

II.1.- Velocidad de las cintas

Para justificar la proporcionalidad en las velocidades de las cintas nos basaremos en lo siguiente:

- Carbón de la misma densidad (mismo carbón suministrado – carbón tipo-)
- Densidad del carbón se mantiene constante ($\rho=cte$)
- Sección de paso se mantiene constante ($A=cte$)

El carbón tipo con el que se calculará la modificación de las velocidades de las cintas es el mismo que el carbón que se suministra actualmente en la Central.

La sección de paso se mantiene constante debido a que el ancho de banda de las cintas transportadoras no varía. Así mismo ocurre con el ángulo de talud del carbón sobre las bandas. Es decir, la geometría de las cintas no varía en absoluto, sino que la única variación que se lleva a cabo es la velocidad de salida del reductor.

De esta manera, el caudal másico de carbón (C) se puede expresar como una constante por la velocidad de la cinta:

$$C_a = cte \times v_a \quad (1)$$

$$C_n = cte \times v_n \quad (2)$$

Dividiendo las ecuaciones (1) y (2), obtenemos que:

$$\frac{C_n}{C_a} = \frac{v_n}{v_a}$$

Para el cálculo de las velocidades actuales de las cintas se ha utilizado el tacómetro anteriormente descrito en el apartado correspondiente.

En la siguiente tabla se muestran las velocidades actuales de las cintas del Parque de Carbones de la Central.

Estas velocidades se verán modificadas según indica el apartado siguiente.

CINTA	Velocidad (m/s)
C3-1	1,54
C3-2	2,64
C3-3	1,45
C3-4	1,91
C3-5	1,45
C3-6	0,73
C3-6 BIS	1,45
C3-7	1,45
C3-8	1,45

C3-9	1,45
C3-10	1,45
C3 A1-B1	1,45
C3 A2-B2	1,45
C3 A3-B3	1,45
C3 A4-B4	1,45
ROTOPALA	1,91

Estas velocidades, además de haber sido obtenidas mediante medidas con el tacómetro, han sido ratificadas con las indicadas en las fichas correspondientes a cada una de las cintas del Parque de Carbones, obteniéndose un resultado casi exacto.

II.2.- Velocidad de salida de los reductores

Suposiciones:

- Carbón de la misma densidad (mismo carbón suministrado – carbón tipo-)
- Densidad del carbón se mantiene constante ($\rho=\text{cte}$)
- Sección de paso se mantiene constante ($A=\text{cte}$)

El carbón tipo con el que se calculará la modificación de las velocidades de las cintas es el mismo que el carbón que se suministra actualmente en la Central.

La sección de paso se mantiene constante debido a que el ancho de banda de las cintas transportadoras no varía. Así mismo ocurre con el ángulo de talud del carbón sobre las bandas. Es decir, la geometría de las cintas no varía en absoluto, sino que la única variación que se lleva a cabo es la velocidad de salida del reductor.

Como sabemos la velocidad de las cintas (v_n) y el diámetro de los tambores, debido a que no va a existir un cambio en el tamaño del diámetro del tambor, obtenemos lo siguiente:

$$v_n = \frac{D_{tambor}}{2} \times \omega_n = \frac{D_{tambor}}{2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{f_n (rpm)}{60}$$

de donde podemos despejar f_n :

$$f_n (rpm) = \frac{v_n (m/s)}{\pi \cdot D_{tambor} (m)} \times 60$$

Para el cálculo de las velocidades de salida de los reductores actuales se ha utilizado el tacómetro anteriormente descrito en el apartado correspondiente.

En la siguiente tabla se muestran las velocidades actuales de salida de los reductores del Parque de Carbones de la Central.

Estas velocidades se verán modificadas según indica el apartado siguiente.

CINTA	Velocidad (m/s)	Frecuencia(rpm)	i
C3-1	1,54	46	32
C3-2	2,64	78	19
C3-3	1,45	44	34
C3-4	1,91	57	26
C3-5	1,45	44	34
C3-6	0,73	22	68
C3-6 BIS	1,45	44	34
C3-7	1,45	44	34
C3-8	1,45	44	34
C3-9	1,45	44	34
C3-10	1,45	44	34
C3 A1-B1	1,45	44	34
C3 A2-B2	1,45	44	34
C3 A3-B3	1,45	44	34
ROTOPALA	1,91	61	24

Estas velocidades, además de haber sido obtenidas mediante medidas con el tacómetro, han sido ratificadas con las indicadas en las fichas correspondientes a cada una de las cintas del Parque de Carbones, obteniéndose un resultado casi exacto.

II.3.- Potencias absorbidas por las cintas

Suposiciones:

- Carbón de la misma densidad (mismo carbón suministrado – carbón tipo-)
- Densidad del carbón se mantiene constante ($\rho = \text{cte}$)
- Sección de paso se mantiene constante ($A = \text{cte}$)

El carbón tipo con el que se calculará la modificación de las velocidades de las cintas es el mismo que el carbón que se suministra actualmente en la Central.

La sección de paso se mantiene constante debido a que el ancho de banda de las cintas transportadoras no varía. Así mismo ocurre con el ángulo de talud del carbón sobre las bandas. Es decir, la geometría de las cintas no varía en absoluto, sino que la única variación que se lleva a cabo es la velocidad de salida del reductor.

De esta manera, la potencia se puede expresar como una constante por la velocidad de la cinta:

$$P_a = \text{cte} \times v_a \quad (1)$$

$$P_n = \text{cte} \times v_n \quad (2)$$

Dividiendo las ecuaciones (1) y (2), obtenemos que:

$$\frac{C_n}{C_a} = \frac{P_n}{P_a}$$

En la siguiente tabla se muestran las potencias actuales de las cintas del Parque de Carbones de la Central. Estas potencias se verán modificadas según indica el apartado correspondiente.

CINTA	POTENCIA (CV)	POTENCIA (Kw)
C3-1	40	29
C3-2	18	13
C3-3	10	7
C3-4	27.5	20
C3-5	49	36
C3-6	7	5
C3-6 BIS	13	10
C3-7	60	44
C3-8	27	20
C3-9	36	26
C3-10	14	10
C3 A1-B1	15	11
C3 A2-B2	3	2
C3 A3-B3	9	7
C3 A4-B4	9	7
ROTOPALA	27	20

II.4.- Modificación de los reductores actuales

II.4.1.- Carcasa de los reductores

En cuanto a las carcasas de los reductores se refiere, éstas no van a ser sustituidas debido a que van a ser aprovechadas para el montaje de los mismos reductores pero con los componentes interiores modificados.

La carcasa del reductor ha de ser lo más sencilla posible con el fin de reducir al máximo el coste de fabricación de la misma.

La carcasa debe estar sellada de forma que se eviten las fugas de aceite al exterior. Necesariamente los ejes de entrada y de salida tienen que atravesar la carcasa, y sería posible que se perdiese lubricante a través de dichos ejes. Para evitar la pérdida de aceite a través de estos ejes se puede recurrir a varias soluciones:

- Utilización de rodamientos sellados que impidan el paso del aceite desde el interior al exterior. Téngase en cuenta que no todos los tipos de rodamientos pueden fabricarse sellados.
- Utilización de retenes.

El eje intermedio del reductor no tiene que traspasar la carcasa ya que de ser así habría que evitar que el lubricante saliese al exterior a través de este eje, utilizando retenes o rodamientos sellados, lo que encarecería innecesariamente el producto final.

II.4.2.- Engranajes

El diseño del reductor de velocidad comenzará por el diseño de los engranajes que este incorporará en su interior. Se comenzará seleccionando la relación de transmisión de cada una de las etapas de reducción con el fin de que se cumplan las especificaciones propuestas.

II.4.2.1.- Distancia de los engranajes

La anchura de los engranajes es función del diámetro de los mismos, y, por tanto de la distancia entre centros que se seleccione.

Se ha de tener en cuenta que si la distancia entre centros seleccionada es demasiado grande el conjunto diseñado será de grandes dimensiones, y por lo tanto pesado y caro.

Por otro lado si se selecciona una distancia entre centros excesivamente pequeña, el tamaño de los engranajes será reducido, pero se corre el riesgo de que el eje que ha de soportar el piñón sea de un tamaño similar al del engranaje. En esta situación podría ser necesaria la utilización de engranajes tallados sobre el eje, lo que encarecería innecesariamente la construcción del reductor.

No obstante, la carcasa del reductor no se cambiará, lo que implica que las distancias entre los centros de los engranajes tampoco lo harán, debido a que los alojamientos de los rodamientos serán los mismos.

II.4.2.2.- Estimación de diámetros de engranajes.

El diámetro de los engranajes del reductor está totalmente determinado por la relación de reducción que se vaya a utilizar en cada una de las tres reducciones de nuestro reductor. Esto es debido a que la carcasa del reductor va a ser la misma, por tanto, tenemos fijada la distancia entre centros de los engranajes y, fijada la relación de reducción tenemos fijado el diámetro primitivo de los engranajes de la siguiente manera:

$$r_{\text{piñón}} + r_{\text{corona}} = C_d$$

Siendo:

$r_{\text{piñón}}$: radio del piñón

r_{corona} : radio de la corona

C_d : distancia entre centros

Teniendo en cuenta esta ecuación y la ecuación de la relación de reducción, tenemos fijado por completo el diámetro de los engranajes de la relación en cuestión.

Se determinará primero el diámetro de la circunferencia primitiva de los piñones y luego, multiplicando por el valor de la relación de transmisión de cada etapa, se obtendrá el diámetro de cada una de las ruedas. Cuanto menor sea el diámetro de los piñones menor será el tamaño del conjunto.

Una vez obtenido el diámetro de piñones y ruedas tendremos una posible solución para esos valores. Se tratará meramente de una estimación de esos diámetros que podremos variar a nuestra voluntad aumentando o disminuyendo el tamaño de los diámetros de los piñones y, en consecuencia, la relación de reducción.

Por lo tanto, el procedimiento seguido para la selección de los diámetros de los engranajes es el siguiente:

- Obtención valor estimado de distancia entre centros de engranajes.
- Selección de la relación de transmisión de cada etapa.
- Estimación de los diámetros primitivos de los piñones
- Cálculo del diámetro de las ruedas.

II.4.2.3.- Relaciones de transmisión

Las relaciones de transmisión en el sistema de engranajes de los reductores han sido calculadas en función de los diámetros permitidos dentro del rango posible que permitían las distancias entre centros de las respectivas coronas y piñones.

$$i = \frac{n_{\text{piñón}}}{n_{\text{corona}}}$$

Donde:

i: relación de reducción

n: velocidad (rpm) del engrane

Han sido calculadas las relaciones de transmisión para varios diámetros de los engranes con el objetivo de respetar las distancias entre centros de la engranes así como con el objetivo de realizar un diseño en los cuales los esfuerzos de torsión sean lo menos dispares posibles y los menos desfavorables, obteniéndose por fin las soluciones que se desarrollan en el correspondiente anejo de cálculo.

II.4.2.4.- Selección de módulos

Los posibles módulos a seleccionar serán aquellos que permitan la construcción de engranajes sin interferencia.

Así mismo se tendrá en cuenta que las ruedas a diseñar no han de tener un número excesivo de dientes.

Para seleccionar los posibles módulos se ha de especificar la distancia entre centros que se habrá obtenido con anterioridad. Los módulos escogidos, son módulos normalizados.

II.4.2.5.- Anchura de los engranajes

Se seleccionará un módulo de engranaje de forma que los coeficientes de seguridad a flexión y a fallo superficial sean lo más iguales posible. En raras ocasiones se puede conseguir que ambos coeficientes de seguridad sean parecidos.

Se debe cumplir que la anchura (b) de los dientes del piñón este comprendida entre 0.5 y 2 veces el diámetro primitivo del mismo.

En el diseño de los engranajes se aconseja seguir las siguientes recomendaciones, que tenderán a minimizar el precio del reductor: De todas formas ha de tenerse en cuenta que lo que sigue son simplemente *recomendaciones*.

- Utilizar el mismo aceite para lubricar las dos etapas, ya que utilizar 2 aceites distintos supondría tener que disponer de una zona para cada una de las etapas de reducción, separadas la una de la otra, lo que encarecería el producto final.
- Usar el mismo material en los engranajes de ambas etapas de reducción
- Usar los mismos módulos

II.4.2.6.- Cargas y esfuerzos

La carga de empuje F_t es la fuerza que transmite potencia del engrane impulsor al engrane impulsado, y actúa perpendicular al eje que soporta el engrane.

$$P = T \cdot \omega = F_t \cdot \frac{D}{2} \cdot \omega$$

De donde:

$$F_t = \frac{P}{\omega \cdot \frac{D}{2}}$$

Esta carga será responsable de la componente de flexión en el plano vertical, además de la aparición de un esfuerzo de torsión.

Por otro lado, al ser engranajes helicoidales se produce una componente axial en la dirección del eje que toma el valor proporcionado por la siguiente ecuación:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}\psi$$

Siendo ψ el ángulo de la hélice.

Esta carga además produce un momento concentrado en el punto don de resulte aplicada debido al estar excéntrica respecto al eje.

Aparece otra carga que es la radial, que actúa hacia el centro del engrane, es decir, radialmente. La acción de la dirección de la fuerza es empujar los dos engranes en direcciones opuestas para apartarlos. Esa componente ha sido calculada mediante la siguiente expresión:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg}\phi$$

Donde ϕ es el ángulo de contacto.

La carga radial produce un esfuerzo de flexión en el plano horizontal.

II.4.2.7.- Geometría

La geometría de los dientes de un engranaje permitirá que una normal a los perfiles de los dientes en sus puntos de contacto pase por un punto fijo en la línea de centros denominada punto de paso.

En primer lugar, destacar que la distancia entre centros de los engranajes es un valor fijo y dado para cada uno de los reductores como consecuencia de que las carcasas de éstos no van a ser sustituidas.

Los valores tomados para la cabeza, raíz y holgura son valores para un ángulo de presión de 20° . No obstante, tras el primer prediseño se calculará el nuevo ángulo de contacto, el cual no debe variar mucho respecto a 20° , por lo que los valores de la cabeza, raíz y holgura se toman por válidos.

Se ha tenido en cuenta la ley fundamental de los engranes en la cual se afirma que la normal común para el perfil de los dientes en el punto de contacto siempre debe pasar a través de un punto fijo, denominado punto de paso, con el objetivo de mantener una razón constante de la velocidad de los dientes en los dos engranes de acoplamiento. Como la velocidad de este punto debe ser la misma para engrane y piñón:

$$r_{\text{piñón}} \cdot \omega_{\text{piñón}} = r_{\text{corona}} \cdot \omega_{\text{corona}}$$

Siendo:

r: radio

w: velocidad angular

Usando esa ecuación se definirá la relación de reducción (i):

$$i = \frac{D_{corona}}{D_{piñón}} = \frac{\omega_{piñón}}{\omega_{corona}}$$

II.4.2.8.- Esfuerzos permisibles en el diente

Esfuerzos flexionantes en el diente

Los dientes de los engranajes se considerarán que actúan como vigas en voladizo al resistir la fuerza que se ejerce sobre él por el diente de acoplamiento. El punto del esfuerzo flexionante de tensión más alto se encuentra en la raíz del diente.

En cuanto a los esfuerzos flexionantes se ha tenido en cuenta la ecuación de Lewis para su evaluación.

La ecuación de Lewis ya modificada y teniendo en cuenta algunos factores de modificación que se incluyen en AGMA para diseños prácticos con el fin de tener en cuenta la variedad de condiciones que se pueden encontrar en servicio, se presenta a continuación:

$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot p_d \cdot K_a \cdot K_s \cdot K_m}{b_w \cdot Y_j \cdot K_v}$$

Siendo:

F_t : fuerza tangencial
 P_d : paso diametral
 K_a : factor de aplicación
 K_s : factor de tamaño
 K_m : factor de distribución de carga
 K_v : factor dinámico

Los factores de aplicación, tamaño, de distribución de carga y dinámico se obtendrán según las tablas correspondientes que se encuentran en el anexo de tablas.

Fuerza tangencial:

La fuerza tangencial provendrá de la ecuación de la potencia:

$$P = F_t \cdot \frac{D}{2} \cdot \omega$$

Donde:

F_t : fuerza tangencial
 D : diámetro del piñón o corona
 ω : Velocidad angular del piñón o corona
 P : potencia transmitida

Paso diametral

El paso diametral será la inversa del módulo.

$$p_d = \frac{1}{m}$$

Factor de aplicación

En el factor de aplicación se tomará en cuenta la probabilidad de variaciones en la carga, vibraciones, impacto, cambios de velocidad y otras condiciones de aplicación específica pueden resultar en cargas pico más grandes que la carga correspondiente a la fuerza tangencial que se aplica al diente del engranaje durante la operación. El factor de aplicación será una función de la máquina accionada y de la potencia de accionamiento. La instalación que se desarrolla en este proyecto está impulsada por motor eléctrico, por lo que la fuente de potencia es uniforme. En cuanto a la máquina accionada se corresponde con una banda transportadora cargada uniformemente, por lo que será equivalente a impacto ligero.

Factor de tamaño:

La AGMA indica que el factor de tamaño K_s es 1.00 para la mayoría de los engranajes. Éste ha sido el valor que se ha tomado.

Factor de distribución de carga:

En la tabla correspondiente se presentan los valores de K_m como función del ancho de cara b_w y la razón del ancho de la cara con el diámetro de paso b_w/D . Se supone que los engranajes son de calidad comercial general.

Factor dinámico

En este factor se toma en cuenta que la carga es más alta que la carga que se transmite, ya que existe una carga de impacto que no se considera en la ecuación de Lewis. El valor de K_v depende de la precisión del perfil del diente, de las propiedades elásticas del diente y de la velocidad con la que el diente entra en contacto.

Esfuerzos de contacto

Una segunda forma de falla independiente de engranes es causada por el picado de descascaramiento de las superficies de los dientes, usualmente cerca de la línea de paso, donde los esfuerzos de contacto son extremadamente altos.

El picado es causado por un esfuerzo superficial excesivo provocado por cargas normales altas, por una temperatura local alta debida a altas velocidades de rozamiento, o por un lubricante inadecuado.

El esfuerzo de contacto se calculará usando el análisis de contacto hertziano. La presión hertziana máxima en el contacto se puede escribir mediante la siguiente expresión:

$$p_H = E' \cdot \left(\frac{W'}{2 \cdot \pi} \right)^{1/2}$$

Siendo:

E': módulo de elasticidad efectivo

W': carga adimensional

$$E' = \frac{E}{1 - \nu^2}$$

$$W' = \frac{W / b_w}{E' \cdot R_x}$$

Donde R_x es el radio efectivo:

$$\frac{1}{R_x} = \left(\frac{1}{D_{\text{piñón}}} + \frac{1}{D_{\text{corona}}} \right) \cdot \frac{2}{\text{sen} \phi}$$

Siendo:

D: diámetro primitivo

ϕ : ángulo de contacto

Así como se utilizaron los factores de modificación para describir el esfuerzo flexionante que actúa sobre los engranajes de acoplamiento, también existen factores de modificación cuando se trata con esfuerzos de contacto. De esta forma se utilizará la siguiente ecuación:

$$\sigma_c = p_H \cdot \left(\frac{K_a \cdot K_s \cdot K_m}{K_v} \right)^{1/2}$$

Donde:

K_a : factor de aplicación

K_s : factor de tamaño

K_m : factor de distribución de carga

K_v : factor dinámico

Los valores para el factor de aplicación, de tamaño, de distribución de carga y el factor dinámico se obtiene en la misma forma que para el esfuerzo flexionante.

II.4.2.9.- Razón de contacto

En cuanto a la razón de contacto, se procurará que tenga un valor mayor a 1.2. En ninguna circunstancia la razón de contacto debe ser menor de 1.1.

Una razón de contacto entre 1 y 2 significa que parte del tiempo los dos pares de dientes están en contacto y durante el tiempo restante un par está en contacto. Una razón de contacto entre 2 y 3 significa que parte del tiempo los dos o tres pares de dientes están siempre en contacto.

II.4.2.10.- Espesor del diente y juego

El espesor circular de los dientes es la mitad del paso circular:

$$t_h = \frac{p_c}{2} = \frac{\pi}{2 \cdot p_d}$$

Para un acoplamiento perfecto del piñón y de la corona el espesor de los dientes medido sobre el círculo de paso debe ser exactamente igual a la mitad del paso circular. Debido a inexactitudes inevitables es necesario cortar los dientes ligeramente más delgados para proporcionar un poco de holgura, de manera que los engranes no se atasquen, sino que se acoplen suavemente uno con otro. A esta holgura medida sobre el círculo de paso se le denomina juego.

Una vez conocido el juego y el espesor teórico circular del diente, el espesor real circular del diente es:

$$t_{ha} = t_h - b_l$$

Siendo:

t_{ha} : Espesor real circular del diente

t_h : Espesor teórico circular del diente

b_l : Juego

II.4.2.11.- Espesor de la película elastohidrodinámica

La lubricación elastohidrodinámica será una lubricación por película fluida en que la deformación elástica de las superficies adquiere importancia. Se calculará un espesor de película fluida de magnitud adecuada para la correcta operación de elementos de máquinas.

Se calcularán: el parámetro de carga adimensional, parámetro de velocidad adimensional y el parámetro de los materiales adimensional, para obtener una expresión de la forma siguiente:

$$H = f(U, W', G)$$

Siendo:

H: espesor de película adimensional
U: parámetro de velocidad adimensional
G: parámetro de los materiales adimensional
W': parámetro de carga adimensional

La formulación utilizada, según Hamrock (1993), para el cálculo del espesor de película mínimo adimensional será la siguiente:

$$h_{min} = H_{min} \cdot R_x = 1.714 \cdot (W')^{-0.128} \cdot U^{0.694} \cdot G^{0.568} \cdot R_x$$

II.4.3.- Ejes

II.4.3.1.- Introducción

Para determinar el tamaño de cada una de las secciones de los ejes se realizará el dimensionado a rigidez torsional, a fatiga y a deflexión lateral.

A la hora de seleccionar la longitud del eje se han de tener en cuenta varios factores. Es conveniente que el eje sea corto a fin de conseguir que el conjunto final sea lo más pequeño posible. Como se comentó anteriormente la longitud de los ejes está condicionada por la carcasa antigua, ya que las carcasas de los reductores no van a ser cambiadas; lo único que se cambiará serán los engranajes internos, los ejes, rodamientos y elementos auxiliares. Por tanto, las longitudes de los ejes serán las mismas que las de los ejes anteriores.

Por otro lado se han de tener en cuenta todos los elementos que van montados sobre el eje: rodamientos, casquillos, engranajes, etc; así mismo se tendrá en cuenta que el eje, y los elementos que van montados sobre él, al estar en movimiento, no han de entrar en contacto con elementos fijos, como pudiese ser la carcasa.

El procedimiento utilizado para el diseño de los ejes es el siguiente:

- se desarrolla un diagrama de cuerpo libre reemplazando los diversos elementos de máquina montados sobre el eje por su carga estáticamente equivalente o componentes de torsión.
- se dibuja un diagrama de momentos flexionantes en los planos requeridos, obteniéndose un momento flector combinado.
- se desarrolla un diagrama de los pares de torsión.
- se establece la localización de la sección transversal crítica, es decir, la localización donde la combinación de esfuerzos sea crítica.

Una vez hecho esto, se pasará al dimensionado del eje según solicitaciones de fatiga.

Tras este primer diseño se comprobarán las secciones correspondientes a torsión y a deflexión lateral, las cuales se encuentran analizadas en sus

apartados correspondientes. Tras esto, se obtendrán las velocidades críticas del eje y se comprobará que se encuentran lo suficientemente alejadas del punto de funcionamiento de la máquina.

II.4.3.2.- Cálculo a fatiga

Para el cálculo de los ejes a fatiga se empleará la norma ASME B-106.1M-1985. Dicha norma establece el procedimiento de cálculo que se ha de seguir para el cálculo de los ejes, en función de las características del material del eje, en función de unos ciertos coeficientes y en función de los esfuerzos flectores y torsores que tienen lugar en las diferentes secciones de los ejes.

En primer lugar, se habrá de realizar un análisis previo de los esfuerzos que tienen lugar en el eje como consecuencia de la transmisión de potencia que en ellos tiene lugar. Para ello se obtendrán los diagramas de flectores y torsores en los diferentes ejes y, tras esto, se obtendrán las secciones más críticas las cuales serán objeto del dimensionado.

Para la obtención de dichos diagramas será necesario conocer la fuerza ejercida por los engranajes sobre el eje a través de la potencia transmitida, la velocidad angular del eje y las dimensiones del engrane.

Una vez obtenida la fuerza aplicada sobre el eje, calculamos las reacciones a ambos lados del eje. Estas reacciones marcarán los esfuerzos radiales que habrán de soportar los cojinetes.

Tras esto, obtenemos mediante un prontuario de resistencia de materiales los diagramas de flectores que soporta el eje, calculando el momento máximo que actúa. Este momento máximo marcará la sección crítica del eje en la cual la combinación de esfuerzos de flexión y torsión será mayor.

Existen ejes en los cuales actúan dos fuerzas debido a que existen dos engranes. El procedimiento seguido en este caso es el método de superposición.

Para la primera fuerza actuante se calculará todo lo anteriormente comentado, es decir, las reacciones y el diagrama de momentos. Para la segunda fuerza actuante se procederá de igual forma.

De esta manera, hemos calculado dos subproblemas cuya superposición nos dará el problema final.

Por tanto, se ha aplicado el método de superposición lineal en el cálculo de los esfuerzos en el eje.

Se habrá de tomar un coeficiente de seguridad (FS), el cual será utilizado para la obtención del diámetro mediante la siguiente fórmula:

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{32FS}{\pi}\right) \cdot \sqrt{\left(\frac{M}{S_f}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T}{S_v}\right)^2}}$$

donde:

$$S_f = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot k_g \cdot S_f^*$$

siendo:

S_f : límite de fatiga modificado

S_f^* : límite de fatiga

M : momento flector en la sección de estudio

T : momento torsor en la sección de estudio

El límite a fatiga utilizado en los cálculos se obtiene de la siguiente forma:

$$S_f^* = \begin{cases} 0.5 \text{ resistencia a tracción} & \text{si } \text{resistencia a tracción} \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & \text{si } \text{resistencia a tracción} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

El factor de seguridad (FS) que se utilizará en el cálculo del diámetro será de 4.

Los factores utilizados en la fórmula se justifican a continuación.

Factor de acabado superficial (k_a)

El factor de modificación para incorporar el efecto de acabado depende del proceso usado en la generación de la superficie y de la resistencia a la rotura.

Los ejes utilizados en el proyecto han sido rectificadas tras su fabricación.

El proceso de fabricación de las superficies de los ejes que se ha utilizado proporcionará un factor de superficie de valor 0.9. Ver tabla 13.

Factor de tamaño (k_b)

Este factor de tamaño es consecuencia de que las partes más grandes son las más probables de contener defectos y no mostrarán la resistencia del eje que se ensaya en el laboratorio, el cual tiene un diámetro de 0.3 pulg de diámetro. Ver tabla 14.

El factor de tamaño utilizado en este documento es el siguiente:

$$k_b = \begin{cases} 0.869 \cdot d^{-0.112} & \text{si } 0.3 \text{ pulg} < d < 10 \text{ pulg} \\ 1 & \text{si } d < 0.3 \text{ pulg} \\ 1.189 \cdot d^{-0.112} & \text{si } 8 \text{ mm} < d < 250 \text{ mm} \end{cases}$$

Factor de confiabilidad (k_c)

Para el diseño a fatiga también ha sido utilizado el factor de confiabilidad, el cual indicará la probabilidad de supervivencia del elemento de máquina. Este factor de confiabilidad se basa en el límite a fatiga con una desviación estándar del 8%.

Este factor de confiabilidad se habrá de considerar única y exclusivamente como una guía, debido a que la ley real de distribución es mucho más complicada de lo que en realidad aquí se describe. El factor de confiabilidad utilizado ha tomado un valor de 0.814. Ver tabla 15.

Factor de temperatura (k_d)

Este factor de temperatura se incluiría si los elementos de máquina que se van a calcular a fatiga están sometidas a temperaturas extremadamente altas o bajas. Por otro lado, entre un rango de operación de temperaturas entre -57°C hasta 204°C , basándonos en la norma ASME B106.1M-1985, ésta nos indica que las características de la fatiga en la mayoría de los aceros no cambia, y se puede suponer que el valor del coeficiente de temperaturas es de la unidad.

Las temperaturas que tienen lugar en la maquinaria en cuestión no excederán de los rangos anteriormente indicados, por lo que se tomará un factor de temperatura de 1.
Ver tabla 16.

Factor de carga cíclica (k_e)

En virtud de la norma anteriormente indicada, para aplicaciones donde las tensiones cíclicas varían en magnitud, pero no exceden del límite de fatiga del material del elemento de máquina, se puede tomar un valor de este factor de la unidad.

Factor de concentrador de tensiones (k_f)

Los lugares de concentración de esfuerzos en el elemento se consideran como los principales causantes de la promoción de la iniciación y crecimiento de grietas por fatiga.

El factor de concentración de esfuerzos por fatiga tendrá la siguiente expresión:

$$K_f = 1 + (K_c - 1) \cdot q$$

$$k_f = \frac{1}{K_f}$$

siendo:

K_c : factor de concentración de esfuerzos. (Tabla17)

q: sensibilidad a la muesca. (Tabla 18)

Factor de efectos varios (k_g)

Este factor indica que otras muchas causas afectan al límite de fatiga pero esos coeficientes no tienen valores que se encuentren realmente en los libros de diseño.

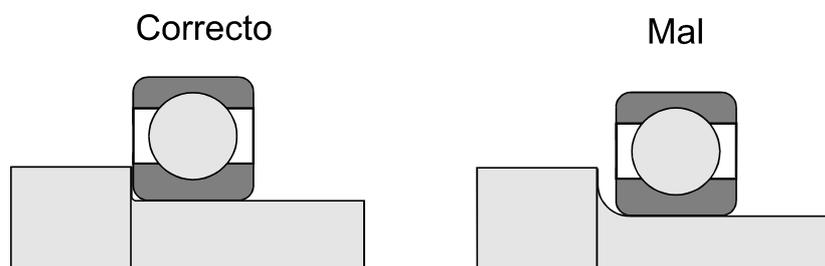
Factor de seguridad (FS)

Este factor de seguridad es función de la experiencia del proyectista y de la importancia de la instalación diseñada. En la selección de un valor para FS, deben de ser consideradas las consecuencias del fallo de la maquinaria en cuestión. Si la consecuencia del fallo es muy problemática y desastrosa, conviene escoger un factor de seguridad considerablemente elevado. Por otro lado, si las consecuencias del fallo de la maquinaria es mínima, podríamos usar un coeficiente de seguridad algo menor. De esta manera, y teniendo en cuenta que la rotura inminente de cualquier eje de un reductor produciría la parada inmediata de la instalación completa y, por tanto, la no posible alimentación de las tolvas de carbón de molino, lo que llevaría a una posible parada del Grupo si ocurriese que no se pueda reparar la avería en un tiempo suficiente para que no se vaciasen por completo las tolvas. El valor que ha sido tomado para el factor de seguridad ha sido de 4 para los reductores y de 6 para los ejes de los tambores.

Otras consideraciones

Se debe hacer el cálculo a fatiga de todas las secciones críticas del eje.

En aquellos cambios de sección sobre los que se apoye algún elemento se deben tener en cuenta las dimensiones del elemento a la hora de determinar el radio de acuerdo del cambio de sección. Por ejemplo, la figura siguiente muestra un rodamiento colocado en un eje en un cambio de sección, como puede observarse en la imagen de la izquierda el radio de acuerdo del eje ha de ser inferior al radio del borde del rodamiento, de no ser así el rodamiento no podría montarse correctamente sobre el eje tal y como muestra la imagen de la derecha.



Se habrá de tener en cuenta para cada sección del eje que éste soporte las solicitaciones dadas en cada una de dichas secciones. Para ello se comprobará la sección a rigidez torsional una vez se haya predimensionado el eje a fatiga.

II.4.3.3.- Rigidez torsional

En reductores de velocidad, los ejes no suelen ser de gran longitud, por esta razón el valor del momento flector en los ejes en que se montan los engranajes puede ser o no un factor decisivo en su diseño, teniendo en cuenta la gran contribución que aporta el esfuerzo de torsión.

Los ejes deben diseñarse para que sean capaces de transmitir la potencia de una forma uniforme. Los ejes en los que la rigidez torsional es baja pueden plantear problemas de vibraciones, y afectar al funcionamiento correcto de engranajes.

Como orden de magnitud, es conveniente limitar la deflexión torsional a 0.45 °/m de longitud en árboles de maquinaria y transmisiones. El giro producido por un momento torsor T , sobre una longitud L , en una sección de momento polar de inercia J , se puede calcular como

$$\theta = \frac{TL}{JG}$$

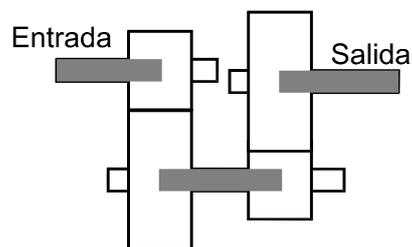
Considerando una sección circular, se obtiene:

$$\frac{\theta}{L} = \frac{32T}{\pi d^4 G}$$

Por tanto utilizaremos esta ecuación para evaluar el diámetro necesario para que la rigidez torsional de eje sea la suficiente.

En la utilización de la ecuación anterior se ha de tener en cuenta que, lógicamente, si queremos utilizar unidades del SI, hemos de introducir el valor del ángulo en radianes. Por otro lado, el valor del modulo de rigidez torsional del acero es de $G = 8.1 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$.

Se ha de tener en cuenta también que sólo tiene sentido utilizar esta ecuación en las zonas de los ejes en que estos estén sometidos a esfuerzos de torsión.



Las secciones no sombreadas no están sometidas a torsión con lo que en ellas el diámetro necesario debería calcularse teniendo en cuenta otro tipo de solicitaciones, como las de fatiga. Véase la tabla 19 para obtener la potencia corregida.

II.4.3.4.- Deflexiones laterales

La deflexión lateral de los ejes ha de estar limitada, por lo que se tendrá que comprobar que ésta no supere dichos límites. En concreto se comprobará que:

- En ejes de transmisiones la deflexión lateral debe ser inferior a 0.16 mm/m.

Para evaluar la deflexión del eje se ha de conocer los siguientes valores.

- Características del material del eje (Modulo de Young)
- Geometría del eje
- Fuerzas exteriores aplicadas
- Momentos exteriores aplicados.
- Situación de los rodamientos.

Básicamente el procedimiento para calcular la deflexión lateral de cada uno de los ejes consiste en:

- Introducir los datos de entrada, rellenando las columnas sombreadas con color verde.
- Ejecutar una macro que realiza los cálculos necesarios. Esta macro se ejecuta pulsando la combinación de teclas **Ctrl + r**.
- Además de ciertos resultados intermedios, como es el momento flector en cada una de las secciones del eje, se muestran los resultados más significativos en las celdas con caracteres rojos. Estos resultados corresponden a:
 - Reacciones en los rodamientos
 - Deformación angular en el plano de flexión en cada una de las secciones
 - Deflexión lateral en el plano de flexión en cada una de las secciones

La hoja de cálculo de Excell desarrollada utiliza los teoremas de Mohr para evaluar la deflexión en ejes de sección variable, bi-apoyados, sujetos a cargas concentradas contenidas en un plano.

Introducción de datos.

Para que el programa funciones correctamente hay que habilitar la ejecución de macros cuando se cargue la hoja de cálculo, ya que si no es así no se podrán ejecutar las macros correspondientes.

Los datos a introducir están en las casillas sombreadas con color verdes, y son los siguientes:

$E(N/m^2)$: Módulo de Young del material del eje (unidades del SI)

Factor Def: En la primera de las gráficas se puede observar la geometría del eje y la deformación que éste sufre. Puesto que las deformaciones del eje son muy pequeñas en comparación con el diámetro de las secciones, la geometría deformada aparecería, en principio, prácticamente superpuesta a la no

deformada. Para evitar este problema se escalarán las deformaciones multiplicándolas por un valor suficientemente alto y así poder obtener una idea clara de cómo se deforma el eje.

En esta casilla se introducirá el valor (positivo) por el que queremos que se multipliquen las deformaciones antes de representarlas. Si se introduce cualquier valor negativo el programa calculará automáticamente el factor que se considera más adecuado.

Núm Secciones: Numero de secciones en las que se subdivide el eje. Se definirá una sección en todas aquellas cotas del eje en que:

- aparezca un cambio de diámetro,
- exista una fuerza o momento exteriormente aplicados,
- exista un apoyo
- queramos obtener datos precisos de deflexión.

Secc Rod A: Número de sección correspondiente al primer apoyo.

Secc Rod B: Número de sección correspondiente al segundo apoyo.

Cotas de Secciones (m): Distancia desde el origen de coordenadas a que se sitúa la sección.

Diámetro entre i e $i+1$: Diámetro entre dos secciones consecutivas (i e $i+1$)

Fuerza en sección (N): Fuerza exteriormente aplicada sobre la sección, positivas hacia arriba

Momento en sección (N·m): Momento exteriormente aplicado sobre la sección, positivo en sentido horario

Se ha de tener en cuenta que el programa permite evaluar la deflexión debida a fuerzas contenidas en un plano que pase por el eje, si los esfuerzos exteriores sobre el eje no están contenidos en un único plano, es necesario realizar 2 análisis. Se proyectarán los esfuerzos sobre dos planos perpendiculares entre sí y se evaluarán deflexiones en cada uno de los planos. Obtenidos los resultados para ambos planos será posible evaluar los valores de momento flector total sobre cada sección, deflexión, etc. componiendo vectorialmente los valores obtenidos en cada uno de los análisis.

Obtención de resultados

Pulsando la combinación de teclas **Ctrl + r** se evalúa el cálculo de las deflexiones que aparecen sobre el eje. Téngase en cuenta que los resultados no se evaluarán automáticamente al cambiar los valores de las casillas. Es necesario ejecutar la macro para que se realice el cálculo.

Los resultados obtenidos se muestran tanto de manera numérica como gráfica.

Los resultados corresponden a:

- Reacciones en rodamientos.
- Momento flector en cada una de las secciones. Puesto que los momentos externamente aplicados sobre una sección generan 'saltos'

en el diagrama de flectores, se dan los valores del valor del momento flector en las partes anterior y posterior de la sección

- Deformación angular (rad) Debido a la flexión, el eje de cada una de las secciones formará cierto ángulo con la horizontal, los valores de deformación angular representan dichos ángulos. No se ha de confundir este valor con el valor de deformación angular debido a esfuerzos de torsión sobre el eje.
- Deflexión (m) Deflexión del eje.

II.4.3.5.- Velocidades críticas

Para el cálculo de las velocidades críticas de los ejes, también llamada frecuencia natural, se ha optado únicamente por el cálculo de la velocidad crítica más baja, ya que se ha supuesto que es la de mayor interés. Se ha supuesto que las otras frecuencias naturales son tan elevadas que es imposible que la máquina en cuestión alcance esas velocidades. No obstante, incluso la primera frecuencia natural será casi imposible de ser alcanzada por los ejes del reductor.

Los cálculos que se han desarrollado para la obtención de la velocidad crítica más baja han sido mediante dos métodos:

- Método de Rayleigh
- Método de Dunkerley

En el *método de Dunkerley* se ha supuesto un sistema de masa individual. Se ha supuesto que la suma de las energías cinética y potencial en cada instante de tiempo es constante. De estas suposiciones se obtiene la primera frecuencia natural para un sistema individual:

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{\delta}}$$

Si aplicamos esta ecuación a un sistema de masa múltiple, obtenemos lo siguiente:

$$\frac{1}{\omega_{cr}^2} = \frac{1}{\omega_1^2} + \frac{1}{\omega_2^2}$$

de esta última ecuación obtendremos la frecuencia natural de vibración, siempre y cuando:

$$\omega_i = \sqrt{\frac{g}{\delta_i}}$$

Siendo δ_i las flechas en cada punto de aplicación de la carga.

En el *método de Rayleigh* se ha utilizado un sistema de masa múltiple en el cual una carga influye en la flecha de la otra. De esta forma, la velocidad crítica en el eje viene dada por la siguiente ecuación:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{g \cdot (F_1 \cdot \delta_1 + F_2 \cdot \delta_2)}{F_1 \cdot \delta_1^2 + F_2 \cdot \delta_2^2}}$$

Habremos de tener en cuenta que si en el eje existen dos cargas situadas en dos puntos diferentes, las dos cargas se influyen entre sí en cuanto a flecha se refiere, sin olvidar que es un problema lineal.

II.4.3.6.- Chavetas

Para la transmisión de potencia entre elementos tales como motor-reductor y reductor-tambor será necesario disponer de chavetas las cuales trabajen a cortante y a compresión para conseguir dicho objetivo.

Además se utilizarán chavetas para la fijación de las coronas en los ejes.

Las chavetas utilizadas en el diseño serán chavetas normalizadas cuyo objetivo consistirá en prevenir el movimiento entre el eje y el elemento de máquina conectado a través del cual se transmite el par de torsión. Así, el propósito de usar las chavetas será el de transmitir el par de torsión completo. Todo el ancho de los acoplamientos y el ancho de las coronas deberán de ir enchavetados.

Dicha chaveta también funcionará como un sistema de seguridad. Las máquinas que entrarán en funcionamiento tendrán una velocidad de operación y un par de torsión que definirán el tamaño requerido de la chaveta. Sin embargo, en el caso de un incremento drástico en las condiciones de carga, la chaveta fallará por cortante antes de que falle el eje o el elemento de máquina. Su uso, además, también es justificado por su bajo coste y su rapidez de cambio, así como para la protección de los componentes de máquina de más elevado coste.

Las chavetas se deberán ajustar fuertemente de manera que no sea posible su rotación.

El fallo de las chavetas será principalmente por corte o compresión. Ambos casos se estudian en el correspondiente anexo de cálculo de las chavetas.

1. Falla debida a cortante en la chaveta:

$$P = \frac{T}{\frac{d}{2}}$$

El área de corte de la chaveta es $A_s = w \cdot l$.

El esfuerzo de corte de diseño es:

$$\tau_{diseño} = \frac{P}{A_s} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot w \cdot l}$$

Para evitar la falla debida a cortante, deberá de cumplirse que:

$$\tau_{diseño} \leq \frac{\tau_{perm}}{n_s} = \frac{0.4 \cdot S_y}{n_s}$$

2. Falla debida a compresión en la chaveta:

El área a compresión de la chaveta es de:

$$A_c = \frac{h}{2} \cdot l$$

El esfuerzo de compresión de la chaveta es de:

$$\sigma_{diseño} = \frac{P}{A_c} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l \cdot \frac{h}{2}}$$

Para evitar la falla debida a compresión, deberá de cumplirse que:

$$\sigma_{diseño} \leq \frac{\sigma_{perm}}{n_s} = \frac{0.9 \cdot S_y}{n_s}$$

Donde:

S_y : límite elástico del material
 n_s : factor de seguridad
 P : potencia transmitida
 T : torsor transmitido
 d : diámetro del eje

El factor de seguridad (n_s) tomado en el cálculo de las tensiones tiene un valor de 2.

II.4.3.7.- Montaje de elementos sobre el eje

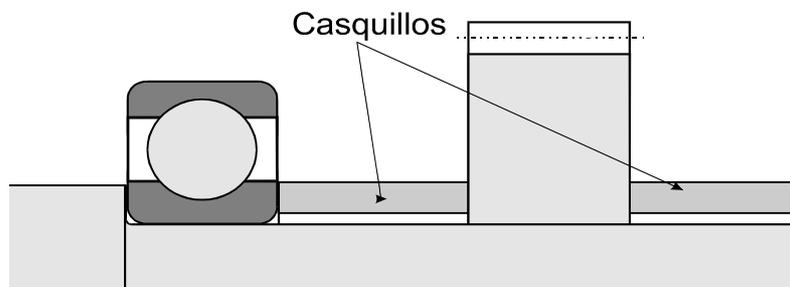
Se han de disponer los medios necesarios para que los elementos que van montados sobre los ejes tengan restringido su movimiento, de forma que éstos no se puedan desmontar de manera accidental. Así, habrá de tenerse en cuenta los ajustes necesarios. Ver tablas 28 y 29.

Para fijar la posición axial de los elementos se pueden utilizar varios métodos:

Chavetas: Para la fijación de las coronas sobre los ejes pueden utilizarse chavetas mediante las cuales se asegura la posición del elemento de engranaje sobre el eje. No obstante, este elemento puede ir acompañado de casquillos de posicionamiento para asegurar el correcto montaje y fijación de la corona.

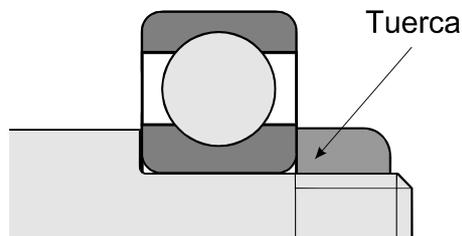
Cambios de sección en el eje: El escalón que se produce en el cambio de sección es utilizado para evitar el desplazamiento axial. Hay que tener en cuenta que el cambio de sección es un concentrador de tensiones.

Casquillos: Para mantener la distancia entre 2 elementos montados sobre un eje se pueden utilizar casquillos tal y como muestra la siguiente figura.

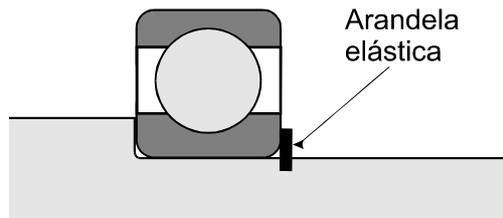


Mediante la utilización de manguitos no aparecen concentradores de tensión.

Tuerca: Se puede roscar el eje y colocar una tuerca que fije la posición del elemento:



Arandelas elásticas: Se realiza una ranura sobre la cual se colocará posteriormente la arandela elástica.



Interferencia: Es posible realizar la localización de elementos en dirección axial mediante interferencia.

Por tanto, los diferentes métodos de posicionamiento utilizados serán los siguientes:

Para la fijación de las coronas sobre los ejes se utilizarán chavetas, las cuales serán calculadas tal y como indica el apartado correspondiente. La justificación del uso de este método responde única y exclusivamente a razones de tradición de uso en esta empresa. La facilidad de montaje y desmontaje de estos elementos de transmisión de potencia hacen de él un elemento básico en un elevadísimo número de máquinas.

Para la fijación del eje en los rodamientos se utilizará un ajuste a presión el cual será calculado según las indicaciones del fabricante en su respectivo catálogo de rodamientos.

II.4.3.8.- Retenes

Para el uso de retenes se tendrá en cuenta lo siguiente:

- La lubricación se realizará mediante aceites.
- La velocidad periférica media de todos los ejes no supera los 14 m/s en ninguno de los casos.
- La temperatura media del aceite no supera nunca los 100 °C.
- Supondremos una suciedad ligera o mediana.

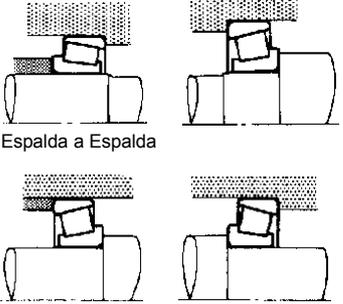
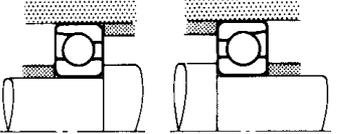
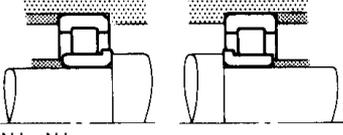
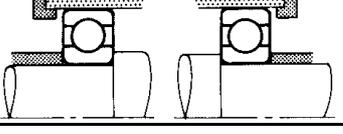
Por todo ello, los retenes que se ajustan con mayor fiabilidad a estas condiciones indicadas son los retenes BAFUDSLX7 según catálogo de la empresa “Rodamientos Andalucía S.A.”

II.4.4.- Rodamientos

II.4.4.1.- Selección

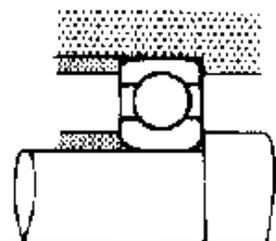
En las tablas siguientes se muestran distintas combinaciones de rodamientos mediante las cuales es posible obtener una configuración de eje libre y eje fijo.

Se muestran también, como referencia, algunas aplicaciones que suelen utilizar cada uno de los montajes.

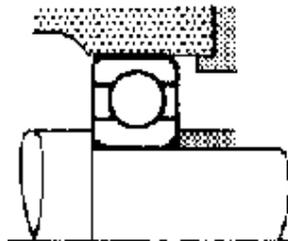
Ninguna diferencia entre extremo fijo y extremo libre	Observaciones	Aplicaciones (Referencia)
 <p data-bbox="228 506 384 528">Espalda a Espalda</p> <p data-bbox="228 680 331 703">Cara a Cara</p>	<p data-bbox="596 371 1150 499">Esta es una distribución que se usa ampliamente porque tiene una alta duración bajo cargas pesadas o cargas de impacto. La combinación espalda a espalda proporciona una elevada rigidez y es conveniente para aplicaciones en que la distancia entre los rodamientos sea corta o cuando existan grandes cargas de momento.</p> <p data-bbox="596 499 1150 584">La combinación cara a cara es apropiada cuando se requiera un ajuste de interferencia de los anillos interiores a causa de su fácil montaje. Es también apropiada cuando pudiera existir una cierta desalineación interna.</p> <p data-bbox="596 584 1150 647">Si se requiere precarga para la rigidez, es necesario tener cuidado especial en el ajuste de la magnitud de la precarga y el juego con los medios adecuados.</p>	<p data-bbox="1168 371 1364 521">Ejes de piñón de engranajes diferenciales, engranajes de reducción sinfín, ejes frontal y trasero de automóviles.</p>
 <p data-bbox="228 846 384 869">Espalda a Espalda</p>	<p data-bbox="596 707 1150 770">Esta distribución se usa con frecuencia a altas velocidades, en aquellos casos en que existan unas cargas radiales moderadas y grandes cargas de empuje.</p>	<p data-bbox="1168 707 1364 770">Ejes de muelas abrasivas de máquinas abrasivas.</p>
 <p data-bbox="228 1014 300 1037">NJ + NJ</p>	<p data-bbox="596 880 1150 943">Esta distribución es satisfactoria para aplicaciones en que existan cargas radiales pesadas y cargas de impacto. Se puede usar cuando se requiera un ajuste de interferencia en los anillos interior y exterior.</p> <p data-bbox="596 943 1150 1005">Es necesario tener cuidado especial para proporcionar un movimiento axial adecuado de los ejes.</p> <p data-bbox="596 1005 1150 1041">Esta distribución, usando dos rodamientos NF es también satisfactoria.</p>	<p data-bbox="1168 880 1364 938">Engranajes de reducción de equipo para la construcción.</p>
	<p data-bbox="596 1052 1150 1111">Con esta distribución, un resorte de carga axial se instala frecuentemente contra la cara exterior del anillo exterior de un rodamiento. Se usa para cargas radiales moderadas.</p>	<p data-bbox="1168 1052 1364 1126">Motores pequeños, engranajes pequeños de reducción, bombas pequeñas.</p>

Obsérvese que un mismo rodamiento se puede comportar como extremo fijo o como extremo libre dependiendo de la forma en que se monte.

Por ejemplo, un rodamiento rígido de bolas, unido rígidamente al eje y a la carcasa se comportará como un extremo fijo; sin embargo, si no sujetamos el rodamiento rígidamente a la carcasa, el rodamiento tendrá cierta movilidad en dirección axial, y, por lo tanto, el eje, en ese punto se comportara como un extremo libre.



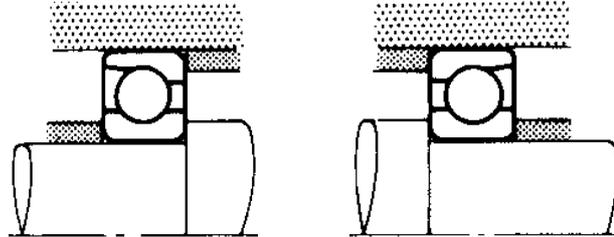
Rodamiento de bolas que actúa como extremo fijo



Rodamiento de bolas que actúa como extremo libre

En las configuraciones en que no existe diferencia entre los extremos fijo y libre, dependiendo del sentido de la carga en dirección axial, cada uno de

los rodamientos actuará como extremo fijo o libre. En la imagen siguiente se muestra un eje con 2 rodamientos de bolas de contacto angular montados sobre eje y carcasa de idéntica manera. En este ejemplo, si el esfuerzo axial sobre el eje lleva sentido hacia la derecha, el rodamiento de la derecha será incapaz de transmitir este esfuerzo axial a la carcasa, y, por lo tanto, el rodamiento de la derecha, se comportará como extremo libre y el de la izquierda como fijo. En el caso en que el esfuerzo axial tenga dirección hacia la izquierda, la situación será exactamente la contraria.



Para pequeños montajes suelen utilizarse rodamientos de bolas. Para soportes de grandes dimensiones y fuertemente cargados deben adoptarse rodamientos de rodillos. Incluso en pequeños montajes son preferibles los rodamientos de rodillos si la carga va acompañada de choques.

Para nuestro caso consideraremos la utilización de rodamientos de rodillos debido a que las cargas son relativamente elevadas, aunque se podrían utilizar una combinación de rodamientos de rodillos y rodamientos de bolas.

No obstante, debido a la existencia de choques se decide por la solución de rodamientos de rodillos para absorber esas posibles cargas de impacto.

Por otro lado, los engranajes utilizados en el reductor son engranajes helicoidales, por lo que aparece una componente axial en el rodamiento. Así, para cargas radiales relativamente importantes trabajan muy bien los rodamientos de rodillos cónicos.

Estos últimos rodamientos serán los indicados para la utilización en el reductor.

Para los soportes se utilizarán rodamientos de rodillos a rótula debido a que poseen una capacidad de carga muy elevada, y el tambor puede estar sujeto a impactos de mayor o menor amplitud.

II.4.4.2.- Cálculo de rodamientos

En primer lugar se obtendrán los esfuerzos resultantes en todos y cada uno de los rodamientos del reductor.

Para la elección y cálculo del rodamiento adecuado será necesario conocer la velocidad de giro del eje que se aloja en él.

Con dicha velocidad de giro y la duración de vida en horas escogida posteriormente se obtendrá un valor de seguridad de carga mínimo (ver tabla 21) que habrá de cumplir el rodamiento final escogido.

Se seleccionará una vida de rodamiento adecuada a la aplicación a la que se destine el reductor. Lógicamente todos los rodamientos del reductor deberían tener aproximadamente la misma vida de diseño. Por tanto, el número de horas de vida elegido será de 20000 horas (ver tabla 20). Este número es un valor aproximado que nos facilita el fabricante para una aplicación de engranajes y transmisiones.

No obstante, el número de horas de vida podría haberse escogido algo mayor debido a la importancia que presenta la instalación en particular.

Dicha instalación supone la alimentación de carbón a las tolvas de molino, las cuales alimentan la caldera. El fallo de dichos reductores supondría la no alimentación de carbón al Grupo y la parada inmediata de la Central.

Por otro lado, las tolvas de carbón de molino tienen una autonomía de más de un día. Por tanto, se supone en este documento que el tiempo de reparación de cada elemento en caso de fallo de éste sería reparado con el tiempo suficiente como para no dar lugar al vaciado de las tolvas de molino. Es decir, no se ha escogido un número de horas superior debido al encarecimiento que se produciría en el precio de los rodamientos.

Se hace destacar que, se ha escogido las mismas horas de vida para todos y cada uno de los rodamientos con el objetivo de homogeneizar los cálculos realizados y el funcionamiento de la maquinaria. Pero los rodamientos que, en primera instancia, sufren los posibles choques que pueden provenir de las cintas transportadoras de carbón son los rodamientos que soportan el eje de entrada. Por lo tanto, aunque el número de horas de vida sea el mismo que el resto, sería conveniente que se aumentase la seguridad de carga de dichos rodamientos con el fin de absorber esos posibles impactos.

Los rodamientos han de calcularse para que éstos transmitan a la carcasa las reacciones que aparecen sobre el eje en los sitios donde éstos van colocados.

Se evaluará cual es el rodamiento más pequeño de entre los del tipo seleccionado que sea capaz de soportar las cargas que tenga aplicadas.

Si en los ejes aparecen esfuerzos en dirección axial, por ejemplo debidos a la utilización de engranajes helicoidales, los rodamientos se calcularán para que puedan transmitir tanto las reacciones en dirección radial como las que lleven dirección axial.

En algunas ocasiones durante el funcionamiento normal del reductor no aparecen esfuerzos en dirección axial. Por ejemplo, si se utilizan engranajes cilíndricos de dientes rectos, normalmente los rodamientos sólo tendrán que transmitir esfuerzos radiales. Sin embargo hace falta disponer en todos los ejes un rodamiento capaz de soportar posibles esfuerzos axiales sobre los ejes que se pudiesen producir por ejemplo durante el transporte del reductor, en su montaje, etc.

Una vez calculados los rodamientos y seleccionados los tamaños de los mismos más adecuados para la vida de diseño es conveniente unificar los tamaños de los mismos. De todas formas dicha unificación de tamaños ha de ser razonable, es decir, si los rodamientos que se han seleccionado son de tamaños bastante distintos no tiene sentido tomarlos todos con el tamaño del mayor ya que esto encarecería el precio del reductor. La unificación de

tamaños solo se realizará cuando los rodamientos sean aproximadamente iguales y no tenga sentido la utilización de dos rodamientos distintos con tan sólo pequeñas diferencias entre ellos.

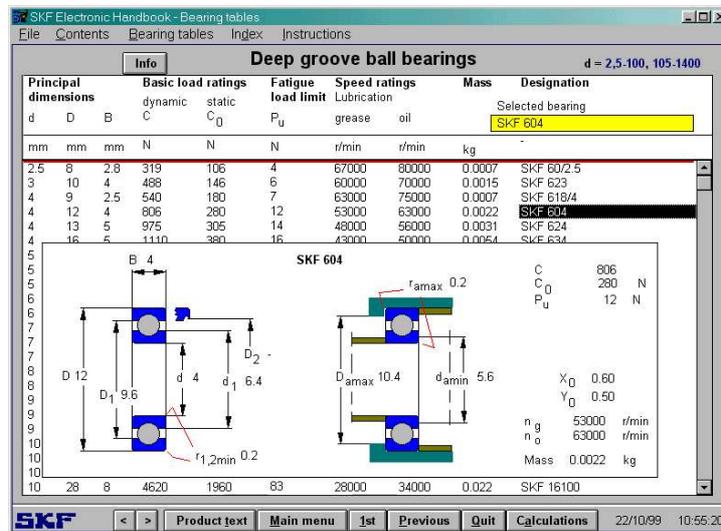
Nota: ver tablas 22 y 23 para establecer las condiciones de montaje de los rodamientos de rodillos cónicos.

II.4.4.3.- Tablas de rodamientos

Los datos referentes a dimensiones y capacidades dinámicas y estáticas de carga de los rodamientos pueden obtenerse de los catálogos comerciales de cualquier casa de rodamientos. Ver tablas 24 a 27.

El catálogo utilizado es de la casa SKF. El catálogo contiene tanto las características de los rodamientos de esta firma como explicaciones referentes a teoría básica de rodamientos, montaje, lubricación, etc, etc.

En la figura siguiente se muestra una pantalla capturada de dicho programa en la que se pueden observar las diferentes características de los rodamientos. Realizando un *Double-Click* sobre el código identificativo del rodamiento aparece en pantalla una representación del rodamiento. Obsérvese que aparece información referente a los radios de acuerdo máximos que han de tener los elementos, eje y alojamientos en la carcasa, sobre los que se apoye el rodamiento.



Las tablas de los rodamientos utilizados se encuentran en el anexo de tablas y corresponden a las tablas 18, 19, 20 y 21. Por otro lado, los ajustes utilizados se encuentran en las tablas 22 y 23.

II.4.5.- Lubricación

Todos los elementos móviles del reductor de velocidad han de estar lubricados. En la mayoría de ocasiones bastará con utilizar un solo tipo de aceite para lubricar todos los elementos. La utilización de varios tipos de

lubricante distintos supondría que deben existir compartimentos separados estancos para cada tipo de aceite.

El tipo de lubricación seleccionado condiciona el diseño de la carcasa del reductor, ya que la geometría de la carcasa debe permitir que el lubricante pueda llegar a todos los elementos necesarios.

Para evaluar el tipo de lubricante a utilizar es necesario conocer las dimensiones de los engranajes. Sin embargo, para evaluar las dimensiones del engranaje resulta necesario conocer el lubricante utilizado. Por tanto, para dimensionar el engranaje se supondrá inicialmente un lubricante, y, una vez finalizado el dimensionado del engranaje se determinará el lubricante necesario, comprobando que el seleccionado inicialmente es el correcto, o que, al menos es de mejores características que el necesario.

Las viscosidades absoluta y cinemática están relacionadas por la densidad del aceite a través de la siguiente expresión:

$$v = \frac{\mu}{\rho}$$

Las unidades en que se miden cada una de estas viscosidades son las siguientes:

- Viscosidad absoluta o dinámica:

$$\text{SI} \rightarrow \text{Pa}\cdot\text{s}$$

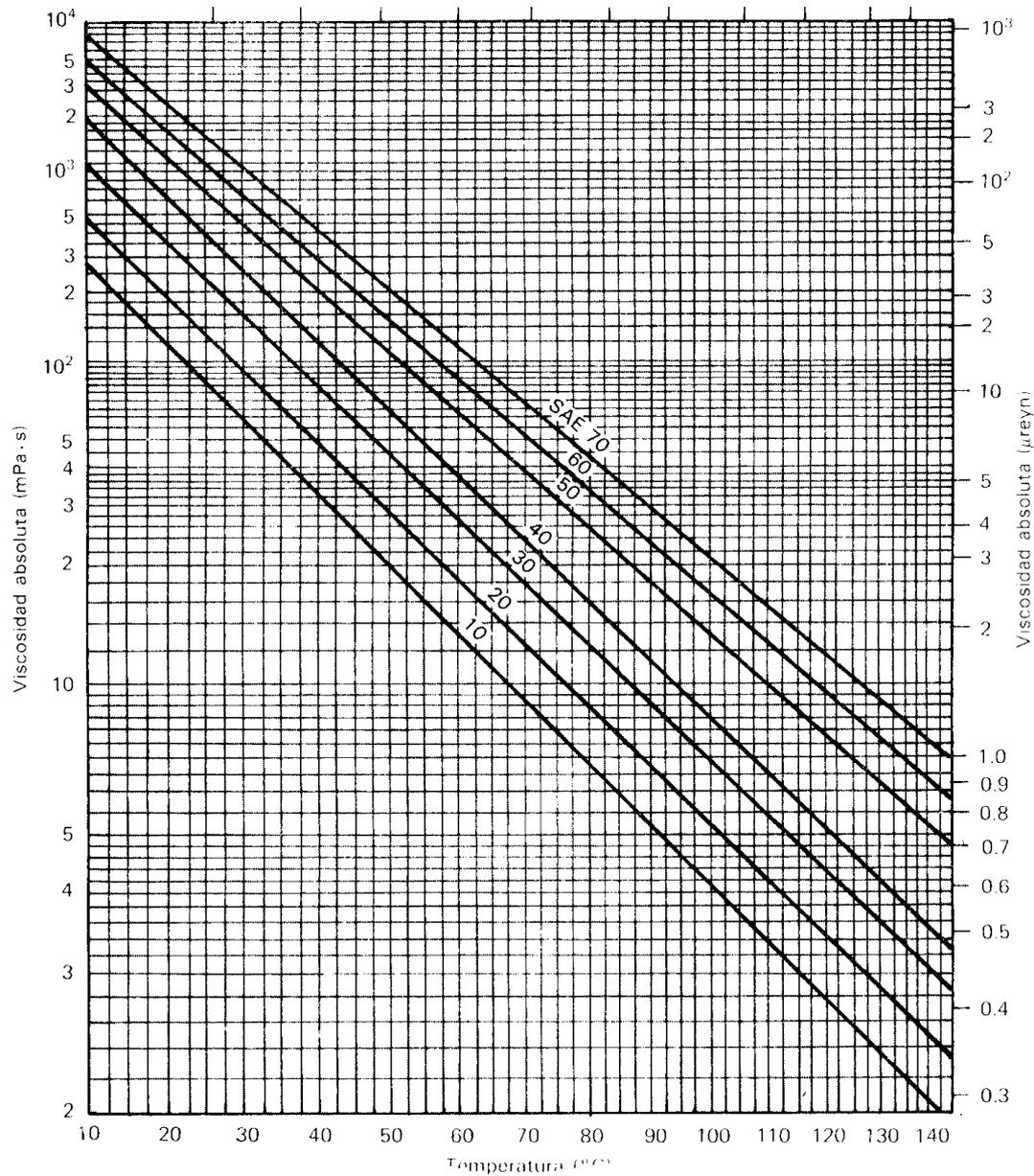
- Viscosidad cinemática:

$$\text{SI} \rightarrow \text{m}^2/\text{s}$$

Para la lubricación de los engranajes se utilizará, finalmente, un aceite SAE 60 con las siguientes características:

La viscosidad absoluta a 50° C será de 150 $mPa \cdot s$.

La densidad del aceite será de 800 Kg/m^3 .



II.4.6.- Comentarios sobre el coste del reductor

Lógicamente el reductor se ha de diseñar de forma que su precio se mantenga lo más bajo posible. Por tanto, se tendrán en cuenta, entre otros, los siguientes factores:

- El tiempo utilizado en el mecanizado de los distintos componentes es una parte muy importante del precio final del reductor, por lo que se deben limitar al máximo dichas tareas de mecanizado. Téngase en cuenta que determinadas soluciones constructivas pueden resultar muy caras (ajustes por interferencia, rectificado de la tapa de la carcasa, etc). En general todas las operaciones de mecánica de precisión tienen costes muy elevados.
- Resulta interesante unificar los distintos elementos utilizados en el reductor, por ejemplo convendría, en la medida de lo posible, que todos los tornillos de las uniones roscadas fuesen del mismo tipo, con el fin de reducir gastos de montaje. En ocasiones también es posible unificar los rodamientos utilizados, cuando, tras realizar la selección y el cálculo de los mismos, aparecen rodamientos de características parecidas.
- etc, etc.

II.5.- Cambio de reductores completos a reductores Echesa

Para todas las cintas se tendrán en cuenta las siguientes condiciones de funcionamiento, las cuales se han tomado para las condiciones más desfavorables dentro del rango de actuación de la maquinaria que entra en actividad.

Máquina motriz:

Motor eléctrico

Máquina accionada:

Cinta transportadora de carbón.

Potencia absorbida: indicada en el reductor correspondiente.

Tiempo de funcionamiento estimado: más de 10 horas diarias.

Arranques por hora: menos de 5 arranques por hora (no obstante, se toma un factor más desfavorable)

Período de conexión: 100%

Temperatura ambiente: 40°C (no obstante, se toma la más desfavorable)

Horas de vida: 100000 horas

Índice de reducción: indicada en el reductor correspondiente.

Velocidad del reductor: indicada en el reductor correspondiente.

No existe refrigeración adicional.

Factores de servicio:

Factor según máquina accionada: $f_1=1.6$

Factor según máquina motriz: $f_2=1$

Factor según número de arranques: $f_3=1.3$

Factor según número de horas de vida: $f_4=1.25$

Factor térmico: $f_w=0.63$

La elección de los reductores se realizará mediante los siguientes cálculos:

✓ *Tipo de reductor:*

Para la determinación del tipo de reductor de dos o tres etapas se ha tenido en cuenta el índice de reducción:

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

✓ *Tamaño del reductor:*

Para la determinación del tamaño del reductor se ha tenido en cuenta la especificación de que la potencia nominal del reductor sea mayor a la potencia absorbida por la cinta transportadora multiplicada por los factores anteriormente indicados:

$$P_N > P_{absorbida} \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4$$

✓ *Control de la capacidad térmica máxima:*

Los reductores instalados en el Parque no tendrán refrigeración adicional, por lo que habrá de cumplirse que:

$$P_a < P_{g1} \cdot f_w$$

II.6.- Acoplamientos

II.6.1.- Acoplamiento hidráulico

El acoplamiento hidráulico conectará el motor con la máquina accionada, que en este caso será el reductor.

Servirá para limitar el par máximo aplicado a todas aquellas máquinas que estén expuestas a calados bruscos. Una vez resuelta la condición de sobrecarga, el acoplador restablecerá la velocidad normal de funcionamiento de la máquina accionada.

El montaje del acoplador hidráulico facilitará las siguientes ventajas:

Arranque suave del motor: permitirá al motor alcanzar rápida y suavemente su velocidad de régimen, incluso con la máquina sobrecargada, y desarrollar su par máximo para acelerar la máquina accionada.

Reducción de la corriente de arranque: comparando las curvas de intensidad absorbida con y sin acoplador hidráulico, se observa que en el primer caso el motor absorbe en el arranque en carga una elevada intensidad durante la mayor parte del período de aceleración. Con acoplador hidráulico la corriente de arranque cae rápidamente, lo que proporciona un importante ahorro.

Aceleración suave controlada: a través del circuito de aceite del acoplador, transmite el par, absorbe los choques y suaviza las características de arranque de un motor de jaula de ardilla. La aceleración es muy suave y su intervalo puede ajustarse cambiando el llenado de aceite.

Protección contra sobrecargas: el llenado inicial del acoplador hidráulico es ajustable, lo que permite un amplio intervalo de regulación de los pares de aceleración, y proporciona una segura protección contra las sobrecargas.

Simplicidad y seguridad: es de construcción simple y robusta. Es un aparato seguro y exige un mantenimiento mínimo.

Bajo costo de instalación: el acoplador hidráulico, usado en conjunción con un motor de jaula de arranque directo, es de más bajo costo de instalación que un motor de anillos rozantes.

La elección de los acopladores en la instalación proviene de una elección de catálogo.

Las condiciones que han de cumplir todos los acoplamientos de este tipo son las siguientes.

- Elección del acoplamiento adecuado en función de la potencia.
- que el diámetro máximo de desbaste posible a realizar en el acoplamiento lado reductor sea mayor o igual en el límite que el diámetro de entrada al acoplamiento con polea de freno.

- que el diámetro mínimo de desbaste posible a realizar en el acoplamiento lado reductor sea menor o igual en el límite que el diámetro de entrada al acoplamiento con polea de freno.
- que el diámetro máximo de desbaste posible a realizar en el acoplamiento lado reductor sea mayor o igual en el límite que el diámetro de salida del motor.
- que el diámetro mínimo de desbaste mínimo posible a realizar en el acoplamiento lado reductor sea menor o igual en el límite que el diámetro de salida del motor.
- que la longitud de chaveta en el eje de salida del motor sea menor o en el límite igual que el ancho de la mitad del acoplamiento que se acopla al eje de salida del motor.
- que la longitud de chaveta mínima en la parte de salida del acoplador hidráulico que se acopla sobre la polea de freno sea menor o en el límite igual que el ancho de la mitad del acoplamiento que se acopla en ese lado del acoplamiento hidráulico.

Todos los acoplamientos que se aprovechen de otra cinta habrán de cumplir, además de las anteriores condiciones, todas las siguientes:

- que sea apropiado en cuanto a potencia se refiere.
- que la parte del acoplamiento lado motor esté desbastado a un diámetro que sea menor que el nuevo eje del motor que se acoplará sobre él.
- que la longitud de enchavetado posible en el acoplamiento sea mayor o en el límite igual a la nueva chaveta lado motor.
- que la longitud de enchavetado posible en el acoplamiento sea mayor o en el límite igual a la nueva chaveta lado polea de freno.

II.6.2.- Acoplamiento elástico con polea de freno

El uso del acoplamiento elástico con polea de freno se ve justificado debido a la necesidad de transmisión de potencia entre el motor y el reductor. No obstante, es utilizado evidentemente para el acople del freno actual sobre dicha polea para frenar el accionamiento de la cinta transportadora de carbón.

La facilidad de recambio de estos acoplamientos elásticos justifica finalmente su utilización en esta instalación.

La transmisión de esfuerzos será prácticamente total en cuanto al torsor se refiere y en cuanto a la flexión será despreciable.

El acoplamiento deberá de ser capaz de transmitir el par necesario y de absorber la desalineaciones que se van a producir.

Para la elección del correcto acoplamiento hemos de conocer la potencia real que absorbe la máquina o potencia absorbida (P_{abs}), también llamada potencia a transmitir para referirnos a las tablas siguientes.

Las condiciones que han de cumplir todos los acoplamientos de este tipo son las siguientes.

- Elección del acoplamiento adecuado en función de la potencia.
- que el diámetro máximo de desbaste posible a realizar en el acoplamiento lado fluidrive sea mayor o igual en el límite que el diámetro de salida de dicho fluidrive.
- que el diámetro mínimo de desbaste posible a realizar en el acoplamiento lado fluidrive sea menor o igual en el límite que el diámetro de salida de dicho fluidrive.
- que el diámetro máximo de desbaste posible a realizar en el acoplamiento lado reductor sea mayor o igual en el límite que el diámetro de entrada del reductor.
- que el diámetro mínimo de desbaste mínimo posible a realizar en el acoplamiento lado reductor sea menor o igual en el límite que el diámetro de entrada del reductor.
- que la longitud de chaveta mínima en el eje de entrada del reductor sea menor o en el límite igual que el ancho de la mitad del acoplamiento que se acopla al eje de entrada del reductor.
- que la longitud de chaveta mínima en la parte de salida del acoplador hidráulico que se acopla sobre la polea de freno sea menor o en el límite igual que el ancho de la mitad del acoplamiento que se acopla en ese lado del acoplamiento hidráulico.

Todos los acoplamientos que se aprovechen de otra cinta habrán de cumplir, además de las anteriores condiciones, todas las siguientes:

- que sea apropiado en cuanto a potencia se refiere.
- que la parte del acoplamiento lado reductor esté desbastado a un diámetro que sea menor que el nuevo eje del reductor que se acoplará sobre él.
- que la longitud de enchavetado posible en el acoplamiento sea mayor o en el límite igual a la nueva chaveta lado reductor.
- que la longitud de enchavetado posible en el acoplamiento sea mayor o en el límite igual a la nueva chaveta lado fluidrive.

II.6.3.- Acoplamiento de baja

El uso del acoplamiento elástico de baja se ve justificado debido a la necesidad de transmisión de potencia entre el tambor o elemento a accionar y el propio reductor. También la falta de una perfecta alineación del árbol es algo evidente y que los acoplamientos rígidos suelen conducir a roturas por fatiga, sobrecalentamiento de los cojinetes y otras perturbaciones que pueden ser evitadas empleando acoplamientos elásticos.

Estos acoplamientos remediarán los efectos de pequeñas magnitudes de angularidad, juego de extremo y desplazamiento axial.

La transmisión de esfuerzos será prácticamente total en cuanto al torsor se refiere y en cuanto a la flexión será despreciable.

El acoplamiento deberá de ser capaz de transmitir el par necesario y de absorber la desalineaciones que se van a producir.

Son elementos muy comerciales, por lo que su elección se basará en una elección mediante catálogo.

Para la elección del correcto acoplamiento hemos de conocer la potencia real que absorbe la máquina o potencia absorbida (P_{abs}), también llamada potencia a transmitir para referirnos a las tablas siguientes.

Las condiciones que han de cumplir todos los acoplamientos de este tipo son las siguientes.

- Elección del acoplamiento adecuado en función de la potencia.
- que el diámetro máximo de desbaste posible a realizar en el acoplamiento lado reductor sea mayor o igual en el límite que el diámetro de salida del reductor.
- que el diámetro mínimo de desbaste posible a realizar en el acoplamiento lado reductor sea menor o igual en el límite que el diámetro de salida del reductor.

- que el diámetro máximo de desbaste posible a realizar en el acoplamiento lado tambor sea mayor o igual en el límite que el diámetro del tambor.
- que el diámetro mínimo de desbaste mínimo posible a realizar en el acoplamiento lado tambor sea menor o igual en el límite que el diámetro del tambor.
- que la longitud de chaveta en el eje de salida del reductor sea menor o en el límite igual que el ancho de la mitad del acoplamiento que se acopla al eje de salida del reductor.
- que la longitud de chaveta mínima en la parte del tambor sea menor o en el límite igual que el ancho de la mitad del acoplamiento que se acopla en ese lado del eje del tambor.

II.7.- Motores

Los motores serán los encargados de transmitir la potencia necesaria a las cintas transportadoras de carbón. Se acoplarán al grupo motriz mediante un acoplador hidráulico el cual se acopla al acoplamiento elástico con polea de freno. Sobre este acoplamiento elástico se acoplará el reductor, el cual a la salida se acoplará con otro acoplamiento elástico que unirá dicho reductor con el eje del tambor de la cinta transportadora.

Los motores utilizados en la instalación son trifásicos de la casa ABB. La alimentación de éstos se realiza a 380v, 50 Hz y 4 polos. Las velocidades reales de salida del motor en rev/min se encuentran indicadas en el apartado correspondiente. Esta velocidad ha sido la utilizada para el cálculo de las relaciones de transmisión de los engranajes del reductor.

II.8.- Conclusión

Con el objetivo de cerrar por completo el estudio presentado en este proyecto, se redacta el siguiente apartado para presentar los términos que resultan de mayor implicación en las decisiones finales que se vayan a tomar al respecto.

Como se muestra en el documento Presupuesto de este proyecto, el cambio completo de los reductores resultaría más barato que la modificación de los reductores actuales. No obstante, además de concluir que es ésta la solución más idónea en cuanto al tema económico se refiere, podríamos decantarnos también por esta solución por las razones siguientes:

- En primer lugar, el hecho de adquirir maquinaria propia de una firma establecida, nos asegura que siempre tendremos la seguridad de que poseemos un cierto nivel de asesoramiento por parte de dicha firma en cuanto a la maquinaria en cuestión se refiere.
- Por otro lado, nos aseguramos de que existen repuestos o recambios idénticos a los de la maquinaria pedida al proveedor.
- También obtenemos como ventaja la reducción de logística de almacenamiento en cuanto a piezas diferentes de refiere, ya que el pedir una maquinaria pieza por pieza, las cuales están hechas a gusto del consumidor, provoca un elevado coste de stocks en almacenaje.
- Nos ahorramos también el coste de montaje y desmontaje de los elementos de la maquinaria como consecuencia de que ya vendrá lista para su ubicación.

Como se comentaba antes, en cuanto al tema económico se refiere, a continuación se presentan los dos presupuestos, correspondientes a lo que abarca este proyecto, es decir, cintas C3-8 y Rotopala:

Resumen presupuesto de la modificación de reductores:

PRECIO FINAL: 22142.69 €

Resumen presupuesto del cambio completo de reductores:

PRECIO FINAL: 18761.07 €

Por otro lado, los acoplamientos y motores utilizados en las instalaciones de los grupos motrices son de una firma ya fijada a priori por la empresa contratante. Todo el Parque de Carbones se encuentra actualmente subcontratado a diferentes empresas que tienen establecidas sus

competencias. De esta forma, las firmas que actuarán en el desarrollo de este proyecto son las que actualmente poseen la subcontratación correspondiente.

Un punto muy importante a considerar para una futura decisión sería el siguiente:

En este proyecto se ha estudiado el cambio de todas las piezas de los reductores correspondientes. No obstante, otra posible solución sería el cambio de, únicamente, la última reducción de los reductores. De esta manera, nos estaríamos ahorrando una gran cantidad de material a pedir y de material a fabricar. Pero esto sólo sería posible si los demás elementos tales como engranajes, ejes, rodamientos,...etc., cumplieren las condiciones oportunas debido al aumento de potencia del reductor.

En cuanto a los engranajes, todas las comprobaciones correspondientes que se exponen en el anexo de cálculo, apartado III.5.1.1.1, habrían de cumplirse satisfactoriamente.

En lo referente a los ejes y sus correspondientes elementos auxiliares, los factores de seguridad para los cálculos habrían de estar por encima de los indicados y recomendados por los fabricantes de los reductores.

Por otro lado, la seguridad de carga de los rodamientos existentes habría de superar la seguridad de carga mínima indicada en los catálogos de SKF.

Por último, el resto de los elementos habrían de cumplir las exigencias que estén indicadas en sus respectivas fichas de características.