



INSTITUTO DE EDUCACIÓN SUPERIOR TECNOLÓGICO PÚBLICO

"FRANCISCO DE PAULA GONZALES VIGIL"

TACNA

Revalidado por el Ministerio de Educación R.D. N° 0668-2006-ED y R.D. N° 0025-2007-ED



LABORATORIO DE MECANISMOS DE TRANSMISIÓN



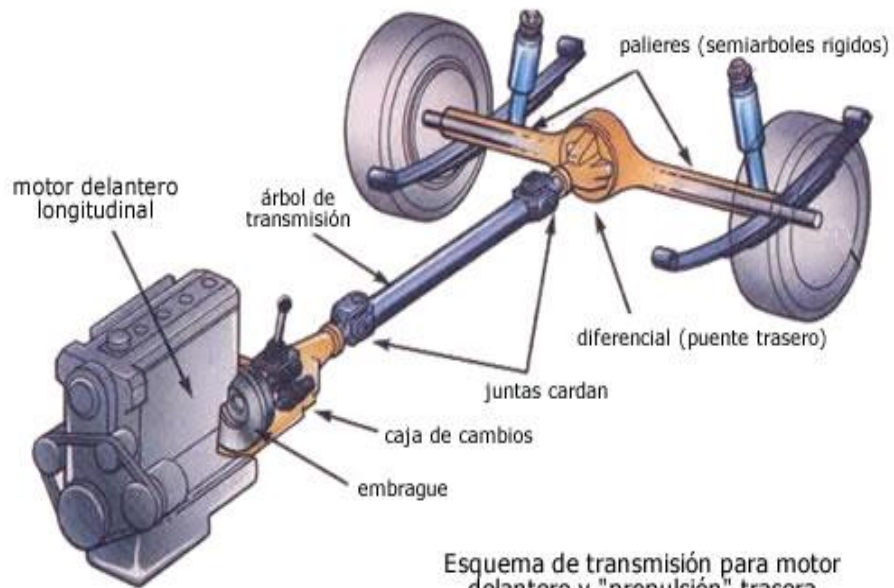
Ing. Juan J. Nina Charaja

CIP 99002

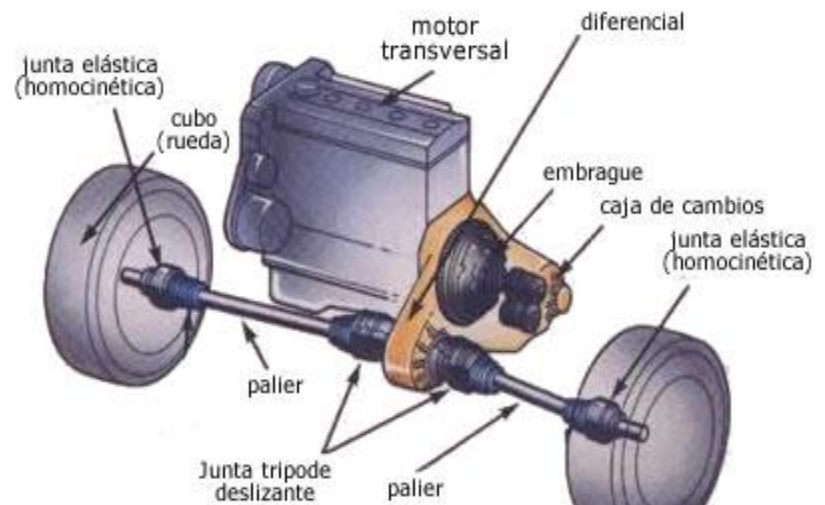
jjnch2015@gmail.com



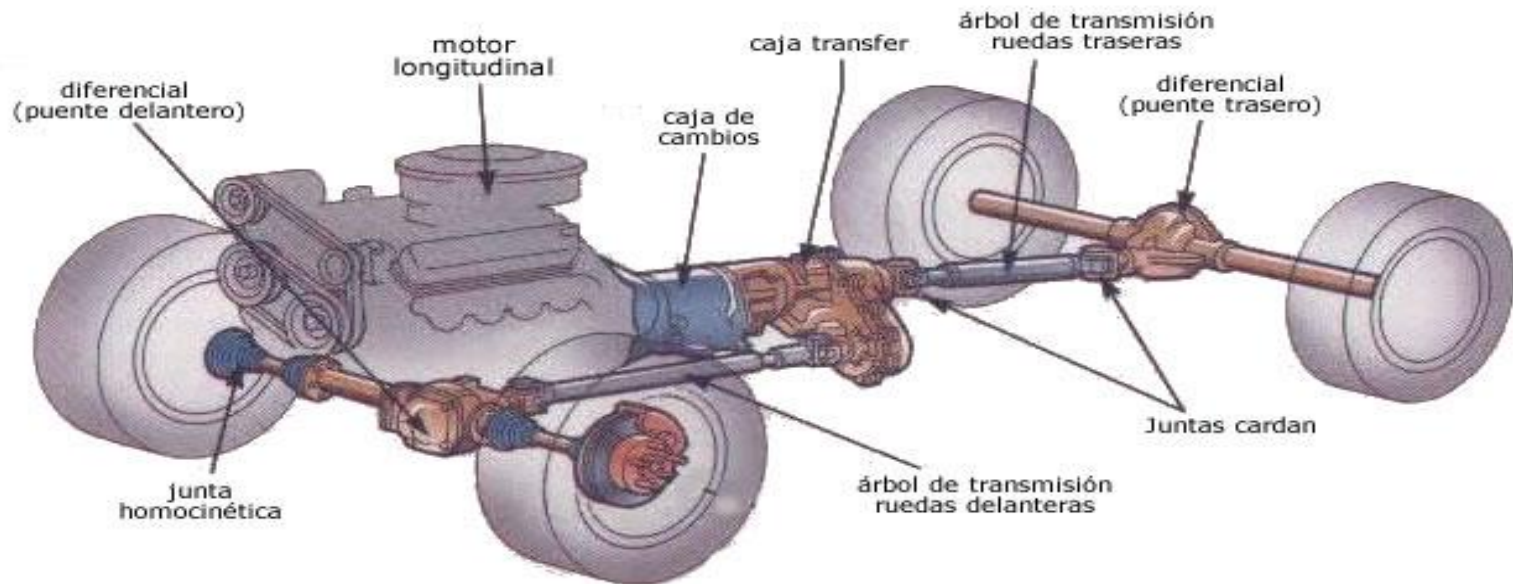
Docente de Mecánica Automotriz



Esquema de transmisión para motor delantero y "propulsión" trasera

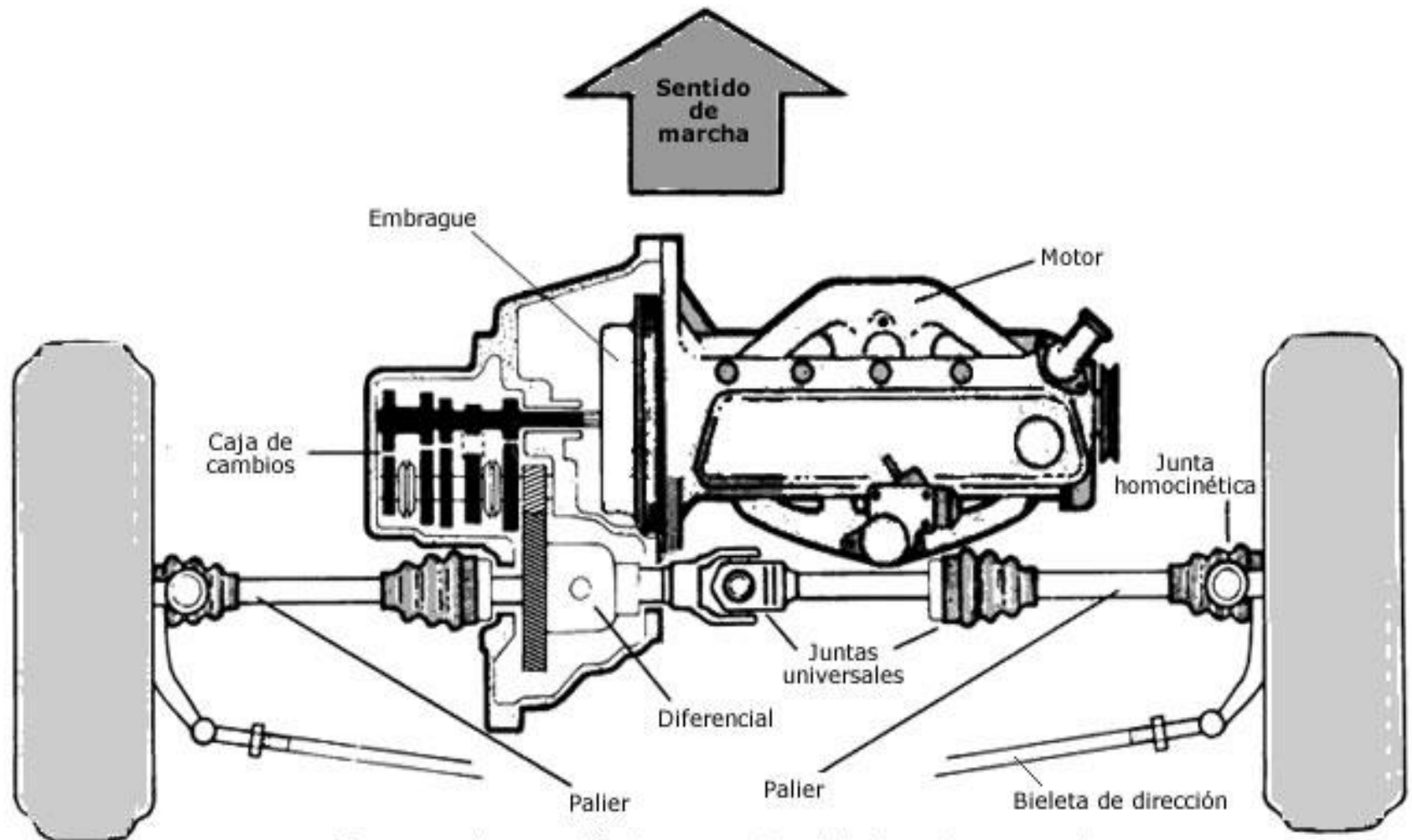


Esquema de transmisión de un motor delantero con "tracción" delantera

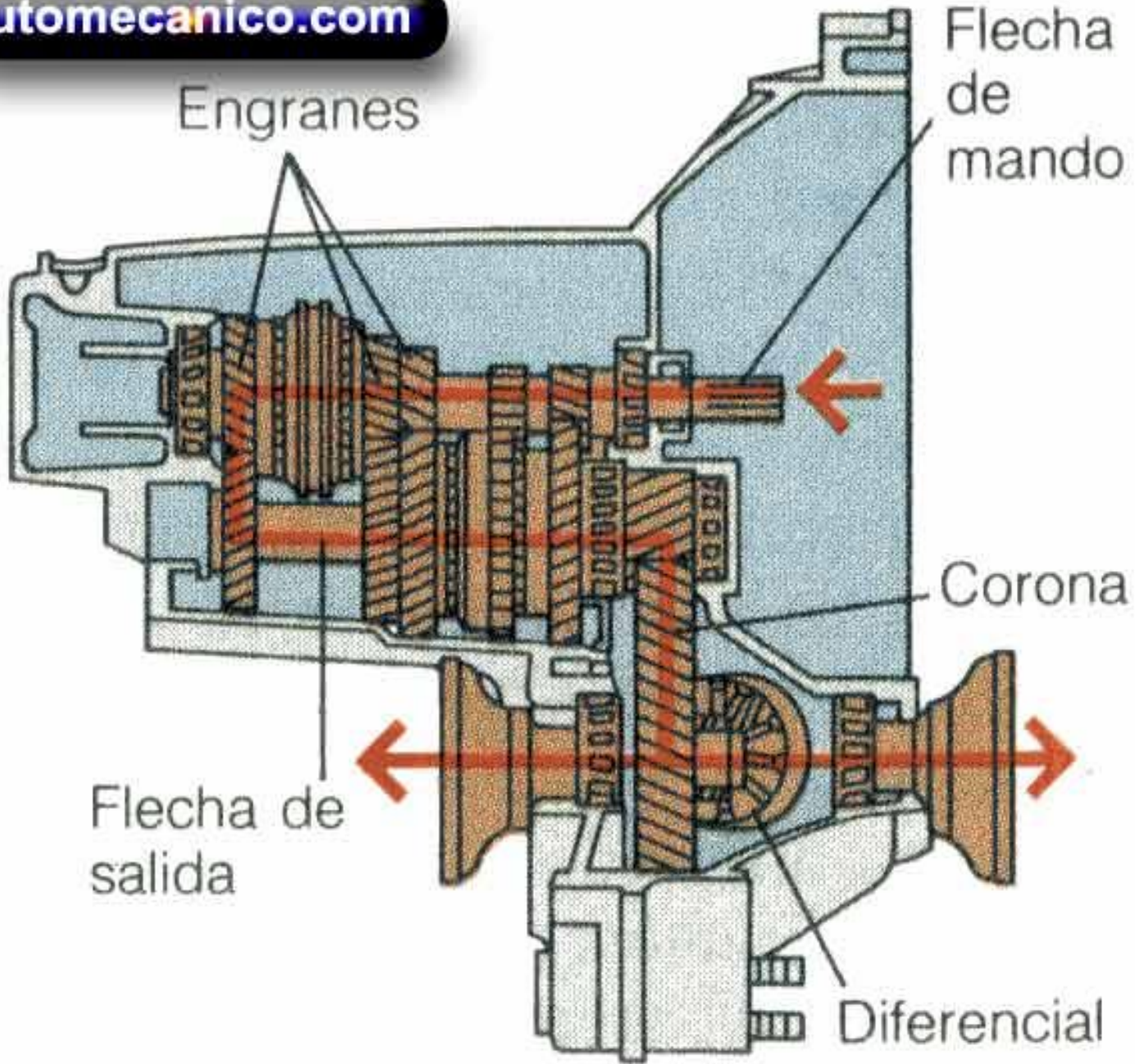


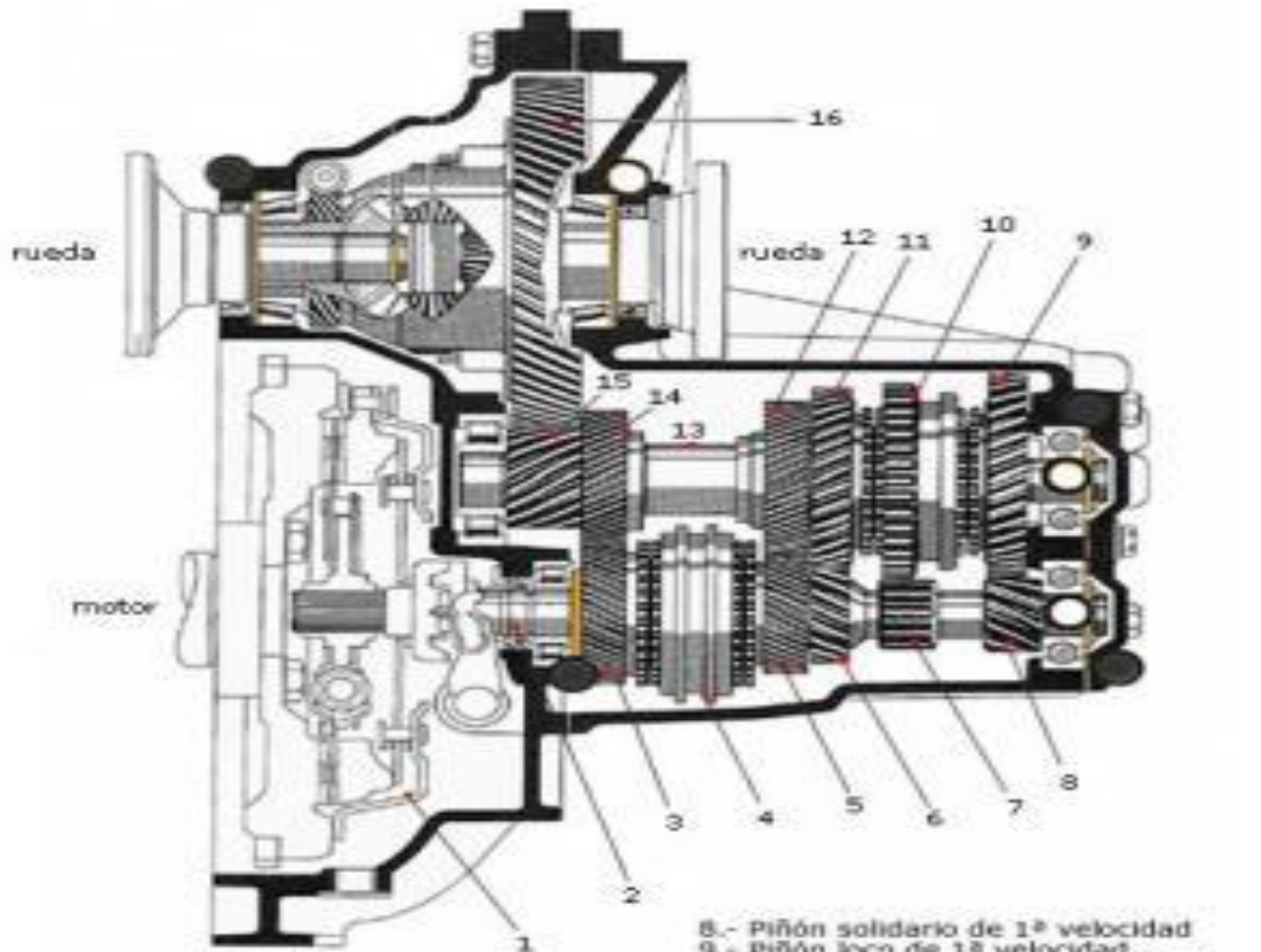
Esquema de transmisión para un vehículo de tracción a las 4 ruedas

Caja de cambios para tracción delantero



Esquema de un vehículo con motor delantero transversal y transmisión a las ruedas delanteras (tracción)





- 1.- Embrague
- 2.- Eje primario
- 3.- Piñón loco de 4ª velocidad
- 4.- Sincronizador de 3ª/4ª
- 5.- Piñón loco de 3ª velocidad
- 6.- Piñón solidario de 2ª velocidad
- 7.- Piñón solidario de marcha atrás

- 8.- Piñón solidario de 1ª velocidad
- 9.- Piñón loco de 1ª velocidad
- 10.- Sincronizador de 1ª/2ª y piñón de marcha atrás
- 11.- Piñón loco de 2ª velocidad
- 12.- Piñón solidario de 3ª velocidad
- 13.- Eje secundario
- 14.- Piñón solidario de 1ª velocidad
- 15.- Piñón de arrastre del diferencial
- 16.- Corona del diferencial

Esquema interno de una caja de cambio de dos ejes y 4 velocidades

CÁLCULO DE EMBRAGUES MECÁNICOS

PAR DE TRANSMISIÓN (MOMENTO DE GIRO)

$$M = F \cdot r$$

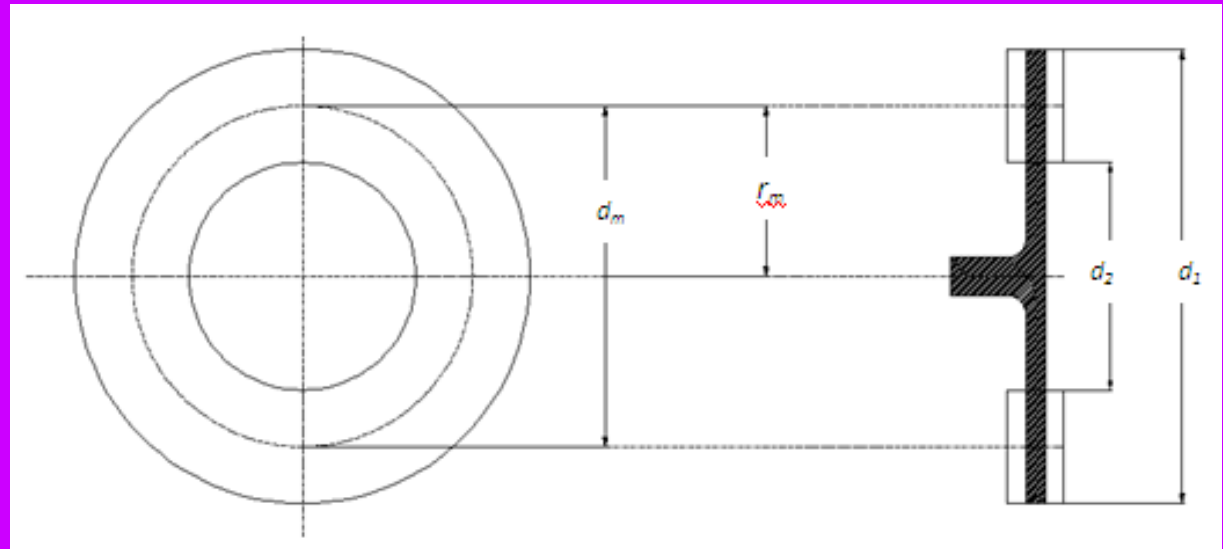
$$M_{\varepsilon} = F_{rot} \cdot r_m$$

• FUERZA DE ROTACIÓN

$$F_{rot} = F_N \cdot \mu_{\varepsilon} \text{ [N]}$$

RADIO EFETIVO

$$r_m = \frac{d_1 + d_2}{2.2} \text{ [m]}$$



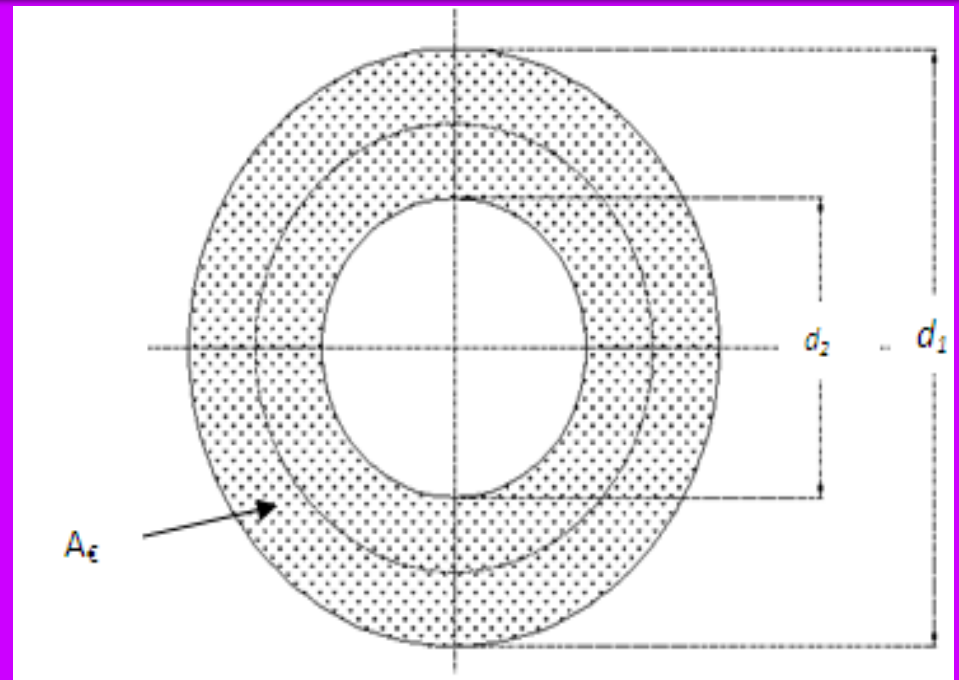
$$M_{\varepsilon} = F_N \cdot \mu_{\varepsilon} \cdot \frac{d_1 + d_2}{2.2} \text{ [Nm]}$$

$$M_{\varepsilon} = F_N \cdot \mu_{\varepsilon} \cdot \frac{d_1 + d_2}{4} \cdot 2 \text{ [Nm]}$$

Observación 1: El embrague monodisco en seco tiene dos pares de fricción y, por tanto, 2 superficies de fricción

PRESIÓN SUPERFICIAL DE LAS GUARNICIONES DE LOS EMBRAGUES

$$P_{\epsilon} = \frac{F_N}{A_{\epsilon}} = \frac{F_N}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_2^2)} \quad \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$$



Nomenclatura

A_{ϵ} = Superficie de la guarnición del embrague = Superficie de fricción [cm²]

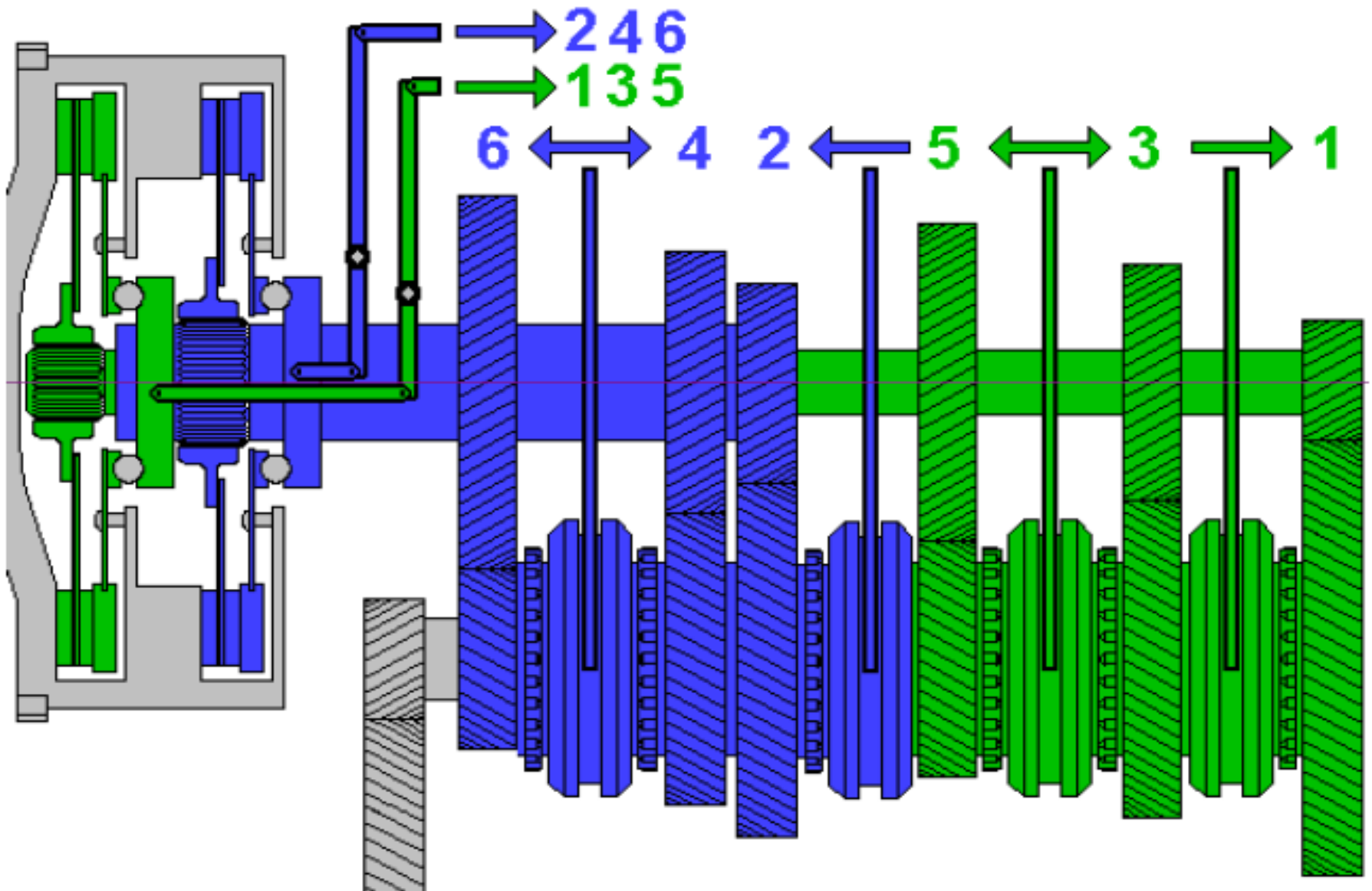
P_{ϵ} = Presión superficial de la guarnición [daN/cm²]

F_N = Fuerza de los resortes del embrague = Fuerza normal de rozamiento = Fuerza elástica [N]

d_1 = Diámetro exterior de la guarnición [m]

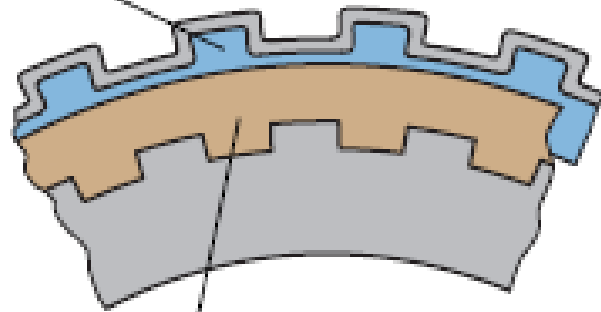
d_2 = Diámetro interior de la guarnición [m]

Doble embrague



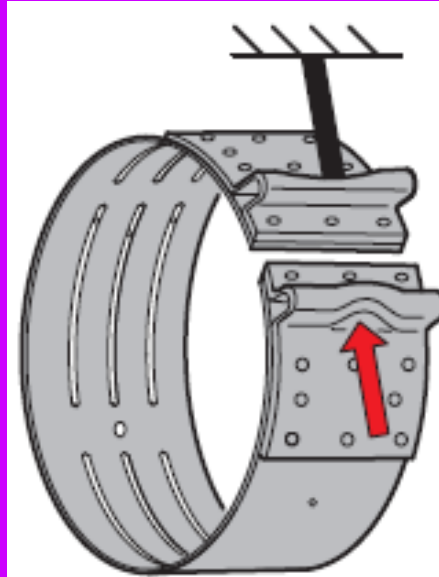
SISTEMA PAWER SHIFT

disco exterior, unido en arrastre de forma con elemento exterior



disco interior, unido en arrastre de forma con elemento interior

SP20-22



elemento exterior

disco exterior

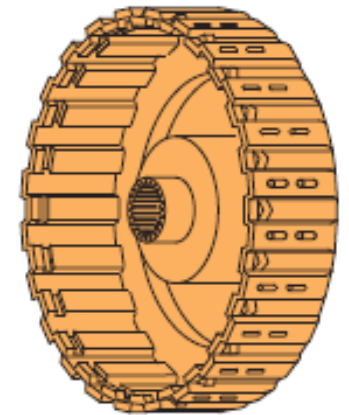
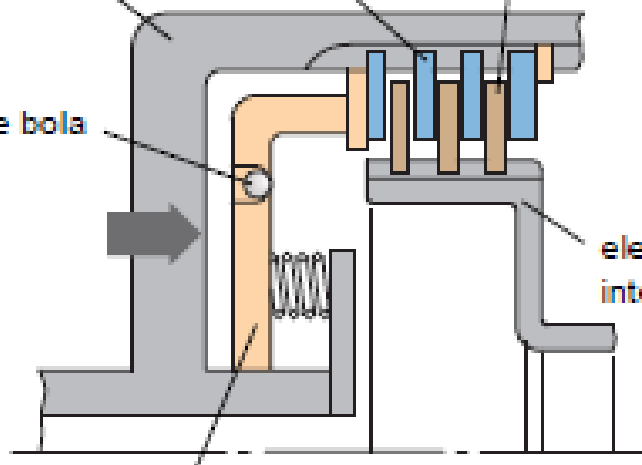
disco interior

válvula de bola

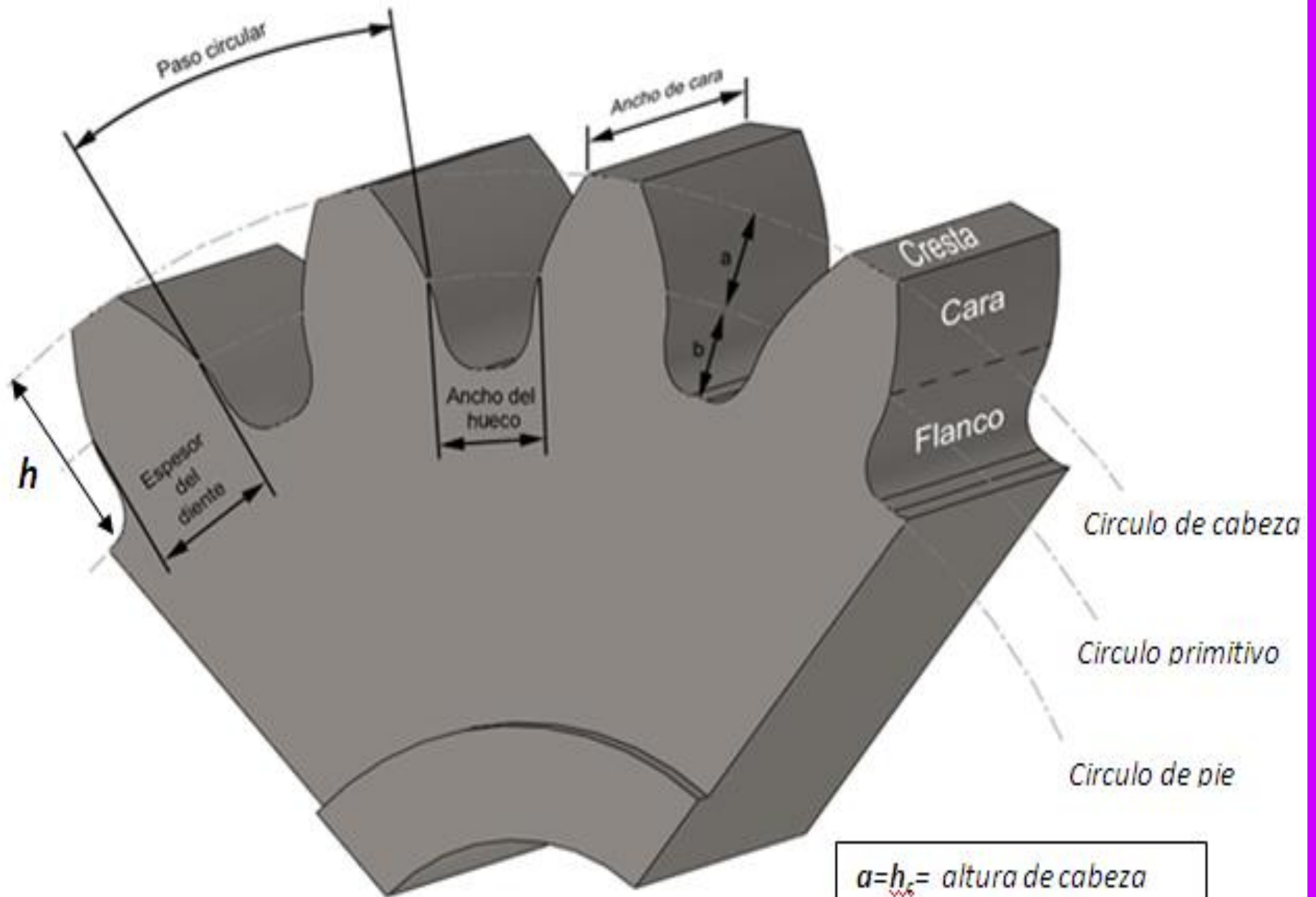
elemento interior

émbolo

SP20-21



Portadiscos (campana de embrague) para alojar los discos exteriores

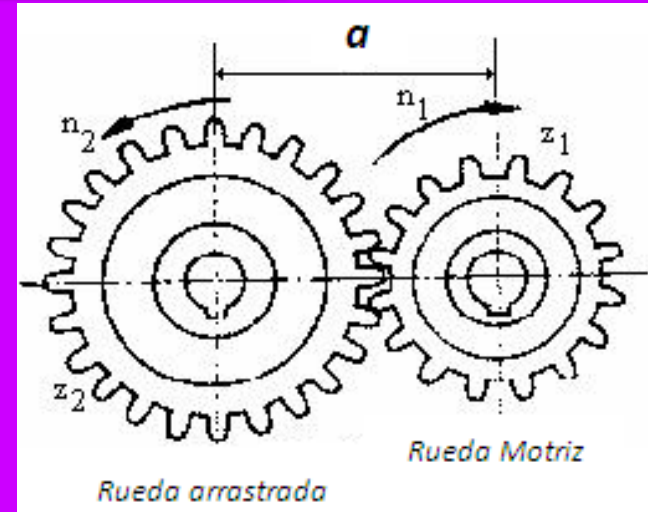
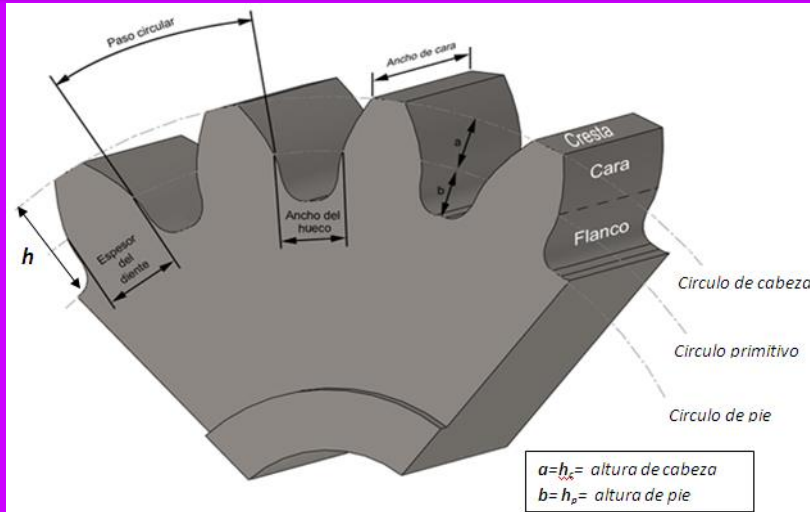


$a = h_a =$ altura de cabeza

$b = h_p =$ altura de pie

ACCIONAMIENTO POR RUEDAS DENTADAS

I. DIMENSIONES DE LAS RUEDAS DENTADAS



CÍRCULO DE CABEZA Y DIÁMETRO DEL CÍRCULO DE CABEZA

$$d_c = d_o + 2.m \quad [mm]$$

CÍRCULO DE PIE Y DIÁMETRO DEL CÍRCULO DE PIE

$$d_p = d_o - 2,4.m \quad [mm]$$

CÍRCULO PRIMITIVO Y DIÁMETRO DEL CÍRCULO PRIMITIVO

$$d_o = m.z \quad [mm]$$

ACCIONAMIENTO POR RUEDAS DENTADAS

• PASO

$$P = m \cdot \pi \quad [mm]$$

• MÓDULO

El paso de una rueda dentada es siempre un múltiplo del número π . Ese número que multiplica a π es el que se denomina módulo (por ejemplo módulo 2 $\rightarrow 2\pi = 6,28 \text{ mm}$). El módulo es la magnitud de partida para las dimensiones principales de una rueda dentada.

• ALTURA DE CABEZA

$$h_c = m \quad [mm]$$

• ALTURA DE PIE

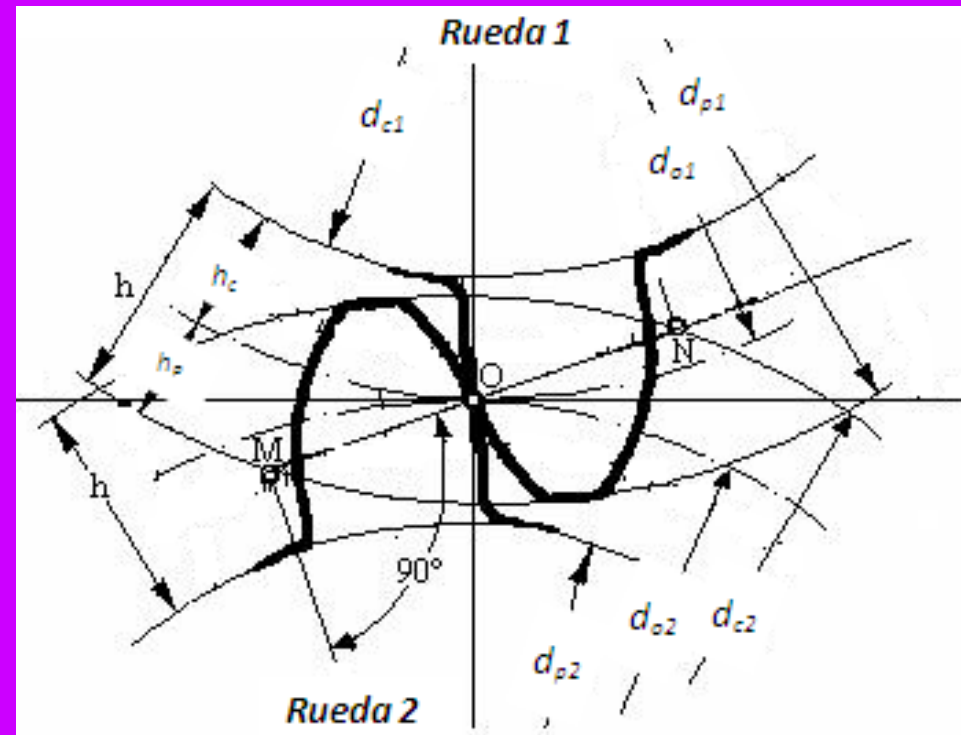
$$h_p = 1,2 \cdot m \quad [mm]$$

ALTURA DE DIENTE

$$h = h_c + h_p \quad h = 2,2 \cdot m \quad [mm]$$

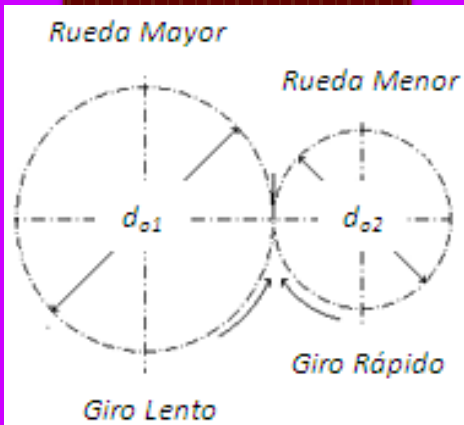
• DISTANCIA ENTRE RUEDAS

$$a = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) \quad [mm]$$

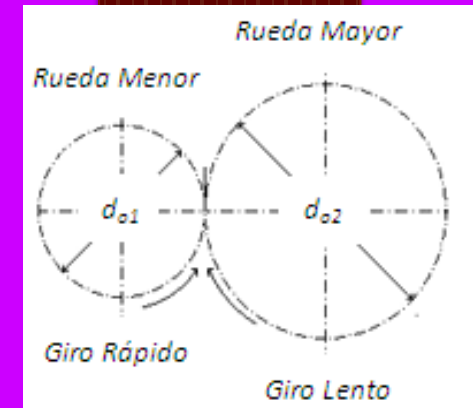


RELACIÓN DE TRANSMISIÓN EN ENGRANAJE SENCILLO

Multiplicación



Reducción



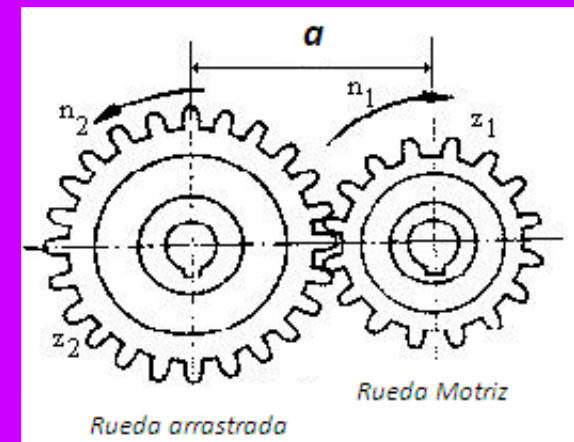
OBSERVACIÓN: En la transmisión por ruedas dentadas, las motrices tienen siempre números impares (n_1, d_{o1}, z_1, v_{t1}) y las arrastradas números pares (n_2, d_{o2}, z_2, v_{t2}).

$$v_{t1} = v_{t2}$$

$$\frac{d_{o1} \cdot \pi \cdot n_1}{1000 \cdot 60} = \frac{d_{o2} \cdot \pi \cdot n_2}{1000 \cdot 60}$$

$$d_{o1} = m \cdot z$$

$$z_1 \cdot n_1 = z_2 \cdot n_2$$



ENGRANAJES DOBLES

A: CÁLCULO DEL NUMERO DE REVOLUCIONES n_4

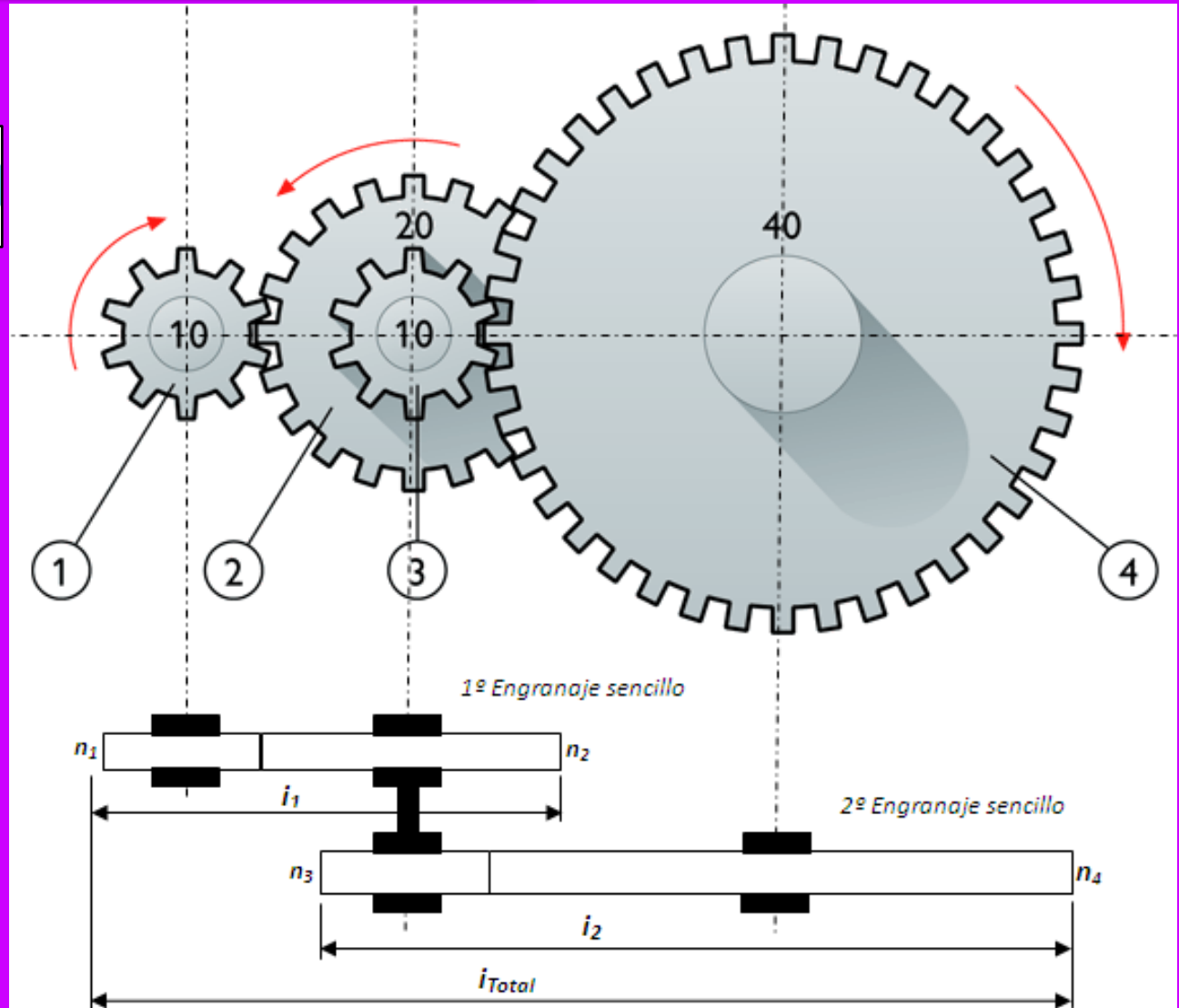
1er Sistema de cálculo

$$n_4 = \frac{z_3 \cdot n_3 (= n_2)}{z_4} \left[\frac{1}{\text{min}} \right]$$

2do Sistema de cálculo

$$n_4 = \frac{z_3 \cdot z_1}{z_4 \cdot z_2} \cdot n_1 \left[\frac{1}{\text{min}} \right]$$

NOTA: En los dobles engranajes las ruedas dentadas 2 y 3 van montadas en un mismo eje, por lo cual $n_2 = n_3$



ENGRANAJES DOBLES

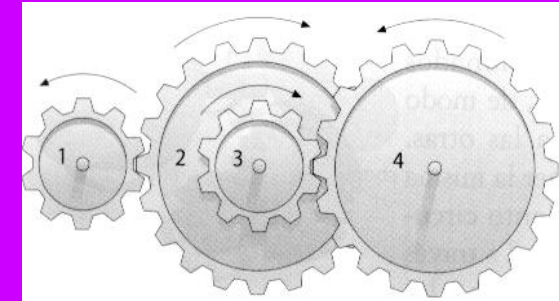
B: CÁLCULO DE LA RELACIÓN DE TRANSMISIÓN TOTAL i_{Total}

1er Sistema de cálculo

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$i_2 = \frac{n_3}{n_4} = \frac{z_4}{z_3}$$

$$i_{Total} = i_1 \cdot i_2$$



2do Sistema de cálculo

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$i_2 = \frac{n_3}{n_4} = \frac{z_4}{z_3}$$

$$i_{Total} = i_1 \cdot i_2 = \frac{n_1 \cdot n_3}{n_2 \cdot n_4} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$$

$$n_2 = n_3$$

$$i_{Total} = i_1 \cdot i_2 = \frac{n_1}{n_4} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$$

Las fórmulas son válidas no solo para dobles engranajes, sino también para engranajes múltiples.

$$i_{Total} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \dots$$

$$i_{Total} = \frac{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6 \dots}{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5 \dots}$$

$$i_{Total} = \frac{n_o}{n_f}$$

$$n_f = \frac{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5 \dots}{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6 \dots} \cdot n_o \left[\frac{1}{min} \right]$$

CÁLCULO DE TRANSMISIONES EN CAJAS DE VELOCIDADES MECÁNICO

NOTACIONES

n_M = número de revoluciones del motor [1/min]

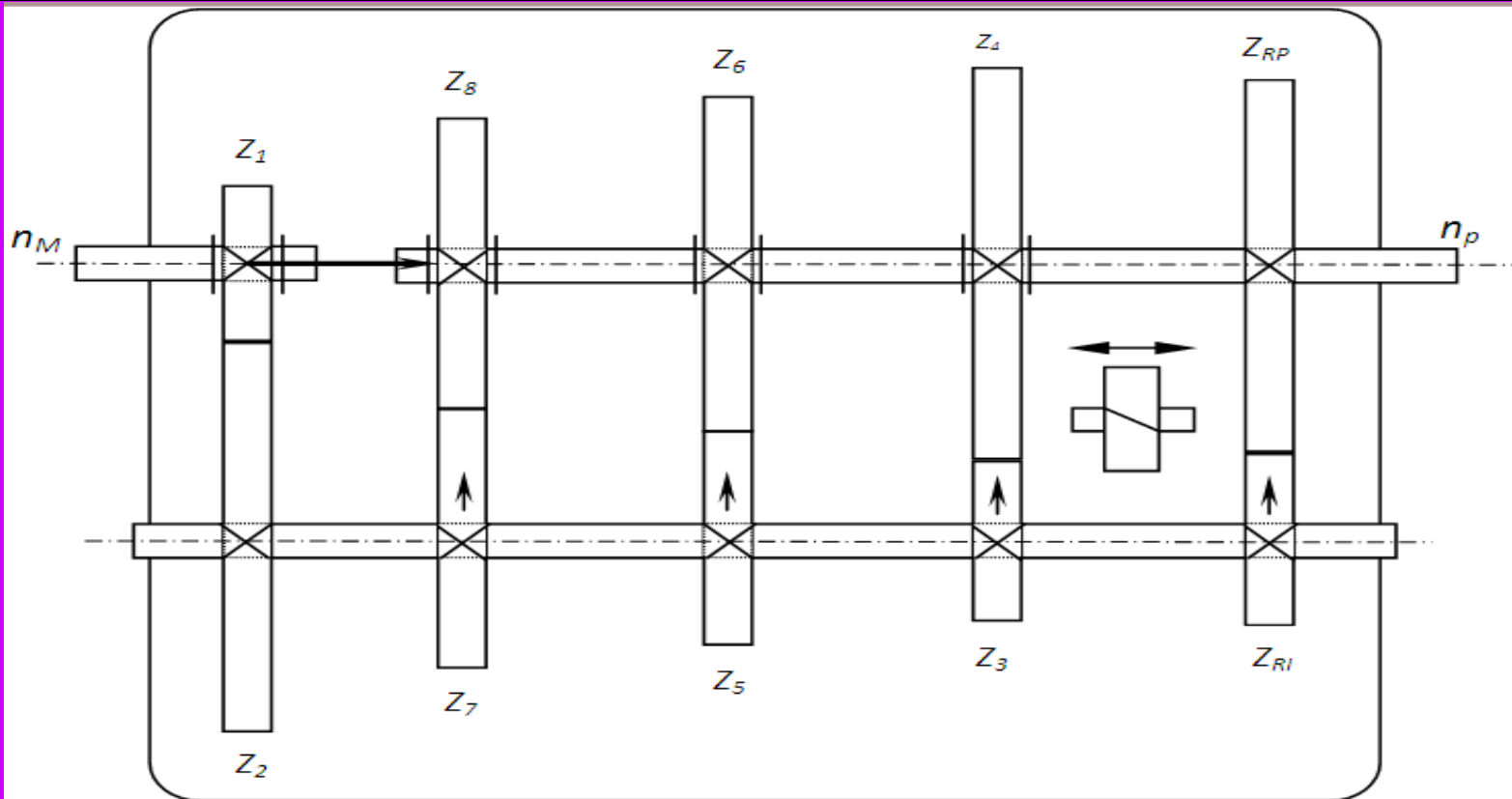
n_p = número de revoluciones del árbol principal [1/min]

$i_{caja I, II, III, IV, R}$ = Relaciones de transmisión de las distintas marchas incluida la marcha atrás (R).

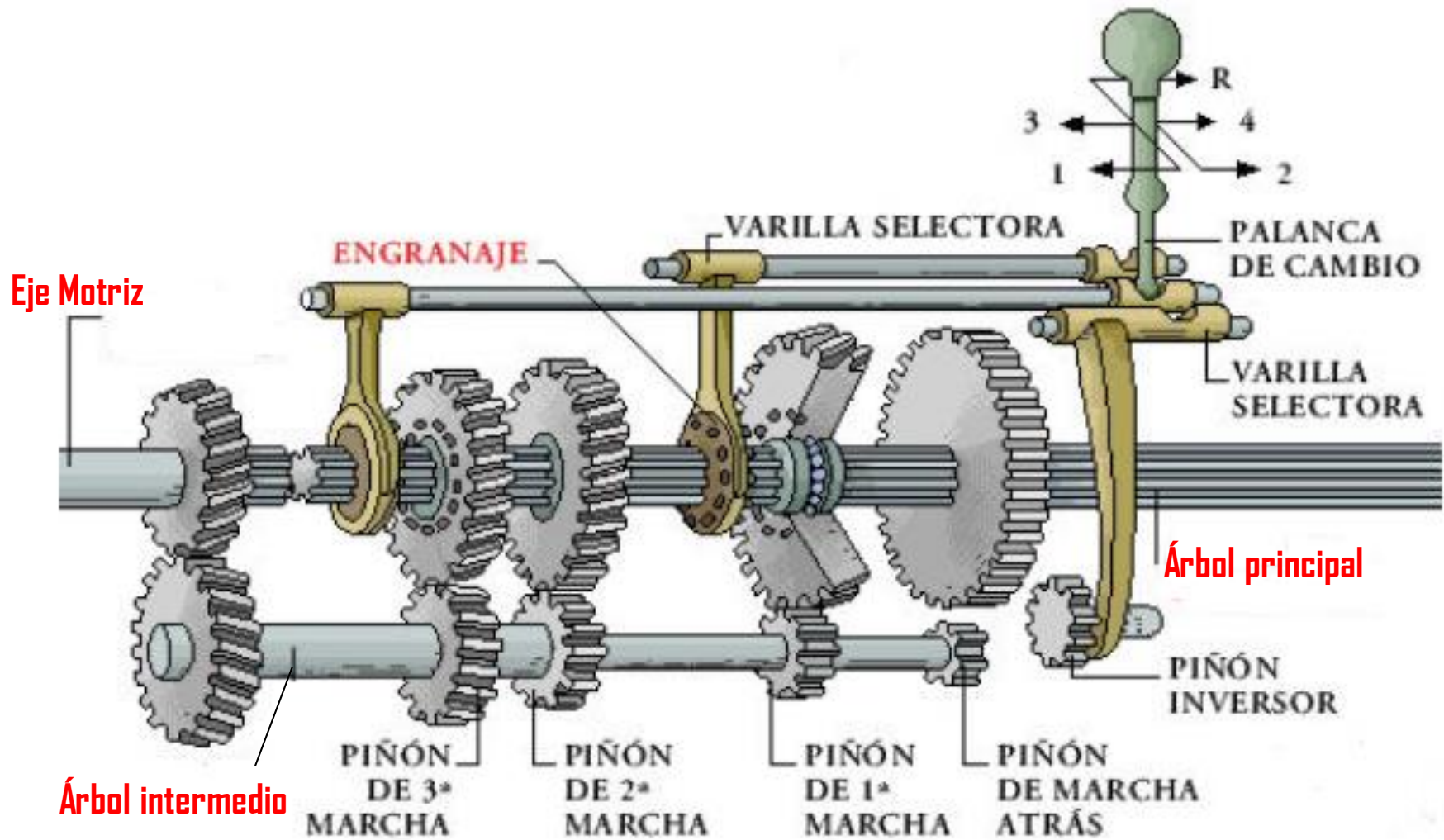
$Z_1, Z_2, Z_3, etc.$ = Número de dientes de las distintas ruedas de cambio.

Z_{RP} = Rueda de marcha atrás en el árbol principal

Z_{RI} = Rueda de marcha atrás en el árbol intermedio



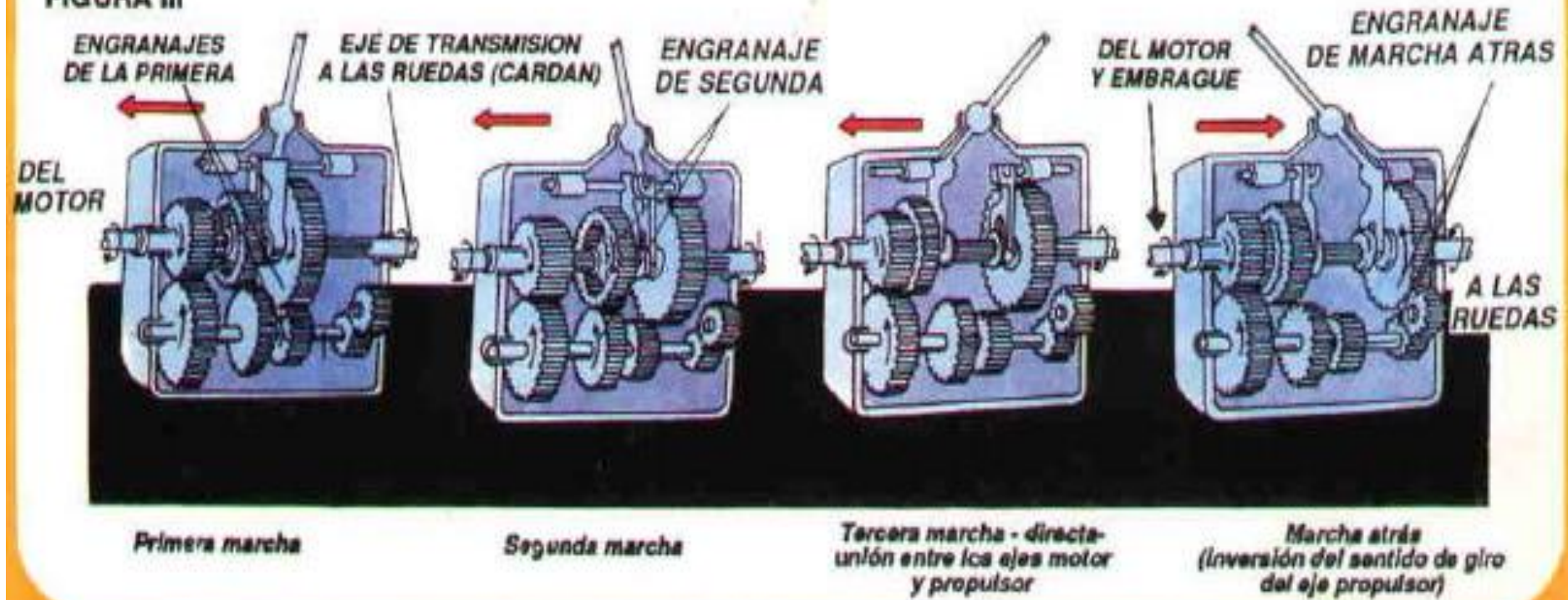
Tren de engranajes de una caja manual/mecánica



1.2 Transmisión manual con engranajes a toma constante con 2 ejes

Tren de engranajes de una caja mecánica

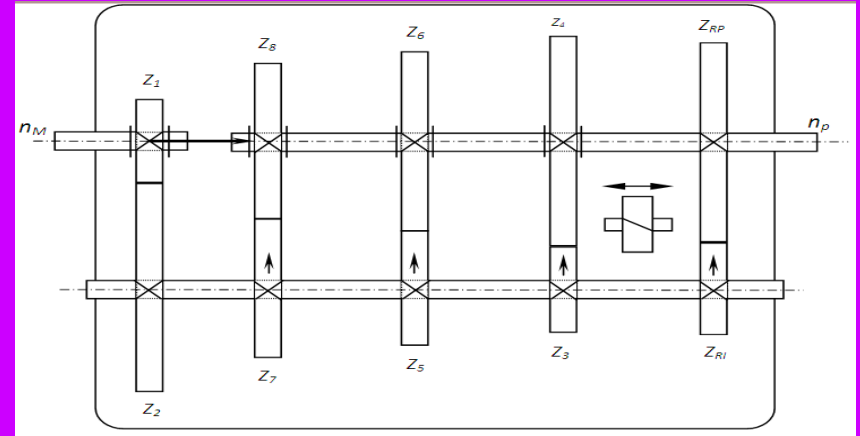
FIGURA III



• CÁLCULO DE LA RELACIÓN DE TRANSMISIÓN POR LAS REVOLUCIONES

$$i_{CAJA} = \frac{\text{Revoluciones del Motor}}{\text{Revoluciones del árbol principal}}$$

$$i_{CAJA} = \frac{n_M}{n_P}$$



• CÁLCULO DE LA RELACIÓN DE TRANSMISIÓN POR LOS NÚMEROS DE DIENTES

$$i_{Caja. \text{ I. marcha}} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$$

$$i_{Caja. \text{ III. marcha}} = \frac{z_2 \cdot z_8}{z_1 \cdot z_7}$$

$$i_{Caja. \text{ II. marcha}} = \frac{z_2 \cdot z_6}{z_1 \cdot z_5}$$

$$i_{Caja. \text{ IV. marcha}} = \frac{1}{1}$$

$$i_{Caja. \text{ Marcha atras}} = \frac{z_2 \cdot z_{RP}}{z_1 \cdot z_{RI}}$$

Observación

- En directa (Tercera o cuarta) el valor de la relación de transmisión es casi siempre de 1:1 (por eso se llama "directa"); a veces de 0,8 a 0,9:1.
- La rueda intermedia en la marcha atrás no modifica la relación de transmisión sino el sentido de giro.

CONVERSIÓN DE FUERZA

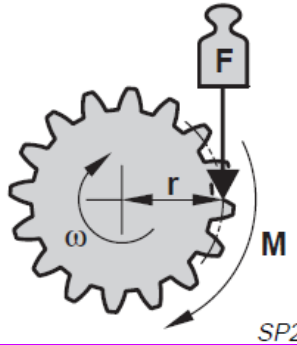
La potencia **P** es el resultado calculatorio del par motor **M** multiplicado por el número de revoluciones **n**, dividido por el factor numérico **9550***.

La unidad de medida es el kW.

La potencia crece con el número de revoluciones y el par motor.

$$P = \frac{M \cdot n}{9550}$$

$$M = F \cdot r$$



SP2

Como número de revoluciones encontramos la velocidad angular **W** en 1/s.

los motores de combustión sólo se pueden hacer funcionar entre el régimen de ralentí (en el coche de turismo, aprox. 600 hasta 700 1/min) y el régimen máximo (varía según el tipo de motor, en promedio de 6000 hasta 7000 1/min).

El par máximo se alcanza sólo en un margen estrecho de revoluciones

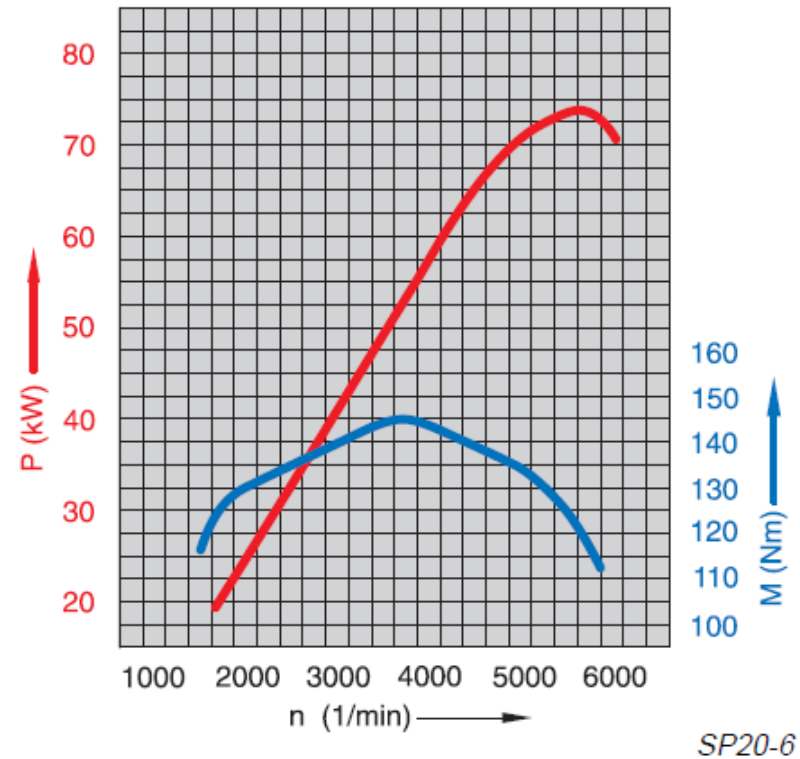
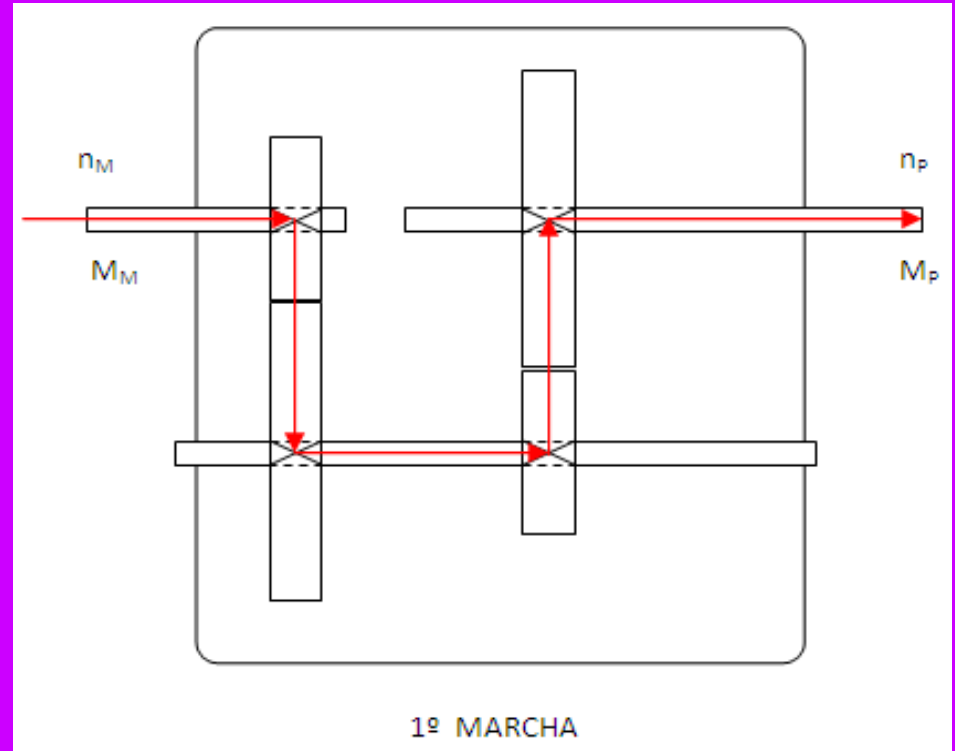


Diagrama potencia-par motor de un motor de gasolina

SP20-6

TRANSMISIÓN DE LAS REVOLUCIONES DEL MOTOR Y DEL PAR MOTOR

La caja de cambio tiene por objeto hacer aprovechable al máximo la potencia del motor. Es por esta razón que en la sección anterior se han calculado las transmisiones. La potencia que entra en la caja es la misma que sale, es decir, la caja de cambio no altera la potencia (sin considerar las pérdidas).



Potencia del Motor

$$P_o = \frac{M_M \cdot n_M}{9550} \quad [Kw]$$

$$i_{CAJA} = \frac{n_M}{n_P} = \frac{M_P}{M_M}$$

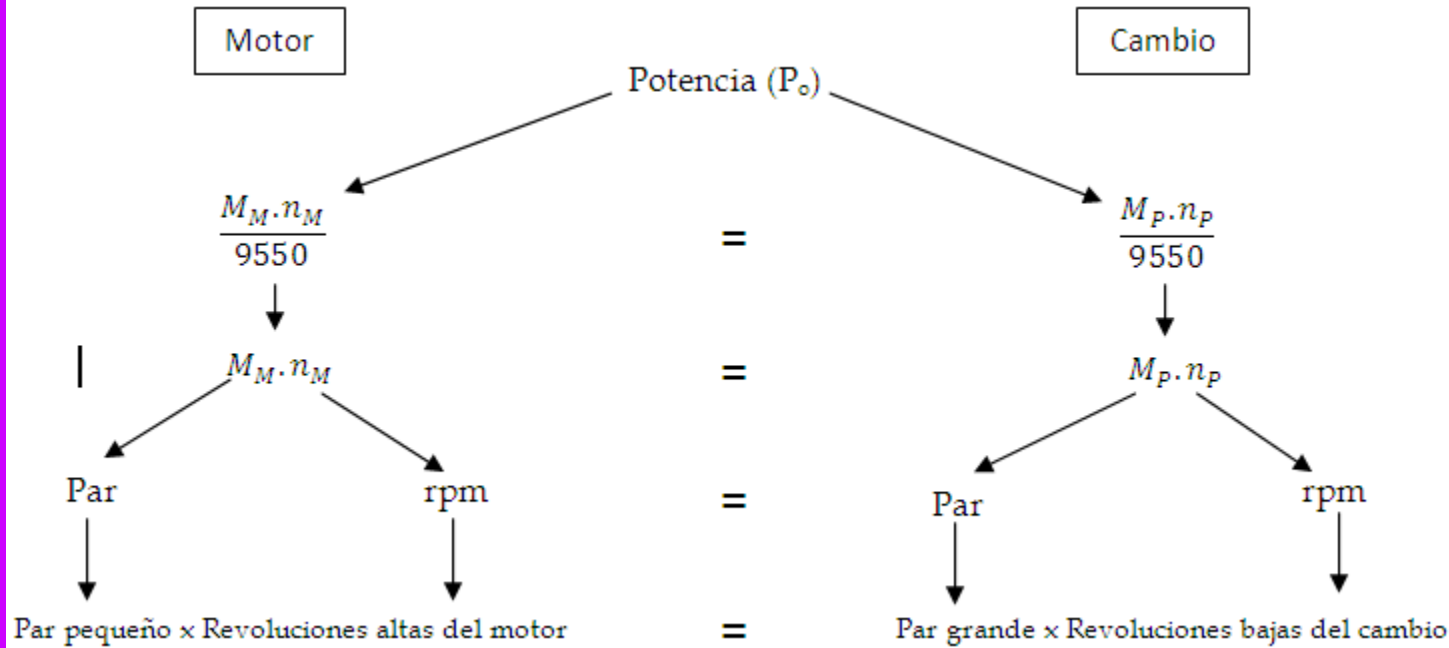
TRANSMISIÓN DE LAS REVOLUCIONES DEL MOTOR Y DEL PAR MOTOR

Por lo tanto: la transmisión en la caja de cambio lo que hace es:

- 1º Reducir las revoluciones del motor
- 2º Aumentar el par motor.

Excepciones: En directa y superdirecta.

Por ello se llama también a la caja de cambio convertidor de par.



TRANSMISIÓN DE LAS REVOLUCIONES DEL MOTOR

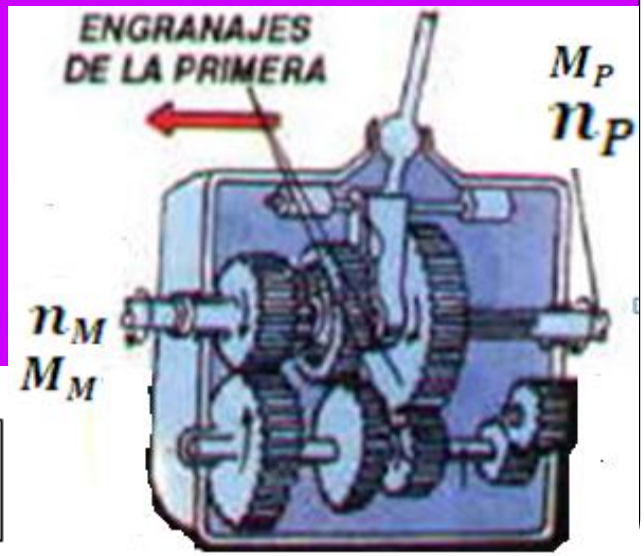
$$n_P = \frac{n_M}{i_{caja}} \left[\frac{1}{min} \right]$$

TRANSMISIÓN DEL PAR MOTOR

$$M_P = M_M \cdot i_{caja} \quad [Nm]$$

Potencia del Motor

$$P_o = \frac{M_M \cdot n_M}{9550} \quad [Kw]$$



CAJAS MECÁNICAS (DSG)

Las cajas automáticas tienen convertidores de par para mantener las revoluciones en el punto donde el torque se aproveche mejor y las manuales usan embrague o embragues, que en las DSG son robotizados.

La DSG es hoy por hoy la mejor caja que existe, pues sus cambios son simplemente perfectos y mantiene el régimen de revoluciones en el punto óptimo de RPM para una mejor aceleración.

Varios Audi con motores Turbo usan la CVT, que en el caso de esta marca se llama Multitronic.

La caja DSG es una caja mecánica con modo automático.

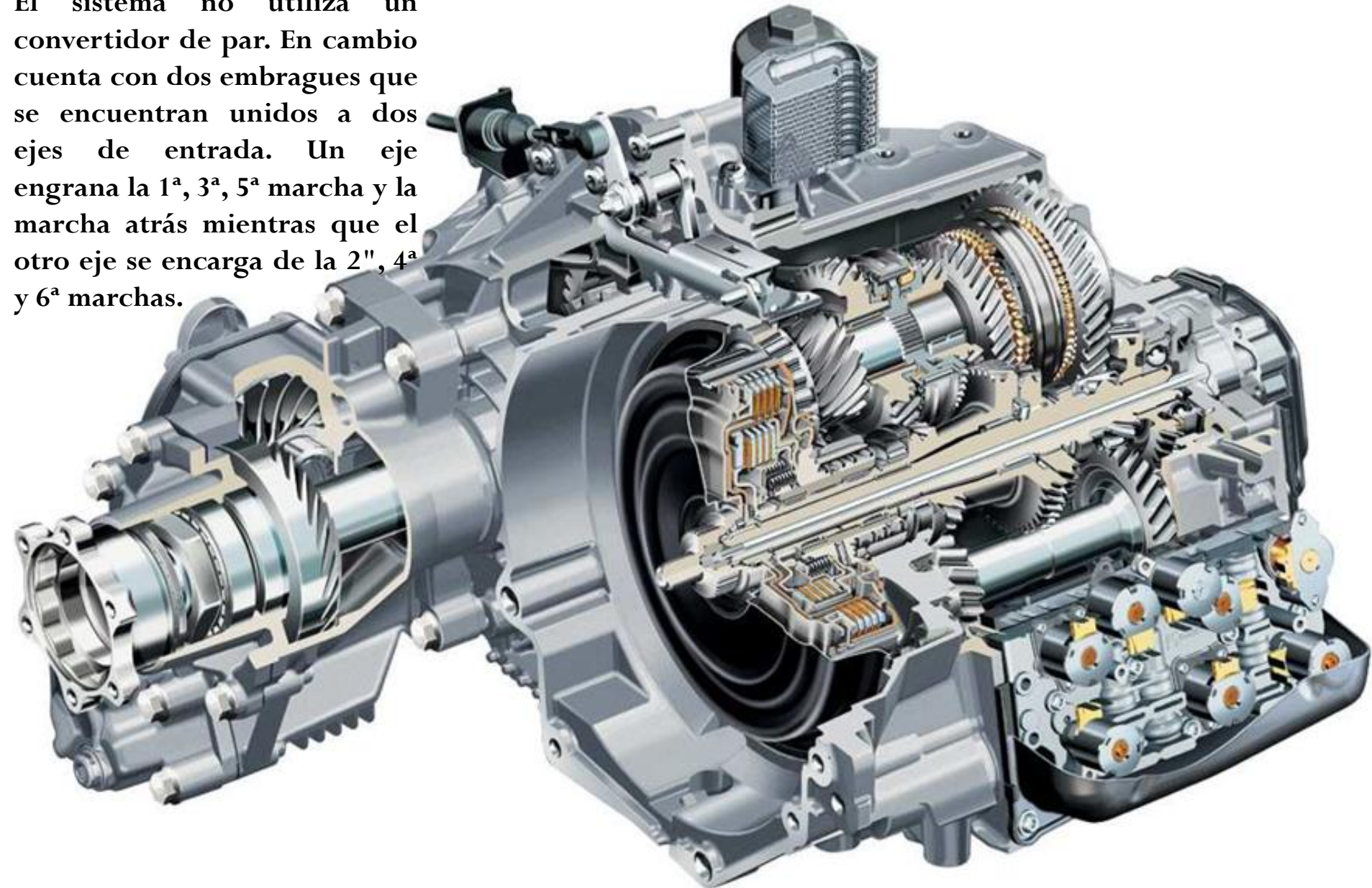
Por el contrario las cajas de cambios robotizadas no requieren de la actuación del conductor y ellas mismas se encargan de cambiar de relación.

ROBOTIZADA derivación de la caja mecánica, en este caso la gestión del embrague y de las relaciones se realiza de manera electrónica. Carece de pedal de embrague y la palanca de cambios no tiene relación mecánica con la caja.

Estamos ante una de las mejores cajas de cambios jamás creadas para coches de calle ya que es más eficiente que una caja automática y es más rápida que una caja de cambios manual (tarda entre 0,3 y 0,6 seg. en hacer el cambio).

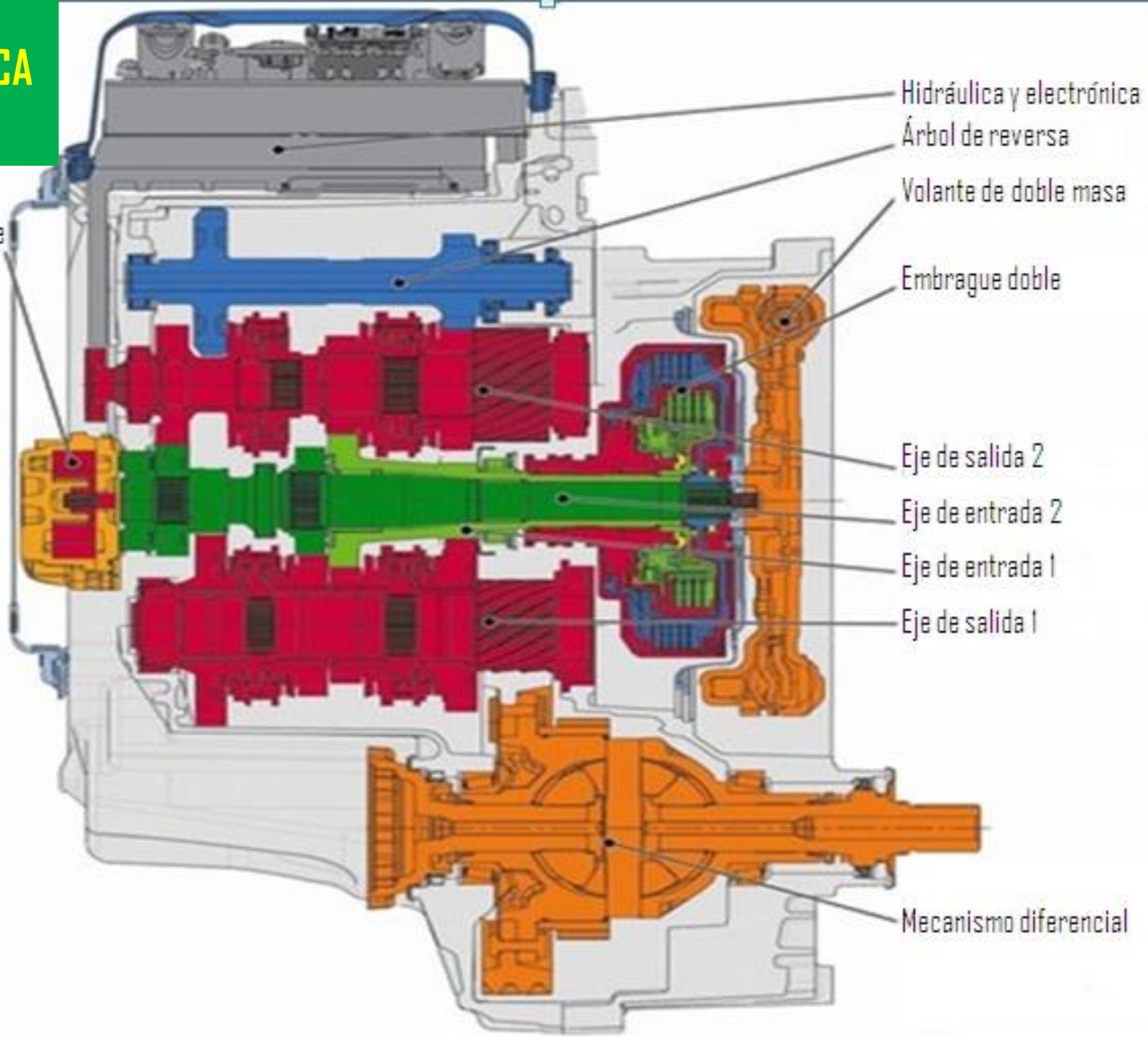
CAJAS MECÁNICAS (DSG) DD.EE

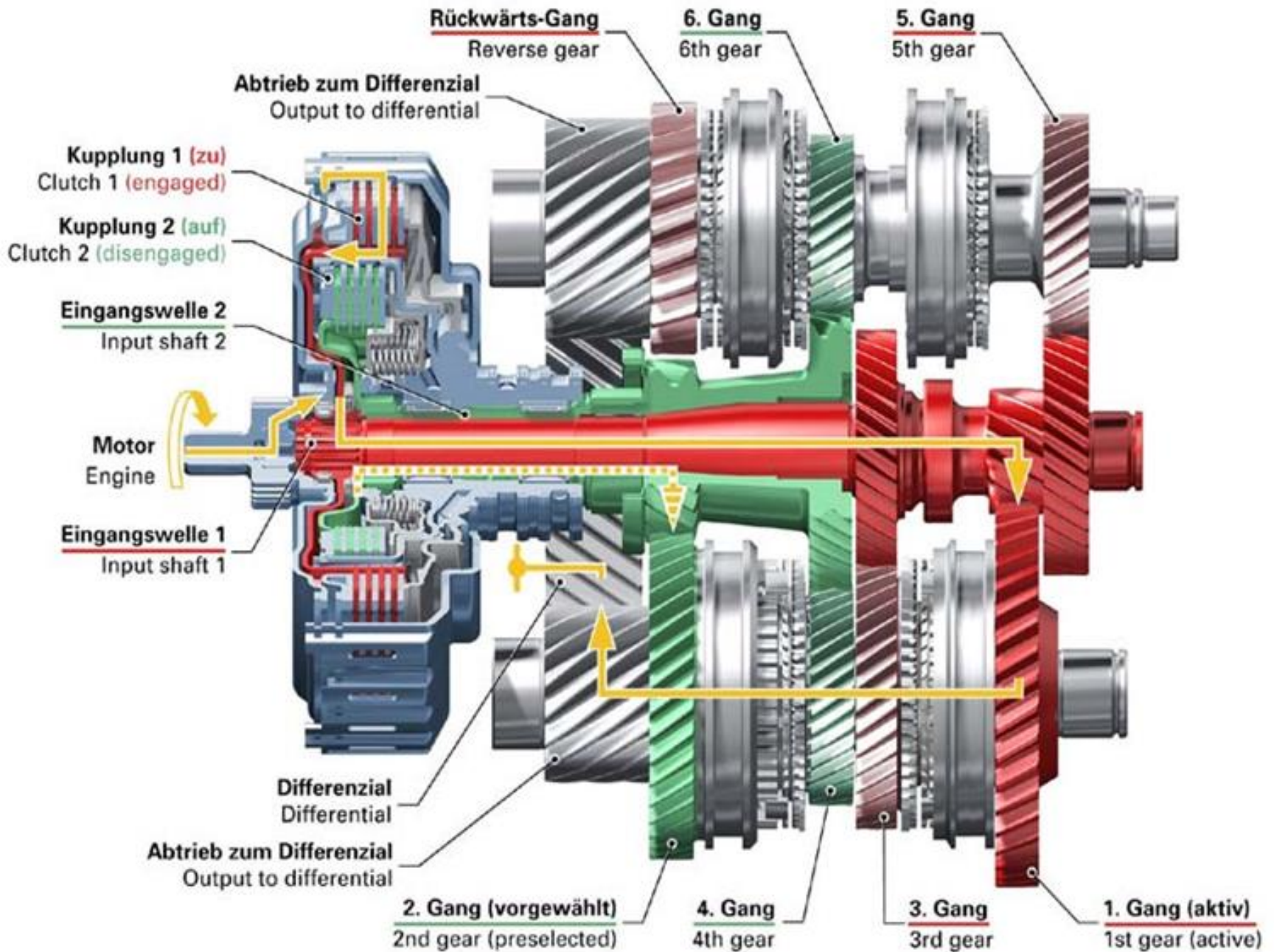
El sistema no utiliza un convertidor de par. En cambio cuenta con dos embragues que se encuentran unidos a dos ejes de entrada. Un eje engrana la 1ª, 3ª, 5ª marcha y la marcha atrás mientras que el otro eje se encarga de la 2ª, 4ª y 6ª marchas.



CAJA MECÁNICA (DSG) DD.EE

Bomba de
aceite





Kupplung 1 (auf)
Clutch 1 (disengaged)

Kupplung 2 (zu)
Clutch 2 (engaged)

Eingangswelle 2
Input shaft 2

Motor
Engine

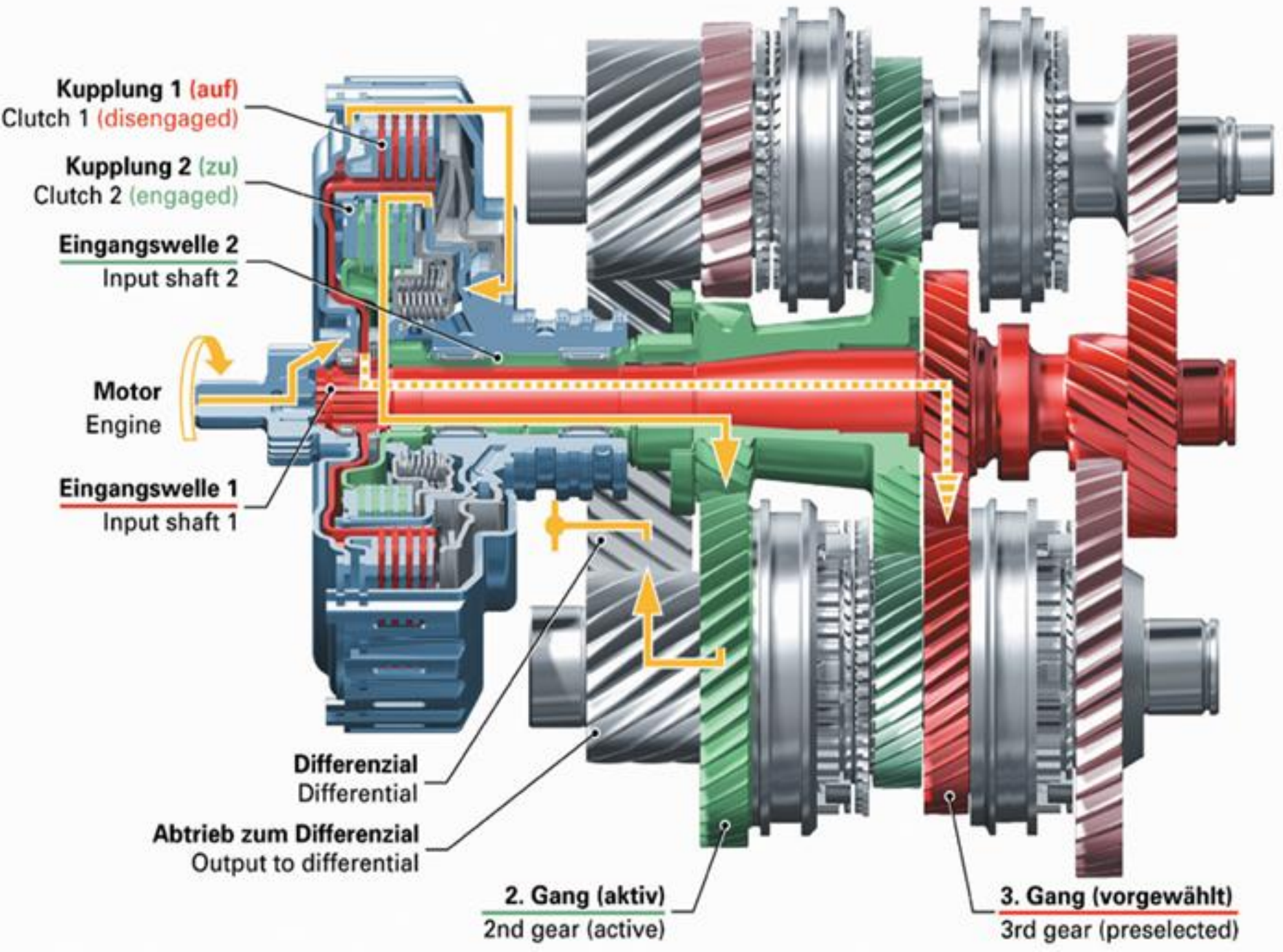
Eingangswelle 1
Input shaft 1

Differenzial
Differential

Abtrieb zum Differenzial
Output to differential

2. Gang (aktiv)
2nd gear (active)

3. Gang (vorgewählt)
3rd gear (preselected)



Clutch housing
connected to
engine flywheel

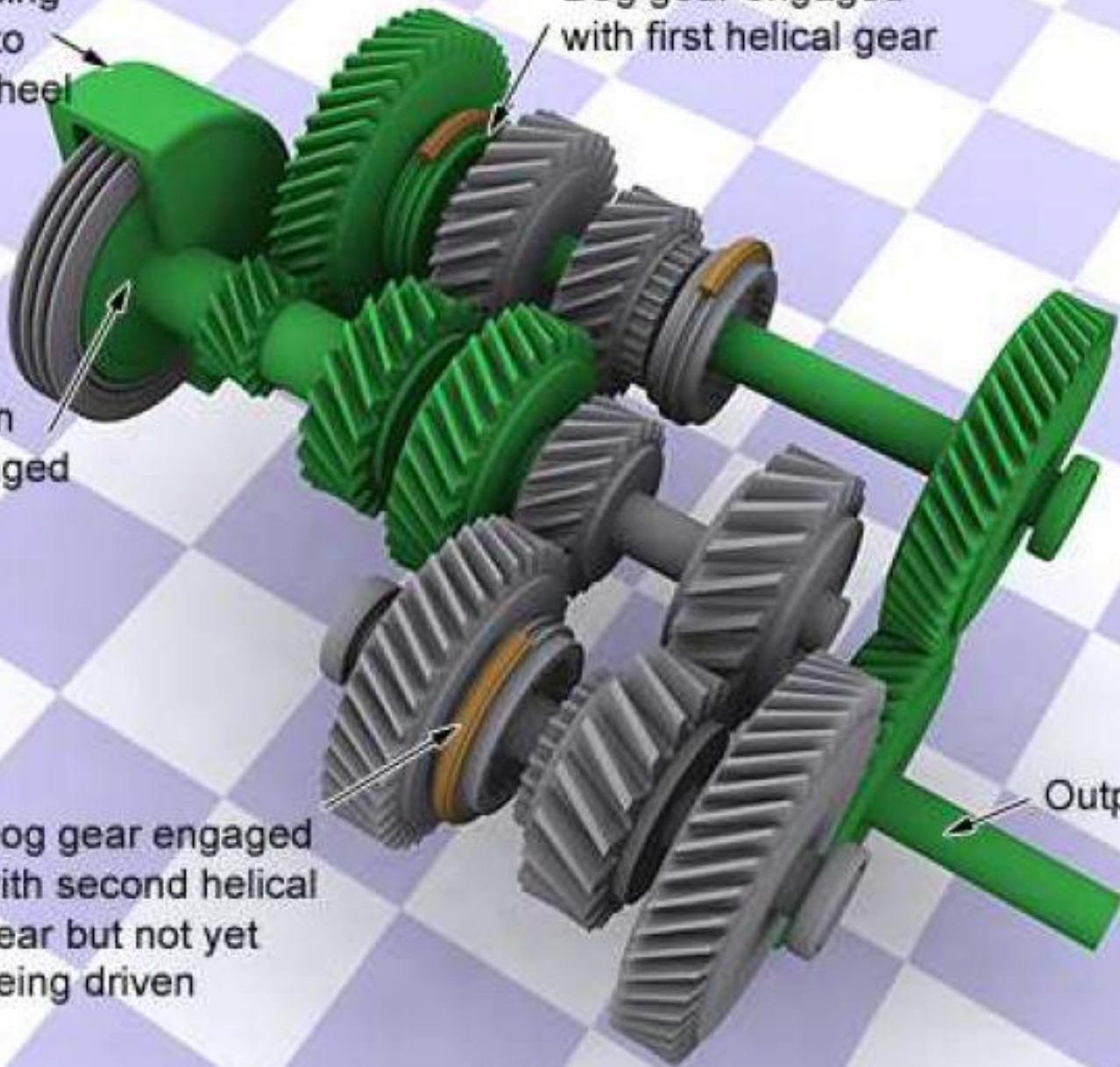
Dog gear engaged
with first helical gear

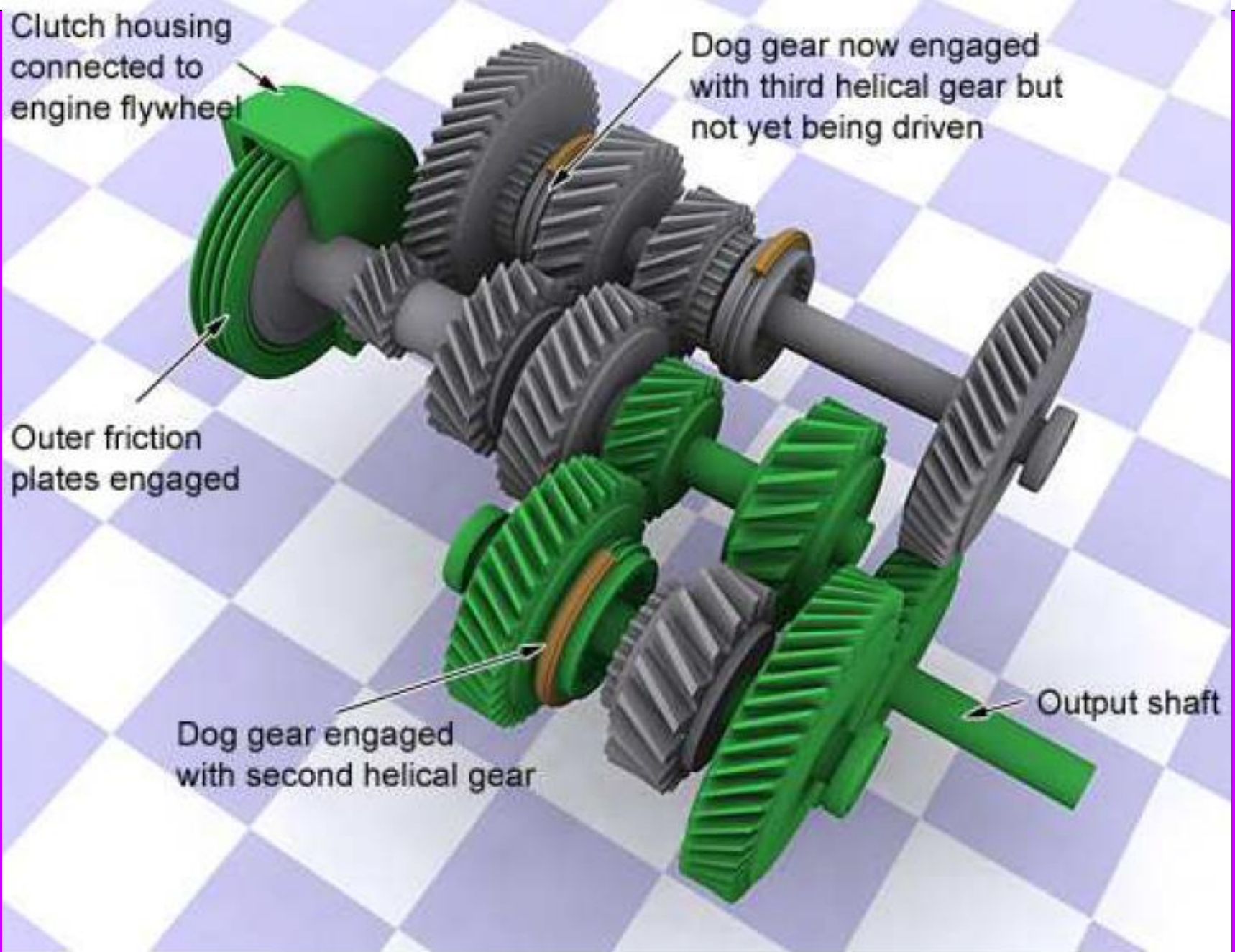
Inner friction
plates engaged

Dog gear engaged
with second helical
gear but not yet
being driven

Output shaft

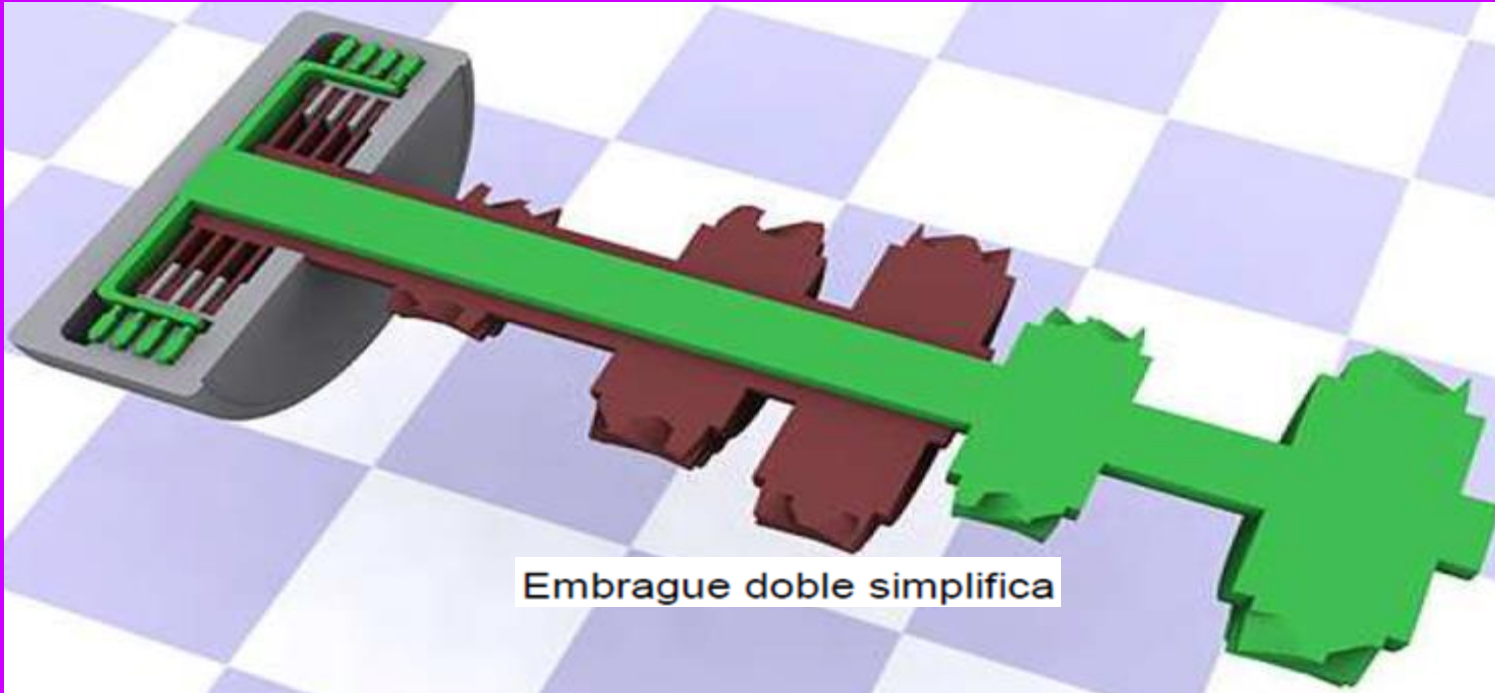
Primera marcha engranada. Segundo engranaje preseleccionado.





Segunda marcha selecciona. Tercer engranaje preseleccionado

DOBLE EMBRAGUE EN CORTE



Embrague doble simplifica

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Sensación deportiva	Complejidad de construcción
Más económica que un cambio manual	Alto costo de fabricación
Acople directo del motor con la caja automática de cambio genera mas potencia	

EJE CARDAN

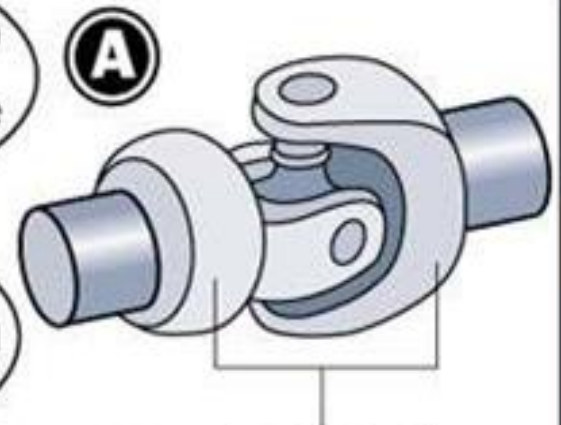
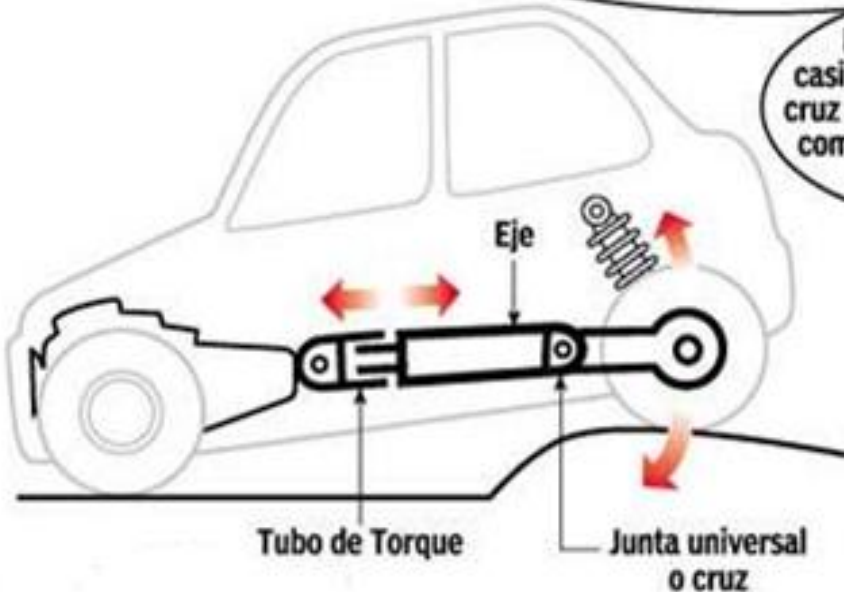
Principio y funciones del eje Cardán

PARTE 1

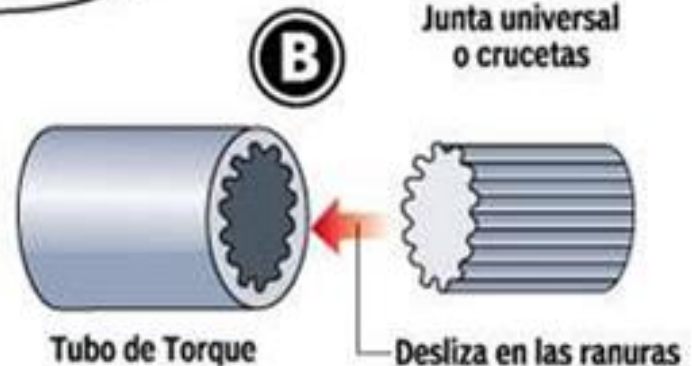
Eje Cardán:

Conecta la transmisión y el diferencial trasero. Para transferir la potencia suavemente, se usan juntas llamadas cruces (figura A) que absorben los cambios de ángulo verticales. Para cambios de longitud, elongación y contracción, existe una flecha con ranuras hembra y macho llamada Tubo de Torque (figura B).

En los últimos años, casi todos los carros tienen cruz tanto en la parte frontal como trasera sustituyendo al Tubo de Torque.



Junta universal o cruces



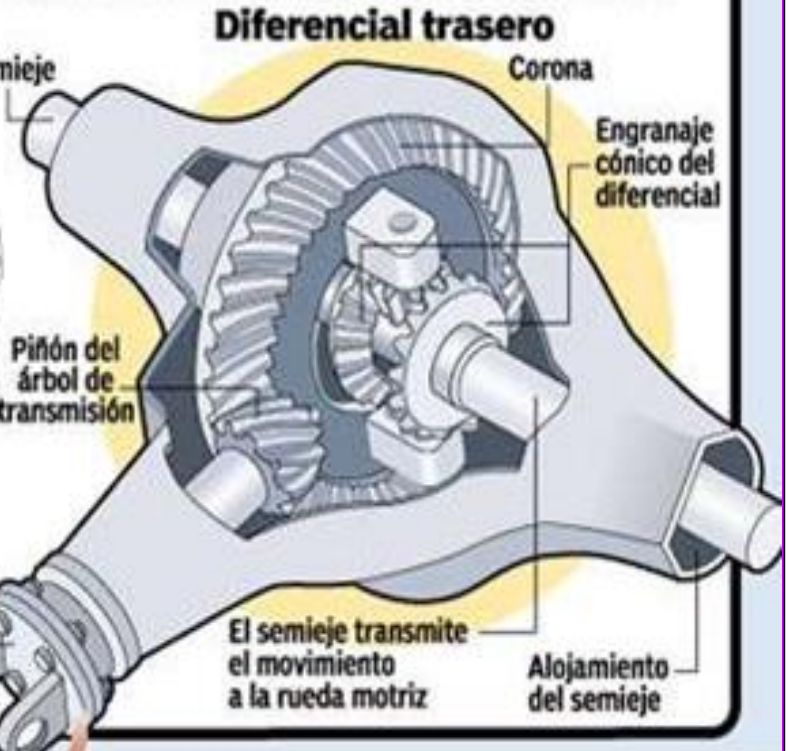
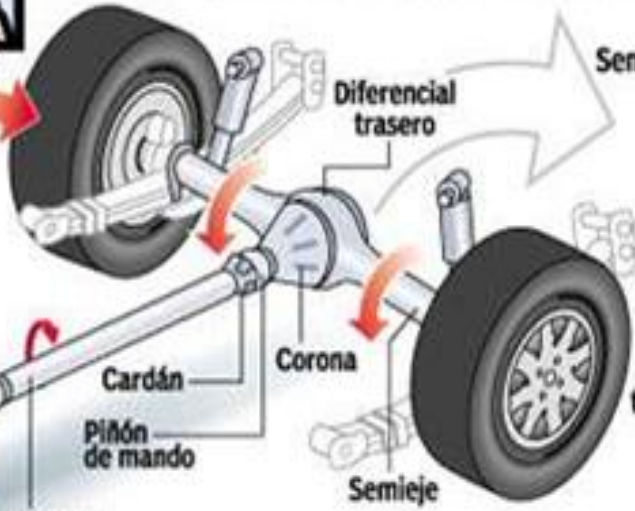
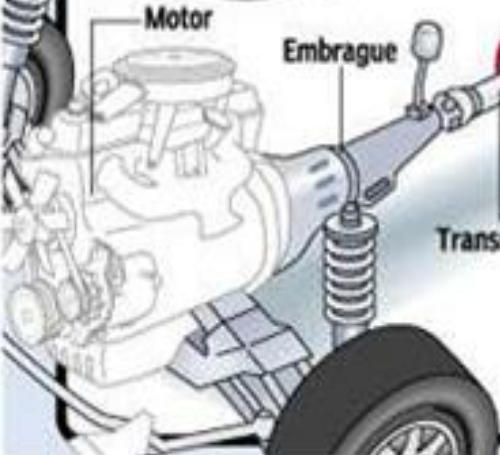
Tubo de Torque

Desliza en las ranuras

Diferencial trasero:

Consiste en un juego de engrajes que cambia la rotación del eje Cardán en un ángulo recto a un movimiento de un eje perpendicular. Además reduce la velocidad de giro para aumentar el torque, y el engrane diferencial para transferir la potencia a las llantas suavemente cuando se presentan diferencias de rotación, entre la llanta interior y la llanta exterior, cuando se recorre una curva.

Esta es una de las partes de la mecánica que más llama la atención.

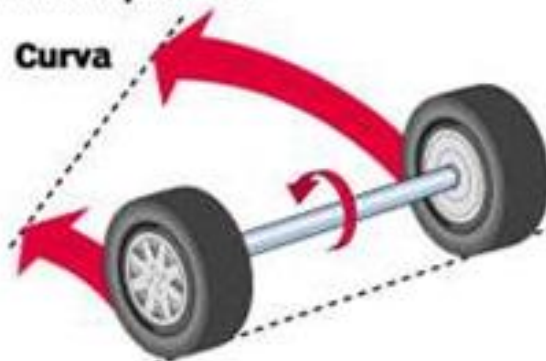


Funciones del Diferencial:

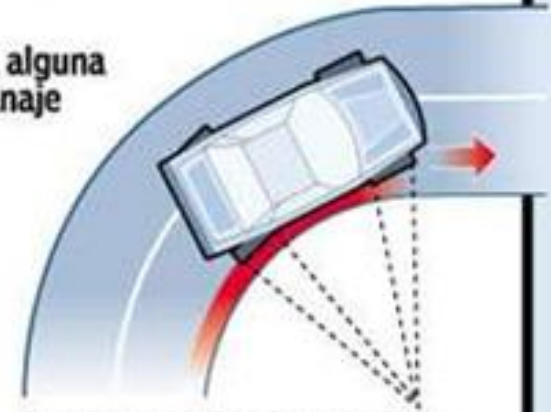
Cuando se conduce sobre un camino accidentado o se recorre una curva, se presenta alguna diferencia entre las rotaciones de las ruedas internas y externas. Si no hubiera engranaje diferencial, la rueda que recorre una distancia menor patinará.



Camino accidentado



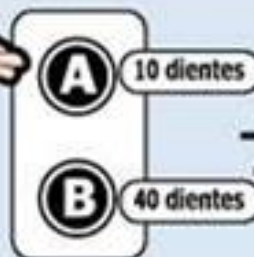
Curva



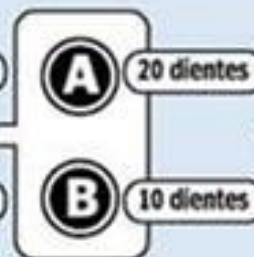
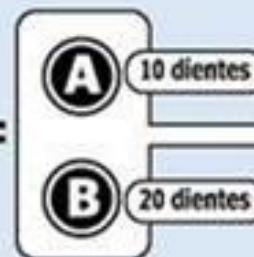
Al tomar una curva las ruedas interiores efectúan menor recorrido que las exteriores, el sistema les permite ir a distintas revoluciones.

Diferencial trasero

Es posible cambiar potencia y/o velocidad tanto como se requiera sólo con la transmisión. Sin embargo, en este caso, todos los engranes deberían ser más grandes y el espacio interior estaría limitado.



$$\frac{10}{40} = \frac{1}{4}$$



$$\frac{10}{20} = \frac{10}{20} = \frac{1}{4}$$

Transmisión

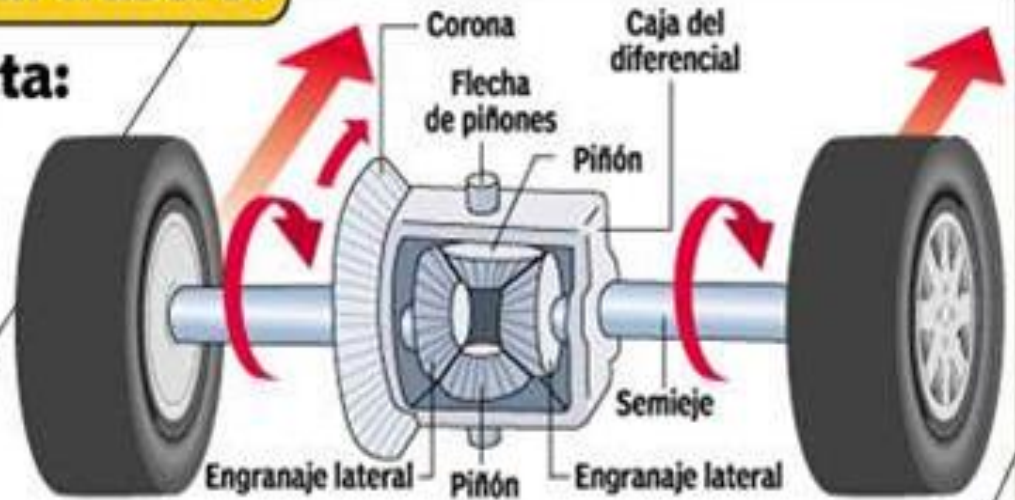
Transmisión

Diferencial trasero

Funcionamiento del Diferencial trasero:

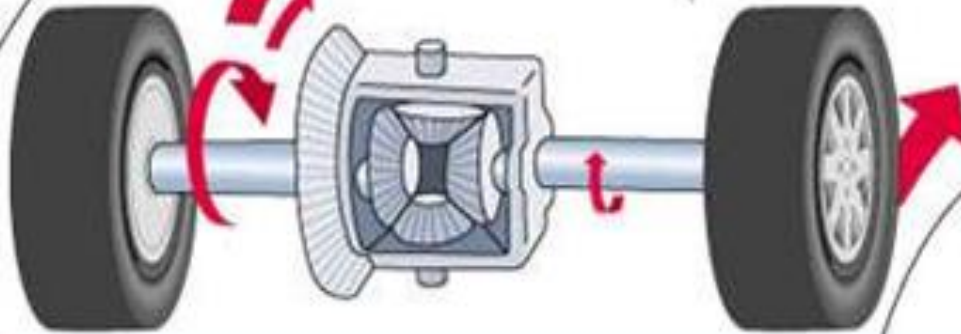
Cuando se avanza en línea recta:

Las ruedas de un automóvil, ante una trayectoria recta o normal, realizan un recorrido uniforme, lo cual implica que las dos ruedas hacen una misma rotación con respecto a la corona. Por tanto, el mecanismo permite el giro de las dos ruedas a la misma velocidad y al mismo tiempo es el diferencial trasero que transmite a éstas el esfuerzo motriz.



Cuando se recorre una curva:

Las ruedas de un automóvil, ante una trayectoria curva, realizan diferentes trazados, lo cual implica que la rueda interior hace un recorrido menor que la rueda exterior. Debido a esto, es necesario montar un mecanismo que permita el giro de las dos ruedas motrices a distintas velocidades, al mismo tiempo les transmite el esfuerzo motriz. Esto se consigue con la implantación de un mecanismo diferencial, que en las curvas permite dar un mayor número de vueltas a la rueda exterior y disminuye las de la interior, ajustando el giro de cada rueda al recorrido que efectúa.



TRANSMISIÓN EN EL DIFERENCIAL

• VELOCIDAD DEL VEHÍCULO CON CAJA DE CAMBIO DE VELOCIDADES MECÁNICO

En el puente se encuentra igualmente una transmisión de las revoluciones y del momento de giro.

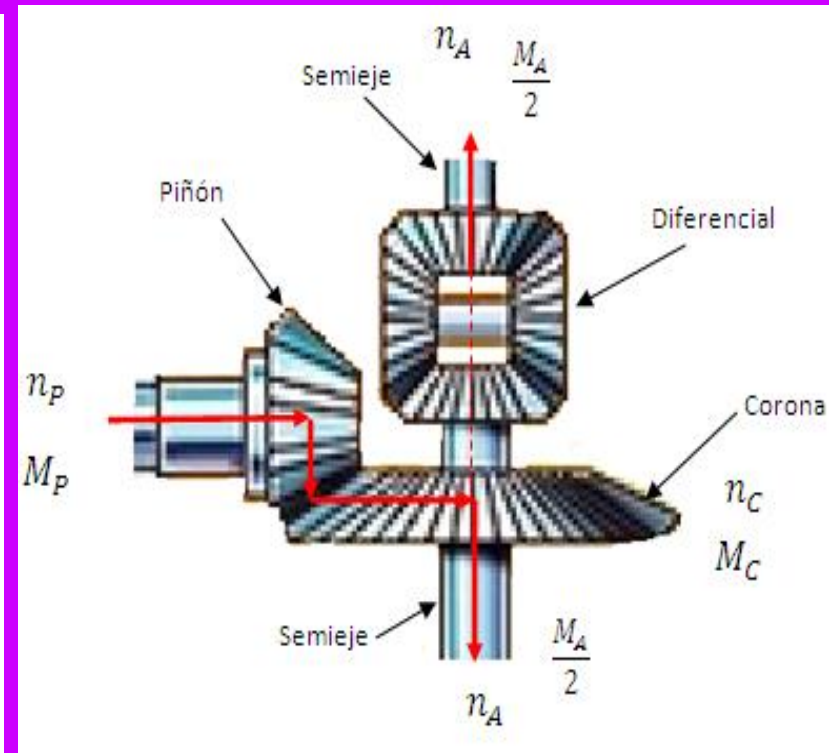
El puente puede estar construido como árbol trasero de accionamiento en las transmisiones normales o tracción trasera y como árbol delantero de accionamiento en la tracción delantera.

Para el puente se emplean principalmente piñones.

La transmisión por piñones se calcula con la misma fórmula que los engranajes de ruedas rectas.

La relación de transmisión del puente es la existente entre las revoluciones del piñón y las de la corona del diferencial.

El piñón y la corona del diferencial transmiten al puente las revoluciones y el par de giro. Las primeras se reducen y el segundo se aumenta.



Notaciones

n_p = Revoluciones del piñón

M_p = Par del piñón

Z_p = Número de dientes del piñón

n_c = Revoluciones de la corona

M_c = Par de la corona

Z_c = Número de dientes de la corona

n_A = Revoluciones del semieje

M_A = Par del semieje

i_{dif} = Relación de transmisión del puente

TRANSMISIÓN EN EL DIFERENCIAL

RELACIÓN DE TRANSMISIÓN EN EL PUENTE

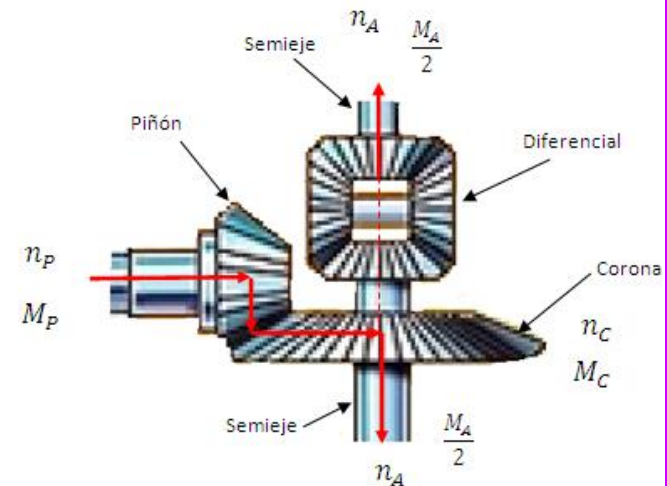
$$i_{dif} = \frac{n_p}{n_c(n_A)} \quad \text{ó} \quad i_{dif} = \frac{Z_C}{Z_P}$$

TRANSMISIÓN DE LAS REVOLUCIONES EN EL PUENTE

$$n_c(n_A) = \frac{n_p}{i_{dif}} \quad [1/\text{min}]$$

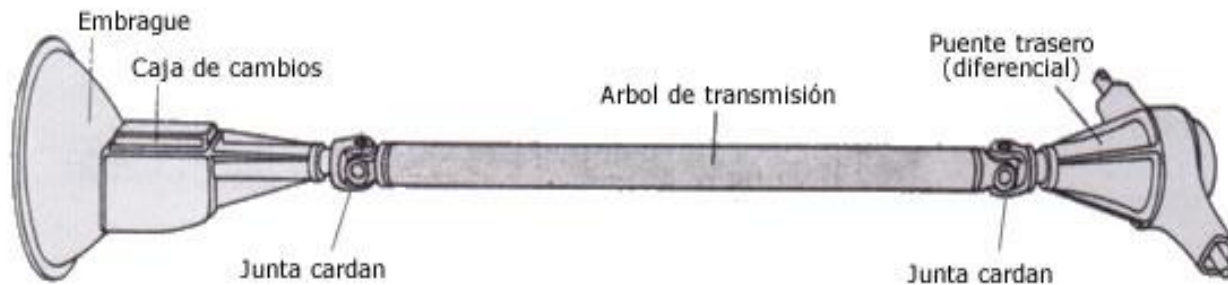
TRANSMISIÓN DEL PAR DE GIRO EN EL PUENTE

$$M_c(M_A) = M_p \cdot i_{dif} \quad [\text{Nm}]$$



Nota

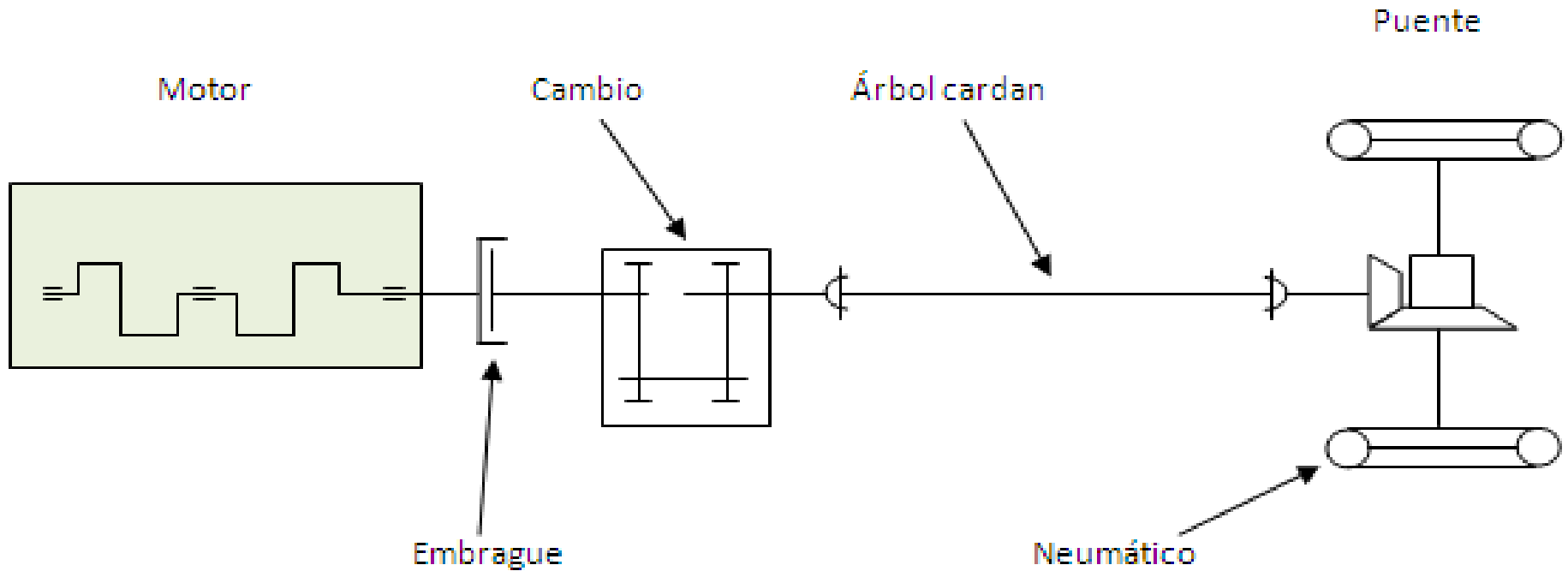
La relación de transmisión en el puente suele ser de 3,5:1 a 6:1 y en los camiones llega hasta 10:1.



Acoplamiento de la caja de cambios al puente trasero (diferencial)



RELACIÓN DE TRANSMISIÓN TOTAL DEL FLUJO DE FUERZA EN LA TRACCIÓN NORMAL



En el flujo de fuerza del vehículo intervienen dos transmisiones:

1º Las diferentes transmisiones del cambio según la marcha (caja de cambios)

2º transmisión invariable del puente

La relación de transmisión total es la existente entre las revoluciones del motor y las del árbol de accionamiento (Semieje), o bien entre el par del árbol de accionamiento (Semieje) y el par motor.

La relación de transmisión total se calcula multiplicando cada una de las transmisiones de la caja de cambios por la del puente.

Notaciones

i_t (I,II,III,IV y Marcha atras) = Relación de transmisión total de las distintas marchas

RELACIÓN DE TRANSMISIÓN TOTAL DEL FLUJO DE FUERZA EN LA TRACCIÓN NORMAL

$$i_t = i_{caja} \cdot i_{puente} \quad \text{ó} \quad i_t = \frac{n_M}{n_A} = \frac{M_A}{M_M}$$

$$n_A = \frac{n_M}{i_t} \quad [1/\text{min}] \quad \text{y} \quad M_A = M_M \cdot i_t \quad [\text{Nm}]$$

Notaciones

$i_t (I, II, III, IV \text{ y } R)$ = Relación de transmisión total de las distintas marchas

$V_v (I, II, III, IV \text{ y } R)$ = Velocidad del vehículo en las distintas marchas (Km/hr)

n_M = Número de revoluciones del motor [1/min]

n_A = Número de revoluciones del árbol de accionamiento/semieje/ruedas motrices [1/min]

R_{din} = Radio dinámico del neumático [mm]

Observación

Las revoluciones del árbol principal a la salida de la caja de cambios son las mismas que las del árbol cardan y, por lo tanto, que las del árbol y lo mismo es válido también para el par.

VELOCIDAD DEL VEHÍCULO EN LAS DISTINTAS MARCHAS

La velocidad del vehículo depende del tamaño de los neumáticos, las revoluciones del motor y la relación de transmisión total.

$$v_t = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{1000 \cdot 60} \quad \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$V_v = \frac{\text{Perímetro neumático} \cdot N^{\circ} \text{rev motor} \cdot 3,6}{\text{Relación de transmisión total} \cdot 1000 \cdot 60} \quad \left[\frac{Km}{hr} \right]$$

$$V_v = \frac{2 \cdot R_{din} \cdot \pi \cdot n_M \cdot 3,6}{i_{t(I,II,III,IV,R)} \cdot 1000 \cdot 60} \quad \left[\frac{Km}{hr} \right]$$

