

3. Trenes de Engranajes Simples.

Se presentan estos dispositivos, y se demuestra como su factor de transmisión depende exclusivamente del número de dientes del impulsor y del seguidor, y no del número de dientes de las ruedas intermedias. El número de ruedas intermedias determina el signo del factor de transmisión.

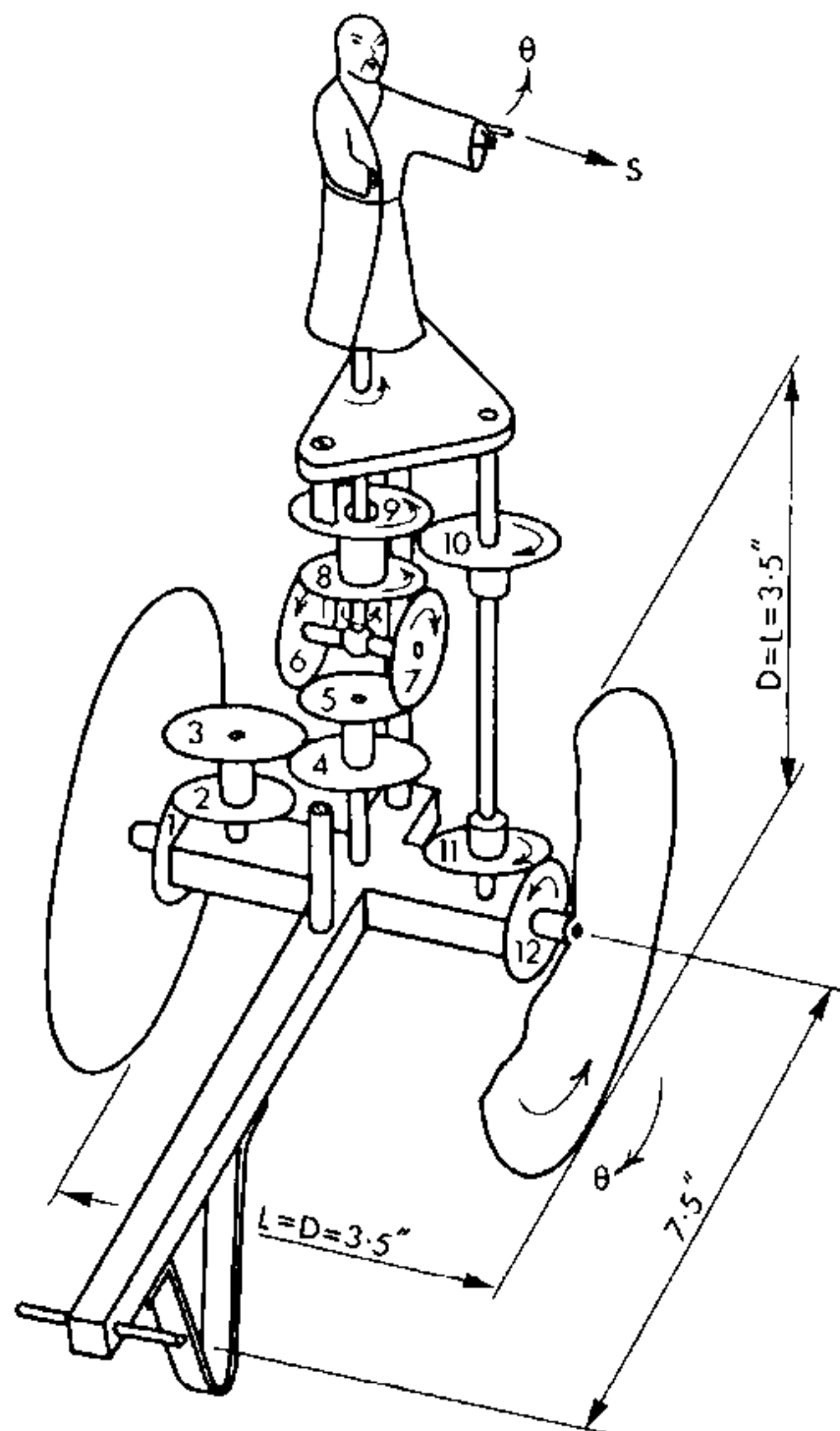


Imagen 2.121. Sistema de orientación en la antigua China.

Los engranajes se utilizan para una amplia variedad de tareas. En la imagen de la Imagen 121 los observamos en una aplicación como sistema de orientación en la antigua China. El muñeco siempre señalaba al Sur, independientemente de los recovecos del camino que se siguiera.

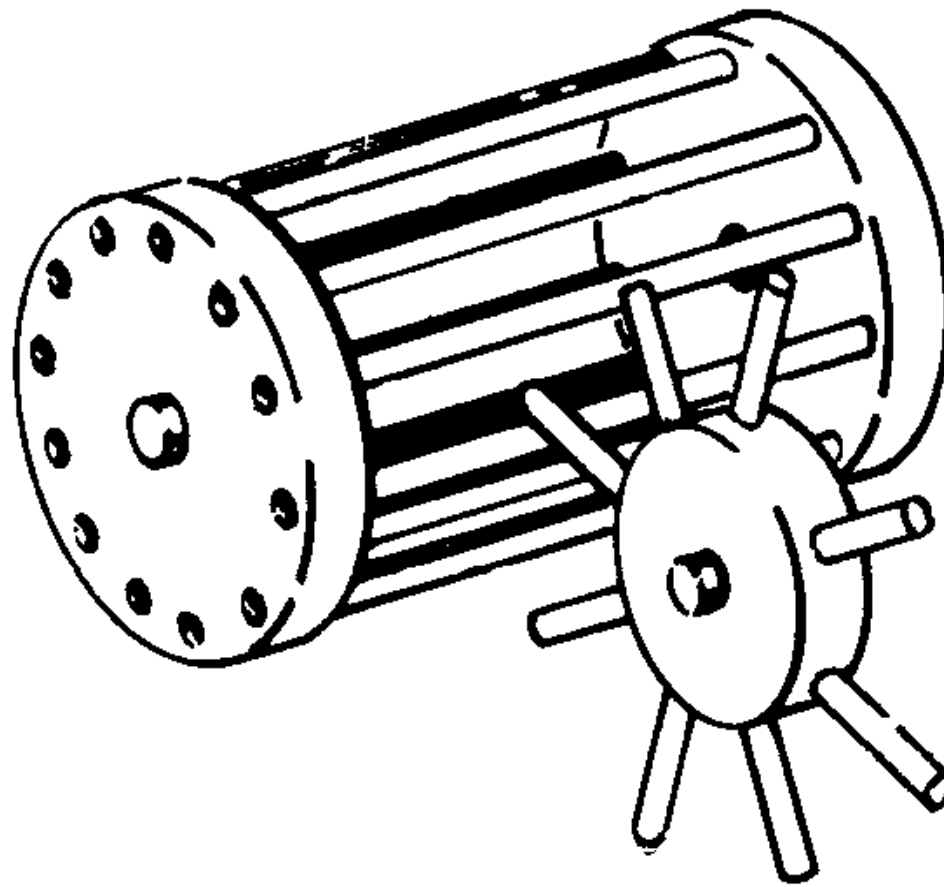
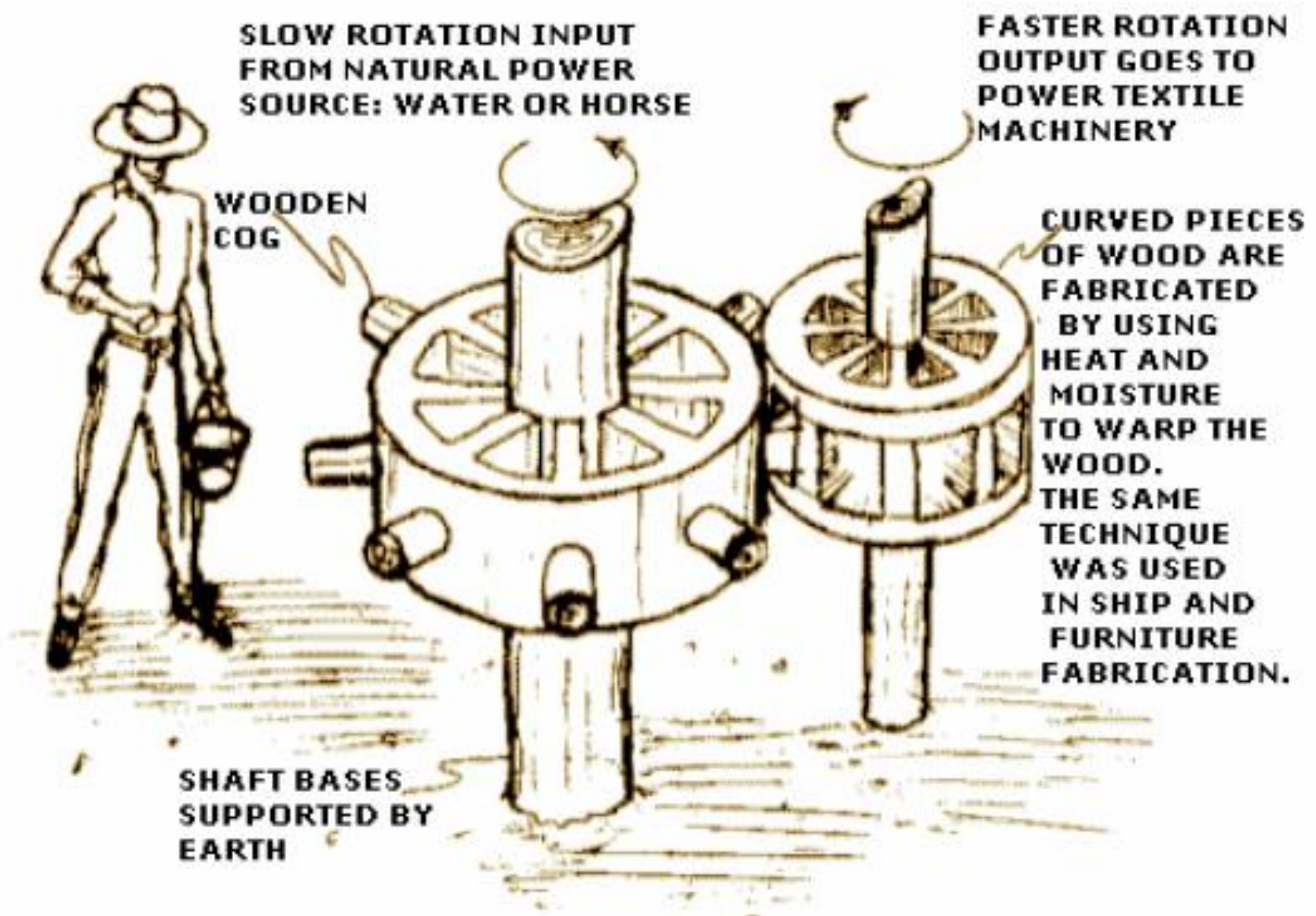


Imagen 2.122. Engranaje de radios y linterna.

Los griegos de la era clásica, como Herón, en el 60 d. de C., sabían perfectamente cómo utilizar piñones engranados y describieron muchas formas de utilizar trenes de ruedas. El genial Leonardo da Vinci, a principios del siglo XVI, confeccionó elaborados bocetos que demuestran no sólo que conocía los trenes de engranajes, sino que se percataba perfectamente de la importancia que tenía la forma de los dientes en las ruedas dentadas (Imagen 122).



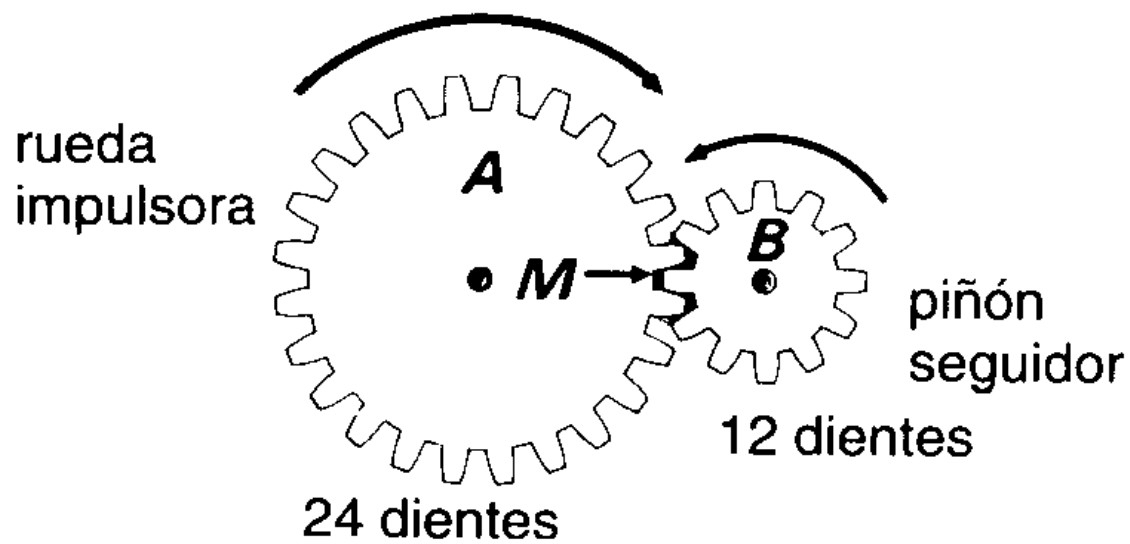
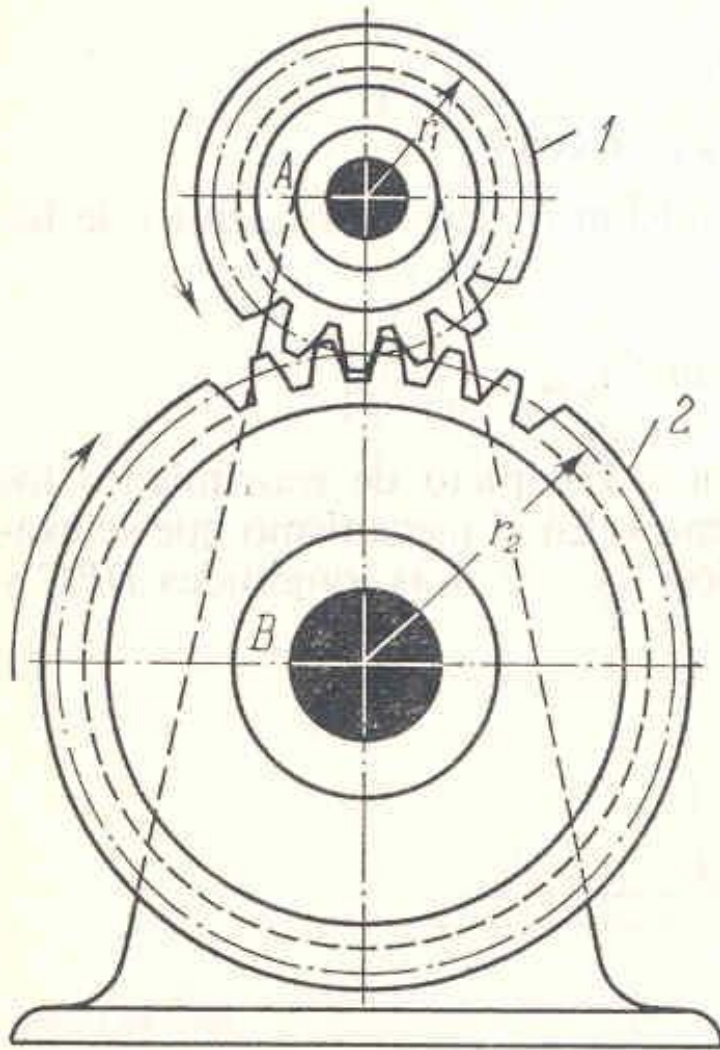


Imagen 2.123. Transmisión del movimiento de rotación por engranajes.

Los engranajes vienen a ser como dos cilindros provistos de resaltes, los dientes, que van insertándose unos entre otros al tiempo que las ruedas giran sobre sus ejes, transmitiendo de uno a otro el movimiento de rotación (Imagen 123). Cuando las ruedas son distintas, la menor suele denominarse piñón y la mayor es la catalina o, simplemente, la rueda. Con las ruedas de esta figura, cuando la impulsora A efectúa una revolución, pasan 24 dientes en sentido descendente por el punto M, que empujan en igual sentido a 24 dientes de la rueda B, por lo que B ha de efectuar 2 vueltas completas en sentido anti horario. En general cuando dos ruedas engranan, el factor de transmisión es el cociente entre el número de dientes de la impulsora y el número de la seguidora, siendo su signo negativo al girar la rueda seguidora en sentido contrario al de la impulsora. El factor de transmisión de las ruedas de la figura será $t(AB) = -2$.

DESCRIPCION DE UN MECANISMO DEL "ATLAS DE ARTOBOLEVSKI"

13	MECANISMO DE TRES ELEMENTOS	ERD
	ARTICULADOS DE RUEDAS CILÍNDRICAS CIRCULARES CON ENGRANAJE EXTERIOR	T

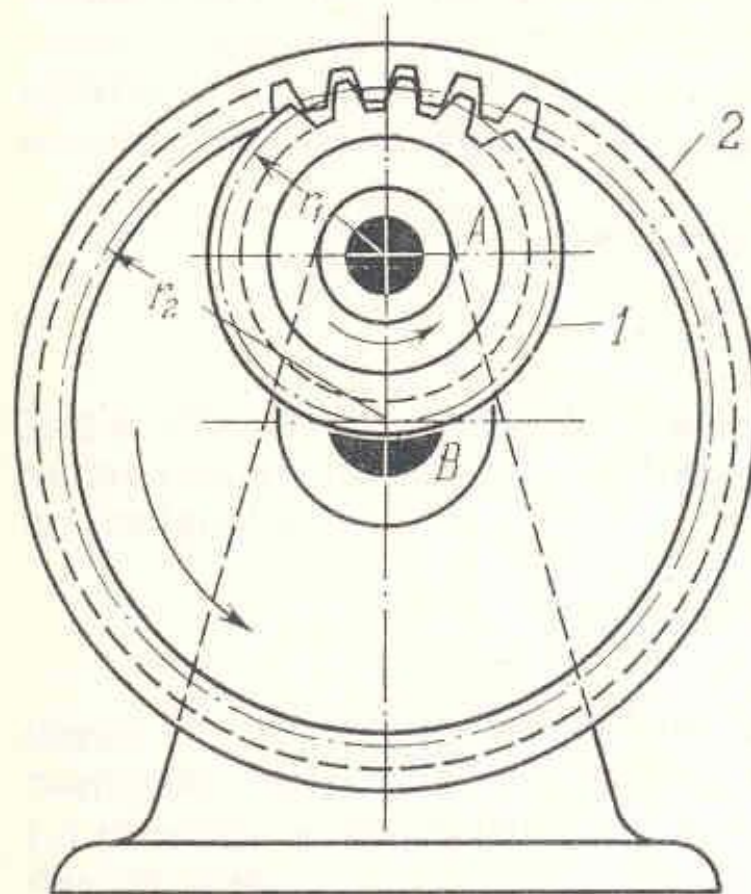


Las ruedas 1 y 2 giran alrededor de los ejes fijos A y B en sentidos opuestos. La relación de transmisión i_{12} del mecanismo, teniendo en cuenta los signos de las velocidades angulares ω_1 y ω_2 de las ruedas 1 y 2, es igual a

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_2}{r_1} = -\frac{z_2}{z_1},$$

donde r_1 y r_2 son los radios de los círculos primitivos de las ruedas 1 y 2; z_1 y z_2 son los números de dientes de las ruedas 1 y 2.

14	MECANISMO DE TRES ELEMENTOS	ERD
	ARTICULADOS DE RUEDAS CILÍNDRICAS CIRCULARES CON ENGRANAJE INTERIOR	T



Las ruedas 1 y 2 giran alrededor de los ejes fijos A y B en el mismo sentido. La relación de transmisión i_{12} del mecanismo, teniendo en cuenta los signos de las velocidades angulares ω_1 y ω_2 de las ruedas 1 y 2, es igual a

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1},$$

donde r_1 y r_2 son los radios de los círculos primitivos de las ruedas 1 y 2; z_1 y z_2 son los números de dientes de las rudaes 1 y 2.

ENGRANAJES CILINDRICOS DE DIENTES RECTOS

$$\begin{aligned}
 t(AE) &= t(AB) \times t(BC) \times t(CD) \times t(DE) = \\
 &= \frac{-60}{30} \times \frac{-30}{48} \times \frac{-48}{24} \times \frac{-24}{12} = \\
 &= \frac{-60}{12} = +5
 \end{aligned}$$

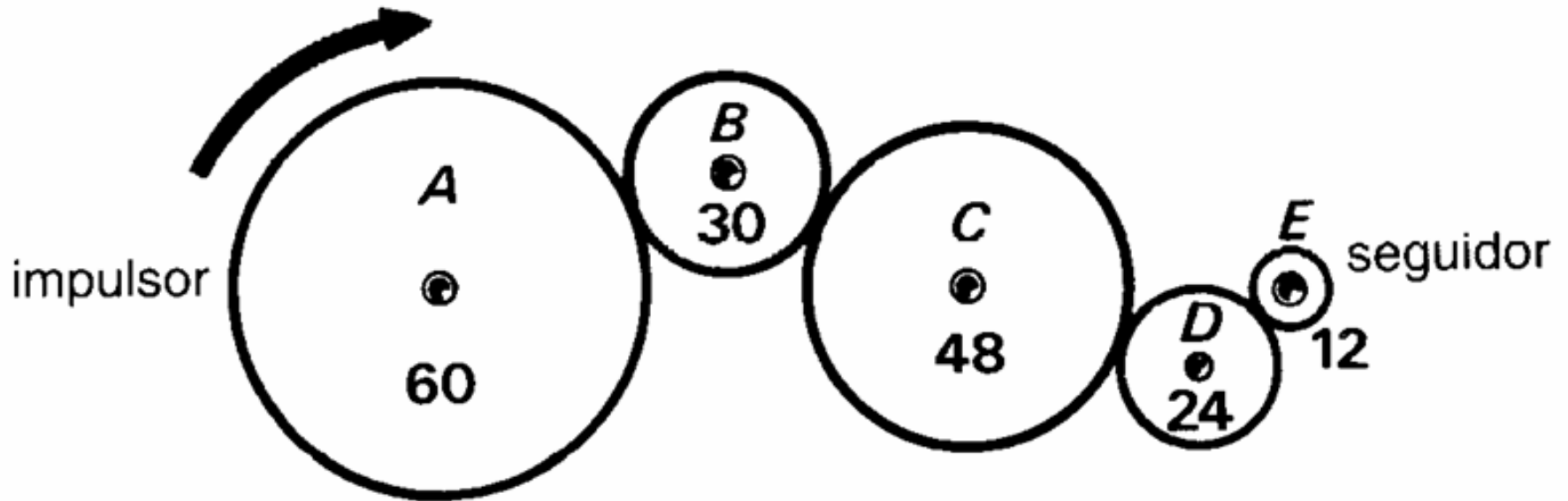
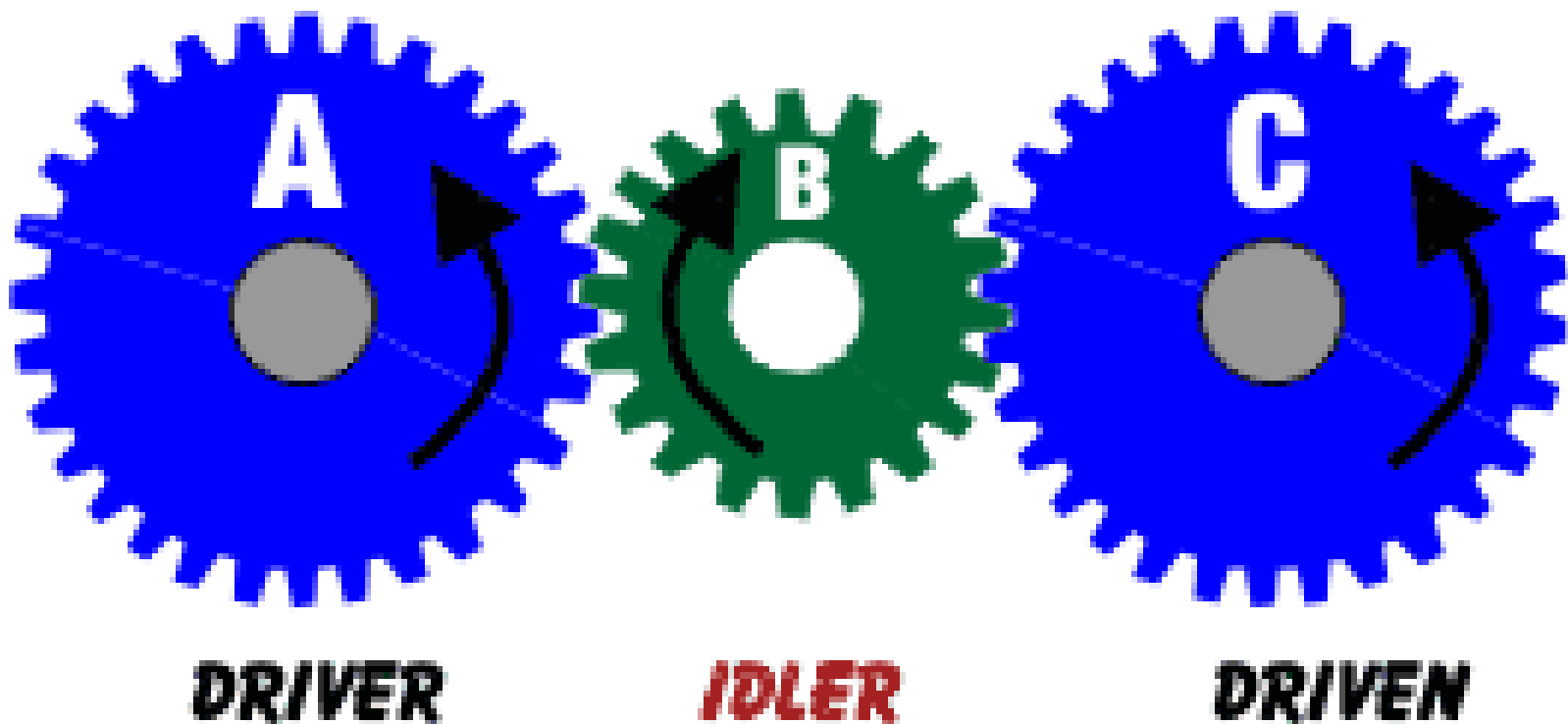
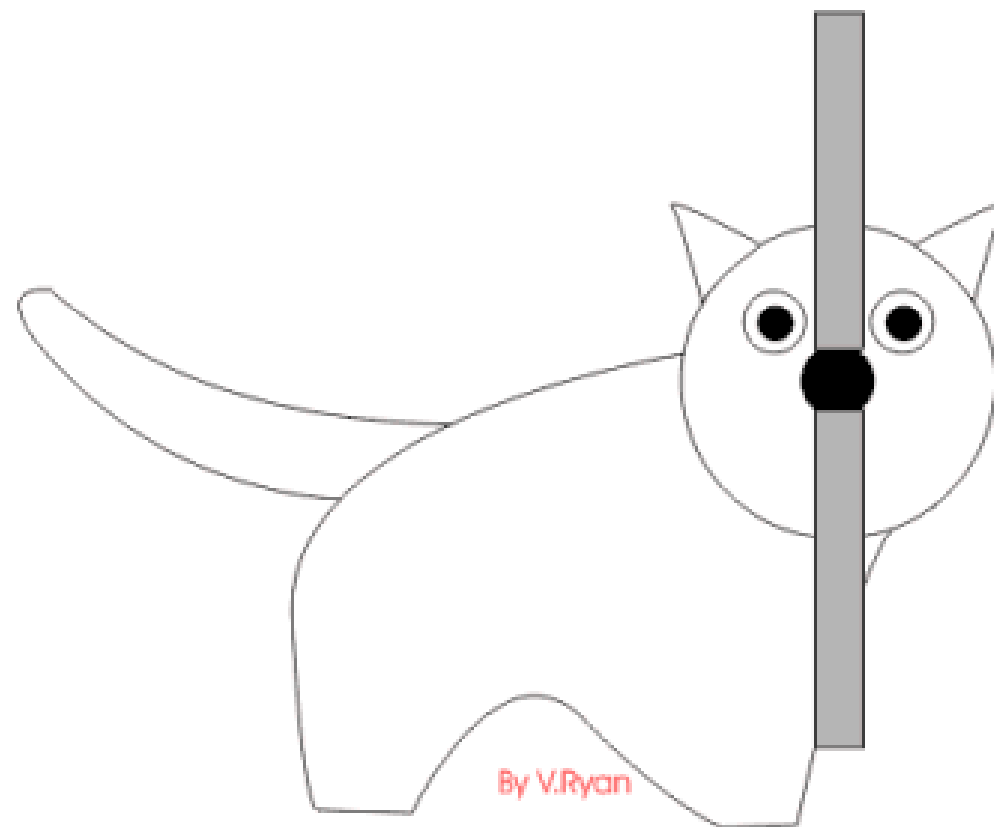


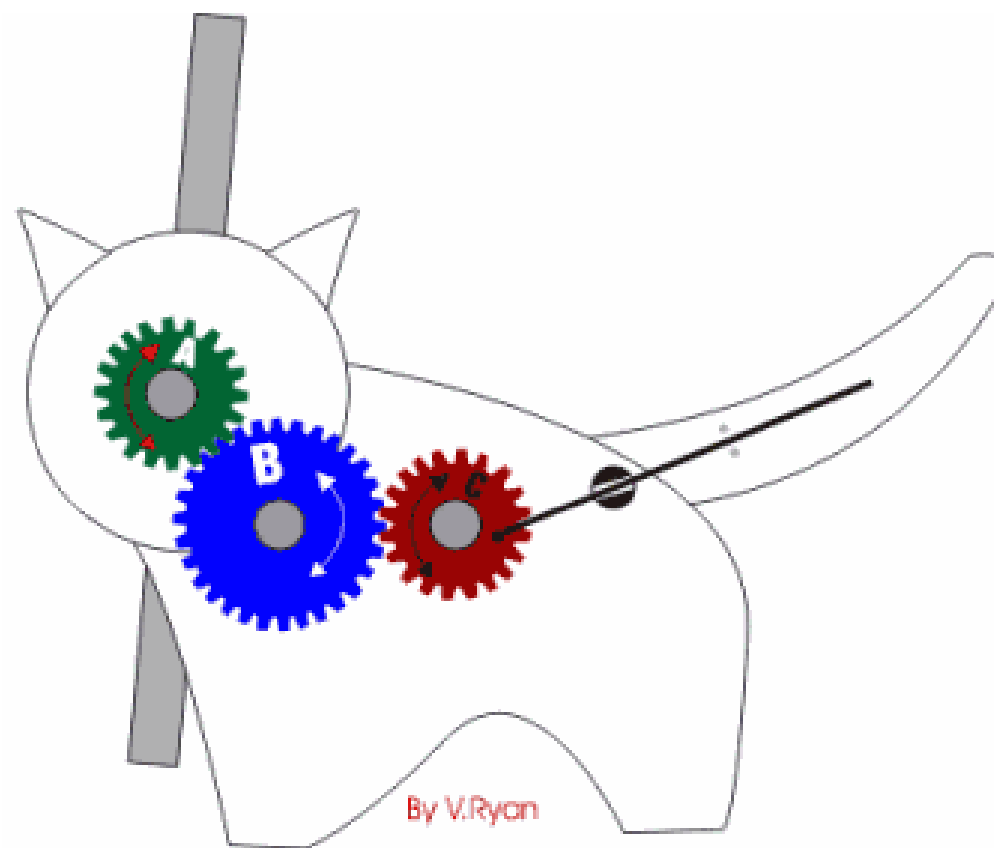
Imagen 2.124. Tren de Engranajes Simple.

Es importante saber calcular los factores de transmisión en el caso de trenes de engranaje simples que comportan varios pares de ruedas. En la figura 124, las cifras denotan los números de dientes de las ruedas. Fijémonos como se van simplificando todas las fracciones intermedias, con lo que la relación del tren depende exclusivamente de los números de dientes de la impulsora y de la seguidora. Lo más que pueden hacer las ruedas intermedias de un tren de engranajes de esta clase es determinar el sentido relativo de giro de la seguidora con respecto a la rueda impulsora, o sea, el signo del factor de transmisión.

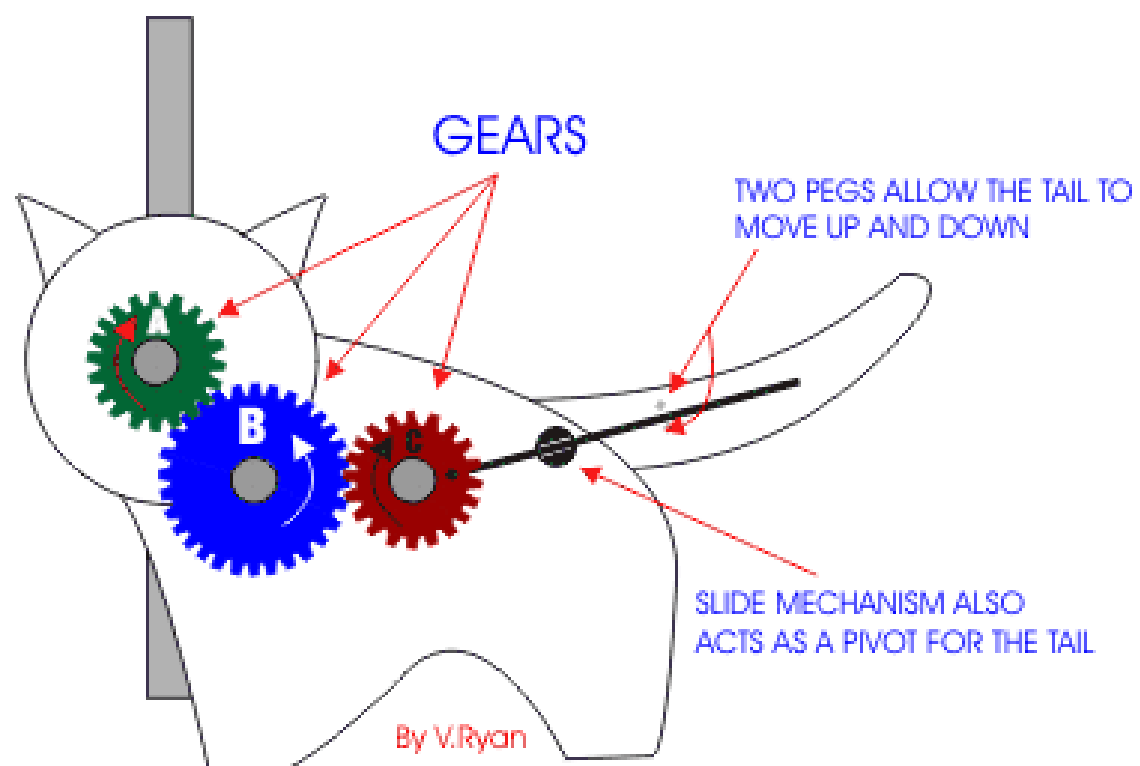




FRONT VIEW



BACK VIEW



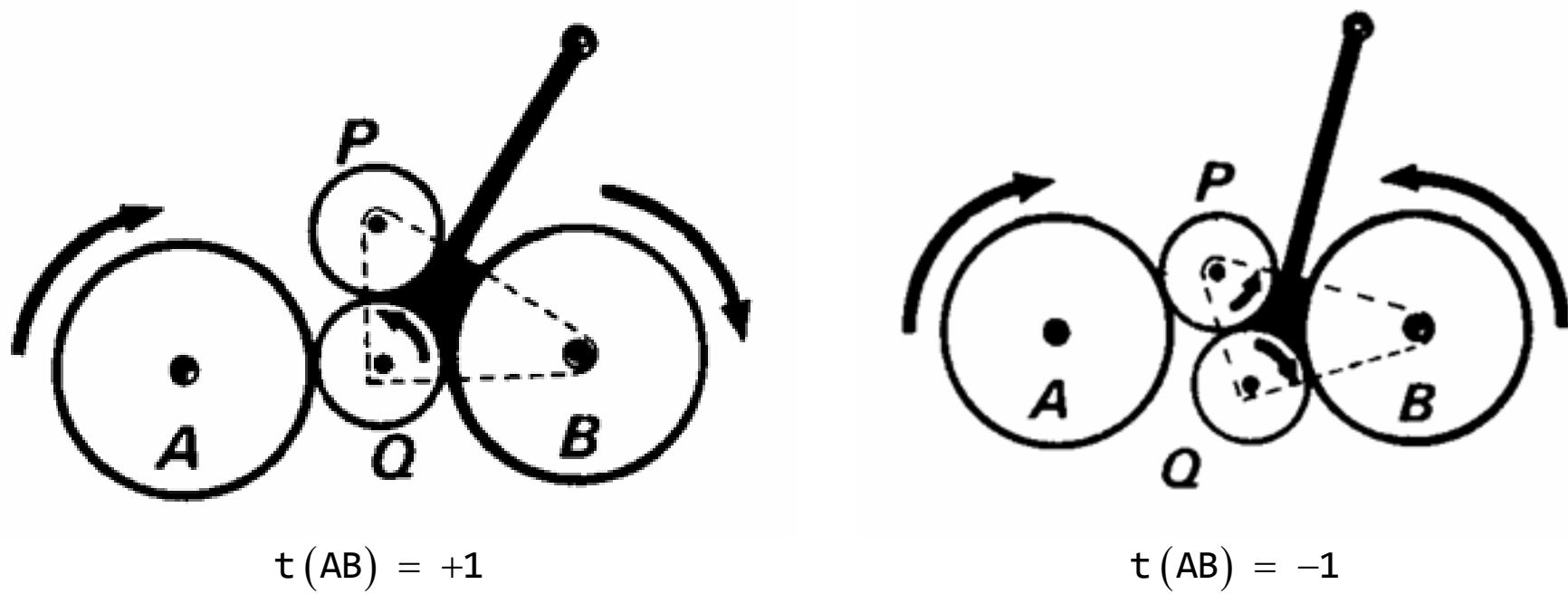
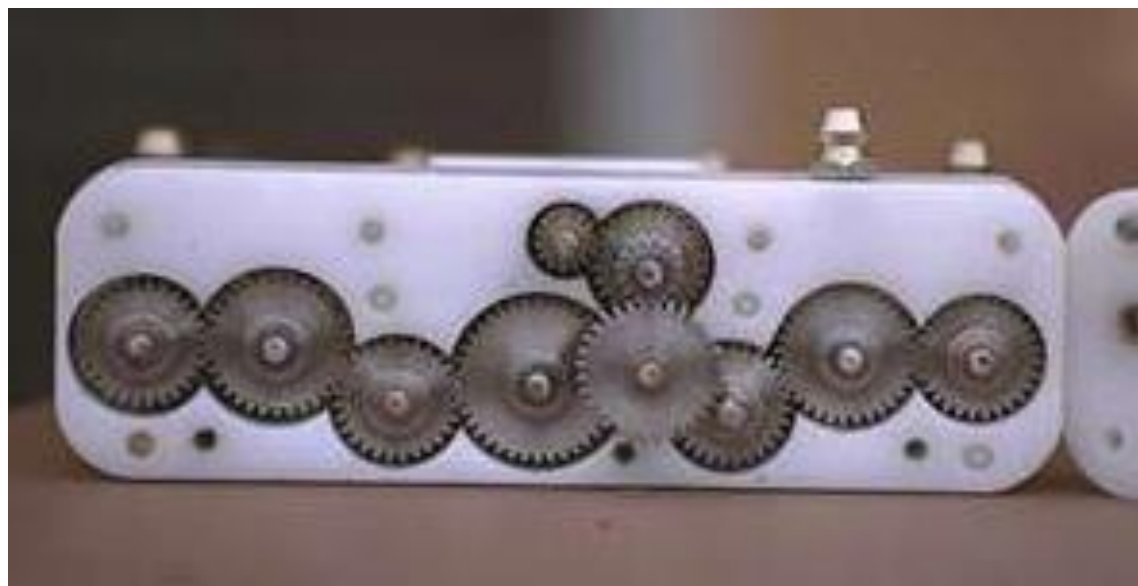


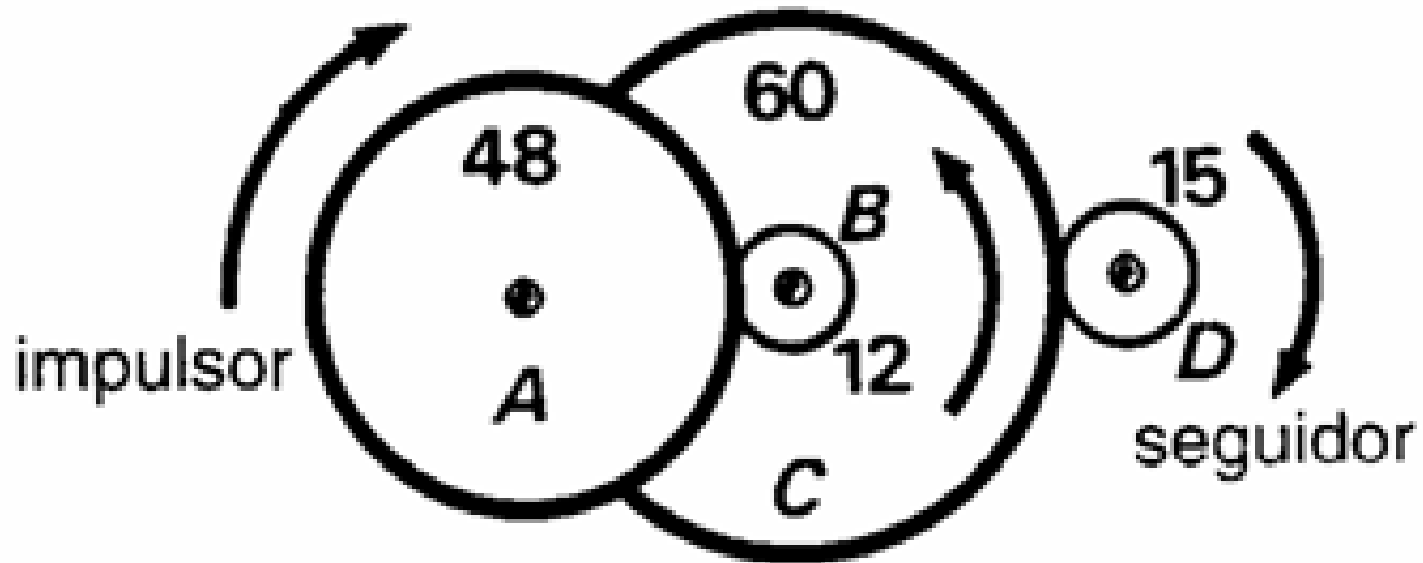
Imagen 2.125. Mecanismo de Inversión de Marcha.

Un mecanismo muy sencillo de inversión de marcha, utilizado en juguetería para motores de cuerda, se basa en accionar una palanca para introducir una rueda más en el tren de engranajes, como se puede observar en la Imagen 125. Cuando A y B sólo están conectados por Q, las ruedas B y A giran en el mismo sentido; al accionar la palanca, Q se desengrana de A y queda P introducido entre A y A, invirtiendo así el sentido de giro de B. Fijémonos en que la ménsula (triángulo a trazos) portadora de P y Q pivota en torno al centro B.



4. Trenes de Engranajes Compuestos.

Se justifica la existencia de los trenes compuestos, cuando se desean obtener factores de transmisión o muy grandes o muy pequeños, y se demuestra que en este caso en el factor de transmisión influyen los números de dientes de todas las ruedas existentes. Se comentan algunas aplicaciones prácticas.

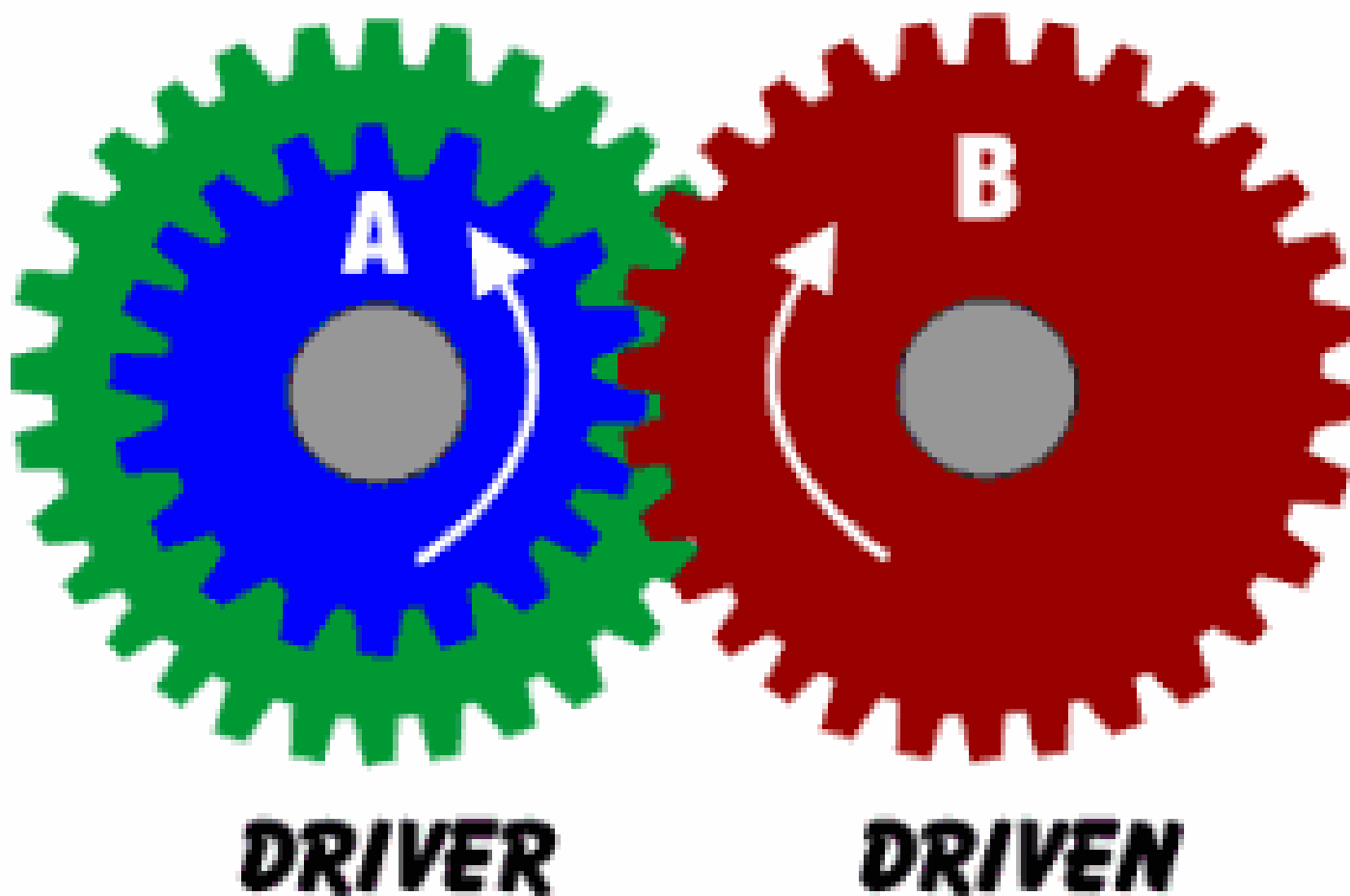


$$t(AD) = t(AB) \times t(BC) \times t(CD) =$$

$$= (-4) \times (+1) \times (-4) = +16$$

Imagen 2.126. Tren de Engranajes Compuesto.

Cuando es preciso lograr factores de transmisión muy altos o muy bajos sin utilizar ruedas de gran tamaño ni piñones muy pequeños, se recurre a montar sobre un mismo eje dos ruedas dentadas, lo mismo que en los sistemas de poleas. A estos trenes se les denomina trenes de engranajes compuestos. En el tren de la figura 127 se ha conseguido un factor de transmisión de +16. De no haber recurrido a esta técnica, hubiera sido necesaria una catalina con un número de dientes 16 veces mayor que en el piñón, más una rueda intermedia de tamaño adecuado que las interconecte para conseguir que giren en la misma dirección.



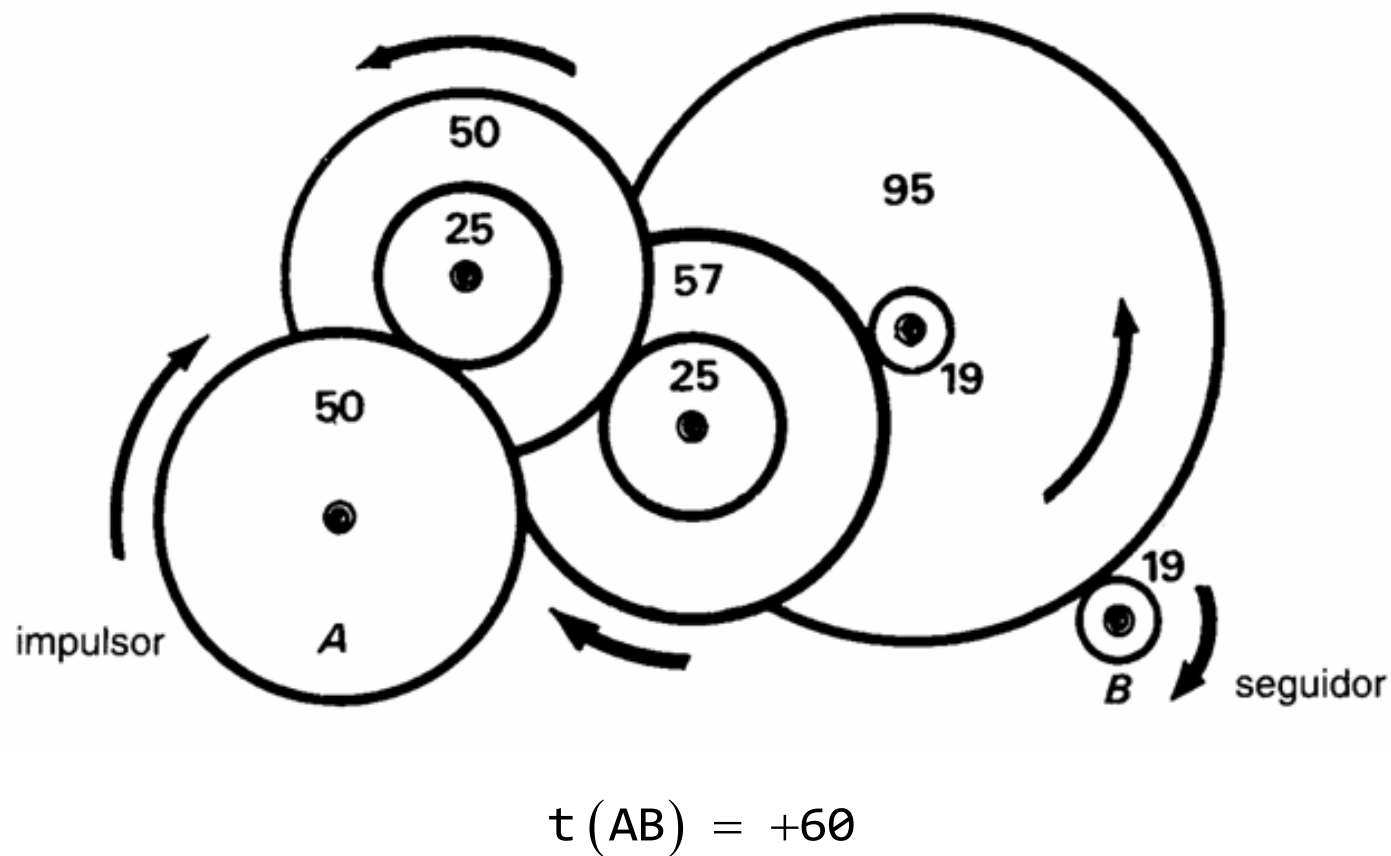


Imagen 2.130. Tren de Engranajes Compuesto en un Reloj Tradicional.

En la práctica, las ruedas dentadas que se utilicen para conseguir un determinado factor de transmisión dependerán de los tipos normalizados disponibles y de las distancias entre los ejes a conectar. Por ejemplo, si disponemos de engranajes rectos de 95, 57, 50, 25 y 19 dientes, sólo es posible acoplar ciertos pares a causa de las distancias entre los ejes. Los emparejamientos posibles serán: 50 y 25, con una razón de 2:1; 57 y 19, con una razón de 3:1; 95 y 19, con una razón de 5:1; 95 y 25, con una razón de 19:5; 95 y 27, con una razón de 5:3. A pesar de estas restricciones, es posible combinar las ruedas de muchas formas y obtener gran número de factores de transmisión. En la figura 130 se muestra la forma de conseguir un factor de transmisión de +60, necesario en el diseño de un reloj tradicional.

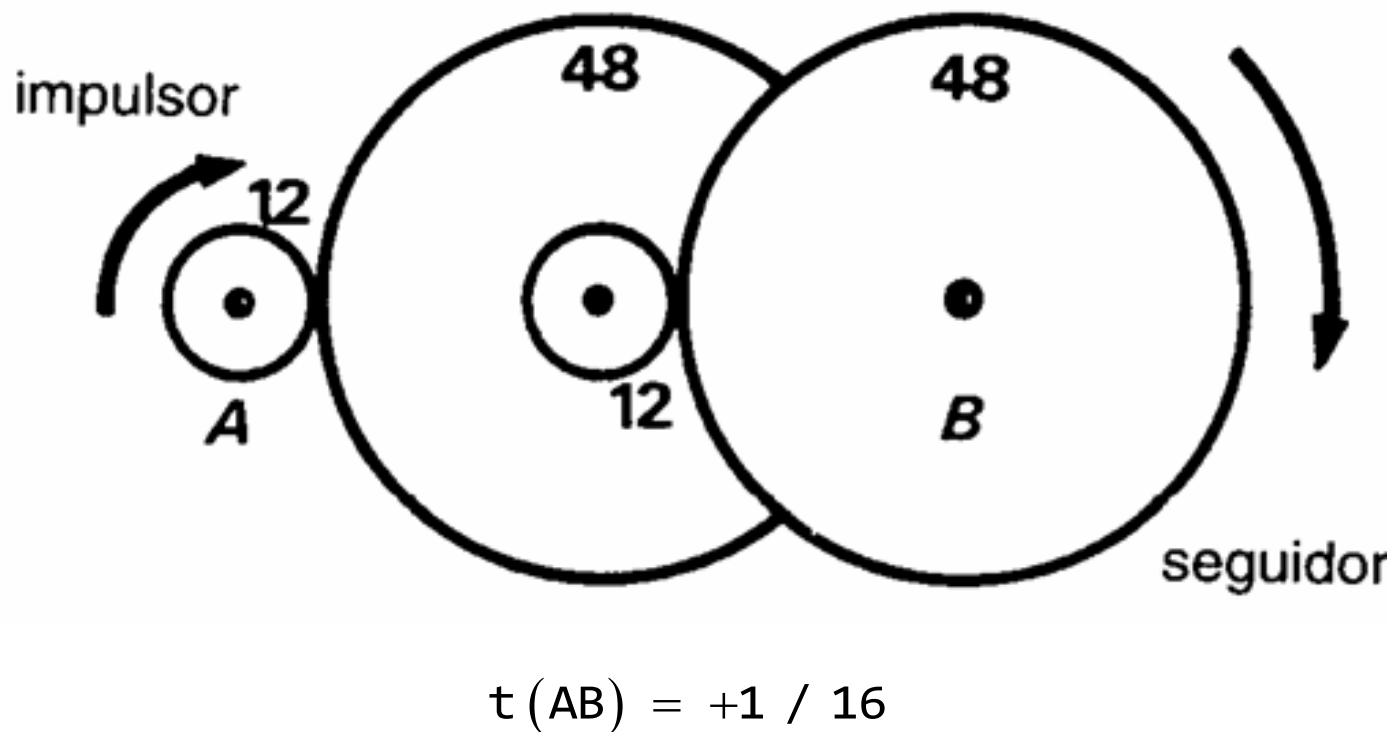


Imagen 2.131. Tren de Engranajes Compuesto en un Cabrestante.

Son muchas las situaciones en las que se utilizan grupos rectos para lograr en el eje de salida una velocidad menor que en el eje impulsor. Así ocurre en los cabrestantes (Imagen 131), en los taladros eléctricos o en las batidoras. La reducción se consigue haciendo que piñones rectos de un pequeño número de dientes ataquen a ruedas de gran número de dientes. El tren recto que vemos corresponde a un cabrestante. El seguidor, está directamente acoplado a un tambor de arrollamiento, gira a 1/16 de la velocidad del impulsor, por lo que se logrará una considerable ventaja mecánica.

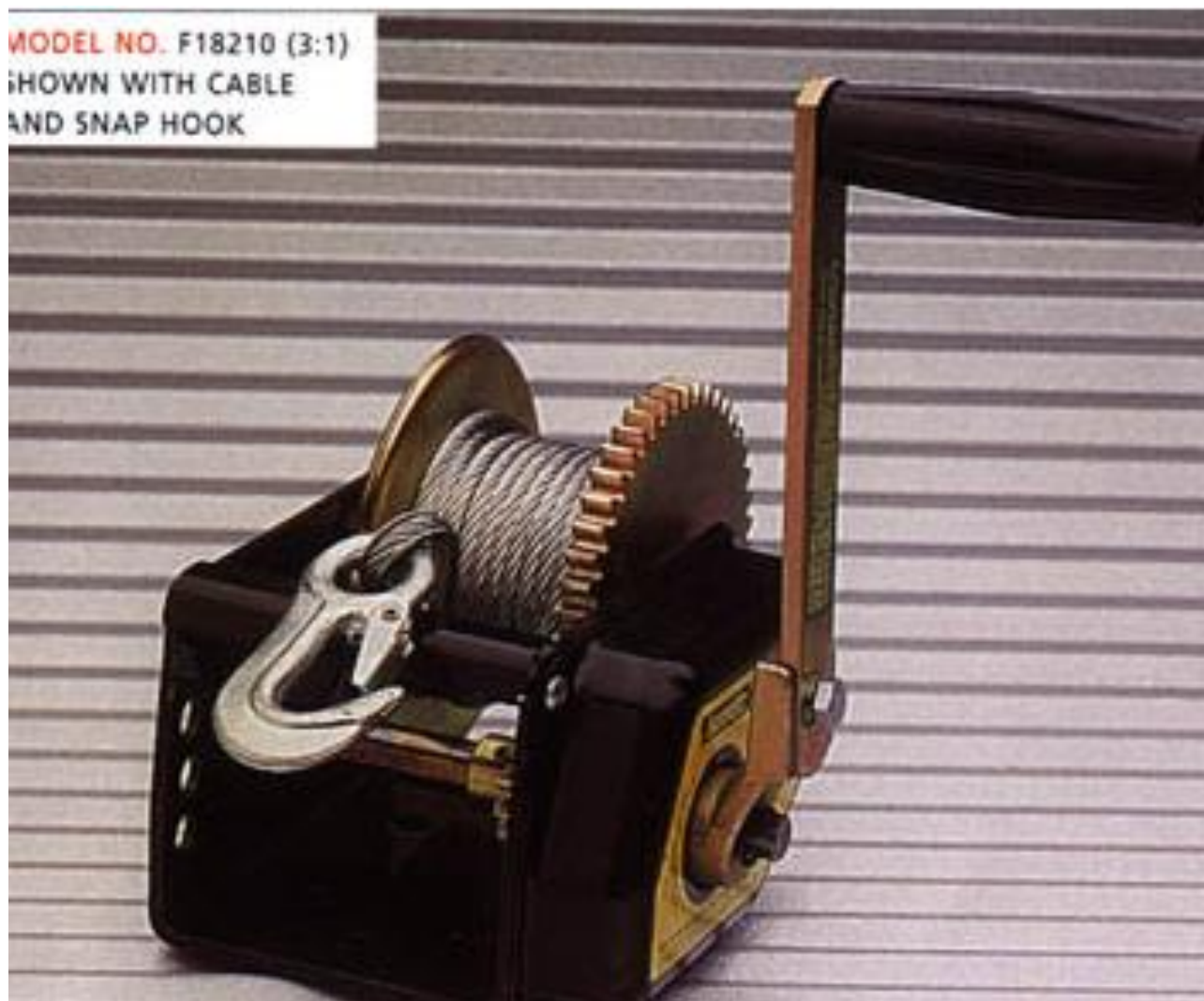
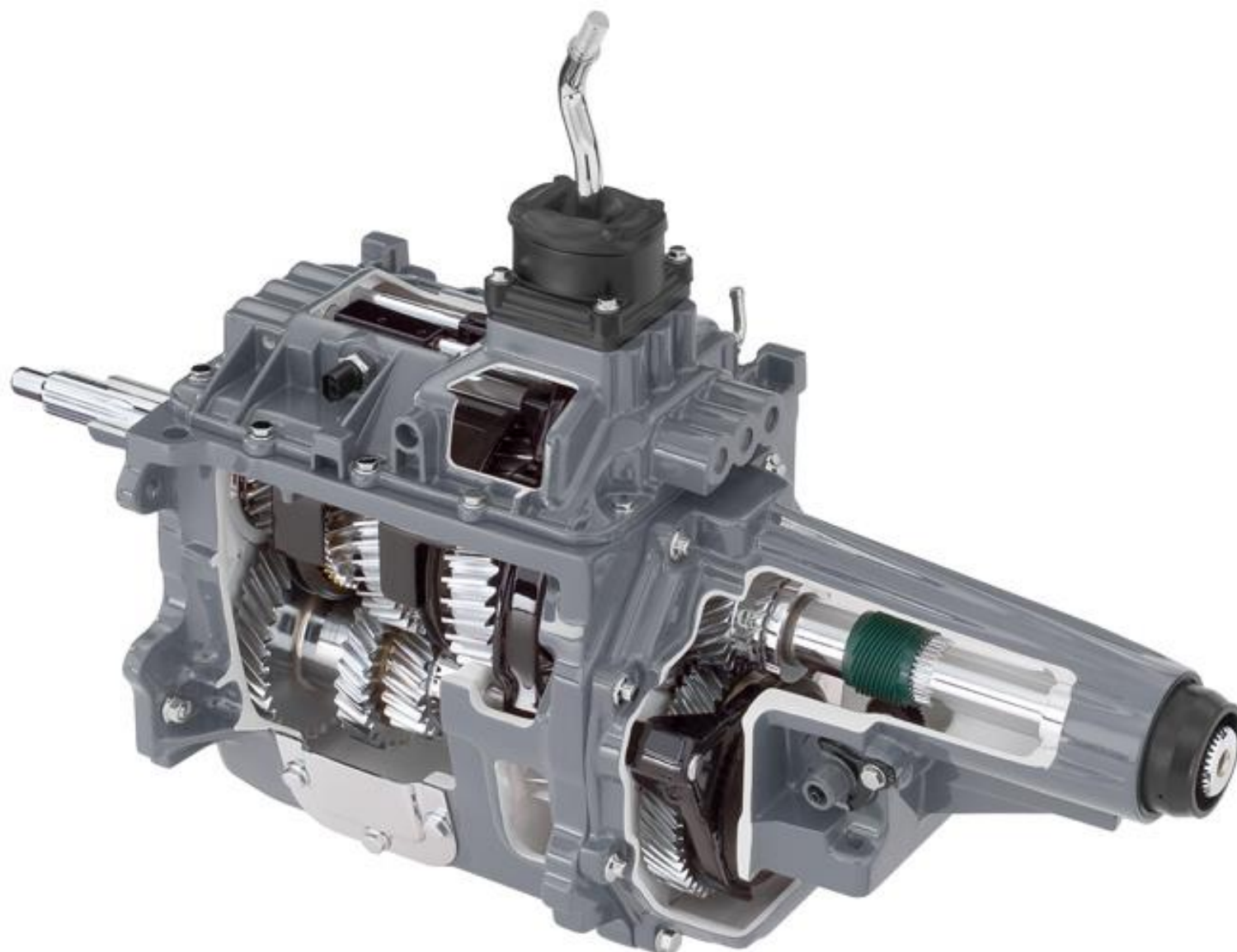


Imagen 2.132. Aplicaciones Trenes Engranajes Compuestos.



New Venture Gear
2005 NVG 4500 (MW3)
Five Speed RWD Manual Transmission

Imagen 2.132. Caja de Cambios de un Automóvil.

La caja de cambios de un automóvil se vale de ingeniosos trenes de engranajes para trasladar la rotación del cigüeñal del motor hasta las ruedas, con diferentes velocidades de salida que permitan ajustarse a las diversas situaciones de la conducción (Imagen 132).

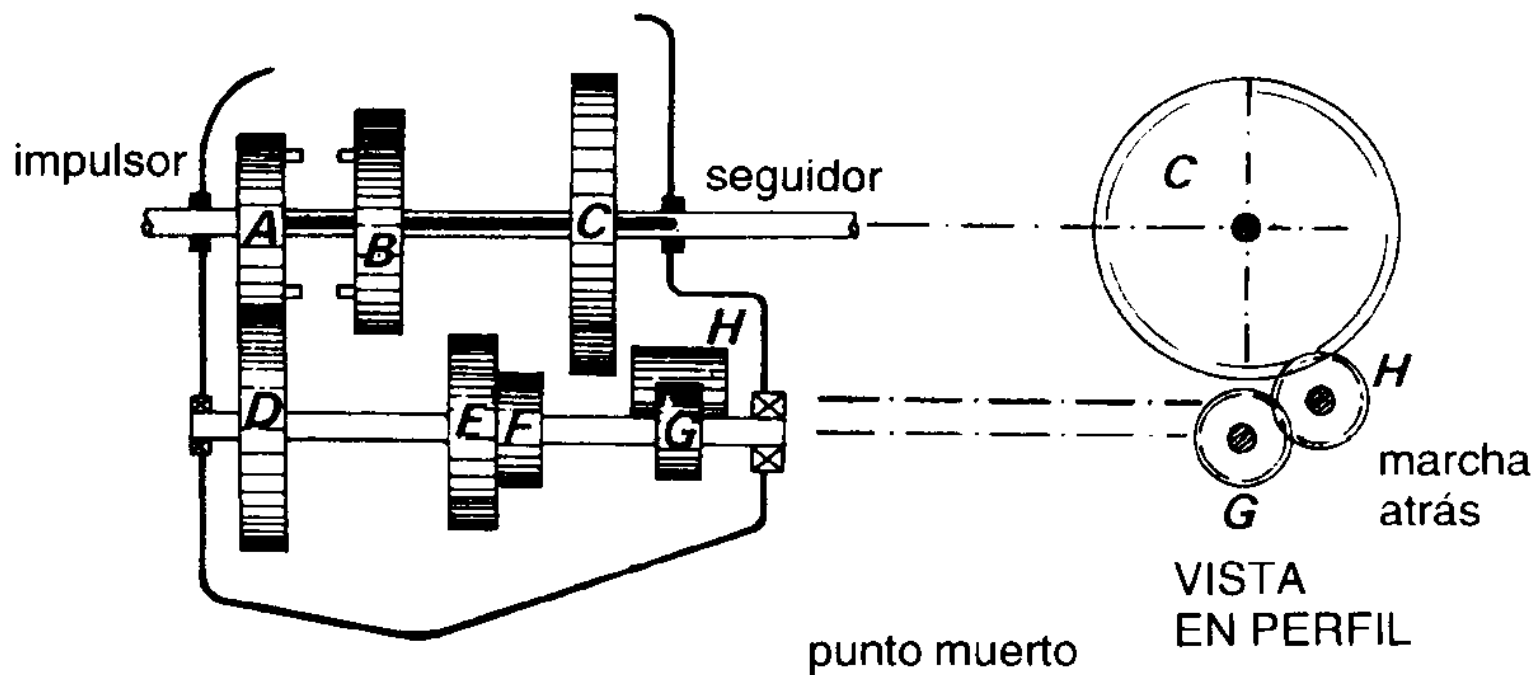


Imagen 2.133. Caja de Cambios de tres velocidades.

Para comprender el funcionamiento de la caja de cambios, fijémonos en el diseño de una de tres velocidades como la mostrada en la Imagen 133. El árbol portador de las ruedas B y C no es solidario con el eje motriz, que lleva la rueda A, sino coaxial con él. En la posición mostrada en la figura, la caja de cambios está en punto muerto. La rueda dentada A engrana con la rueda D y hace girar al eje portador de las ruedas E, F, y G, pero como estas no están engranadas ni con B ni con C, el eje de salida (el seguidor) no gira.

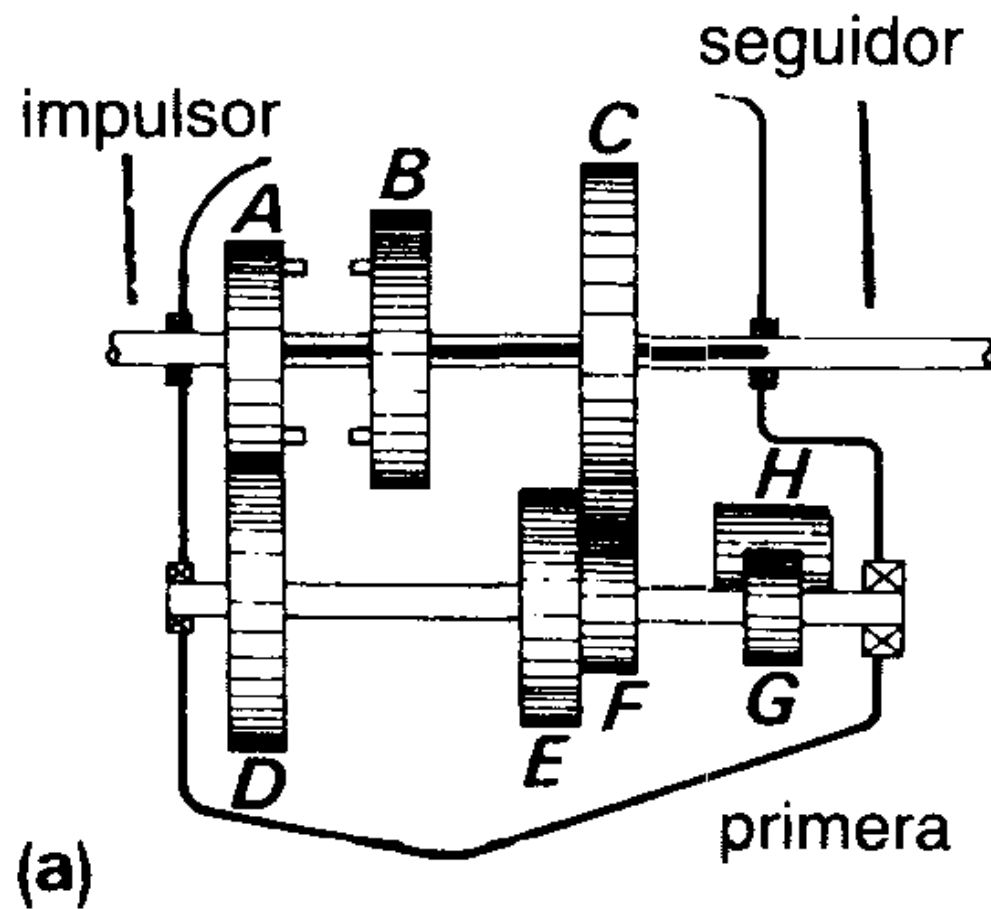


Imagen 2.134. Caja de Cambios de tres velocidades: Primera Velocidad.

En el árbol donde van montadas las ruedas B y C, se ha labrado un surco o acanaladura longitudinal; las ruedas llevan una chaveta que encaja en el surco. Se consigue así que las ruedas giren solidariamente con el eje y, sin embargo, pueden ser desplazadas a lo largo de él. La primera velocidad se consigue desplazando la rueda dentada C hasta la izquierda, hasta acoplarla con el rueda F (Imagen 134). Se obtiene así el factor de transmisión $t(AC) = t(AD) \times t(FC)$.

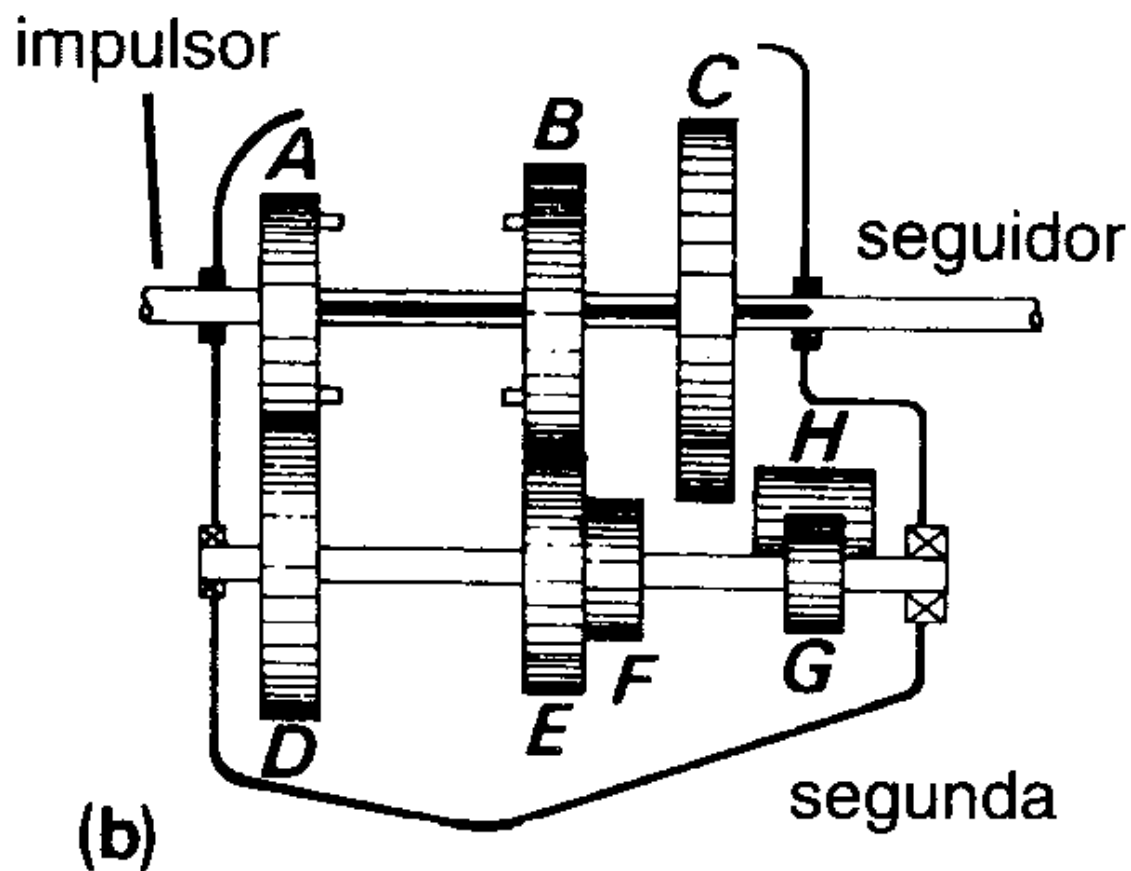


Imagen 2.135. Caja de Cambios de tres velocidades: Segunda Velocidad.

La segunda se logra desplazando la rueda B hacia la derecha, hasta hacerla engranar con la rueda E (Imagen 135). Resulta entonces el factor de transmisión $t(AB) = t(AD) \times t(EB)$.

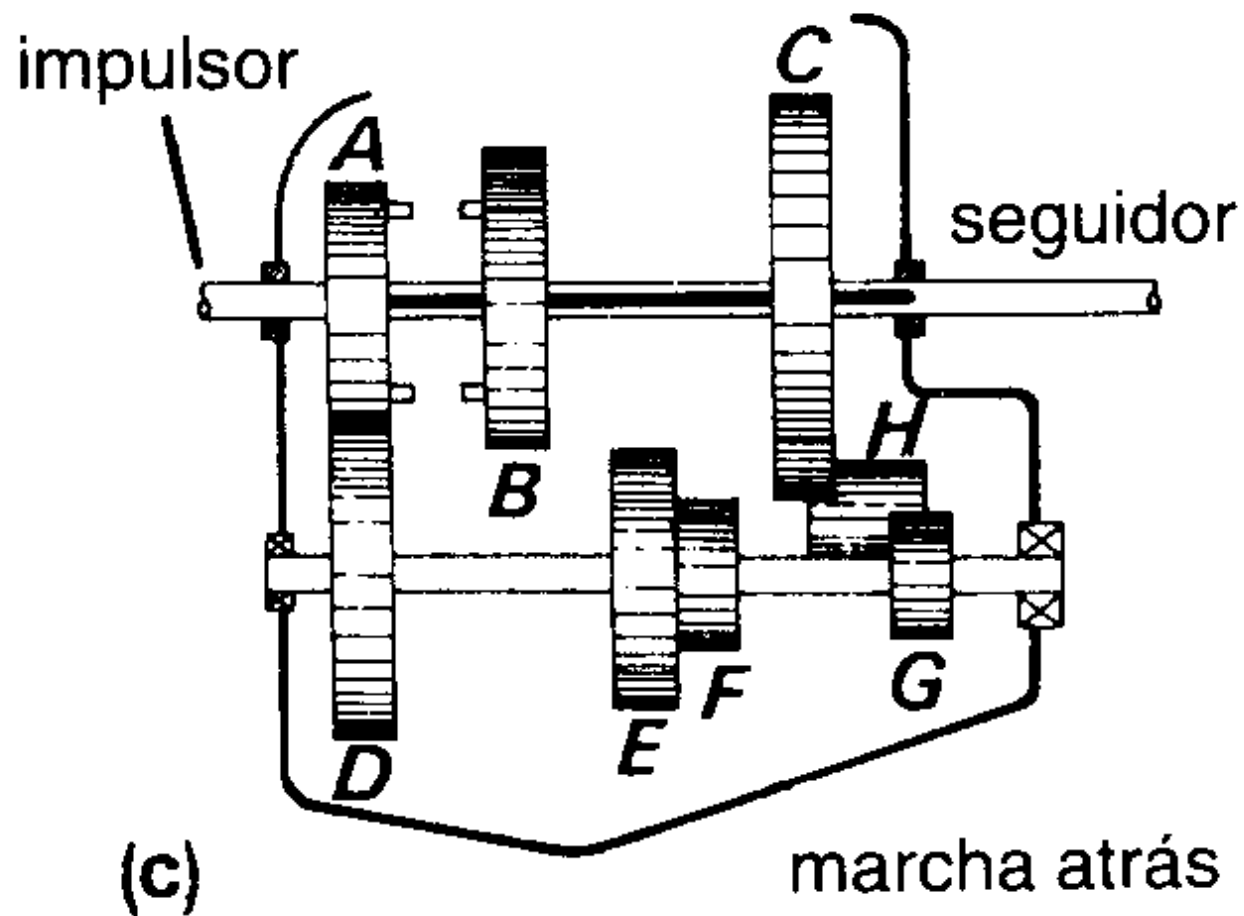


Imagen 2.136. Caja de Cambios de tres velocidades: Directa.

La directa (que en este caso sería la máxima velocidad) resulta de desplazar la rueda B hacia la izquierda, hasta que los gorriones que sobresalen por uno de los costados encajen con los correspondientes de A (Imagen 136). Las ruedas A y B quedan solidarias y giran a la vez, dando transmisión directa entre el eje impulsor y el seguidor o eje de salida.

La marcha atrás se consigue desplazando el piñón loco H hacia la izquierda, hasta hacerlo engranar con la rueda dentada G sin perder el acoplamiento con la rueda G. El factor de transmisión correspondiente es $t(AC) = t(AD) \times t(DG) \times t(GH) \times t(HC)$.

En los coches de carreras, las relaciones del cambio se establecen para cada circuito concreto. Dado que el número de dientes de un tamaño dado es proporcional a la circunferencia de la rueda y, por lo tanto, a su diámetro, en una caja de cambios, el número total de dientes situados en los pares de ruedas como A y D, B y E, o C y F tiene que ser el mismo. Si A y D son reemplazados por otras dos ruedas que generen una relación superior, todas las marchas, menos la directa, resultarán modificadas; por otra parte, si solamente se modificasen B y E resultaría alterada la segunda velocidad. Se podría conseguir más relaciones con una caja de cambios más larga y añadiendo nuevos pares de engranajes a los dos ejes.

TREN ENGRANAJES COMPUESTO 01



TREN ENGRANAJES COMPUESTO 02

