



Curso sobre embragues LuK

Introducción a la técnica de embragues para turismos



SCHAEFFLER
AUTOMOTIVE AFTERMARKET



FAG

El contenido de este folleto no será legalmente vinculante y únicamente tiene propósitos informativos. En la medida legalmente permitida, Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG no asumirá ninguna responsabilidad derivada de este folleto o en relación con el mismo.

Todos los derechos reservados. Queda prohibida cualquier copia, distribución, reproducción, puesta a disposición del público o publicación de este folleto en su totalidad o en extractos sin el consentimiento previo por escrito de Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG.

Copyright ©

Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG

Mayo de 2012

Índice

	Página
1 Historia del desarrollo de la técnica de embragues	4
2 El embrague entre el motor y la caja de cambios: esquema de funcionamiento, componentes	13
3 El disco de embrague: el elemento de unión central del embrague	16
4 El plato de presión del embrague: tipos y curvas características	20
5 El DMF: amortiguación de torsión eficaz entre el motor y la caja de cambios	28
6 Sistemas de desembrague hidráulico	32
7 Cambio de marchas automatizado (ASG) para un mayor confort	36
8 Las cajas de cambios de doble embrague ofrecen dinamismo y eficiencia	38
9 Transmisión variable continua CVT: confort continuado	42
10 Convertidor de par: conducir más tiempo con sistemas robustos y menos combustible	48
Conclusión	50

1 Historia del desarrollo de la técnica de embragues

En los más de 100 años de historia del automóvil, casi todos los componentes han experimentado un enorme desarrollo técnico. Fiabilidad, costes de producción y facilidad de mantenimiento, así como recientemente el impacto ambiental, fueron y siguen siendo los factores que los fabricantes de vehículos tienen en cuenta para diseñar nuevas y mejores soluciones. En la mayoría de los casos, los diseños básicos ya se conocían desde los comienzos, pero sólo pudieron hacerse realidad con nuevos materiales y métodos de procesamiento.

No fue hasta finales de la primera década del siglo XX cuando el motor de combustión se impuso definitivamente a gran escala entre los conceptos de accionamiento para vehículos que competían con este, es decir, los accionamientos eléctricos y a vapor. En 1902, un vehículo con motor de gasolina consiguió batir por primera vez el récord absoluto de velocidad: hasta entonces, los vehículos eléctricos y de vapor habían dominado el panorama, y todavía durante la primera década, los defensores de los tres conceptos de accionamiento siguieron disputándose el récord absoluto de velocidad. Los accionamientos eléctricos y a vapor presentaban una ventaja decisiva frente a los vehículos de motor con combustibles líquidos (como se llamaban en aquella época): gracias a la curva de par casi ideal, no requerían ni embrague ni caja de cambios, por lo que eran mucho más fáciles de manejar, menos propensos a sufrir averías y presentaban un mantenimiento más fácil. Como el motor de combustión sólo emite potencia con cierto número de revoluciones, tiene que disponer de una posibilidad de separación entre el motor y la caja de cambios. El principio de accionamiento del motor de gasolina, que depende de las revoluciones, necesita ayuda mecánica al arrancar para compensar la desventaja de emitir suficiente potencia, y por lo tanto par, a partir de un número de revoluciones determinado.

Además de esta función como embrague de arranque, la de embrague de separación es igual de importante para poder cambiar de marcha sin carga durante la conducción. Debido a la complejidad del problema por resolver, en los primeros años de construcción de automóviles, los vehículos, sobre todo los más pequeños, no poseían embrague de arranque, por lo que había que empujar los vehículos a motor.

El principio de funcionamiento de los primeros embragues procede de las fábricas mecanizadas de la floreciente industria. Por analogía con las correas de transmisión que se usaban en dichas fábricas, en los vehículos a motor también se emplearon correas planas de cuero. Al tensar la correa mediante una polea tensora, la potencia de accionamiento de la polea del motor se transmitía a las ruedas motrices. Al aflojarse, se deslizaba, es decir, se desembragaba. Sin embargo, este proceso desgastaba las correas de cuero con mucha rapidez, por lo que pronto se cambió de planteamiento y, además de la polea de accionamiento, se empezó a instalar un disco igual de grande con marcha en vacío. Al accionar una palanca, la correa de transmisión podía desviarse de la polea libre a la polea motriz. El vehículo a motor patentado de Benz de 1886 (figura 1), con el que Bertha Benz realizó el primer trayecto de largo recorrido de la historia de la automoción entre Mannheim y Pforzheim, poseía esta solución de embrague.

Las desventajas del accionamiento por correa, como una baja eficiencia, alta predisposición al desgaste y características de rodadura insuficientes, especialmente con lluvia, por un lado, así como la necesidad de cajas de cambio para las potencias de aumento gradual del motor, por otro lado, llevaron a los fabricantes a buscar soluciones mejores que la del embrague de correa de transmisión.

Fig. 1) Embrague de correa de transmisión en el vehículo a motor patentado de Benz de 1886

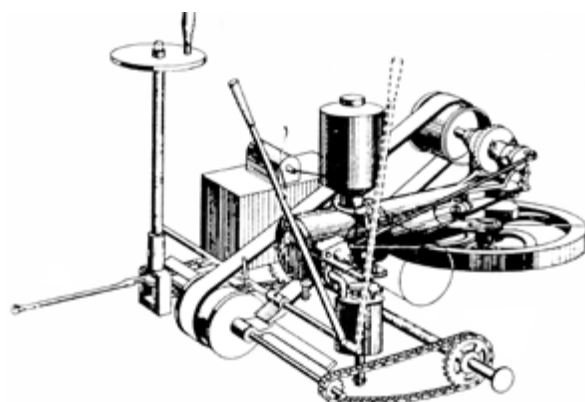


Fig. 2) Principio básico del embrague de fricción: el disco accionado se presiona contra el disco motriz hasta que se consigue adherencia



Así es como surgió una gran variedad de tipos de embrague. Incluso los precursores de nuestros embragues actuales, que se basan en el principio básico del embrague de fricción, se desarrollaron en aquel entonces: en este caso, un disco colocado en el extremo del cigüeñal se aproxima a un segundo disco fijo para embragar. Al tocarse los discos se produce fricción, y el disco no accionado empieza a ponerse en movimiento (figura 2).

A medida que aumenta la presión de apriete y se incrementan las revoluciones, el disco motriz arrastra al accionado hasta que se consigue adherencia y ambos alcanzan la misma velocidad de rotación. En el tiempo desde que los discos están separados hasta que se juntan, la energía del accionamiento principal se convierte en calor al deslizarse los discos entre sí.

Con este procedimiento, se consigue tanto un embragado suave y progresivo (para evitar que el motor se cale al arrancar y que el motor y la transmisión de fuerza reciban golpes) como una transmisión de fuerza sin pérdidas con el embrague accionado. El vehículo de ruedas de acero fabricado por Daimler en 1889, equipado con un embrague de fricción cónico (figuras 3 y 4) ya disponía de la forma básica de este principio de construcción. En este caso, en el volante torneado de forma cónica engrana un cono de fricción que se mueve libremente en el árbol del motor propulsor y que está conectado fijamente al árbol del embrague mediante la carcasa del embrague. El cono se presiona en la contrapieza del disco del volante con un muelle y, presionando el pedal, puede ser atraído contra la presión elástica a través del manguito de desembrague de libre movimiento. De este modo se interrumpe el flujo de fuerza. Al principio, correas de pelo de camello servían como forro de fricción en la superficie cónica, pero pronto

Fig. 3) Diseño del embrague de fricción cónico dominante hasta los años 20

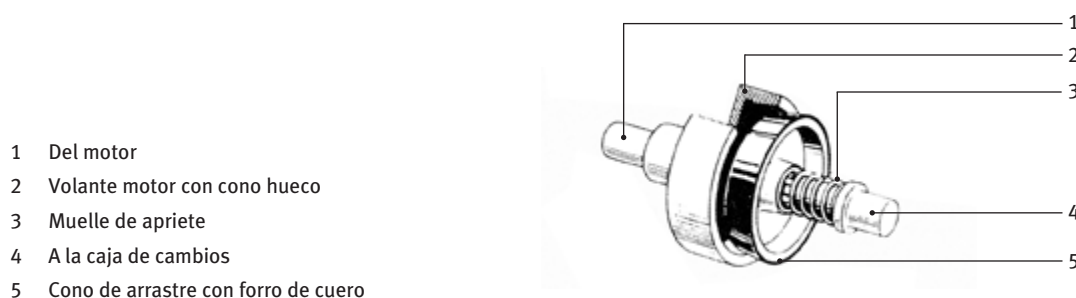
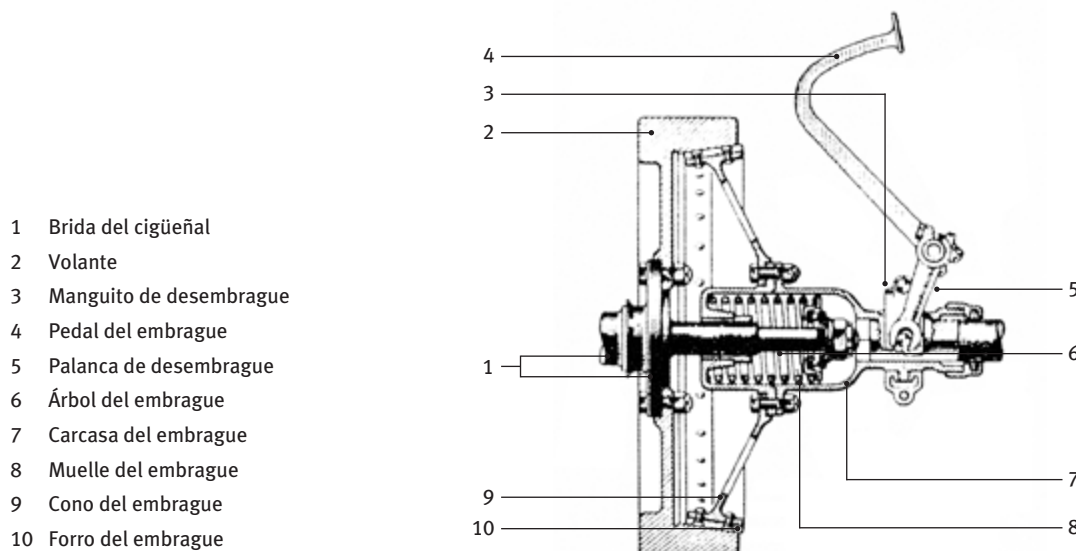


Fig. 4) Sección longitudinal de un embrague cónico con los componentes típicos: cono del embrague y volante torneado respectivamente



fueron sustituidas por correas de cuero, que se empapaban en aceite de ricino para protegerlas frente a humedad, grasa y aceite (figura 5).

Este procedimiento tenía las ventajas de ser autoajutable y de no cargar el árbol primario ni el árbol de la caja de cambios. Sin embargo, predominaban los inconvenientes: el forro de fricción se desgastaba con rapidez y su sustitución resultaba costosa. Por lo tanto, pronto se pasó a diseños con clavijas elásticas o muelles laminados debajo del forro de cuero. Otra desventaja era que el disco volante y el cono del embrague eran muy grandes y al desembragar se detenían con demasiada lentitud debido al gran momento de inercia del embrague. Como las cajas de cambios todavía no estaban sincronizadas, se requería que el embrague se quedara quieto rápidamente después de desembragar para cambiar de marcha.

Para solucionar este inconveniente, a partir de 1910 se instaló un freno adicional del embrague o de la caja de cambios que tenía que accionarse mediante un segundo pedal, la mayoría de las veces en combinación con el pedal del embrague y situado con éste en un árbol de pedal conjunto. Por comodidad, en aquel entonces muchos conductores dejaron de cambiar de marcha y en su lugar prefirieron dejar patinar el embrague para regular la velocidad del vehículo. Sin embargo, esta práctica calentaba el volante mucho más que el cono de fricción protegido térmicamente por el forro de cuero aislante. Entonces se planteó el problema de que, con esta conducción forzada, el cono podía engranar con más profundidad en el volante dilatado por el calentamiento y se bloqueaba en él al enfriarse. Ver figura 7 al respecto.

De este modo, después de la Primera Guerra Mundial se impusieron cada vez con más fuerza los forros de fricción metálicos, pero al mismo tiempo se probaron otras varian-

tes: por ejemplo, la empresa Neue Automobil-Gesellschaft (NAG) construyó un embrague (figura 6) equipado con un cono con forro de pelo de camello estampado de chapa y dotado de lengüetas en forma de ventilador para la refrigeración, que engranaba en un anillo de dos piezas con forro de cuero atornillado al volante. Gracias a las dos piezas, el anillo podía desmontarse sin problemas. Esto simplificó el mantenimiento y redujo el número de veces que el embrague se atascaba.

Daimler-Motoren-Gesellschaft desarrolló un embrague de fricción abierto con cono de aluminio bruñido (figura 8). Para embragar con suavidad tenía que aplicarse una pequeña cantidad de aceite en las superficies de fricción a intervalos regulares.

Gracias a su simplicidad, los embragues cónicos siguieron estando en boga en la década de 1920. Los embragues metálicos con superficies de fricción cilíndricas no pudieron imponerse por su mala dosificación. Sólo el embrague de fleje de acero, una variedad del embrague cilíndrico instalado por Daimler en los vehículos Mercedes desde finales del siglo XIX, pudo consolidarse hasta aproximadamente la Primera Guerra Mundial gracias a su ingeniosa y sencilla solución de construcción.

En el embrague de fleje de acero, un fuerte fleje elástica helicoidal, que alojaba el talón en forma de tambor del árbol de transmisión, estaba situado en una entalladura del disco volante. Un extremo del muelle helicoidal estaba conectado al disco volante, y el otro estaba fijado a la tapa de la carcasa del muelle. El accionamiento del pedal del embrague tensaba el fleje elástico y se enrollaba (autopotenciador) de forma cada vez más firme alrededor del tambor arrastrando al árbol de la caja de cambios, es decir, se embragaba. El tensado del muelle únicamente requería una ligera fuerza y conseguía un embragado suave (figura 9).

Fig. 5) Embrague cónico con forro de cuero elástico

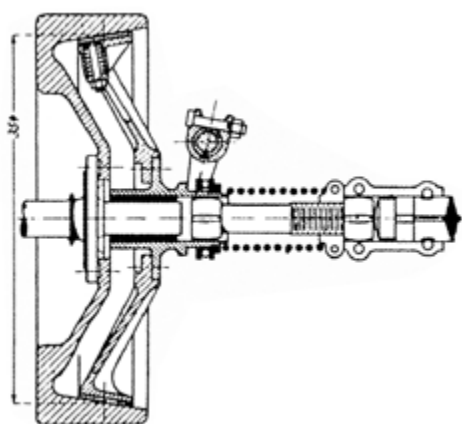


Fig. 6) Simplificación del mantenimiento: embrague NAG con anillo cónico hueco de dos piezas

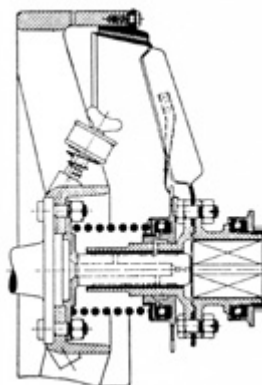


Fig. 7) Vista de un chasis con embrague cónico. El accionamiento del embrague se realiza mediante el pedal, que atrae el cono de arrastre contra el muelle de apriete mediante una palanca de desembrague y de este modo se desembraga

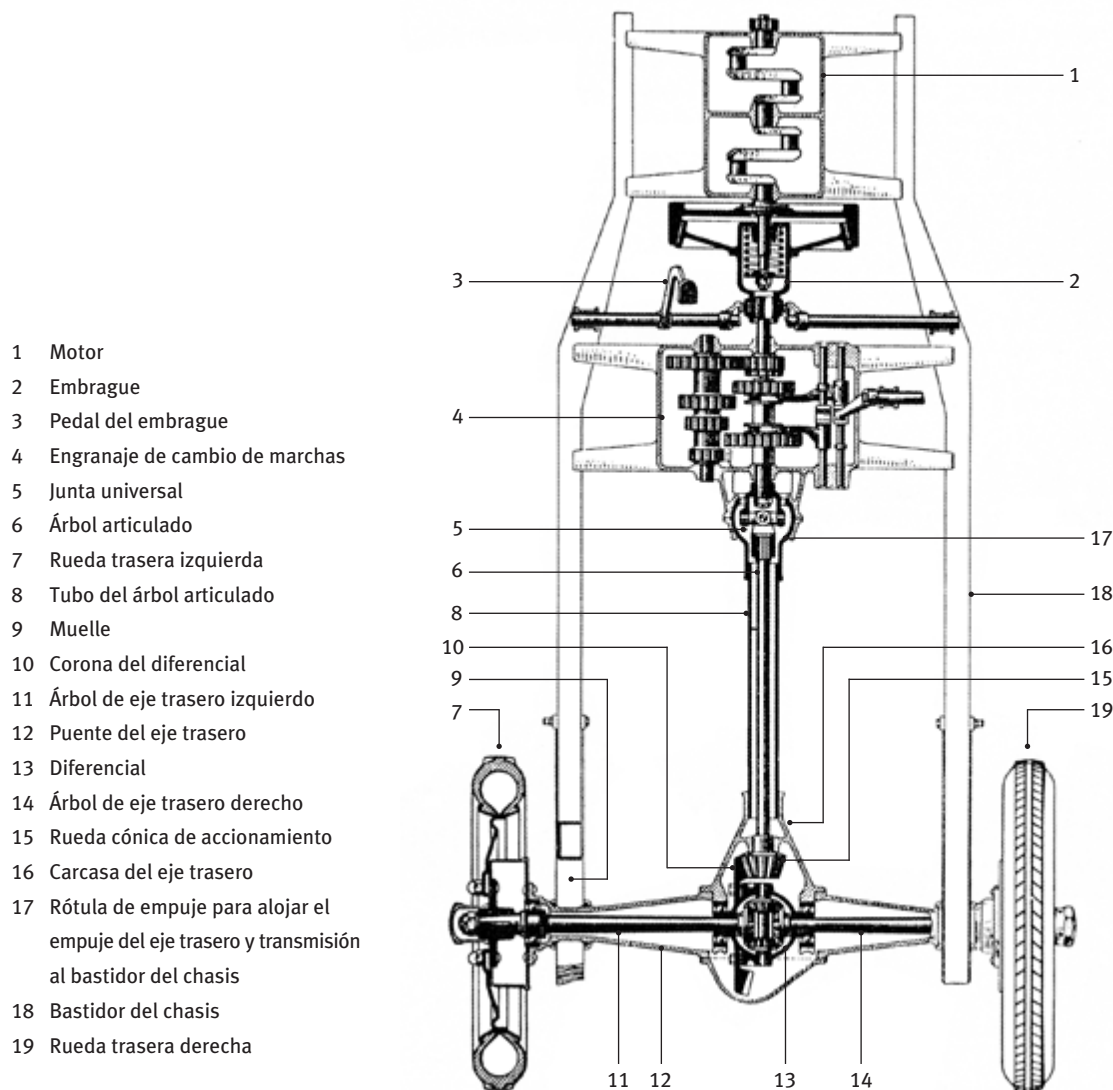


Fig. 8) Embrague cónico de Daimler-Motoren-Gesellschaft con cono de aluminio

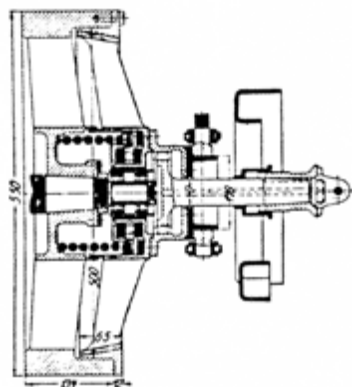
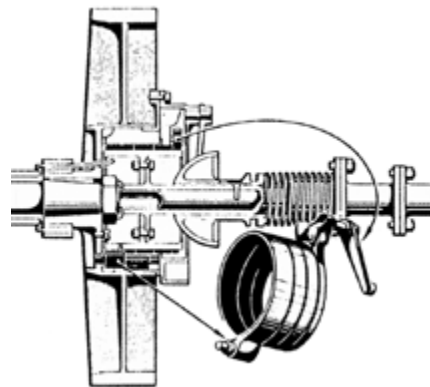


Fig. 9) Gracias a su sencillo principio de construcción se fabricó hasta la Primera Guerra Mundial: el embrague de fleje de acero de Daimler



Más o menos al mismo tiempo que Daimler-Motoren-Gesellschaft desarrollaba su embrague de cinta, el profesor inglés Hele-Shaw ya estaba experimentando con un embrague de discos múltiples o multidisco, que puede considerarse el precursor del embrague monodisco seco común en la actualidad. Los embragues de discos múltiples, que a menudo también se conocían como “embragues Weston”, nombre del primer fabricante a gran escala, poseían ventajas decisivas con respecto al embrague cónico de fricción: disponían de superficies de fricción mucho más grandes al mismo tiempo que requerían poco espacio y ofrecían un engrane continuo (figura 10).

En el embrague multidisco, el disco volante está unido a una carcasa en forma de tambor, dotada de ranuras en su interior que corresponden a la forma del borde exterior de los discos, por lo que giran con el cigüeñal o el volante, pero al mismo tiempo pueden desplazarse en dirección longitudinal. Un número idéntico de discos con entalladura interior está centrado en un cubo unido al árbol del embrague. Los discos pueden desplazarse en el cubo en la dirección longitudinal del árbol del embrague. Durante el montaje, se combinan alternativamente discos de embrague interiores y exteriores para formar un paquete de platos en el que se alternan un disco motriz y un disco accionado respectivamente. Los pares de platos formados de este modo, en los que al principio giraba un disco de bronce contra un disco de acero, se prensaban mediante un disco de presión por muelle de embrague. De este modo, todos los discos del embrague engranaban de forma continua.

Gracias a este progresivo aumento de la potencia de fricción, el embrague de discos múltiples engranaba con mucha suavidad. Al rebajar la tensión del muelle los discos se volvían a desembragar, en parte apoyados por franjas elásticas dobladas del plano de los discos. Al variar el

número de pares de discos, un tipo básico de embrague se podía adaptar a cualquier potencia del motor.

Los embragues multidisco funcionaban tanto en baño de aceite o de petróleo como secos. En este sentido, la mayoría de las veces se utilizaban forros de fricción especiales remachados (figura 11). La mayor desventaja del embrague de discos múltiples era sin duda el efecto de arrastre, sobre todo en baño de aceite, que provocaba una interrupción de potencia insuficiente, lo cual dificultaba el cambio de marcha (figuras 12 y 13).

Ya en 1904, De Dion & Bouton habían presentado el principio del embrague monodisco (figura 14), que sin embargo, a causa de los materiales inicialmente deficientes, no pudo imponerse en Estados Unidos hasta el gran boom automovilístico de la década de 1920, en gran parte por la demanda de la industria suministradora, que concedió licencias a los fabricantes europeos a partir de finales de dicha década. En unos cuantos años, el embrague monodisco desbancó al embrague cónico y al embrague de discos múltiples. Mientras que De Dion & Bouton todavía lubricaban con grafito las superficies de fricción de su embrague de discos, el gran avance de esta tecnología de embragues vino de la mano de los forros de amianto de Ferodo, que se empezaron a utilizar en torno a partir de 1920 y que no fueron sustituidos por forros de fricción libres de amianto hasta finales del siglo XX. Las ventajas del embrague monodisco seco eran evidentes: gracias a la reducida masa del disco de arrastre, éste se detenía más rápido al desembragar, por lo que se facilitaba mucho el cambio de marcha.

El primer tipo de construcción del embrague monodisco seco fue relativamente costoso. Al disco volante se embriód la carcasa del embrague, en la que se atornilló la tapa del embrague. Esta tapa alojaba palancas de talón presiona-

Fig. 10) El profesor inglés Hele-Shaw fue el primero que experimentó con embragues de discos múltiples o multidisco

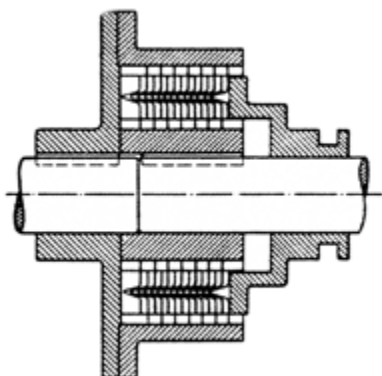


Fig. 11) El disco de embrague interior (izquierda) y el exterior (derecha) forman un par de platos de un embrague de discos múltiples

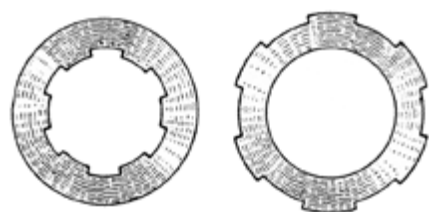


Fig. 12) Embrague multidisco en baño de aceite

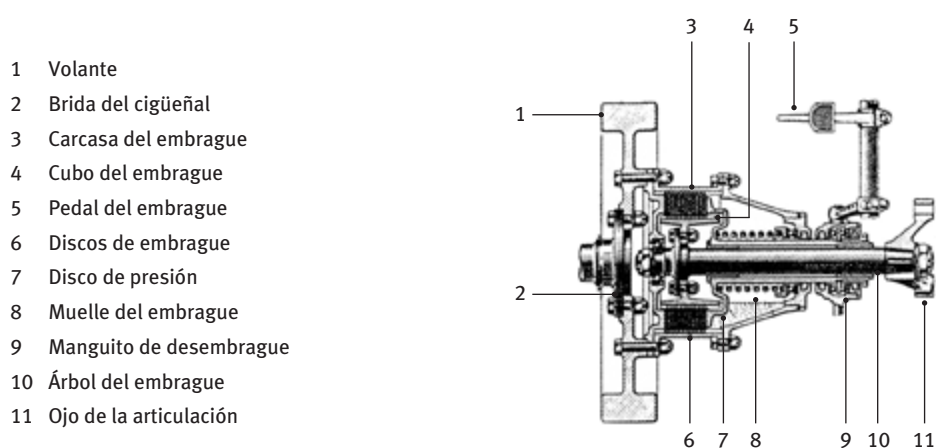


Fig. 13) Embrague multidisco seco con forro remachado

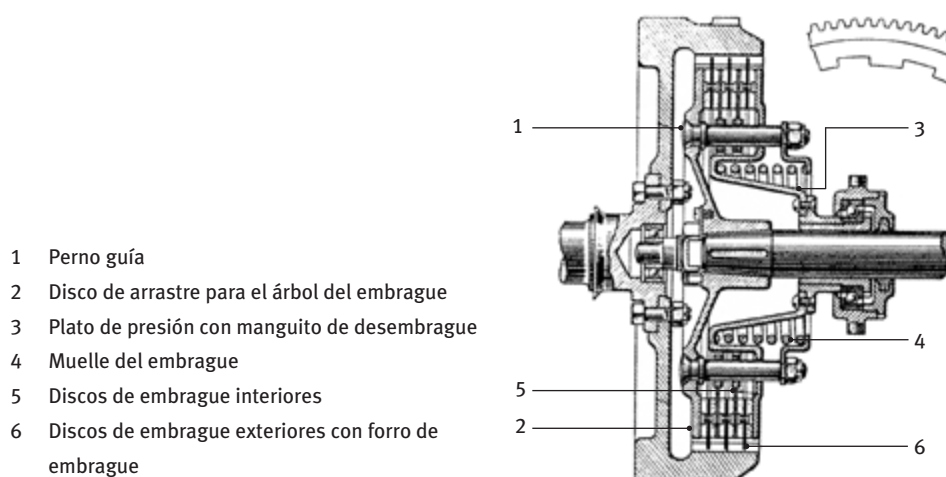
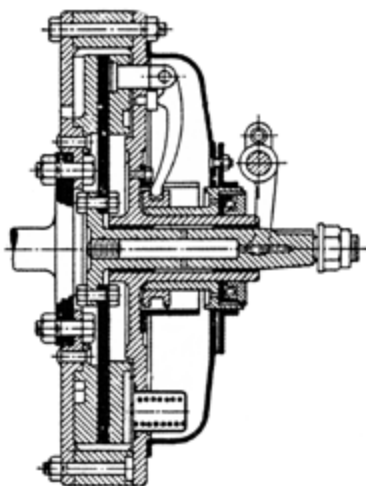


Fig. 14) De Dion & Bouton fueron los primeros en reconocer que el embrague monodisco sería el futuro



das hacia dentro por muelles, que transmitían la presión, y de este modo la adherencia del volante, desde un disco intermedio mediante el disco de fricción. El disco de fricción estaba conectado al árbol de unión o al árbol de la caja de cambios mediante un talón de arrastre. El embrague se embragaba y desembragaba mediante un disco de anillos colectores, que movía un cono hacia delante y hacia atrás. Los bordes del cono accionaban las palancas de talón bajo presión elástica, mediante las cuales se cargaba y descargaba el disco intermedio, es decir, se embragaba y desembragaba. Como el cono giraba alrededor del disco de anillos colectores estático, tenía que lubricarse de forma regular.

No obstante, fue el embrague de muelles helicoidales, en el que la presión de apriete era generada por muelles helicoidales (figura 15) el que pudo imponerse. Primero se experimentó con un muelle dispuesto en el centro, pero sólo la solución de construcción con varios muelles helicoidales o muelles de embrague más pequeños distribuidos en el borde exterior de la carcasa del embrague llegó a la producción en serie (figura 16).

Con ayuda de un manguito de desembrague que se movía libremente en el árbol del embrague, los muelles helicoidales podían comprimirse mediante palancas, y de este modo descargar la placa de apriete. Así es como se desembragaba. La fuerza de apriete era variable gracias a distintos paquetes de muelles, pero poseía la desventaja decisiva de que los muelles helicoidales, situados fuera en el plato de presión, eran presionados cada vez más hacia afuera contra las copas del muelle por la fuerza centrífuga al aumentar las revoluciones. De este modo, la característica de presión se modificaba por la fricción generada entre el muelle y la copa. Al aumentar las revoluciones, el embrague iba cada vez más duro. A esto se añadió que los rodamientos de las palancas de desembrague, que estaban siempre bajo carga, eran pro-

pensos al desgaste y las copas de los muelles se desgastaban rápidamente, en particular al cambiar de marcha a altas revoluciones (figura 17).

Para eliminar estos inconvenientes sistemáticos, se desarrolló el embrague de muelle de diafragma, que vio la luz en 1936 en los “laboratorios de investigación” de General Motors y empezó a fabricarse en serie a finales de los años 30 en Estados Unidos. En Europa se hizo popular después de la Segunda Guerra Mundial, sobre todo gracias a los camiones militares americanos GMC, y a partir de mediados de los años 50 también fue usado por fabricantes europeos, al principio de forma aislada. El Porsche 356, el Goggomobil, el BMW 700 y el DKW Munga fueron los primeros vehículos de origen alemán equipados con este embrague, que se utilizó en serie por primera vez en el Opel Rekord en 1965 (figura 18).

Puesto que el embrague de muelle de diafragma o membrana es rotacionalmente simétrico y por lo tanto insensible a las revoluciones, su gran oportunidad le llegó en los años 60, cuando los motores de altas revoluciones con árbol de levas en cabeza (Glas, BMW, Alfa-Romeo) empezaron a desplazar a los diseños con varilla de empuje. Hacia finales de los años 60, casi todos los fabricantes habían cambiado a los embragues de muelle de diafragma. A este respecto, fue un mérito determinante de LuK que el embrague de muelle de diafragma se empezara a fabricar en serie.

La sustitución de todo el sistema palanca-muelle helicoidal por un muelle de diafragma, que asume ambas funciones, aportó muchas ventajas. La sencilla estructura mecánica, la fuerza de apriete constante, el menor espacio requerido con una alta presión de apriete (esencial en motores montados transversalmente) y la resistencia a las revoluciones contri-

Fig. 15) Diseño inicial del embrague de muelles helicoidales con muelles de embrague dispuestos en perpendicular con respecto al eje central

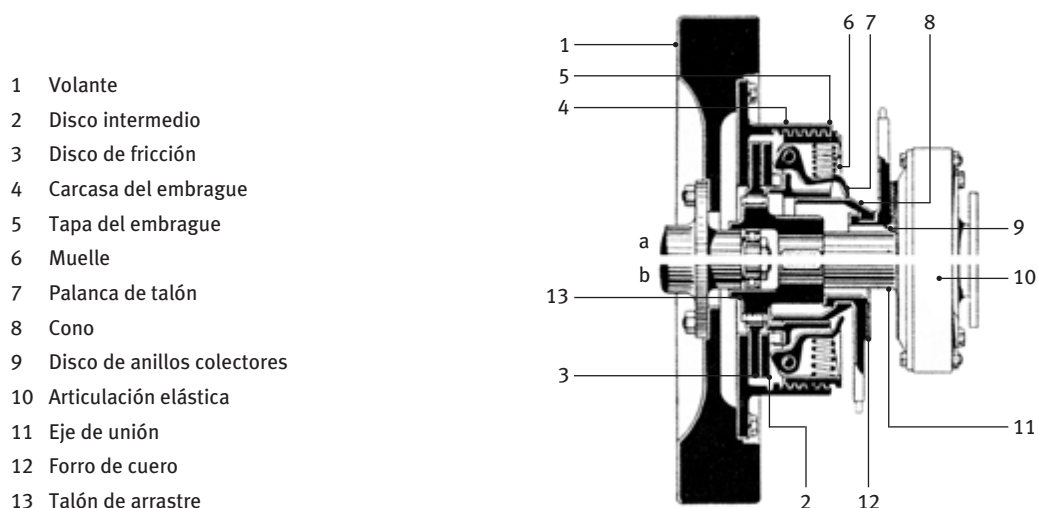


Fig. 16) Esta forma de embrague de muelles helicoidales, con muelles de embrague paralelos al eje central, dominó hasta los años 60

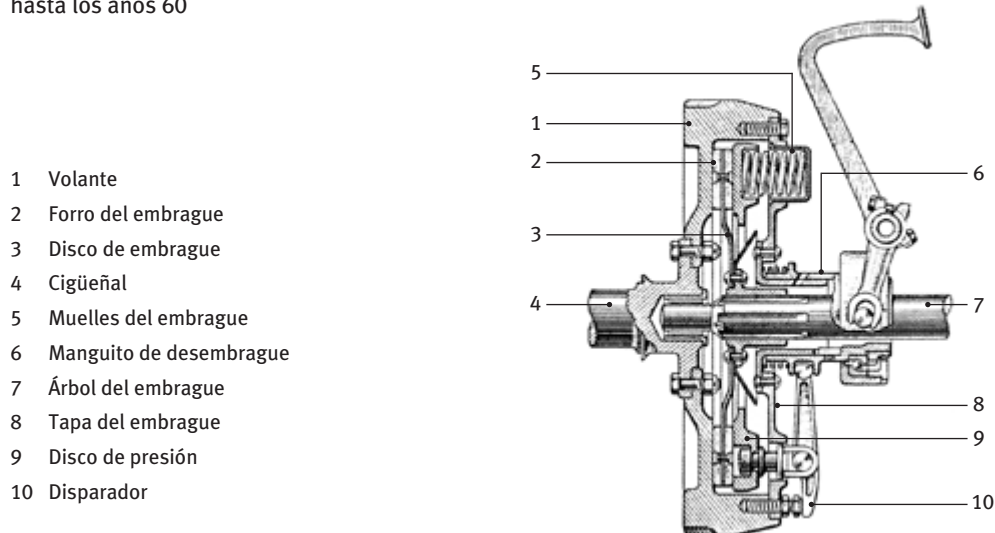


Fig. 17) En Inglaterra y Estados Unidos, el tipo Borg & Beck con muelles situados en la campana del embrague era el más difundido...

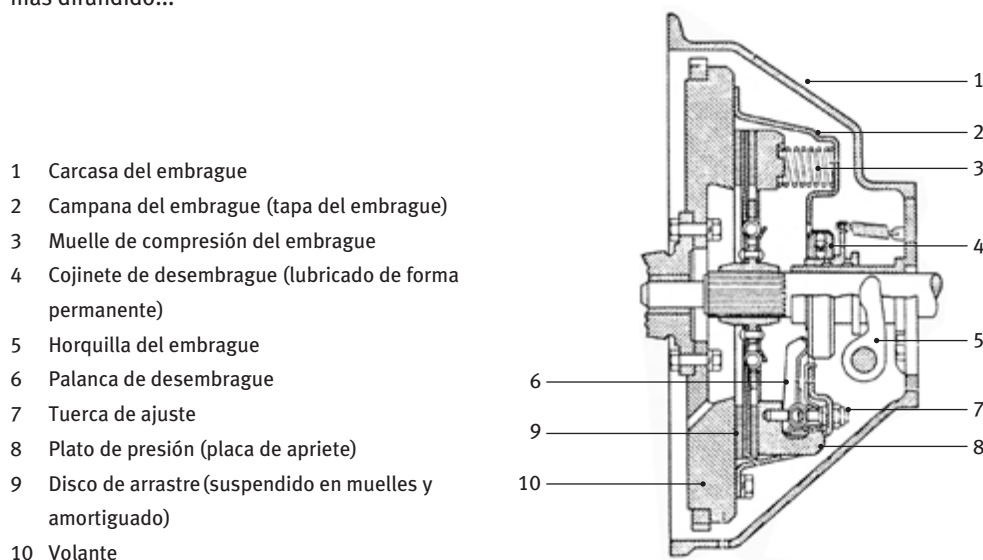
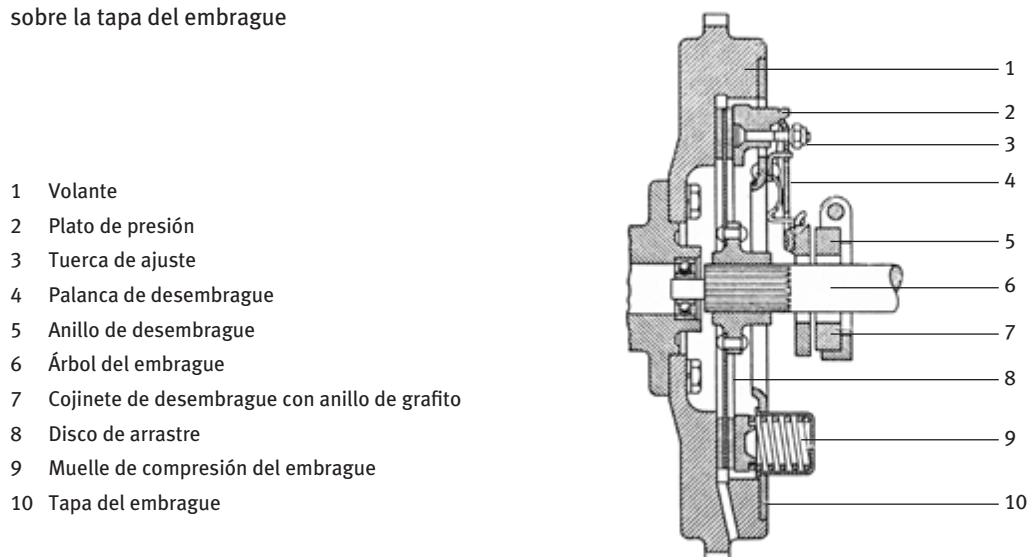


Fig. 18) ...mientras que en Europa continental se imponía el tipo de construcción con muelles exteriores dispuestos sobre la tapa del embrague



buyeron a que en la actualidad se use casi exclusivamente y también se instale cada vez más en vehículos comerciales, durante mucho tiempo dominio del embrague de muelles helicoidales (figura 19).

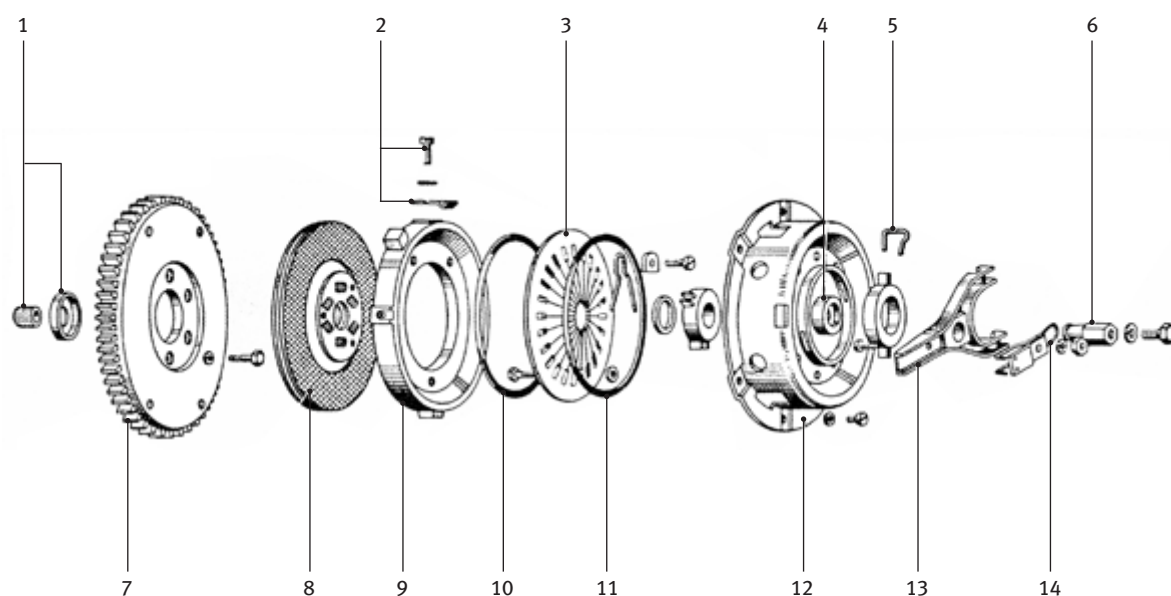
En paralelo a este desarrollo, también se optimizó el disco de embrague. Las revoluciones en continuo cambio y la fluctuación del par de un motor de combustión generan vibraciones que son transmitidas a la caja de cambios por el cigüeñal, el embrague y el árbol de entrada de la caja de cambios. La consecuencia es la aparición de ruidos y un mayor desgaste del borde de los dientes. Una menor masa de inercia y una construcción ligera de los vehículos modernos amplifican este efecto. Por este motivo, los discos de embrague se equiparon con amortiguadores de torsión y suspensión de los forros. Mientras que durante mucho tiempo accionar el embrague requirió unas fuertes pantorrillas, ya que la fuerza del pie se transmitía mediante varillaje y árboles, el confort aumentó

con los cables de accionamiento, desde los años 30, y con los accionamientos hidráulicos, desde los años 50.

Todos los ensayos para automatizar el proceso de embrague también tenían el objetivo de mejorar la facilidad de uso. En 1918, Wolseley tuvo la primera idea sobre un embrague electromagnético. A principios de los años 30, la empresa francesa Cotal construyó su caja de cambios con preselección y embrague electromagnético, que se instaló en algunos automóviles de lujo.

Los más conocidos fueron los embragues de fuerza centrífuga, que regulan su presión de apriete por la fuerza centrífuga dependiendo de las revoluciones, y los embragues automáticos como Saxomat (Fichtel & Sachs), LuKomat (LuK), Manumatik (Borg & Beck) y Ferlec (Ferodo). Ninguno de ellos pudo sobrevivir. La competencia de las cajas de cambios manuales y automáticas con convertidor de par fue demasiado grande.

Fig. 19) En el embrague de discos múltiples desarrollado por Chevrolet, los muelles de compresión fueron sustituidos por un muelle de diafragma. Por eso, este tipo de embrague también se conoce por el nombre de embrague Chevrolet o Inland



- | | | |
|--|--|--|
| 1 Rodamiento guía delantero del árbol del embrague | 5 Muelle de sujeción | 11 Anillo guía exterior |
| 2 Muelle de sujeción con tornillo | 6 Perno esférico para apoyar la horquilla del embrague | 12 Campana del embrague |
| 3 Muelle de diafragma o membrana con láminas de desembrague en forma de dedo | 7 Volante | 13 Horquilla del embrague |
| 4 Cojinete de desembrague | 8 Disco de arrastre | 14 Muelle recuperador de la horquilla del embrague |
| | 9 Plato de presión | |
| | 10 Anillo guía interior | |

2 El embrague entre el motor y la caja de cambios: esquema de funcionamiento, componentes

Los motores de combustión sólo emiten una potencia útil en un determinado rango de revoluciones. Para poder aprovechar este rango de revoluciones para distintos estados de conducción, los vehículos necesitan una caja de cambios, que por lo general se une al motor mediante embragues monodisco secos en la actualidad. Debido a los mayores requisitos que se exigen a las fuerzas de accionamiento y los pares motor que hay que transmitir, los embragues secos de doble disco, además de en vehículos deportivos o camiones pesados, también se utilizan en turismos normales. A diferencia de los embragues secos (es decir, los embragues que funcionan en aire como medio), los embragues húmedos funcionan en baño o niebla de aceite. Se utilizan principalmente como embragues de discos múltiples en cajas de cambio automáticas, máquinas de construcción, vehículos especiales y sobre todo en motos.

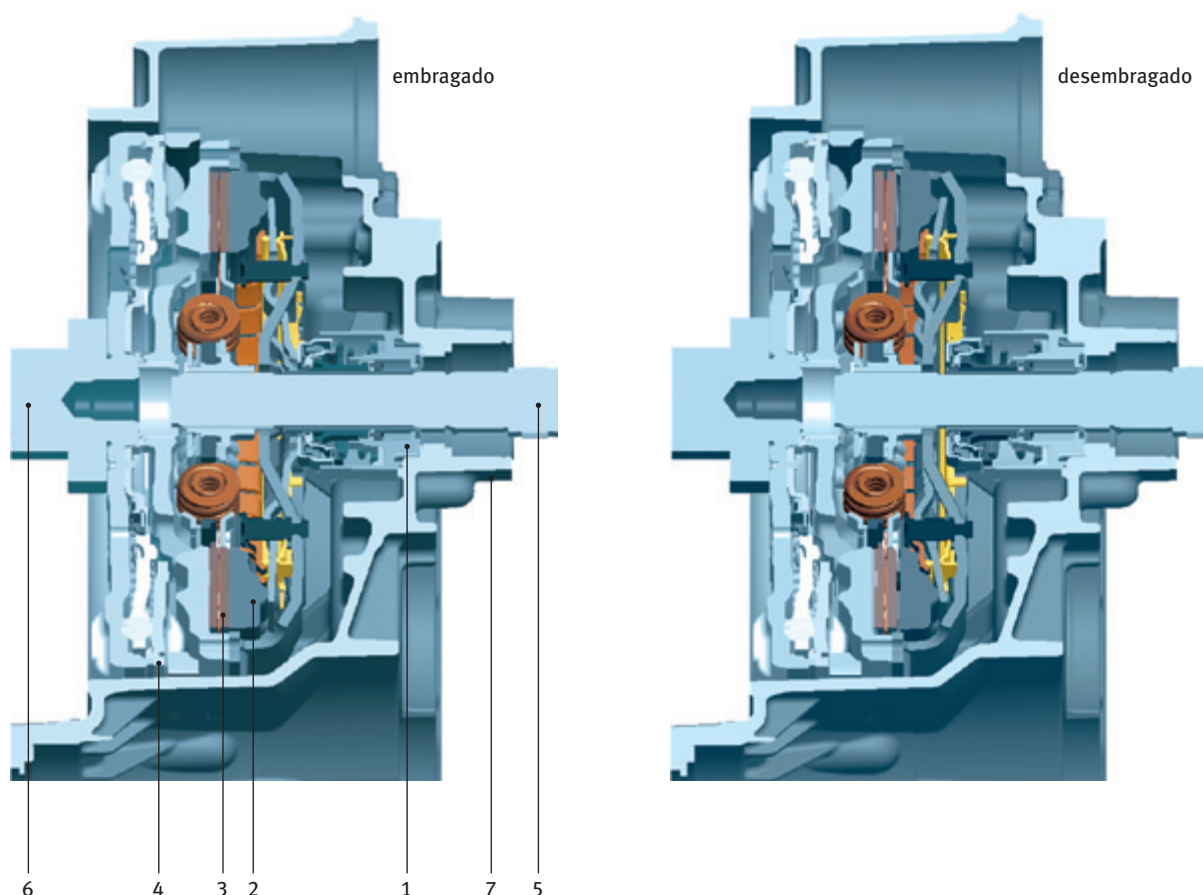
• Los embragues de muelle de diafragma, como el que se representan en la figura 20, se utilizan cada vez más en vehículos comerciales. Sus ventajas con respecto a los embragues usados previamente son:

- Menor altura de construcción
- Resistencia a las revoluciones
- Bajas fuerzas de desembrague
- Mayor vida útil

La figura 20, que muestra un embrague en una situación de montaje típica, aclara la función principal como miembro de unión o separación entre el motor y la caja de cambios.

Además de la función principal de unir o separar el cigüeñal y el árbol de entrada de la caja de cambios, un embrague moderno tiene muchas más funciones importantes.

Fig. 20) El curso sobre embragues de LuK presenta fundamentos y diseños de la técnica moderna de embragues



- 1 Collarín hidráulico
- 2 Embrague autoajustable
- 3 Disco de embrague amortiguado

- 4 Volante bimasa
- 5 Árbol de entrada de la caja de cambios
- 6 Muñón del cigüeñal

- 7 Campana de la caja de cambios

Tiene que:

- Permitir un arranque suave y sin tirones,
- Garantizar un rápido cambio de marcha de la caja de cambios,
- Aislar la caja de cambios frente a las vibraciones torsionales del motor y de este modo reducir los ruidos y el desgaste,
- Servir de protección frente a sobrecargas para toda la cadena cinemática (p. ej. en caso de fallos de cambio de marcha),
- Ser resistente al desgaste y fácil de cambiar.

Los componentes principales de una unidad de embrague completa son:

El plato de presión del embrague, que consta de la carcasa del embrague (también tapa del embrague), la placa de apriete como superficie de fricción del disco de embrague en el lado del embrague, el muelle de diafragma para crear

la fuerza de apriete, el muelle laminado tangencial como elemento de unión entre la carcasa y la placa de apriete, elástico y que asegura la elevación, el anillo de soporte y los pernos distanciadores, que se encargan de la fijación y los rodamientos del muelle de diafragma.

El disco de embrague, que consta del cubo, el amortiguador de torsión con dispositivo de fricción y perno tope, segmentos para la suspensión de los forros y los forros de fricción remachados a éstos.

El volante, con el cojinete piloto (también cojinete guía del embrague). El dispositivo de desembrague con manguito guía, cojinete de desembrague y horquilla de desembrague.

El funcionamiento del embrague

La figura 20, en la página 13, muestra el funcionamiento de un embrague monodisco seco con muelle de diafragma. En estado embragado, el flujo de fuerza procedente del cigüeñal pasa al volante y al plato de presión del embrague. El disco de arrastre transmite el flujo de fuerza en unión positiva al árbol de entrada de la caja de cambios mediante el cubo. El muelle de diafragma presiona la placa de apriete de movimiento axial contra el disco de arrastre y el volante. De este modo se crea la unión motor-caja de cambios.

Para interrumpir el flujo de fuerza, al pisar el pedal del embrague mediante el mecanismo de desembrague (varillaje, cables, sistema hidráulico) la horquilla de desembrague y el cojinete de desembrague unido a ésta se presionan hacia las puntas del muelle de diafragma en dirección del embrague. Las puntas actúan como una palanca. Al seguir presionando, el rodamiento del muelle de diafragma provoca un cambio de dirección, la placa de apriete se descarga y se levanta del disco de embrague mediante los muelles laminados. El disco de embrague ahora puede girar libremente: el motor y la caja de cambios están separados.

La suspensión de los forros proporciona un suave engrane del embrague gracias a un aplicación regular de presión.

Aunque no es necesario desde un punto de vista funcional, el amortiguador de torsión en el disco de embrague es muy importante en la práctica. Gracias a una combinación de muelles y elementos de fricción especialmente adaptados a cada motor, amortigua las irregularidades rotacionales del cigüeñal y de este modo reduce los ruidos, zumbidos y el desgaste prematuro en la caja de cambios.

El cojinete piloto sirve como guía y soporte del árbol de entrada de la caja de cambios.

El manguito guía conduce el cojinete de desembrague por el centro del embrague.

El par transmisible de un embrague monodisco se calcula como se indica a continuación:

$$M_d = r_m \times n \times \mu \times F_a$$

Donde:

r_m = Radio de fricción medio

n = Número de forros

μ = Coeficiente de fricción de los forros

F_a = Fuerza de apriete

M_d = Par transmisible

Ejemplo

Diámetro interior del forro $d_i = 134$ mm

Diámetro exterior del forro $d_a = 190$ mm

Fuerza de apriete $F = 3.500$ N

$$d_m = \frac{d_i + d_a}{2} = \frac{134 \text{ mm} + 190 \text{ mm}}{2}$$

= 162 mm diámetro de fricción medio

$$r_m = \frac{d_m}{2} = \frac{162 \text{ mm}}{2} = 81 \text{ mm}$$

= 81×10^{-3} m radio de fricción medio

Coeficiente de fricción $\mu =$

0,27–0,32 (en forros orgánicos)

0,36–0,40 (en forros no orgánicos)

$$M_d = (81 \times 10^{-3} \text{ m}) \times 2 \times 0,27 \times 3.500 \text{ N}$$

$$M_d = 153 \text{ Nm}$$

El par transmisible de un embrague siempre debe ser mayor que el par motor máx.

Los retenes en el motor y la caja de cambios mantienen la campana del embrague libre de aceite. Incluso cantidades mínimas de grasa o aceite en los forros del embrague empeoran considerablemente el coeficiente de fricción.

Embrague de muelles helicoidales

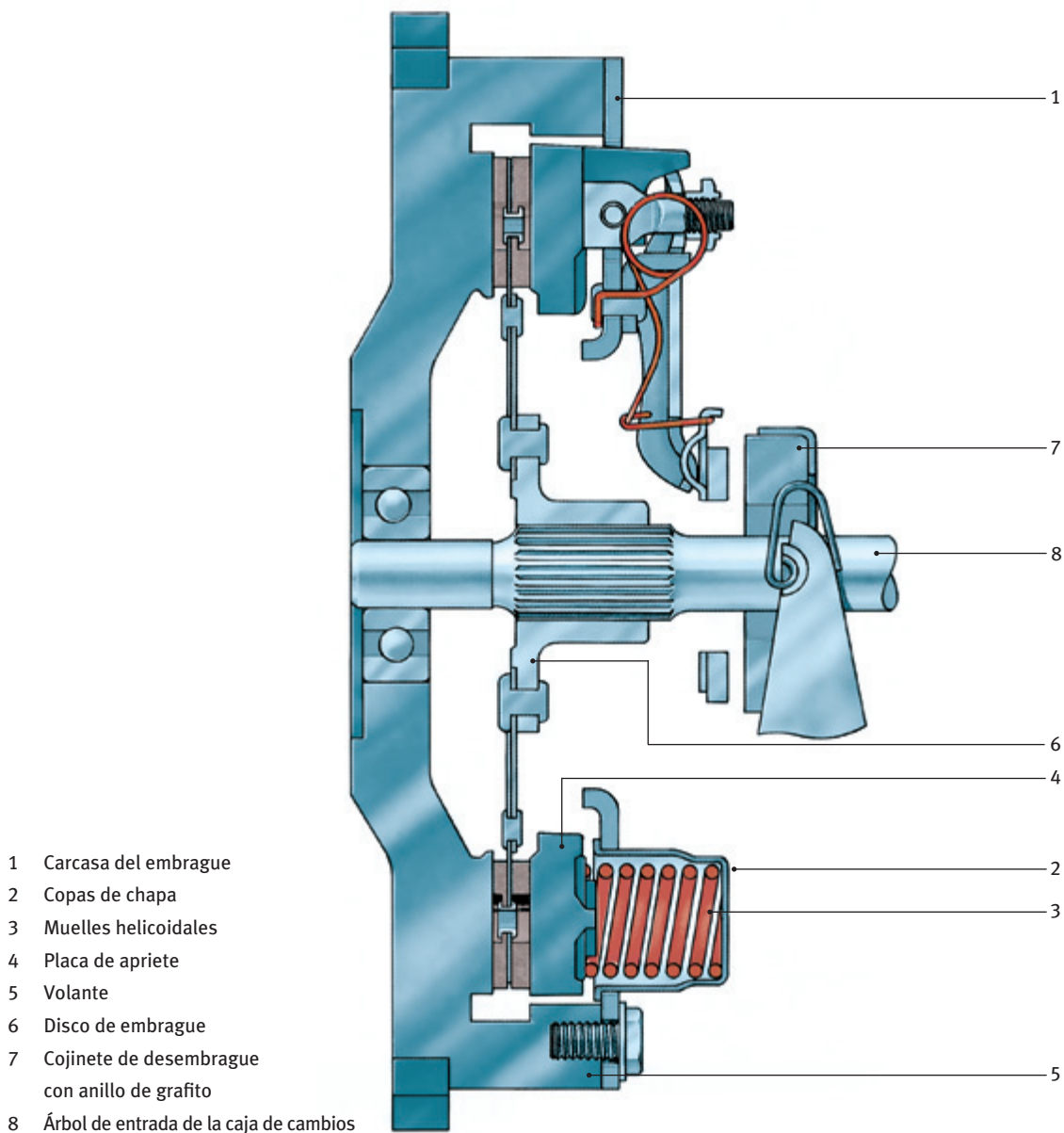
Para tener una imagen completa, aquí se ha representado un diseño con muelles helicoidales en lugar de un muelle de diafragma como «elemento de fuerza (figura 21). La carcasa del embrague contiene copas de chapa que alojan los muelles helicoidales. Estos muelles presionan la placa de apriete en dirección del volante y de este modo aprisionan el disco de embrague. Entonces, mediante el disco volante, la carcasa del embrague y la placa de apriete, el par puede transmitirse al disco de embrague desplazable axialmen-

te, que se encuentra en el árbol de entrada de la caja de cambios.

Mientras que en el embrague de muelle de diafragma el elemento de presión y la palanca están diseñados como una sola pieza, el embrague de muelles helicoidales requiere tanto una palanca de desembrague como elementos de presión. La placa de apriete se mueve contra la presión creciente del muelle durante toda la elevación. Esta es la causa de una fuerza de accionamiento en comparación mayor en un embrague de muelles helicoidales con la misma fuerza de apriete.

Otras desventajas son una resistencia relativamente baja a las revoluciones y una mayor altura de construcción del embrague de muelles helicoidales.

Fig. 21) Corte de un embrague de muelles helicoidales



3 El disco de embrague: el elemento de unión central del embrague

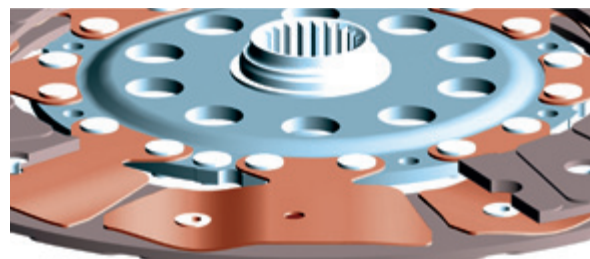
Función

La función del disco de embrague es servir de superficie de fricción entre el volante y la placa de apriete y transmitir el par motor al árbol de entrada de la caja de cambios. Para compensar las revoluciones del motor y de la caja de cambios y para transmitir el par motor se utilizan forros de fricción que, además de requisitos técnicos como bajo desgaste, coeficiente de fricción constante y suave formación de par, también tienen que cumplir las actuales normas medioambientales. Los forros colocados en los discos de embrague son desarrollados y fabricados por LuK y satisfacen tanto los requisitos técnicos como los legales.

La característica de todos los discos de embrague de LuK es la suspensión de los forros adaptada a las exigencias de confort del cliente, lo cual permite obtener una suave formación de par al arrancar y una curva de fuerza del pedal ergonómicamente sincronizada.

Además de la versión estándar con segmentos individuales, para aplicaciones exigentes se emplean segmentos dobles de ondas múltiples. Gracias al eficaz apoyo de los forros se consigue un diagrama de contacto uniforme. El desgaste y la compresión bajo temperatura, y de este modo un cambio de la suspensión de los forros en el transcurso de su vida útil, se limitan a un mínimo.

Fig. 22) Además de la versión estándar con segmentos individuales, para aplicaciones exigentes existen segmentos dobles de ondas múltiples

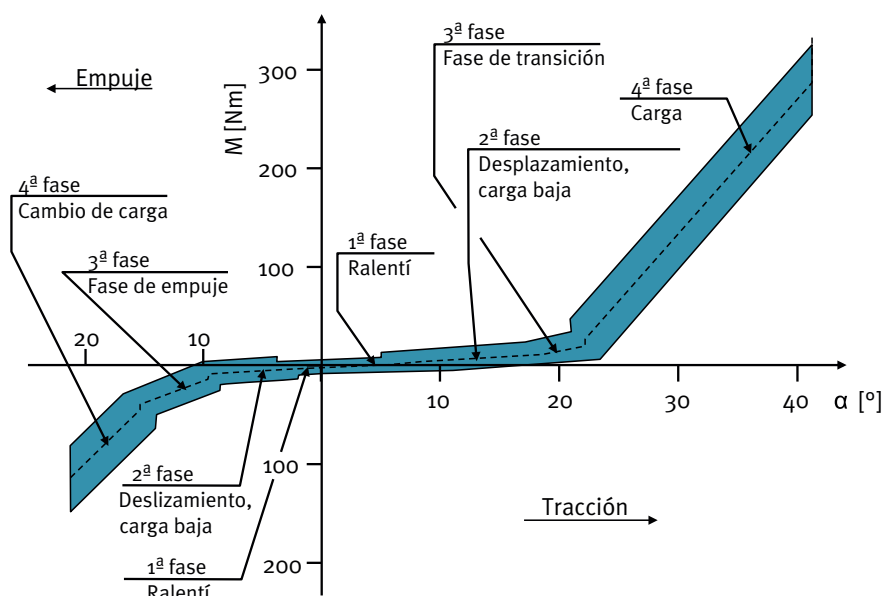


Segmentos individuales



Segmentos dobles

Fig. 23) La curva característica del amortiguador de torsión puede adaptarse a cualquier deseo del cliente



Disco de embrague con amortiguador de torsión

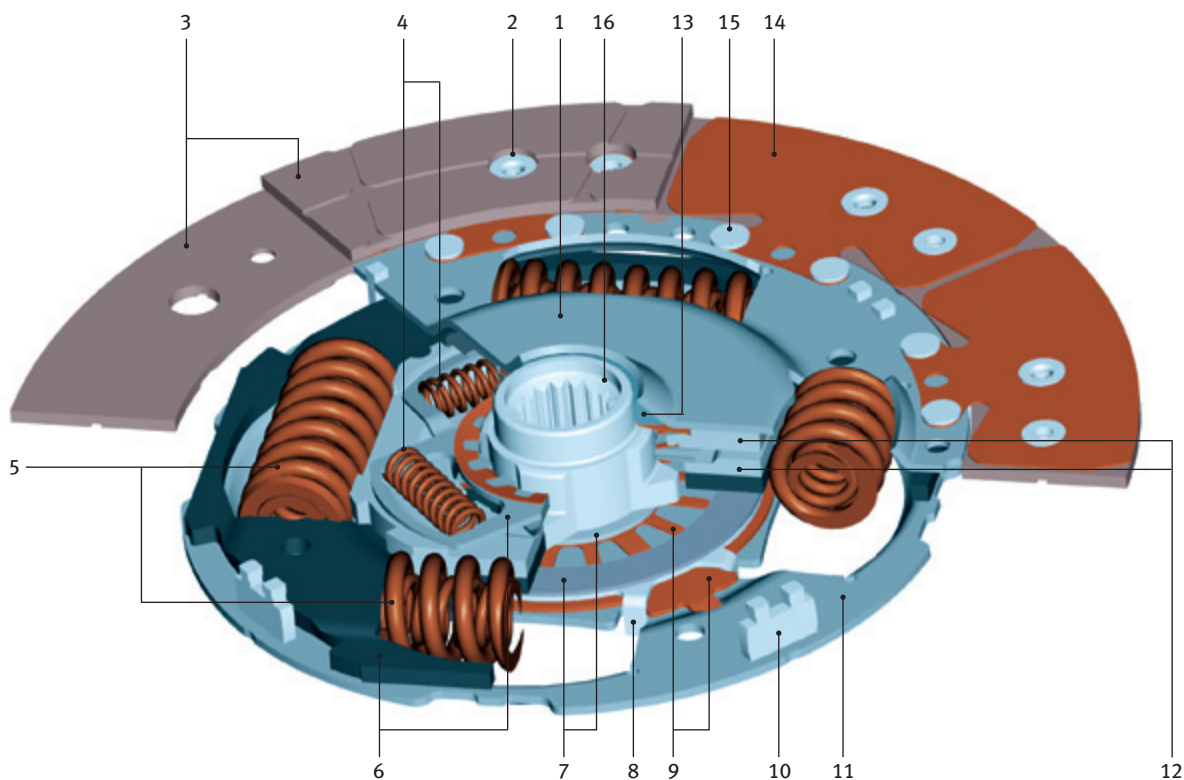
Para reducir las irregularidades rotacionales causadas por el motor de combustión, que pueden provocar vibraciones en la caja de cambios y de este modo molestos ruidos, se utilizan amortiguadores de torsión. En caso de que por motivos económicos o de espacio no sea posible utilizar un volante bimasa (DMF), el disco de embrague con amortiguador de torsión representa la mejor solución.

Para estar a la altura de las exigencias actuales de confort a pesar de una cadena cinemática con peso optimizado y motores optimizados en cuanto a gases de escape y consumo, son necesarios sofisticados sistemas muelle-amortiguador con elementos de control de fricción (figura 24). A este respecto, es necesario ajustar una característica separada del amortiguador de torsión con rigidez elástica y amortiguación de fricción (histéresis) definidas para cada estado de funcionamiento o carga.

En este sentido, la curva característica del amortiguador de torsión puede adaptarse a los respectivos deseos del cliente: desde la ejecución de varias fases con adaptación óptima de todos los valores característicos hasta una curva característica de una fase (figura 23), pasando por soluciones de costes optimizados con preamortiguadores para el ralentí.

El centrado cónico desarrollado por LuK compensa el posible desplazamiento del eje entre el motor y la caja de cambios. De este modo, incluso en ralentí se garantiza un funcionamiento exacto del amortiguador (preamortiguador) especialmente diseñado para este estado de carga. Los preamortiguadores consiguen un buen aislamiento de las vibraciones incluso con bajas revoluciones de ralentí y de este modo contribuyen a reducir el consumo de combustible y las emisiones.

Fig. 24) En la actualidad se utilizan sofisticados sistemas muelle-amortiguador



- | | | | |
|--|---|---|---------------------------------|
| 1 Disco de arrastre | 5 Muelles de compresión (amortiguador de carga) | 9 Muelles de diafragma | 13 Cono de centrado |
| 2 Remache de forro fricción | 6 Brida de cubo | 10 Chapa distanciadora | 14 Segmento elástico axial |
| 3 Forros de fricción | 7 Anillos de fricción | 11 Contradisco | 15 Remache de segmento elástico |
| 4 Muelles de compresión (amortiguador de ralentí o carga baja) | 8 Disco de soporte | 12 Jaulas de amortiguador (amortiguador de ralentí o. carga baja) | 16 Cubo |

Ajuste de la curva característica

Para definir los valores característicos necesarios del amortiguador de torsión se aplican la más moderna tecnología de medición y simulación y unos amplios conocimientos sobre ingeniería.

Las cadenas cinemáticas de los vehículos que deben optimizarse están dotadas de sensores. Los distintos estados de vibraciones se registran y se evalúan de forma subjetiva. A continuación se crea y se ajusta un modelo de simulación.

Después de una variación informática de los parámetros para determinar la curva característica adecuada, la aplicación constructiva de la funcionalidad y la verificación mediante prototipos en el vehículo, el cliente tiene a su disposición el amortiguador de torsión lo más adaptado posible a sus deseos (figura 25).

Disco de embrague para volante bimasa

Si se utiliza un DMF para reducir las vibraciones torsionales en la cadena cinemática, o bien el disco de embrague dispone de un amortiguador de torsión de una fase o bien el amortiguador de torsión desaparece por completo según las condiciones. Entonces se utiliza o bien un disco de embrague rígido o un disco de embrague con compensación del desplazamiento.

Debido a las tolerancias en el motor y la caja de cambios, especialmente en árboles de entrada de la caja de cambios sin cojinete piloto, entre el cigüeñal y la caja de cambios puede producirse un desplazamiento. En relación con los discos de embrague rígido, es posible que este desplazamiento en casos críticos dé lugar a ruidos en ralentí y un mayor desgaste del perfil. Una solución para este problema es el disco de embrague con compensación del desplazamiento, que en el rango de ralentí y baja carga consigue una desplazabilidad radial del cubo y de este modo compensa posibles fuerzas radiales. Los muelles de compresión del disco de embrague con compensación del desplazamiento sólo son eficaces en el rango de carga mínima.

Fig. 25) Vibraciones en ralentí: para determinar los valores característicos del amortiguador de torsión se utiliza la técnica de medición más moderna

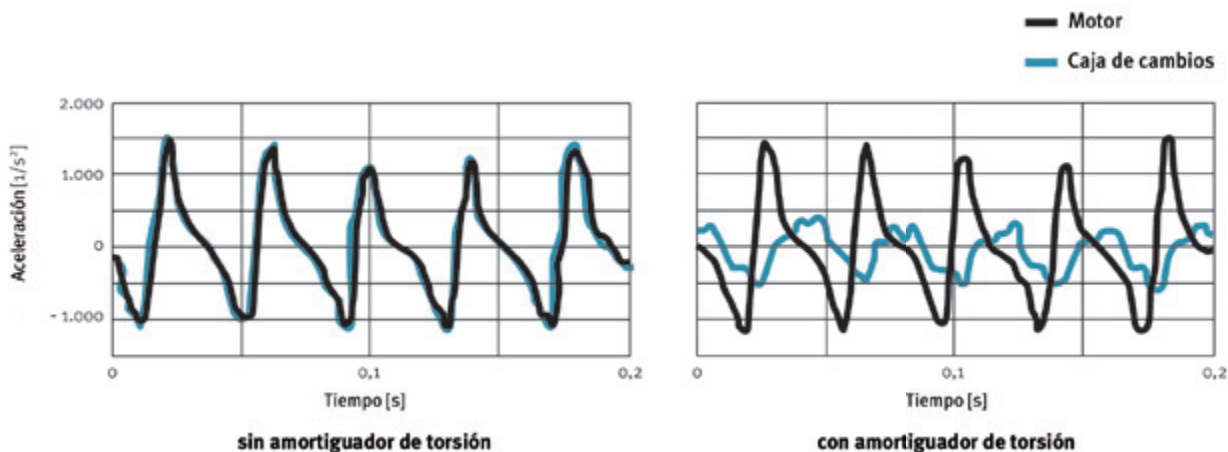


Fig. 26 a) Discos de embrague – tipos:
Disco de embrague rígido

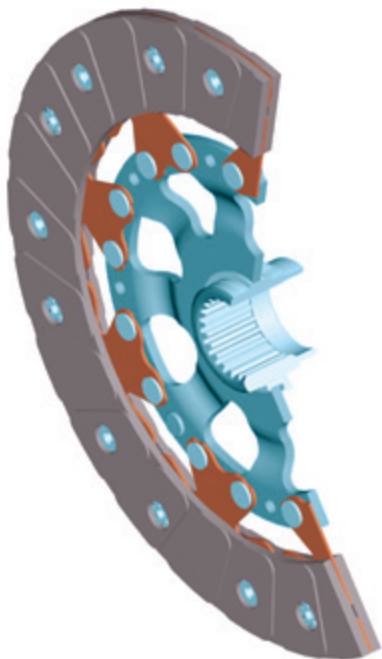


Fig. 26 c) Discos de embrague – tipos:
Disco de embrague con función de compensación de desplazamiento

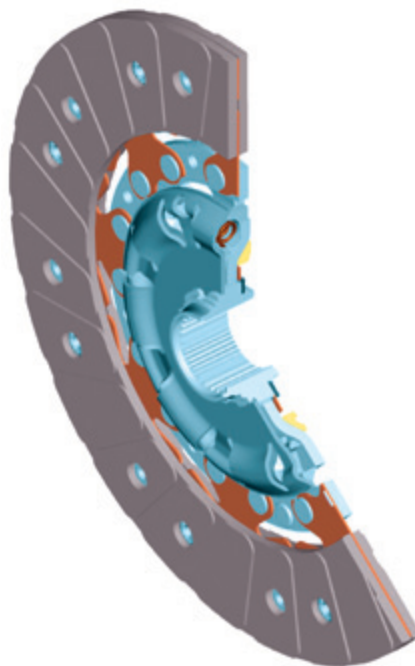


Fig. 26 b) Discos de embrague – tipos:
Disco de embrague con amortiguador de carga

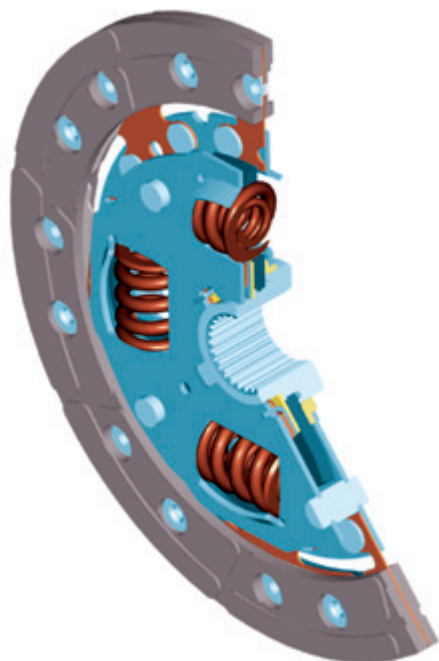
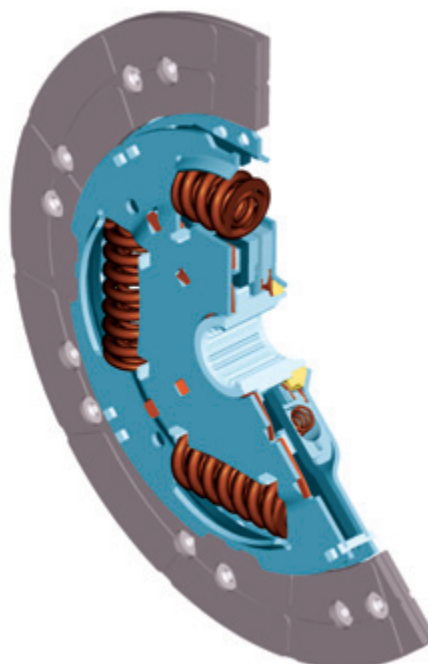


Fig. 26 d) Discos de embrague – tipos:
Disco de embrague con amortiguador de ralentí, carga baja y carga



4 El plato de presión del embrague: tipos y curvas características

Funciones

El plato de presión del embrague forma un sistema de fricción con el volante y el disco de embrague. Está fijado al volante mediante los tornillos de la carcasa y transmite el par motor al árbol de entrada de la caja de cambios mediante el disco de embrague. Uno de los componentes más importantes de los embragues de los vehículos modernos es el muelle de diafragma, que ha sustituido por completo a los muelles helicoidales antes habituales en los embragues de turismos.

El muelle de diafragma

El componente central de todos los tipos mencionados es el muelle de diafragma, mucho más plano y ligero que los muelles helicoidales. Especialmente importante es la curva característica del muelle de diafragma, que se diferencia sustancialmente de la curva característica lineal de un muelle helicoidal.

Gracias al preciso diseño de los diámetros interior y exterior de los muelles de diafragma, su espesor, ángulo de instalación y dureza del material, puede crearse una curva característica como se representa mediante la curva continua del primer diagrama de la figura 27.

Mientras que la fuerza de apriete generada en un embrague de muelles helicoidales disminuye linealmente debido al desgaste con una reducción del espesor del forro, aquí primero aumenta y luego vuelve a caer. El embrague se ha diseñado de tal modo que antes de alcanzar el límite de desgaste del forro empieza a patinar. De este modo se señala la necesidad de cambiar el embrague a su debido tiempo, con lo que se evitan daños adicionales, como por ejemplo el desgaste de los remaches del forro. Además, gracias a la curva característica del muelle de diafragma, las fuerzas necesarias del pedal son menores que en los embragues de muelles helicoidales.

Curvas características del embrague y diagramas de fuerza

La figura 27 muestra algunos ejemplos de curvas características del embrague y diagramas de fuerza. No se refieren directamente a los tipos ilustrados, sino que tienen una aplicación universal.

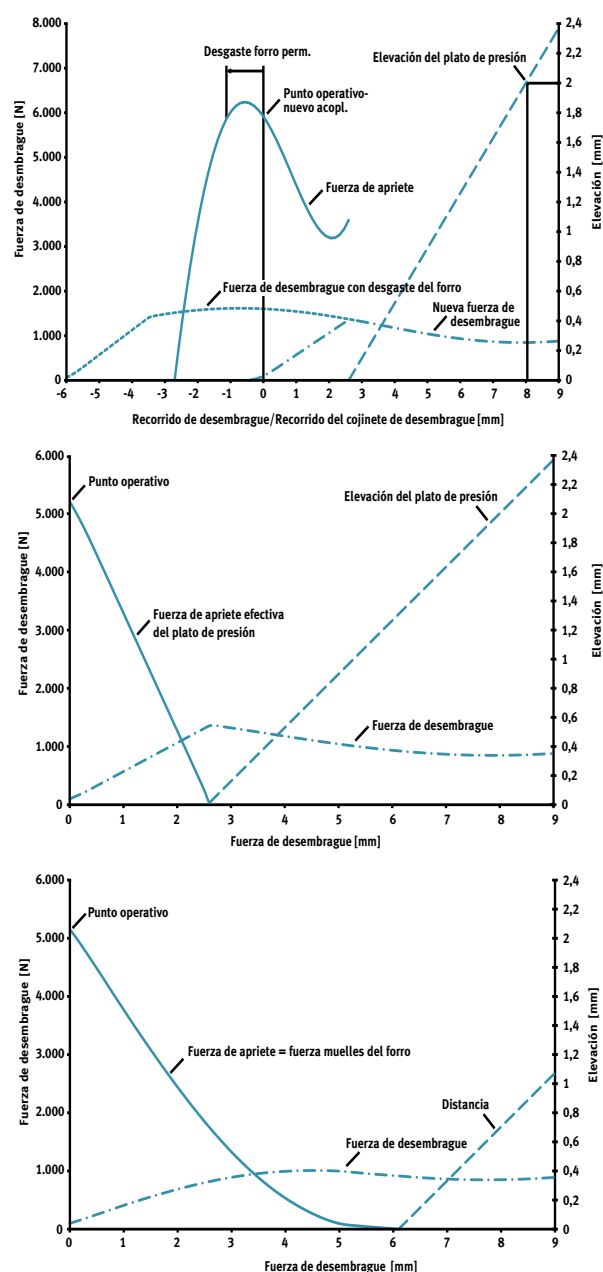
La fuerza aparece a la izquierda. Abajo, en la abscisa, se representa el recorrido de desembrague o, en el diagrama de la izquierda, también el recorrido del cojinete de desembrague. En la ordenada derecha se muestra la elevación de la placa de apriete.

La curva continua del diagrama de la izquierda muestra el desarrollo de la fuerza de apriete. Con un disco de embrague recién montado, se supera la posición de la máxima fuerza elástica del muelle de diafragma (punto operativo: embra-

gue nuevo). A medida que disminuye el espesor del forro, aumenta la fuerza de apriete del muelle de diafragma hasta el máximo de fuerza, para a continuación volver a caer al valor del embrague nuevo hasta el límite de desgaste permitido.

El espesor del disco de embrague disminuye entre 1,5 y 2 mm durante la vida útil. Las fuerzas de apriete se calculan de tal modo que el embrague empieza a patinar poco antes de que los remaches de los forros del embrague estén la placa de apriete o el volante y de este modo causen daños adicionales.

Fig. 27) Curvas características del embrague/Diagrama de fuerza sin suspensión de los forros/ Diagrama de fuerza sin suspensión de los forros



La línea de puntos y rayas muestra el desarrollo de la fuerza de desembrague, es decir, la fuerza necesaria al accionar el embrague cuando está nuevo y cuando el forro está desgastado (marcado con puntos). Primero, la fuerza de desembrague aumenta hasta que se alcanza el punto operativo, para a continuación volver a disminuir lentamente. La curva para la fuerza de desembrague cuando el forro está desgastado se ha movido a la izquierda para ilustrar la relación entre la fuerza de apriete y la fuerza de desembrague. La mayor fuerza de apriete en el punto operativo cuando los forros están desgastados es reflejada por fuerzas de desembrague respectivamente mayores.

La línea de rayas muestra el desarrollo de la elevación del plato de presión por encima del cojinete de desembrague. Aquí, la transmisión de la palanca en el embrague es clara: 8 mm de recorrido de desembrague corresponden a 2 mm de elevación, es decir, existe una relación de transmisión de 4:1 (sin tener en cuenta las elasticidades en el embrague). Esta relación también es válida para la fuerza de apriete y la fuerza de desembrague mencionadas anteriormente.

En el diagrama del centro y de la derecha se contrastan mediciones en embragues considerando y sin considerar la suspensión de los forros del disco de embrague. Las ventajas de una suspensión de los forros son un embragado suave y un comportamiento de desgaste más favorable.

Sin una suspensión de los forros, la fuerza de apriete efectiva (línea continua) desciende de forma lineal y relativamente vertiginosa al desembragar. En cambio, al embragar aumenta con la misma rapidez y de repente.

Sin embargo, en el diagrama de la derecha se reconoce que el recorrido de desembrague disponible, a lo largo del cual disminuye la fuerza de apriete, es aproximadamente el doble. En cambio, al embragar la fuerza de apriete aumenta lentamente en una curva, ya que primero tienen que comprimirse los muelles del forro. Gracias al descenso o ascenso más suave de la curva de la fuerza de apriete (línea continua), la pronunciado punta de fuerza también se reduce con la fuerza de desembrague necesaria. Mientras la placa de apriete (2) está en contacto con el disco de embrague, la fuerza de apriete y la fuerza de los muelles del forro son iguales.

Diseños

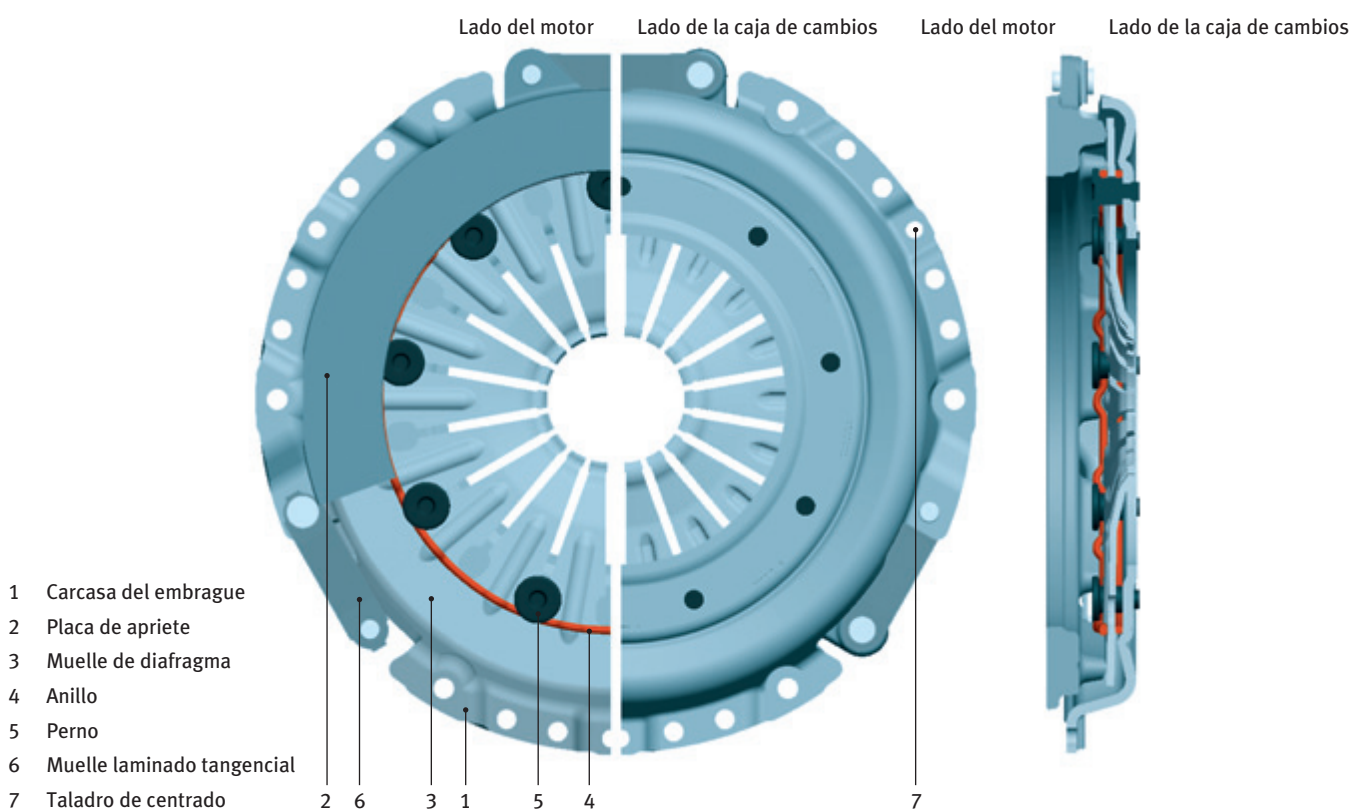
Según el diseño o el tipo de accionamiento del embrague, se puede diferenciar entre:

- El embrague de muelle de diafragma presionado
- El embrague de muelle de diafragma arrastrado

Embrague de muelle de diafragma en la ejecución estándar

La figura 28 muestra un embrague de muelle de diafragma en ejecución estándar. La carcasa rodea el muelle de diafragma y la placa de apriete. La placa de apriete está

Fig. 28) Embrague de muelle de diafragma en ejecución estándar



unida a la carcasa del embrague mediante muelles laminados tangenciales, remachados a la placa de apriete en tres salientes. Los muelles laminados tangenciales tienen tres funciones esenciales:

- Elevar la placa de apriete al desembragar
- Transmitir el par motor de la carcasa a la placa de apriete
- Centrar la placa de apriete

El muelle de diafragma está fijado entre la placa de apriete y la carcasa del embrague de tal modo que crea la fuerza de apriete necesaria para fijar el disco de embrague en arrastre de fuerza entre el volante y la placa de apriete. Se apoya en la carcasa del embrague mediante un anillo, que opcionalmente también puede ser sustituido por una acanaladura en la carcasa del embrague. El contracojinete forma el anillo fijado con pernos. En el diámetro exterior, reposa sobre la placa de apriete. Si se acciona el embrague, el cojinete de desembrague presiona sobre las puntas de las lengüetas del muelle de diafragma. La placa de apriete se eleva y el disco de embrague se libera.

Embrague de muelle de diafragma con bridas de suspensión

El embrague de muelle de diafragma con bridas de suspensión representado en la figura 29 es un perfeccionamiento de la ejecución estándar de la figura 28, página 21. Las bridas de

suspensión están modeladas de tal forma que tiran de los pernos hacia afuera. Como resultado, el muelle de diafragma siempre se mantiene sin juego incluso aunque los rodamientos del muelle de diafragma estén desgastados. La ventaja de esta ejecución es una elevación uniforme durante toda la vida útil.

Embrague de muelle de diafragma con muelle de soporte

El embrague de muelle de diafragma con muelle de soporte es una ejecución especial (figura 30). El muelle de diafragma se apoya en la carcasa del embrague mediante un anillo, que opcionalmente también puede ser sustituido por una acanaladura en la carcasa del embrague. El contracojinete forma el muelle de soporte, y así se consigue un rodamiento del muelle de diafragma sin juego y sin pérdidas con regulación automática de desgaste. Por lo demás, este modelo no se diferencia de los tipos representados en las figuras 28, página 21, y 29.

Embrague de muelle de diafragma sin pernos (Bolo)

Otra ejecución especial es el embrague de muelle de diafragma sin pernos representado en la figura 31. Similar a la ejecución con muelle de soporte, el muelle de diafragma se apoya en la carcasa del embrague mediante un anillo, que opcionalmente también puede ser sustituido por

Fig. 29) Embrague de muelle de diafragma con bridas de suspensión

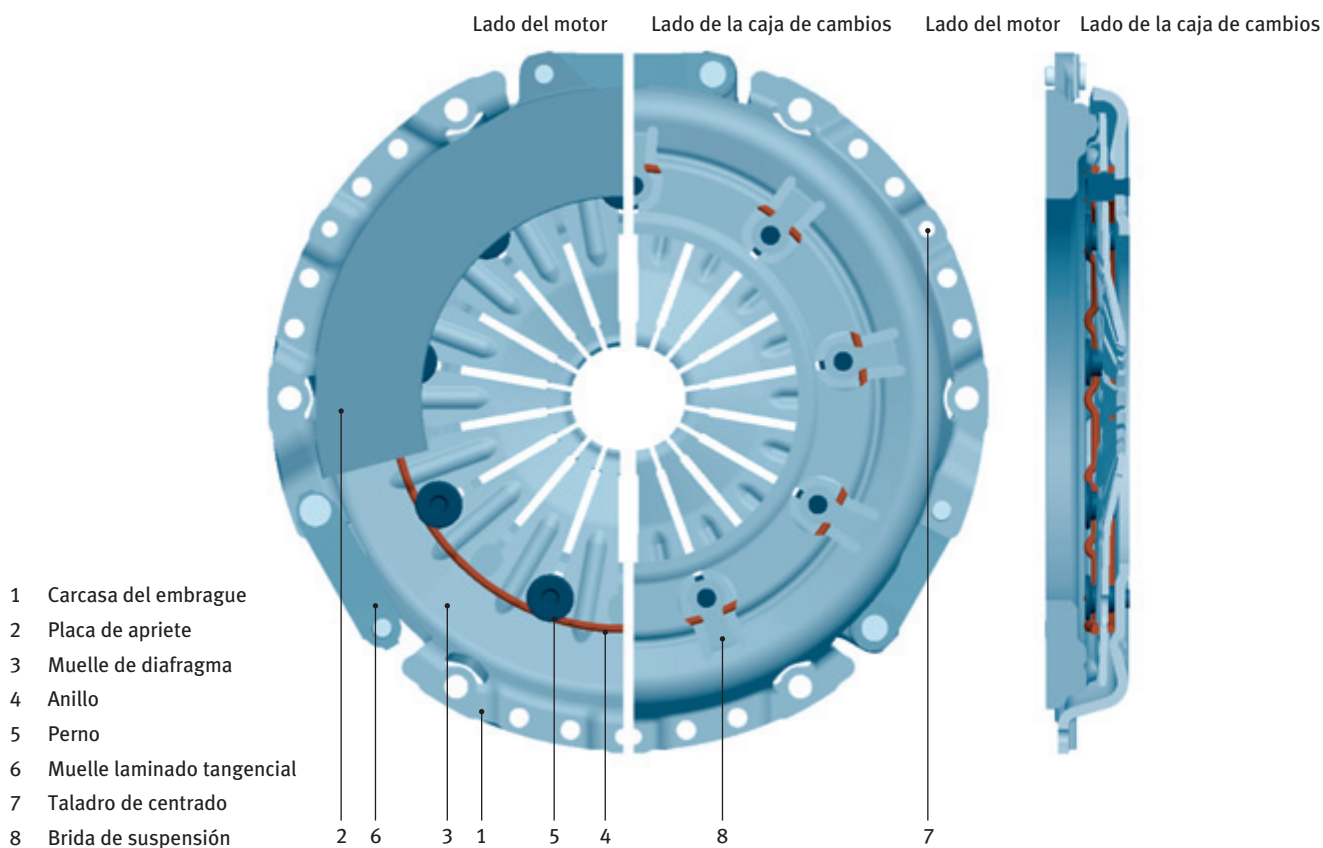


Fig. 30) Embrague de muelle de diafragma con muelle de soporte

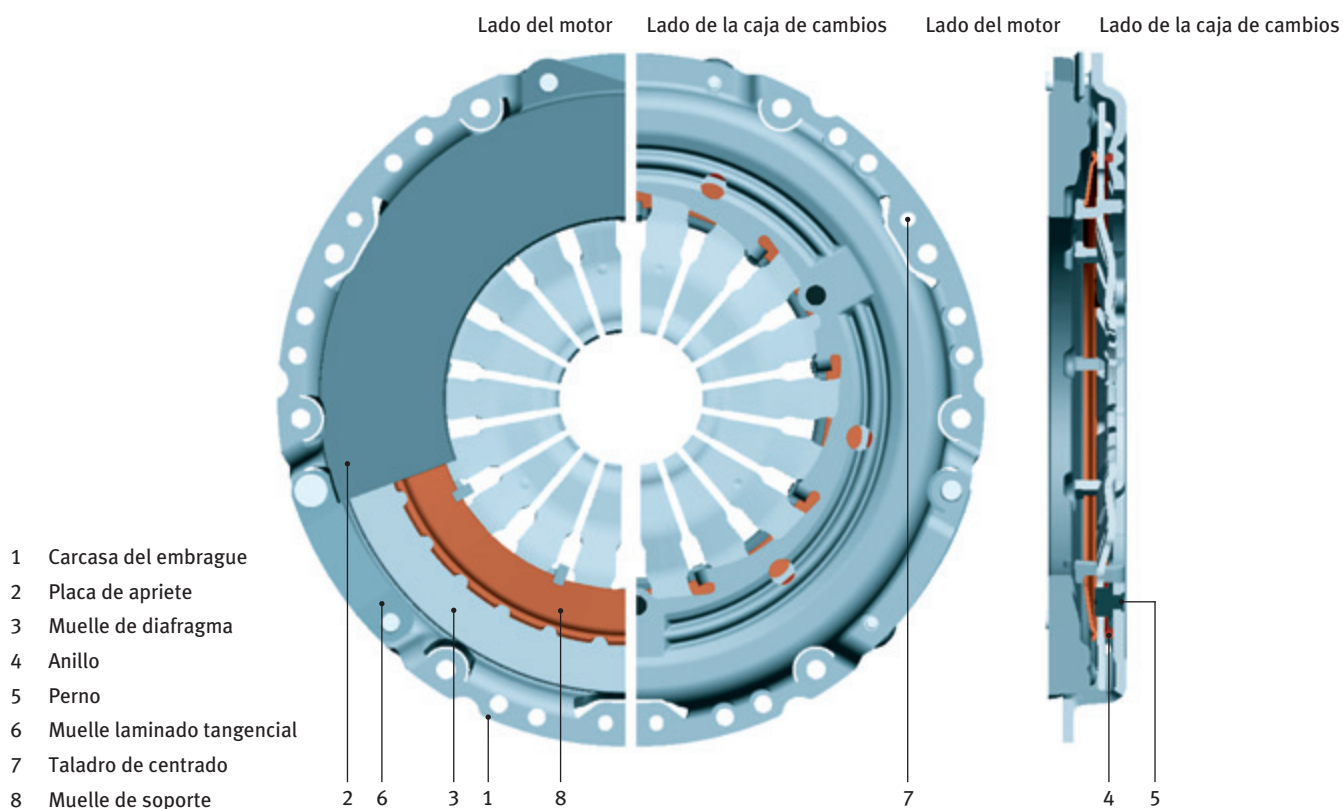
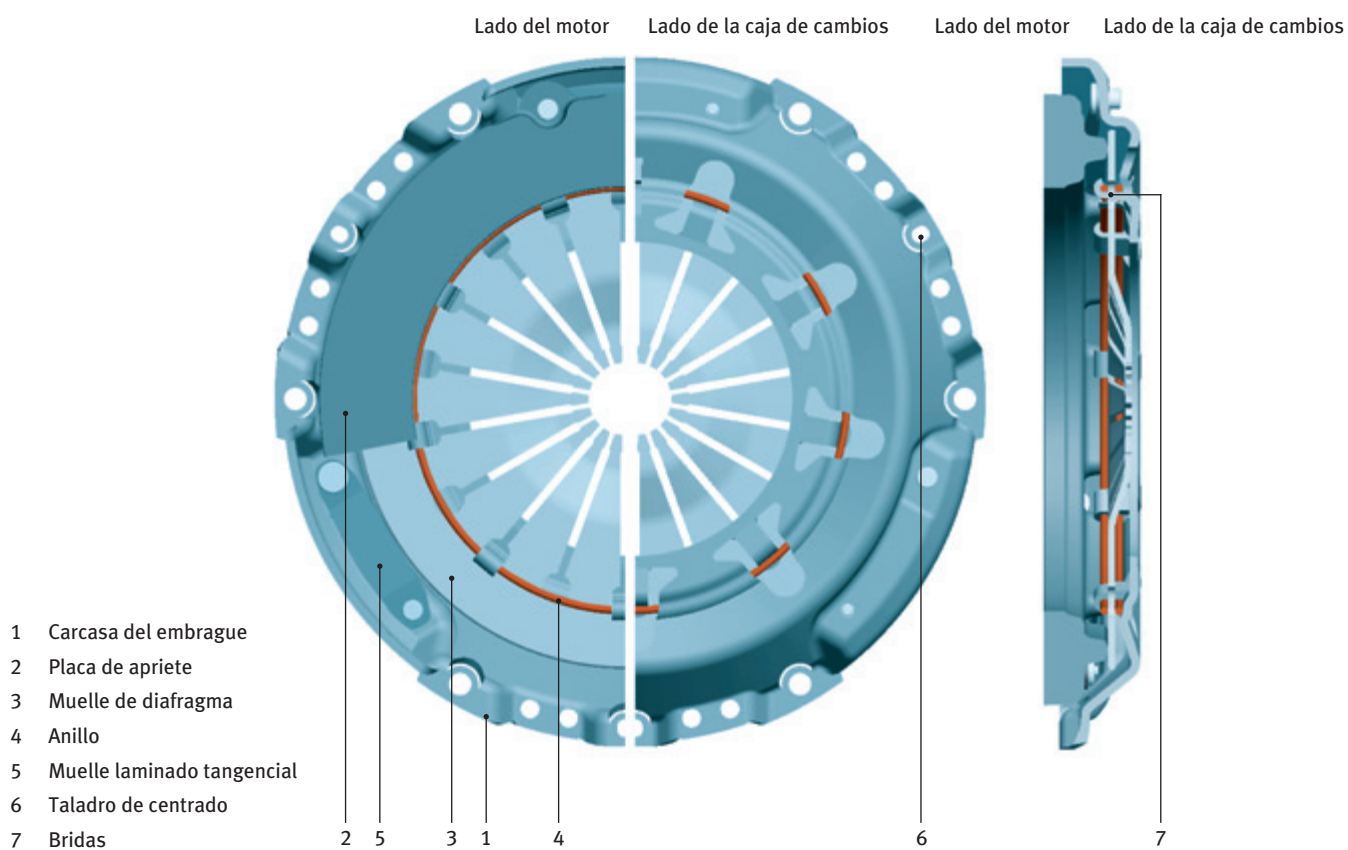


Fig. 31) Embrague de muelle de diafragma sin pernos (Bolo)



una acanaladura en la carcasa del embrague. De forma similar al embrague de pernos, un anillo de alambre sirve de contracojinete. Sin embargo, como particularidad, el anillo es sostenido por las bridas formadas por la tapa del embrague. En este caso, como en el embrague de bridas, las bridas también están pretensadas, de tal modo que en esta ejecución de embrague el desgaste dentro del rodamiento del muelle de diafragma puede compensarse automáticamente y se garantiza un rodamiento sin juego del muelle de diafragma durante toda la vida útil del embrague.

Embrague de muelle de diafragma arrastrado

El embrague de la figura 32 es un embrague de muelle de diafragma arrastrado. La diferencia con respecto al embrague de muelle de diafragma presionado es la instalación inversa del muelle de diafragma. El accionamiento del embrague en este tipo sólo puede tener lugar arrastrando.

Este diseño requiere la siguiente estructura del embrague: el borde exterior del muelle de diafragma se apoya en la carcasa del embrague y el borde interior en la placa de apriete.

La ventaja de esta ejecución de embrague es la posibilidad de, con la misma fuerza de apriete, conseguir menores fuerzas de desembrague con respecto a un embrague

de muelle de diafragma presionado debido a las relaciones de palanca. En este caso, la eficacia de los embragues arrastrados también es mejor que la de los embragues de muelle de diafragma presionados, ya que el muelle de diafragma se apoya en el diámetro exterior de la carcasa del embrague. Como desventajas de los embragues arrastrados pueden mencionarse el desmontaje extremadamente difícil de la caja de cambios y un diseño mucho más complejo del cojinete de desembrague.

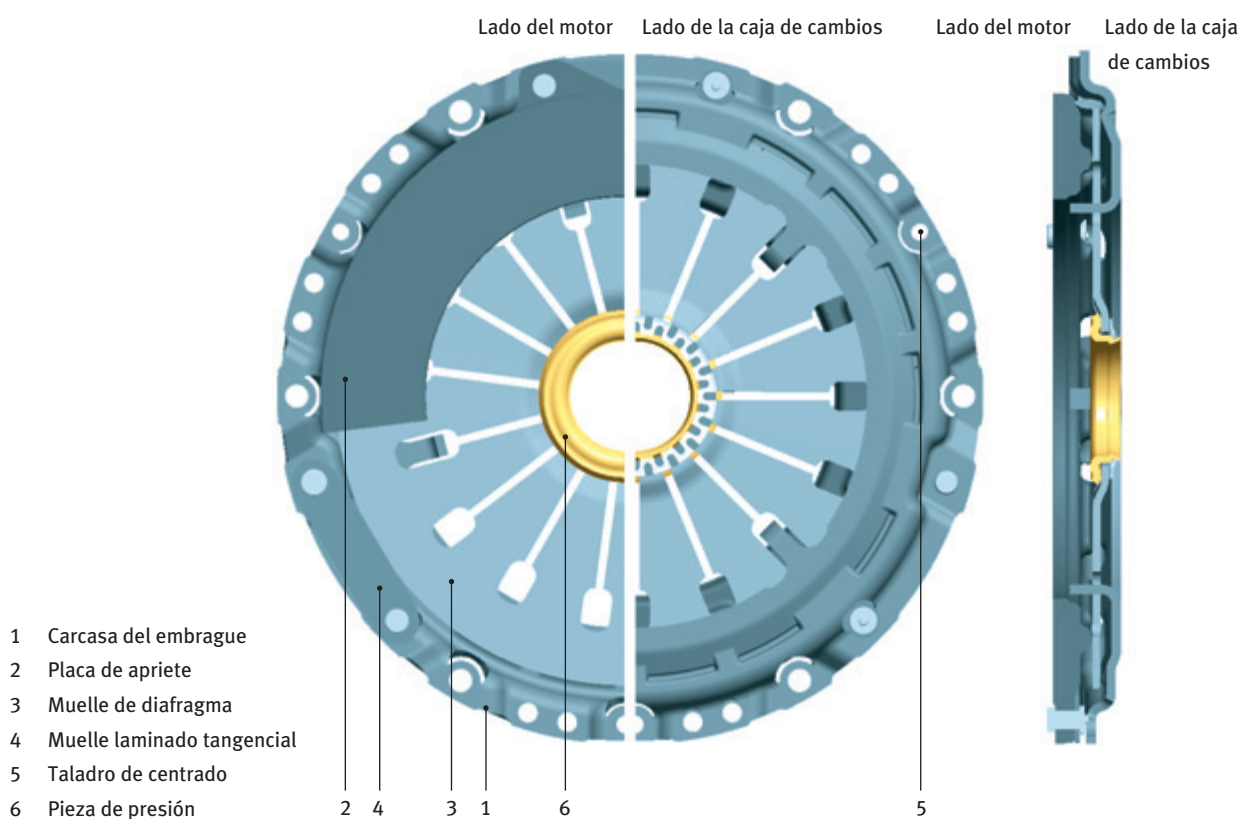
Embrague de muelle de diafragma autoajustable SAC (Self Adjusting Clutch)

En los últimos años se ha establecido cada vez más el uso de embragues SAC en aplicaciones con pares más elevados o aplicaciones con mayores requisitos de reserva de desgaste (figura 34).

Las ventajas más importantes de este tipo con respecto a las ejecuciones anteriores son:

- Bajas fuerzas de desembrague, que permanecen casi constantes durante la vida útil
- Excelente confort de conducción durante toda la vida útil
- Mayor reserva de desgaste y de este modo mayor vida útil gracias al reajuste automático de desgaste
- El recorrido excesivo del cojinete de desembrague es limitado por el tope del muelle de diafragma

Fig. 32) Embrague de muelle de diafragma arrastrado



De lo anterior se deriva una serie de ventajas secundarias:

- Supresión de servosistemas (en vehículos comerciales)
- Sistemas de desembrague más sencillos
- Recorridos más cortos del pedal
- Fuerzas idénticas del pedal en toda la gama de motores
- Nuevas posibilidad para reducir el diámetro del embrague (transmisión de par)
- Menor zona de trabajo del cojinete de desembrague durante la vida útil

Principio del embrague autoajustable (SAC)Kupplung (SAC)

Sensor de fuerza

En el embrague con reajuste de desgaste, se registra el aumento de la fuerza de desembrague causada por el desgaste y se compensa correctamente la reducción del espesor de los forros.

La figura 33 muestra una representación esquemática. La diferencia esencial con respecto a un embrague convencional es que los rodamientos del muelle de diafragma (principal) no están remachados fijamente a la tapa, sino que se apoyan mediante un llamado muelle de diafragma sensor. Este muelle de diafragma sensor presenta una zona suficientemente larga con una fuerza casi constante, a diferencia del muelle de diafragma principal muy decreciente.

Fig. 33) Principio del embrague autoajustable (SAC)

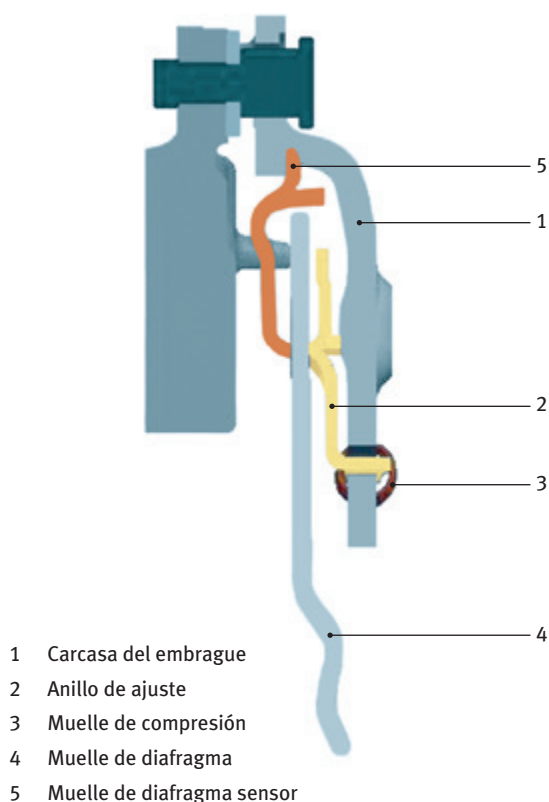
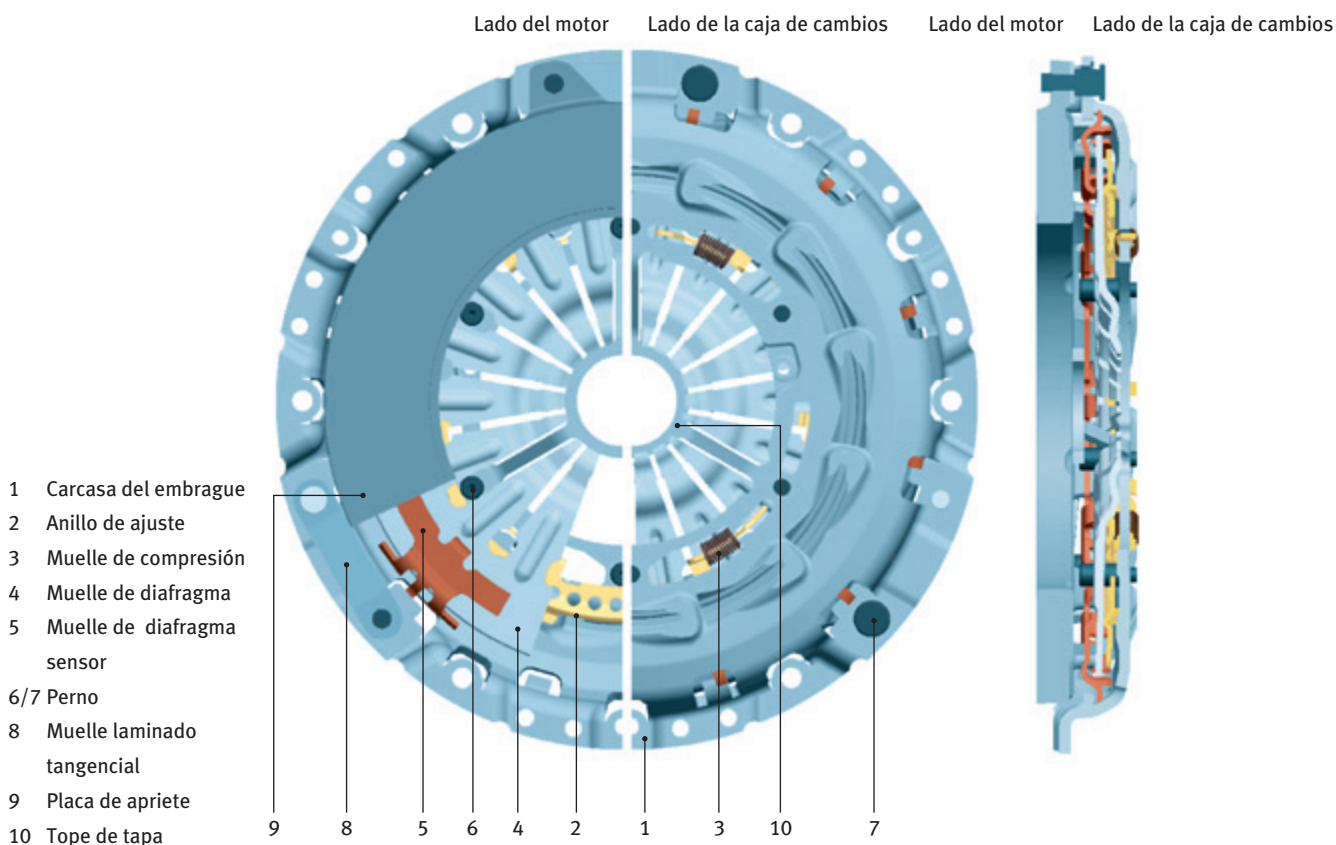


Fig. 34) Embrague de muelle de diafragma autoajustable SAC (Self Adjusting Clutch)



La zona horizontal del muelle de diafragma sensor se ajusta un poco por encima de la fuerza de desembrague deseada. Mientras la fuerza de desembrague es inferior a la fuerza de retención del muelle sensor, los rodamientos pivotantes del muelle de diafragma principal permanecen en el mismo sitio al desembragar. Sin embargo, cuando aumenta la fuerza de desembrague debido al desgaste de los forros, la fuerza antagónica del muelle de diafragma sensor se supera y los rodamientos pivotantes se desvían hacia el volante, hasta que la fuerza de desembrague vuelve a estar por debajo de la fuerza del sensor.

Al desviarse el muelle de diafragma sensor, entre los rodamientos pivotantes y la tapa se crea una ranura que puede compensarse p. ej. mediante una cuña.

Ejecución de un embrague con reajuste de desgaste y sensor de fuerza

El sensor de fuerza con la compensación del espesor mediante cuñas puede hacerse realidad de un modo muy sencillo y elegante. En comparación con un embrague convencional, tan sólo hay que añadir una suspensión de sensor (rojo) y un anillo de rampa (amarillo). El muelle de diafragma sensor está suspendido fuera en la tapa y con sus lengüetas interiores forma el rodamiento para el muelle de diafragma principal. Las cuñas, que proporcionan el verdadero reajuste, se colocan en dirección circunferencial por las fuerzas centrífugas. Además, un anillo de ajuste de acero con rampas se mueve en rampas opuestas de la tapa. El anillo de ajuste de acero es pretensado en dirección circunferencial mediante muelles de compresión para que pueda llenar los espacios entre el rodamiento del muelle de diafragma y la tapa cuando el muelle de diafragma sensor se desvía.

La figura 35 más abajo muestra las curvas de la fuerza de desembrague para un embrague convencional nuevo y con forros desgastados. En contraste, la curva característica de la fuerza

de desembrague mucho menor del embrague autoajutable (SAC) prácticamente no cambia en el transcurso de la vida útil.

Otra ventaja es una mayor reserva de desgaste, que ahora ya no depende de la longitud de la curva característica del muelle de diafragma como en los embragues convencionales, sino de la altura de la rampa, que puede aumentar fácilmente aproximadamente 3 mm en embragues pequeños y hasta en torno a 10 mm en embragues muy grandes. Esto representa un paso decisivo para prolongar la vida útil de los embragues.

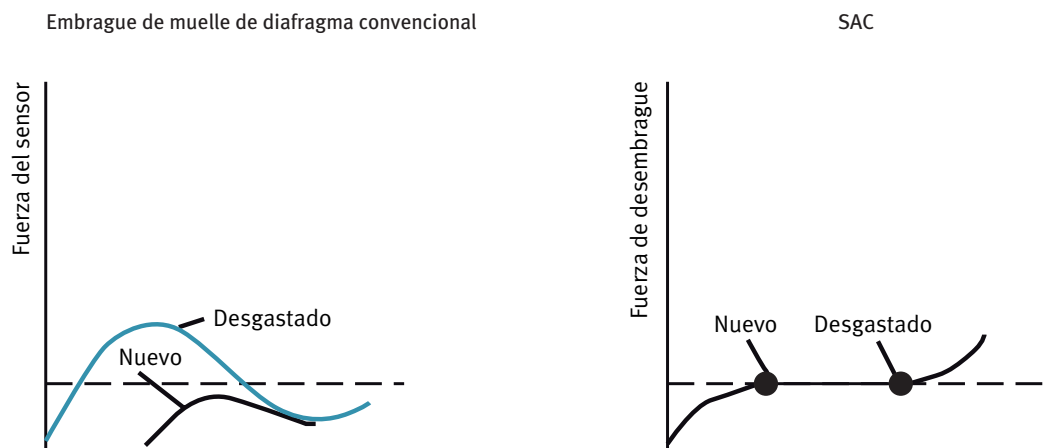
Embrague de muelle de diafragma autoajutable SAC en ejecución multidisco

Los motores potentes con pares $\rightarrow 500$ Nm también requieren embragues con altos pares de transmisión. Por lo tanto, esto implica un aumento casi obligatorio de la fuerza del pedal a pesar del uso de sistemas de embrague autoajustables. Es cierto que distintas medidas (p. ej. mejores sistemas de desembrague) pudieron mantener a raya este aumento, pero aun así se incrementó la demanda de embragues con menor fuerza de accionamiento (figura 36).

SAC en ejecución multidisco

La principal diferencia con respecto a una ejecución monodisco es que el SAC cuenta con una placa de apriete intermedia adicional y tres paquetes de muelles lamina-dos tangenciales más para garantizar la elevación de la placa de apriete intermedia. Para conseguir un desgaste lo más uniforme posible en ambos discos de embrague, los llamados remaches de elevación se hacen cargo del control de la placa de apriete intermedia. Estos remaches garantizan que la elevación de la placa de apriete intermedia corresponda a la mitad de la elevación de la placa de apriete. Para aplicaciones de vehículos que por motivos de aislamiento requieren un disco de embrague

Fig. 35) Comparación de un embrague convencional con un SAC

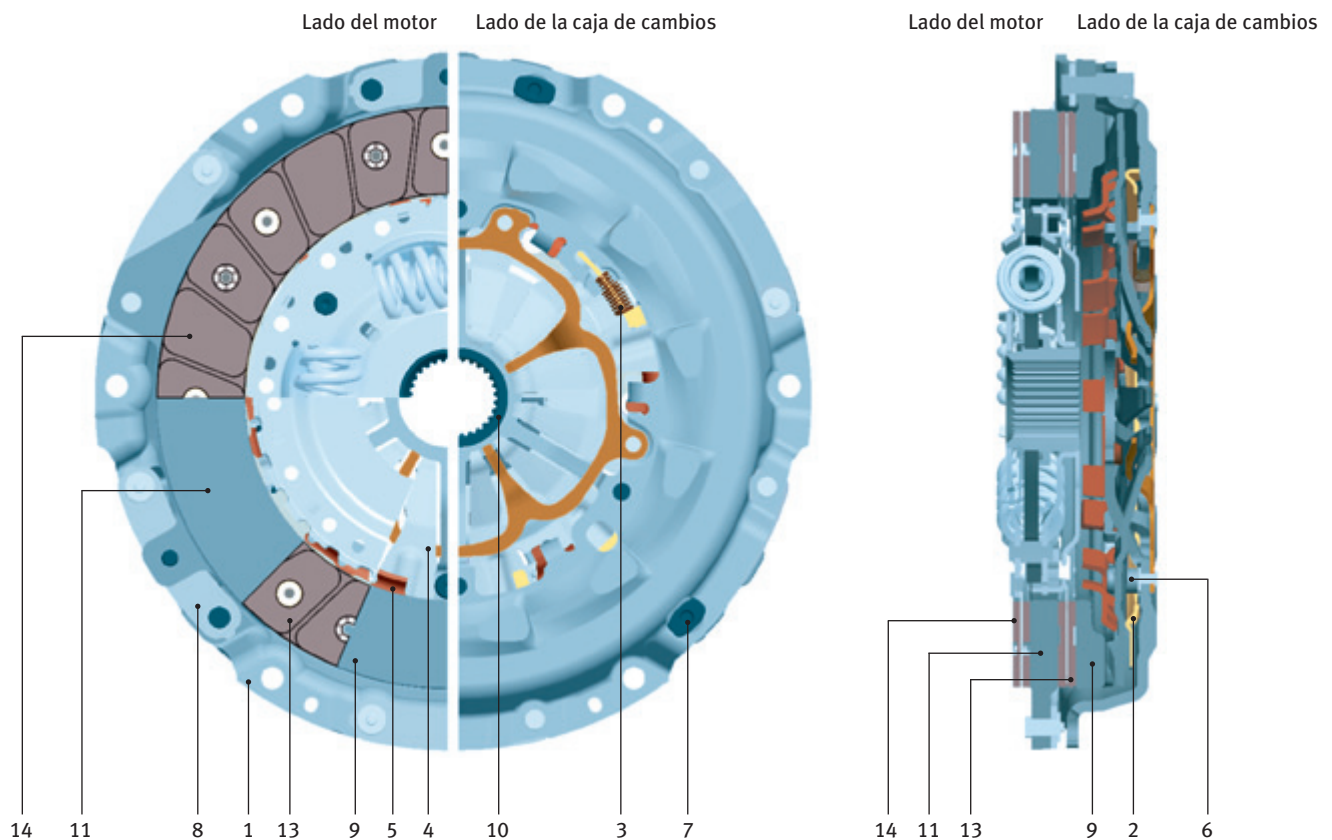


amortiguado, esto también puede conseguirse con una ejecución especial del disco de embrague.

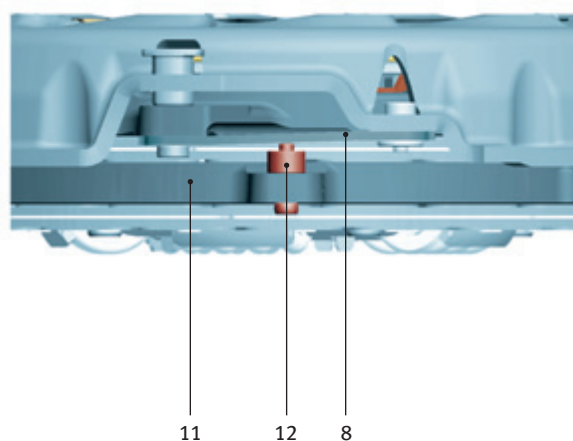
La ventaja del SAC en su ejecución multidisco es la posible reducción de las fuerzas de desembrague o el aumento del par motor transmisible con una fuerza de desembrague constante. En conceptos de motor en los que los altos pares motores vienen acompañados de altas

revoluciones del motor, el SAC multidisco también ofrece la posibilidad de disminuir el diámetro exterior del forro y de este modo aumentar las revoluciones de reventón de los discos de embrague. Por lo demás, al reducir de tamaño los discos de embrague, el momento de inercia puede mantenerse neutro o incluso reducirse ligeramente en comparación con un tamaño de disco de embrague necesario para una ejecución monodisco.

Fig. 36) Embrague SAC en ejecución multidisco



- 1 Carcasa del embrague
- 2 Anillo de ajuste
- 3 Muelle de compresión
- 4 Muelle de diafragma
- 5 Muelle de diafragma sensor
- 6/7 Perno
- 8 Muelle laminado tangencial
- 9 Placa de apriete
- 10 Tope de tapa
- 11 Placa de apriete intermedia
- 12 Remache de elevación
- 13 Disco de embrague 1
- 14 Disco de embrague 2



5 El ZMS: amortiguación de torsión eficaz entre el motor y la caja de cambios

El aumento de las fuentes de ruido a causa de una amortiguación natural deficiente es una característica de la construcción moderna de automóviles. Las causas pueden atribuirse a la reducción de peso de los vehículos, así como a las carrocerías con túnel aerodinámico optimizado, cuyo menor ruido del viento ahora deja oír otras fuentes de ruido. Pero los conceptos de combustión optimizada, motores con regímenes de marcha extremadamente bajos, cajas de cambios con 5 y 6 marchas y aceites muy fluidos también contribuyen a aumentar los ruidos. Los procesos periódicos de combustión del motor de pistones de movimiento de vaivén provocan vibraciones rotacionales en la cadena cinemática, que se manifiestan en forma de traqueteos de la caja de cambios y zumbidos de la carrocería y por lo tanto no satisfacen las expectativas de confort del conductor.

La importancia de los utilitarios y los vehículos denominados compactos con motores instalados transversalmente y las demandas de motores con menos consumo y emisiones contaminantes están aumentando. Sin embargo, al mismo tiempo esto da lugar a mayores irregularidades del motor, en particular en el ámbito de los motores diésel de inyección directa. Para proporcionar a estos vehículos el mismo confort de conducción que los modelos de gama alta, LuK desarrolló el volante bimasa (DMF).

Incluso en ralentí, el DMF aísla las vibraciones del motor de forma eficaz; es decir, desaparecen los traqueteos de la caja de

cambios y el desagradable zumbido de la carrocería en ciertos rangos de revoluciones. De este modo, con el volante bimasa los fabricantes de automóviles tienen a su disposición un sistema muy potente para amortiguar las vibraciones torsionales en la cadena cinemática (figura 37).

Diseño

La división de un volante convencional en dos discos resulta en una masa de inercia primaria con corona de arranque en el lado del motor y una masa de inercia secundaria que aumenta el momento de inercia en el lado de la caja de cambios.

Ambas masas desacopladas están conectadas entre sí mediante un sistema de muelle/amortiguador y soportadas mediante un rodamiento radial rígido o cojinete de deslizamiento para que puedan rotar una contra otra. Dos piezas mecanizadas de chapa soldadas con láser al borde exterior forman la cámara de grasa en forma de anillo, en la que se encuentran los muelles de arco con casquillos guía de muelles. El sellado lo proporciona una membrana obturadora.

La brida engrana con sus salientes entre los muelles de arco. Esta brida puede ser una chapa rígida, contener un amortiguador adicional o limitar puntas de par perjudiciales gracias a su diseño como embrague de fricción. Otro

Fig. 37) Transmisión de vibraciones torsionales

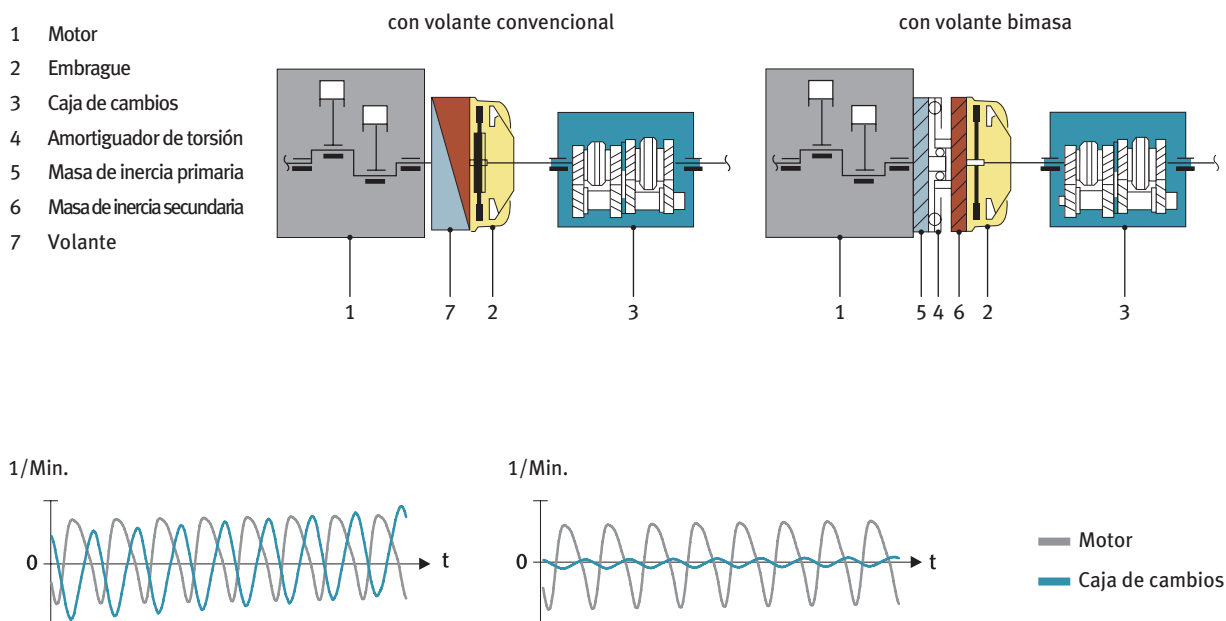


Fig. 38) ZMS estándar

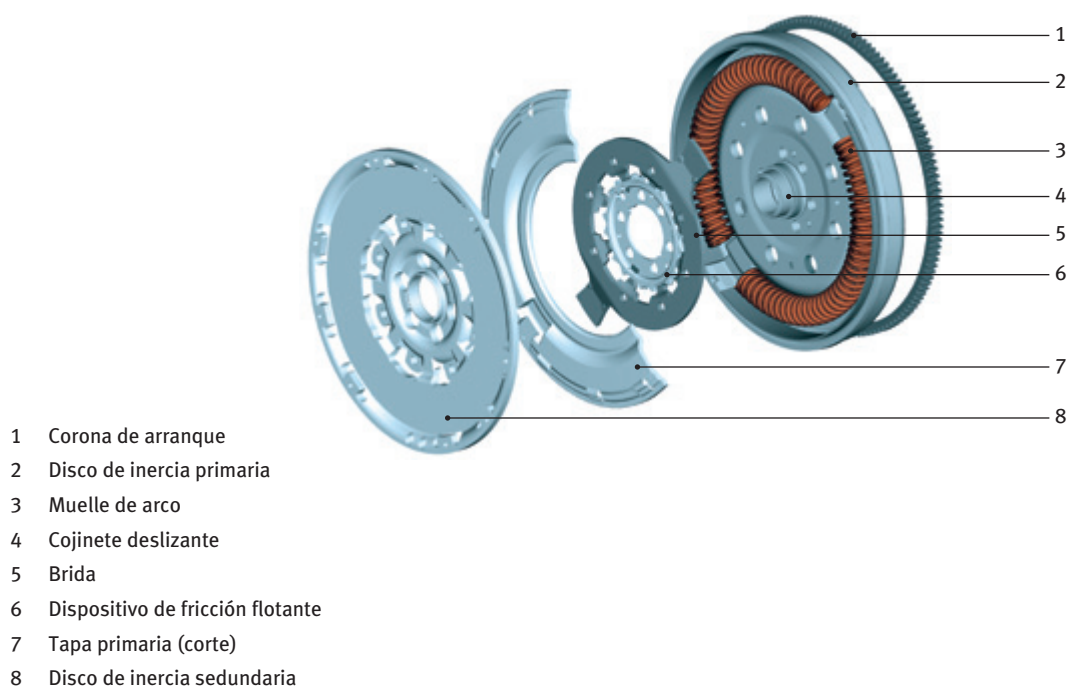
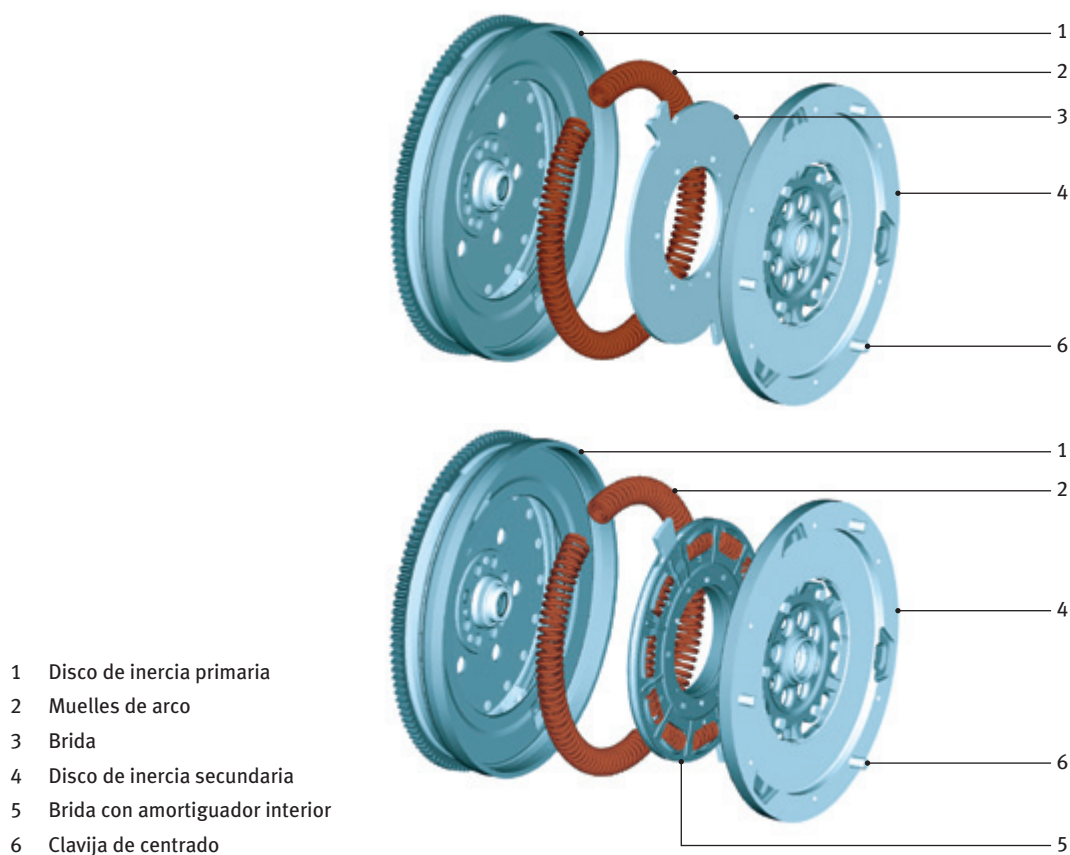


Fig. 39) DMF con distintas ejecuciones de brida



dispositivo de fricción, que flota en el cubo, es arrastrado mediante juego por una de las chapas de retención y puede generar la fricción deseada con un gran ángulo torsional.

Da das Feder-/Dämpfungssystem im ZweimassensPuesto que el sistema muelle/amortiguador está integrado en el volante bimasa, como disco de embrague la mayoría de las veces se utiliza un disco rígido sin amortiguador de torsión. Con frecuencia, como plato de presión del embrague se emplea un embrague de muelle de diafragma, colocado mediante clavijas de centrado (figuras 38 y 39 en la página 29).

Funcionamiento

Estudios físicos de la cadena cinemática han revelado que el rango de revoluciones de resonancia se puede modificar cambiando la asignación de los momentos de inercia. Al aumentar el momento de inercia de la caja de cambios, las revoluciones de resonancia, que generan fuertes ruidos, caen por debajo de las revoluciones de ralentí y de este modo quedan fuera del rango de revoluciones operativas del motor.

Con el DMF, LuK consiguió desarrollar un producto de fabricación en serie que plasma este principio y mantiene la amplitud de resonancia muy pequeña. A diferencia de las disposiciones convencionales, en el DMF el momento de inercia se reduce delante del amortiguador de torsión y aumenta detrás del mismo. El momento de inercia del motor ahora se asigna a la masa de inercia primaria del DMF, y el de la caja de cambios se asigna a la masa de inercia secundaria, el disco de embrague y el plato de presión del embrague. De este modo, el rango de revoluciones de resonancia pasa de los en torno a 1.300 min⁻¹ originales a aprox. 300 min⁻¹ y ya interfiere más durante la conducción, puesto que el motor no opera en este rango de revoluciones.

En las ejecuciones habituales hasta ahora con volante convencional y disco de embrague con amortiguación de torsión, las vibraciones torsionales en el rango de ralentí se transmitían a la caja de cambios sin filtrar y, por lo tanto, los bordes de los dientes de las ruedas de engranaje chocaban entre sí (traqueteo de la caja de cambios). En cambio, al utilizar un volante bimasa, las vibraciones torsionales causadas por el motor son filtradas por el complejo amortiguador de torsión y, por lo tanto, los componentes de la caja de cambios ya no están solicitados y no hay traqueteo, lo cual permite satisfacer por completo las expectativas de confort del conductor.

Muelles de arco

El sistema muelle/amortiguador debe cumplir dos requisitos contradictorios.

1. En el funcionamiento normal, las irregularidades del motor tan sólo producen pequeños ángulos de trabajo en el amortiguador. En este rango de funcionamiento se requieren bajos índices de elasticidad combinados con poca amortiguación para conseguir una amortiguación óptima de las vibraciones.

2. En cambios de carga típicos (p. ej. aceleración a fondo) se producen vibraciones de cambio de carga, que en gran medida provocan ruidos. Este efecto sólo puede combatirse con un amortiguador de torsión, que posee un índice de elasticidad muy bajo y al mismo tiempo una alta amortiguación.

El amortiguador de muelles de arco integrado en el DMF resuelve esta contradicción. Ofrece una alta amortiguación con grandes ángulos de trabajo y al mismo tiempo con índices de elasticidad muy bajos. También aísla vibraciones perfectamente gracias a una baja amortiguación e índices de elasticidad adecuados en la conducción normal.

Digresión: DMF compacto

El ZMS compacto es la solución ideal para el reducido espacio de instalación en vehículos con tracción a las cuatro ruedas. Esta variante especial de la unidad de embrague que ahorra espacio incluye un DMF, un plato de presión del embrague y un disco de embrague (figuras 40 y 41).

Todo el módulo se suministra premontado y listo para atornillarse al cigüeñal como unidad. Los tornillos del cigüeñal pueden apretarse a través de aperturas en el muelle de diafragma, el plato de presión del embrague y el disco de embrague. Esto también simplifica los procesos para el cliente: en lugar de tres componentes distintos y dos juegos de tornillos, ahora sólo hay que tener en cuenta un paquete completo.

Resumen de las ventajas del volante bimasa de LuK:

- Confort de conducción de primera clase
- Absorbe las vibraciones
- Aísla los ruidos
- Ahorra combustible por las bajas revoluciones del motor
- Mayor confort al cambiar de marcha
- Menor desgaste de la sincronización
- Protección de la cadena cinemática frente a sobrecargas

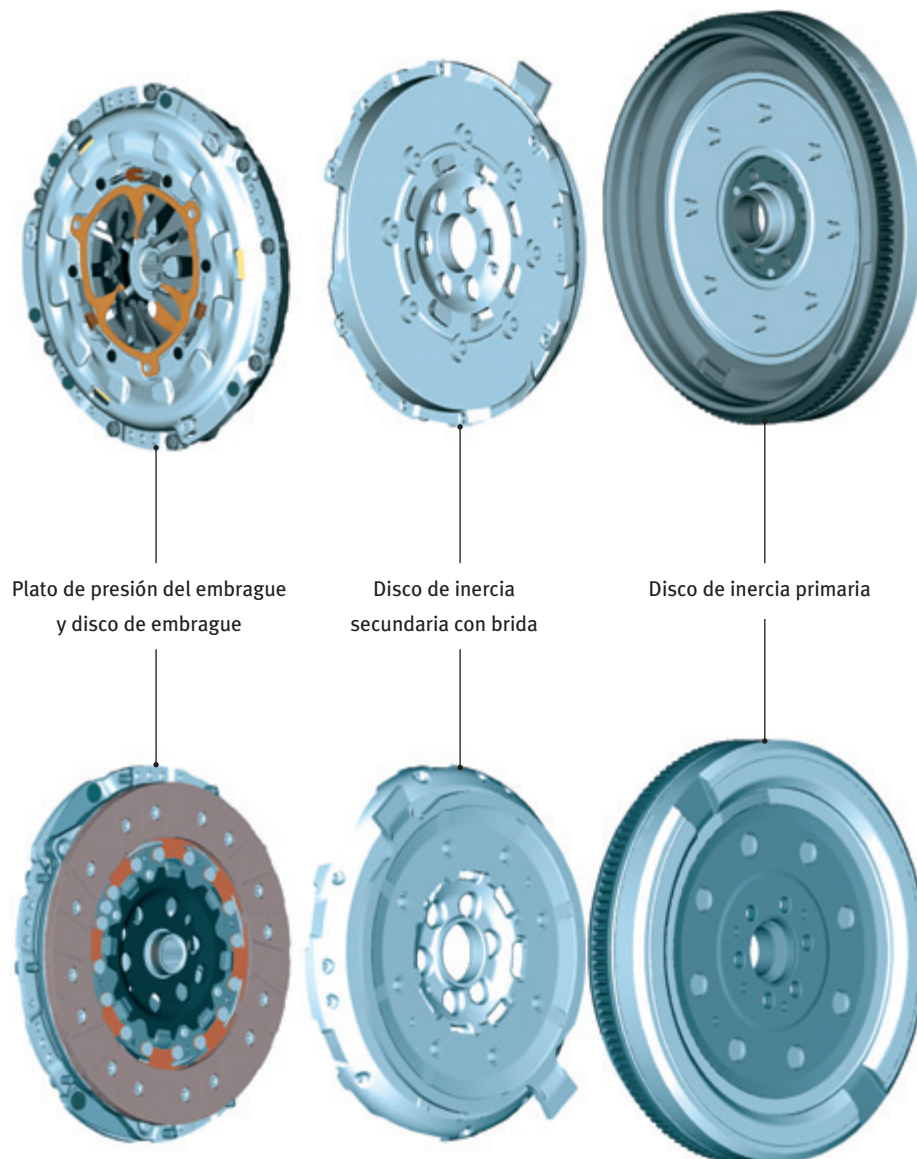
Las consecuencias positivas también son notorias con respecto al medio ambiente:

- Gracias al excelente comportamiento de ruidos a bajos regímenes, hay que cambiar menos de marcha. Las revoluciones operativas medias disminuyen.
- La eficacia de todo el sistema aumenta y el consumo de combustible y la consiguiente emisión de contaminantes se reducen.

Fig. 40) El DMF compacto: unidad compuesta de DMF, disco de embrague y plato de presión del embrague



Fig. 41) El DMF compacto



6 Sistemas hidráulicos de desembrague

Funcionamiento

En los vehículos con embrague seco accionado con el pie es necesario un mecanismo que permita la transmisión de fuerza entre el pedal y el embrague. La realización de esta función ha suscitado las más diversas soluciones en los fabricantes de vehículos.

En su origen, las fuerzas del pedal se transferían del pedal a un mecanismo de palanca situado en la campana del embrague a través de un cable de mando. Mediante la palanca y el cojinete de desembrague se accionaba el embrague. Sin embargo, estos sistemas son de aplicación muy reducida, ya que con unos compartimentos de motor cada vez más estrechos, resulta cada vez más difícil colocar un cable de mando en línea recta entre el pedal y la palanca. Además, con un cable de mando no pueden realizarse radios estrechos dado que con ello la fricción y el desgaste aumentarían de forma inadmisible y se vería perjudicado el confort en el accionamiento del embrague.

En los modernos sistemas de embrague accionados con el pie se recurre al accionamiento hidráulico del embrague. Dentro de esta tecnología se distinguen dos sistemas principalmente: el semihidráulico, en el que el cable se sustituye por un tramo hidráulico compuesto por un cilindro maestro en el pedal, un conducto y un cilindro esclavo fuera, en la caja de cambios. En el sistema de desembrague con collarín hidráulico (CSC), se suprime la horquilla

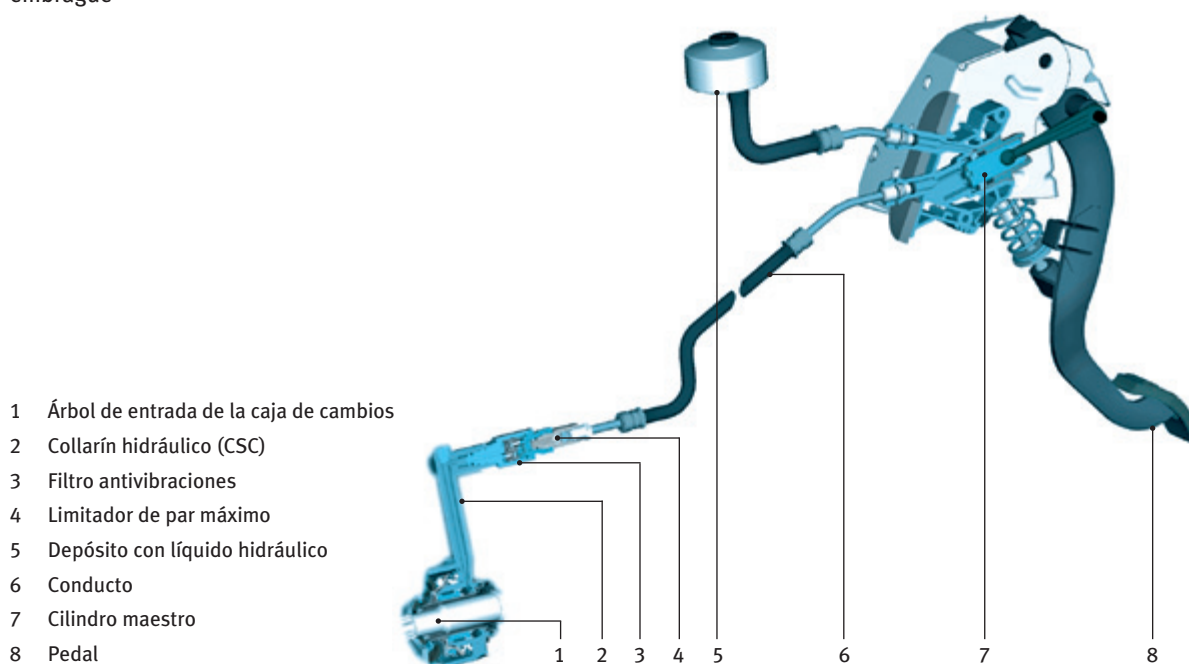
en la campana de la caja de cambios. En su lugar, se introduce un cilindro hidráulico anular con cojinete de desembrague integrado, que se dispone en la campana del embrague entre la caja de cambios y el embrague, centrado con respecto al árbol de entrada de la caja de cambios (fig. 42). Los sistemas totalmente hidráulicos cuentan con un menor número de piezas, lo que permite un montaje más sencillo para el fabricante de automóviles. Además, la colocación del conducto hidráulico en el compartimento del motor ofrece una gran flexibilidad estructural.

Estructura y función de cada uno de los componentes

Cilindro maestro

El cilindro maestro (fig. 43) está compuesto por una carcasa, un pistón con biela y una disposición compuesta por dos juntas (junta primaria y secundaria). Posee una conexión hidráulica para el conducto de presión al cilindro esclavo, cuya realización es en la mayoría de los casos la de un conector rápido. Sin embargo, en algunas aplicaciones se encuentran aún las uniones roscadas habituales en la tecnología de frenos. Además, el cilindro maestro posee una conexión para la alimentación del sistema con líquido hidráulico. Esta está unida a menudo mediante una manguera de conexión con el depósito del líquido de frenos. También existen soluciones en las que el cilindro

Fig. 42) En los sistemas modernos de embrague accionados con el pie se introduce un accionamiento hidráulico del embrague



de embrague tiene un depósito propio. La junta primaria separa el depósito de la cámara de presión hidráulica y permite la formación de presión para el accionamiento del embrague. La junta secundaria separa del entorno la cámara de baja presión del depósito. Al soltar el pedal, un resorte dispuesto en el pedal o en el cilindro maestro se ocupa de que el pistón regrese completamente a su posición. En esta posición de reposo del pedal, la conexión entre el depósito y la cámara de presión está abierta. Ahora puede salir el aire encerrado en el sistema y fluir líquido. El mecanismo de autoajuste del sistema hidráulico se pone de manifiesto.

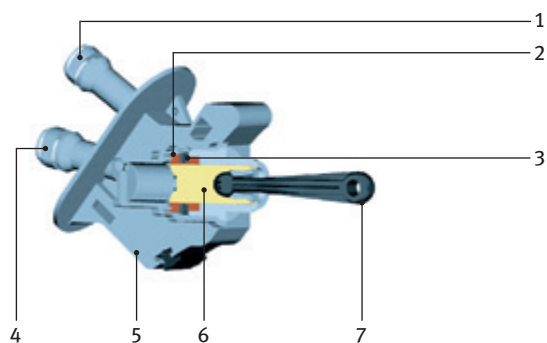
Conducto

El conducto de presión hidráulica se basa en los conductos de freno del vehículo y está compuesto por una manguera y un tubo de acero, o también puede estar hecho totalmente de plástico. En caso de utilizar el tubo de acero, es necesaria una manguera para compensar los movimientos entre la cadena cinemática y el chasis del vehículo. Para colocar el conducto debe tenerse en cuenta que no puede entrar en contacto con otros componentes del compartimento del motor. Además, debe garantizarse que los tubos no se dañen, doblen o se vean afectados por la corrosión. Los conductos de plástico y las áreas de influencia de la manguera no deben colocarse cerca de zonas calientes como, por ejemplo, el turbocompresor o los codos de escape.

Amortiguador de vibraciones (filtro antivibraciones)

Debido al proceso de combustión del motor, pueden producirse en los vehículos vibraciones en el embrague que llegan hasta el pedal a través del sistema de desembrague (fig. 44). El conductor percibe entonces estas vibraciones como un cosquilleo desagradable en el pie o en forma de ruidos. Para evitar que se transfieran las vibraciones pueden utilizarse elementos de filtro en el conducto. Estos elementos son amortiguadores de membrana o filtros antivibraciones (fig. 45) con dos válvulas de retención opuestas o una válvula neumática.

Fig. 43) Cilindro maestro



- | | | | |
|---|---------------------------------|---|---------|
| 1 | Conexión al depósito | 5 | Carcasa |
| 2 | Junta primaria | 6 | Pistón |
| 3 | Junta secundaria | 7 | Biela |
| 4 | Conexión al conducto de presión | | |

Fig. 44) Vibraciones en el pedal del embrague

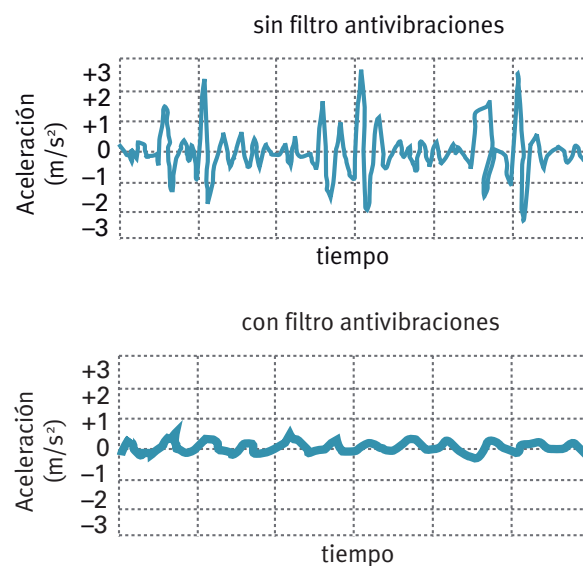
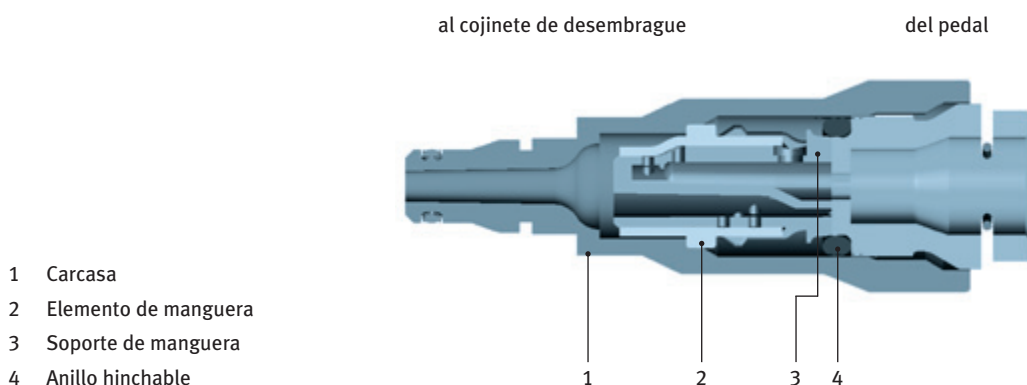


Fig. 45) Filtro antivibraciones con válvula neumática



Limitador de par máximo

Los limitadores de par máximo (fig. 46) son obturadores móviles situados en el conducto hidráulico que limitan el caudal sólo durante el acople a altas velocidades. El objetivo es evitar una sobrecarga de la cadena cinemática por un acople brusco, por ejemplo, en caso de que el pie se escurra bruscamente del pedal de embrague. Los limitadores de par máximo no deben separarse del sistema hidráulico durante el mantenimiento, dado que, de lo contrario, podrían producirse daños en la transmisión, en los árboles de accionamiento o en el volante bimasa (fig. 47).

Cilindro esclavo

En un sistema semihidráulico, el cilindro esclavo se dispone fuera de la campana de la caja de cambios y sirve para accionar la horquilla giratoria de desembague (fig. 48). En este caso, el cilindro esclavo está compuesto por una carcasa, el pistón con junta, un resorte de precarga y un tornillo de purga de aire. El resorte de precarga se ocupa de que exista una precarga permanente del cojinete de desembague para que este también gire de forma segura con el embrague cuando el sistema de desembague no esté sometido a presión y se eviten los ruidos molestos entre el cojinete y las lengüetas del diafragma. El tornillo de purga de aire facilita el enjuague o llenado del sistema durante el mantenimiento.

Collarín hidráulico

En un sistema con collarín hidráulico (fig. 49), el cojinete de desembague está unido directamente con el pistón. El movimiento de desembague del embrague se introduce mediante la presión hidráulica; al embragar, el diafragma del embrague presiona el pistón central hasta que está en posición de salida y el líquido fluye de regreso al cilindro maestro. Gracias a la gran carrera estructural prevista, el cilindro esclavo puede compensar las tolerancias de montaje y desgaste del embrague.

Sistema de sensores

Cada vez es más frecuente dotar a los cilindros maestro y esclavo de un sistema de sensores para medir el recorrido de accionamiento y transmitirlo a la unidad de mando del motor y de la caja de cambios. Los sistemas dotados de sensores normalmente se distinguen porque en el cilindro maestro o en el esclavo se ha fijado una pequeña carcasa con unión de conexión o de cable. Cada uno de los sensores está ajustado de forma individual al cilindro maestro o al esclavo y, por tanto, forma con éste una unidad. Los sensores no deben separarse del cilindro y fijarse a otro cilindro. Si hay algún defecto en uno de los componentes, es necesario montar una nueva combinación de cilindro y sensor en todos los casos.

Líquido hidráulico

Si el fabricante del vehículo no indica alguna otra cosa, los sistemas hidráulicos trabajan con líquido de frenos. A

la entrega del vehículo el sistema ya sale lleno de fábrica. Debido a su utilización en el vehículo, se acumula agua en el líquido de frenos y el punto de ebullición baja. En casos extremos es posible que se produzcan burbujas de vapor en el cilindro esclavo, lo que puede ocasionar problemas al desacoplar. Para evitarlo, es necesario cambiar el líquido de frenos, al menos, cada dos o tres años. En la elección del líquido sustitutivo hay que seguir las recomendaciones del fabricante correspondiente, porque, en caso contrario, no puede descartarse que se produzcan daños en las juntas o que surjan ruidos en el cilindro maestro.

En general, el mantenimiento de un sistema de desembague hidráulico se limita a sustituir el líquido de frenos. De manera similar a lo que ocurre en el freno, el rellenado tiene lugar mediante bombas situadas en el pedal y mediante la apertura y cierre sincronizados del tornillo de purga de aire. Para que el proceso de enjuague se efectúe del modo más completo posible y ninguna burbuja de aire llegue al sistema, es necesario observar en este caso también las recomendaciones específicas del fabricante.

En todos los trabajos que se realicen sobre un sistema hidráulico, la limpieza es imprescindible. Incluso la más mínima contaminación con partículas de suciedad puede ser causa de escapes y fallos funcionales. No puede acceder aceite mineral al interior de los sistemas previstos para el líquido de frenos. Por esta razón, ha de evitarse lubricar los cilindros o los conectores a posteriori. Incluso la cantidad más ínfima de aceite mineral puede destruir las juntas. En los sistemas de embrague que comparten depósito con los frenos existe el peligro de que la suciedad llegue hasta el sistema de frenado.

Wichtig

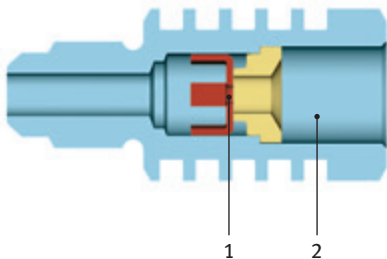
Por principio, al cambiar el embrague es necesario cambiar al mismo tiempo el collarín hidráulico, porque éste se adapta específicamente a la vida útil del embrague y, por tanto, no está diseñado para resistir un segundo embrague. Por esta razón, ambos componentes se ofrecen conjuntamente en Luk RepSetPro, de forma específica para cada vehículo.

Ventajas del sistema de desembague hidráulica:

- Flexibilidad en cuanto a la colocación del conducto
- Notable confort en el accionamiento gracias a una fricción menor
- Optimizado para evitar vibraciones y ruidos
- Montaje y mantenimiento sencillos
- Ajuste de desgaste integrado

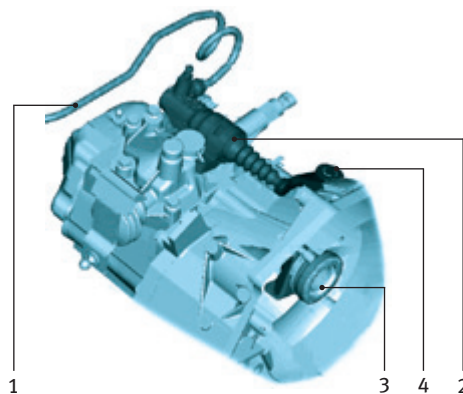
Fig. 46) Limitador de par máximo

Los obturadores móviles situados en el conducto hidráulico limitan el caudal durante el acople a altas velocidades.



- 1 Obturador móvil
- 2 Carcasa

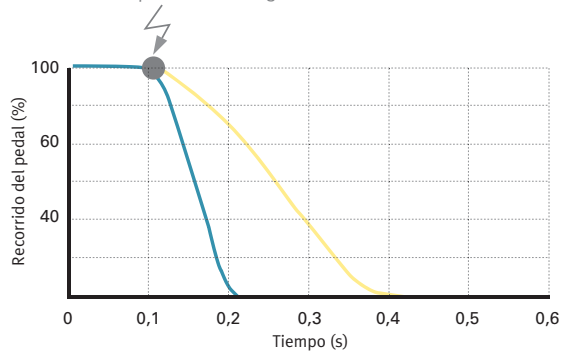
Fig. 48) Cilindro esclavo situado en el exterior, en la campana de la caja de cambios



- 1 Conducto de presión del embrague
- 2 Cilindro esclavo
- 3 Cojinete de desembrague
- 4 Horquilla giratoria de desembrague

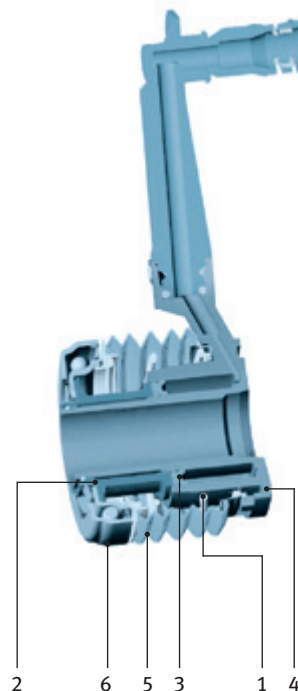
Fig. 47) Limitación del flujo a través del limitador de par máximo

Escurrecimiento del pedal del embrague



- sin limitador de par máximo
- con limitador de par máximo

fig. 49) En un sistema con collarín hidráulico, el cojinete de desembrague está unido directamente con el pistón



- 1 Resorte de precarga
- 2 Pistón
- 3 Junta
- 4 Carcasa
- 5 Fuelle de protección contra el polvo
- 6 Cojinete de desembrague

7 Cambio de marchas automatizado (ASG) para un mayor confort

Utilización

El cambio de marchas automatizado es una ampliación del cambio manual acreditado. Se puede pasar automáticamente al cambio manual con un confort comparable y, mediante el ajuste correspondiente, se puede reducir también el consumo de combustible. Estas cualidades hacen que esta técnica sea muy interesante para las clases de vehículos pequeños o medios, porque también los costes son notablemente inferiores que los de un vehículo totalmente automático. En algunos vehículos comerciales también se integra el cambio automatizado, y en determinados vehículos pesados incluso como equipamiento de serie (fig. 50).

Descripción

Manejo

De manera similar al cambio de marchas automático, la palanca selectora dispone de las posiciones Punto muerto, Marcha atrás, Automático y Manual. La conexión de la palanca selectora con la caja de cambios es puramente electrónica y no mecánica (fig. 51). Dado que el cambio de marchas automatizado se basa en el principio del cambio manual, no dispone de una posición de aparcamiento, a diferencia del cambio automático. Como ocurre en el cambio manual, al apagar el motor se queda introducida la última marcha y se cierra automáticamente el embrague.

De forma similar a como se hace en los vehículos con cambio automático, el motor puede arrancarse si

- la palanca selectora de la marcha se encuentra en la posición «N»,
- la caja de cambios muestra la posición de punto muerto y
- está accionado el pedal del freno.

Técnica

Se fijan motores eléctricos adicionales en la caja de cambios, que realizan los movimientos de embrague y conmutación en lugar del conductor. Una unidad de mando de la caja de cambios se encarga de coordinar y procesar las señales. La mayor parte de las señales son leídas y emitidas a través del CAN Bus. La unidad de mando del motor, la del ABS o del ESP y la de la cabina —que también muestra las informaciones sobre la elección de marcha actual y el estado de la caja de cambios— están conectadas al CAN-bus.

En el ASG de LuK, esta unidad de mando está ubicada en una carcasa común con el motor eléctrico y con el sistema mecánico que acciona el embrague. Si se cambia la unidad de mando, es necesario agregar el software adecuado a la variante de vehículo y llevar a cabo una puesta en funcionamiento. El resto de unidades de mando también están ajustadas a la unidad de mando de la caja de cambios, razón por la cual una actualización de una caja de cambios manual a una caja de cambios automatizada no tiene sentido

desde un punto de vista técnico ni económico. Para poder diseñar unos electromotores tan pequeños y ligeros como sea posible y que reaccionen rápidamente, es necesario minimizar la fuerza de accionamiento del embrague. Esto se consigue montando un embrague autoajutable (SAC).

Para el cambio de marchas se sustituye la esfera de la transmisión manual por un componente con dos electromotores. Un electromotor se encarga de seleccionar la corredera, como correspondería al movimiento transversal de la mano derecha al cambiar la marcha. El segundo electromotor —más grande— se encarga de introducir las marchas.

Funciones

Función de deslizamiento

Al soltar el freno, el embrague se acopla ligeramente. El vehículo rueda suavemente en el plano, sin que sea necesario acelerar. Para proteger el embrague, se limita el par, y si la temperatura del embrague aumenta, el par aplicado se reduce.

Calcular el punto de contacto del embrague

Debido a los cambios de temperatura y a otras influencias externas, cambia el punto en el que el embrague comienza a transferir el par motor a las ruedas. Este punto se llama punto de contacto. El cambio de marchas automatizado ajusta este punto de contacto siempre que el vehículo está parado durante un tiempo prolongado con el freno pisado y el motor en funcionamiento, por ejemplo, ante un semáforo.

Al hacerlo, el embrague se cierra rápidamente una y otra vez, hasta que el ligero contacto del plato de presión con el disco del embrague provoca una reacción en el motor. A continuación, el embrague se abre de nuevo inmediatamente. En condiciones normales, el conductor no percibe este proceso y presupone que el motor se encuentra en un ralentí suave. Igualmente importante para el funcionamiento correcto es que se realice una puesta a punto correcta con el equipo de verificación del taller al cambiar la unidad de mando o el embrague. Un punto de contacto correcto garantiza que los procesos de acople en el embrague se efectúen con suavidad, pero sin prolongar en demasía el tiempo de resbalamiento.

Protección del embrague

El cambio de marchas automatizado percibe si el embrague se ha recalentado, por ejemplo, debido a varios inicios de marcha consecutivos en cuesta. Para ralentizar el proceso de incremento de la temperatura, se desactiva paulatinamente la función de deslizamiento. De esta manera, el embrague se cerrará más rápidamente en los inicios de marcha, para evitar que el embrague patine durante periodos prolongados.

Apoyo a la frenada con ABS

Cuando la unidad de mando del ABS anuncia una frenada con actuación del ABS, el sistema ASG puede abrir el embrague. El desacoplamiento del motor mejora la eficacia de la regulación del ABS.

Supervisión de seguridad

El sistema ISM (Intelligent Safety Monitoring System) supervisa al procesador principal con un segundo procesador. Se supervisan la función de almacenamiento y el desarrollo del programa, así como si las actuaciones de la unidad de mando ASG de LuK se corresponden con la situación de conducción actual. En caso de error, la unidad de mando puede reaccionar de dos maneras:

- Desconectando las fases finales de los actuadores, es decir, impidiendo que continúe el movimiento.

- Reiniciando la unidad de mando, es decir, a los pocos segundos, la unidad de mando retoma el funcionamiento normal.

De esta manera, se excluyen posibles reacciones del vehículo no deseadas, derivadas del error en la unidad de mando.

Ventajas

- Buen coeficiente de rendimiento y menor consumo con unos puntos de conmutación óptimos.
- Posibilidad de elegir entre cambio manual o automático.
- Mayor maniobrabilidad sin que se cale el motor
- Componentes pequeños y ligeros.
- Mayor confort de conducción.
- Precio más económico.

Fig. 50) Representación esquemática del ASG

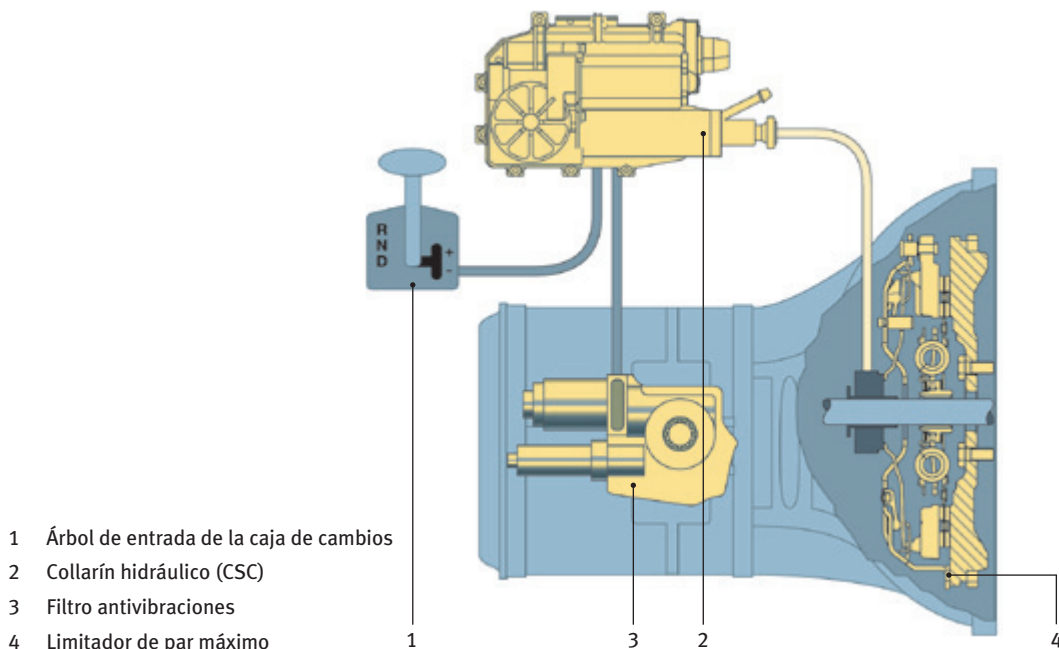
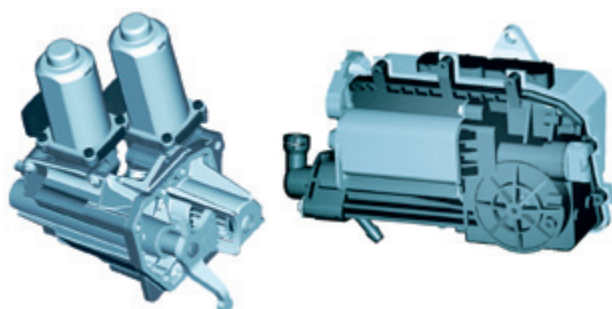


Fig. 51) Corredera de embrague del ASG
(Fuente: Opel)



Fig. 52) Actuador del cambio / actuador del embrague



8 Las cajas de cambios de doble embrague ofrecen dinamismo y eficiencia

Cambio de velocidades paralelo PSG - Dos cambios en uno

En unos tiempos en los que el precio del combustible se incrementa día a día, los fabricantes y proveedores están obligados a desarrollar sistemas de propulsión innovadores, que se ajusten a la necesidad de reducir el consumo y las emisiones. Esto es de aplicación especialmente también para las cajas de cambios automáticas, que hasta el momento no han sido capaces de combinar las crecientes exigencias de los conductores en cuanto a confort con una optimización del consumo de los vehículos.

Gracias a la satisfactoria unión de las ventajas de las cajas de cambios automáticas y las de las manuales, ha sido

posible desarrollar un cambio automático confortable que reúne en sí mismo el alto coeficiente de rendimiento y la reacción ágil de un cambio manual (fig. 54).

Principio de funcionamiento del cambio de velocidades paralelo

La idea fundamental del cambio de velocidades paralelo parece sencilla: para alcanzar un elevado coeficiente de rendimiento, la caja de cambios está configurada —en cuanto a funcionamiento— como un cambio manual. Sin embargo, para aportar el confort de un cambio automático, es necesario permitir una conmutación en la que no se interrumpa la fuerza de tracción. Para ello, el cambio de velocidades

Fig. 53) El par de giro se transmite de un engranaje parcial a otro de una manera fluida

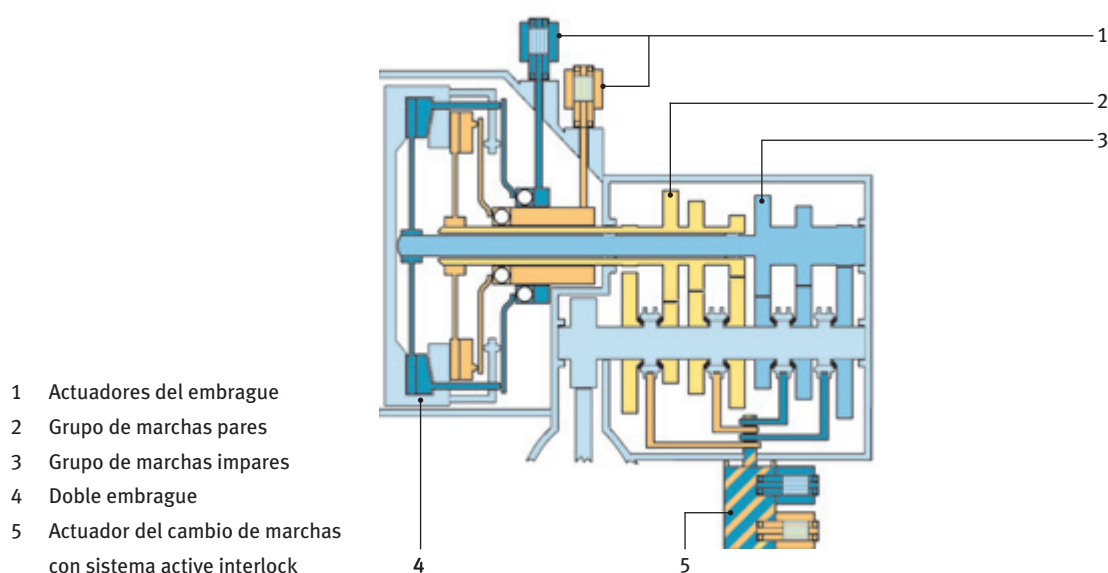
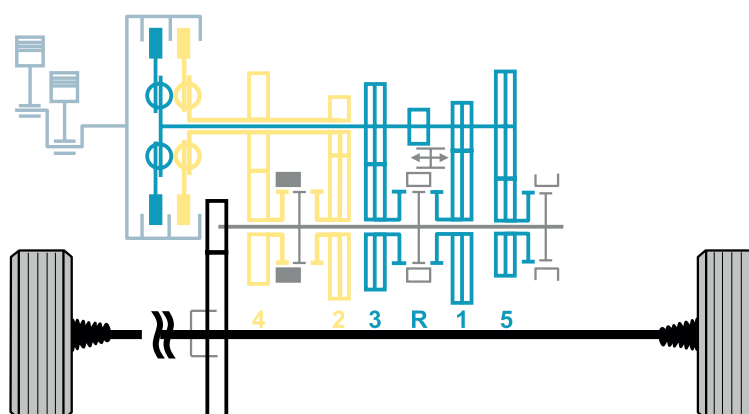


Fig. 54) Cambio de velocidades paralelo



paralelo se subdivide en dos engranajes parciales. En uno se disponen las marchas pares y en el otro las impares. Cada uno de estos engranajes parciales está asociado a su vez a un embrague. Un control inteligente del cambio de marchas regula, abre y cierra ambos embragues mediante el accionamiento de un sistema de embrague (fig. 53).

Durante la operación, un engranaje parcial ejerce siempre el arrastre de fuerza, mientras que, en el engranaje inactivo, se selecciona anticipadamente la siguiente velocidad dependiendo de la situación de la marcha. Con ello, es posible pasar directamente de una velocidad a la siguiente con un solo cambio. Como ambos embragues se abren y se cierran simultáneamente en esta fase, el par de giro se transfiere con fluidez de un engranaje parcial al otro. De esta manera, al cambiar no se interrumpe la fuerza de tracción. El proceso de cambio y la elección de la velocidad se suceden automáticamente, sin que el conductor apenas lo note.

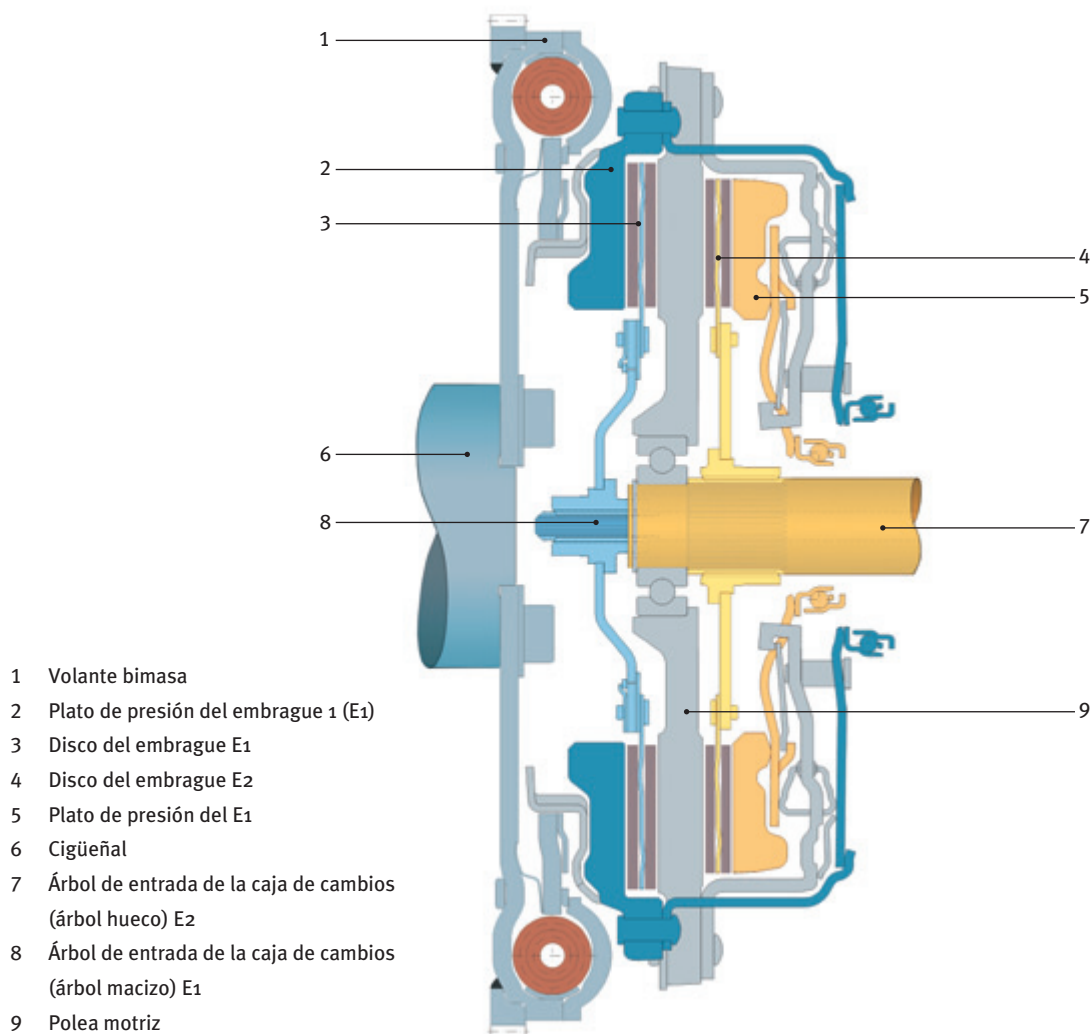
Así pues, el reto de los desarrolladores consiste en construir dos cadenas de engranaje en disposición paralela dentro de un espacio de montaje lo más pequeño posible.

Estructura del doble embrague

La pieza central de este engranaje es el doble embrague (fig. 55). Su función es introducir el par de giro del motor en ambos engranajes parciales. Los dos embragues parciales están dispuestos uno detrás de otro y propulsan con sus discos de embrague los árboles de entrada de la caja de cambios, que también están situados unos detrás del otro.

Al contrario que los embragues de los cambios manuales y debido a su peso, el doble embrague no se sitúa en el cigüeñal junto con el volante bimasa, sino en el segundo árbol de entrada de la caja de cambios.

Fig. 55) Estructura de doble embrague



El par de giro del motor se introduce en el plato central del doble embrague a través del dentado interior del volante bimasa. Si se acciona entonces uno de los dos embragues, el par de giro se transfiere desde el plato central al árbol de entrada correspondiente de la caja de cambios a través del disco de embrague (fig. 56).

Puesto que ambos embragues se accionan desde el mismo lado, se produce una inversión de la fuerza para el embrague 1, que transforma el movimiento de presión del sistema de embrague en un movimiento de tracción sobre el plato de aplicación de presión. De esta manera, el disco de embrague se enclava entre el plato central y el plato de apretar y se transfiere el par de giro deseado.

Para el embrague 2 no es necesario que se produzca una inversión de la fuerza. El resorte de la palanca se apoya en la tapa de embrague, de forma que ejerce presión sobre el plato de compresión en dirección al plato central (fig. 57).

Como ya se conoce a través del SAC de LuK, el doble embrague dispone también de un mecanismo de ajuste que es capaz de equilibrar el desgaste de los discos de embrague a lo largo de toda la distancia recorrida. Con ello se garantiza, por una parte, un tramo de accionamiento constantemente menor a lo largo de toda la vida útil y, por otra parte, una curva característica constante del embrague ofrece grandes ventajas en cuanto a la capacidad de controlar y regular un sistema de estas características.

Ventajas e innovaciones del cambio de velocidades paralelo

Probablemente, la mayor y más relevante innovación la constituye el doble embrague que se ha mostrado. A diferencia de los cambios de velocidad de doble embrague conocidos, esta es la primera vez que se ha desarrollado e integrado un doble embrague en seco. Como los forros de embrague no discurren en un baño de aceite, toda la estructura se caracteriza por un coeficiente de rendimiento realmente bueno. En combinación con la gran apertura de una caja de cambios de 7 velocidades se ha logrado reducir de un modo significativo el consumo y las emisiones de CO₂ hasta tal punto que, en algunas aplicaciones, el consumo logrado por los cambios de velocidades paralelos se sitúa por debajo de la variante manual.

La manipulación y el confort de esta nueva generación de cajas de cambios son equivalentes a los de los cambios automáticos conocidos. La estrategia de embrague permite al vehículo deslizarse en primera y en marcha atrás, incluso sin accionar el pedal de aceleración. De esta manera, se facilita considerablemente la conducción al hacer maniobras o en condiciones de tráfico denso. Por el contrario, la característica de arranque recuerda a la conducción con una caja de cambios manual. Como el embrague y el cambio de marchas se activan automáticamente, se ha eliminado completamente el pedal de embrague y la palanca de cambios se ha sustituido por una palanca selectora. Naturalmente, el conductor puede cambiar las marchas también manualmente en el modo Tiptronic.

El primer cambio de doble embrague en seco se fabrica en serie a gran escala desde principios de 2007. Con esta estructura de caja de cambios/embrague es posible reunir el confort, la agilidad y la eficiencia energética de un modo impresionante.

Fig. 56) Embrague 1 cerrado

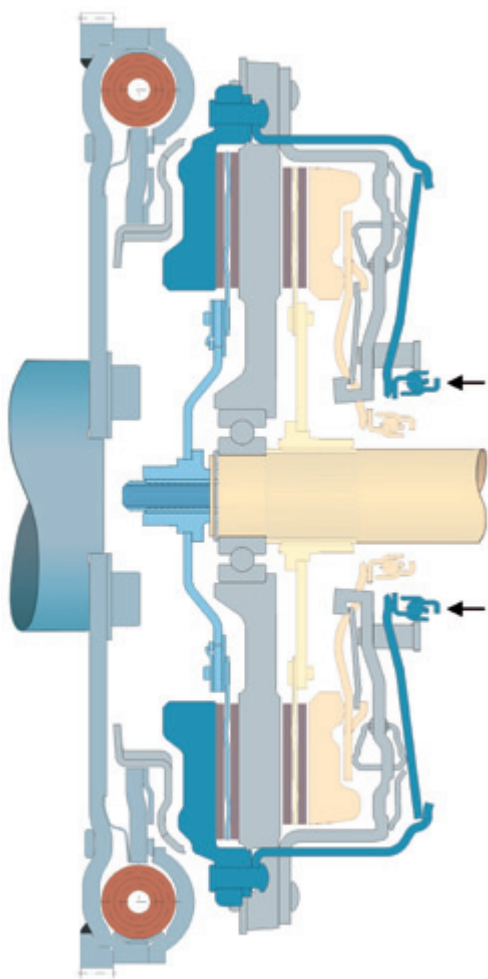


Fig. 57) Embrague 2 cerrado

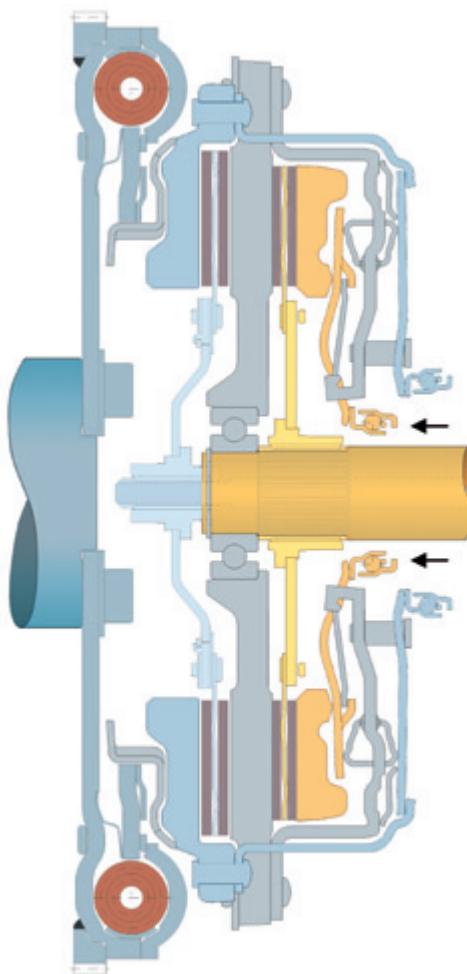


fig. 58) Doble embrague



9 Transmisión variable continua CVT: confort continuado

Transmisión variable continua CVT: una transmisión regulable sin escalamientos

Las cajas automáticas con escalamientos y las manuales presentan escalamientos de marchas que no permiten que el motor funcione constantemente dentro de un ámbito de funcionamiento óptimo. Esta constancia solo se consigue si logramos variar sin interrupciones entre una transmisión máxima (de arranque) y una mínima. Al eliminarse los escalamientos de marchas, se gana también notablemente en confort y en potencia de conducción, al tiempo que se reduce el consumo.

Desde 1993 LuK ha estado trabajando en el desarrollo de componentes para un cambio de marchas continuo conforme al denominado principio de la cadena. El objetivo de este desarrollo era lograr un par motor transferible de 300 Nm, mejorando simultáneamente la potencia de conducción y reduciendo el consumo de combustible. Con ello, LuK ha conseguido destacarse notablemente de su competencia.

Según este principio, la cadena de LuK discurre entre dos pares de poleas cónicas, cada una de las cuales está compuesta por una polea fija y una móvil. La polea móvil está colocada axialmente sobre el árbol de manera que puede moverse y desplazarse axialmente por impulso hidráulico. El desplazamiento axial de la polea móvil se combina con un cambio en el radio de rodadura de la cadena y, por tanto, con el correspondiente cambio en la transmisión.

La transferencia del par de giro se lleva a cabo de manera análoga al embrague de fricción. Por tanto, es necesario garantizar que las fuerzas de compresión que se ejercen sobre las poleas cónicas son lo suficientemente grandes, por una parte, para transferir el par motor con seguridad y, por la otra, para poder transferir también las variaciones en el par que ocurran en el lado de las ruedas sin que patine el elemento de enlace. La compresión y el ajuste de los juegos de poleas se realizan hidráulicamente.

Estructura de una CVT

Además de poder ajustar la transmisión deseada, la caja de cambios debe garantizar una serie de funciones adicionales, entre las que se encuentran, por ejemplo, la función de arranque o la realización de una marcha atrás. La figura superior muestra la estructura de una transmisión CVT en el ejemplo del Audi multitronic® (fig. 59) que se ofrece de serie desde 1999, en diferentes variantes.

En la figura 59 puede apreciarse el engranaje planetario de inversión con el embrague de avance y de retroceso. Se trata de un juego planetario doble, en el que se genera

la misma transmisión de avance que de retroceso. Estas funciones, junto con la compresión y el ajuste, se realizan también mediante la selección de los embragues correspondientes por medios hidráulicos. A su vez, este sistema hidráulico recibe órdenes de un control electrónico.

Como elemento de arranque se ha seleccionado un embrague de discos múltiples en húmedo para el multitronic®, pero para la transmisión CVT es posible también montar opcionalmente convertidores de par hidrodinámicos o embragues hidráulicos. El par de giro se transfiere al juego de poleas primario a través de un piñón de engranaje. Este piñón permite ajustar la transmisión total a los diferentes motores. En el juego de poleas primario puede apreciarse el sensor del par de dos fases, cuya función se explicará más pormenorizadamente. Los juegos de poleas están diseñados conforme al denominado principio de doble pistón, es decir, cilindros independientes para la función de compresión y ajuste. Entre ambos juegos de poleas está colocada la cadena LuK. El juego de poleas secundario se monta directamente sobre el árbol del piñón que, por su parte, acciona la corona dentada. Desde allí se transfiere el par de giro hacia las bridas situadas sobre los árboles de accionamiento del vehículo a través del diferencial. La figura 60 muestra el sistema hidráulico (incluida la bomba) con el control electrónico incorporado. También puede percibirse claramente el accionamiento de la bomba, que puede diseñarse como bomba de engranajes internos o bomba de paleta.

La transmisión de potencia friccional continuada

Una transferencia de fuerza friccional continua solo es posible de forma fiable si puede garantizarse una compresión suficiente en todos los estados de funcionamiento. La compresión óptima supone siempre un difícil equilibrio entre un variador deslizante y un mal coeficiente de rendimiento debido a la aplicación de demasiada presión. La figura 61 muestra la relación entre el par de entrada y la fuerza de compresión necesaria sobre el juego de poleas secundario como función de la transmisión.

En este contexto, además de las fluctuaciones en el par motor, es de especial relevancia la introducción brusca del par de giro de la rueda combinada con unos gradientes considerables de las revoluciones y del par de giro, por ejemplo, cuando actúa el sistema ABS en la transición de hielo al asfalto y en los saltos desde el bordillo a la calzada con la rueda girada.

LuK ha resuelto este problema introduciendo el sensor del par de giro hidromecánico.

Fig. 59) Audi multitronic® con componentes CVT de LuK

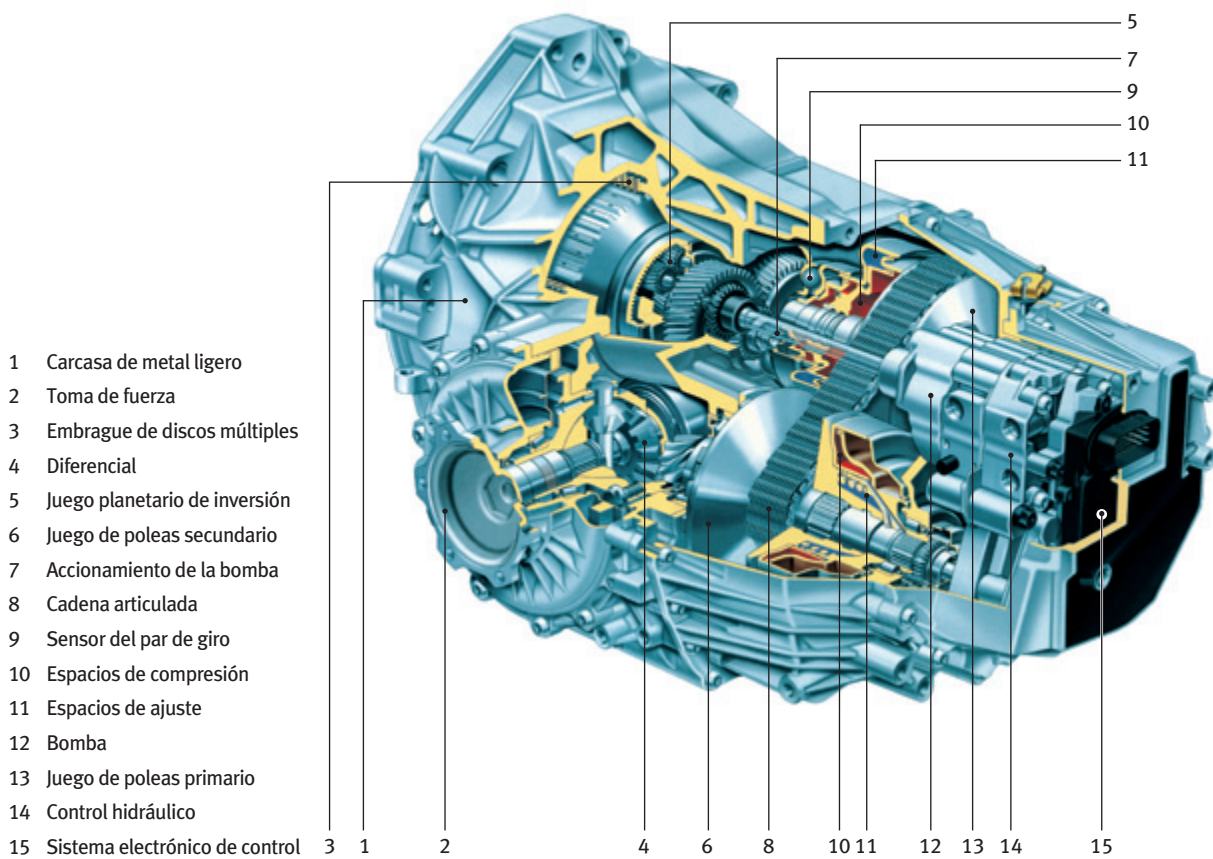


Fig. 60) Componentes de la transmisión CVT de LuK

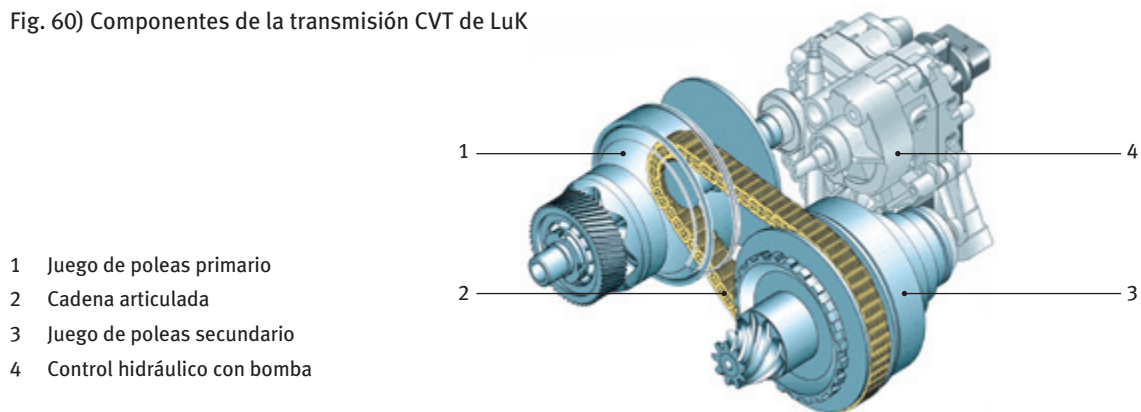
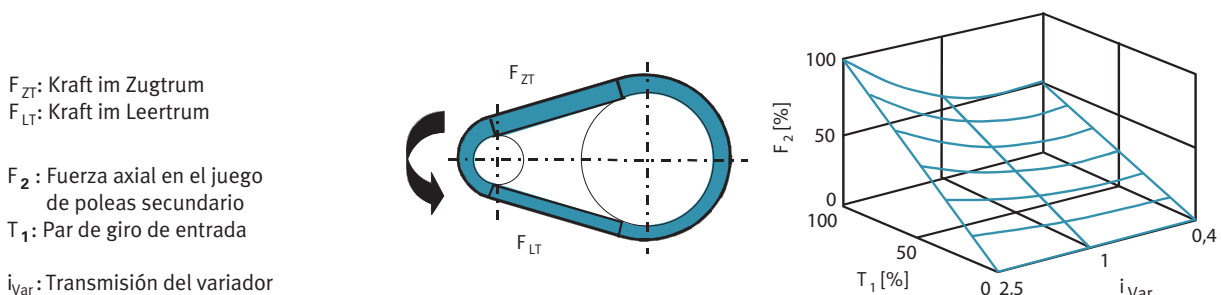


Fig. 61) Transmisión de potencia friccional continuada



Transmisión del variador

La función del sensor del par de dos fases se basa en el principio que se describe a continuación. En la figura 62 se muestra tanto el sensor del par de una fase como el de dos fases.

El par de giro se introduce a través de una placa rampa, desde la cual la fuerza fluye a través de bolas situadas sobre un pistón del sensor que se desplaza axialmente y se apoya en aceite hidráulico.

El aceite procedente de la bomba de aceite fluye a través de un taladro de fuga, cuya resistencia a la corriente se modifica mediante el desplazamiento del pistón del sensor, de tal manera que se genera continuamente un equilibrio de fuerzas entre la fuerza axial de las rampas del sensor y la fuerza de presión. De esta manera, el sensor del par ajusta la presión que es dirigida directamente hacia los cilindros de apriete de una forma estrictamente proporcional al par aplicado.

Si se producen variaciones en el par, la placa móvil del sensor cierra el taladro de fuga. Si el par continúa aumentado, la placa del sensor desplaza de manera activa el volumen de aceite de la cámara del sensor del par en dirección a los juegos de poleas para aumentar la compresión.

Esto significa que el sensor del par puede actuar en poco tiempo como una bomba. En caso de variación en el par, esta bomba adicional puede emitir en poco tiempo un caudal superior a los 30 l/min.

Para dibujar una línea característica del sensor de dos fases, la superficie de presión del pistón del sensor se divide en dos superficies parciales. En el ámbito de las marchas cortas, donde —debido al pequeño radio de actuación de la cadena— es necesario aplicar más presión para transmitir el par de giro, solo se aplica presión sobre una de las superficies parciales. En el caso de la fuerza de rampa proporcionada por el par, se ajusta una mayor presión en el sensor del par y en el cilindro de compresión simultáneamente para lograr el equilibrio de fuerzas. En el ámbito de las marchas largas, más allá del punto de conmutación, se aplica presión a ambas superficies parciales. De esta manera, a igual par de entrada se ajusta una menor presión de compresión. La inversión de la curva característica mediante la conexión o desconexión de la segunda superficie parcial tiene lugar directamente mediante el desplazamiento axial de las poleas cónicas móviles del juego de poleas primario que se produce al cambiar la transmisión.

Como se representa en la figura, la segunda superficie parcial del ámbito de las marchas bajas se ventila con la presión del entorno a través del taladro de conmutación derecho. En el ámbito de las marchas largas, este taladro se cierra y el taladro de conmutación izquierdo constituye el enlace con el aceite hidráulico.

Este sistema continúa desarrollándose en la actualidad. El sensor del par de dos fases descrito puede diseñarse también continuo (sin fases) mediante la correspondiente configuración de las rampas. También cabe optar por regular la compresión electrónicamente, en combinación con una compresión controlada por resbalamiento (SGA).

Sistema de doble pistón de LuK con sensor del par

Los sistemas convencionales presentan respectivamente un cilindro de presión que, en muchas ocasiones, se disponen también en tipo tándem, entrelazados en el juego de poleas de accionamiento y de toma de fuerza, como se representa en la figura 63. Desde la bomba, el aceite fluye hacia una unidad de mando que dirige las presiones que han de ajustarse hacia ambos cilindros. Estos cumplen tanto la función de compresión como la de ajuste de la transmisión, en el sentido de una fusión de funciones.

A menudo se diseña la superficie primaria del cilindro con un tamaño mucho mayor que la secundaria. La razón principal para ello radica en que muchos sistemas hidráulicos diseñados como CVT no ofrecen ninguna posibilidad de aplicar más presión sobre el cilindro primario que sobre el secundario. Para realizar un ajuste rápido en dirección a las marchas bajas, es necesario que la bomba sirva todo el caudal que necesite la superficie secundaria del cilindro. Al mismo tiempo se libera aceite hidráulico del juego de poleas primario al foso colector, lo que constituye una pérdida de energía. Esto es aplicable de manera análoga al ajuste para las marchas largas. Así, para satisfacer la dinámica, es necesaria una bomba con un gran caudal, lo que repercute de forma desfavorable en la necesidad de potencia de la bomba.

En el sistema de doble pistón de LuK las superficies del cilindro se han dividido en superficies parciales —marcadas en amarillo en la figura—, que garantizan la aplicación de presión, y en otras pequeñas superficies parciales —marcadas en azul o verde—, que llevan a cabo el ajuste. La compresión queda garantizada por el sensor del par de dos fases descrito anteriormente. Para realizar el ajuste solo se necesita un caudal más pequeño para servir a las superficies de ajuste, que también son más pequeñas. Al ajustar el variador a un mayor nivel de presión, el propio aceite hidráulico es conducido de un juego de poleas al otro, sin que se requiera para ello un gasto de energía especial. De esta manera, siguiendo el principio de doble pistón de LuK, es posible diseñar una bomba considerablemente más pequeña que en los sistemas convencionales, con lo que se mejora el coeficiente de rendimiento general de la caja de cambios y, por ende, el consumo de combustible.

Estructura del juego de poleas primario

La figura 64 muestra, a modo de ejemplo, la estructura del juego de poleas primario con el doble pistón de LuK y el sensor del par de dos fases, cuya función ya se ha

Fig. 62) Sensor del par de una y dos fases

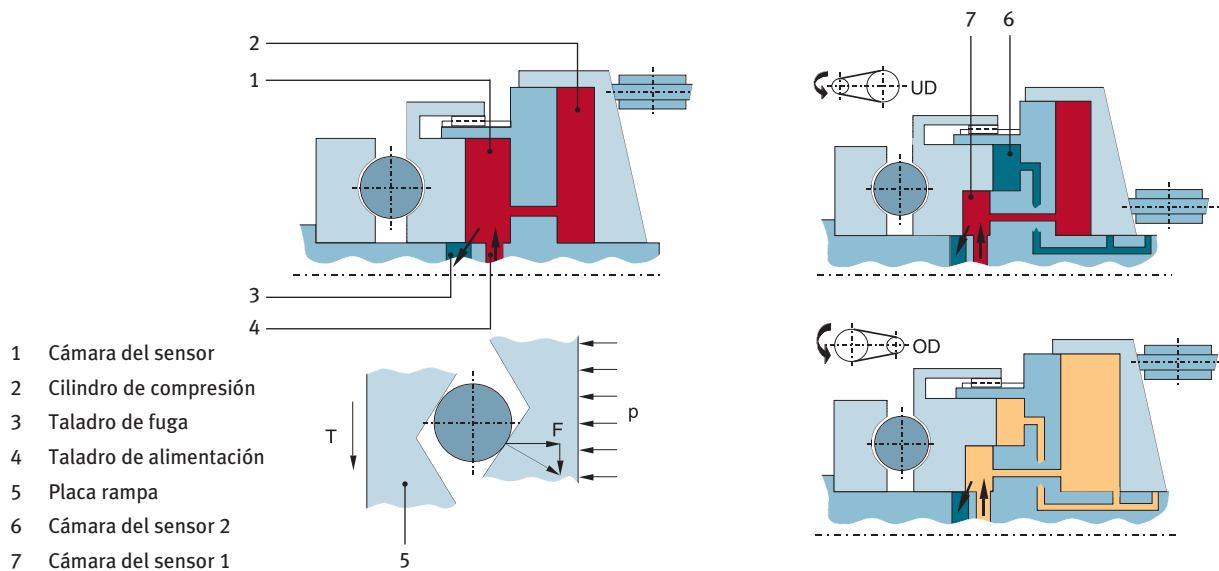


Fig. 63) Comparativa de un sistema hidráulico convencional y el de LuK

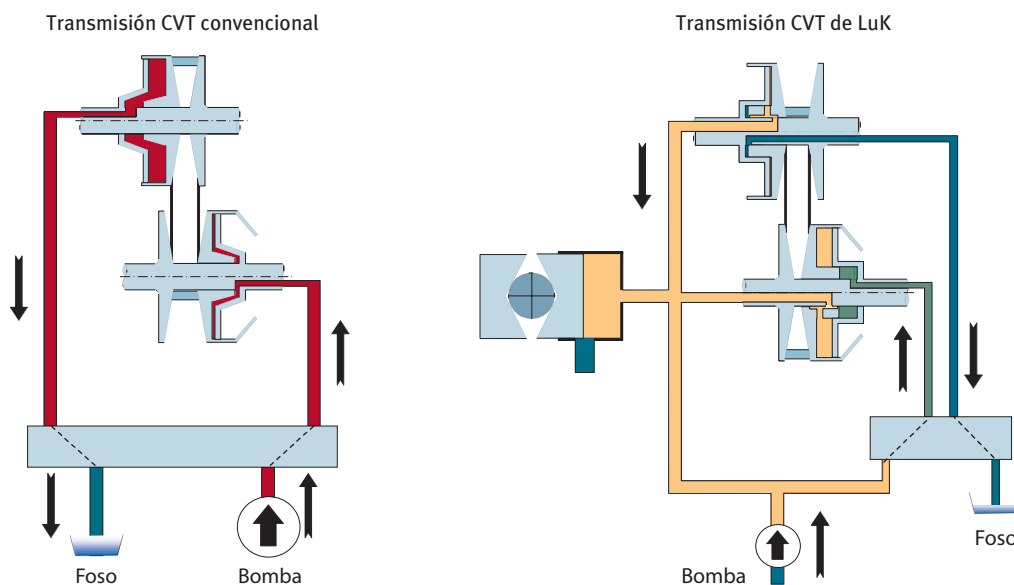
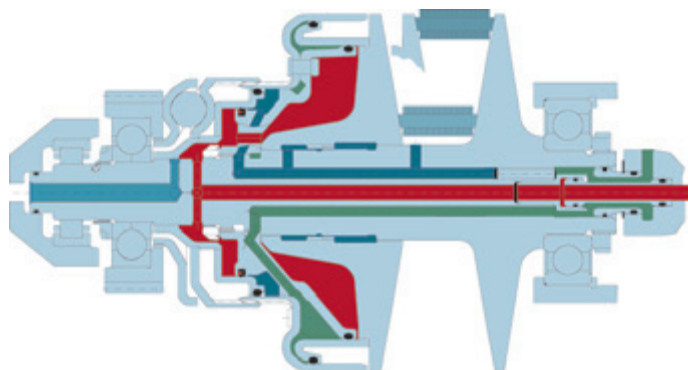


Fig. 64) Juego de poleas 1 con sensor del par integrado (esquemático)



tratado en detalle anteriormente. En rojo se representa la conducción del aceite para el cilindro de compresión y en verde el suministro del cilindro de ajuste. Se ha destacado en azul la cámara 2 del sensor del par y su suministro. La transferencia del par de giro entre el árbol y la polea móvil se lleva a cabo mediante un dentado de arrastre.

Los juegos de poleas pueden fabricarse de un modo rentable utilizando piezas conformadas de chapa y LuK ha recurrido en este caso a su experiencia en la fabricación de embragues. La geometría de los componentes se ha optimizado consecuentemente mediante el cálculo de estructuras por el método de elementos finitos (FEM) y, de esta manera, también ha podido aprovecharse al máximo la posible apertura.

Como elementos de obturación se han utilizado anillos obturadores con revestimiento para las hermetizaciones dinámicas. La hermetización estática se realiza mediante juntas tóricas.

Esquema hidráulico simplificado de la transmisión CVT con embrague

La figura 65 muestra de forma simplificada el esquema hidráulico para la transmisión CVT con embrague de arranque. El sistema es alimentado por una bomba con filtro de succión preconectado que abastece a la denominada válvula pretensora, a la válvula de transmisión y a la válvula de embrague. La corredera manual se encarga de que se ejerza la presión necesaria sobre el embrague de avance y el de retroceso.

La válvula pretensora es una válvula de limitación de presión. Su función consiste en poner a disposición una presión diferencial si la presión del sensor es reducida y se necesita una mayor presión de transmisión en la válvula de transmisión. Dependiendo del estado de funcionamiento, será determinante la presión del sensor del par o se ajustará la presión en uno de los dos juegos de poleas.

Gracias a un sistema de compensación se garantiza que la presión de pilotaje esté siempre disponible. En el presente esquema no se han representado los conductos de pilotaje. El aceite que fluye a través del taladro de fuga del sensor del par es conducido a través del radiador y se utiliza para enfriar y lubricar el sistema.

Con tal solo nueve correderas y tres válvulas proporcionales, el control está configurado de forma compacta y ligera. En plena carga se ejercen presiones de 60 bares. Las presiones máximas alcanzan los 100 bares. Gracias a una enorme precisión en la fabricación, se han creado unos juegos de correderas muy pequeños, con lo que las fugas se reducen al mínimo.

La cadena LuK

Basándose en la cadena con piezas de presión de balancín de la empresa PIV Antrieb Werner Reimers, LuK ha continuado desarrollando correspondientemente la cadena de transmisión CVT para su uso automovilístico. Los puntos principales eran y continúan siendo la optimización del comportamiento acústico y las medidas necesarias para incrementar la estabilidad cuando la potencia requerida es elevada.

La figura 66 muestra la cadena para aplicaciones de un par de giro de hasta 300 Nm aproximadamente. Está compuesta por diferentes bridas que conforman la cadena, por las piezas de presión de balancín y por los elementos de seguridad.

Las siguientes cualidades caracterizan a la cadena CVT:

- Con ella se reducirá el consumo y se conseguirá una excelente dinámica de conducción, gracias a la construcción en articulaciones de balancín —que presentan una fricción reducida— de la cadena CVT, con la que se realizan pequeños circuitos sobre las poleas cónicas y, con ello, se logra una gran apertura de la caja.
- Con la cadena CVT pueden transmitirse pares de giro elevados. Gracias al correspondiente patrón de puntos, es posible optimizar la distribución de la carga en la cadena.
- Este elemento se caracteriza por unas pérdidas de fricción interior muy reducidas gracias a la rodadura de las piezas de presión de balancín, con lo que se garantiza un buen coeficiente de rendimiento.
- Gracias a las superficies frontales abombadas de las piezas de balancín y a su estructura dividida en varios miembros, la cadena es inmune a la desalineación. En combinación con las poleas cónicas abovedadas, se reduce el componente adicional de la desalineación que se origina obligatoriamente en caso de desplazamiento. Además, la cadena CVT es inmune contra las deformaciones de los juegos de polea debidas a cargas, errores de ángulo y distorsiones relativas entre las poleas cónicas fijas y las móviles.

Fig. 65) Esquema hidráulico simplificado

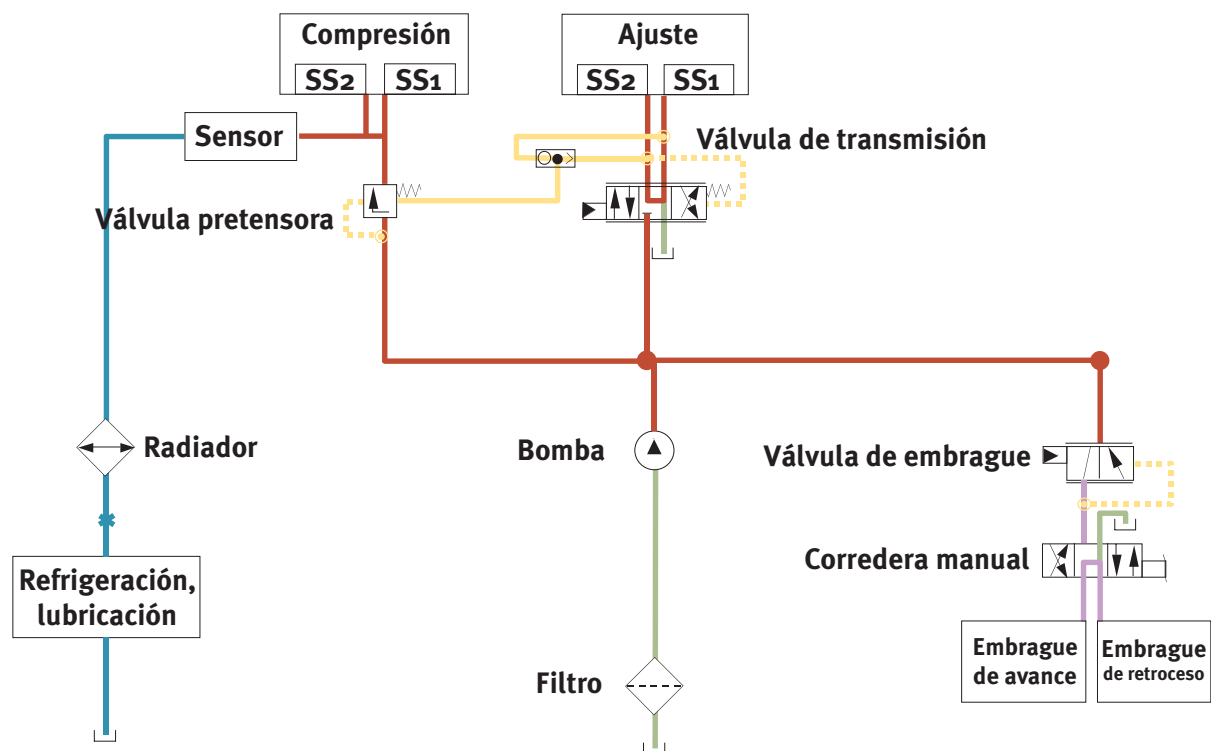
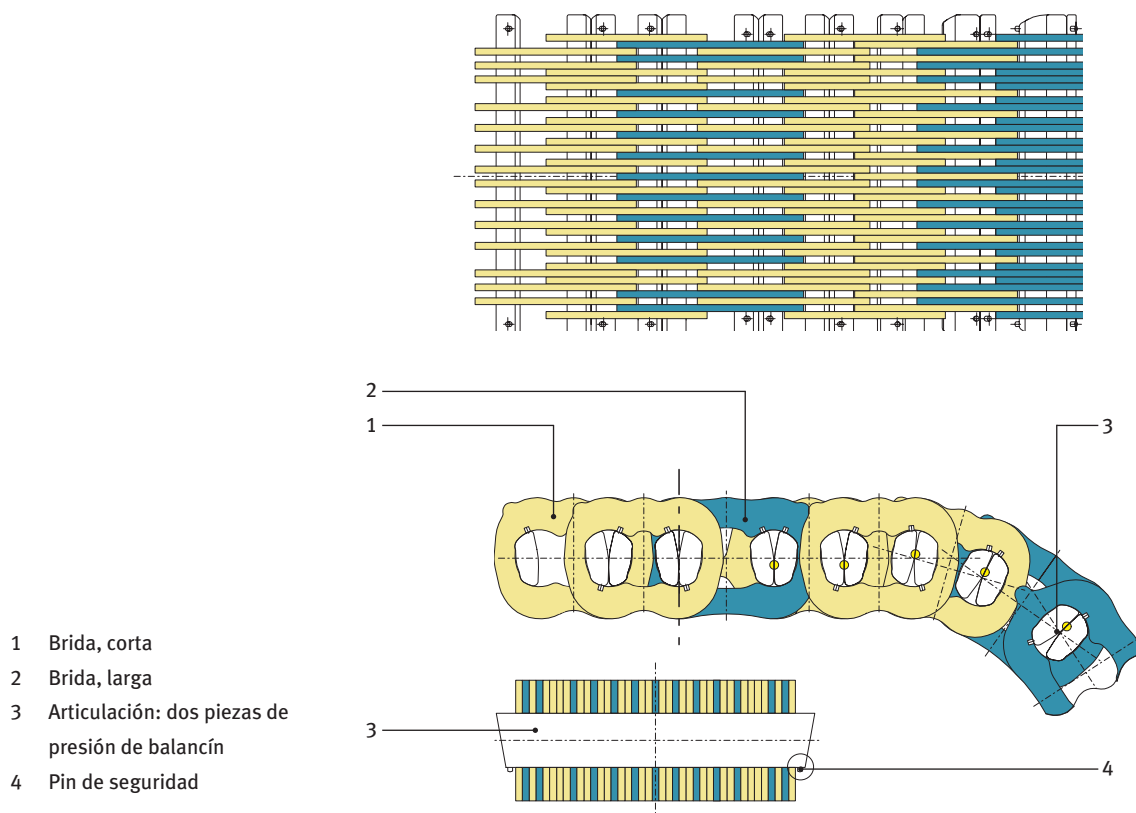


Fig. 66) Estructura y componentes de la cadena de LuK



10 Convertidor de par: conducir más tiempo con sistemas robustos y menos combustible

Convertidor de par de LuK - Un salto hacia delante gracias a la optimización

Desde hace ya décadas se utiliza el convertidor de par como elemento de arranque o de transmisión en las cajas de cambios automáticas. Los pronósticos apuntan a que en el futuro otras ideas alternativas no llegarán a desplazar completamente al convertidor de par, ya que el sistema existente, compuesto por convertidor y caja de cambios, continuará evolucionando correspondientemente (fig. 67).

Amortiguadores de torsión

Dado que el convertidor del par, por principio, únicamente puede transferir par de giro con resbalamiento, su funcionamiento está siempre vinculado a una pérdida de potencia. Por consiguiente, lo ideal sería aprovechar las ventajas que ofrece el convertidor en el arranque y cerrar inmediatamente después el embrague de derivación para continuar la conducción. Para no producir ruidos o vibraciones, LuK ofrece amortiguadores de torsión de alto rendimiento ajustados específicamente y fabricados en series de millones de unidades, que minimizan las vibraciones presentes mediante una amortiguación y un ajuste perfectos de las constantes de elasticidad. Utilizando un amortiguador de torsión de turbina de LuK y los sistemas especiales de doble amortiguación, también en combinación con péndulos centrífugos, es posible evitar el resbalamiento en gran medida —dependiendo de cada sistema— en comparación con los amortiguadores convencionales.

Funcionamiento regulado con poco resbalamiento

Otra posibilidad de evitar las vibraciones es el funcionamiento regulado con poco resbalamiento. En combinación con esta solución para minimizar las vibraciones, LuK ha desarrollado unas innovadoras tecnologías para refrigerar los forros de fricción. Los productos de LuK destacan

frente a los de la competencia por su prolongada vida útil y su eficaz refrigeración. Gracias a ello es posible fabricar piezas más sencillas aplicando al mismo tiempo unos forros estándar. El efecto secundario positivo es que, además, el aceite de la caja de cambios incrementa también su vida útil, lo que redundará en beneficio de unas transmisiones que hoy por hoy están sometidas a grandes cargas. Para optimizar las vibraciones, LuK ha podido recurrir a unas técnicas de simulación muy precisas, que reducen notablemente los tiempos de realización de los proyectos, logrados gracias a su experiencia de décadas en cadenas cinemáticas.

Optimización del circuito de flujo

Para optimizar el circuito de flujo, LuK utiliza programas de simulación de flujo en 3D, que permiten predecir con precisión las características del convertidor del par con la suficiente antelación. De esta manera, es posible también reducir el espacio de montaje y el par de inercia de masas manteniendo el mismo rendimiento de flujo o, con el mismo espacio de montaje, el convertidor puede diseñarse de manera que ahorre combustible en comparación con los productos de la competencia.

En general, LuK ofrece un paquete de convertidor de par innovador y flexible para cajas de cambios automáticas, lo que pone de manifiesto que siempre es posible conseguir logros en cuanto a rendimiento, incluso en unos sistemas muy avanzados, si se aplican las innovaciones de manera coherente.

Convertidor de par de LuK— las ventajas:

- Mayor coeficiente de rendimiento hidrodinámico
- Derivación anterior gracias a unos amortiguadores innovadores
- Sistema de refrigeración de forros nuevo y con mayor capacidad de rendimiento

Fig. 67) Vista en sección de un convertidor de par hidráulico con embrague de derivación

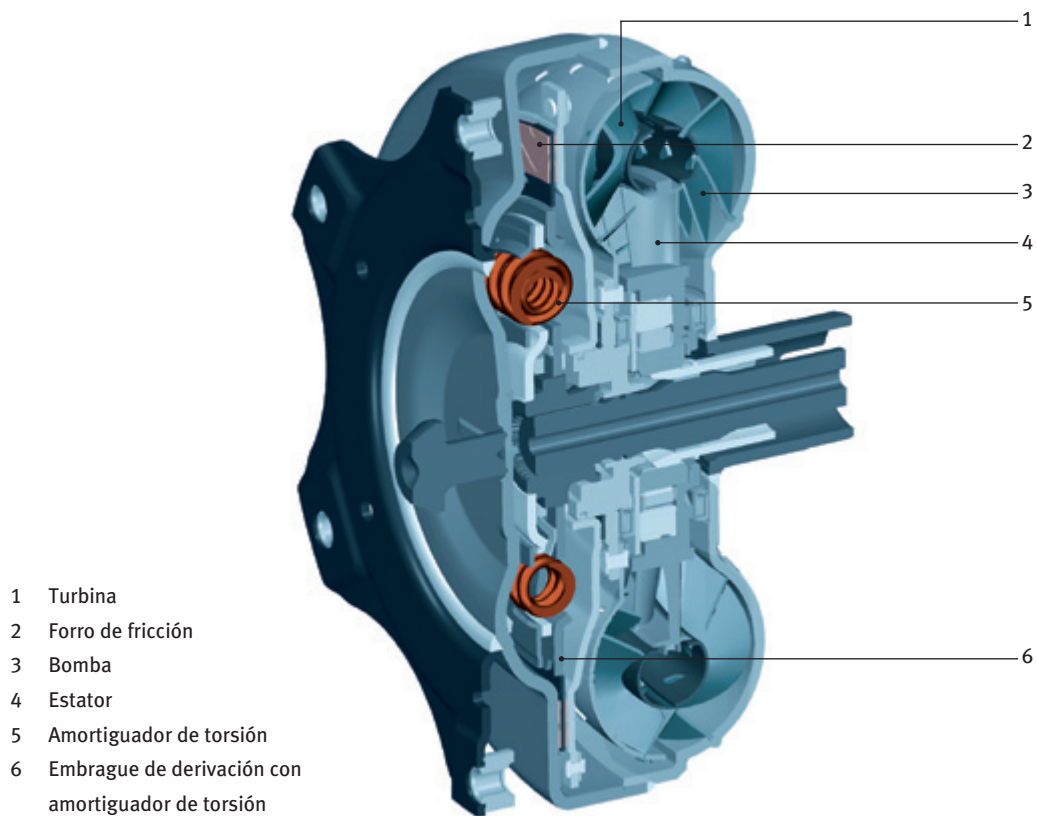
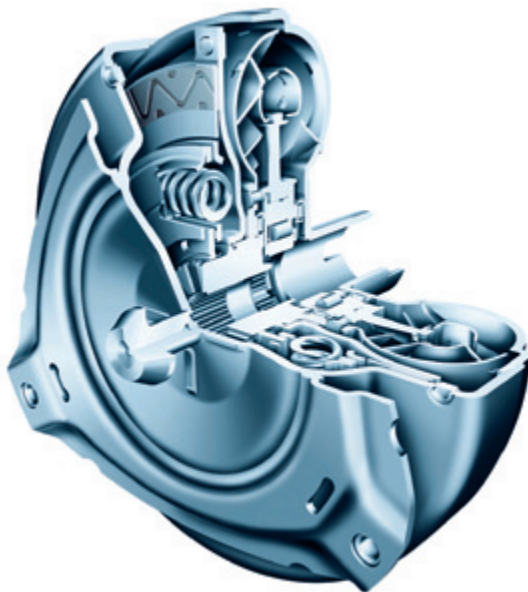


Fig. 68) Convertidor de par hidráulico con embrague de derivación



Conclusión

Las crecientes exigencias en cuanto a confort, fiabilidad, rentabilidad y respeto al medio ambiente impulsan a los fabricantes de automóviles a evolucionar cada día. En los medios de locomoción actuales se utilizan materiales nuevos y energías alternativas. En el futuro, LuK continuará enfrentándose a estos retos y ofrecerá unos componentes de vanguardia para una tecnología automovilística moderna.

¡Acompañenos por este camino!

Encontrará información más detallada sobre embragues en Internet, en:

www.Schaeffler-Aftermarket.es

o WWW.REPERT.COM

[illegible]

						
		☐	☐	☐	☐	☐
		☐	☐	☐	☐	☐
		☐	☐	☐	☐	☐
		☐	☐	☐	☐	☐
		☐	☐	☐	☐	☐
		☐	☐	☐	☐	☐
		☐	☐	☐	☐	☐

Schaeffler Iberia, s.l.u.
Ctra. Burgos – NI, Km. 31,100
Polígono Industrial Sur
28750 San Agustín de Guadalix
Madrid, España
Teléfono: + 34 902 111 115
Fax: + 34 91 654 27 61

www.schaeffler-aftermarket.es