

## 8. Mecanismos Auto-alineadores.

Si hubiese que indicar un concepto mecánico que representara el sentido docente de lo que se pretende desarrollar en este módulo, este sería el de "Mecanismo Autoalineador". Veamos brevemente como se explica en base a algunos párrafos del libro que lo presentó, estando desarrollados los detalles en las siguientes secciones.

La teoría de mecanismos y máquinas es la ciencia que estudia los pares cinemáticos (articulaciones) de los mecanismos. Debe proporcionar recomendaciones acerca de los tipos de pares cinemáticos y su empleo. Uno de los autores que más han contribuido a esta tarea fue el Profesor L. Reshetov, con su libro titulado "Mecanismos Autoalineadores". Una de las conclusiones de este trabajo es que para conseguir una mejora esencial en el funcionamiento del mecanismo, este último debía estar determinado estáticamente, o como el propio autor indica: "ser autoalineador". En su libro desarrolla una teoría y la aplica sobre ejemplos, con el fin de mostrar a los diseñadores e ingenieros como conseguir que los mecanismos que tengan que utilizar sean autoalineadores.

Para facilitar el montaje de los mecanismos es conveniente que se elija un esquema tal que el hecho que las dimensiones de los distintos componentes no sean las teóricas, no suponga problema alguno. Es decir, lo más conveniente es emplear mecanismos estáticamente determinados, es decir sin restricciones excesivas (pasivas), a los que llamaremos mecanismos autoalineadores.

Llamase excesivas (pasivas) a las restricciones cuya eliminación no aumenta la movilidad del mecanismo.

Las dimensiones de los componentes de un mecanismo pueden variar también durante el servicio de las máquinas, lo cual puede suceder a consecuencia del hundimiento de la cimentación, el desgaste y la regulación del "juego" en los pares cinemáticos, las deformaciones elásticas, la dilatación térmica, así como a causa de los errores cometidos durante la reparación y el montaje. Un mecanismo estáticamente determinado no está sujeto a la variación de las dimensiones de sus elementos. Por lo tanto, la determinación estática de un mecanismo no solo resuelve el problema de reducir el gasto de montaje, sino que también resuelve al mismo tiempo el problema de elevar su fiabilidad en servicio.

En una palabra, según el libro del Profesor Reshetov, la existencia de restricciones excesivas en un mecanismo es un factor perjudicial. Por ello esta solicitud lo que persigue es disponer de un conjunto de mecanismos manejables tanto físicamente como en el ordenador (virtualmente), con los que poder practicar la creación de MODELOS CINEMATICOS AUTOALINEADORES, es decir sin restricciones en exceso. Para ello es imprescindible tener un modelo virtual en SolidWorks, con el que se pueda definir y comprobar el modelo cinemático autoalineador mediante la aplicación integrada denominada COSMOS MOTION.

## 9. Clases de Pares Cinemáticos.

Llamase PAR CINEMATICO a la unión de elementos que limita unos movimientos relativos y admite otros. El número de movimientos limitados (condiciones de enlace o restricciones) lineales, a lo largo de un eje coordenado dado, o angulares, en torno a un eje de coordenados dado, lo denominaremos CLASE DE PAR y lo designaremos por cifras romanas. Este significa asimismo el número de fuerzas o momentos que pueden ser transmitidos por el par considerado. La cantidad de movimientos relativos libres recibe el nombre de MOVILIDAD DEL PAR. La suma de la clase de un par cinemático y de su movilidad es igual a seis.

Llamase LIGADURAS O RESTRICCIONES DE UN PAR CINEMÁTICO a los desplazamientos relativos limitados, efectuados a lo largo de cada uno de los ejes de coordenadas, y a los desplazamientos angulares limitados, efectuados alrededor de cada uno de esos ejes.

Un desplazamiento lineal limitado en un par, provoca la existencia de una fuerza de restricción, mientras que un desplazamiento angular limitado, provocará la existencia de un momento de restricción. Por esto asociado al concepto de "restricción" en cinemática, están los conceptos de "fuerza o momento de restricción" en dinámica. El par debe calcularse (determinarse las dimensiones de los cuerpos que lo componen) para que resista esas fuerzas o momentos de restricción que aparecerán.

Para examinar por separado los pares cinemáticos, pongámoslos en la Tabla 1.1. Aquí, las clases (número de restricciones) se designan por las cifras romanas I, II, III, IV y V, y aparecen en cada una de las filas. Las columnas representan posibles soluciones constructivas, y están numeradas mediante números arábigos, 1, 2, 3, 4 y 5. Designaremos cada par por una cifra romana con el subíndice correspondiente al número de la columna. Semejante notación permite localizar fácilmente en la tabla el par cinemático utilizado en el esquema examinado del mecanismo. En la columna del extremo derecho se designa la movilidad del par cinemática, es decir, el número de movimientos lineales y angulares que este permite entre los elementos que conecta. En general, la suma de la clase de un par y de su movilidad, siempre es igual a seis.

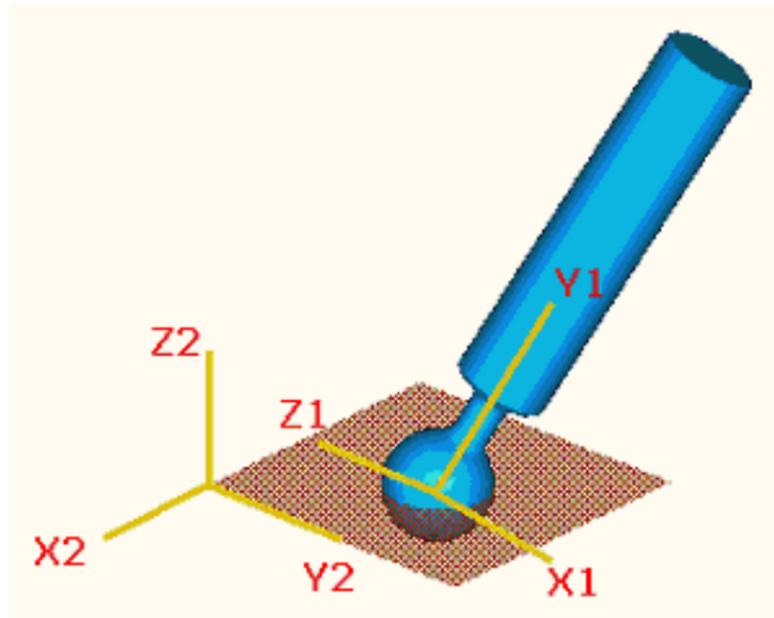
Tabla 1.1

Clase	1	2	3	4	5	Movilidad
I		Puntiforme $Q_z$ 	De hilo $Q_z$ De cinta $Q_z$ 	(De área) $Q_z$ 	(Lineal) $Q_z$ 	5
II	$Q_x, Q_z$ 	Lineal $Q_z, M_y$ 	Anular $Q_x, Q_z$ 	(Anular) $Q_z, Q_x$ 	(De banda) $Q_z, M_y$ 	4
III'	$Q_x, Q_y, Q_z$ 	Esférico $Q_x, Q_y, Q_z$ 		(Esférico) $Q_x, Q_y, Q_z$ 	(Helicoidal) $Q_x, Q_z [M_y = f(Q_y)]$ 	3
III''	$Q_z, M_x, M_y$ 	Plano $Q_z, M_x, M_y$ 	Anular con espiga $Q_x, Q_z, M_y$ 	$Q_x, Q_z, M_y$ 	(Estriado) $Q_x, Q_z, M_y$ 	3
IV	$Q_x, Q_z, M_x, M_z$ 	Cilíndrico $Q_x, Q_z, M_x, M_z$ 	Esférico con espiga $Q_x, Q_y, Q_z, M_y$ 	De cadena $Q_x, Q_y, Q_z, M_y$ 	(Estria contope) $Q_x, Q_y, Q_z, M_y$ 	2
V	$Q_x, Q_y, Q_z, M_x, M_z$ 	Giratorio $Q_x, Q_y, Q_z, M_x, M_z$ 	De traslación $Q_x, Q_z, M_x, M_y, M_z$ 	Helicoidal $Q_x, Q_z, M_x, M_z [M_y = f(Q_y)]$ 	Espiral $Q_x, Q_z, M_x, M_z [M_y = f(Q_y)]$ 	1

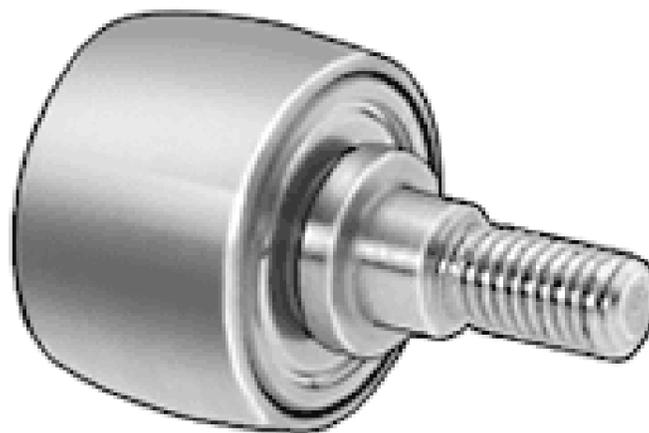
Par Puntiforme.

$I_2$  - PAR PUNTIFORME

El par cinemático más simple es el par  $I_2$ , con las superficies de trabajo en contacto puntiforme. Convengamos en denominarlo PAR PUNTIFORME.

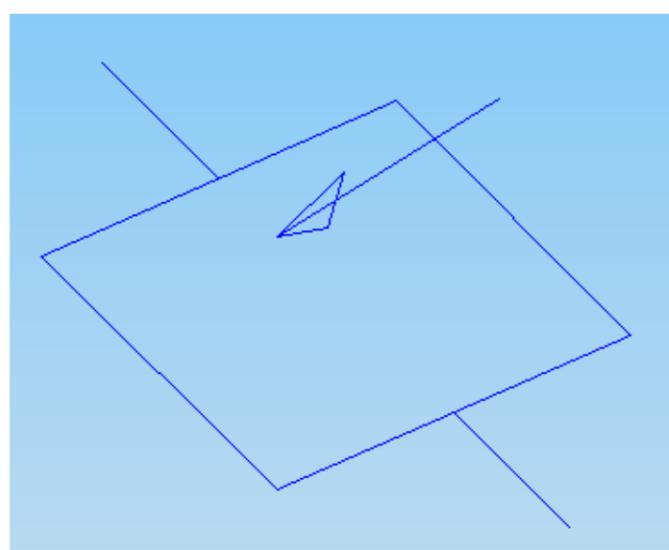
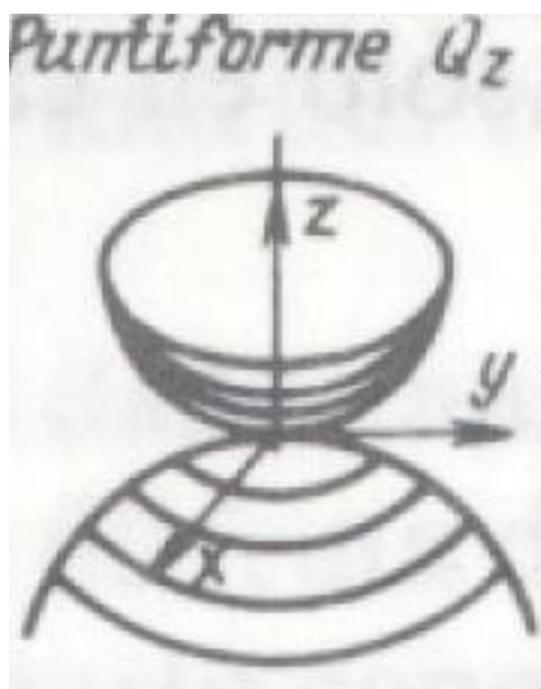


Semejante par se utiliza en los mecanismos de levas con rodillo en forma de barrilete y en los dientes de los piñones con mancha de contacto concentrada (acubados).



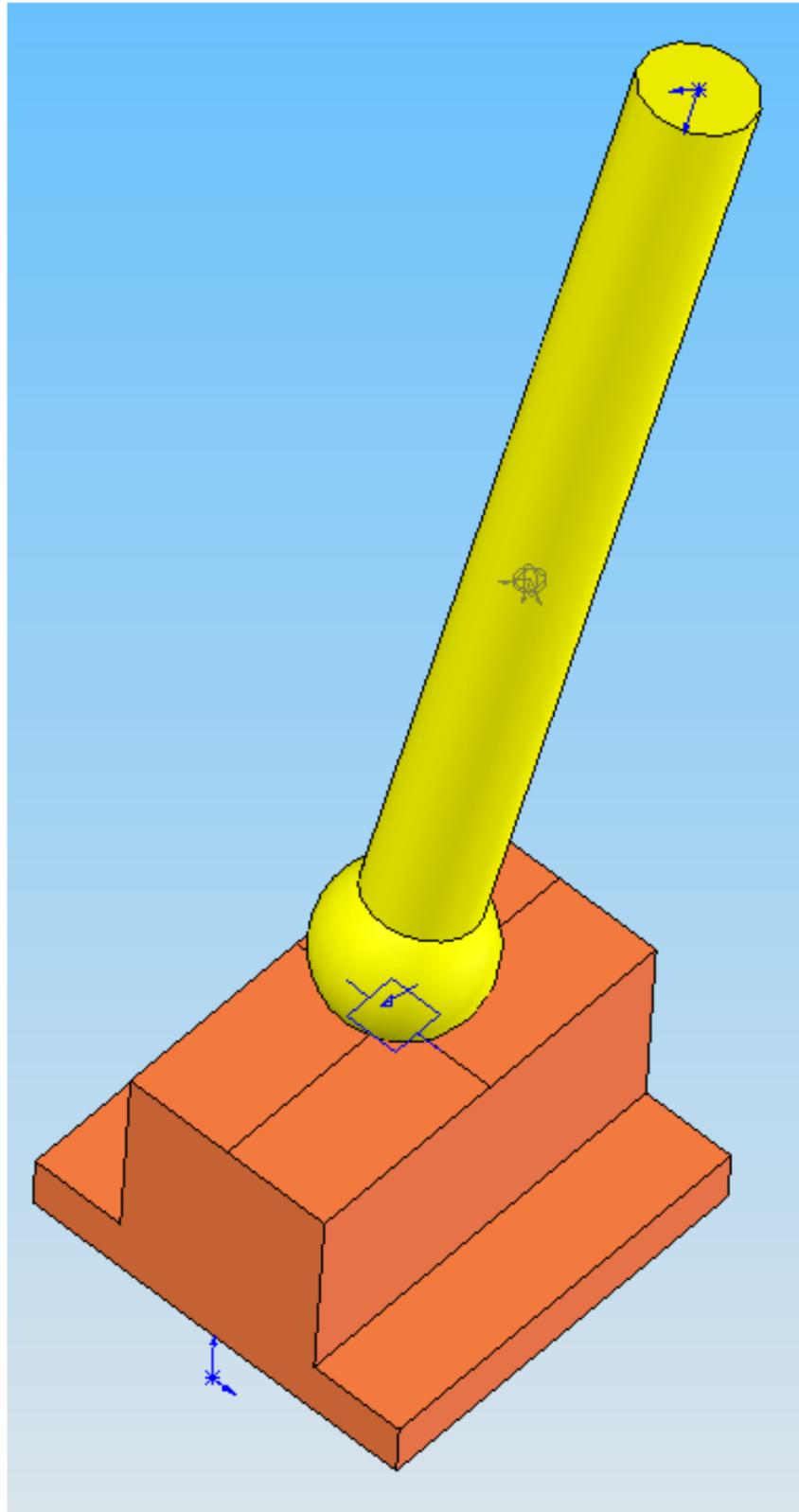
**Crowned**

Es un par de primera clase, ya que impide el desplazamiento relativo y transmite la fuerza dirigida por la normal común a las dos superficies en contacto, facilitando todos los demás desplazamientos relativos (dos desplazamientos por ambas tangentes y las rotaciones en torno a los tres ejes), es decir es un par con movilidad cinco.



IN PLANE JOINT-PRIMITIVE

A partir de este par, por medio de transformaciones lógicas, se pueden obtener todos los pares cinemáticos conocidos.

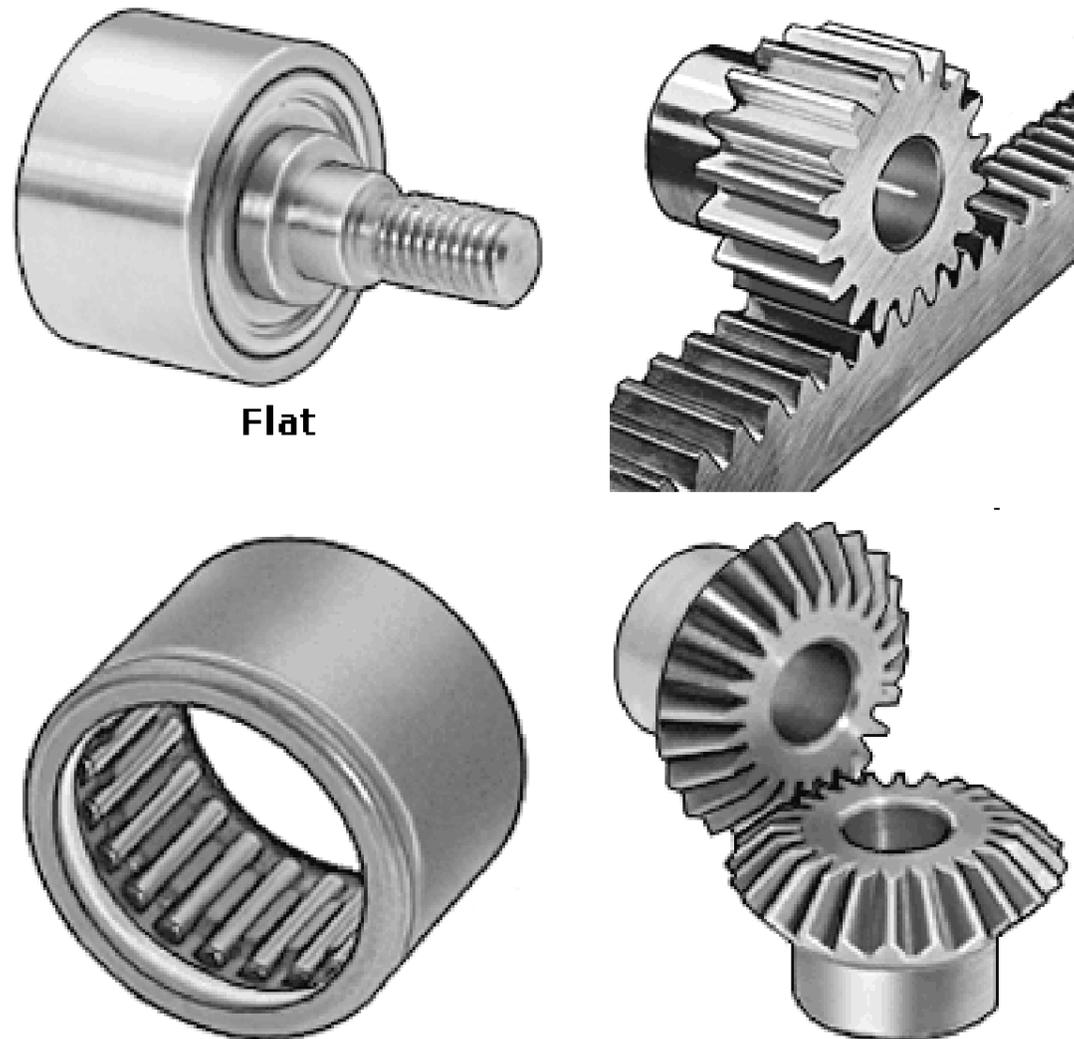


Par Lineal.

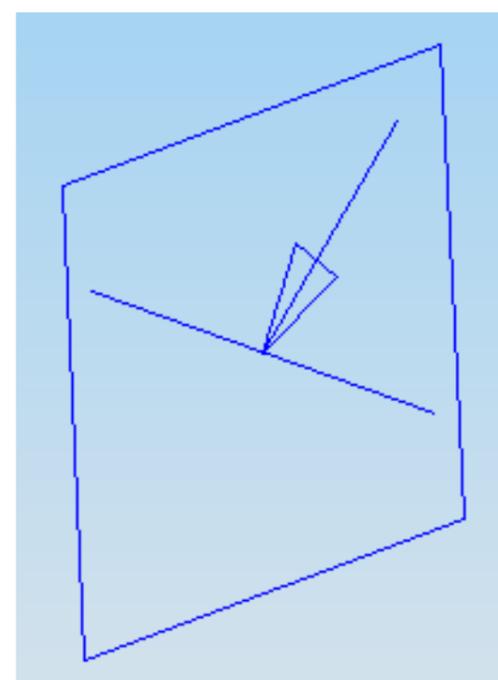
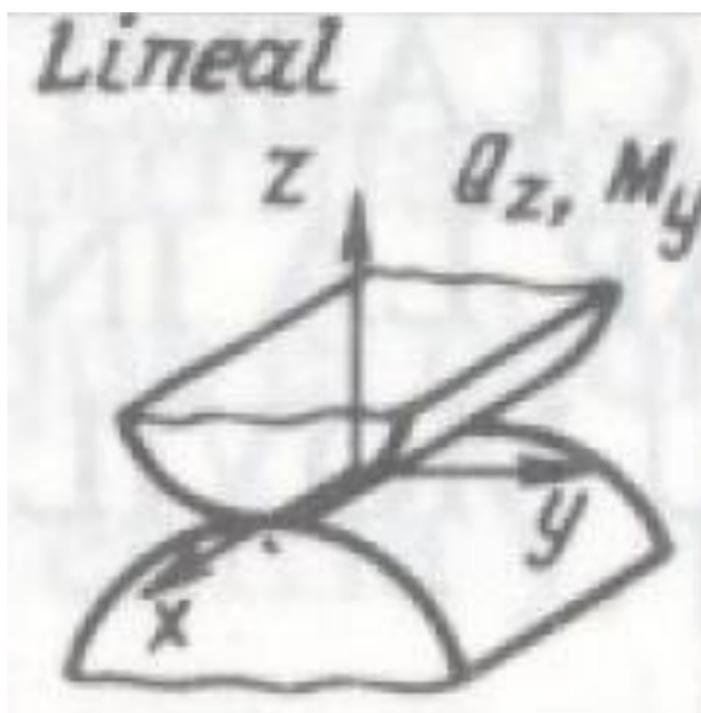
$II_2$  - PAR LINEAL

La formación de pares de segunda clase a partir de pares puntiformes ofrece dos soluciones. La primera da lugar al par cinemático  $II_2$ , con las superficies de trabajo en contacto a lo largo de una línea recta. Convengamos en denominarlo PAR LINEAL.

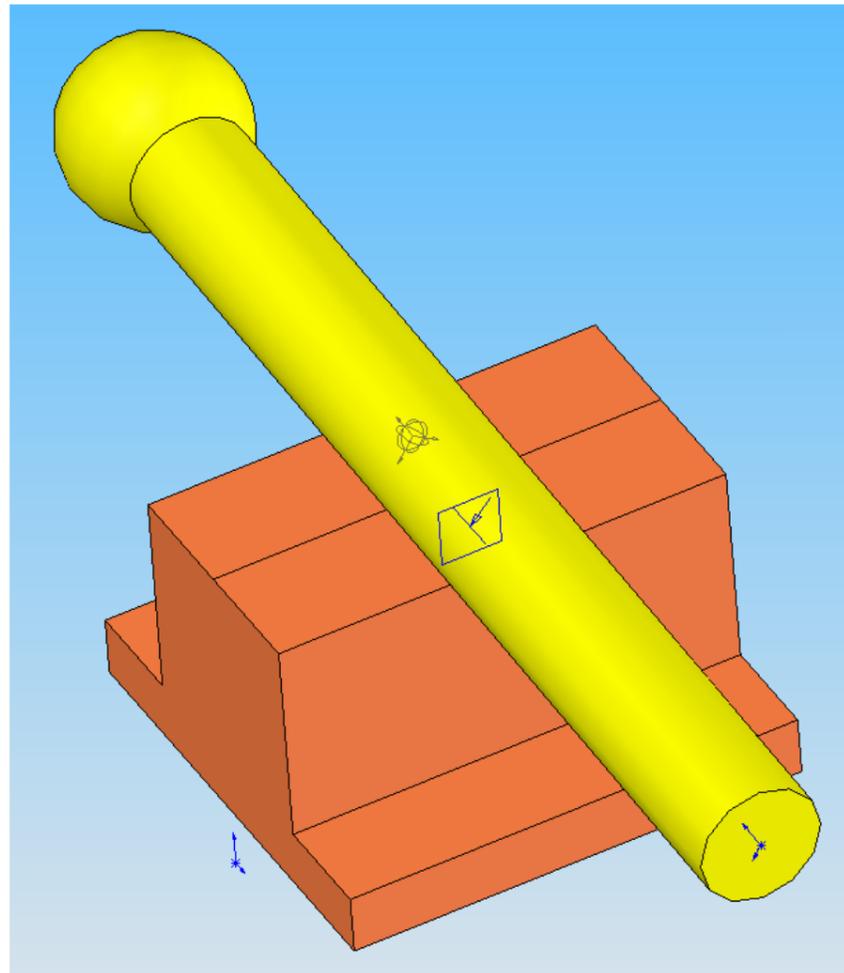
Semejante par se utiliza en los mecanismos de levas con rodillos cilíndricos, en el contacto entre dientes de engranajes, y en los cojinetes de agujas.



Un par lineal puede transmitir entre los elementos una fuerza dirigida por la normal y momento pequeño alrededor del eje que es perpendicular a la normal común a las dos superficies y a la línea de contacto. En este par debe asegurarse el contacto lineal a costa de otros pares cinemáticos.



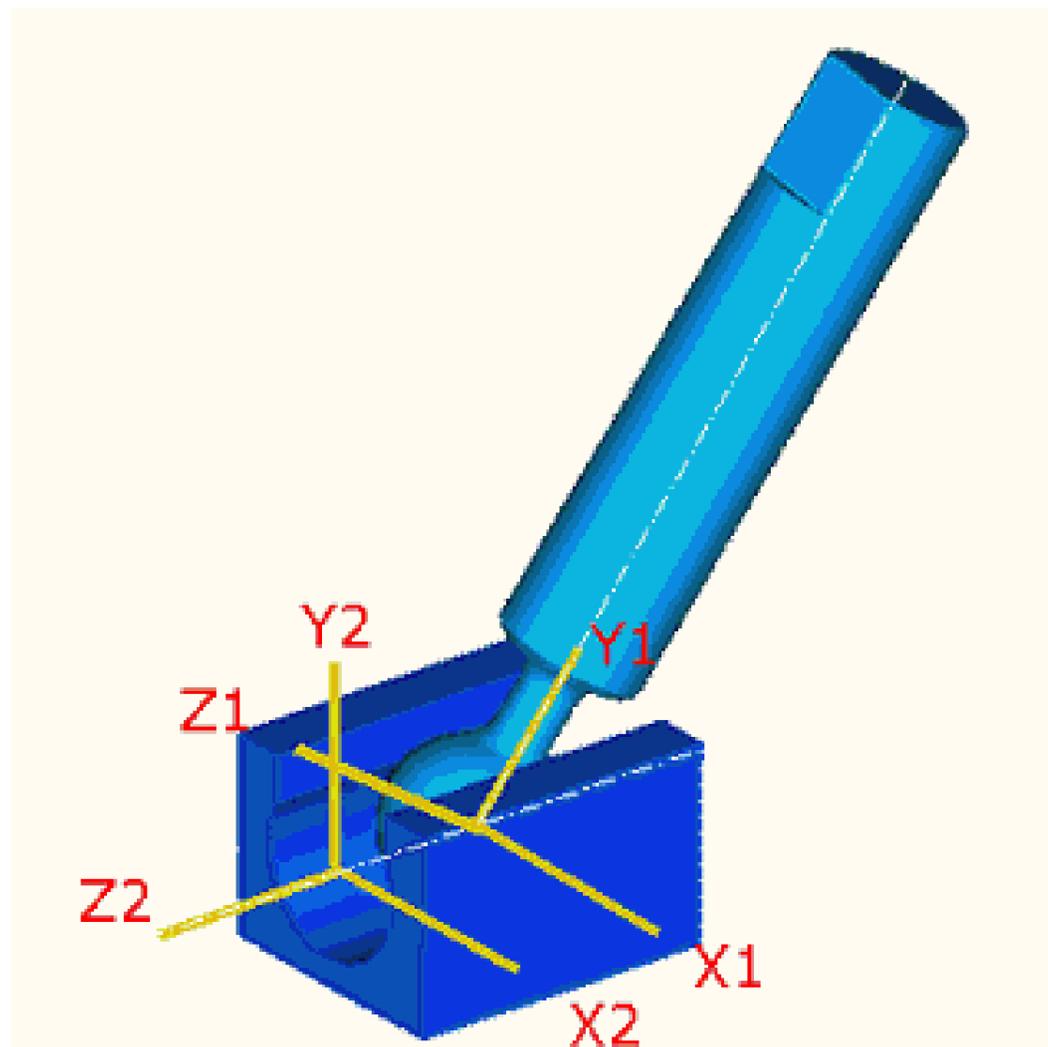
IN LINE JOINT-PRIMITVE



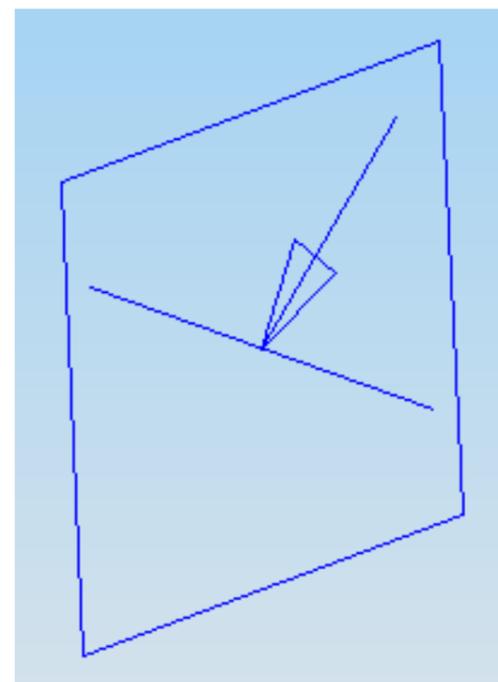
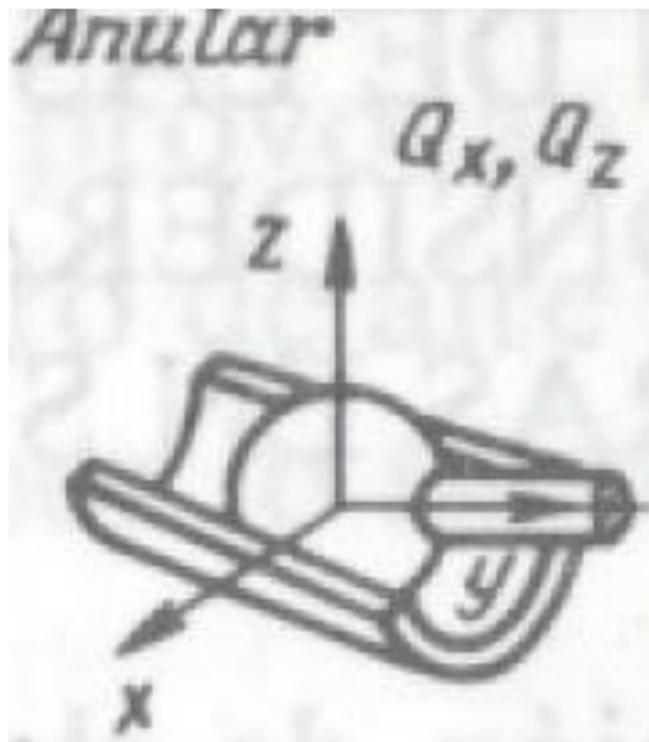
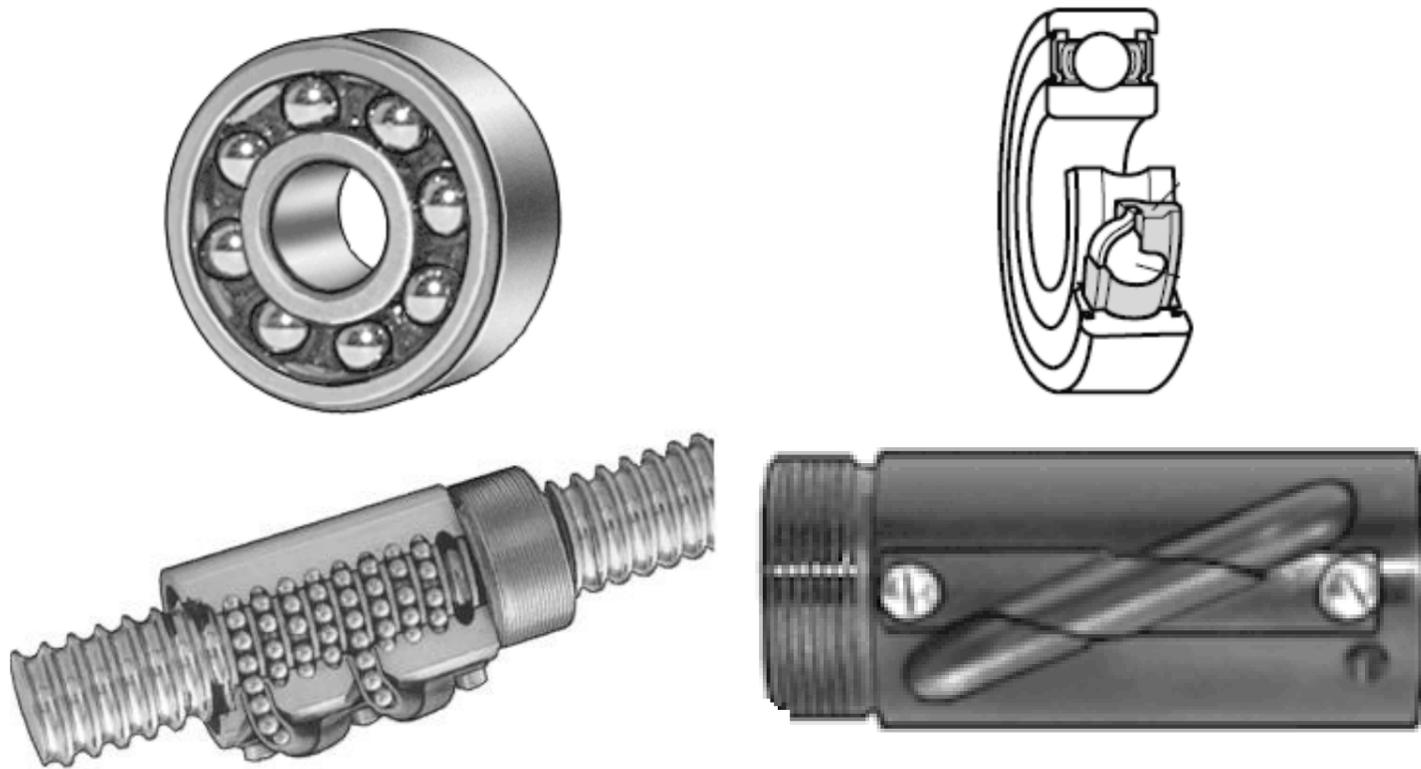
Para Anular.

$II_3$  - PAR ANULAR

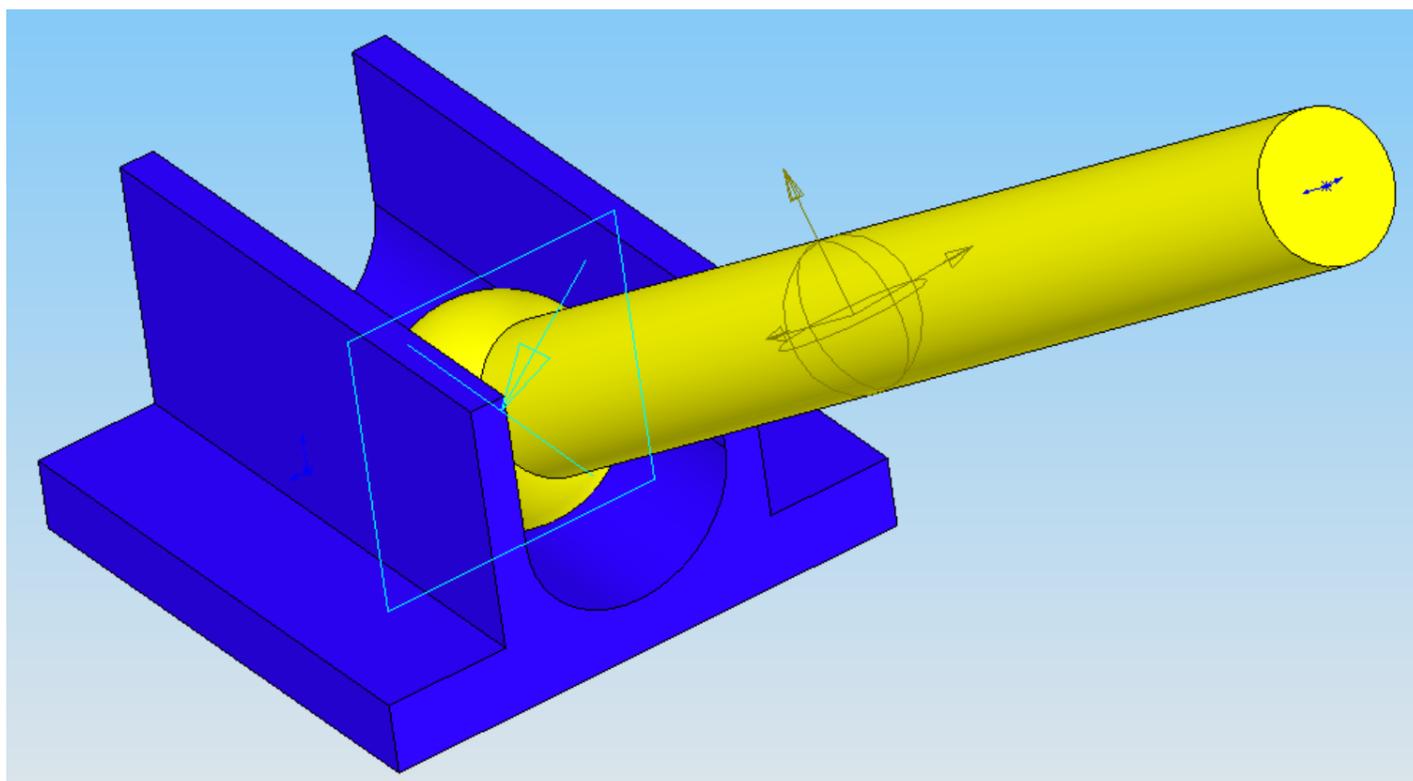
La segunda combinación de pares puntiformes da lugar al par cinemático  $II_3$ , con las superficies de trabajo en contacto a lo largo de una línea que no es recta, cuyo efecto es como si un punto de uno de los elementos se moviera en una línea trazada en el otro, por lo que también se le denomina “punto en la línea”. Se puede presentar su forma constructiva como una esfera que se mueve dentro de un tubo. Convengamos en denominarlo PAR ANULAR.



Lo necesitaremos en lo sucesivo al estudiar los cojinetes de contacto rodante. Un par anular puede transmitir dos fuerzas en dos direcciones perpendiculares al eje del tubo.



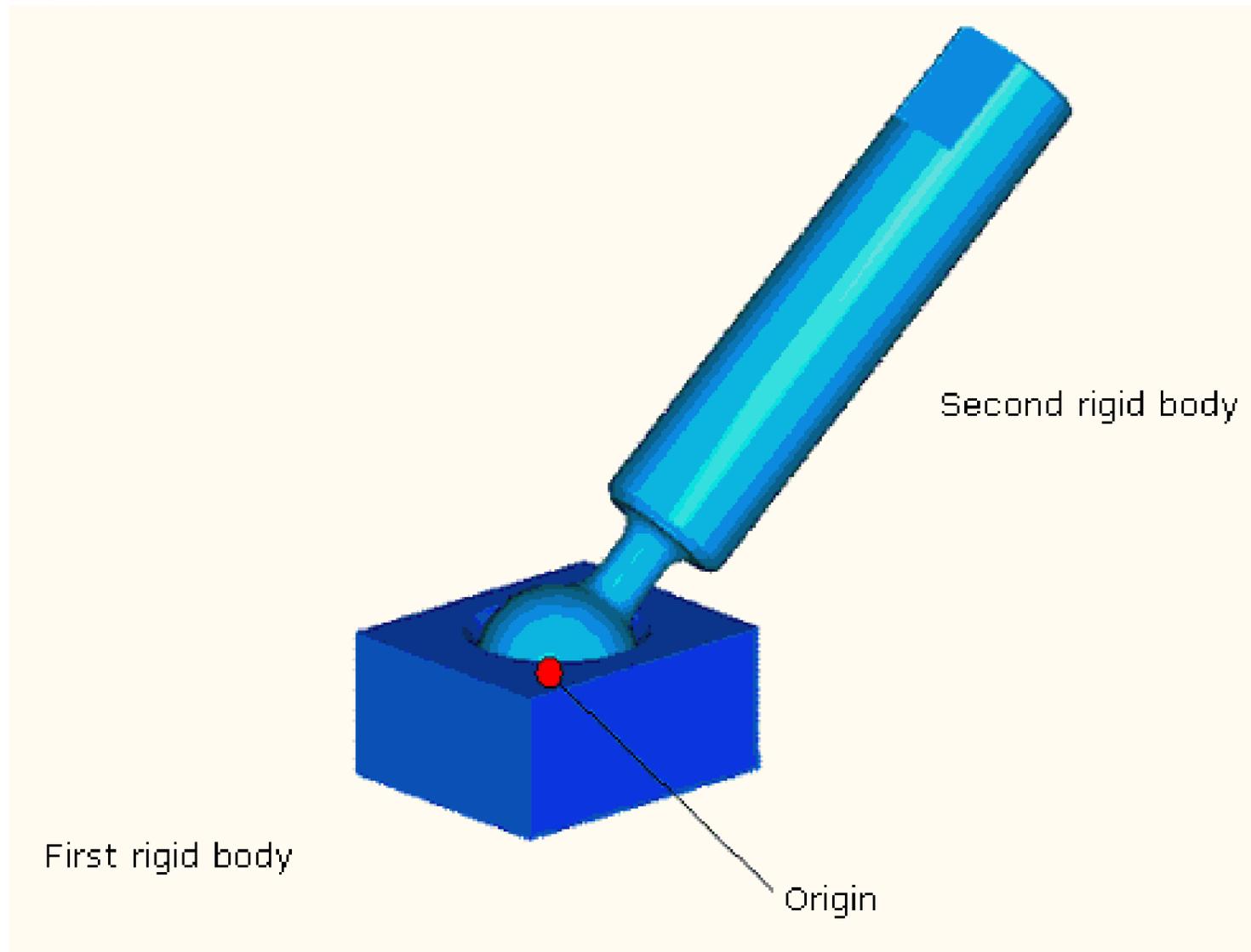
IN LINE JOINT-PRIMITVE



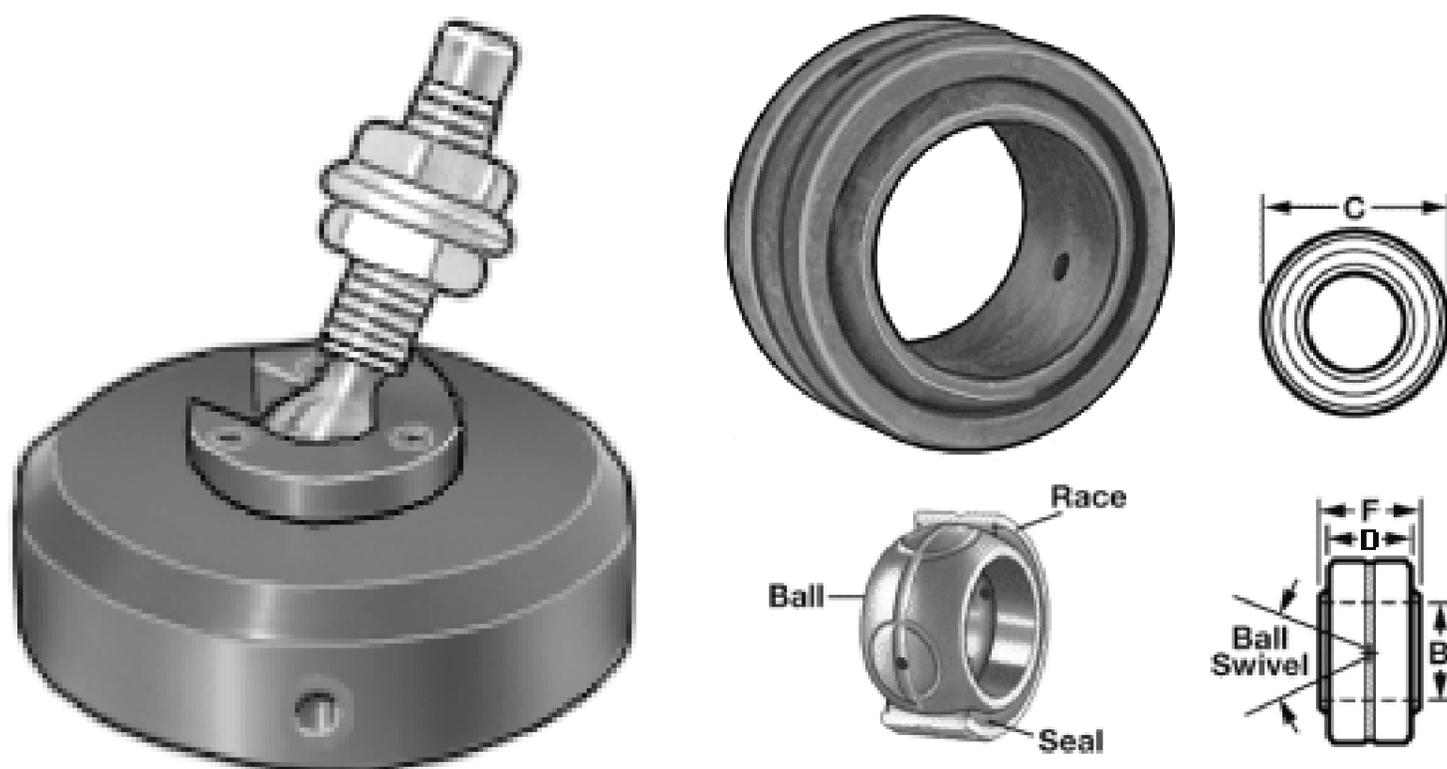
Para Esférico.

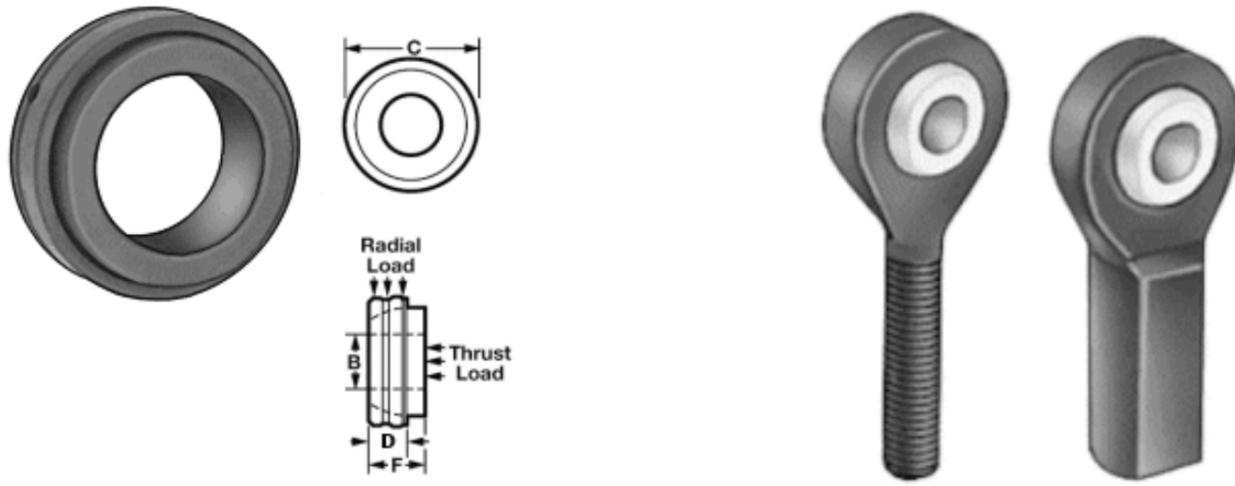
III<sub>2</sub>' - PAR ESFERICO

En la formación de pares de tercera clase a partir de tres pares puntiformes, son posibles dos casos. La primera combinación de tres pares puntiformes da lugar al par cinemático III<sub>2</sub>', con las superficies de trabajo en contacto esféricas. Convengamos en denominarlo PAR ESFERICO.

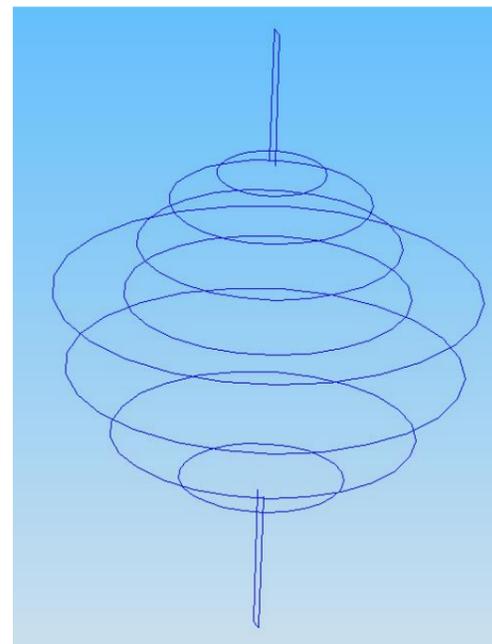
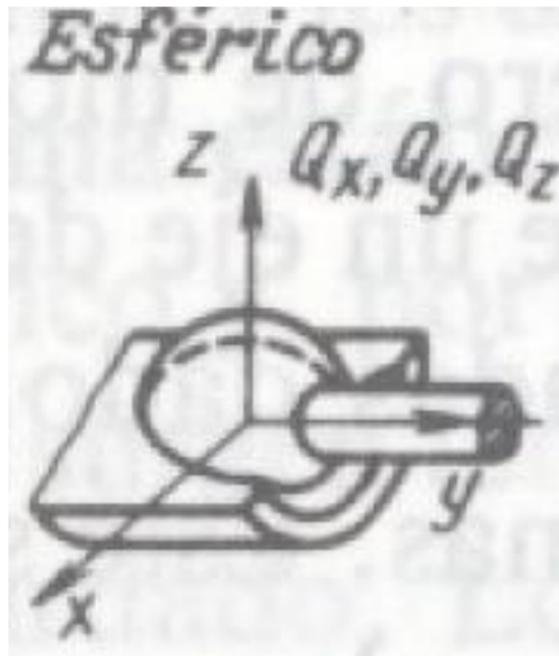


Es posible encontrarlo en las tiendas de suministros industriales, como cojinetes esféricos, solos o situados en extremos de barras.

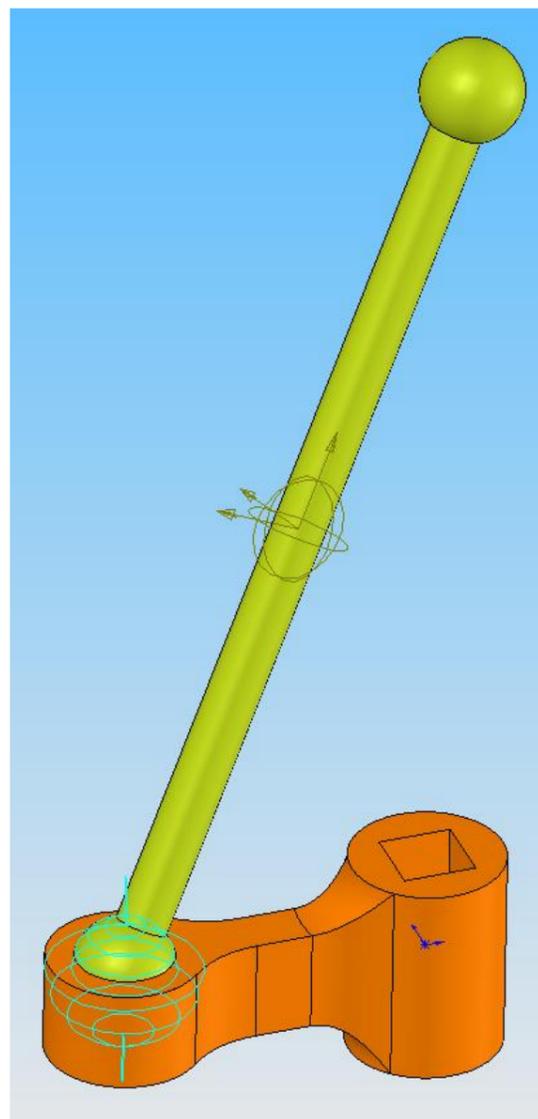




Semejante par restringe los desplazamientos por los tres ejes y puede transmitir las fuerzas correspondientes, posibilitando la rotación alrededor de los tres ejes, con lo que se trata de un par de movilidad 3.



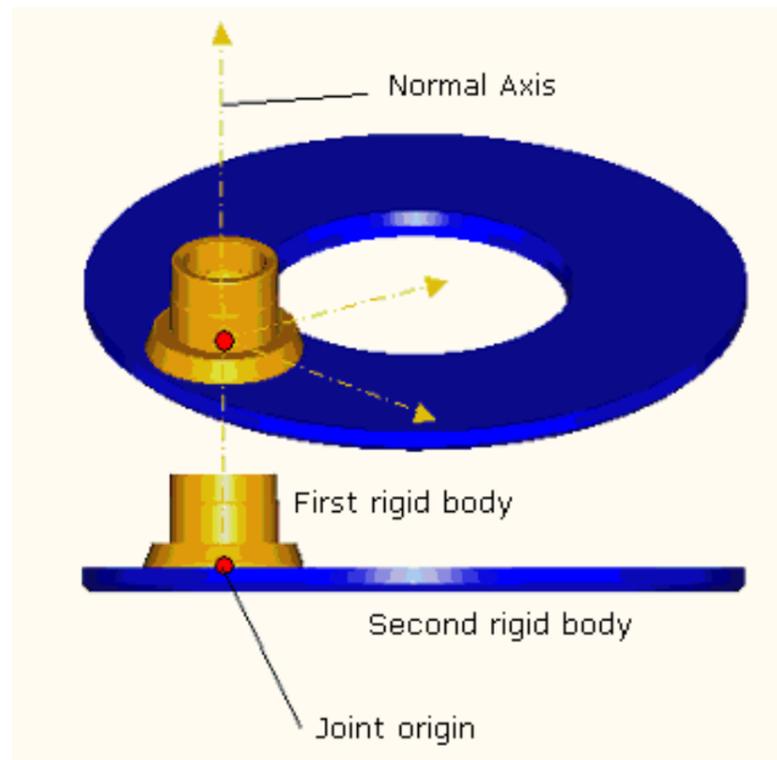
JOINT-SPHERICAL



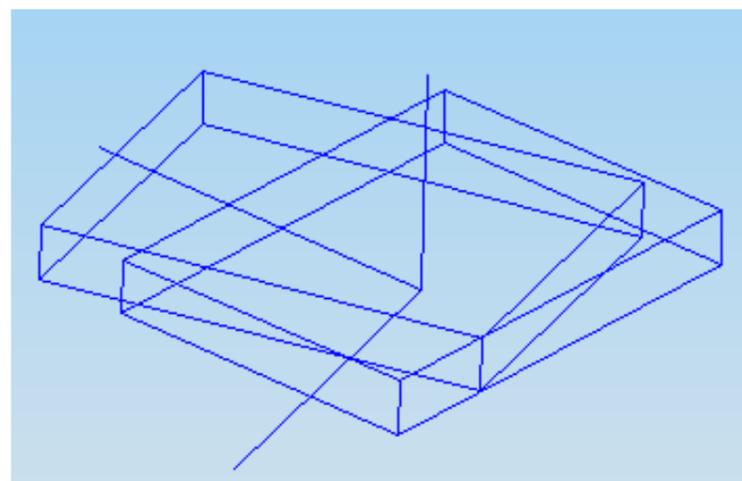
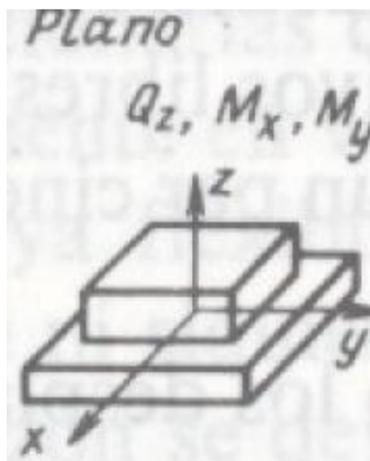
Para Plano.

III<sub>2</sub>' - PAR PLANO

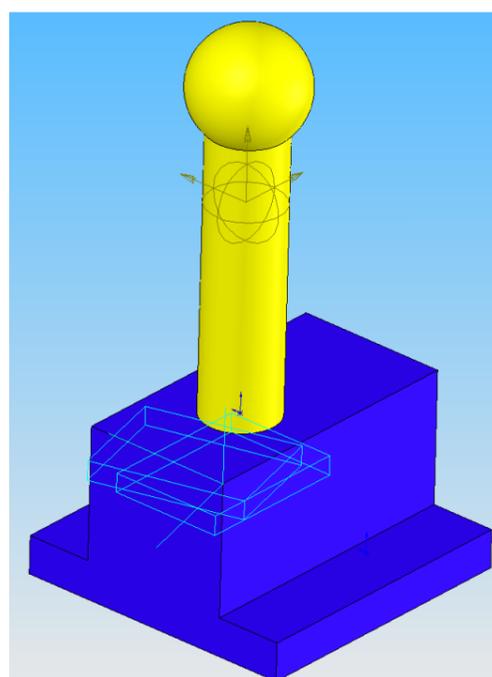
La segunda combinación de tres pares puntiformes da lugar al par cinemático III<sub>2</sub>', con las superficies de trabajo en contacto planas. Convengamos en denominarlo PAR PLANO.



Semejante par restringe el desplazamiento en dirección normal al plano común de contacto, pudiendo transmitir la fuerza normal correspondiente, y los giros alrededor de los dos ejes coordenados que definen el plano, transmitiendo por tanto los momentos correspondientes alrededor de esos ejes. Se trata de un par de movilidad 3.



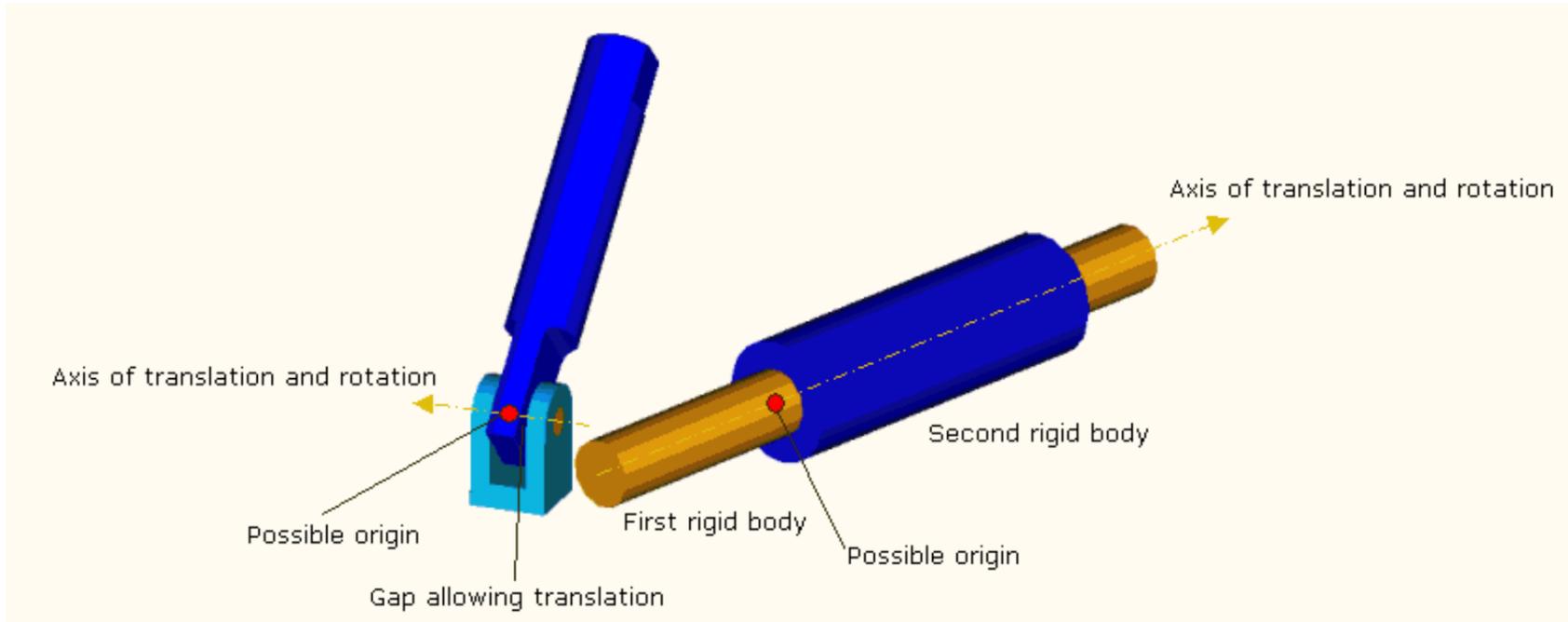
JOINT-PLANAR



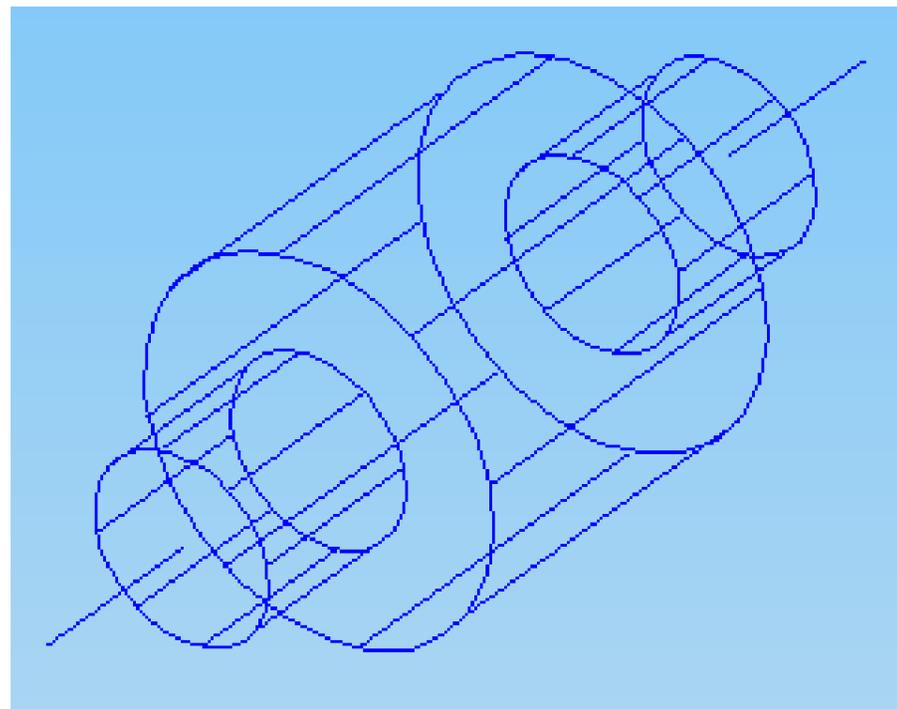
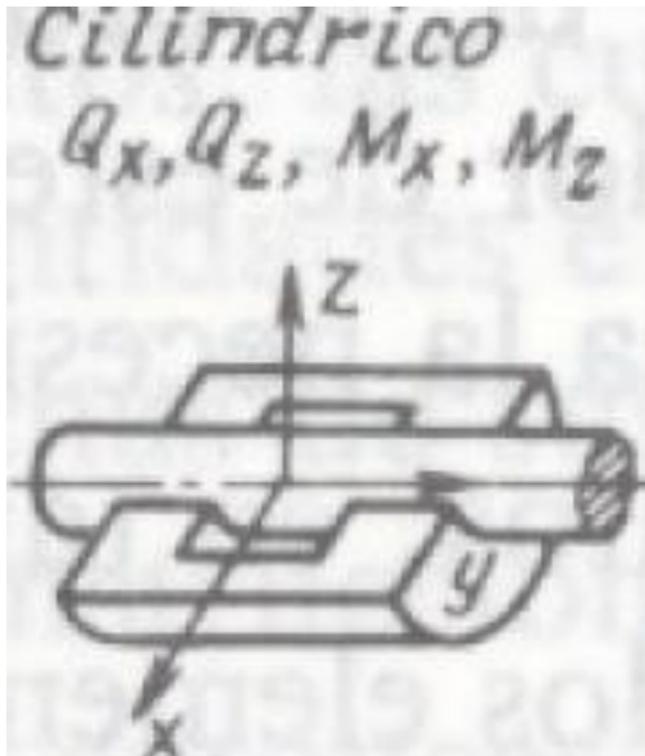
Para Cilíndrico.

IV<sub>2</sub> - PAR CILINDRICO

Un par de cuarta clase se puede obtener a partir de cuatro pares puntiformes, con las superficies de trabajo en contacto cilíndricas., lo que da lugar al par cinemático IV<sub>2</sub>. Convengamos en denominarlo PAR CILINDRICO.

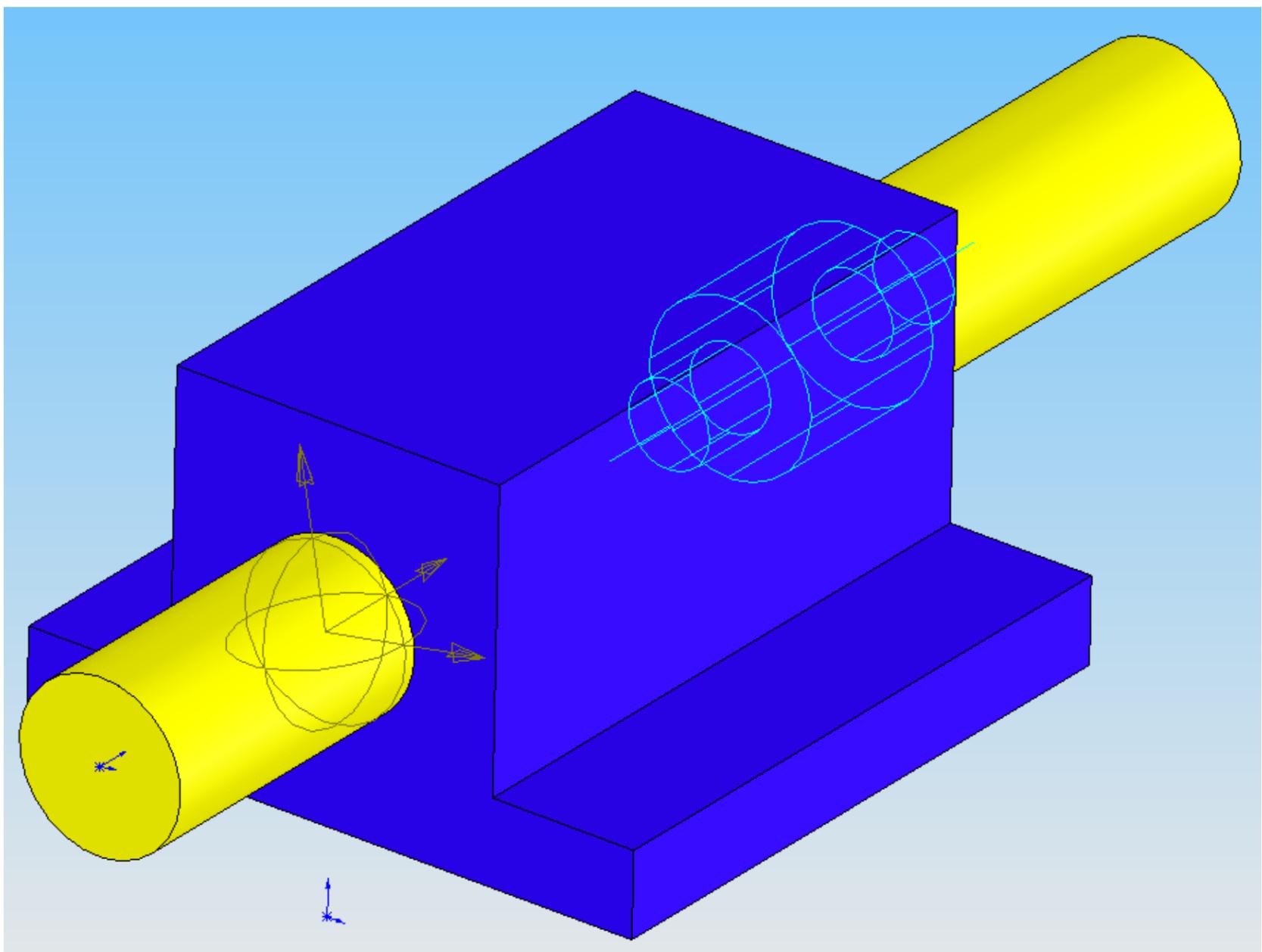
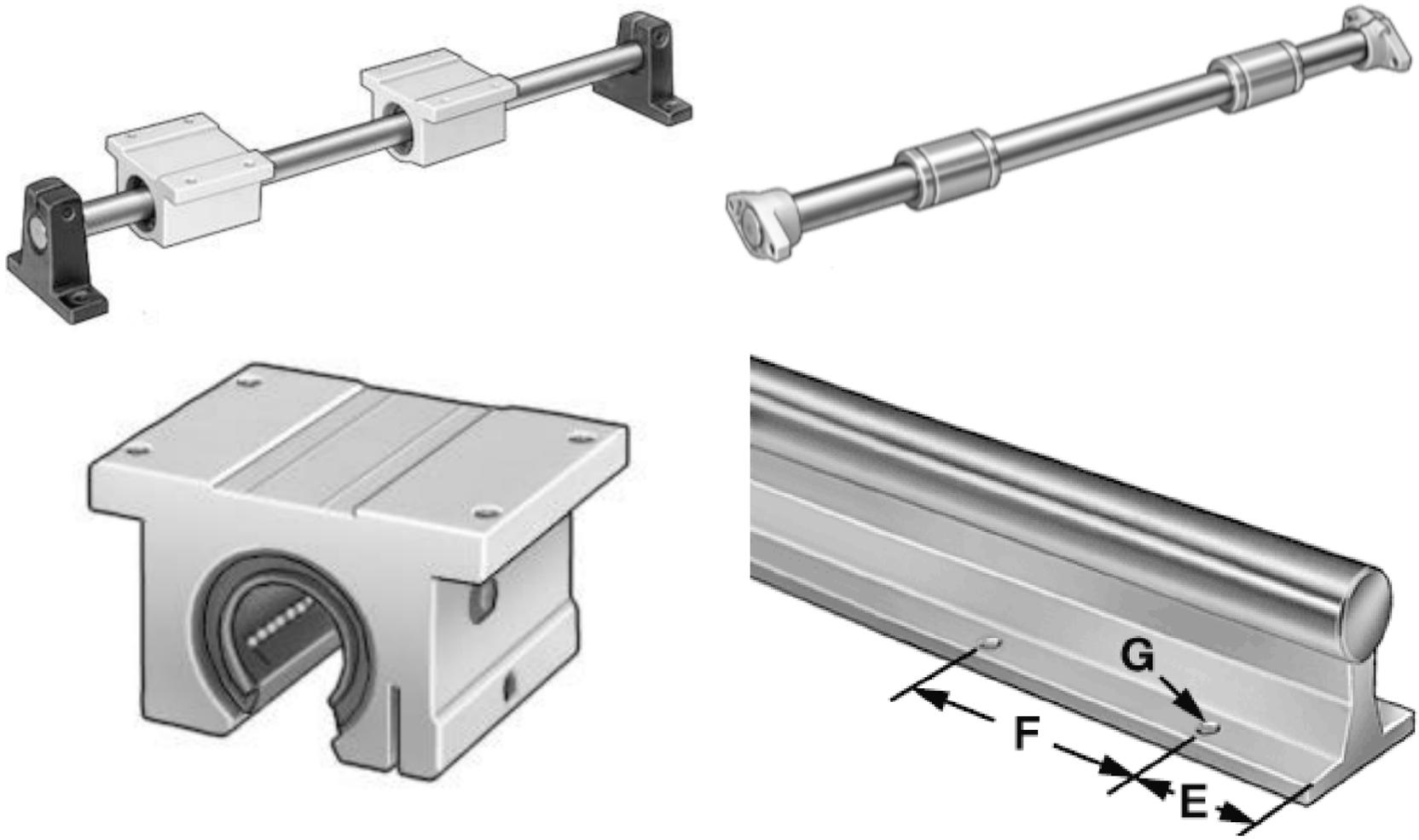


Este tipo de par restringe los desplazamientos perpendiculares al eje de traslación y rotación y transmite las fuerzas correspondientes, así como limita los giros alrededor de los ejes perpendiculares a dicho eje y trasmite los momentos correspondientes. Por lo tanto permite el giro y el desplazamiento a lo largo de su eje longitudinal, es decir, es un par con movilidad 2.



JOINT CYLINDRICAL

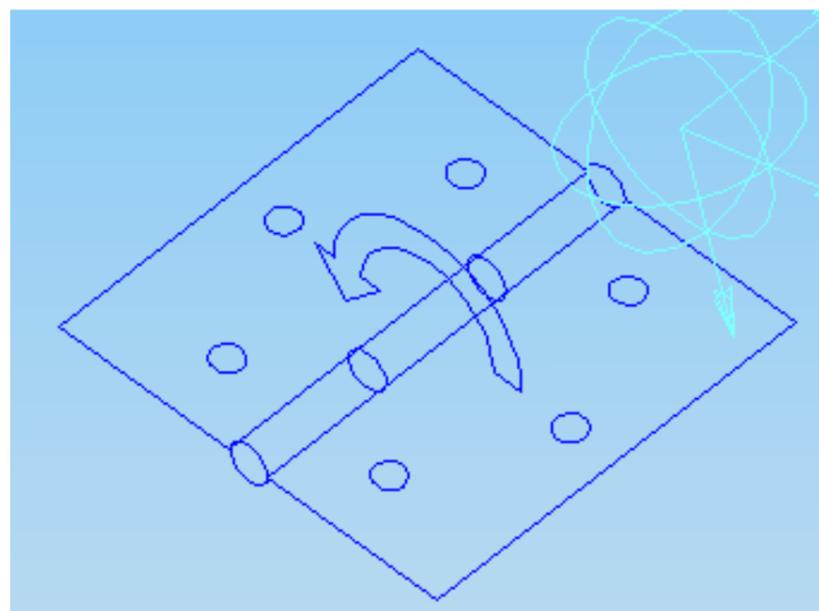
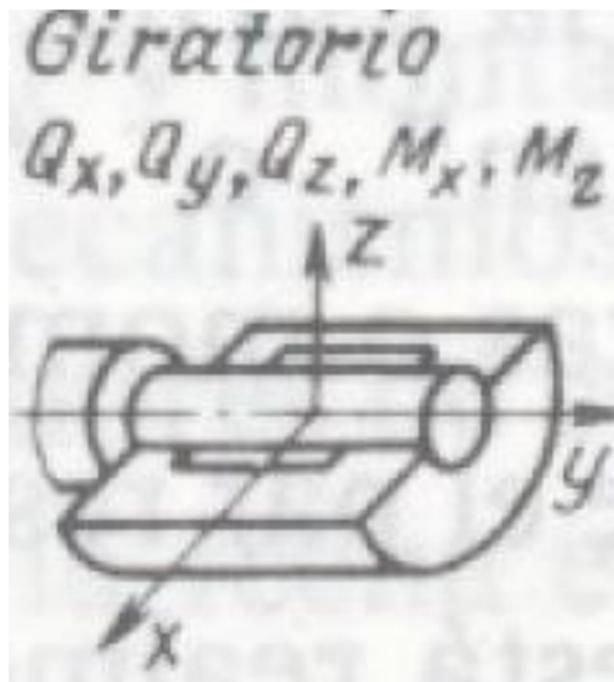
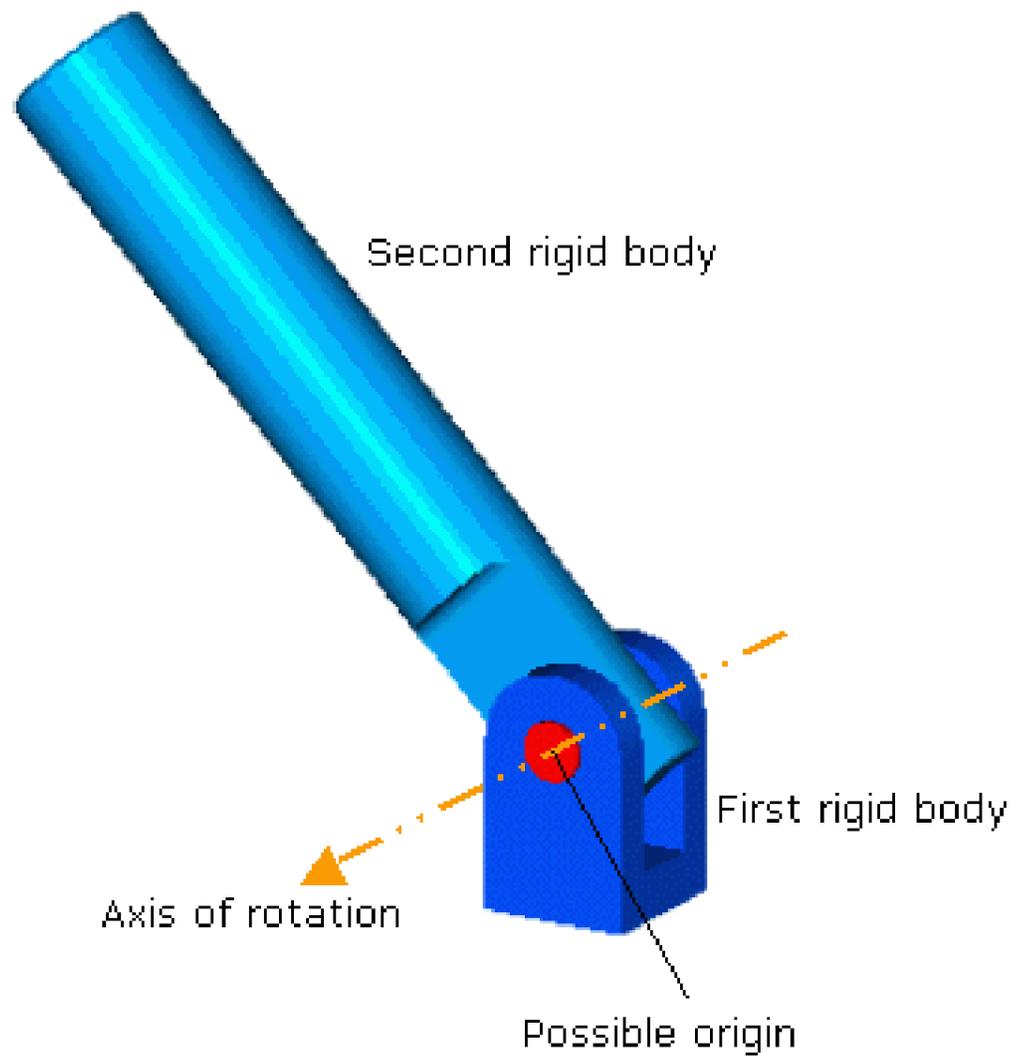
El par cilíndrico, dadas sus ventajas, difiere notablemente de los otros por la simplicidad de fabricación: aplicando un torneado y el rectificado para uno de los elementos, y el taladrado y escariado para el otro. Este par se desmonta al desplazar axialmente uno de los elementos, es decir, no se requiere la fabricación de elementos desmontables.



Para Giratorio.

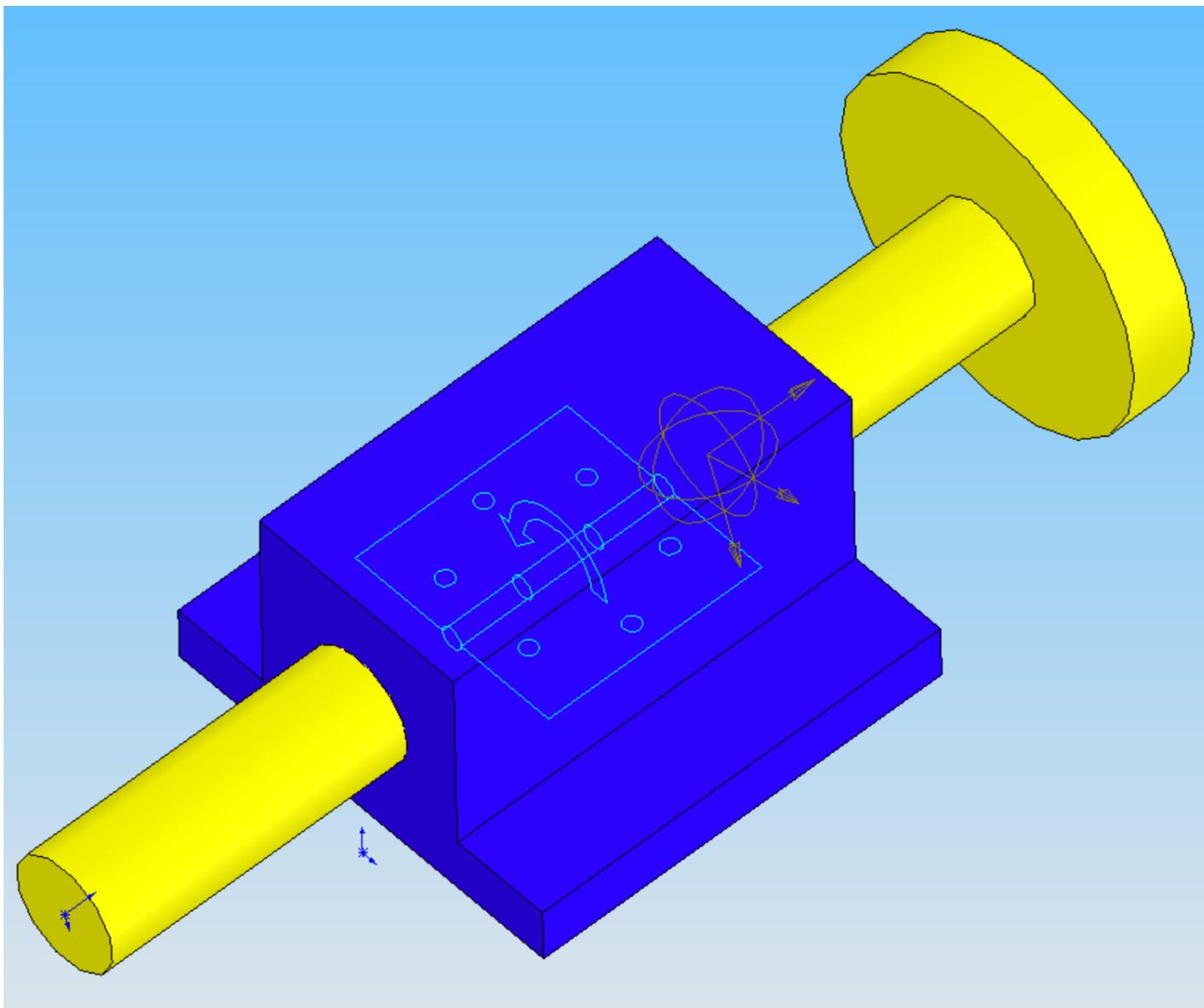
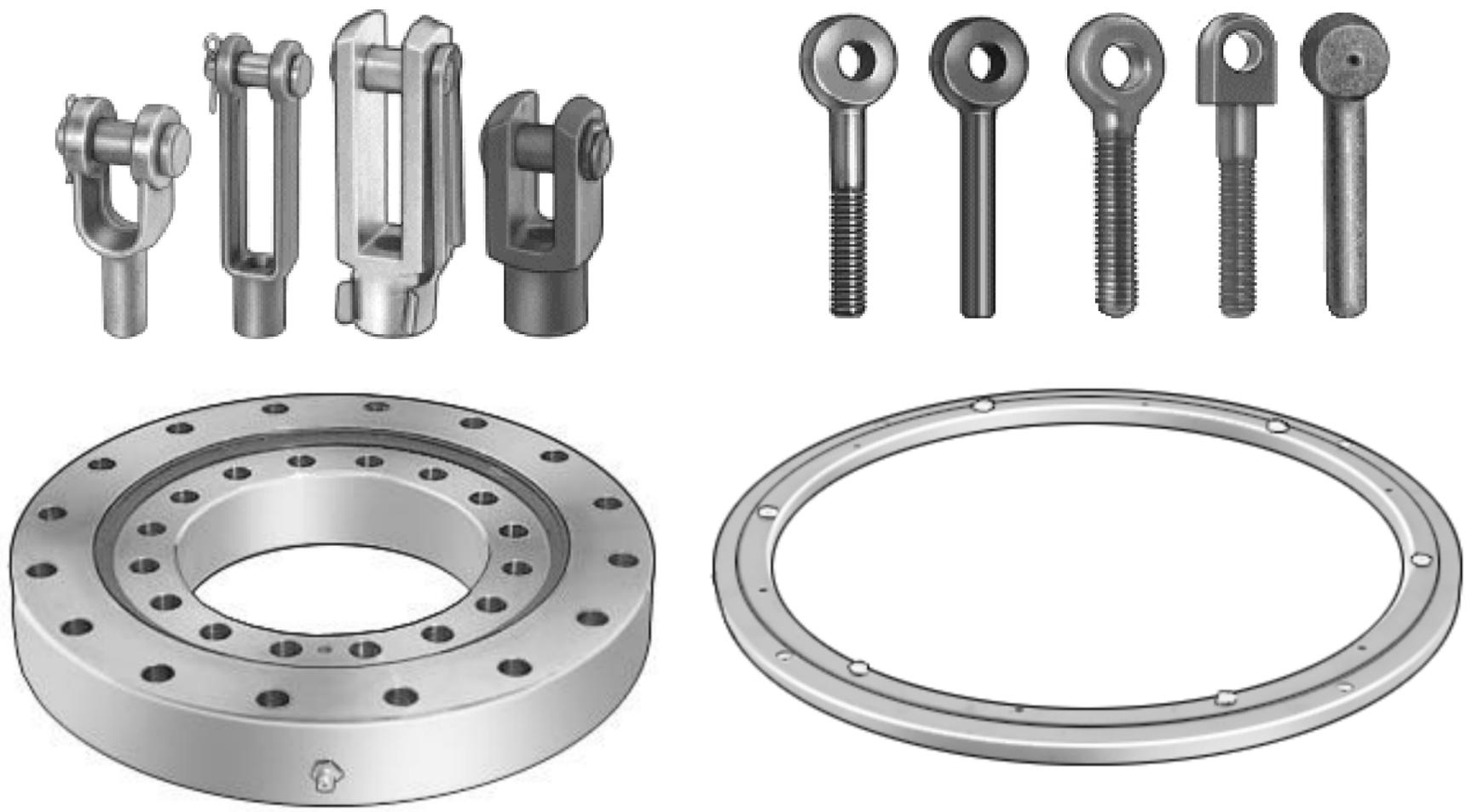
$V_2$  - PAR GIRATORIO

El PAR GIRATORIO  $V_2$  puede obtenerse uniendo un par cilíndrico con un par plano. El par  $V_2$  posee dos restricciones en exceso, por lo que requiere se mantenga exactamente la perpendicularidad del par plano al eje del par cilíndrico en dos direcciones. Esta precisión se garantiza con facilidad mecanizando las superficies de tope y cilíndrica en una misma fase del proceso.



JOINT REVOLUTE

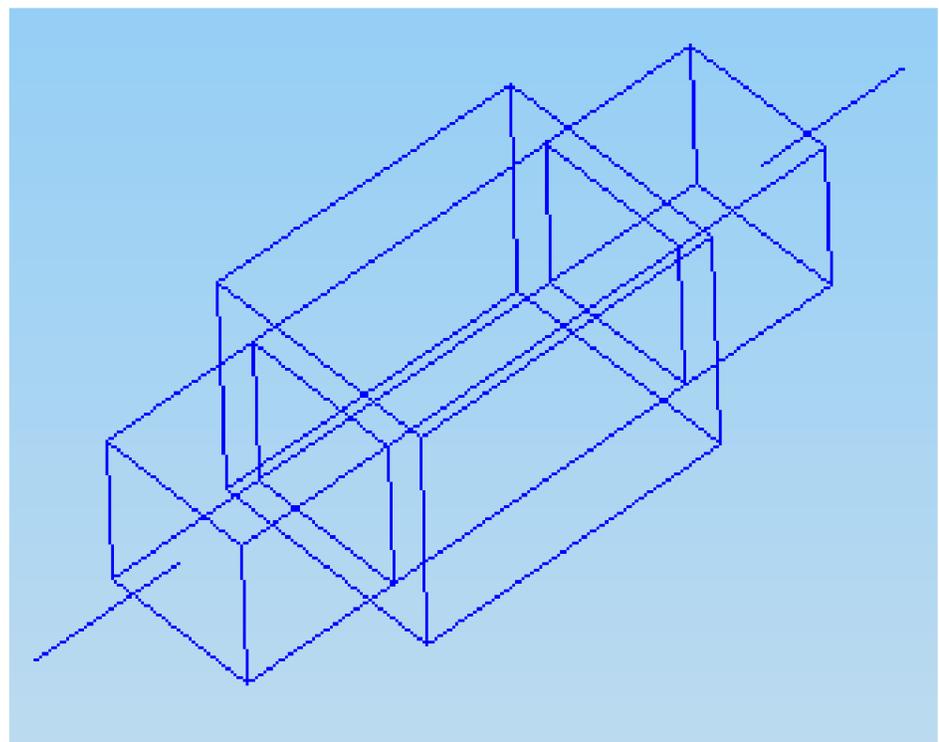
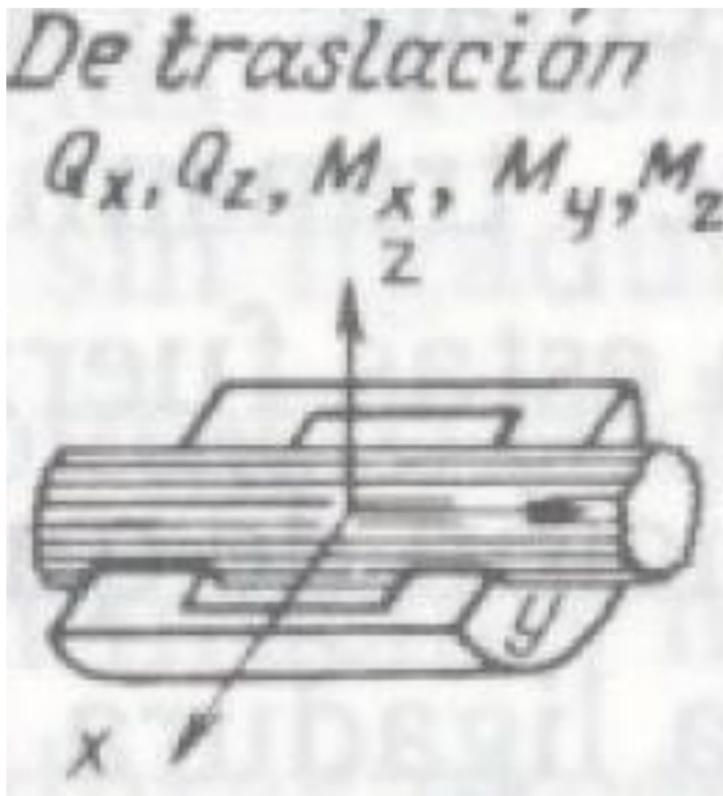
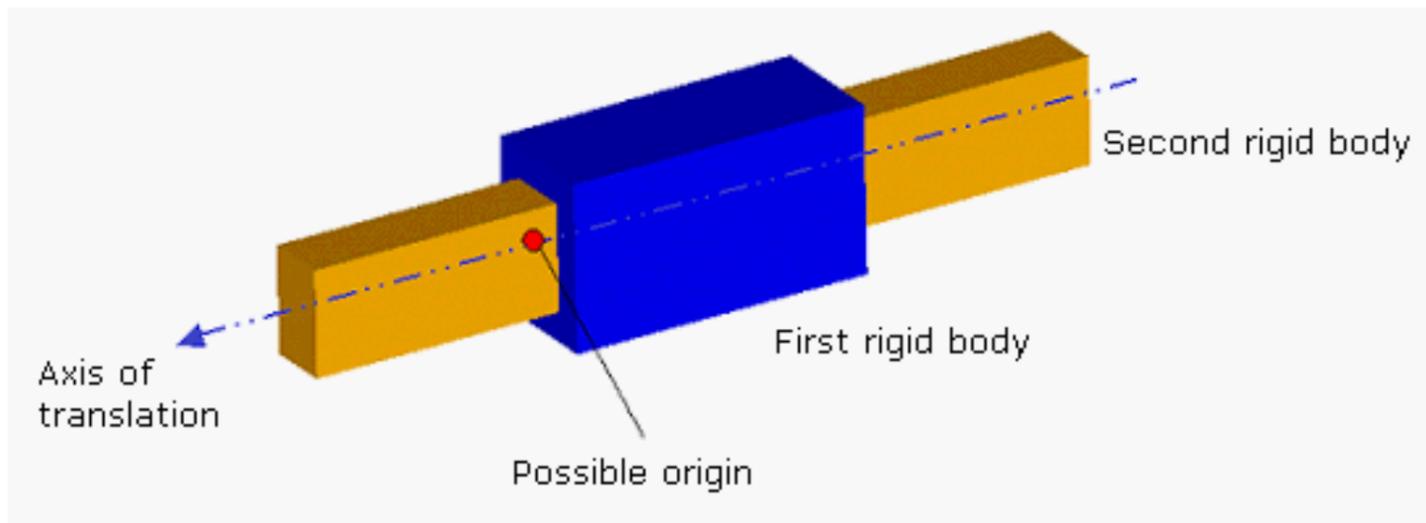
En las siguientes figuras podemos observar algunas soluciones constructivas disponibles en las tiendas de suministros industriales.



Par de Traslación.

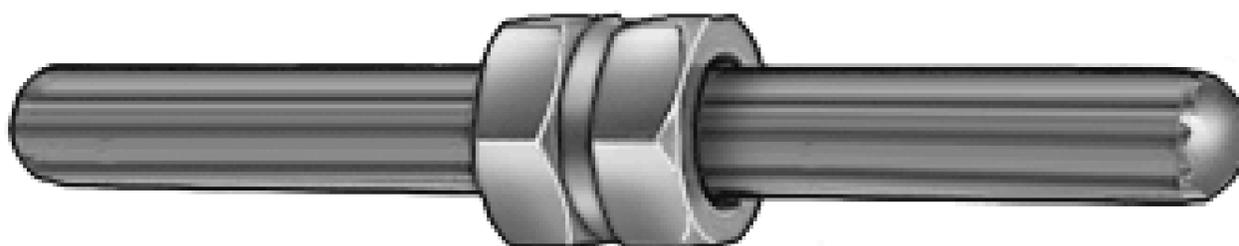
$V_3$  - PAR DE TRASLACION, DE AVANCE O PRISMATICO

El PAR DE AVANCE  $V_3$  se obtiene a partir de dos pares planos de tercera clase. Este par tiene una restricción en exceso, por lo que requiere que en su construcción el ángulo formado por los planos sea precisamente el mismo en los dos elementos del par.



JOINT TRANSLATIONAL

Conviene señalar que si el par de traslación tiene forma de unión por estrías, el número de restricciones en exceso puede ser muy grande. Estas últimas no son perjudiciales ya que de ordinario las uniones por estrías garantizan una exactitud suficiente.



En las siguientes figuras podemos observar algunas soluciones constructivas disponibles en las tiendas de suministros industriales.

