação do movimento

Fazendo a entrada do movimento pelo porta-satélites e bloqueando o carreto sol, a saída do movimento é feita pelo carreto exterior no mesmo sentido, conforme mostrado na figura 26. Nesta situação obtêm-se uma multiplicação do movimento, ou seja, uma relação de transmissão inferior a 1:1.

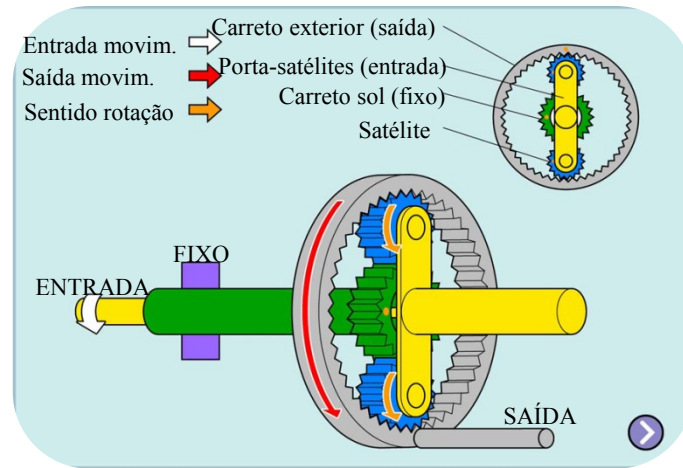


Figura 19 - Multiplicação do movimento

Inversão do movimento

Bloqueando o porta-satélites, obtém-se sempre a inversão do movimento. Se o elemento mandante for o carrete sol, a inversão é desmultiplicada, como mostrado na figura 27. Se o elemento mandante for o carrete exterior, a inversão do movimento é obtida com multiplicação do movimento.

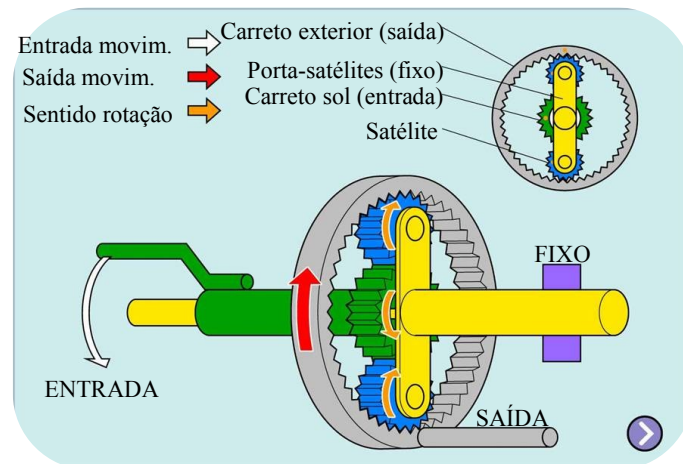


Figura 20 - Inversão do movimento

Na tabela 6 estão indicadas as possíveis combinações de transmissão de movimento em conjuntos epicicloidais, bem como, a indicação do sentido de rotação e gama de relações de transmissão mais usuais.

Tabela 6 – Possíveis combinações de transmissão de movimento nos conjuntos epicicloidais

Elemento fixo	Entrada movimento	Saída movimento	Velocidade	Inversão do sentido de rotação?	Gama de relações de transmissão (i) mais usuais
Carreto exterior	Carreto sol	Porta-satélites	Desmultiplicada	Não	$2,5 \leq i \leq 5$
	Porta-satélites	Carreto sol	Multiplicada		$0,2 \leq i \leq 0,4$
Carreto sol	Carreto exterior	Porta-satélites	Desmultiplicada	Não	$1,25 \leq i \leq 5$
	Porta-satélites	Carreto exterior	Multiplicada		$0,6 \leq i \leq 0,8$
Porta-satélites	Carreto sol	Carreto exterior	Desmultiplicada	Sim	$-0,4 \leq i \leq -1,5$
	Carreto exterior	Carreto sol	Multiplicada		$-0,25 \leq i \leq -0,67$

Diferentes formas de representação de um conjunto de engrenagens epicicloidais

Dada a complexidade dos conjuntos de engrenagens epicicloidais (CEE), é necessário existirem formas de representação dos mesmos, que possibilitem a sua definição e identificação.

De acordo com o autor Danilo Amaral, as diferentes formas de representação, podem ser agrupadas nos seguintes três grupos: funcional, esquemática e por grafo, conforme figura 28.

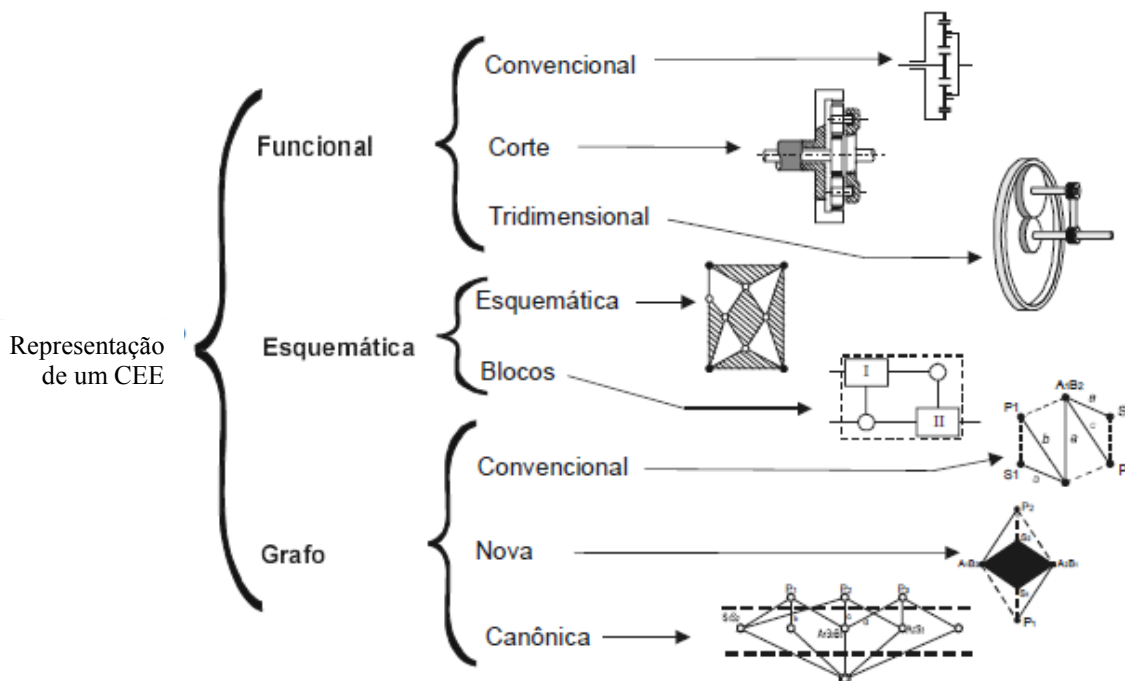


Figura 21 – Formas de representação de um conjunto de engrenagens epicicloidais (Danilo Amaral)

Nos manuais de reparação de caixas de velocidades automáticas são utilizadas os três tipos de representação do grupo funcional.

Representação funcional

Das diferentes formas de representação possíveis para CEE, a representação funcional é a mais simples e a que permite uma paridade entre o modelo real e a representação. Dentro deste tipo de representação estão incluídas a representação convencional ou croqui, em corte e tridimensional. Pelo fato dos CEE serem simétricos, por vezes representa-se apenas metade do mecanismo, especialmente na representação convencional.

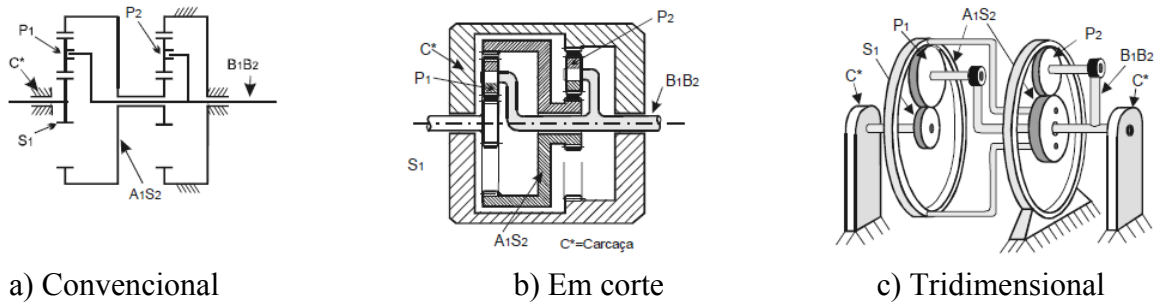


Figura 22 – Diferentes representações funcionais de um CEE (Danilo Amaral)

TRAVÕES E EMBRAIAGENS

Um travão é por definição, um órgão que permite imobilizar o movimento de um determinado elemento de um conjunto epicicloidal em relação ao cárter da caixa de velocidades.

Normalmente são utilizados dois tipos de travões nas caixas automáticas:

- Travão de cinta;
- Travão de discos múltiplos;

Travão de cinta

Neste tipo de travão (figura 30) a imobilização é efetuada por uma cinta de aço, com material de fricção vulcanizado na sua faixa interior e que fricciona contra um tambor solidário com o elemento do conjunto epicicloidal que se pretende imobilizar.

Uma das extremidades da cinta é fixa ao cárter da caixa de velocidades por meio de uma cavilha, enquanto a outra extremidade está em contacto com a haste de um pequeno cilindro hidráulico

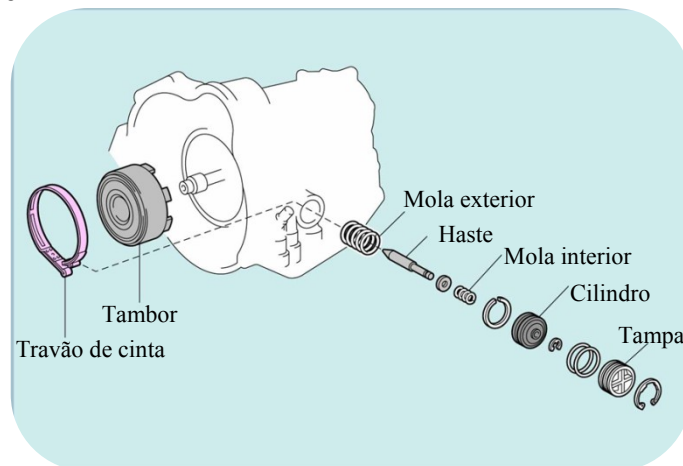


Figura 30 – Travão de cinta

De acordo com a figura 31, quando é aplicada pressão hidráulica ao cilindro, este e a respetiva haste deslocam-se para a esquerda, comprimindo a mola exterior. O movimento linear da haste, empurra a extremidade livre do travão de cinta. Como a outra extremidade do travão de cinta está solidária com o cárter da caixa de velocidades, o diâmetro da cinta diminuí.

Nesta altura, gera-se uma elevada força de atrito entre a cinta e o tambor, provocando a imobilização do tambor e conseqüentemente do elemento do conjunto epicicloidal solidário com este.

Quando a pressão hidráulica deixa de ser exercida, o cilindro e respetiva haste são empurrados para trás devido à força da mola exterior, de modo a que o tambor seja destravado pela cinta do travão.

A mola interior possui duas funções:

- Absorver a força de reação proveniente do tambor;
- Reduzir o choque gerado aquando da imobilização da cinta sobre o tambor;

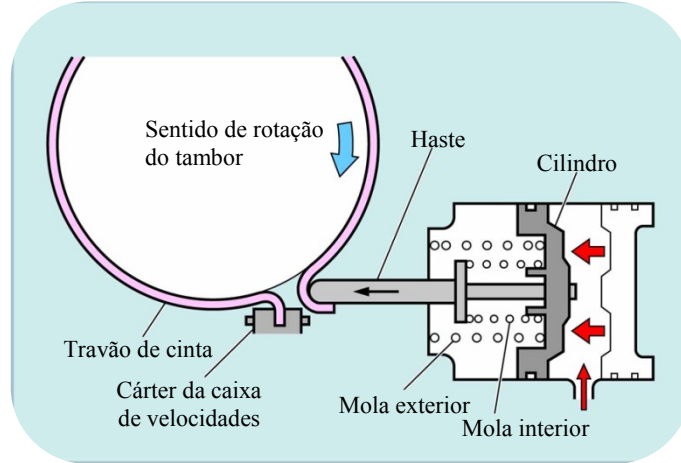


Figura 23 - Atuação do travão de cinta

Travão de discos múltiplos

Neste tipo de travão são normalmente montados, de forma alternada, pratos de pressão e discos conforme pode ser observado na figura 32. Os pratos de pressão não têm movimento de rotação e são solidários com o cárter da caixa de velocidades. Os discos são solidários com o elemento do conjunto epicicloidal que pretendemos imobilizar. A aplicação de diferentes motorizações, com diferentes binários à mesma caixa de velocidades, obriga a reformular o número de discos e pratos do conjunto de travões.

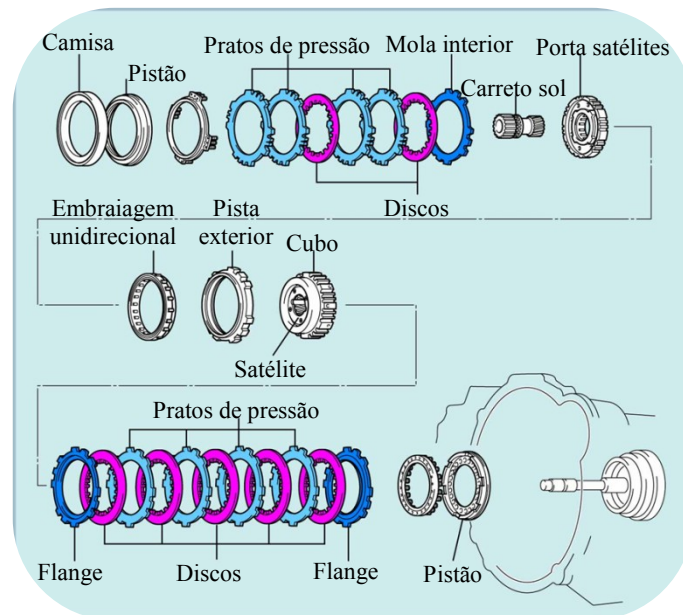


Figura 24 - Travão de discos múltiplos

Quando não é exercida pressão hidráulica sobre o pistão, existe uma folga mínima entre pratos e discos, de modo que os discos podem rodar livremente. No momento em que é exercida pressão hidráulica sobre o pistão, o conjunto de discos e pratos de pressão é comprimido, fazendo com que os discos deixem de rodar, conforme pode ser verificado na figura nº 33.

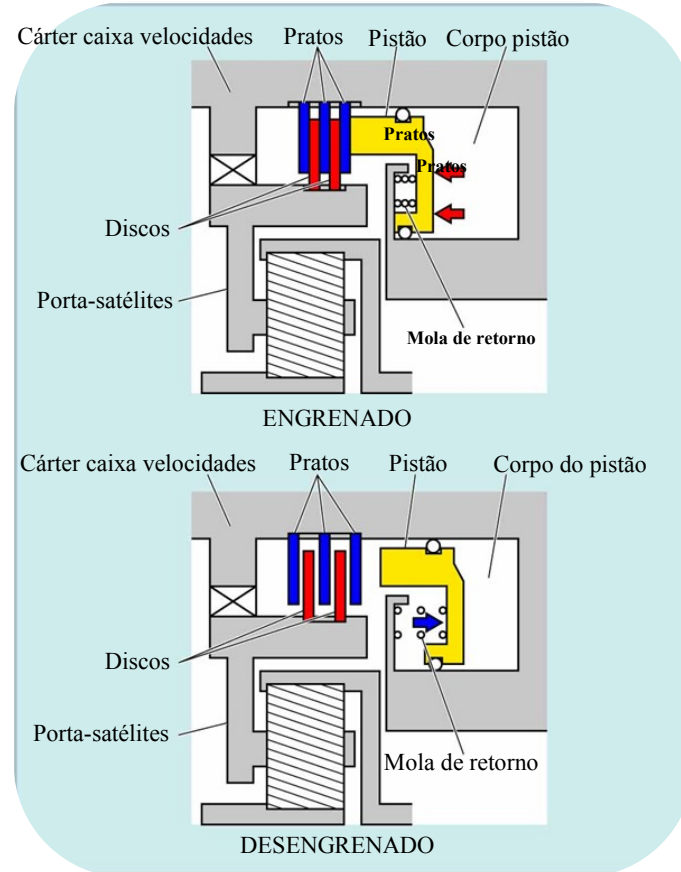


Figura 25 - Funcionamento travão de discos múltiplos

Embraiagens

Numa caixa de velocidades automática existem várias embraiagens, cuja função é ligar dois elementos dos trens epicicloidais, permitindo que rodem à mesma velocidade. Pela análise da figura 34, verifica-se que a embraiagem C1 tem como função fazer a ligação do veio primário da caixa de velocidades ao carreto sol, enquanto a embraiagem C2, quando ativada, faz a ligação do mesmo veio primário ao carreto exterior.

Quando o fluido da caixa de velocidades é pressurizado através de um orifício existente no veio primário, diretamente para o pistão da embraiagem C2, obriga a válvula de retenção a fechar, através do movimento da esfera contra o orifício de saída (figura 35). O movimento do pistão força o contacto entre os discos e os pratos, gerando uma força de fricção que obriga a que ambos (discos e pratos) rodem à mesma velocidade. Desta forma, o movimento do veio primário é transmitido diretamente ao carreto exterior do conjunto epicicloidial.

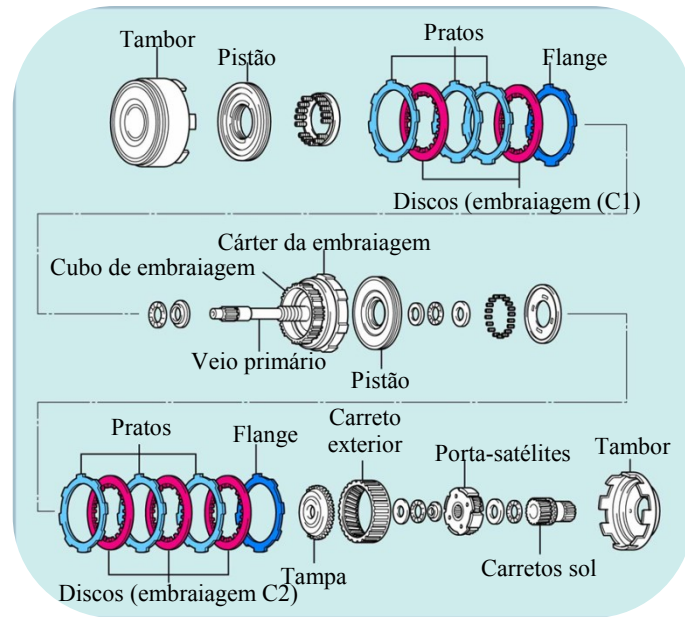


Figura 34 - Conjunto de embraiagens

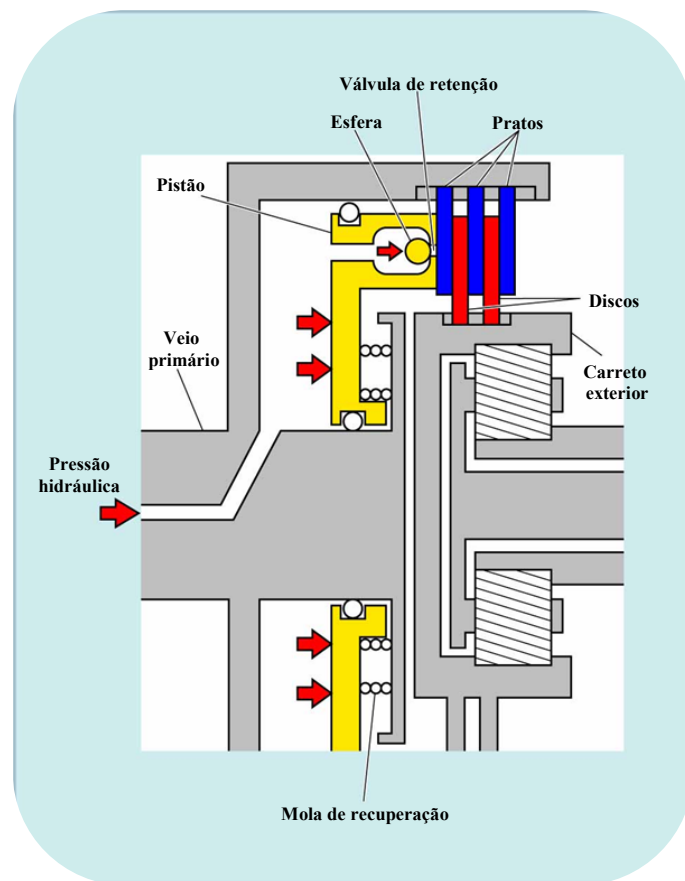


Figura 26 - Funcionamento da embraiagem C2

Embraiagens unidirecionais

Quando uma caixa de velocidades é projetada, é tido em consideração, o choque na comutação de velocidades, de forma a aumentar o prazer de condução e a longevidade dos seus componentes.

É extremamente difícil sincronizar o momento em que a pressão hidráulica é aplicada aos travões com o momento em que a pressão hidráulica é aliviada das embraiagens. Uma das formas de reduzir substancialmente o choque consiste na aplicação de embraiagens unidirecionais.

A embraiagem unidirecional nº 1 (figura 36) funciona através do travão B2, para evitar que os carretos sol possam rodar no sentido inverso.

A pista exterior da embraiagem unidirecional nº 2 é solidária com o cárter da caixa de velocidades, evitando que o porta satélites rode no sentido inverso.

Desta forma, através da utilização de embraiagens unidirecionais, a comutação de velocidades é feita aplicando ou retirando pressão hidráulica apenas a um elemento.

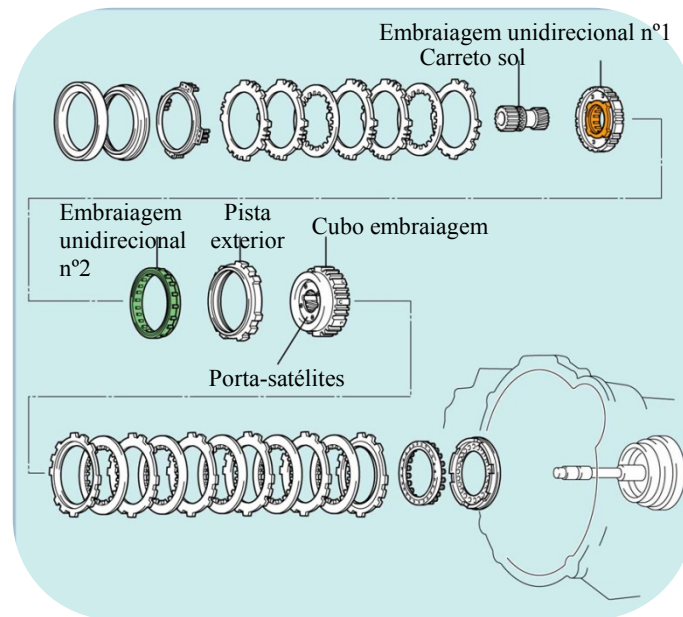


Figura 36 - Embraiagens unidirecionais

Uma embraiagem unidirecional assemelha-se a um rolamento de roletes, sendo a diferença principal, a substituição dos roletes por excêntricos, conforme se pode ver na figura 37.

De acordo com o sentido em que o esforço é efetuado, assim o excêntrico imobiliza ou permite o movimento relativo, entre a pista exterior e a pista interior da embraiagem unidirecional.

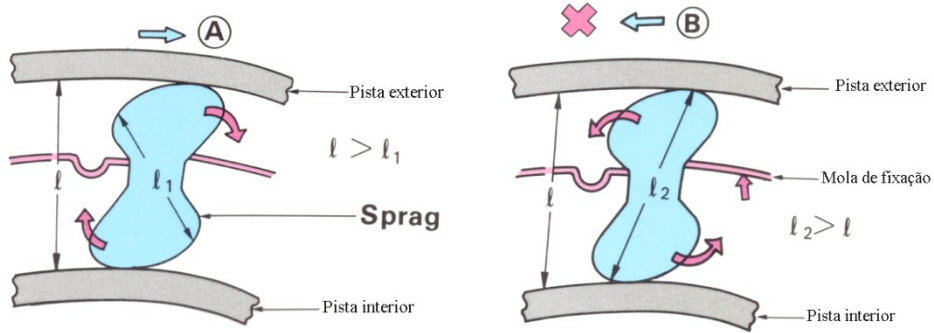


Figura 37 - Funcionamento de uma embraiagem unidirecional

CADEIA CINEMÁTICA

Para simplificar a percepção da cadeia cinemática de uma caixa de velocidades, é representada na figura 38 uma caixa de três velocidades com um conjunto de carretos tipo Simpson (utilização de dois trens epicicloidais dispostos no mesmo eixo)

Na designação dos componentes dos dois conjuntos epicicloidais, considerou-se o conjunto dianteiro, lado de entrada do movimento com o índice (1) e o conjunto traseiro, lado de saída do movimento como índice (2).

Nesta caixa, existem ainda duas embraiagens (C1 e C2), três travões (B1, B2 e B3) e duas embraiagens unidireccionais (F1 e F2).

O carreto sol (1) e (2) são solidários, rodando à mesma velocidade. O porta-satélites (1), bem como o carreto exterior (2) estão ligados diretamente ao veio de saída da caixa de velocidades.

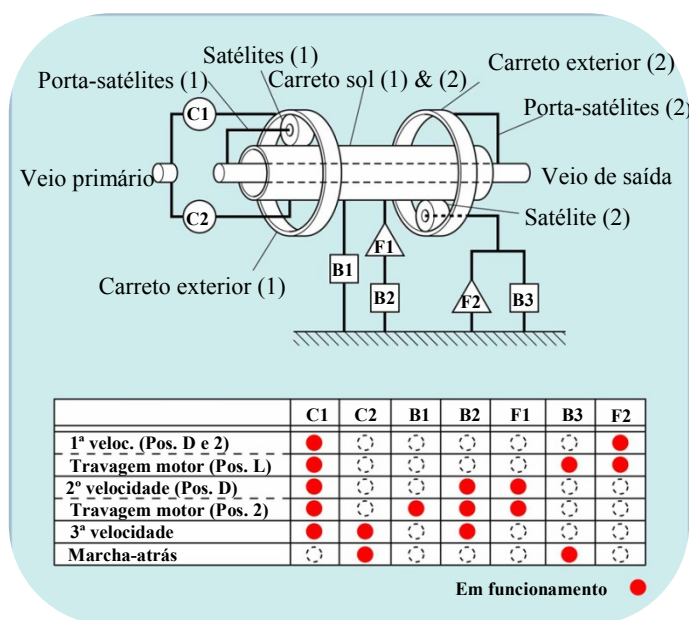


Figura 27 - Representação de uma caixa de três velocidades tipo Simpson

1ª Velocidade

Nesta velocidade, representada na figura 39 a embraiagem C1 transmite o movimento do veio primário ao carreto exterior (1), que por sua vez faz rodar o porta-satélites (1) e respetivos satélites no mesmo sentido da entrada do movimento. O movimento dos satélites (1) faz rodar o carreto sol (1) & (2) no sentido direto. O porta-satélites (2) é impedido de se movimentar através da embraiagem unidirecional (2)

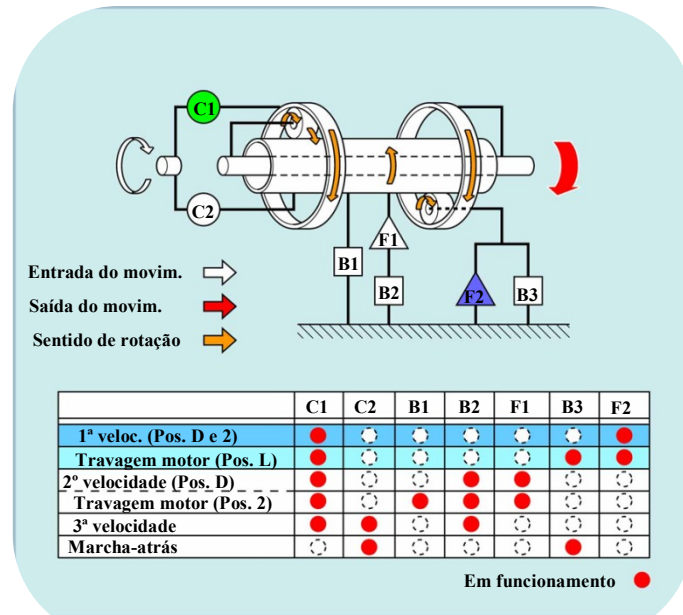
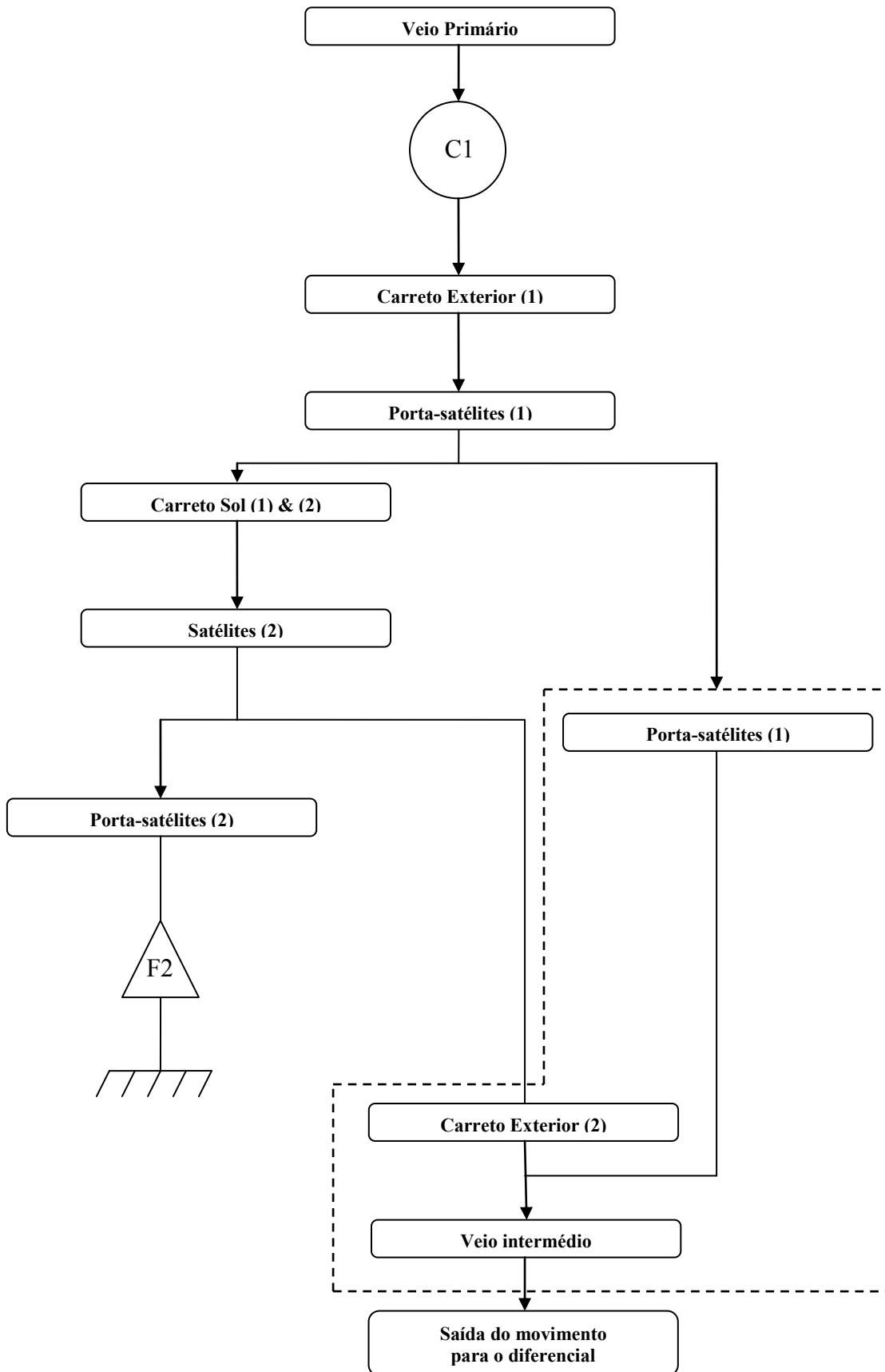
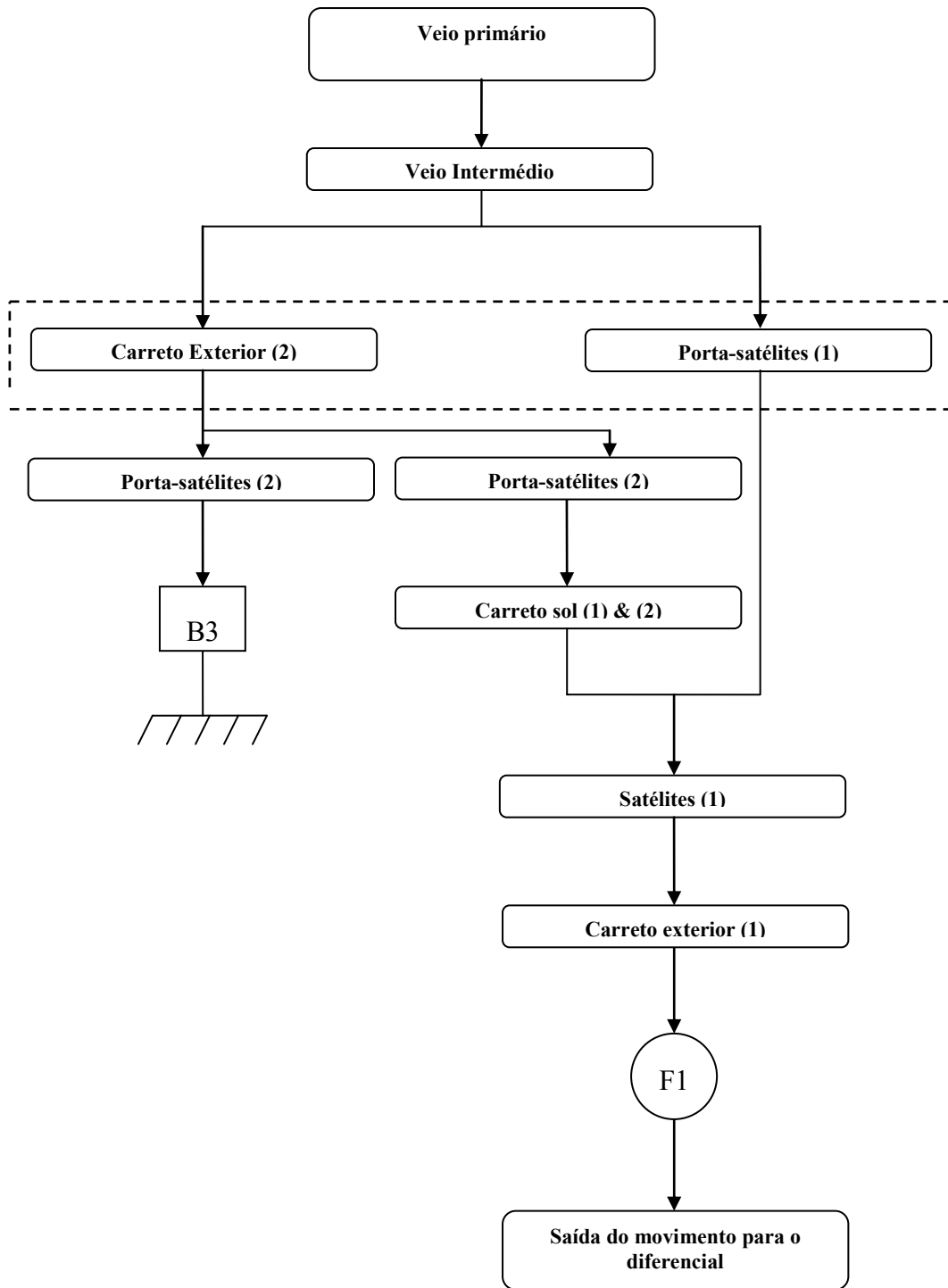


Figura 39 - Cadeia cinemática para a 1ª velocidade

1ª Velocidade – Seletor de velocidades na posição “D” ou “2”



1ª Velocidade - Seletor de velocidades na posição "L"



2ª Velocidade

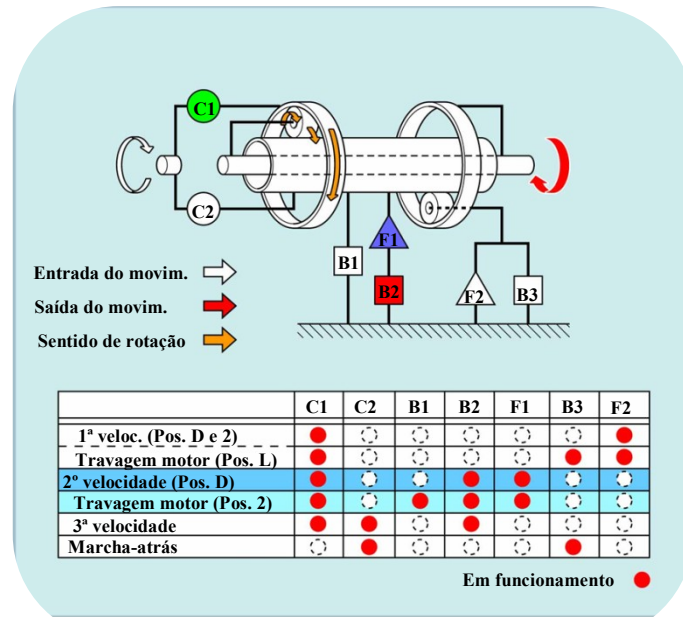
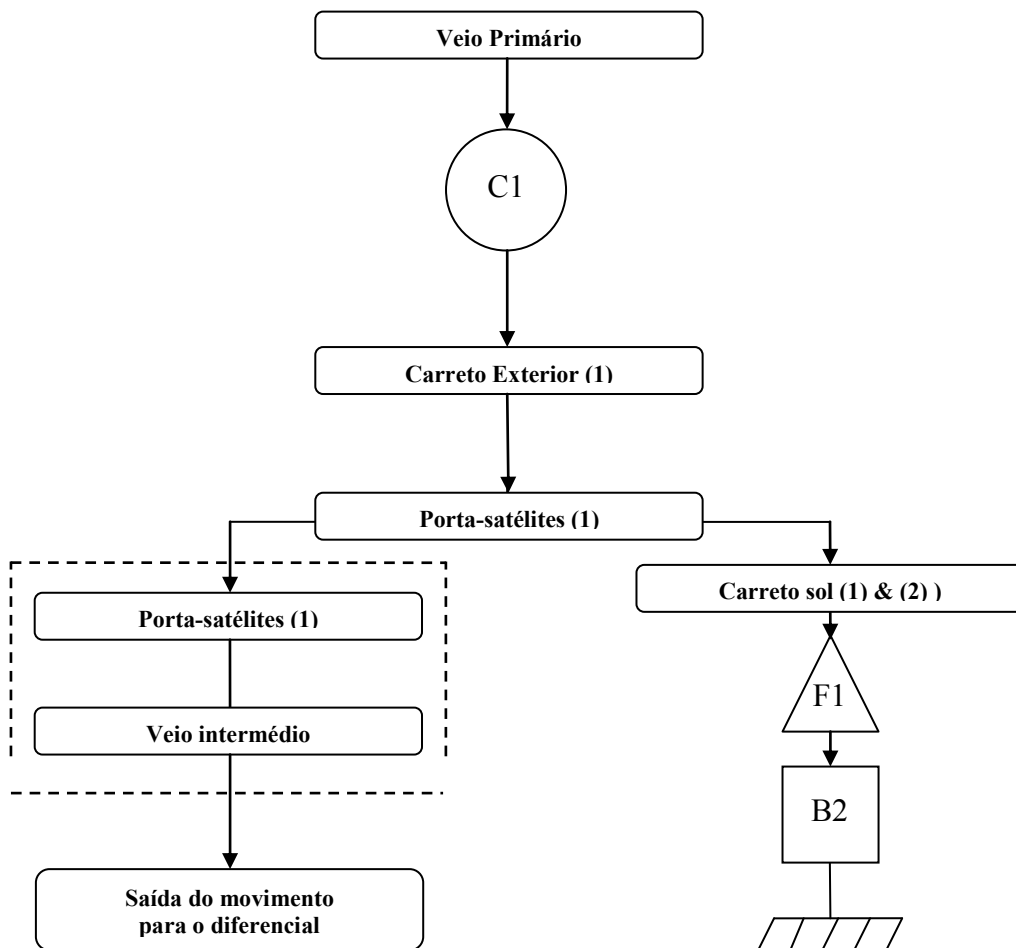
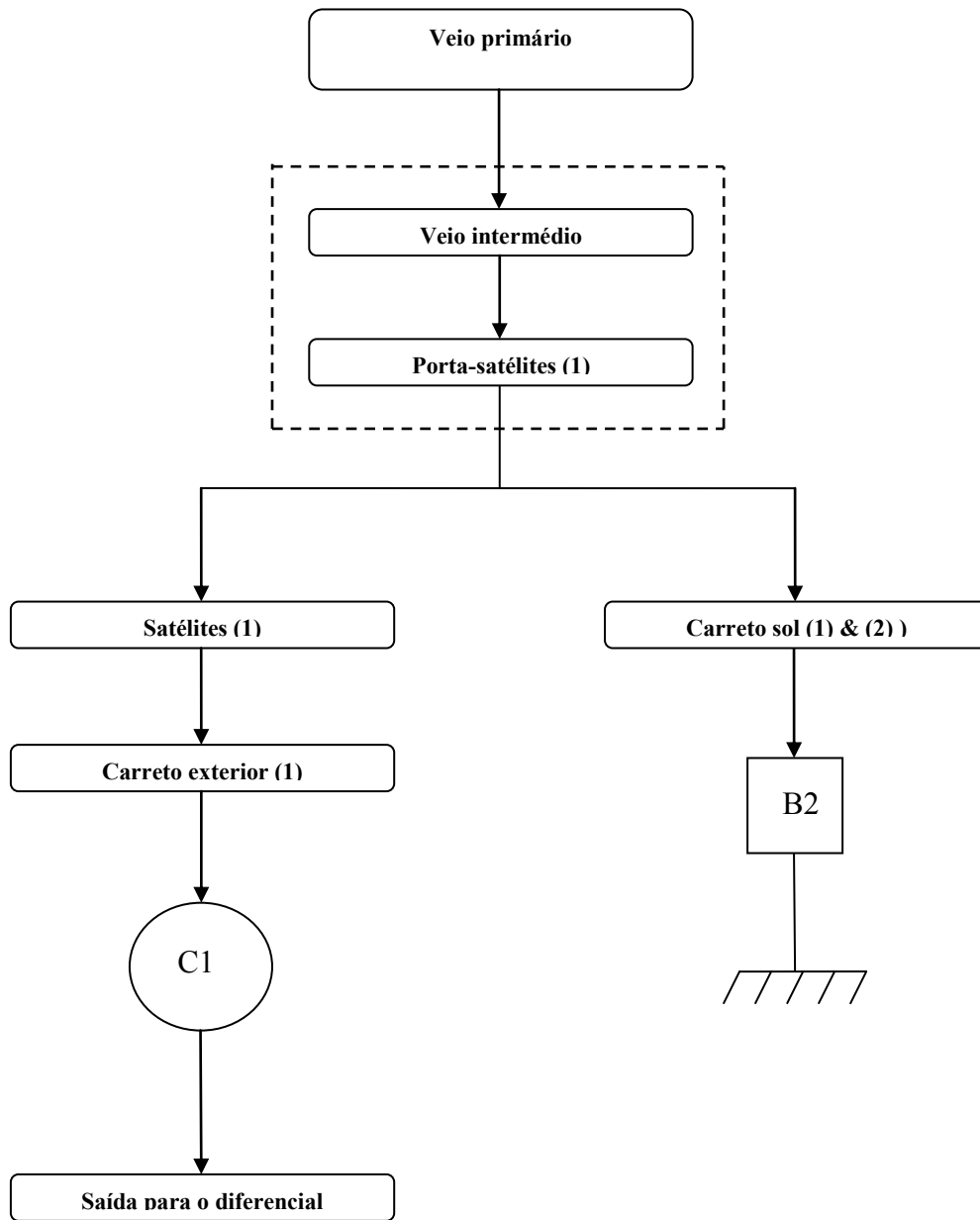


Figura 40 - Cadeia cinemática para a 2ª velocidade

2ª Velocidade – Seletor de velocidades na posição “D”



2ª Velocidade - Seletor de velocidades na posição “2”



3ª Velocidade

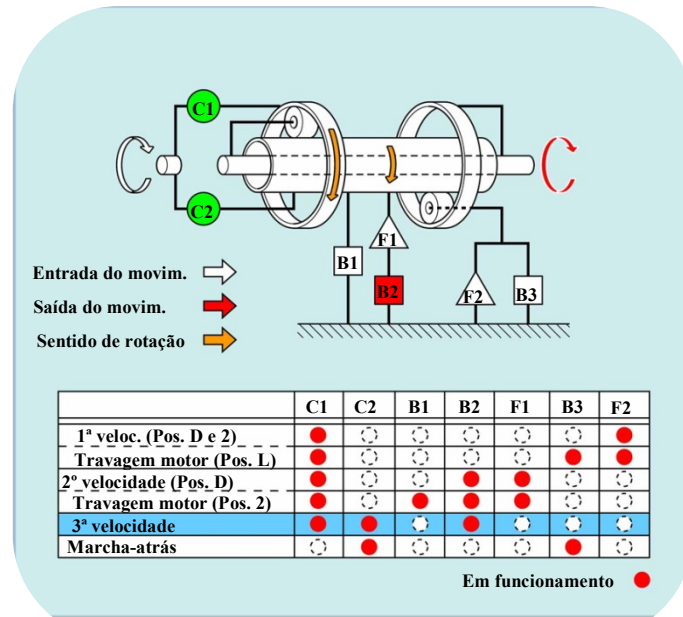
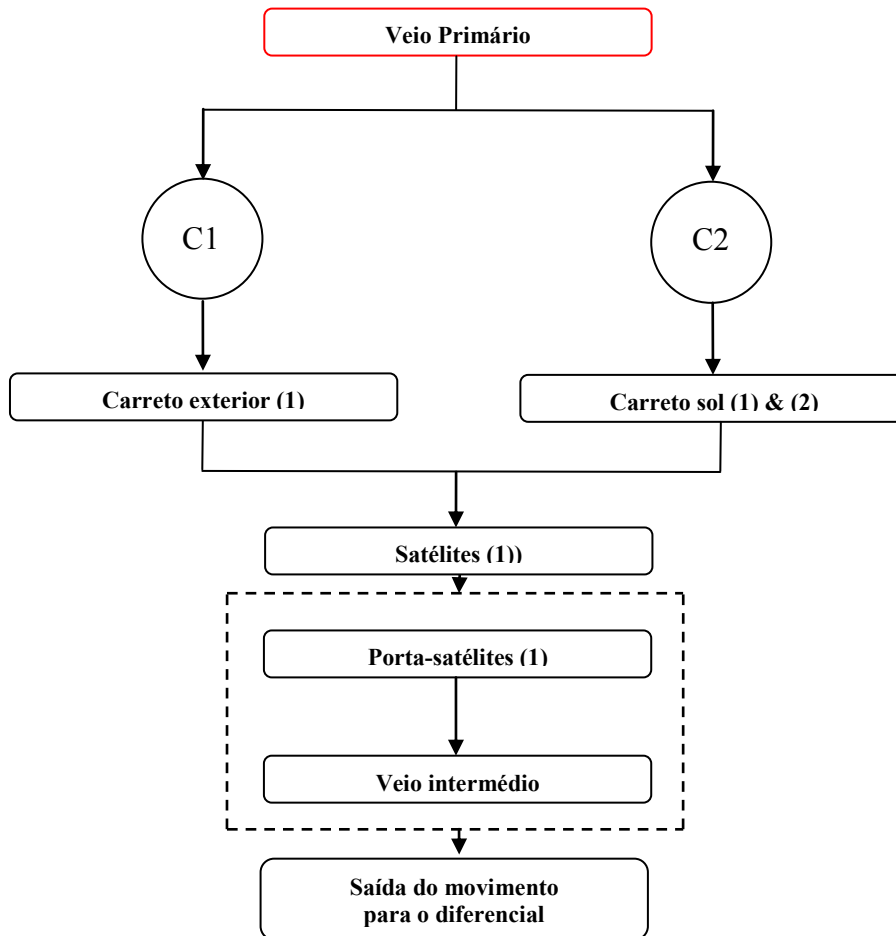


Figura 28 - Cadeia cinemática para a 3ª velocidade

3ª velocidade – Seletor de velocidades na posição “D”



Marcha-atrás - Seletor de velocidades na posição "R"

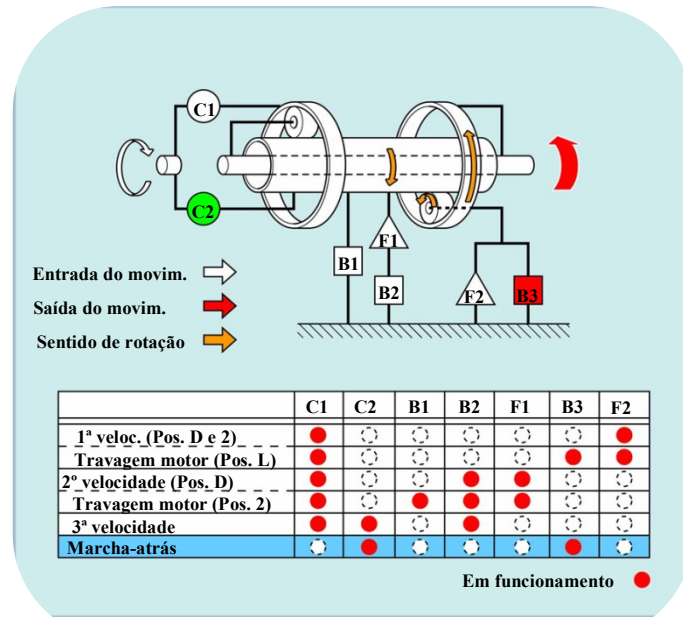
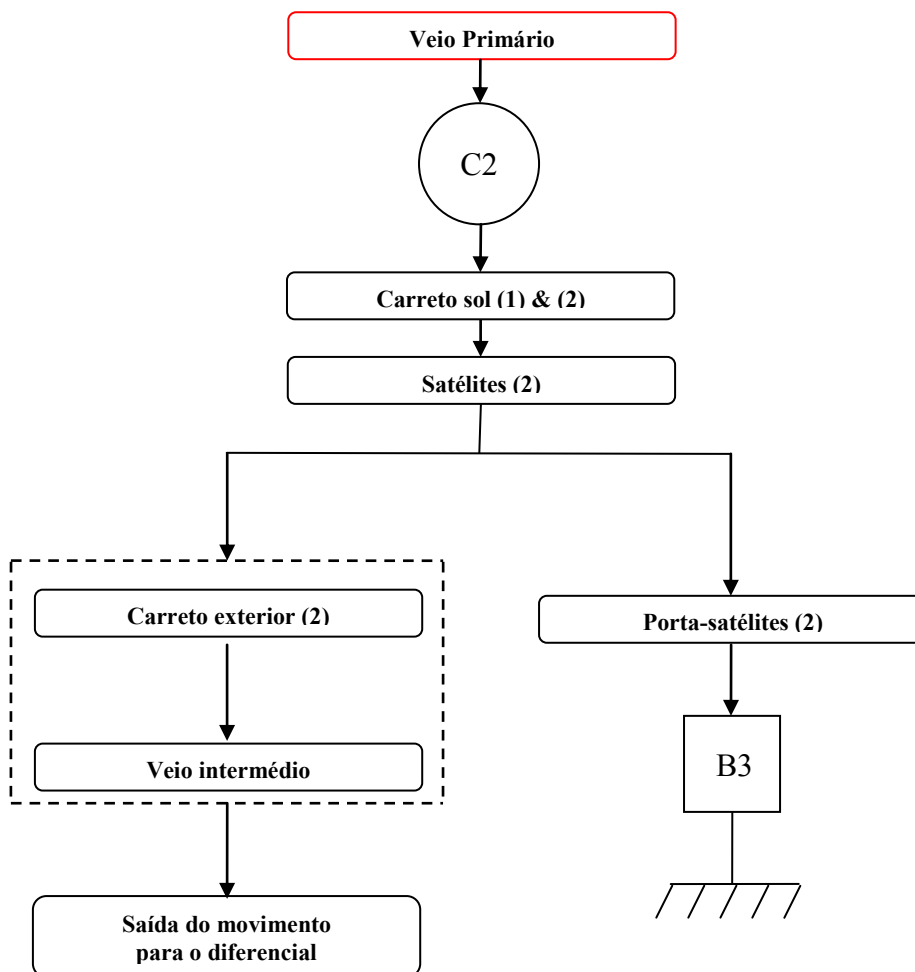


Figura 42 - Cadeia cinemática para a marcha-atrás



Seletor de velocidades na posição “P” ou “N”

Quando a alavanca seletora é colocada na posição “N” ou na posição “P”, as embraiagens C1 e C2 ficam desativadas, pelo que o movimento do motor não é transmitido à caixa de velocidades.

Ao deslocar a alavanca seletora para a posição “P”, o linguete de travamento, acionado por um excêntrico, bloqueia o veio de saída da caixa de velocidades, impedindo a sua rotação e consequentemente, imobilizando o veículo.

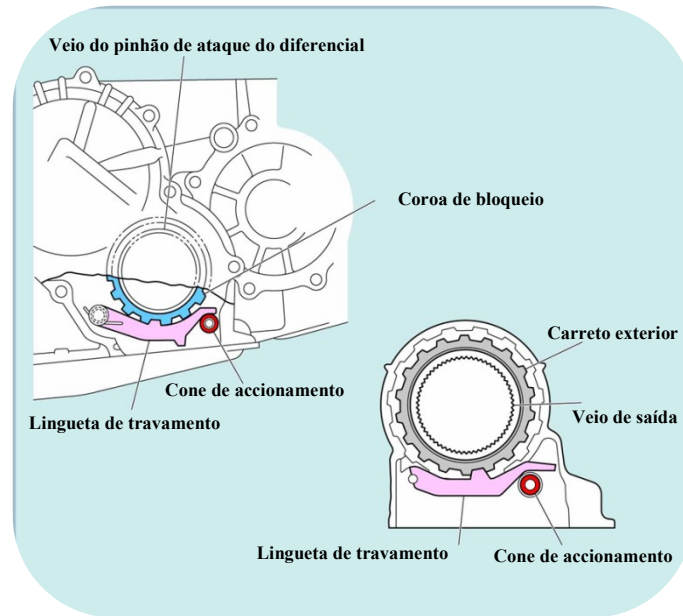


Figura 43 - Imobilização do veículo com o seletor na posição “P”

Overdrive

No tipo de caixa de velocidades descrita anteriormente, pode ser acoplado mais um conjunto planetário, permitindo mais uma velocidade (4ª velocidade), normalmente designada por overdrive (O/D), em virtude da sua relação de transmissão ser inferior a 1:1 (aproximadamente 0,7 a 0,8).

Este conjunto planetário tem associado um travão (B0), uma embraiagem (C0) e uma embraiagem unidirecional (F0).

Quando o veículo é conduzido a uma velocidade superior a 40 km/h com a alavanca seletora na posição “D”, é possível acionar o overdrive por intermédio de um botão colocado na alavanca.

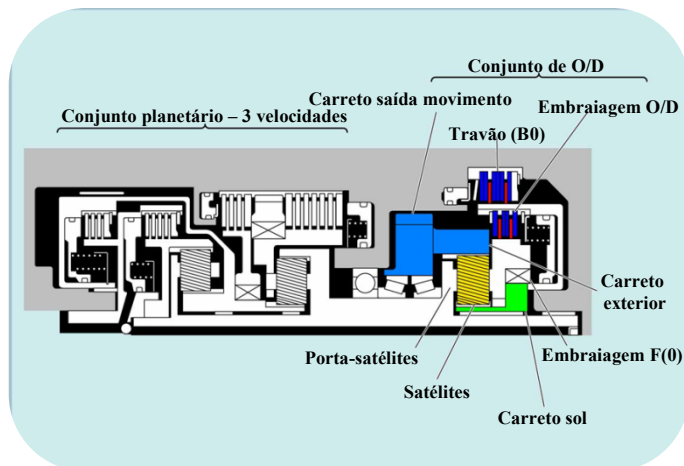


Figura 44 - Vista em corte do conjunto de O/D

Quando o O/D está desligado, a embraiagem C0 está ativa, fazendo com que o carreto sol e o carreto exterior rodem à mesma velocidade, ou seja, a relação de transmissão do conjunto de O/D é de 1:1.

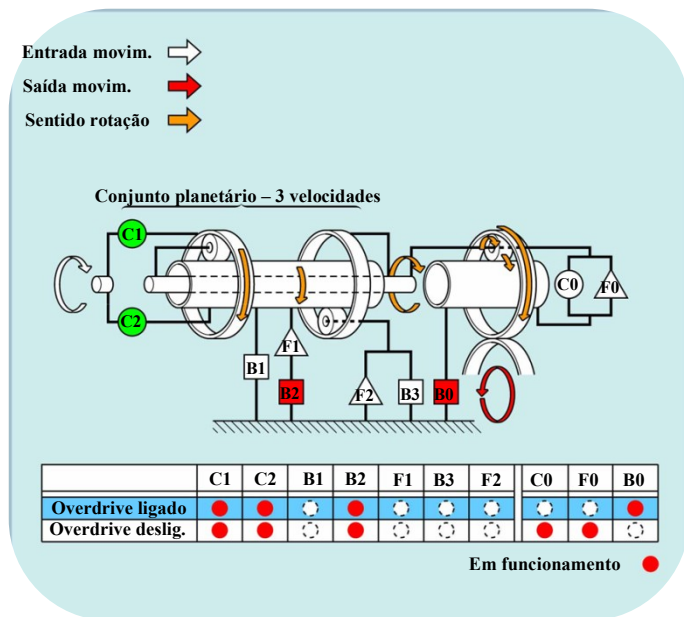


Figura 45 - Cadeia cinemática com o O/D desligado

Quando o O/D está ligado, o travão B0 está ativo, imobilizando o carreto sol relativamente ao cárter da caixa de velocidades. O movimento entra no conjunto de O/D pelo porta-satélites e sai pelo carreto exterior.

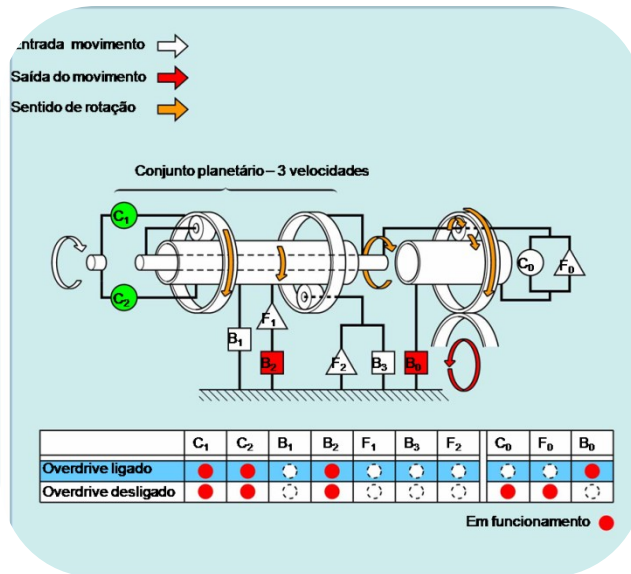


Figura 46- Cadeia cinemática com o O/D ligado

Outras configurações

Na figura 47, podemos ver a solução de caixa anteriormente estudada, que com três conjunto epicicloidais permite 4 velocidades para a frente, mais a marcha atrás, para veículos do tipo FF (tração e motor dianteiros).

Na mesma figura, podemos analisar outro tipo de configuração de caixas de 4 velocidades, para veículos do tipo FR (motor dianteiro e tração traseira). Nesta configuração, o conjunto de O/D é colocado na parte dianteira da caixa de velocidades. Nesta mesma caixa, combinando a ativação simultânea da 1ª velocidade e do O/D, consegue-se uma velocidade extra, pelo que, a caixa passa a dispor de 5 velocidades para a frente.

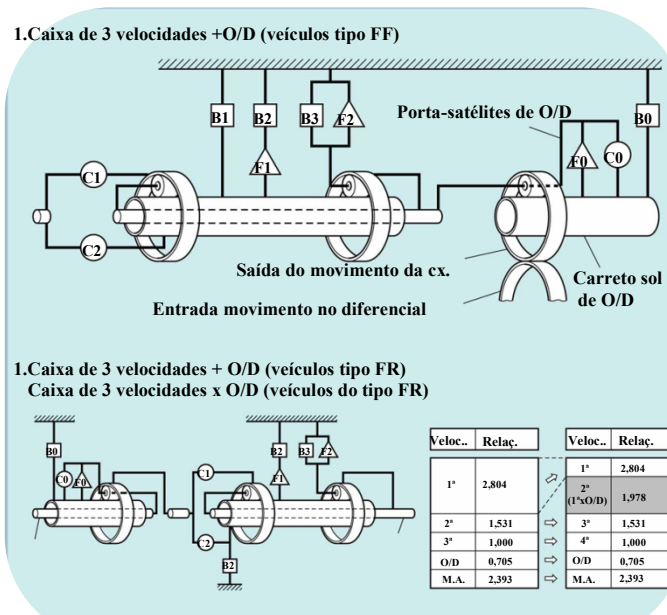


Figura 47 – Diferentes configurações para a cadeia cinemática (1)

Na figura 48 podem ser observadas 2 concepções, com vista à obtenção de uma caixa de 5 velocidades para um veículo do tipo FR. A caixa com 3 conjuntos epicicloidais tem a particularidade de utilizar dois conjuntos de satélites no conjunto epicicloidal dianteiro.

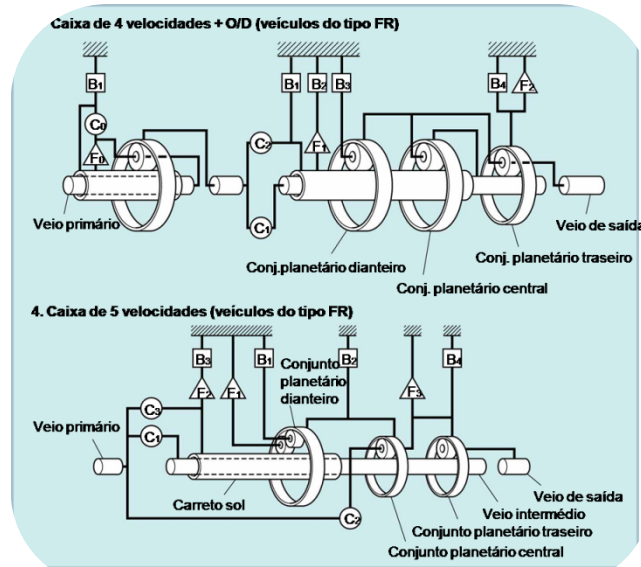


Figura 48 – Diferentes configurações para a cadeia cinemática (2)

Para as viaturas do tipo FF, as disposições mostradas na figura 40 são muito utilizadas hoje em dia, quando se pretende uma caixa de 4 velocidades. A caixa CR-CR, cujo nome deriva do anglicismo Carrier/Ring – Carrier/Ring, ou seja, do facto dos porta-satélites dianteiro e traseiro estarem ligados entre si e ao carreto sol, tem a particularidade de ser bastante compacta e facilmente adaptável a motores com montagem transversal no veículo.

De construção mais complexa, mas ainda mais compacta que a caixa CR-CR é a caixa com conjuntos planetários do tipo Ravigneaux. Este tipo de caixa caracteriza-se por utilizar um conjunto planetário com dois conjuntos de satélites, conforme mostrado na figura 49.

A utilização de caixas automáticas em viaturas dos segmentos B e C, onde o espaço no compartimento do motor é pequeno, associado a um design das viaturas em que as projeções dianteiras e traseiras (distância dos para-choques ao centro da roda), são cada vez mais pequenas, obrigou a utilizar caixas de velocidades com dois andares de engrenagens.

A designação de U/D em vez de O/D como aparecia nas representações anteriores, indica que a velocidade mais longa tem uma relação de transmissão superior a um.

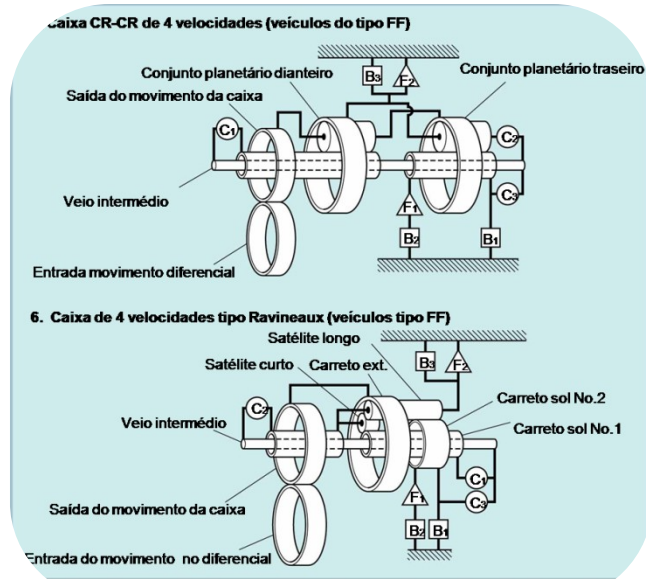


Figura 49 – Diferentes configurações para a cadeia cinemática (3)

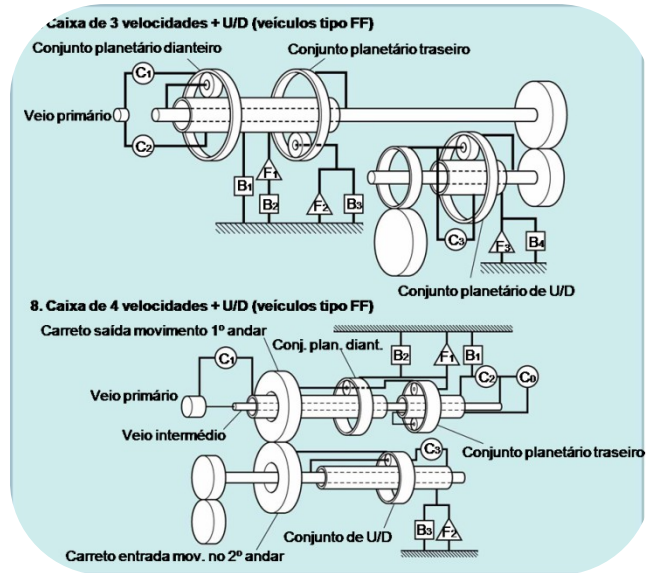


Figura 50 – Diferentes configurações para a cadeia cinemática (4)

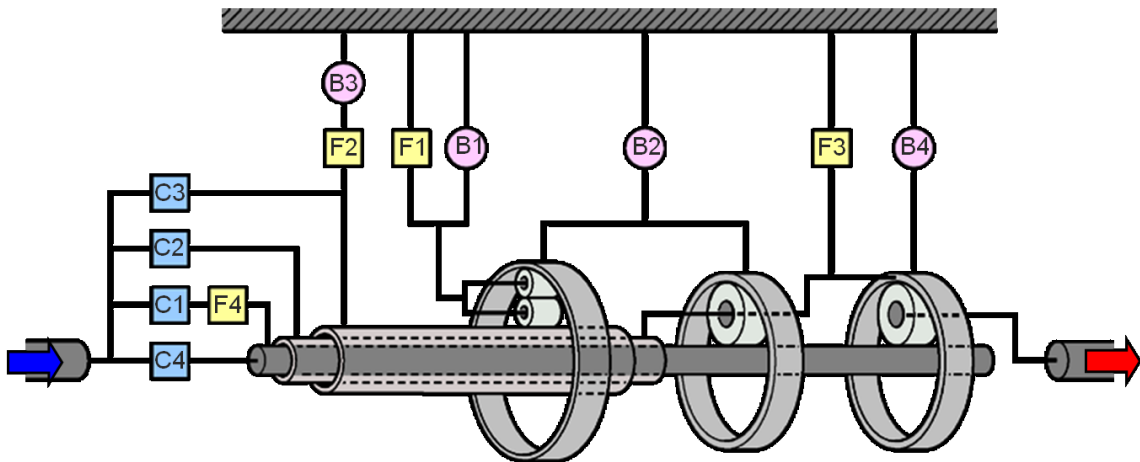


Figura 51 – Cadeia cinemática da caixa de velocidades AB60F de 6 velocidades

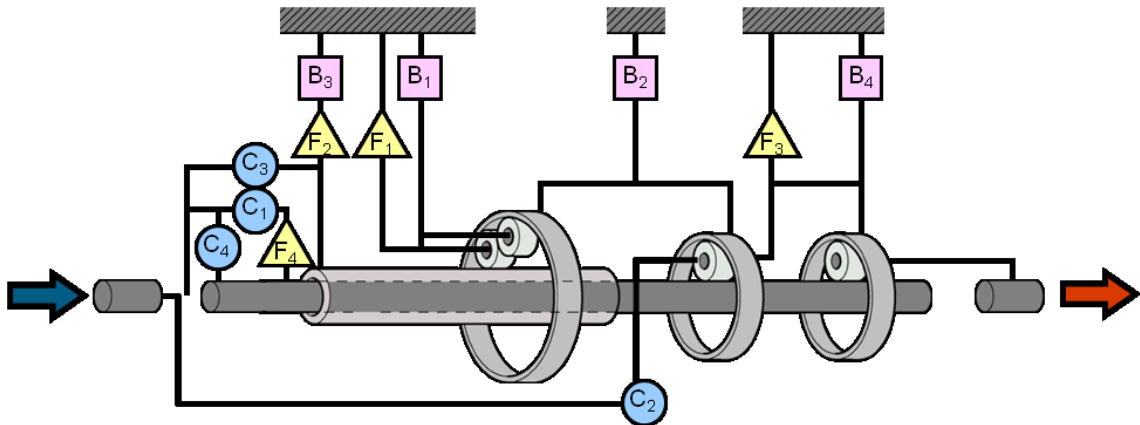


Figura 52 – Cadeia cinemática da caixa de velocidades A7600F de 7 velocidades

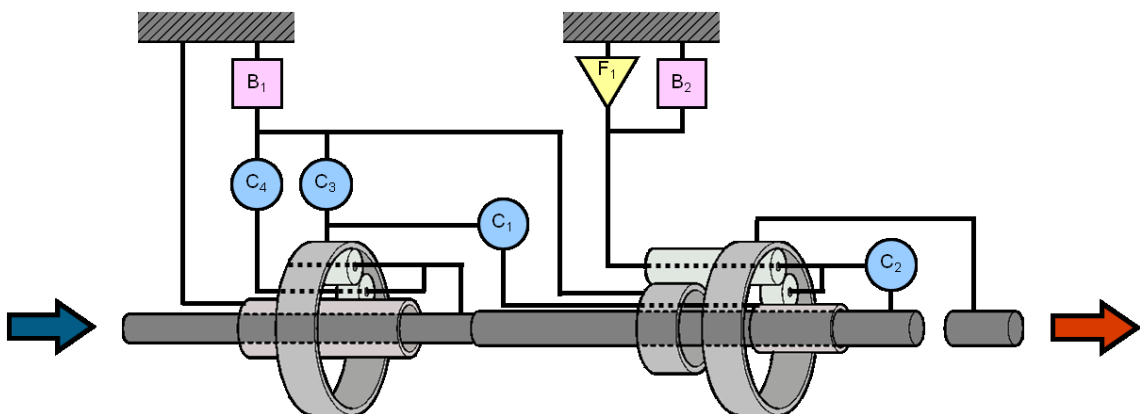


Figura 53 – Cadeia cinemática da caixa de velocidades AA80E de 8 velocidades

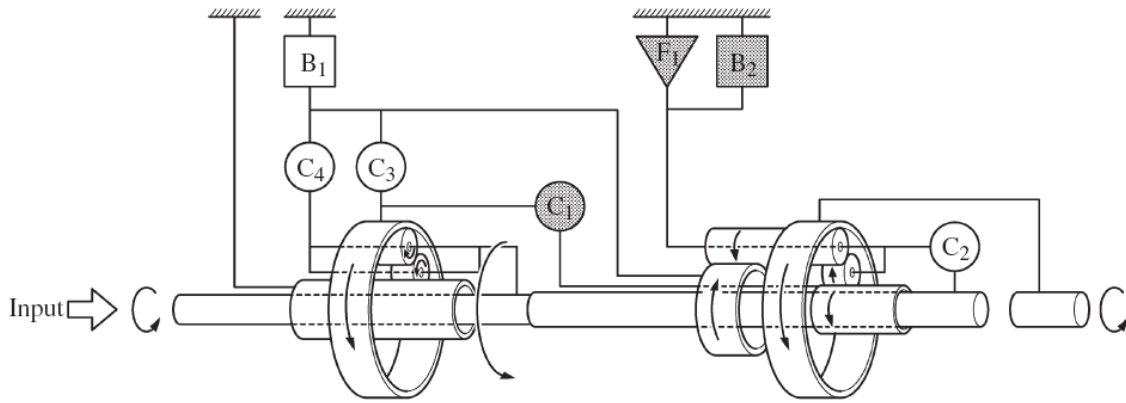


Figura 54 – Cadeia cinemática da caixa de velocidades AA80E em 1ª velocidade

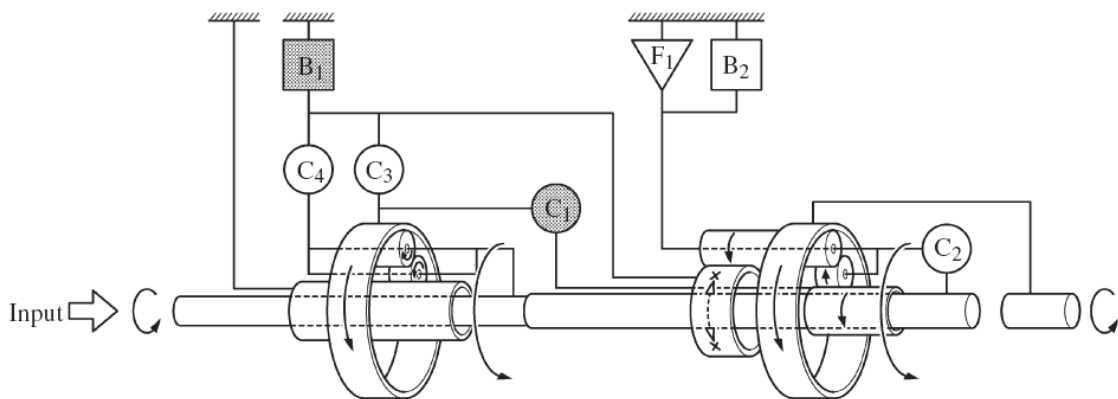


Figura 55 – Cadeia cinemática da caixa de velocidades AA80E em 2ª velocidade

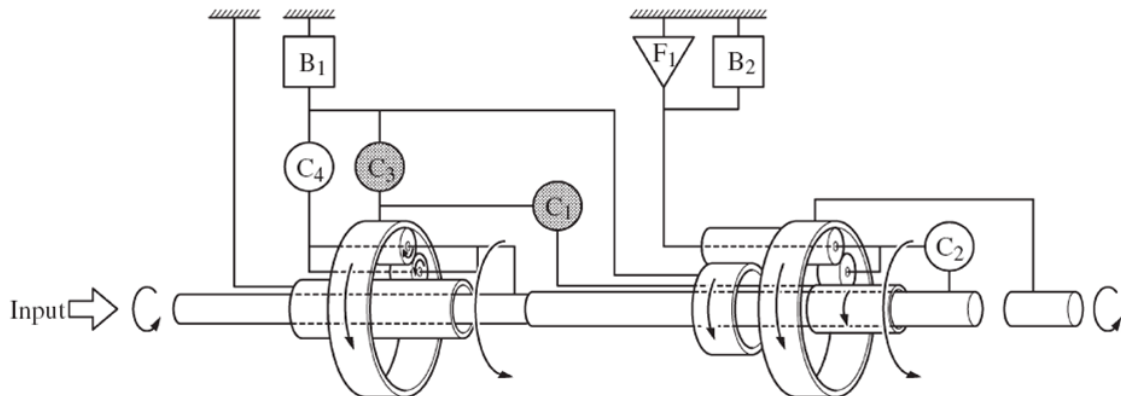


Figura 56 – Cadeia cinemática da caixa de velocidades AA80E em 3ª velocidade

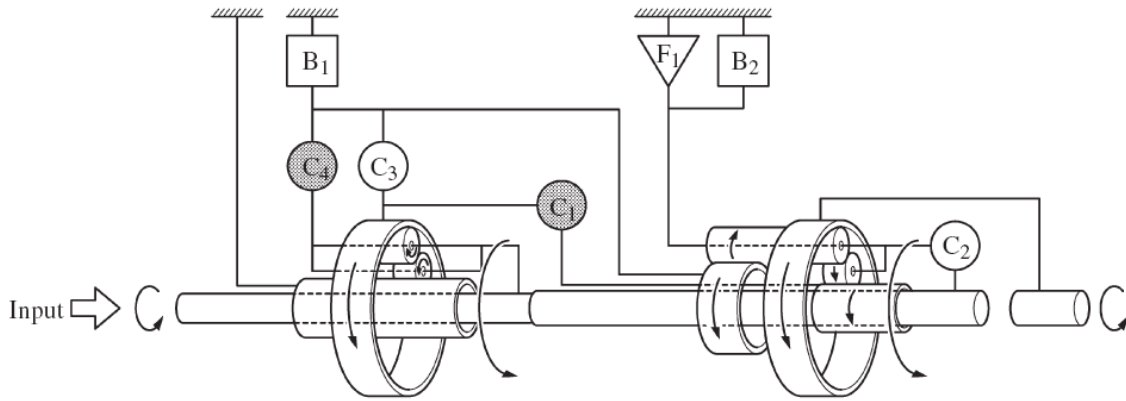


Figura 57 – Cadeia cinemática da caixa de velocidades AA80E em 4ª velocidade

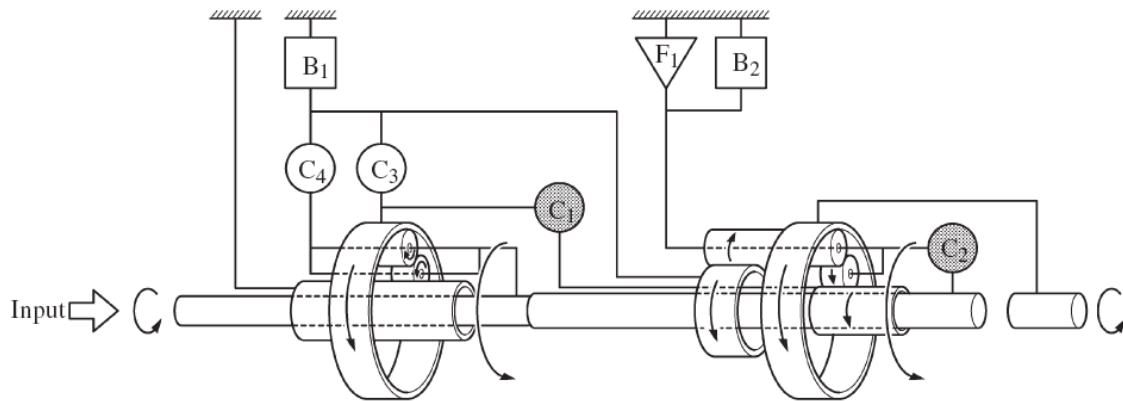


Figura 58 – Cadeia cinemática da caixa de velocidades AA80E em 5ª velocidade

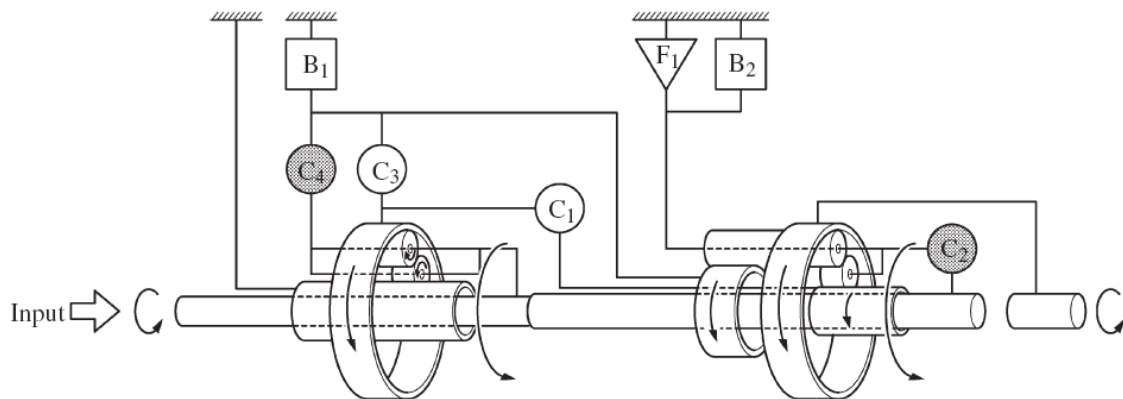


Figura 59 – Cadeia cinemática da caixa de velocidades AA80E em 6ª velocidade

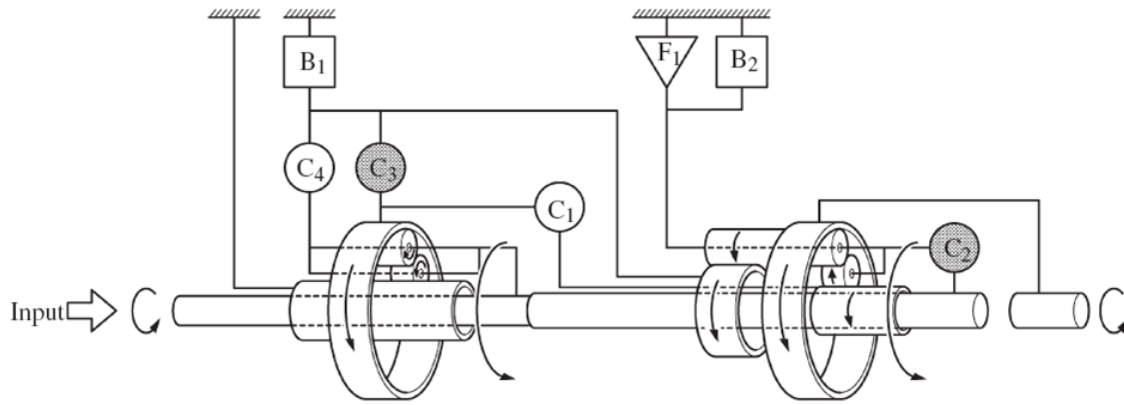


Figura 60 – Cadeia cinemática da caixa de velocidades AA80E em 7ª velocidade

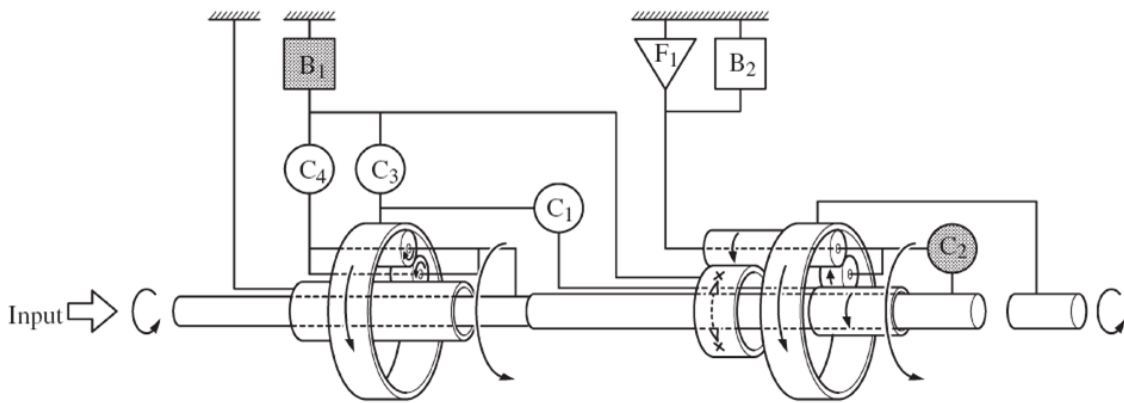


Figura 61 – Cadeia cinemática da caixa de velocidades AA80E em 8ª velocidade

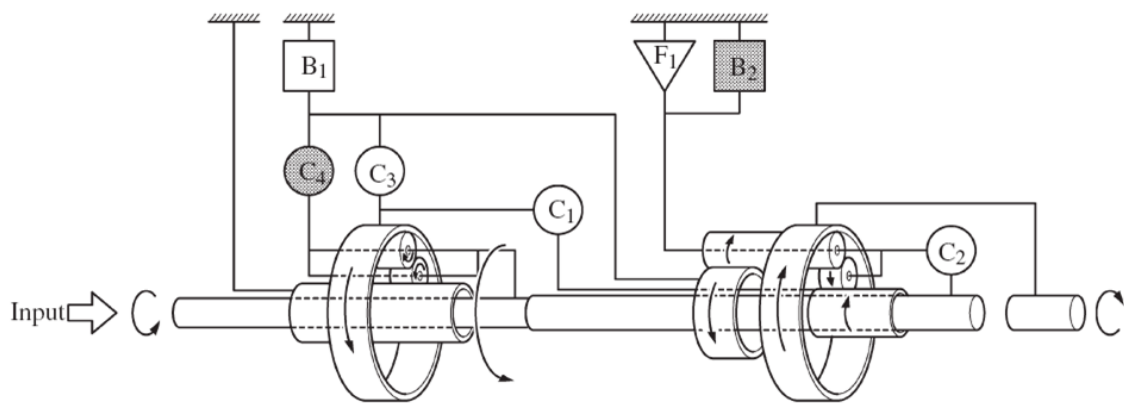


Figura 62 - Cadeia cinemática da caixa de velocidades AA80E em M.A.

CONJUNTO DE CONTROLO HIDRÁULICO

O conjunto de controlo hidráulico converte a carga do motor (ângulo de posição do acelerador) e a velocidade do veículo em várias pressões hidráulicas, as quais, por sua vez, determinam o ponto de comutação das velocidades.

Este sistema é constituído por uma bomba de óleo, uma válvula reguladora de pressão e um corpo de válvulas. O carreto de comando da bomba de óleo está engrenada na turbina impulsora do conversor de binário, rodando à mesma velocidade que o motor.

A válvula reguladora de pressão é comandada pelo pinhão de ataque do diferencial, convertendo a velocidade do veículo num sinal de pressão de óleo. O corpo de válvulas assemelha-se a um labirinto, contendo as diferentes galerias por onde passa o óleo para acionamento dos travões e das embraiaagens.

A figura 63 mostra a complexidade de um circuito hidráulico de comando de uma caixa automática de quatro velocidades.

Ao contrário de um veículo com caixa de velocidades manual, em que em caso de falha da bateria é possível proceder ao arranque do motor, empurrando o veículo, tal não é possível numo veículo com caixa de velocidades automática. A justificação prende-se com o facto de a pressão hidráulica ser gerada por intermédio de uma bomba de óleo acoplada ao conversor de binário. Como o movimento das rodas não é transmitido ao conversor de binário, a bomba não gera a pressão necessária para acionamento das embraiaagens e travões.

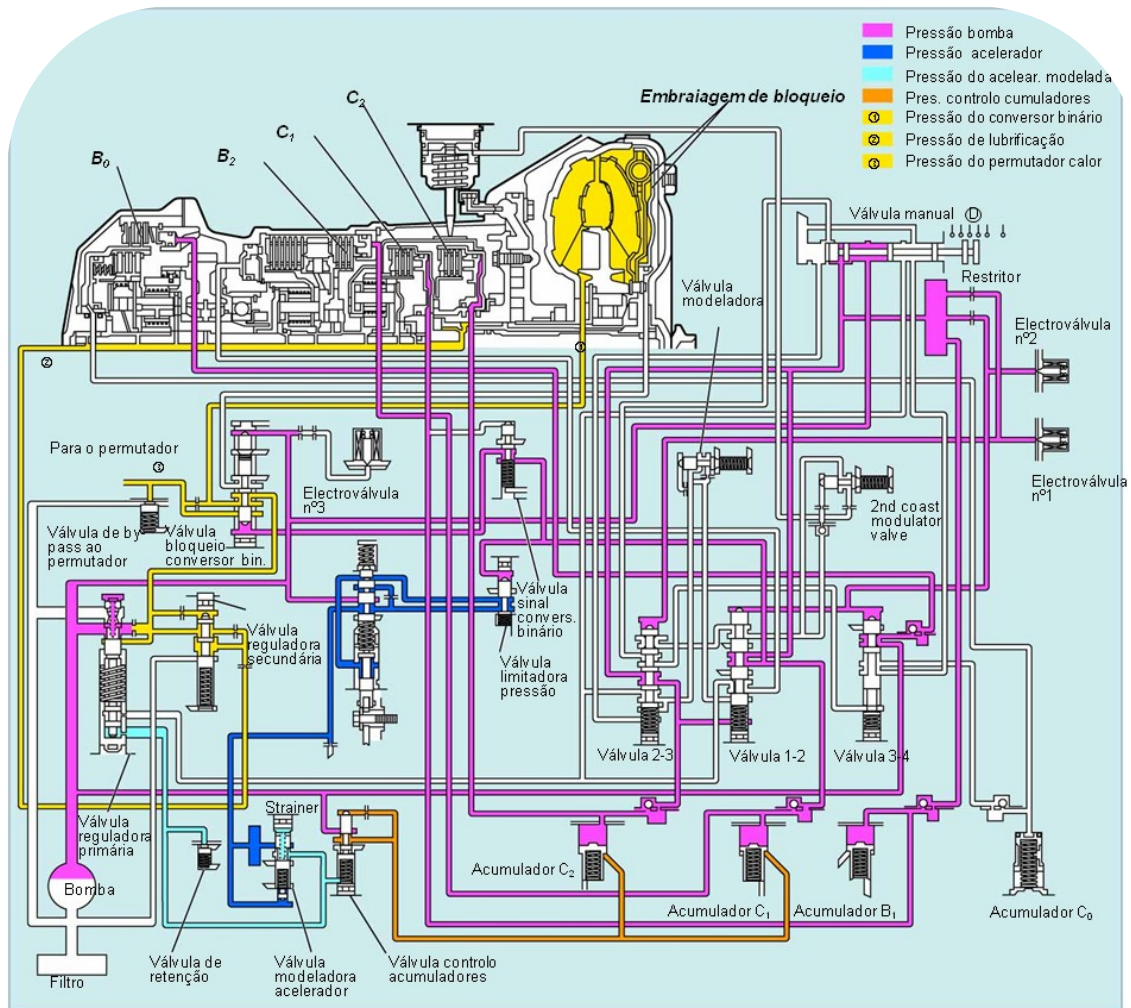


Figura 63 - Circuito hidráulico de comando

A bomba de óleo está concebida para enviar fluido ao conversor de binário, lubrificar o conjunto de trens epicicloidais e fornecer pressão de funcionamento ao sistema de controlo hidráulico.

A unidade de controlo hidráulico, tem as seguintes funções:

- Geração da pressão hidráulica necessária ao funcionamento da caixa;
- Ajustar a pressão gerada pela bomba às diferentes necessidades;
- Garantir a correta comutação de velocidades;

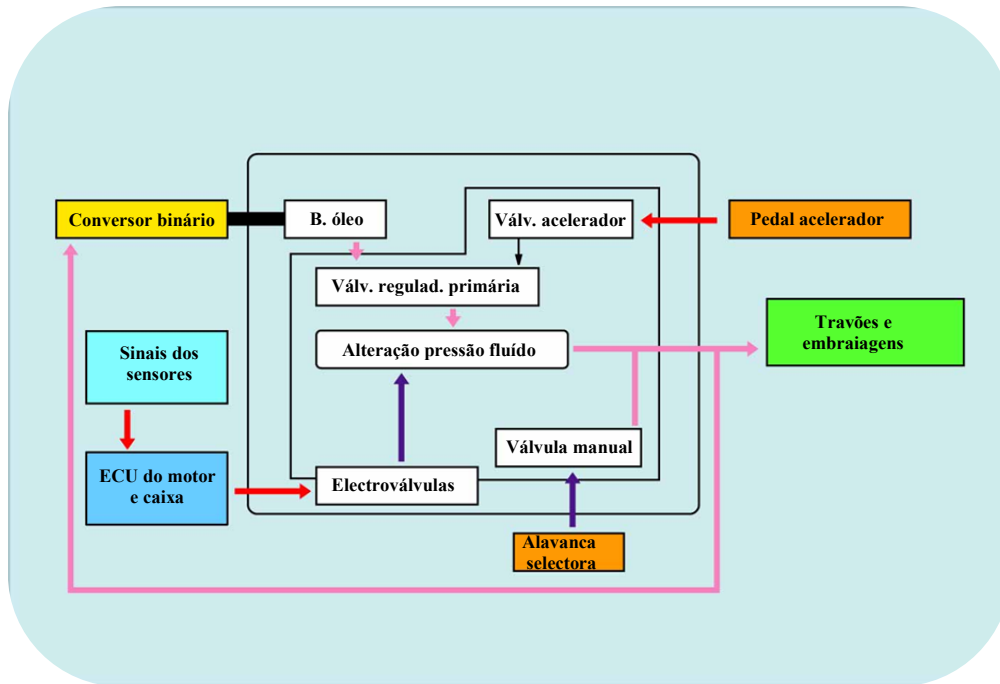


Figura 64 - Representação esquemática do conjunto de controlo hidráulico

Bomba de óleo

A bomba de óleo é impulsionada pelo conversor de binário.

Dado que quando um veículo com caixa de velocidades automática é rebocada, a bomba de óleo não funciona, a lubrificação interna da caixa é deficiente e há o risco de danificar os componentes com movimento relativo.

Por esta razão, os fabricantes recomendam o reboque de um veículo com caixa automática, só quando estritamente necessário, e sempre a velocidade reduzida (inferior a 30 km/h) e por trajetos inferiores a 80Km/h. Preferencialmente o veículo deve ser rebocado com as rodas motrizes levantadas, ou com o veio de transmissão retirado (viaturas de tração traseira).

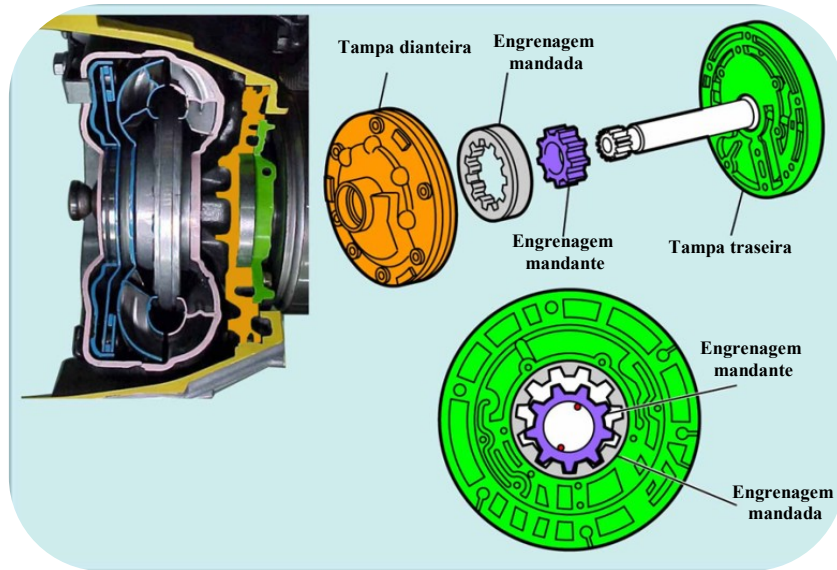


Figura 65 - Bomba de óleo

Corpo de válvulas

O corpo de válvulas encontra-se alojado na parte inferior da caixa de velocidades e é constituído por dois ou mais andares, nos quais são colocadas as diferentes válvulas, das quais se destacam a válvula reguladora primária, válvulas de comutação de velocidade e a válvula manual.

Quando a caixa é de comando eletrónico, as electroválvulas são também colocadas no corpo de válvulas.

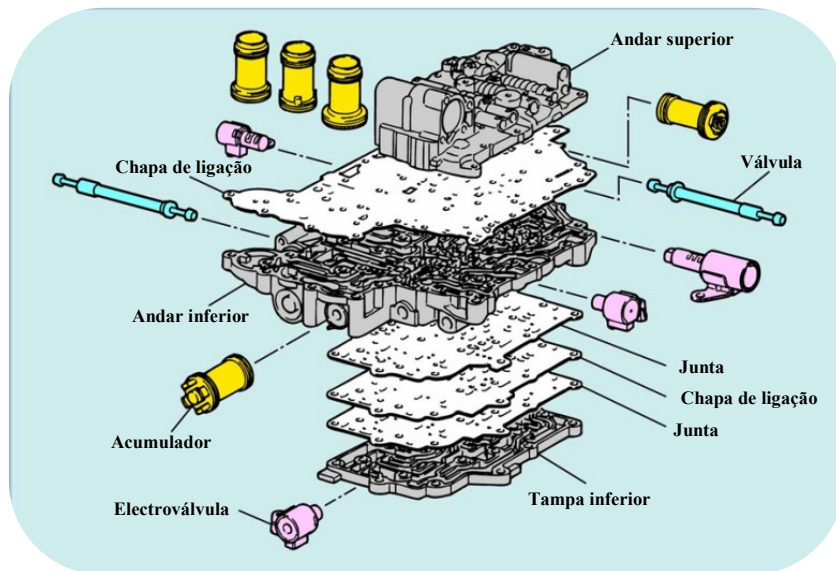


Figura 66 - Vista explodida de um corpo de válvulas

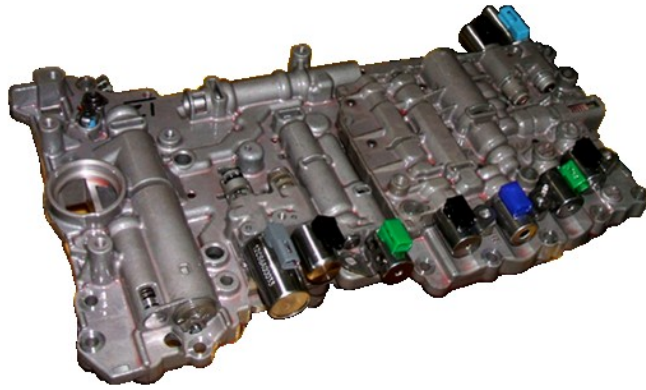


Figura 67- Corpo de válvulas da caixa AB60F utilizada no modelo Toyota Land Cruiser 200

Válvula reguladora primária

A válvula reguladora primária ajusta a pressão hidráulica a cada elemento em conformidade com a rotação do motor, de acordo com as necessidades.

Quando a pressão hidráulica gerada pela bomba de óleo aumenta, a mola da válvula primária é comprimida, abrindo a passagem direta para o cárter, mantendo desta forma a pressão constante. Na mesma válvula atua também o sinal da válvula do acelerador, para que quando a aceleração do motor é aumentada, aumente também a pressão exercida nas embraiações e travões, evitando o seu escorregamento.

Dado o elevado binário (devido à relação de transmissão) em marcha atrás, quando é seleciona a posição R no seletor de velocidades a pressão na linha de saída da válvula reguladora primária aumenta para evitar o escorregamento dos travões e embraiações.

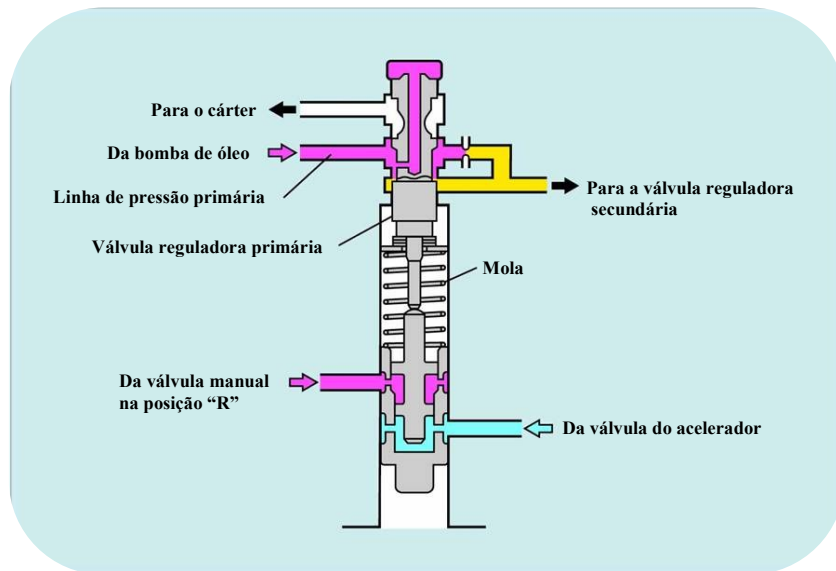


Figura 68 - Válvula reguladora primária

Válvula manual

A válvula manual está diretamente ligada à alavanca seletora por intermédio de cabos ou de tirantes. Comutando a posição da alavanca seletora, altera-se a passagem do fluido no interior desta válvula.

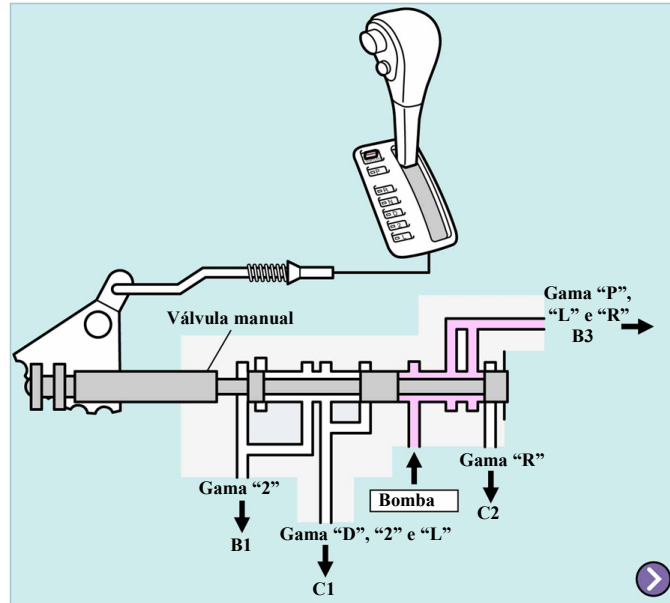


Figura 69 - Válvula manual

Válvulas de comutação

A troca de velocidade numa caixa automática é efetuada por comutação da ativação dos travões e das embraiagens. As válvulas de comutação alteram o estado de pressão aplicado aos respetivos travões e embraiagens. Numa caixa de 4 velocidades, existem 3 válvulas de comutação, a saber; válvula de comutação 1-2, válvula de comutação 2-3 e válvula de comutação 3-4.

Para uma melhor perceção do seu funcionamento, vamos ver como funciona a válvula de comutação 1-2. Quando a pressão hidráulica é aplicada no topo desta válvula, a caixa permanece em 1ª velocidade, porque a aplicação de pressão aos travões e embraiagens é interrompida. Contudo, quando a pressão hidráulica anteriormente aplicada ao topo da válvula é interrompida através do acionamento da electroválvula, a mola força a válvula a deslocar-se para cima, abrindo a passagem de pressão para o travão B2. Desta forma, a caixa comuta de 1ª para a 2ª velocidade.

Electroválvulas

As electroválvulas são comandadas pela unidade de gestão do motor e caixa (Engine & ECT ECU), de forma a pilotarem as válvulas de comutação e regular a pressão hidráulica.

Existem 2 tipos de electroválvulas utilizadas nas caixas de velocidades automáticas:

Electroválvulas do tipo on/off e electroválvulas lineares (SLT) nas quais, é possível comandar a posição pretendida do pistão, por intermédio da corrente enviada pela ECU. As electroválvulas do tipo on/off são utilizadas para comutação de velocidades, enquanto as válvulas lineares são utilizadas para controlo da pressão hidráulica.

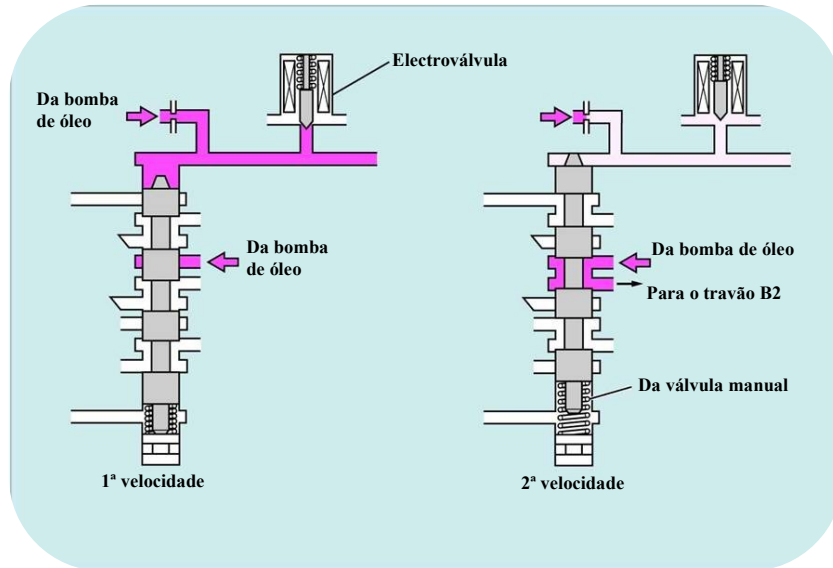


Figura 70 - Válvula de comutação 1ª – 2ª

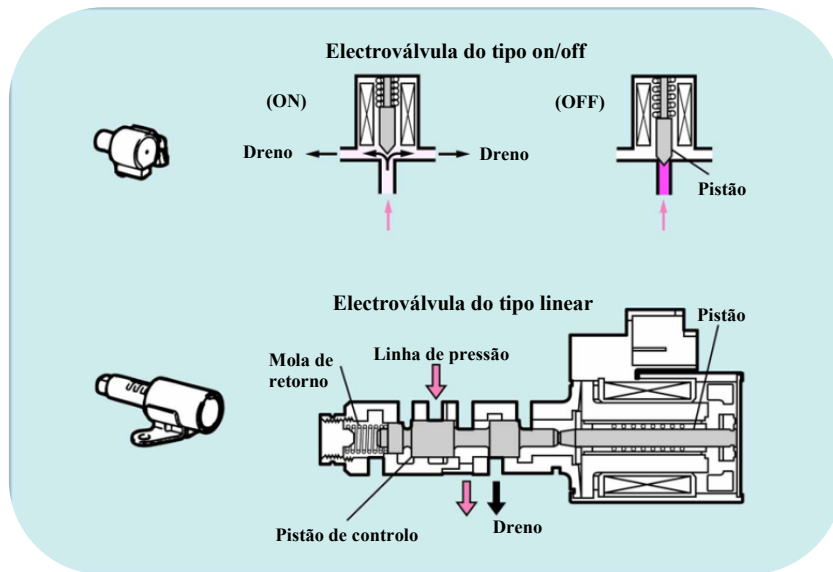


Figura 71 - Electroválvulas

Válvula de posição do acelerador

A válvula de posição do acelerador, produz uma pressão hidráulica que é função da posição do pedal do acelerador. Esta válvula é diretamente acionada pelo pedal do acelerador, por intermédio do cabo do acelerador e de um excêntrico alojado no corpo de válvulas.

Em alguns modelos, a pressão do acelerador, é gerada por intermédio de uma electroválvula do tipo SLT, em função dos sinais recebidos pela ECU referentes à posição do pedal do acelerador.

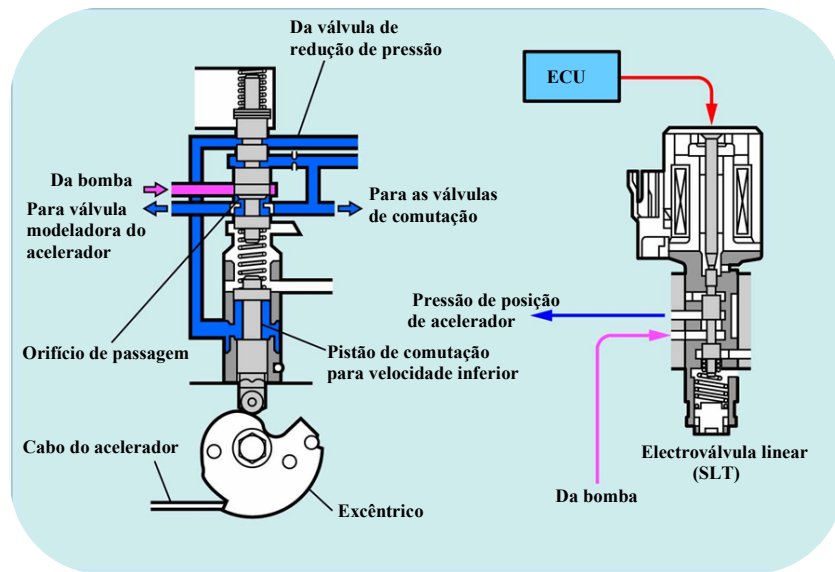


Figura 72 - Válvula de posição do acelerador

Válvula de bloqueio do conversor de binário

A função desta válvula é alterar o sentido do fluxo de ATF no interior do conversor de binário, de modo a ligar/desligar a embraiagem de bloqueio do conversor de binário. Quando o pistão desta válvula é puxado para baixo, o fluxo de ATF no interior do conversor de binário é tal que a força a embraiagem de bloqueio a ficar desligada.

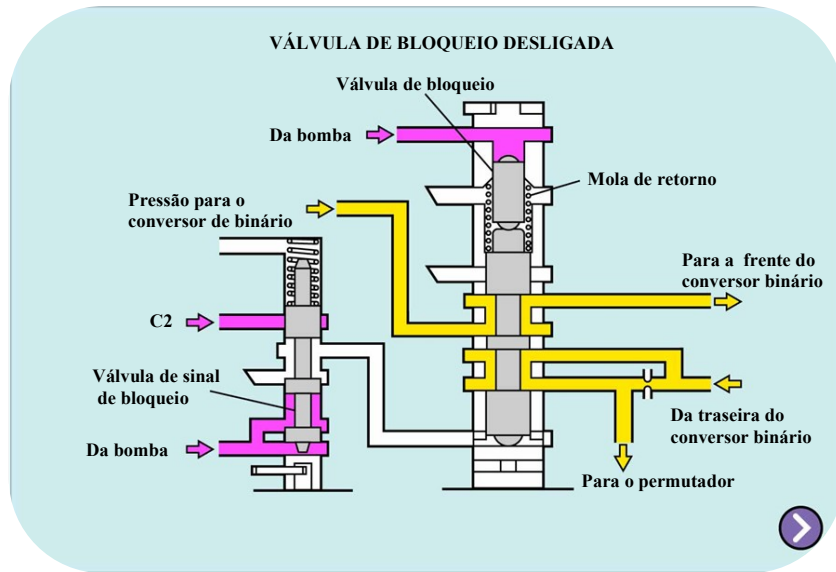


Figura 73 - Válvula de bloqueio do conversor de binário desligada

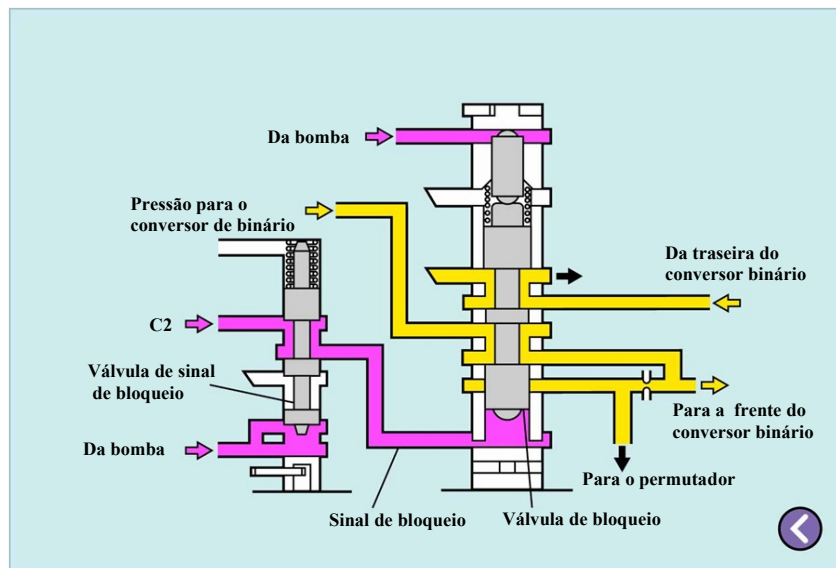


Figura 74 - Válvula do bloqueio do conversor de binário ligada

Válvula reguladora secundária

Esta válvula regula a pressão de trabalho do conversor de binário e a pressão de lubrificação da caixa de velocidades.

O ATF pressurizado para ser utilizado no conversor de binário é enviado para a válvula de bloqueio.

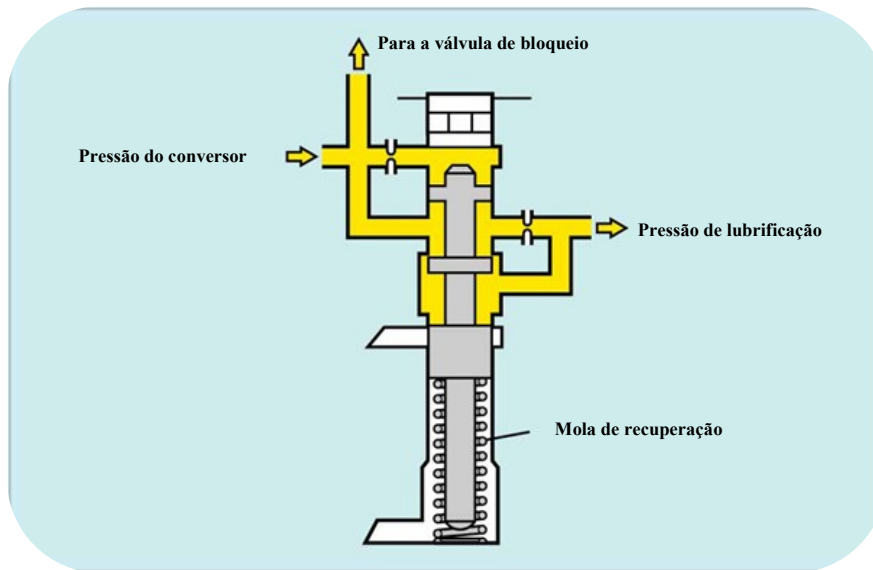


Figura 75 - Válvula reguladora secundária

Válvula limitadora de pressão

A válvula limitadora de pressão, atua na válvula de posição do acelerador, recebendo como sinal de entrada a pressão gerada na bomba. O propósito desta válvula é limitar a pressão de saída da válvula de posição do acelerador, evitando perdas de potência na bomba de óleo.

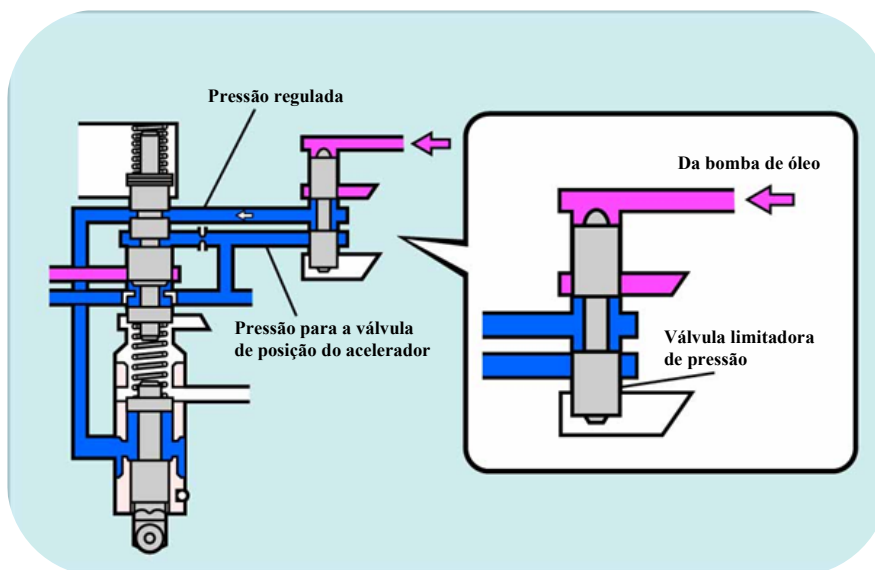


Figura 76 - Válvula limitadora de pressão

Válvula modeladora da posição do acelerador

A válvula modeladora da posição do acelerador, gera uma pressão ligeiramente inferior à da válvula de posição do acelerador quando este está na sua abertura máxima. Desta forma, o sinal de pressão aplicado à válvula reguladora primária reproduz de uma forma mais fidedigna as performances do motor.

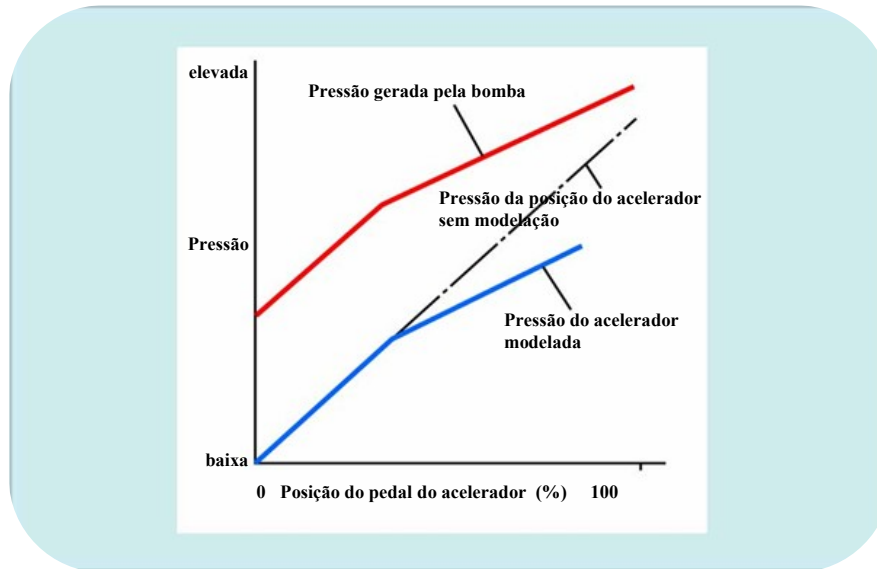


Figura 77 - Válvula modeladora da posição do acelerador

Acumuladores

Os acumuladores têm como função, reduzir o choque hidráulico aplicado aos travões e embraiagens, durante a comutação de velocidade, de forma a aumentar o prazer de condução.

A pressão da bomba que chega aos acumuladores via válvula manual age no topo do pistão, sendo que, do lado contrário atua a pressão de controlo bem como uma mola. O equilíbrio destas forças, faz com que o pistão se movimente de forma controlada, fazendo com que a pressão aplicada aos travões e embraiagens seja feita progressiva.

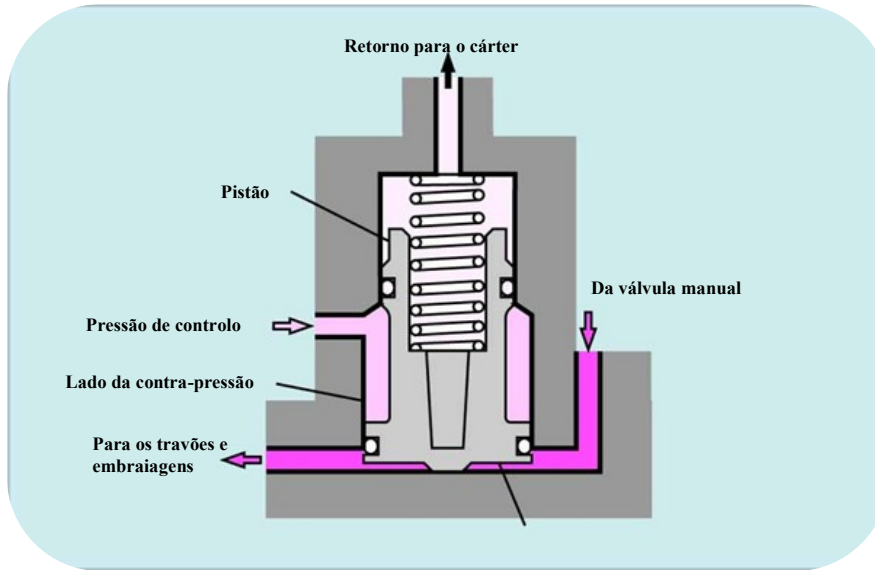


Figura 78 - Acumulador

Regulador centrífugo

Nas caixas automáticas sem gestão eletrónica, é utilizado um regulador centrífugo para deteta a velocidade do veículo.

Esta válvula está ligada por meio de um conjunto de engrenagens ao veio de saída da caixa de velocidades, pelo que a sua rotação e consequentemente a pressão gerada é função da velocidade do veículo.

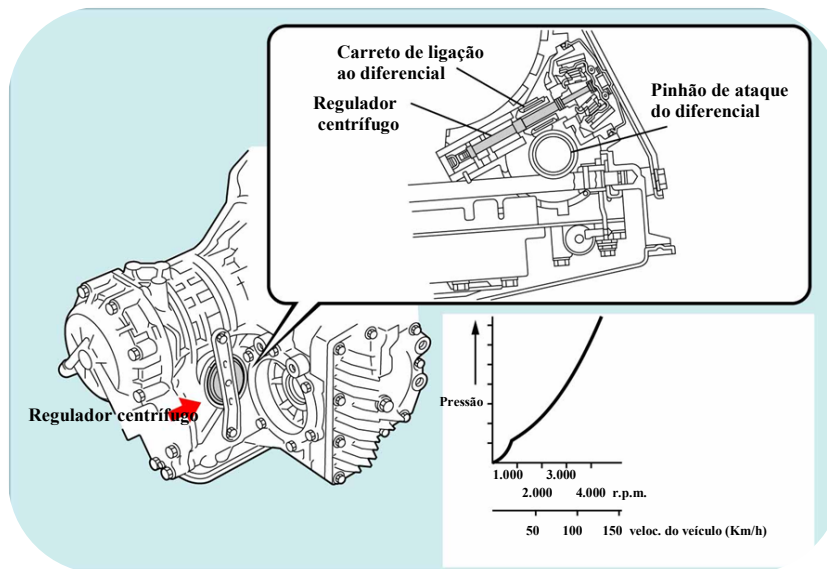


Figura 79 - Regulador centrífugo

Comutação de velocidades

Com recurso a uma representação esquemática das válvulas de comutação de velocidade e uma tabela auxiliar com as embraiagens e travões ativos em cada velocidade, vamos analisar o que acontece quando as diferentes velocidades são engrenadas.

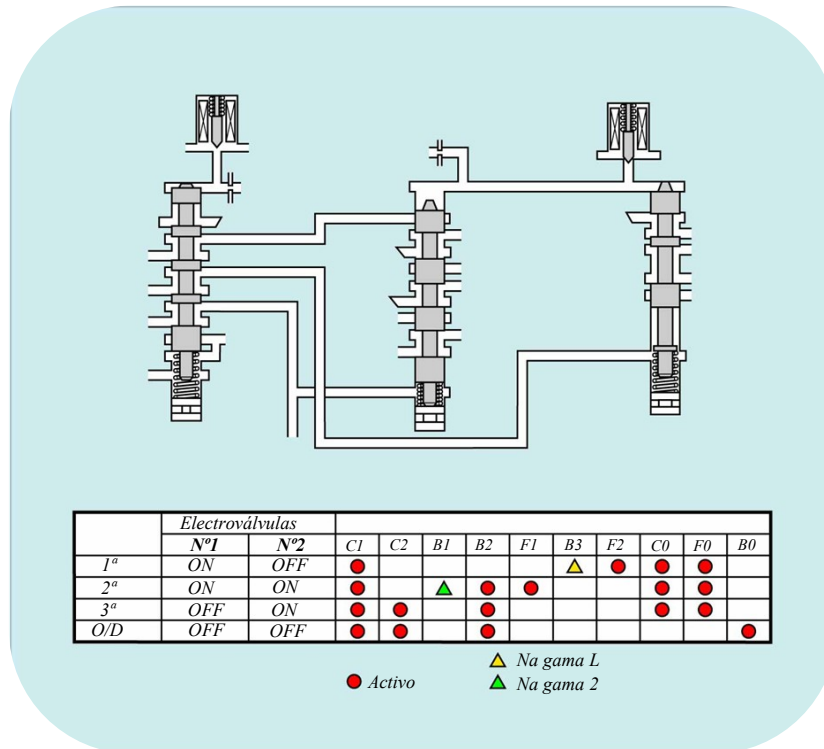


Figura 80 – Representação esquemática da comutação de velocidades

1ª Velocidade

Quando se procede à comutação para 1ª velocidade, partindo com a alavanca seletora da posição “N”, a passagem para a embraiagem “C1” é aberta através da válvula manual. Como a electroválvula nº 1 está ON e a electroválvula nº2 está OFF, a passagem para a embraiagem CO está aberta.

Na gama “D” e “2”, o efeito de travagem do motor não funciona, devido à ativação de “F2”.

Na gama “L” a passagem para “B3” é aberta e o efeito de travagem do motor é ativado. A passagem da pressão hidráulica para o conjunto de travões e embraiagens é a seguinte:

- C1 através da válvula manual
- C0 através da válvula de comutação 3-4
- B3 através da válvula de comutação 2-3

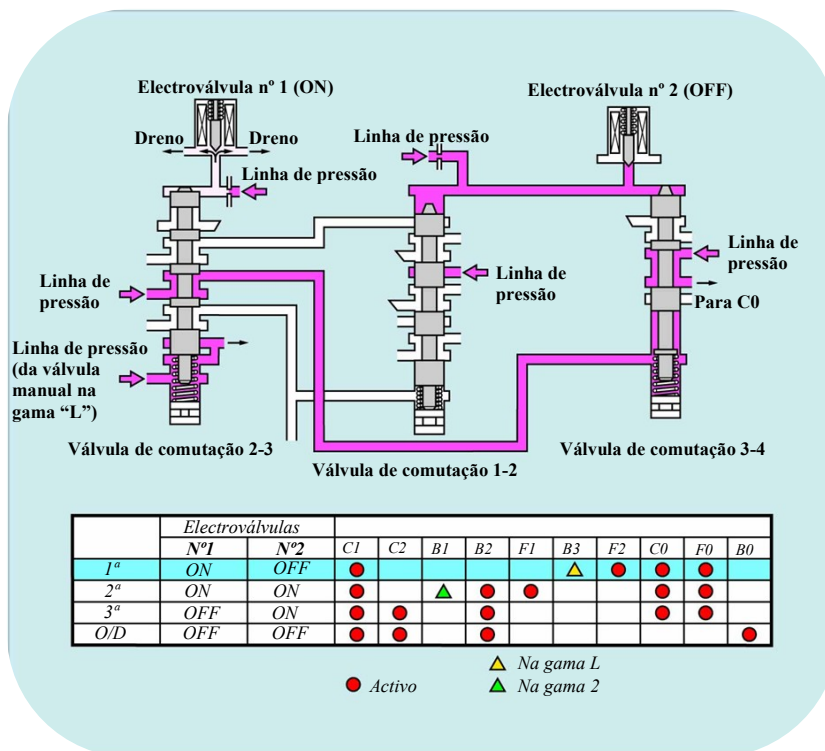


Figura 81 - Representação esquemática da comutação de velocidades (1ª)

2ª Velocidade

Na comutação para 2ª velocidade, a ECU excita as electroválvulas nº1 e nº2. A pressão hidráulica aplicada no topo das válvulas de comutação 1-2 e 3-4 é descarregada para o cárter, enquanto, a válvula de comutação 1-2 é movimentada no sentido ascendente pela força da mola, abrindo a passagem para o travão “B2”.

“C1” e “B2” forçam o engrenamento da 2ª velocidade.

Na gama “D”, o efeito de travagem do motor não é aplicado, devido ao funcionamento de “F1”.

Na gama “2”, é aberta a passagem do fluido através de “B1”, obtendo-se desta forma, o efeito de travagem do motor.

A passagem da pressão hidráulica para o conjunto de travões e embraiagens é a seguinte:

- C1 através da válvula manual
- C0 através da válvula de comutação 3-4
- B2 através da válvula de comutação 1-2
- B1 através da válvula de comutação 1-2

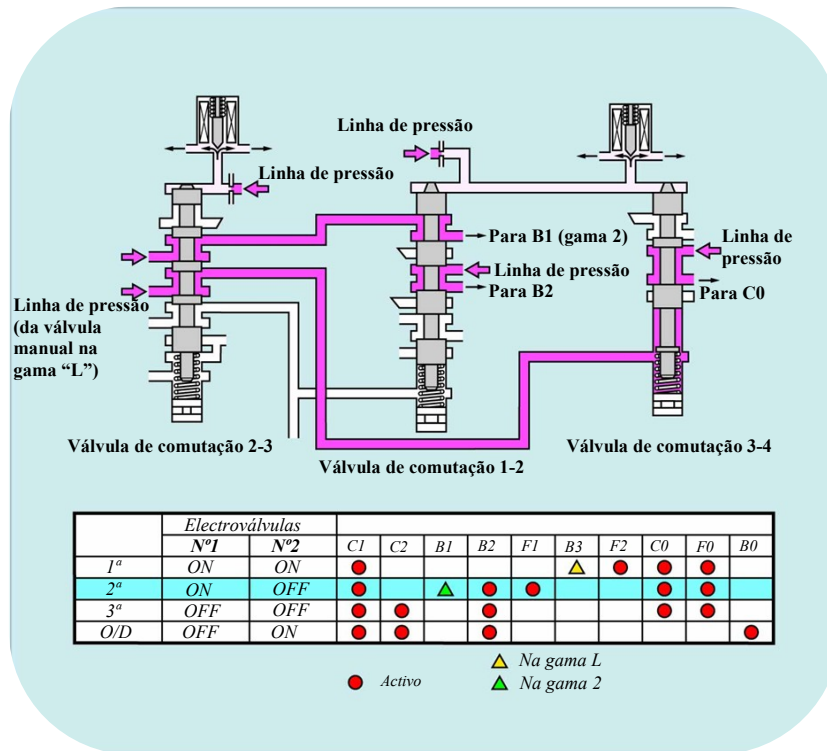


Figura 82 - Representação esquemática da comutação de velocidades (2ª)

3ª Velocidade

Quando a 3ª velocidade está engrenada, a electroválvula nº1 passa para OFF, mantendo-se e electroválvula nº2 em ON.

A pressão hidráulica atua no topo da válvula de comutação 2-3, fazendo com que o seu pistão se desloque para baixo, abrindo a passagem para a embraiagem “C2”. “C1” e “C2” fazem com que a 3ª velocidade fique engrenada.

A passagem da pressão hidráulica para o conjunto de travões e embraiagens é a seguinte:

- C1 através da válvula manual
- C0 através da válvula de comutação 3-4
- B2 através da válvula de comutação 1-2
- C2 através da válvula de comutação 2-3

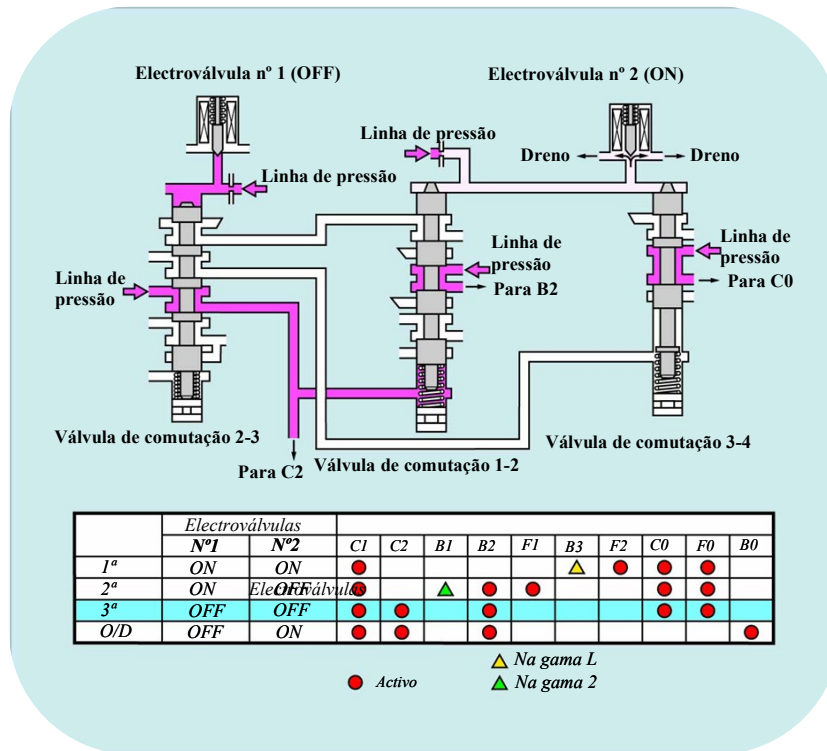


Figura 83 - Representação esquemática da comutação de velocidades (3ª)

O/D

O engrenamento do O/D dá-se quando a electroválvula nº2 passa a OFF. A pressão da bomba é aplicada no topo das válvulas de comutação 1-2 e 3-4, fazendo deslocar para baixo o pistão da válvula de comutação 3-4. A pressão da bomba ao ser aplicada na parte inferior da válvula de comutação 1-2 não permite que esta se movimente.

Se o interruptor de o/d existente na alavanca seletora estiver desligado, não é possível o engrenamento de O/D, porque a ECU não desliga a electroválvula nº2.

A passagem da pressão hidráulica para o conjunto de travões e embraiagens é a seguinte:

- C1 através da válvula manual
- B0 através da válvula de comutação 3-4
- B2 através da válvula de comutação 1-2

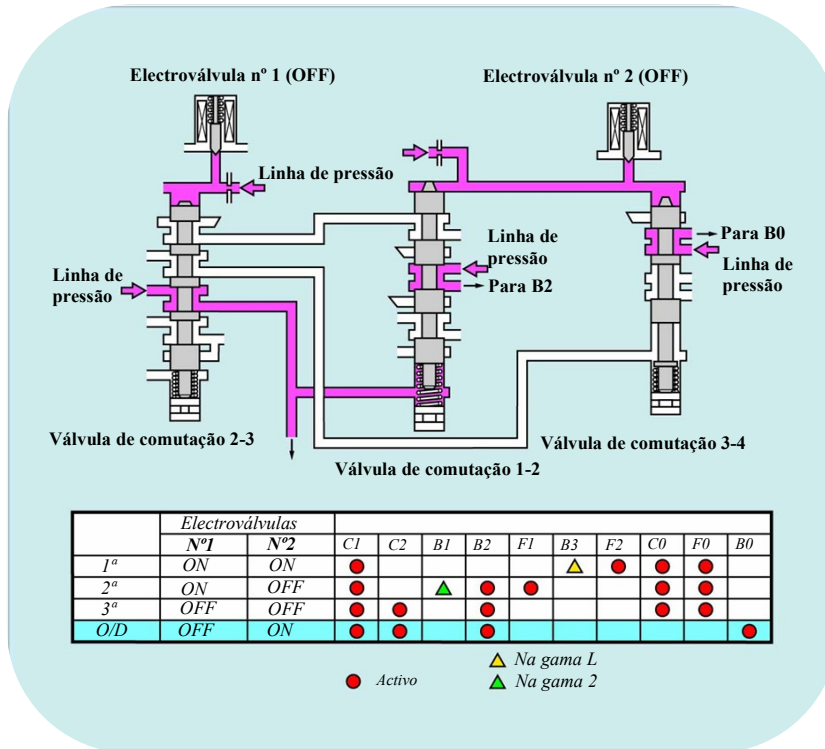


Figura 84 - Representação esquemática da comutação de velocidades (O/D)

Alavanca seletora

Numa caixa de velocidades automática, a alavanca seletora permite seleccionar o modo de condução. Existem diferentes tipos de alavancas, dependendo do modelo e do segmento em que o veículo se enquadra:

- Linear
- Na coluna da direção
- Tipo porta
- Linear com modo “E-shift” (com ou sem patilhas de comutação no volante)

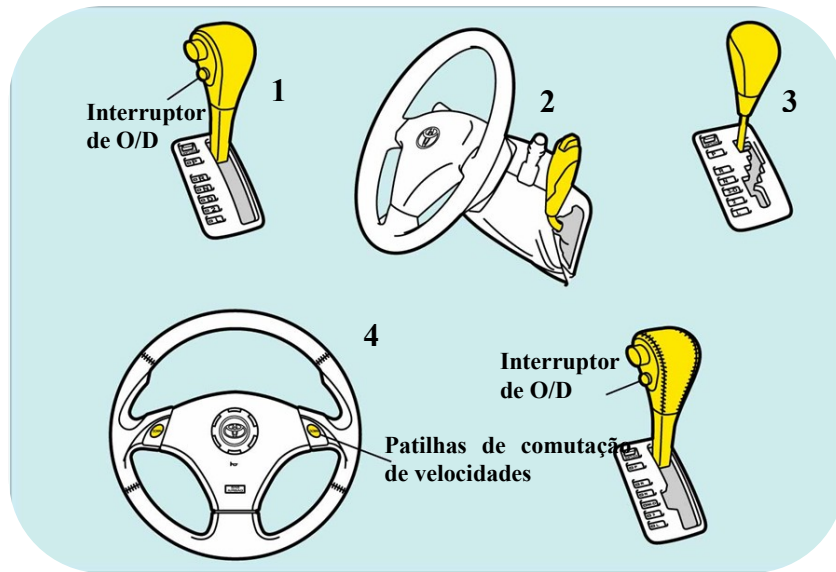


Figura 85 - Tipo de alavancas seletoras

CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO

Normalmente, existe um permutador de calor, externo à caixa de velocidades, colocado na frente do veículo, permitindo regular a temperatura do fluido de lubrificação para que este nunca ultrapasse uma temperatura de cerca de 130° C.

Em viaturas desportivas, em que a caixa de velocidades pode ser severamente solicitada, podem ser colocados dois permutadores de calor em série. Na figura 87 verifica-se a colocação de um permutador a ar, em série com um permutador a água, utilizados na caixa de velocidades automática do modelo Lexus IS-F.



Figura 86 - Localização do permutador de calor para o ATF no modelo Toyota Land Cruiser 200

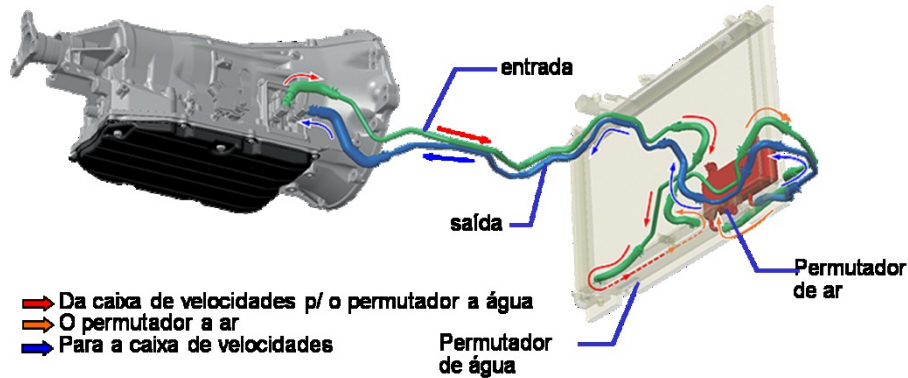


Figura 87- Utilização de 2 permutadores de calor para o ATF no modelo Lexus IS-F

Para evitar o aumento de pressão interna, devido ao aumento de temperatura do ATF, existe uma ligação permanente à atmosfera do interior da caixa de velocidades (figura 88) para garantir que os vedantes não são danificados.

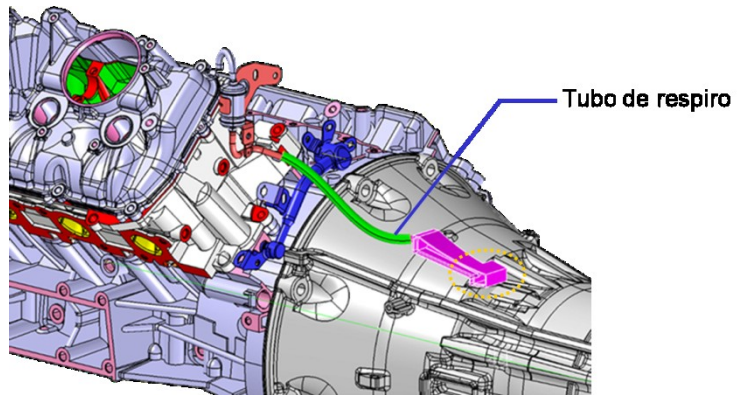


Figura 88 – Tubo de respiro utilizado na caixa AA80E

CÁLCULO DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO EM TRENS EPICICLOIDAIS

Existem vários processos para o cálculo da relação de transmissão em trens epicicloidais. Neste trabalho serão abordados os seguintes processos:

Cálculo baseado nas velocidades angulares

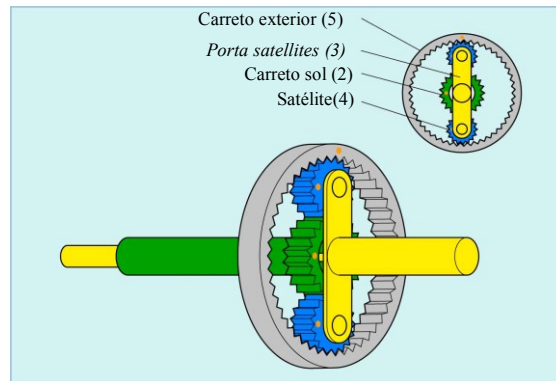


Figura 89 - Conjunto epicicloidial

Com base na figura 89, que representa um conjunto epicicloidial composto por um carreto sol (2), porta satélites (3), satélites (4) e pelo carreto exterior (5,) pode-se dizer que a velocidade angular de (2) relativamente a (3) é dada por:

$$\omega_{23} = \omega_2 - \omega_3$$

Por outro lado, a velocidade de (5) relativamente a (3) é igual a

$$\omega_{53} = \omega_5 - \omega_3$$

Dividindo a equação (a) pela equação (b) obtêm-se

$$\omega_{53} / \omega_{23} = (\omega_5 - \omega_3) / (\omega_2 - \omega_3)$$

A equação (c) relaciona as velocidades angulares de (5) e de (2) em relação a (3) e que pode reescrita sobre a forma

$$\omega_{53} / \omega_{23} = e = (\omega_s - \omega_p) / (\omega_e - \omega_p) \quad (\text{Eq. 1})$$

na qual

ω_e = velocidade de entrada no conjunto epicicloidial em rot / min

ω_s = velocidade de saída no conjunto epicicloidial em rot / min

ω_p = velocidade do porta satélites em rot / min

e = relação de transmissão do conjunto

Para melhor compreender este processo, vamos analisar um caso concreto.

No conjunto da figura 90, a engrenagem (2) gira a 250 r.p.m. no sentido horário. As engrenagens (4) e (5) são solidárias e podem girar livremente no eixo do braço (3). A engrenagem (6) é fixa. Pretende-se determinar a velocidade e sentido de rotação do braço (3)

Uma vez que é dada a velocidade das engrenagens (2) e (6), podemos definir arbitrariamente a engrenagem (2) como entrada do movimento e a engrenagem (6) com a de saída. Desta forma:

$$\omega_e = \omega_2 = -250 \text{ r.p.m.} \quad \text{e} \quad \omega_s = \omega_6 = 0 \text{ r.p.m.}$$

e a relação de transmissão será

$$e = (20/30) \times (16/34) = 16/51$$

Substituindo estes valores na Eq.1 obtêm-se
 $16/51 = (0 - \omega_p) / (-250 - \omega_p)$ donde $\omega_p = 114 \text{ r.p.m.}$

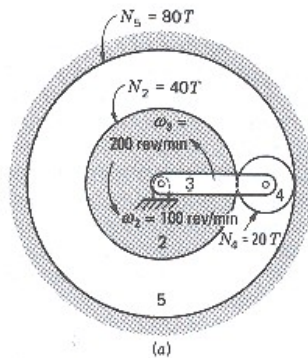


Figura 90 - Trem epicicloidal com o carreto sol fixo

Cálculo pela equação básica para conjuntos epicicloidais

A determinação da relação de transmissão dum trem epicicloidal por este processo, resulta da aplicação direta da seguinte expressão:

$$ns + (Z_e/Z_s) \times ne - (1 + Z_e/Z_s) \times np = 0 \quad (\text{Eq. 2})$$

em que

Z e n representam respetivamente o nº de dentes e o nº de rotações por minuto e os índices e, s e p respetivamente o carreto exterior, carreto sol e porta satélites.

Aplicando esta equação ao trem representado na figura 91 obtêm-se

$$0 + (42/18) \times ne - (1 + 42/18) \times 1$$

$$ne = 1, 429$$

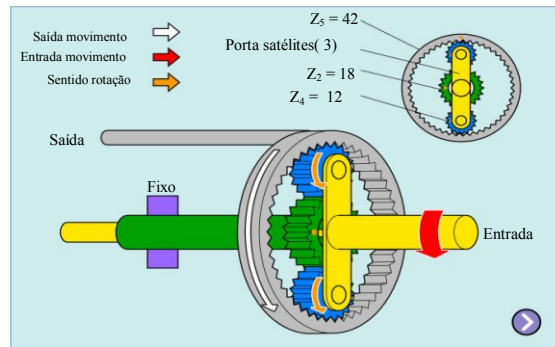


Figura 91

Determinação gráfica

A determinação da relação de transmissão é obtida por recurso a um nomograma. Esta representação gráfica resulta das seguintes considerações:

1. Sob um eixo horizontal marcar os comprimentos **a** e **b**, sendo que a distância $b = a * (Z_e/Z_s)$. O comprimento **a** é arbitrado, por exemplo, um centímetro. Z_e e Z_s representam respetivamente, o nº de dentes do carreto exterior e do carreto sol
2. Traçar os eixos verticais n_p , n_s e n_e na ordem relativa indicada na figura 83, e que representam as velocidades de rotação dos três componentes do conjunto epicicloidial.
3. Sabendo duas das velocidades e fazendo passar uma linha reta pelo ponto representativo destas nos respetivos eixos, determina-se a terceira velocidade, pela interceção da reta com o eixo da velocidade que constitui a incógnita.

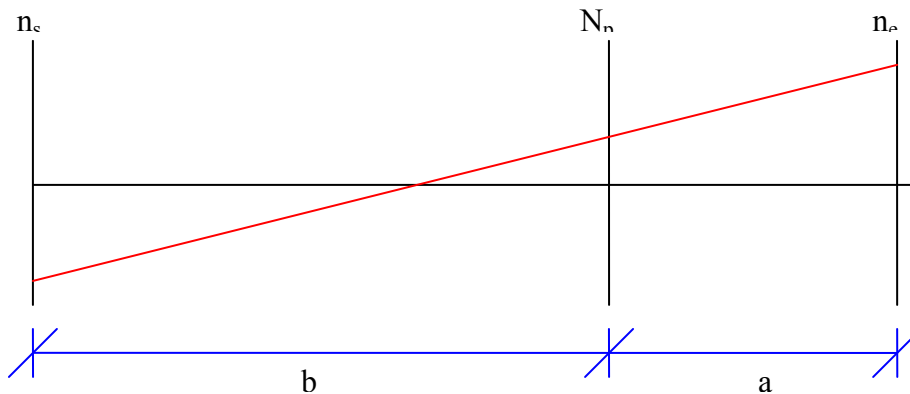


Figura 92 – Determinação gráfica das velocidades

Exemplo 1: Cálculo da relação de transmissão

Com recurso à equação básica para o cálculo da relação de transmissão em conjuntos epicicloidais, determinar as relações de transmissão da caixa de velocidades A540H, utilizada no modelo RAV4 SXA10 da marca Toyota.

Dados da caixa de velocidades

$z_{s1}=39$	$z_{s2}=27$	$z_{s3}=22$
$z_{e1}=71$	$z_{e2}=62$	$z_{e3}=61$
$z_{p1}=16$	$z_{p2}=18$	$z_{p3}=18$

em que os índices 1, 2 e 3 referem-se respetivamente aos conjuntos epicicloidais dianteiro, traseiro e de overdrive.

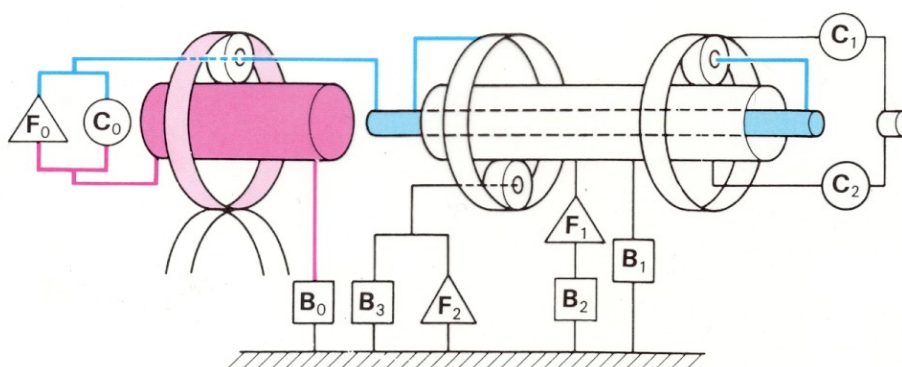


Figura 93 - Representação esquemática da caixa de velocidades A540H

Tabela 7 - Elementos ativos nas diferentes posições do seletor de velocidades da caixa A540H

Posição do selector	Velocidade	C1	C2	C0	B1	B2	B3	B0	F1	F2	F0
P	Parque			O							
R	M. A.			O			O				
N	Neutro			O							
D ou 2	1ª	O		O						O	O
D	2ª	O		O		O			O		O
D	3ª	O	O	O		O					O
D	O/D	O	O			O		O			
2	2ª	O		O	O	O			O		O
L	1ª	O		O			O			O	O

O = em funcionamento

Cálculo da relação de transmissão em 1ª velocidade

Atendendo à figura 93 e à tabela 7, conclui-se que:

$$n_{s1} = n_{s2}; n_{p1} = n_{e2}; n_{e1} = 1 (\text{considera-se a entrada} = 1 \text{ r.p.m.}); n_{p2} = 0, \text{ donde}$$

$$\begin{aligned} n_{s1} + (z_{e1}/z_{s1}) * n_{e1} - (1 + z_{e1}/z_{s1}) * n_{p1} &= 0 \\ n_{s2} + (z_{e2}/z_{s2}) * n_{e2} - (1 + z_{e2}/z_{s2}) * n_{p2} &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} n_{s1} + (71/39) * 1 - (1 + 71/39) * n_{e2} &= 0 \\ n_{s2} + (62/27) * n_{e2} - (1 + 62/27) * 0 &= 0 \end{aligned}$$

$$n_{e2} = 0,3558 \quad i_{1^\text{a} \text{ veloc.}} = n_{e1}/n_{e2} = \mathbf{2,81}$$

(O conjunto de O/D está bloqueado por C0, sendo a sua relação de transmissão = 1)

Cálculo da relação de transmissão em 2ª velocidade

$$n_{s1} = n_{s2} = 0; n_{p1} = n_{e2}; n_{e1} = 1, \text{ pelo que}$$

$$\begin{aligned} n_{s1} + (z_{e1}/z_{s1}) * n_{e1} - (1 + z_{e1}/z_{s1}) * n_{p1} &= 0 \\ n_{s2} + (z_{e2}/z_{s2}) * n_{e2} - (1 + z_{e2}/z_{s2}) * n_{p2} &= 0 \end{aligned}$$

$$0 + (71/39) * n_{e1} - (1 + 71/39) * 1 = 0$$

$$n_{e1} = 1,549 \quad i_{2^\text{a} \text{ veloc.}} = n_{e1}/n_{e2} = \mathbf{1,549}$$

(O conjunto de O/D está bloqueado por C0, sendo a sua relação de transmissão = 1)

Cálculo da relação de transmissão em 3ª velocidade

$$n_{s1} = n_{s2}; n_{e1} = n_{s1}; n_{e1} = 1; n_{p1} = n_{e2}$$

$$\begin{aligned} n_{s1} + (z_{e1}/z_{s1}) * n_{e1} - (1 + z_{e1}/z_{s1}) * n_{p1} &= 0 \\ n_{s2} + (z_{e2}/z_{s2}) * n_{e2} - (1 + z_{e2}/z_{s2}) * n_{p2} &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 1 + (71/39) * 1 - (1 + 71/39) * n_{p1} &= 0 \\ n_{p1} = 1 \quad i_{3^\text{a} \text{ veloc.}} = n_{e1}/n_{e2} &= \mathbf{1} \end{aligned}$$

(O conjunto de O/D está bloqueado por C0, sendo a sua relação de transmissão = 1)

Cálculo da relação de transmissão em Overdrive (O/D)

$$n_{s1} = n_{s2}; n_{e1} = n_{s1}; n_{p3} = 1; n_3 = 0$$

$$\begin{aligned} n_{s3} + (z_{e3}/z_{s3}) * n_{e3} - (1 + z_{e3}/z_{s3}) * n_{p3} &= 0 \\ 0 + (61/22) * n_{e3} - (1 + 61/22) * 1 &= 0 \end{aligned}$$

$$n_{e3} = 0,735 \quad i_{\text{overdrive}} = 0,735$$

Cálculo da relação de transmissão em marcha-atrás

$$n_{s1} = n_{s2}; n_{p1} = n_{e2}; n_{e2} = 1; n_{p2} = 0$$

$$n_{s1} + (z_{e1}/z_{s1}) * n_{e1} - (1 + z_{e1}/z_{s1}) * n_{p1} = 0$$

$$n_{s2} + (z_{e2}/z_{s2}) * n_{e2} - (1 + z_{e2}/z_{s2}) * n_{p2} = 0$$

$$n_{s2} + (62/27) * 1 - (1 + 62/27) * 0 = 0$$

$$n_{s2} = -2,29$$

$$i_{\text{marcha atrás}} = -2,29$$

(O conjunto de O/D está bloqueado por C0, sendo a sua relação de transmissão = 1)

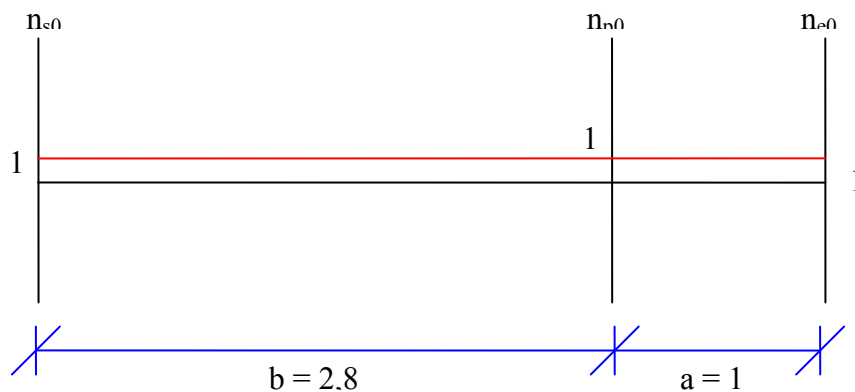
Nota: O sinal negativo, indica que a saída do movimento é em sentido contrário ao indicado nas restantes velocidades.

Determinação gráfica da relação de transmissão em 1ª velocidade

Como para o conjunto de entrada temos duas incógnitas (apenas podemos atribuir a velocidade de entrada vinda do motor), a determinação da relação de transmissão faz-se, começando pela determinação da relação de transmissão do conjunto planetário de O/D. Como C0 e F0 estão ativados, os três constituintes do conjunto rodam à mesma velocidade, pelo que, admitindo a saída de velocidade =1 r.p.m., a construção do nomograma tem o seguinte aspeto, tomando por base as considerações:

$$n_{s0} = n_{e0}; n_{p0} = 1 (\text{considera-se a saída} = 1 \text{ r.p.m.})$$

$$z_{e0}/z_{s0} = 61/22 = 2,8$$

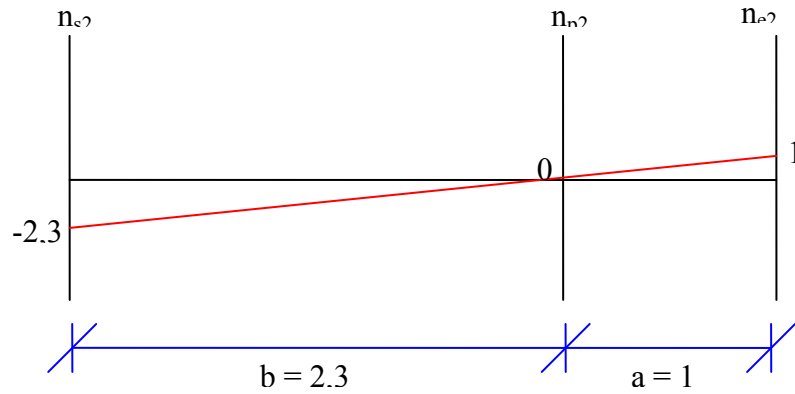


De seguida, determina-se a relação de transmissão do conjunto epicicloidal nº2.

$$n_{e2} = n_{p3} = 1; n_{p2} = 0, \text{ porque F2 está activada}$$

$$z_{e2}/z_{s2} = 62/27 = 2,3$$

a incógnita a determinar graficamente é, neste caso, n_{s2}

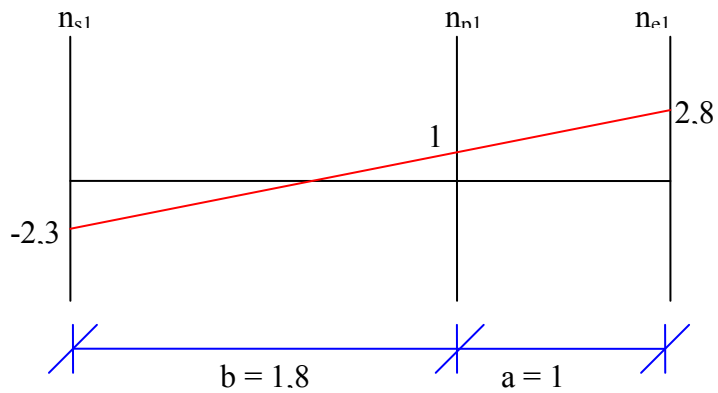


Finalmente, determina-se a relação de transmissão do conjunto epicycloidal n°1

$$n_{s2} = n_{s1} = -2,3; n_{p1} = n_{e2} = 1$$

$$z_{e1}/z_{s1} = 71/39 = 1,8$$

a incógnita a determinar graficamente é, neste caso, n_{e1}



Graficamente, determina-se que $n_{e1} = 2,8$, donde,

$$i_{1^a \text{ veloc.}} = n_{e1}/n_{e3} = 2,8/1 = 2,8 \text{ c.q.d.}$$

Os cálculos para as restantes velocidades são determinados da mesma forma, começando-se pelo conjunto epicycloidal de O/D ou o n°1, de acordo com o n° de incógnitas.

Exemplo 2: Cálculo da relação de transmissão

Novamente e com recurso à equação básica para o cálculo da relação de transmissão em conjuntos epicicloidais, vamos determinar a relação de transmissão da caixa de velocidades U140F, utilizada no modelo RX300 da marca Lexus.

Dados da caixa de velocidades

$z_{s1}=43$ $z_{s2}=31$ $z_{s3}=35$
 $z_{e1}=77$ $z_{e2}=69$ $z_{e3}=91$
 $z_{p1}=17$ $z_{p2}=19$ $z_{p3}=28$
 $Z_{mandante} = 52$; $Z_{mandada} = 53$ (engrenagens utilizadas na ligação dos 2 andares da caixa de velocidades)

Os índices 1, 2 e 3 referem-se respectivamente aos conjuntos epicicloidais dianteiro, traseiro e de overdrive.

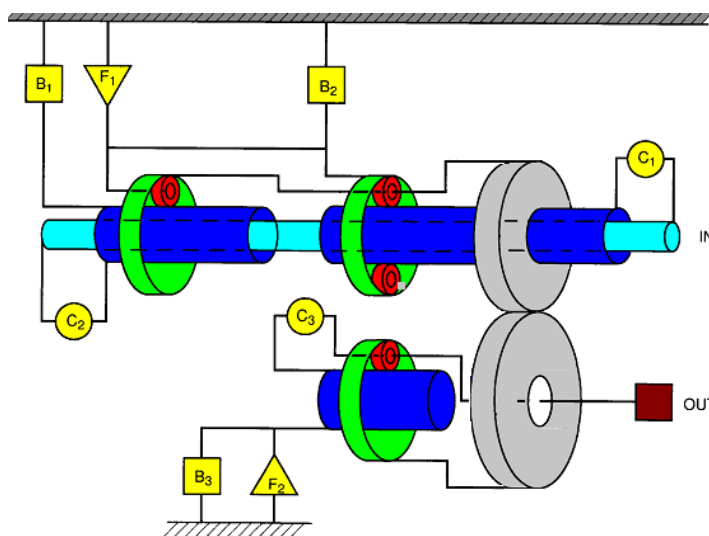


Figura 94 - Representação esquemática da caixa de velocidades U140F

Tabela 8 - Elementos ativos nas diferentes posições do seletor de velocidades da caixa U140F

Posição do selector	Velocidade	C1	C2	C3	B1	B2	B3	F1	F2
P	Parque						O		
R	M. A.		O			O	O		
N	Neutro						O		
D	1ª	O					O	O	O
D	2ª	O			O		O		O
D	3ª	O	O				O		O
D	O/D	O	O	O					
2	1ª	O					O	O	O
2	2ª	O				O		O	
L	1ª	O				O	O	O	O

O = em funcionamento

Cálculo da relação de transmissão em 1ª velocidade

Atendendo à figura 94 e à tabela 8, conclui-se que:

$$n_{p1} = n_{e2}; n_{p2} = n_{e1}; n_{s1} = 1 \text{ (considera-se a entrada = 1 r.p.m.)}; n_{s3} = 0; 52 * n_{p1} = 53 * n_{e3},$$

donde

$$n_{s1} + (z_{e1}/z_{s1}) * n_{e1} - (1 + z_{e1}/z_{s1}) * n_{p1} = 0$$

$$n_{s3} + (z_{e3}/z_{s3}) * n_{e3} - (1 + z_{e3}/z_{s3}) * n_{p3} = 0$$

$$1 + (77/43) * 0 - (1 + 77/43) * 53/52 * n_{e3} = 0$$

$$0 + (91/35) * n_{e3} - (1 + 91/35) * n_{p3} = 0$$

$$n_{p3} = 0,2539 \quad i_{1ª \text{ veloc.}} = n_{s1}/n_{p3} = \mathbf{3,938}$$

Cálculo da relação de transmissão em 2ª velocidade

$$n_{p1} = n_{e2}; n_{p2} = n_{e1}; n_{s1} = 1; n_{s2} = 0; n_{s3} = 0; 52 * n_{p1} = 53 * n_{e3}, \text{ pelo que}$$

$$n_{s1} + (z_{e1}/z_{s1}) * n_{e1} - (1 + z_{e1}/z_{s1}) * n_{p1} = 0$$

$$n_{s2} + (z_{e2}/z_{s2}) * n_{e2} - (1 + z_{e2}/z_{s2}) * n_{p2} = 0$$

$$n_{s3} + (z_{e3}/z_{s3}) * n_{e3} - (1 + z_{e3}/z_{s3}) * n_{p3} = 0$$

$$1 + (77/43) * n_{p2} - (1 + 77/43) * 53/52 * n_{e3} = 0$$

$$0 + (69/31) * 53/52 * n_{e3} - (1 + 69/31) * n_{p2} = 0$$

$$0 + (91/35) * n_{e3} - (1 + 91/35) * n_{p3} = 0$$

$$n_{p3} = 0,4557 \quad i_{2ª \text{ veloc.}} = n_{s1}/n_{p3} = \mathbf{2,194}$$

Cálculo da relação de transmissão em 3ª velocidade

$$n_{p1} = n_{e2}; n_{p2} = n_{e1}; n_{s1} = 1; n_{s2} = 1; n_{s3} = 0; 52 * n_{p1} = 53 * n_{e3}, \text{ pelo que}$$

$$n_{s1} + (z_{e1}/z_{s1}) * n_{e1} - (1 + z_{e1}/z_{s1}) * n_{p1} = 0$$

$$n_{s2} + (z_{e2}/z_{s2}) * n_{e2} - (1 + z_{e2}/z_{s2}) * n_{p2} = 0$$

$$n_{s3} + (z_{e3}/z_{s3}) * n_{e3} - (1 + z_{e3}/z_{s3}) * n_{p3} = 0$$

$$1 + (77/43) * n_{p2} - (1 + 77/43) * 53/52 * n_{e3} = 0$$

$$1 + (69/31) * 53/52 * n_{e3} - (1 + 69/31) * n_{p2} = 0$$

$$0 + (91/35) * n_{e3} - (1 + 91/35) * n_{p3} = 0$$

$$n_{p3} = 0,709 \quad i_{3ª \text{ veloc.}} = n_{s1}/n_{p3} = \mathbf{1,411}$$

Cálculo da relação de transmissão em Overdrive (O/D)

$$n_{p1} = n_{e2}; n_{p2} = n_{e1}; n_{s1} = 1; n_{s2} = 1; n_{s3} = n_{p3}; 52 * n_{p1} = 53 * n_{e3}, \text{ pelo que,}$$

$$\begin{aligned}n_{s1}+(z_{e1}/z_{s1})*n_{e1}-(1+z_{e1}/z_{s1})*n_{p1} &= 0 \\n_{s2}+(z_{e2}/z_{s2})*n_{e2}-(1+z_{e2}/z_{s2})*n_{p2} &= 0 \\n_{s3}+(z_{e3}/z_{s3})*n_{e3}-(1+z_{e3}/z_{s3})*n_{p3} &= 0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}1+(77/43)*n_{p2}-(1+77/43)*53/52n_{e3} &= 0 \\1+(69/31)*53/52*n_{e3}-(1+69/31)*n_{p2} &= 0 \\1+(91/35)*n_{e3}-(1+91/35)*n_{p3} &= 0\end{aligned}$$

$$n_{p3} = 0,9863 \quad i_{O/D} = n_{s1}/n_{p3} = \mathbf{1,014}$$

Cálculo da relação de transmissão em marcha-atrás

$n_{p1} = n_{e2}$; $n_{p2} = n_{e1} = 0$; $n_{s2} = 1$; $n_{s3} = 0$; $52 * n_{p1} = 53 * n_{e3}$, pelo que,

$$\begin{aligned}n_{s1}+(z_{e1}/z_{s1})*n_{e1}-(1+z_{e1}/z_{s1})*n_{p1} &= 0 \\n_{s2}+(z_{e2}/z_{s2})*n_{e2}-(1+z_{e2}/z_{s2})*n_{p2} &= 0 \\n_{s3}+(z_{e3}/z_{s3})*n_{e3}-(1+z_{e3}/z_{s3})*n_{p3} &= 0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}n_{s1}+(77/43)*0-(1+77/43)*53/52*n_{e3} &= 0 \\1+(69/31)*53/52*n_{e3}-(1+69/31)*0 &= 0 \\0+(91/35)*n_{e3}-(1+91/35)*n_{p3} &= 0\end{aligned}$$

$$n_{p3} = -0,3183 \quad i_{m.a.} = n_{s2}/n_{p3} = \mathbf{-3,141}$$

Nota : O sinal negativo, indica que a saída do movimento é em sentido contrário ao indicado nas restantes velocidades

ESCALONAMENTO DAS VELOCIDADES

O escalonamento das velocidades nas caixas analisadas, segue uma tendência de progressão geométrica, com valores ligeiramente mais elevados nas velocidades mais reduzidas, e valores ligeiramente inferiores à constante da progressão, para as velocidades mais longas.

Verifica-se também, que a relação de transmissão mais reduzida (maior disponibilidade de binário) é a 1ª velocidade ao contrário do que normalmente acontece com as caixas de velocidades manuais em que a velocidade mais reduzida é a marcha-atrás.

A explicação deve-se ao facto de o conversor de binário, tal como já foi explicado, poder, em determinadas circunstâncias multiplicar o binário disponibilizado pelo motor.

Desta forma, mesmo que o veículo tenha necessidade de arrancar, carregada, de marcha-atrás numa subida íngreme, não necessita de uma relação de transmissão tão reduzida, comparativamente com um veículo idêntica e com caixa de velocidade manual. Por outro lado, a 1ª velocidade ao ser bastante reduzida, permite que o veículo tenha uma resposta imediata ao acelerador.

Tabela 9 - Relação de transmissão para diferentes caixas de velocidades

Tipo de Caixa	AA80E (Lexus ISF)		A760E (Lexus IS 350)		A960E (Lexus IS250)	
	Relação transmissão	Progressão	Relação transmissão	Progressão	Relação transmissão	Progressão
1ª	4,596		3,520		3,538	
2ª	2,724	1,687	2,042	1,724	2,060	1,717
3ª	1,863	1,462	1,400	1,459	1,404	1,467
4ª	1,464	1,273	1,000	1,400	1,000	1,404
5ª	1,231	1,189	0,716	1,397	0,713	1,403
6ª	1,000	1,231	0,586	1,222	0,582	1,225
7ª	0,824	1,214				
8ª	0,685	1,203				
M.A.	2,176		3,244		3,168	

Com base no escalonamento de uma caixa e com os dados referentes à relação de redução do diferencial e dimensões dos pneus, é possível construir um gráfico como o seguinte. Neste tipo de gráfico, é possível determinar a velocidade do veículo, em função da velocidade engrenada e da rotação do motor.

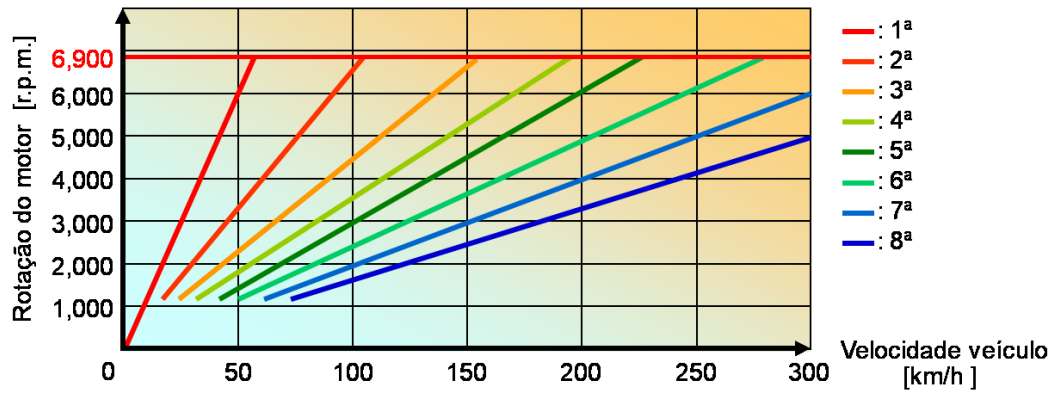


Figura 95 - Velocidade do veículo, função da rotação do motor e velocidade engrenada

DIAGNÓSTICO

Quando uma caixa de velocidades automática não funciona corretamente, devem-se fazer os quatro testes abaixo indicados, de forma a localizar a possível área de avaria.

Os testes de seguida descritos, têm como base a verificação da caixa de velocidades A131L utilizada no modelo Toyota Corolla.

Teste de paragem

Este teste tem como objetivo verificar o desempenho total da caixa de velocidades. A sua execução deve ser feita com o fluido à temperatura normal de funcionamento (50 a 80°C) e não deve ser prolongado por um período superior a 5 segundos.

Procedimento para a execução do teste:

- Imobilizar o veículo com calços, travão de mão e travão de pé;
- Colocar o motor em movimento;
- Acelerar a fundo depois de ter colocado o seletor da caixa na posição D;
- Registrar a rotação máxima que o motor atinge;
- Repetir o mesmo procedimento com o seletor na posição R;

Avaliação do teste

Se o regime de paragem for idêntico em ambas as gamas, mas inferior ao valor especificado:

- A potência do motor poderá ser insuficiente;
- A embraiagem unidirecional do estator pode estar danificada;

Se o regime de paragem na gama D for superior ao especificado:

- A pressão da bomba pode ser baixa;
- A embraiagem C1 pode estar a patinar;
- A embraiagem unidirecional nº2 pode estar a patinar;
- A embraiagem unidirecional do OD pode não estar a funcionar corretamente;
- Se o regime de paragem em ambas as gamas (R e D) for superior ao especificado;

- A pressão debitada pela bomba pode ser inferior ao especificado;
- A embraiagem de OD pode não estar a funcionar corretamente;

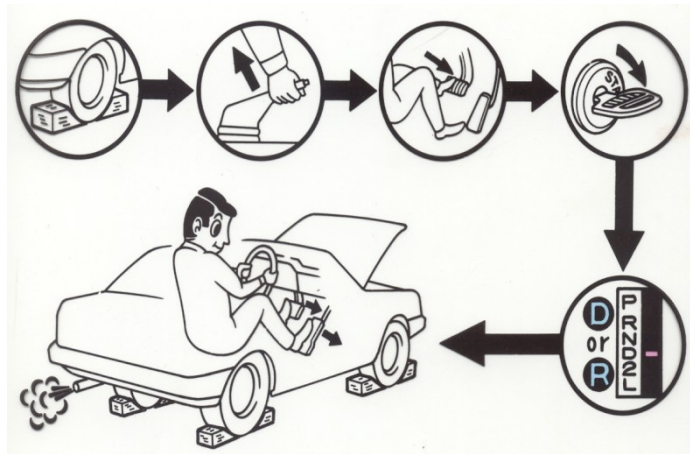


Figura 96 - Realização do teste de paragem

Teste de reacção

Este teste permite verificar o funcionamento dos travões e embraiagens que funcionam em 1ª e em M.A. Com o veículo imobilizada e o fluido da caixa à temperatura normal de funcionamento, mede-se o tempo entre a comutação do selector da caixa de velocidades de N para R e de N para D ao regime de ralenti até se sentir o choque proveniente das embraiagens e travões estarem em carga. Este tempo de reacção, varia de modelo para modelo, mas podemos considerar como valor médio 1,5 segundos.

Avaliação do teste:

- Se o tempo de reacção for superior ao especificado na mudança de N para D
- A pressão na linha principal pode ser baixa;
- A embraiagem C1 pode ter problemas;
- A embraiagem de OD pode ter problemas;
- Se o tempo de reacção for superior ao especificado na mudança de N para R;
- A pressão na linha principal pode ser baixa;
- A embraiagem C2 pode não estar a funcionar corretamente;
- A embraiagem de OD pode não estar a funcionar corretamente;

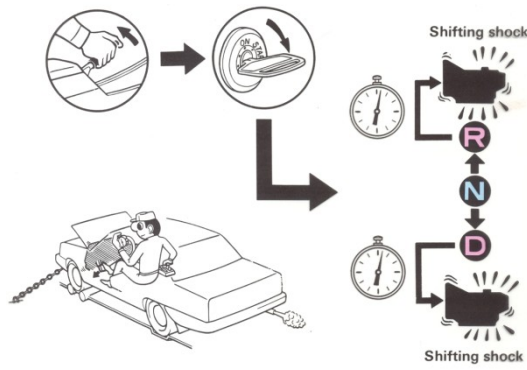


Figura 97 - Realização do teste de reação

Teste à pressão hidráulica da caixa de velocidades

Com este teste pretende-se verificar:

- A pressão máxima na linha principal na posição D e na posição R;
- A pressão do regulador centrífugo em função da velocidade do veículo (caixas sem comando eletrónico);

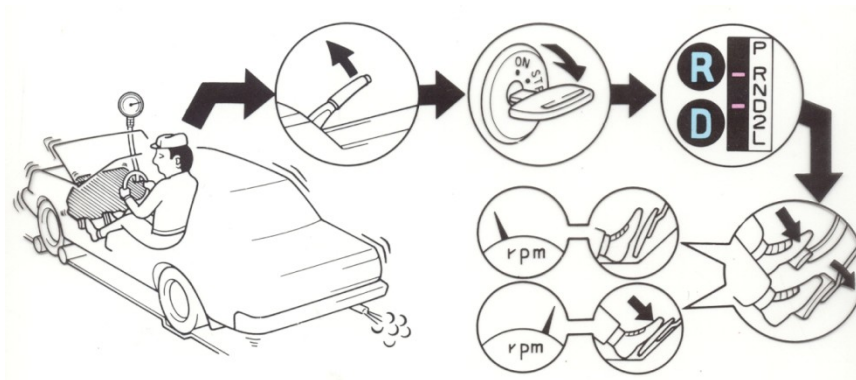


Figura 98 - Realização do teste de verificação das pressões hidráulicas

Teste de estrada

Este teste é realizado em estrada e de uma forma geral, pretende-se analisar a correta comutação de velocidade.

Interpretação do código de avaria

Os códigos de avaria são compostos por cinco alfanuméricos e cumprem com a norma SAE J2012.

A lógica subjacente à utilização dos cinco alfanuméricos é explicada com base no código P0300.

P0300

O 1º dígito identifica o subsistema do veículo:

P – Conjunto propulsor (Powertrain)

C – Chassis

B – Carroçaria (Body)

U – Sistemas de comunicação (Network)

O 2º dígito identifica o tipo de código:

0 e 2 – Códigos genéricos da SAE

1- Código específico do fabricante

3 – Código genérico ou específico

Exemplo:

P300-P3399 código específico do fabricante

P3400 – P3499 Código genérico

O 3º dígito identifica o sistema específico do veículo:

0 – Sistema de combustível, medição do ar de admissão e controlos auxiliares de emissões

1- Sistemas de combustível e medição do ar de admissão

2- Sistemas de combustível e medição do ar de admissão

3- Sistema de ignição

4- Controlos auxiliares de emissões

5- Velocidade do veículo, controlo do regime de ralenti e entradas auxiliares

6- Entradas auxiliares e unidades de gestão eletrónica

7- Transmissão

8- Transmissão

9- Transmissão

A – Propulsão híbrida

B a F – Reservados pela SAE para uso futuro

O 4º e 5º dígito identificam a falha específica no sistema

CAIXAS DE VELOCIDADES AUTOMÁTICAS

A título de exemplo, os códigos de avaria para a caixa automática AA80E do modelo Lexus LS460 são apresentados na tabela 10.

Tabela 10 - Códigos de avarias para a caixa de velocidades automática AA80E

Automatic Transmission System	
DTC Code	Detection Item
P0500	Vehicle Speed Sensor "A"
P0502	Vehicle Speed Sensor "A" Circuit Low
P0503	Vehicle Speed Sensor "A" Intermittent / Erratic / High
P0560	System Voltage
P0617	Starter Relay Circuit High
P0705	Transmission Range Sensor Circuit Malfunction (PRNDL Input)
P0711	Transmission Fluid Temperature Sensor "A" Performance
P0712	Transmission Fluid Temperature Sensor "A" Circuit Low Input
P0713	Transmission Fluid Temperature Sensor "A" Circuit High Input
P0715	Input / Turbine Speed Sensor Circuit Malfunction
P0717	Input Speed Sensor Circuit No Signal
P0724	Brake Switch "B" Circuit High
P0741	Torque Converter Clutch Solenoid Performance (Shift Solenoid Valve SL)
P0746	Pressure Control Solenoid "A" Performance (Shift Solenoid Valve SL1)
P0748	Pressure Control Solenoid "A" Electrical (Shift Solenoid Valve SL1)
P0771	Shift Solenoid "E" Performance (Shift Solenoid Valve SR)
P0776	Pressure Control Solenoid "B" Performance (Shift Solenoid Valve SL2)
P0778	Pressure Control Solenoid "B" Electrical (Shift Solenoid Valve SL2)
P0796	Pressure Control Solenoid "C" Performance (Shift Solenoid Valve SL3)
P0798	Pressure Control Solenoid "C" Electrical (Shift Solenoid Valve SL3)
P0872	Transmission Fluid Pressure Sensor / Switch "C" Circuit Low
P0873	Transmission Fluid Pressure Sensor / Switch "C" Circuit High
P0985	Shift Solenoid "E" Control Circuit Low (Shift Solenoid Valve SR)
P0986	Shift Solenoid "E" Control Circuit High (Shift Solenoid Valve SR)
P2714	Pressure Control Solenoid "D" Performance (Shift Solenoid Valve SLT)
P2716	Pressure Control Solenoid "D" Electrical (Shift Solenoid Valve SLT)
P2757	Torque Converter Clutch Pressure Control Solenoid Performance (Shift Solenoid Valve SLU)
P2759	Torque Converter Clutch Pressure Control Solenoid Control Circuit Electrical (Shift Solenoid Valve SLU)
P2765	Input / Turbine Speed Sensor "B" Circuit
P2767	Input / Turbine Speed Sensor "B" Circuit No Signal
P2769	Short in Torque Converter Clutch Solenoid Circuit (Shift Solenoid Valve SL)
P2770	Open in Torque Converter Clutch Solenoid Circuit (Shift Solenoid Valve SL)
P2808	Pressure Control Solenoid "G" Performance (Shift Solenoid Valve SL4)
P2810	Pressure Control Solenoid "G" Electrical (Shift Solenoid Valve SL4)

P2817	Pressure Control Solenoid "H" Performance or Stuck OFF (Shift Solenoid Valve SL5)
P2819	Pressure Control Solenoid "H" Electrical (Shift Solenoid Valve SL5)
U0100	Lost Communication with ECM / PCM "A"

Código de barras - QR Code

O código de barras em 2D (QR Code – Quick Response Code) – começa também a ser utilizado nas caixas de velocidades automáticas. Sempre que uma caixa com este tipo de informação é substituída, devem ser registos na memória da sua ECU os respetivos dados.

Desta forma, garante-se uma maior suavidade no funcionamento da caixa, nomeadamente, na troca de velocidades. Entre outros dados, é registada a pressão da bomba em função da rotação e tempo de resposta das diferentes electroválvulas.

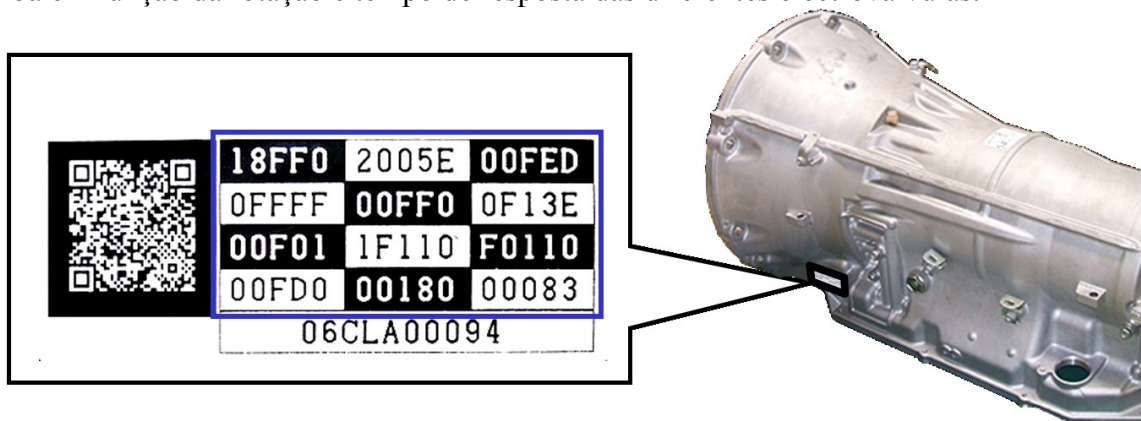


Figura nº 101 - Utilização do "QR Code" na caixa AA80E