

La clasificación de los pares según las diferentes características de la unión de los dos elementos, en cuanto a: tipo de contacto, tipo de movimiento relativo, grados de libertad, etc., permite la denominación específica del par (*véanse* diversas clasificaciones en los esquemas de la Figura 1.6).

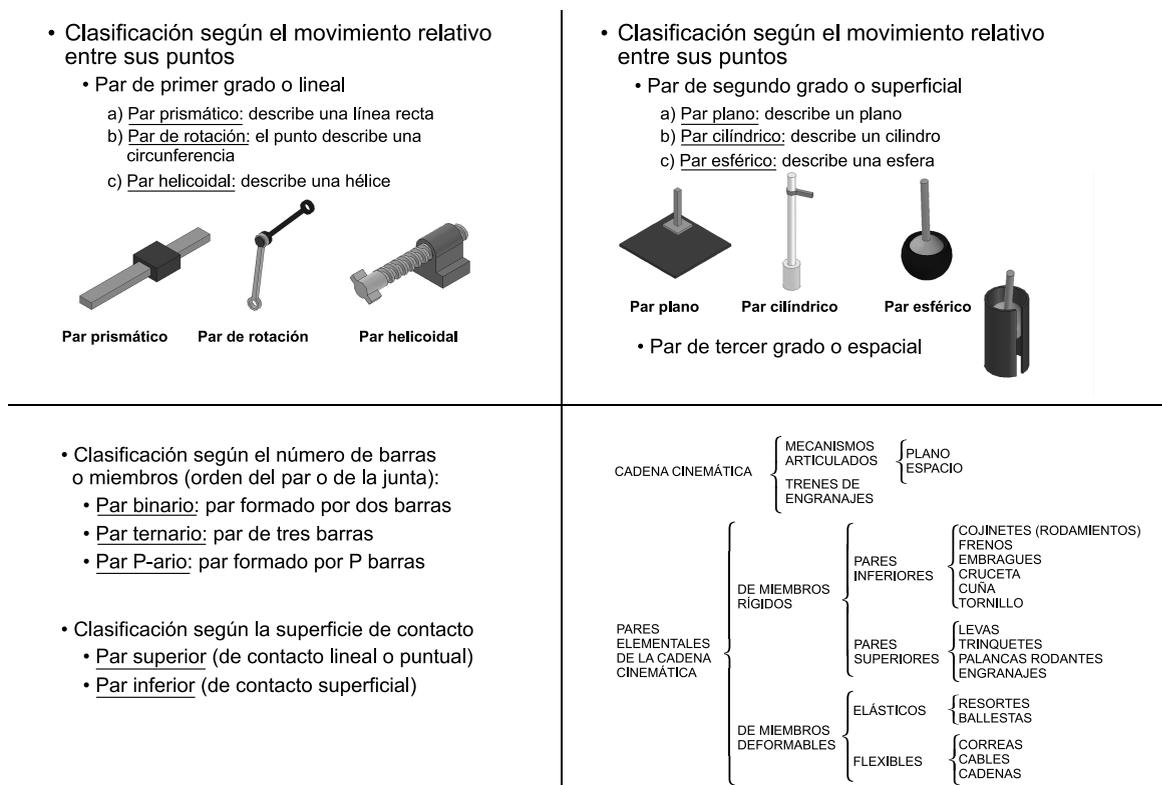


Figura 1.6. Tabla de clasificación de pares elementales.

Técnicamente, para mantener el contacto permanente entre los dos elementos del par es necesaria la utilización de diversos tipos de **cierres de junta**, tales como: cierre de forma, cierre de fuerza o el cierre de enlace. En la Figura 1.7 se muestran la condición de par y junta, y ejemplos de cada uno de los tipos.

1.2.4. ESLABONES SIMPLES Y COMPUESTOS. MANIVELA, BIELA

La situación más habitual de un eslabón en un mecanismo es la de aquel que tiene una pareja de pares elementales en sus extremos, lo cual le permite conectarse con el elemento anterior y el posterior y transmitir de esta manera el movimiento y la fuerza, a este tipo de eslabón se denomina **eslabón** o **elemento simple**. Aquellos eslabones que tienen más de dos pares elementales se denominan **eslabones** o **elementos compuestos**. Los eslabones simples conectados al soporte por uno de sus pares se denominan **manivelas**. Su movimiento es de rotación. Los eslabones simples, conectados por sus pares elementales a otros dos eslabones, se denominan en general **bielas**. Su movimiento es la superposición de una rotación y una traslación. En la Figura 1.8 se observan eslabones compuestos ternarios y eslabones simples binarios.

Par elemental o cinemático

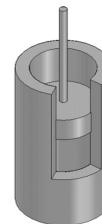
- Dos miembros contiguos
- En contacto permanente
- Con movimiento relativo entre ellos

Cierre del par o junta

Asegura el contacto entre los dos miembros, limitando el movimiento entre ellos

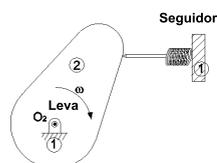
1. Cierre de forma:

El contacto está asegurado por la forma de los dos miembros del par (cilindro-émbolo)



2. Cierre de fuerza:

El contacto está asegurado por la fuerza que ejerce un elemento elástico interpuesto (leva-seguidor)



3. Cierre de enlace o de cadena:

El contacto está asegurado por medio de otro miembro del mismo mecanismo (engrane de dos ruedas dentadas)

- Rueda dentada: 2
- Rueda dentada: 3

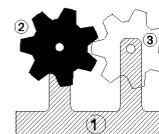


Figura 1.7. Par y cierre de par. Tipos de cierre.

- 4 eslabones simples (binarios).
- 2 eslabones compuestos (ternarios).

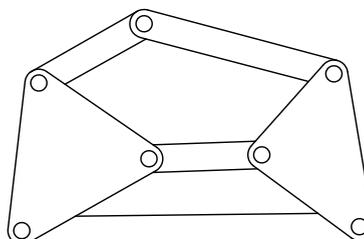


Figura 1.8. Tipos de eslabones: simples (binarios), compuestos.

1.2.5. CADENA CINEMÁTICA. MECANISMO VS. ESTRUCTURA

Una concatenación de eslabones mediante pares cinemáticos da lugar a una **cadena cinemática**, la cual puede ser cerrada o abierta, según los eslabones formen bucles o no. La utilización práctica de las cadenas cinemáticas hace necesario que a uno de los eslabones se le restrinja su movimiento completamente, convirtiéndose en el eslabón tierra o soporte, la cadena cinemática pasa a denominarse: **Mecanismo**.

Dicho mecanismo puede tener diferentes grados de libertad (*véase* el Apartado 1.4) que definen su movilidad. Cuando al analizar la movilidad de un mecanismo obtenemos un número de grados de libertad nulo (GDL) consideraremos que no son verdaderos mecanismos pues el movimiento relativo entre sus eslabones y por tanto en sus pares no existe y los denominaremos estructuras. Los mecanismos básicos usados en máquinas son habitualmente de 1 GDL, por su sencillez, con un único actua-

aceite en la junta (véase la Figura 2.13), podemos obtener la expresión de la potencia de rozamiento viscoso como proporcional a la viscosidad:

$$P_R) \quad k\eta v f(v/p) \cdot N$$

El calor generado incrementará la temperatura de la junta hasta que se alcance un equilibrio entre el calor generado y el calor disipado. El estudio del equilibrio entre la energía disipada por rozamiento y la energía evacuada por el sistema de refrigeración del lubricante da lugar al concepto de recta de funcionamiento del lubricante que, al estar obligada por la curva de viscosidad correspondiente, nos da el punto de equilibrio viscosidad *vs.* temperatura del lubricante en la máquina.

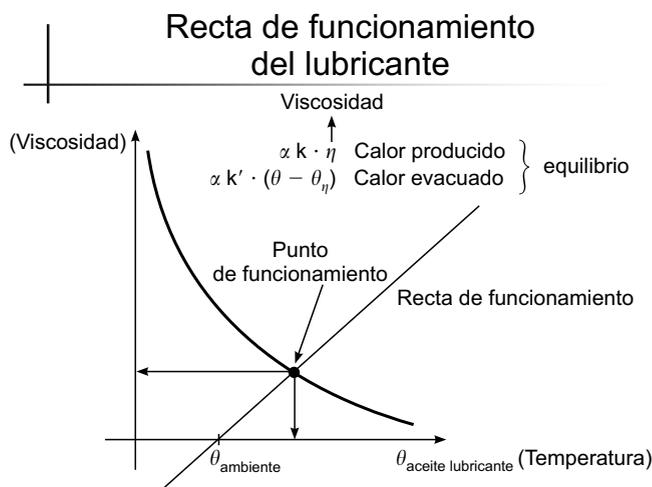


Figura 2.13. Calor generado en un par elemental lubricado.

2.3. MECANISMOS ELEMENTALES

2.3.1. APOYOS DE EJES Y ÁRBOLES, QUICIONERAS Y RANGUAS

En los apartados anteriores hemos presentado el estudio del comportamiento de los pares cinemáticos tanto ante rozamiento seco como lubricado. El estudio de los tres tipos de rozamiento por contacto: deslizamiento, rodadura y pivotamiento y la reducción del rozamiento por pivotamiento a un caso de deslizamiento, nos permitirá el cálculo de las fuerzas y pares de rozamiento en los mecanismos fundamentales, así como en los apoyos de ejes y árboles, quicioneras y ranguas.

En la Figura 2.14 se visualiza la vista frontal y la sección de una junta de rotación, modelo que nos permite el cálculo del par de rozamiento $\bar{\Phi}_R$ para unas condiciones nominales de funcionamiento en velocidad de rotación $\bar{\omega}$ y carga \bar{N} .

Deberemos estudiar las fuerzas de rozamiento diferencial $d\bar{F}_R$ en cada uno de los diferenciales de superficie de contacto $d\bar{\sigma}$, donde existe una presión específica por unidad de superficie p según la normal del contacto, en particular para el par de rozamiento se obtiene la expresión:

$$d\bar{F}_R = \mu \cdot dN = \mu \cdot p \cdot d\bar{\sigma}$$

$$d\bar{\Phi}_R = d\bar{F}_R \wedge \vec{r} \rightarrow |\bar{\Phi}_R| = \iint_{\sigma} \mu \cdot p \cdot r \cdot d\sigma$$

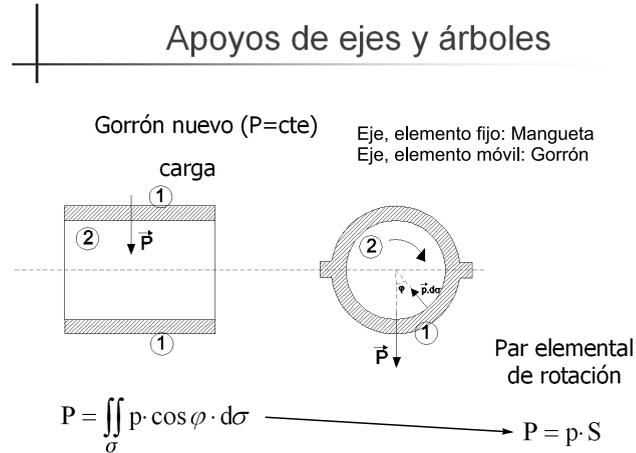


Figura 2.14. Representación gráfica del equilibrio de fuerzas en un apoyo de eje.

La integral de superficie en el dominio σ es de difícil solución, pues son necesarios los conocimientos de la elasticidad y resistencia de materiales para obtener la presión específica p en cada punto de las superficies de contacto. Por tanto, vamos a considerar una primera simplificación; se considerará que el par cinemática es nuevo y por tanto la distribución de presiones específicas p se puede considerar de magnitud constante. En este caso, la integral de superficie se simplifica y se convierte en una integral que depende sólo de la geometría de la junta. En el caso particular del par cilíndrico podemos relacionar la carga vertical del eje con la componente vertical de la reacción mediante el cálculo de la sección proyectada de la superficie de contacto del par sobre la vertical (véase la Figura 2.15).

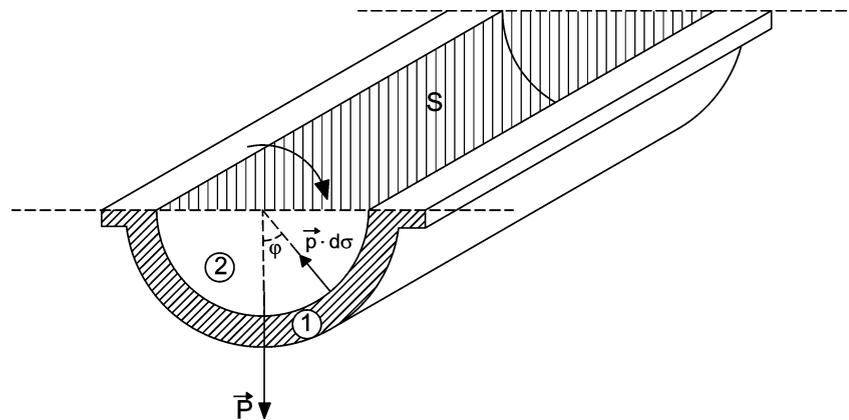


Figura 2.15. Representación de la sección proyectada S en un apoyo de eje.

La suposición de presión específica p constante no es suficiente, ya que en la línea media para $\varphi = \pi/2$ el valor de p es nulo y también se deberán considerar los efectos del desgaste. Para ello, hemos de estudiar con detenimiento un punto genérico del contacto, es decir, si consideramos la existencia de un desgaste radial δ en el eje se generará un desplazamiento vertical D , común para todos los puntos del eje. En la Figura 2.16 se puede observar la relación entre el desplazamiento D , el desgaste radial $\delta = A_2 A_1$ y el ángulo con la vertical del punto de contacto φ .

Dado un eje en condiciones nominales de presión específica en el punto de contacto genérico p y velocidad de rotación ω , si consideramos que el desgaste radial δ es proporcional a la potencia de