

22
24.



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**

**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
CAMPUS ARAGON**

**"DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRACCION PARA
UN EQUIPO DE COLADA CONTINUA EN MATERIALES
NO FERROSOS"**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A
JOSE ANTONIO CORTES MARTINEZ**

ASESOR: M. EN C. DANIEL ALDAMA AVALOS

MEXICO.

1997

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRACCIÓN PARA UN EQUIPO DE COLADA CONTINUA EN MATERIALES NO FERROSOS .

INTRODUCCION

CAPITULO I

ANTECEDENTES TECNOLÓGICOS PARA EL DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRACCIÓN .

CAPITULO II

CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO Y SELECCION DEL EQUIPO DE ARRASTRE .

CAPITULO III

DISEÑO MECANICO .

CAPITULO IV

PROPUESTA PARA SU CONSTRUCCIÓN .

CAPITULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .

BIBLIOGRAFÍA .

ASESOR: M. EN C. DANIEL ALDAMA AVALOS .

PAGINACION VARIA

COMPLETA LA INFORMACION

PROLOGO

La idea de realizar este proyecto de tesis es original del M. en C. Daniel Aldama Avalos, con el fin de hacer investigación en la colada continua de los materiales no ferrosos ; se espera que con el diseño y posterior fabricación de la maquina de colada semicontinua se puedan realizar diferentes practicas para gran variedad de materiales no ferrosos y sus aleaciones

Es por esto que el escrito se desarrolla desde una parte introductoria, hablando de los orígenes de los materiales y su obtencion, que en la actualidad es muy compleja, mencionando la justificación que ello implica para la elaboración de las nuevas aleaciones de zinc, aluminio y cobre lo cual el objetivo del proyecto

En la segunda parte se da un análisis detallado de la metodología para el diseño y seleccion del equipo motriz, hablando de motores y sus características, reductores de velocidad, tipos de acoplamientos y sus aplicaciones, variadores de velocidad y algunos ejemplos de aplicación

La tercera parte comprende el diseño del sistema y la aplicación de todo lo mencionado en el capítulo segundo

En el cuarto capítulo se da la propuesta de fabricación en donde se muestran todos los planos del proyecto, mencionando todas las componentes de ensamble y sus características para su posterior requisición

En el quinto capítulo se mencionan las conclusiones de la realización del proyecto y algunas sugerencias de fabricación y manejo del equipo

AGRADECIMIENTOS

He de considerar mi mayor agradecimiento al Ing Daniel Aldama Avalos maestro y amigo, que gracias a su ayuda y confianza incondicional fue posible concluir con esta obra .

Y a todos aquellos compañeros que intervinieron dando ideas y sugerencias .

Agradezco a mis hermanos por el ayuda y paciencia que me dieron a lo largo de la carrera , a mis padres por todo el apoyo y especialmente a mi madre por haberme orientado siempre .

JOSE ANTONIO CORTES MARTINEZ

DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRACCIÓN PARA UN EQUIPO DE COLADA CONTINUA EN MATERIALES NO FERROSOS

CAPITULO I

Antecedentes tecnológicos para el diseño de un sistema de tracción .

I.1 Introducción .

- I.1.1 Hornos primitivos empleados para la fabricación del hierro
- I.1.2 Procesos de obtención de los metales ferrosos y no ferrosos
- I.1.3 Aleaciones de aluminio y zinc
- I.1.4 Antecedentes de la colada continua
- I.1.5 Tipos de construcción de las instalaciones de colada continua .

I.2 Elementos de la colada continua

- I.2.1 Cuchara .
- I.2.2 Distribuidor .
- I.2.3 Lingotera .
- I.2.4 Rodillos extractores
- I.2.5 Barra falsa
- I.2.6 Estación de corte .

I.3 Mecanismos de transmisión de potencia

- I.3.1 Transmisión con poleas y bandas
- I.3.2 Transmisión de potencia por cadena .
- I.3.3 Transmisión con mecanismos de engranaje

CAPITULO II

Características de diseño y selección del equipo de arrastre .

2.1 Motores electricos

- 2.1.1 Potencia de salida
- 2.1.2 Par y corriente
- 2.1.3 Velocidad
- 2.1.4 Carga permisible sobre rodamientos y ejes en los motores
- 2.1.5 Calculo para la seleccion del motor
- 2.1.6 Consideraciones de tipo de servicio
- 2.1.7 Tablas de características para motores MBT (A.S.E.A.)

2.2 Reductores de velocidad

- 2.2.1 Motor-reductor
- 2.2.2 Proceso de selección de los motor-reductores
- 2.2.3 Clases de reductores
- 2.2.4 Efecto de carga y ciclo de trabajo en el uso de reductores
- 2.2.5 Métodos de seleccion

2.3 Acoplamientos

- 2.3.1 Tipos de acoplamiento
 - Rigidos
 - Flexibles
- 2.3.2 Método de seleccion para acoplamientos flexibles

2.4 Vanadores de velocidad

- 2.4.1 Accionamientos electricos de velocidad variable
 - 2.4.1.1 De comente continua
 - 2.4.1.2 De corriente alterna
- 2.4.2 Ventajas en el uso de vanadores de velocidad .

CAPITULO II

Características de diseño y selección del equipo de arrastre .

2.1 Motores eléctricos

2.1.1 Potencia de salida

2.1.2 Par y corriente

2.1.3 Velocidad

2.1.4 Carga permisible sobre rodamientos y ejes en los motores

2.1.5 Cálculo para la selección del motor

2.1.6 Consideraciones de tipo de servicio

2.1.7 Tablas de características para motores MBT (A. S. E. A.)

2.2 Reductores de velocidad

2.2.1 Motor-reductor

2.2.2 Proceso de selección de los motor-reductores

2.2.3 Clases de reductores

2.2.4 Efecto de carga y ciclo de trabajo en el uso de reductores

2.2.5 Métodos de selección

2.3 Acoplamientos

2.3.1 Tipos de acoplamiento

Rígidos

Flexibles

2.3.2 Método de selección para acoplamientos flexibles

2.4 Variadores de velocidad

2.4.1 Accionamientos eléctricos de velocidad variable

2.4.1.1 De corriente continua

2.4.1.2 De corriente alterna

2.4.2 Ventajas en el uso de variadores de velocidad .

CAPITULO III

Diseño mecánico

- 3.1 Factores importantes en el diseño del sistema de tracción**
 - 3.1.1 Temperatura de trabajo**
 - 3.1.2 Fuerza de tracción**
 - 3.1.3 Velocidad de arrastre**
- 3.2 Memoria de calculo :**
 - 3.2.1 Calculo para la seleccion del reductor de velocidad**
 - 3.2.2 Diseño del tornillo cuerda acme**
 - 3.2.3 Selección de las ruedas dentadas y cadenas**
 - 3.2.4 Calculo para la selección del tipo de acoplamiento**
 - 3.2.5 Calculo para la selección del motor**

CAPITULO IV

Propuesta para su construcción

- 4.1 Dimensiones y características de fabricación**
 - Planos de fabricación**

CAPITULO V

Conclusiones y recomendaciones

Bibliografía

DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRACCIÓN PARA UN EQUIPO DE COLADA CONTINUA EN MATERIALES NO FERROSOS

CAPITULO I

Antecedentes tecnológicos para el diseño de un sistema de tracción

1.1 INTRODUCCIÓN

Antes de iniciar el estudio de los modernos procedimientos de la fabricación es necesario dar un breve resumen de la evolución que a través de los años han experimentado los procesos de transformación de los metales. Se sabe que, en los principios históricos de la humanidad, el hombre utilizó el hierro meteorico, aunque sólo en algunos lugares y en ocasiones muy limitadas. El empleo del hierro para aplicaciones útiles fue, sin duda, posterior al del oro, el cobre y el bronce. El cobre y principalmente el oro, que en aquellas épocas primitivas se encontraban puros sobre la superficie de la tierra, fueron realmente los primeros metales en estado nativo utilizados por el hombre. Se fabricaban piezas por simple martillado, seguido en ocasiones de sucesivos calentamientos, para quitar la acritud al metal cuando era necesario, con esto se pudo fabricar adornos y objetos muy diversos. Luego se vio que esos metales puros, al ser calentados a altas temperaturas se podían fundir y ser colados en estado líquido, en moldes de piedra arenisca o arcilla cocida y así se podía obtener según se deseara, objetos de adorno, armas, herramientas, etcétera. Posteriormente el cobre ya no se conseguía únicamente puro, sino se obtenía a partir de la extracción de sus minerales cuprita, malaquita, y azurita, que es relativamente fácil. Se cree que la metalurgia del cobre comenzó en Sumer, Egipto, Creta, Chipre y Anatolia en los años 3000 a 6000 a. de J. C., y son numerosos los objetos de esa época fabricados con cobre que hay en los principales museos del mundo. [2]

Posteriormente al fundir conjuntamente minerales de cobre y de estaño se descubrió el bronce, que para muchas aplicaciones era de mucho mayor interés que el cobre puro, de más baja temperatura de fusión y, sobre todo, de mucha mejor colabilidad. A partir del descubrimiento del bronce, debido a sus excelentes propiedades, fue durante muchos siglos más utilizado que el cobre para la fabricación de armas, herramientas y para la fusión de estatuas y elementos de ornamentación. [2]

La " edad de bronce " comenzó hacia los años 2500 a 3000 a. de J. C. en oriente medio, y desde aquella época se divulgaron rápidamente por todos los países del mundo civilizado sus propiedades y los métodos empleados para su fabricación y fusión.

Las más antiguas piezas de hierro que se han encontrado , se cree que son de procedencia meteórica y que fueron fabricados por pueblos que vivieron antes del año 1500 a de J.C Sin embargo debe advertirse que son muy pocas y escasas las antiguas piezas de hierro que , en la actualidad , se conservan de aquella procedencia [2]

Es difícil señalar con precisión la época y el lugar donde se fabricó por primera vez el hierro . Se sabe que en lugares muy diversos y muy distintos unos de otros , y épocas muy diferentes y con completa independencia , el hombre aprendió o descubrió la fabricación del hierro , empleando casi siempre para obtenerlo procesos rudimentarios bastante similares .

Tampoco se conoce con exactitud cuál fue el procedimiento que se empleó para su obtención , pero se supone que la casualidad contribuiría en gran parte a este gran descubrimiento . La primera idea de fabricar hierro pudo nacer al observarse que , entre las cenizas de algún fuego encendido al abrigo de alguna roca de mineral de hierro, aparecían trozos de un material metálico que hasta entonces era desconocido . Al descubrir los hombres primitivos que ese nuevo material era duro y tenaz , y que por forja en caliente se podían fabricar con él armas y herramientas de mucha mayor dureza que las de cobre y bronce que hasta entonces se utilizaban , intentarían seguramente volver a obtenerlo y , para ello , procurarían reproducir las circunstancias que ocurrieron cuando lo obtuvieron anteriormente .

La "edad del hierro" comenzó hacia el año 1400 a de J.C en la zona sur oriental del mar negro en tierras de Armenia y la parte este de Anatolia [2]

I 1.1 Hornos primitivos empleados para la fabricación del hierro .

En los primeros tiempos , se utilizaban pequeñas cavidades o agujeros en los que se preparaban previamente un buen fuego y luego sobre las brasas se cargaban capas alternadas de mineral (óxido de hierro) y carbón vegetal (fig. 1.1) .



Fig. 1.1 Hornos primitivos (2);

Con el transcurso del tiempo, los hornos se fueron perfeccionando y se construían aprovechando las irregularidades del terreno, apoyados en el talud de los montes o colinas, aunque en ocasiones se construían también aislados sobre una base plana (fig 12)

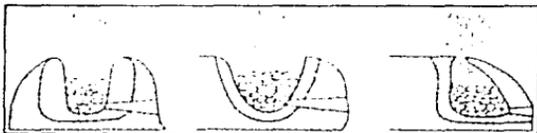


Fig 12 Tres tipos de hornos primitivos, empleados en la antigüedad para la fabricación de hierro, partiendo directamente del mineral (2)

Se construían generalmente con piedra arenisca y se formaban con una camisa de barro o arcilla de 500 a 800 mm de altura, ligada con ramas, raíces y cortezas, que externamente se reforzaban con piedras, tierra y arcilla convenientemente amasadas

Para facilitar el tiro se disponía, en la parte inferior, uno o vanos agujeros que servían para la entrada espontánea del aire o para introducir por ellos unos tubos de bambú o arcilla, a través de los cuales se soplaban por medio de fuelles el aire utilizado para la combustión

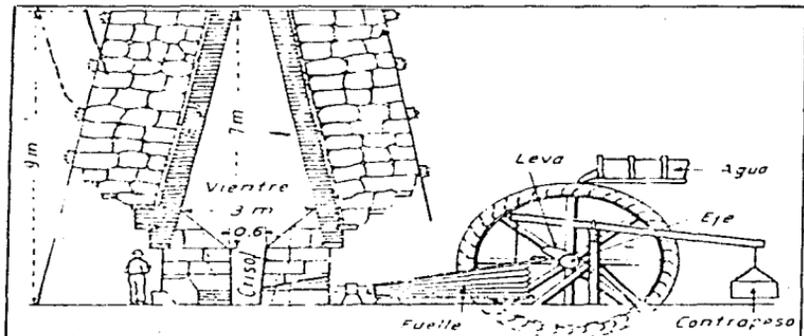


Fig 13 Alto horno primitivo, el fuelle era movido por energía hidráulica (2)

Los fueles primitivos se construían con pieles de animales y eran movidos, algunas veces a mano y otras con los pies [2] Con el empleo de los fueles se obtenía un tiro mucho más energético y temperaturas más elevadas , a comparación de como se obtenía la energía de manera natural La utilización de los fueles fue una importante mejora que permitió conseguir aumentos muy importantes de producción fig 1.3

En todos estos hornos se comenzaba el trabajo preparando con maderas un buen fuego , cuando ya estaba bien encendido , se agregaba carbón vegetal y mineral de hierro en pequeños trozos En esos hornos de pequeño tamaño , calentados con carbón vegetal , madera , etc , durante el proceso , sólo se alcanzaban temperaturas moderadamente elevadas , suficientes para reducir el mineral , pero que no llegaban a fundir el hierro [2]

1.1.2 Proceso de obtención de los metales ferrosos y no ferrosos .

A continuación se menciona brevemente el proceso de obtención de algunos de los metales ferrosos y no ferrosos , ya que es de suma importancia distinguir la diferencia entre ambos ; debido a que posteriormente se hará la analogía para la fabricación de materiales no ferrosos , especialmente para la colada continua en aluminio . [3]

Obtención de los materiales ferrosos .

La materia prima que se utiliza para obtener los metales ferrosos esta constituida por los siguientes minerales :

(a) Magnetita (Fe_3O_4) , mineral negro que contiene 72.4 % de Fe .

(b) Hematita (Fe_2O_3) , mineral rojo que contiene 70 % de Fe .

(c) Limonita (cuya composición varia de $2Fe_2O_3$ a $Fe_2O_3 \cdot 3H_2O$) , mineral café que contiene de 60 a 65 % de Fe .

(d) Siderita ($FeCO_3$) mineral café que contiene el 43.80 % de Fe .

Estos minerales se someten a procesos de concentración para separar la mena (mineral metalífero que se beneficia para extraer el metal que contiene) de la ganga (material inútil que acompaña a los minerales) .

En México , el siguiente paso para obtener los productos derivados del hierro se hace de dos formas , que son : El método de alto horno y El método de reducción directa de HYL.

A continuación se explican las principales características de ambos métodos y los procesos subsiguientes para la obtención final del hierro , fundiciones y aceros

Proceso de reducción directa de HYL [3]

Mediante este proceso se obtiene el llamado hierro esponja , que posteriormente se introduce junto con la chatarra a un horno de arco eléctrico para su refinación final el ciclo de producción se inicia en una mina a cielo abierto , donde el mineral de hierro (Hematita Fe_2O_3 y Magnetita Fe_3O_4) , es transportado por un vehículo , banda transportadora u otro medio a la planta pelletizadora En esta planta , se forman esferas o bolas llamadas pellets que contienen mineral de hierro y carbón aglomerados , tienen un diámetro promedio de 19 mm y el 80 % de carbon contenido en cada pellet se encuentra depositado cerca de su superficie Esta característica da mejor resistencia a la reoxidación a temperatura ambiente , lo que facilita el traslado de esta materia prima desde su lugar de obtención , hasta la planta reductora y procesadora con un mínimo de reoxidación

El siguiente paso consiste en la reducción o eliminación de los óxidos de hierro , mediante el contacto de los pellets con un gas reductor compuesto de hidrógeno y monóxido de carbono Los recipientes donde se depositan los pellets para su reducción son llamados reactores La secuencia completa del proceso , desde la carga del reactor hasta que el producto reducido (hierro esponja) es completamente descargado , requiere entre 10 y 12 horas , dependiendo del grado de metalización y de la producción deseada .

El ciclo de más tiempo , produce alta metalización y baja producción Por el contrario , el ciclo de tiempo corto , proporciona un grado de metalización bajo y una alta tasa de producción Existen cuatro reactores en la unidad HYL , tres operando en sene y el cuarto descargando y cargando La descarga del producto final se realiza en algunos de los reactores cada dos y media a tres horas .

El producto obtenido es hierro esponja , esencialmente no pirofónico Contiene carbono en una cantidad que varía entre 1.0 y 2.5 % , además , su grado de metalización oscila entre 88 y 92 % .

Ciclo del gas reductor .

Este ciclo se puede observar en la (fig. 1.4) y se explica a continuación :

El gas reductor se produce por deformación catalítica . Cualquier hidrocarburo reformable semejante al gas natural o nafta , se puede utilizar como combustible primario . [3]

EL hidrocarburo se mezcla con vapor en el reformador y se eleva a la temperatura de reacción deseada .La mezcla pasa por un catalizador de níquel , el cual la convierte en un gas reductor , constituido por hidrógeno y monóxido de carbono como se mencionó anteriormente .

El azufre , si está presente , es eliminado desde el alimentador principal antes de entrar al reformador catalítico para evitar el envenenamiento de este último .

El gas reductor caliente deja al reformador y pasa a través de un economizador , el cual genera vapor suficiente para operar las bombas y compresoras de la planta .

El chorro de gas reformado desde el economizador (composición aprox 74 % de H_2 , 13 % de CO , 8 % de CO_2 y 5 % de CH_4) , se enfría y seca en una torre deshumidificadora

El gas reductor antes de entrar a cualquier reactor , entra primero a una cámara de combustión localizada en la entrada de cada reactor , en donde se mezcla con aire caliente por medio de una combustión parcial controlada . Esto eleva la mezcla de gas reductor a la temperatura máxima predeterminada que la carga de óxido de hierro puede soportar sin fundirse . El gas fresco y seco proviene del economizador , entra al reactor que está en la etapa de enfriamiento , al circular por el interior de este , gana calor y se humidifica (absorbe vapor de agua) . El gas entonces pasa por un deshumidificador para eliminar el vapor de agua y generar la eficiencia reductora del gas , de ahí pasa a un precalentador antes de entrar al reactor que se encuentra en la etapa final de reducción .

Después de esta etapa , el gas pasa nuevamente a través de un deshumidificador y es recalentado antes de ir al segundo reactor , el cual está en la etapa inicial de reducción . Después de que la reducción inicial se completa, el gas se utiliza para otras necesidades de la planta

El gas reductor fluye a contracorriente a través de tres reactores y se controla mediante válvulas de paso en ciclo predeterminado de operación , para obtener el balance deseado de metalización , contenido de carbono y producción [3]

Antes de proseguir con los procesos subsiguientes a los que se somete el hierro esponja para la obtención de aceros y fundiciones se hará referencia al segundo método para transformar el mineral de hierro de primera fusión , que es el equivalente en orden secuencial (no en elementos constitutivos del metal) , al hierro esponja obtenido en el proceso HYL descrito anteriormente

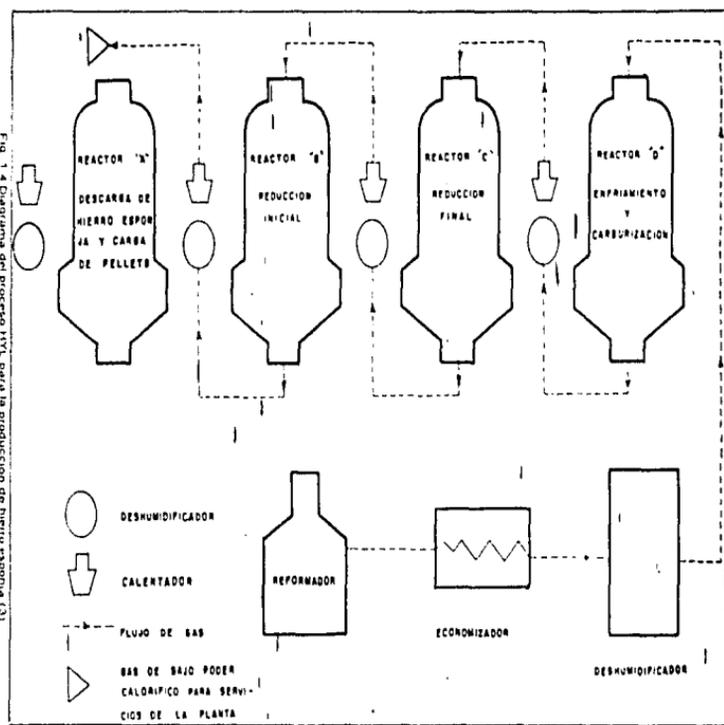
Método del alto horno

El objetivo de este proceso , es obtener hierro de primera fusión (arrabio) , mediante la reducción de los óxidos y la eliminación de las impurezas del mineral . Esto se lleva a cabo introduciendo mineral de hierro , coque , caliza y aire en el alto horno . Este último es una estructura de metal gigantesca , revestida en su interior con ladrillos refractarios . En la (fig 1.5) se muestra la sección transversal de un alto horno . [3]

El mineral de hierro se introduce al alto horno en dos formas , como mineral triturado de apariencia homogénea y como mineral fino aglomerado (sinter) .

El coque es un agente reductor que se combina con los óxidos del mineral , la caliza sirve como fundente y reacciona con la ganga del mineral para convertirla en una escoria fluida .

Fig. 1 - Diagrama del proceso ITC para la producción de hierro esponja (3)



El aire caliente se introduce a alta presión a través de toberas , distribuidas simétricamente alrededor de la parte baja del alto horno y es expelido hacia arriba , pasando a través de la carga de mineral de hierro , coque y caliza que fueron introducidos por la parte superior . Activado por el aire caliente , el coque se quema y sus gases reducen al mineral de hierro metálico al combinarse con el oxígeno , mientras la piedra caliza se separa y recoge del metal líquido las impurezas o escoria que flotan arriba del metal fundido y se extrae a periodos frecuentes . El hierro o arrabio , una vez libre de impurezas , se asienta en el fondo del alto horno , de donde se vacían cada 4 o 5 h de 100 a 50 Ton , esta cantidad depende del tamaño del alto horno , cuya altura puede llegar a los 70 m [3]

Por cada tonelada de hierro , se produce media tonelada de escoria y seis toneladas de gas . La escoria puede usarse para agregarla al concreto y para fabricar lana mineral que es un material valioso por sus propiedades aislantes , térmicas y acústicas . El gas se lava y se utiliza para precalentar el aire que se introduce al alto horno , para generar potencia y como combustible en otros hornos de la planta . El arrabio o hierro de primera fusión es una aleación que contiene hasta el 10 % de otros elementos , entre los cuales se encuentran principalmente el carbono , silicio , manganeso , fósforo y azufre .

La cantidad total de carbono que contiene el arrabio varía de 3 a 4 % y puede estar combinado como carburo de hierro (Fe_3C) , conocido también como cementita o como carbón no combinado en forma de grafito .

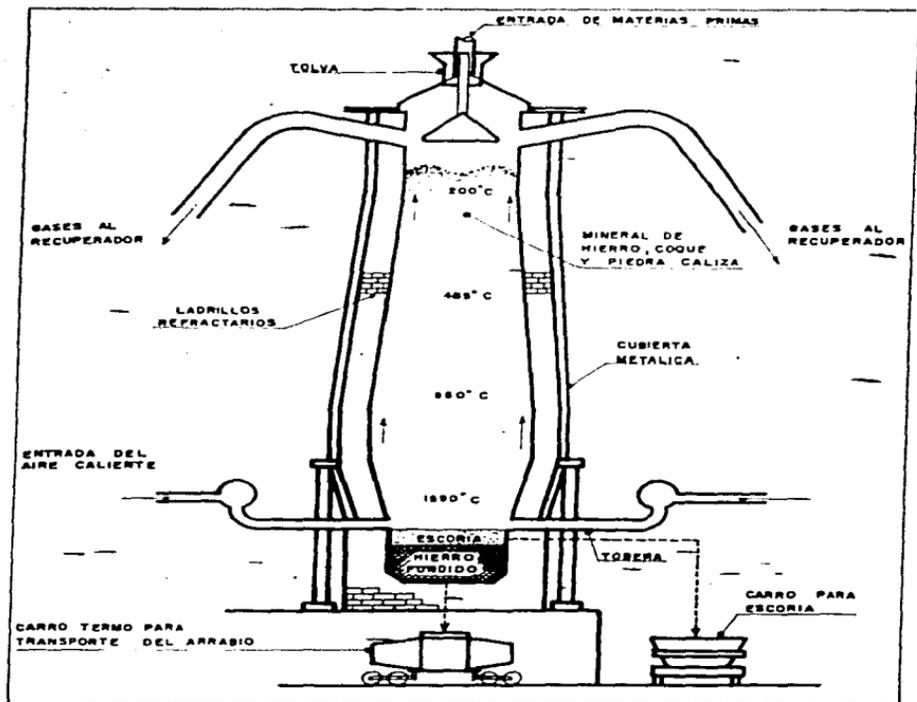


Fig 1.5 Sección transversal de un alto horno (3)

1.1.2.1 Metales no ferrosos

Proceso de obtención del Aluminio

En esta sección se describe brevemente el proceso de obtención de el aluminio. Cabe mencionar que a pesar de la supremacía de la producción mundial del acero con respecto al conjunto de los metales no ferrosos (aproximadamente 20 veces más elevada), cada día se recurre más a otros metales, que para algunas aplicaciones específicas tienen igual o mejor comportamiento que los aceros. Algunos metales aleados, no ferrosos, tienen mejor resistencia a la corrosión, facilidad de moldeo, facilidad de mecanización o de forja, calidad de aspecto y mejores características mecánicas para igual peso cuando se comparan con los metales ferrosos, como es el caso del aluminio [3].

Aunque el aluminio fue descubierto a principios del siglo pasado y aislado a mediados del mismo su importancia aumenta día con día. Las reservas naturales del aluminio son enormes, representando el 8% de la corteza terrestre. A partir de 1950 las aplicaciones de este se han extendido a la construcción, la industria eléctrica, de transportación, de envases, de maquinaria y muchas cosas. Tan solo los automóviles usan aluminio en la transmisión, en el motor, en el sistema eléctrico, en el sistema de aire acondicionado, en los frenos y en la pintura.

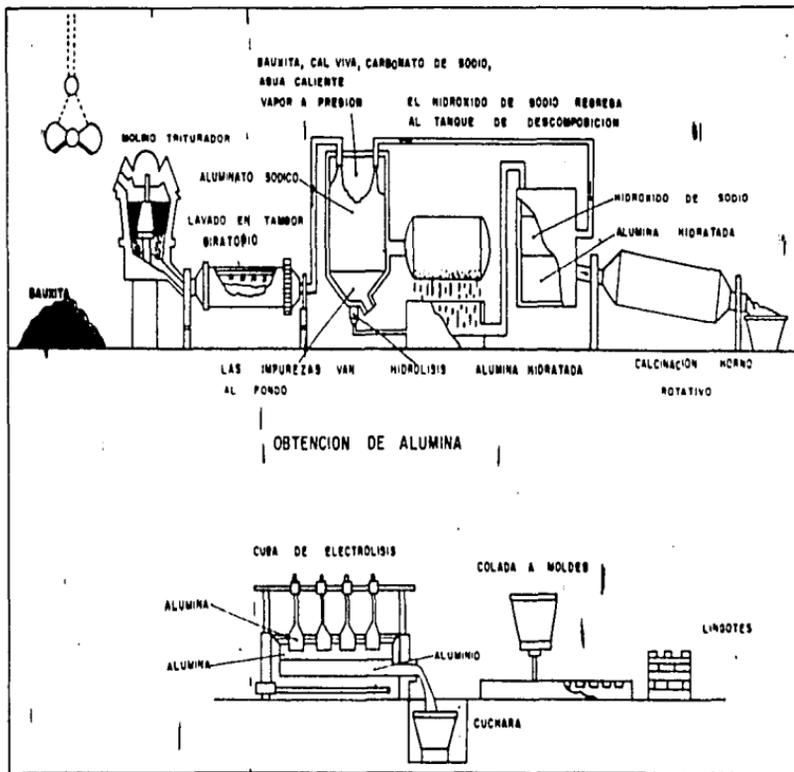
Actualmente debido a la crisis de energéticos se está incrementando el uso de aluminio o aleaciones del mismo como sustituto de algunos aceros o fundiciones, tal es el caso de los monoblocks de algunas marcas de automóvil que en lugar de fabricarse de fundiciones de hierro aleadas se están fabricando de aleaciones de aluminio.

Las características de este metal son las siguientes. Su densidad es de $2.7 \text{ Kg} / \text{dm}^3$ a 20°C que es aproximadamente la tercera parte que la del acero, lo que lo hace uno de los metales ligeros de uso común. Su punto de fusión es de 950°C lo que facilita trabajarlo en caliente (extrusión, laminado, etc.).

Su punto de ebullición es de 2270°C . Su conductividad eléctrica es aproximadamente el 62% de la del cobre, por lo cual es un excelente sustituto de este en líneas eléctricas. Su color es blanco azulado y acepta un buen pulido. Es un metal no magnético, por ello es útil para construir aparatos de medición antimagnéticos. Su aptitud a la autoprotección mediante una película de alumina (óxido de aluminio) que se adhiere a su superficie lo hace muy útil para aplicaciones a la intemperie.

Su módulo de elasticidad es bajo, aproximadamente igual a la tercera parte del módulo de elasticidad del acero; a tracción fluye entre 1 y $2 \text{ kg} / \text{mm}^2$ y se rompe entre 7 y $8 \text{ kg} / \text{mm}^2$, aunque con trabajo en frío se puede elevar el punto de ruptura hasta $12 \text{ kg} / \text{mm}^2$. El proceso de obtención del aluminio se divide en dos partes: obtención de alumina y obtención de aluminio (fig. 1.6).

Fig. 1.6 Proceso de obtención del aluminio (3)



1 - Obtencion de alumina (Al_2O_3) a partir de la bauxita (óxido complejo de aluminio , de hierro y de titanio en el que predomina la alumina)

(a) Digestion Se tritura y muele la bauxita y se le agrega sosa cáustica , se le aplica presión y calor a la mezcla en autoclaves llamados digestores . La sosa reacciona con el óxido de aluminio , formando una solución de aluminato de sodio , como las impurezas son insolubles , se depositan en el fondo , formando el llamado " lodo rojo "

(b) Clarificación Se pasa la solución (aluminato de sodio y lodo rojo) por reductores de presión , filtros prensa y filtros textiles , para eliminar el lodo rojo , despues se enfría en intercambiadores de calor

(c) Precipitación Se usa para la mezcla de aluminato de sodio a los precipitadores y se agregan cristales de alumina hidratada que aceleran la separación de cristales del aluminato , con lo que se forman cristales pesados que se precipitan , despues se seleccionan y se lavan para eliminar impurezas

(d) Calcination En un horno rotativo se calientan los cristales a $1000^{\circ}C$ para secarlos y deshidratarlos

Obtencion del aluminio a partir de la alumina

Se disuelve la alumina en crolita (cloruro de aluminio y fluoruro de sodio) , esta juega un papel importante en el proceso electrolitico , debido a su bajo punto de fusión y a su aptitud para disolver la alumina , la operacion tiene lugar dentro de una cuba de acero recubierta con carbon a $950^{\circ}C$, para ello , se insertan anodos de carbon y se circula corriente eléctrica , el carbón forma CO_2 con el oxígeno y el aluminio fundido se deposita en el fondo por ser mas denso que la crolita . Cuando se junta suficiente aluminio , se succiona este a un horno , donde se decantan las impurezas y despues de un reposo se vacía en las lingoteras . El aluminio así obtenido tiene una pureza de 99.80 %

Aleaciones del aluminio

Debido a que con la forja en frío solo se consigue duplicar la resistencia a la tensión del aluminio puro , se ha utilizado el mecanismo de adicionar elementos aleantes para conseguir un incremento importante de la resistencia a la deformación

Principales aleaciones del aluminio [3]

ALEACIONES PARA FORJA Y EXTRUSION	Aluminio - Cobre	Hasta el 4 % de Cu 0.8 a 1 % de Mg
	Aluminio - Magnesio	1 % de Mg/2 Si
	Aluminio - Zinc - Magnesio	0.5 a 1 % de Mg 6 a 20 % de Zn
	Aluminio - Zinc - Magnesio - Cobre	4 a 8 % de Zn 1 a 2 % de Mg 0.2 % de Cu
ALEACIONES DE MOLDEO	Aluminio - Cobre	4 a 12 % de Cu 0 a 1 % de Ni
	Aluminio - Silicio	4 a 20 % de Si
	Aluminio - Magnesio	1 a 10 % de Mg
	Aluminio - Zinc - Magnesio	1 a 4 % de Zn 1 a 1 % de Mg

En esta clasificación, la forja y extrusión comprenden una serie de operaciones metalúrgicas, en las que se conjugan las deformaciones plásticas (en caliente y en frío) con los otros tratamientos térmicos aplicables al aluminio y sus aleaciones (temple , recocido de homogeneización , y maduración artificial) , con objeto de conseguir , a partir de una paleta o barra de fundición , un semiproducto o producto semielaborado.

Las propiedades mecánicas son entonces , consecuencia de las operaciones que acompaña la forja y la extrusión . Cabe mencionar que para un metal puro o debilmente aleado , las diferencias entre el estado en bruto de fundición y el forjado son muy pequeñas , pudiendo llegar a no existir tales diferencias.

Estas diferencias son más notorias e importantes cuando la aleación está más cargada con elementos que permanecen en solución sólida . Los semiproductos de aluminio y sus aleaciones suelen presentarse en las siguientes formas :

- Fundiciones
- Laminados (chapas y bandas)
- Extruidos (barras , perfiles y tubos)
- Extruidos y estrados
- Piezas forjadas

Aplicaciones generales de las aleaciones de aluminio

Las aleaciones con cobre aumentan la dureza del aluminio , una aleación con 16 % de Cu se utiliza para fabricar émbolos de los motores de combustión interna . El duraluminio que contiene un 3 % de Cu , 1 % de Mn y 0.5 % de Mg , es una aleación de gran dureza , ligereza y resistencia muy empleada en la aeronáutica . El magnesio mejora mucho las propiedades mecánicas y la facilidad de trabajo del aluminio , el hidruro (50 % de Al y 10 % de Mg) es ligero y muy resistente a la corrosión principalmente al agua de mar , por lo que se usa en la construcción para mecanismos de buques y en la industria química . El silicio , debido a su afinidad atómica con el aluminio , es el mejor elemento para formar aleaciones . El silumín que consta de 12.5 - 13.5 % de Si , se usa en forma de planchas , barras, perfiles y materiales para fricción . Con 0.8 % de Cu y 0.3 % de Mn , el silumín aumenta la resistencia a la fatiga , por lo que se usa como envolvente en los motores .

1.1.3 Aleaciones zinc-aluminio [10]

Aunque el aluminio no se encuentra en estado nativo sino en minerales y piedras preciosas , es el segundo metal más abundante en la corteza terrestre [10] . La extracción de la materia prima , la alúmina , es costosa , de ahí su alto precio . Hasta ahora , el método conocido más económico para producir aluminio utiliza la bauxita mineral , inexistente en México .

No obstante que en México existen minerales susceptibles de ser explotados como materias primas para la extracción del aluminio , hasta ahora resultan inabastables con los métodos actuales . Este es uno de los casos en que la ciencia y la investigación tienen la oportunidad de ayudar al país .

La respuesta al problema está en sustituir el aluminio o producirlo "Producido a partir de los minerales existentes en el país es un problema para la ciencia extractiva" . Sustituirlo es un problema para la ciencia de materiales " propone el doctor Torres Villaseñor [10] .

Para la sustitución del aluminio se piensa en el zinc , porque México es un gran productor de este mineral que no tiene todavía un amplio mercado interno . El zinc puro es utilizado como protector anticorrosivo del acero pero no es posible laminarlo en condiciones comerciales , debido a que su estructura cristalina es hexagonal .

Sin embargo sus propiedades mejoran al combinarlo con un 3 a 5 % de aluminio , pero aun no lo suficiente como para usarse en lugar de aluminio . Al aumentar la cantidad de aluminio , se logra una aleación muy especial por sus propiedades super plásticas . Esto es , la aleación obtenida puede estirarse , en ciertas condiciones de temperatura y rapidez de deformación , hasta un 10,000 por ciento con cargas tan bajas como 3 Kg / mm² . Todo ello resulta impresionante al considerar que el aluminio no puede ser estirado en las mismas condiciones , más allá de 80 % sin

fracturarse ,de acuerdo a las investigaciones del doctor Gabriel Torres Villaseñor miembro del Instituto de Investigaciones en Materiales (10)

Las investigaciones señalan que las aleaciones han sido sometidas a diversas pruebas de laboratorio y que todas han sido alentadoras . Por ejemplo , se comprobó que la densidad de las aleaciones es aproximadamente de 5.6 gr / cm³ , lo que la hace más ligera que el hierro . La resistencia mecanica es de alrededor de 12 Kg / mm² lo que la hace más resistente que el aluminio 6063 . Esta resistencia se duplica mediante tratamientos térmicos y se triplica si se le agregan pequeñas cantidades de cobre . Además los estudios sobre la resistencia a la corrosión , realizados en el Instituto de geología de Universidad Autónoma de San Luis Potosi y en el propio IIM , nos permite suponer que esta resistencia es semejante a la del aluminio , ya que también desarrolla una capa protectora que impide la corrosión .

Dentro del proyecto existe un grupo de investigadores , dirigido por el doctor Andres Herrera , también del IIM que ha realizado estudios sobre la fluidez y estructuras de solidificación de las aleaciones . Los resultados a que ha llegado permiten afirmar que la colabilidad de las aleaciones zin-aluminio , o sea , la factibilidad de ser moldeadas o coladas en estado fundido , es muy buena , en función de la temperatura . Otros objetivos de esta parte del proyecto del solidificación y la microestructura resultante en el material bajo condiciones controladas de enfriamiento térmico en la estructura y las propiedades .

Concluida la etapa experimental se inicia ya la de aplicaciones para el uso comercial de las aleaciones de zinc y aluminio que gracias a su ligereza y mas que nada a su alta resistencia a la corrosion van desplazando al hierro en la industria de la construcción . Si se considera que el consumo de aluminio en esta rama es de 60 mil toneladas al año , las aleaciones de zinc con un 20% de aluminio lograrían un ahorro mínimo de 48 mil toneladas , que podrían ser utilizadas en aquellos casos en que la ligereza si es primordial . Al mismo tiempo , utilizaríamos una cantidad apreciable de zinc , que se dejaría de exportar a precios muy bajos .

Producción y comercialización de la nueva aleación de aluminio zinc (zinalco) [11]

México podría dejar de importar 40 mil toneladas de productos de aluminio con un valor aproximado de 70 mil millones de pesos , cuando se produzca a gran escala el nuevo metal denominado zinalco ideado por investigadores del departamento de materiales y cerámicos del instituto de investigación de materiales .

El doctor Gabriel Torres jefe del mencionado departamento , informo que el zinalco es un metal que pesa el doble del aluminio , pero que tiene el doble de resistencia , con el que pueden elaborarse piezas de un espesor menor al que requieren las de aluminio . Preciso que el nuevo metal producto de 4 años de investigación , permitira disminuir la dependencia tecnológica del país e incrementara el consumo interno de zinc , que se exporta a precios muy bajos a Estados Unidos .

Para tal efecto la Universidad Nacional firmo un contrato con la empresa FALMEX, S.A. que se encargara de introducirlo al mercado. Entre otras cosas anuncio que el Departamento de Materiales Metálicos y Cerámicos del IIM de la UNAM estudia otro proyecto para perfeccionar el zinco laminado que, por su alta resistencia a la corrosión, podría sustituir al acero inoxidable.

1.1.4 Antecedentes de la colada continua.

La colada continua es un nuevo método de trabajo que comenzó a desarrollarse hacia el año de 1950. En este nuevo proceso, partiendo del acero fundido se obtienen directamente palanquillas o productos planos de longitud teóricamente ilimitada y espesores variables desde 50 a 300 mm en lugar de obtenerse lingotes de acero como en el procedimiento tradicional y clásico.

Henry Bessemer que inventó la fabricación de acero en convertidor en el año de 1856, fue el primero que ideó y patentó la idea de la colada continua en la segunda mitad del siglo XIX, en los años en que la fabricación de acero en convertidores Bessemer por soplado con aire, se desarrollaba con gran éxito en todos los países industriales y aumentaba extraordinariamente la producción del acero en el mundo. La máquina proyectada por Bessemer, que no se llegó a construir, debía colar el acero entre dos cilindros metálicos refrigerados internamente por agua. [1]

Uno de los factores que más ha contribuido al éxito de la colada continua fue el empleo del molde metálico oscilante refrigerado con agua, inventado por Siegfried Junghans, al que puede considerarse realmente como el iniciador e inventor de la colada continua. Patentó su descubrimiento en Alemania, 1933 y en Estados Unidos, en 1938, y las primeras máquinas de tipo experimental las construyó en el año 1943. Las primeras coladas continuas que se instalaron en Estados Unidos no tuvieron éxito, posteriormente, Junghans se asoció con Rossi y fundaron la sociedad "Concast Ltd." que ha sido la empresa que más impulso dio a este procedimiento en los primeros años de su desarrollo.

La colada continua se empleó para la fabricación de latón, bronce, aluminio y otras aleaciones ligeras antes que para los aceros. Su adaptación en aquellos primeros casos fue mucho más rápida que en los aceros, debido, principalmente, a la gran conductividad térmica de estas aleaciones, a su elevado calor específico y a su baja temperatura de fusión. Las palanquillas que se fabrican en la colada continua son generalmente de sección cuadrada, sólo en ocasiones se fabricaban de sección octagonal y redondas. [1]

Descripción del proceso

En los principios de la industria siderúrgica el proceso de generación de los aceros se daba por secciones , de allí el nombre de una colada discontinua o " en partes " esta forma de trabajo consistía en fundir material y vaciarlo o colarlo en lingoteras para la elaboración de lingotes o planchones que posteriormente se deformaban mediante trenes de laminación rígidos y de grandes dimensiones , ocasionando tambien un desperdicio relativamente alto , en el material y control del proceso . De aqui que la colada continua ha sustituido al antiguo proceso y se ha convertido , en un procedimiento confiable , y de ventajas comerciales a bajos costos de produccion indiscutibles, debido a sus instalaciones de alto grado de aprovechamiento como : Hornos de mayor capacidad , utilizando la menor cantidad de lineas de produccion , y sobre todo el tiempo de colada lo mas breve posible . Por ejemplo , en la colada convencional de lingotes y la subsecuente laminación son indispensables doce secuencias de trabajo para la fabricacion del semiproducto . Desde el sangrado del horno o vaciado del acero fundido a la cuchara transportadora , traslado a lingoteras , recalentamiento de los lingotes , traslado de los lingotes al tren de laminación y por ultimo la deformación . Incluyendo los respectivos transportadores intermedios . En cambio la fabricación del mismo producto mediante el proceso de colada continua precisa solamente de cinco secuencias de trabajo . Sobre todo se eliminan los transportadores , el recalentamiento de los lingotes y laminación . De aqui que se consideran perdidas en la colada y laminación tradicional del orden del 15 al 18 % mientras que en la colada continua son del orden de 5 % total . (fig 1 7) [1]

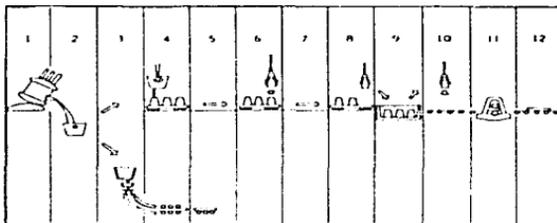


Fig 1 7 Comparación de las secuencias de trabajo en la colada continua y en la colada convencional y laminación de lingotes [1]

El proceso de la colada continua consiste en verter acero fundido desde la cuchara de la colada a una artesa intermedia y de ésta pasa el acero liquido de una manera continua e ininterrumpida a

unos moldes de cobre sin fondo refrigerados con agua , cuyo hueco central tiene el mismo perfil al que se desea obtener

Estos moldes están sometidos a un rápido movimiento vertical de oscilación que facilita el desplazamiento del acero solidificado

Como los moldes de cobre son abiertos por la parte inferior , al iniciarse la colada es necesario colocar un tope o cabeza móvil (sujeto por abajo con una larga barra vertical llamada barra falsa) , que sirve para cerrar la salida del molde y evitar el escape del acero fundido que se cuele de la lingotera (ver fig 1 18) [1]

El acero se solidifica al caer sobre el tope colado en el interior del molde y el tope se pone en movimiento luego , en el momento oportuno , para la acumulación y altura del acero fundido en la lingotera sean las adecuadas

La solidificación de la palanquilla de acero en el molde metálico refrigerado con agua comienza por el exterior y no es completa en la zona interna hasta el cabo de un cierto tiempo Cuando la barra sale del molde , contiene metal fundido en el interior y entonces esta constituida por una costra o piel exterior , ya solidificada , y por una zona central donde el acero se encuentra todavía en estado líquido (fig 1.8) . [2]

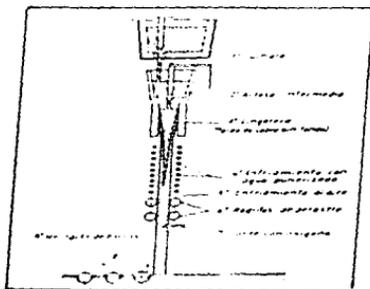


Fig. 1.8 Esquema de una colada continua [2]

La solidificación de la parte central o corazón de la barra se completa fuera del molde por la acción de gran cantidad de agua pulverizada a presión. Esta fase de la operación recibe el nombre de refrigeración secundaria, la cual se realiza con chorros de agua, sufre terminan un poco antes de que todo el acero del interior de la barra se haya solidificado, y entonces comienza el enfriamiento al aire. La barra no se pone en contacto con el mecanismo de arrastre constituido por los rodillos conductores hasta que la solidificación en el interior es completa. En las coladas curvas, los rodillos enderezadores son a la vez rodillos de arrastre [2]

1.1.5 Tipos de construcción de las instalaciones de la colada continua.

Las primeras instalaciones de la colada continua eran de disposición vertical como se presenta en la (fig. 1 9)



Fig. 1 9 Representación esquemática de una instalación de colada vertical [1]

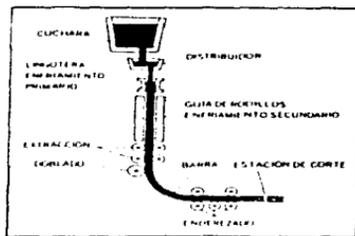


Fig. 1 10 Representación esquemática de una instalación de colada con doblado y enderezado [1]

Durante la colada, el acero líquido llega de la cuchara primeramente hasta un depósito intermedio, llamado distribuidor desde el que fluye a través de una buza con cierre hacia una lingotera vertical en la cual se introduce desde abajo una barra falsa, antes de comenzar la colada. En la lingotera el acero se solidifica primeramente al contacto con las paredes de la lingotera, previamente enfriada por un sistema de refrigeración simple, utilizando agua, contrayéndose al

mismo tiempo y desprendiéndose de dichas paredes. Para evitar que la barra se adhiera a las paredes de la lingotera, esta es sometida a oscilaciones verticales, además, se añade durante el proceso de la colada un agente lubricante en la parte superior de la lingotera. La barra, solidificada tan solo superficialmente, pasa a un sistema de postenfriamiento para solidificarse completamente. Debajo de lo anterior se encuentra un dispositivo de transporte que se compone de varios rodillos, el "extractor", que jala la barra hacia abajo. La barra, colada en forma continua, finalmente es cortada en trozos en un dispositivo de corte por soplete, y cada una de las barras cortadas se vuelca luego en posición horizontal en un camino de rodillos, el cual las transporta hasta el sitio de almacenaje de productos semelaborados. [1]

Las ventajas de este tipo de construcción son

- a. Condiciones totalmente simétricas de entrada del chorro y de solidificación
- b. La lingotera "recta" puede ser trabajada sin mayores dificultades
- c. Barra falsa sólida, simple y "recta"
- d. No tiene rodillos dobladores
- e. No es necesario el enderezado de la barra

Los inconvenientes de esta construcción son

- a. La altura de construcción, de más de 30 m, exige costos de inversión muy altos
- b. La longitud máxima posible de las barras cortadas es limitada ya que depende de la altura de construcción
- c. Aun con breves contratiempos en el equipo de corte debe interrumpirse el proceso de colada
- d. Es necesario un mecanismo de rotación para volcar las barras cortadas a la posición horizontal
- e. La cuchara se encuentra durante el proceso de la colada a gran altura sobre el piso de la planta

Un avance en el desarrollo lo constituye la instalación de colada de doblado y enderezado (fig. 1.10). En este tipo de construcción la barra vertical es desviada por debajo de los rodillos extractores al plano horizontal mediante rodillos dobladores

Con ello se suprime la limitación de la longitud de las barras cortadas. Sin embargo es necesario un mecanismo enderezador adicional para enderezar nuevamente la barra después de la desviación. Es una ventaja que el doblado de la barra solamente se produzca una vez que el proceso de solidificación esté muy avanzado o concluido. Para requerimientos especiales, se puede instalar un horno igualador de temperatura entre la unidad extractora y la enderezadora. [1]

Aunque mediante el doblado de la barra se pudo rebajar la altura de la construcción de la instalación de la colada en aproximadamente 20 %. Se continuaron haciendo mayores modificaciones para disminuir aun mas la altura de la construcción de la instalación de la colada. Es el caso de arco de circulo construida en 1963 (fig 1 11)

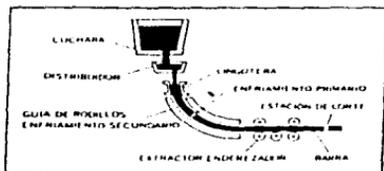


Fig 1.11 Representación esquemática de una instalación de colada en arco de circulo con lingotera curva [1]

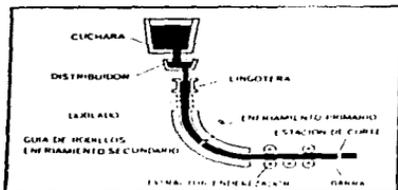


Fig 1.12 Representación esquemática de una instalación de colada en arco de circulo con lingotera recta [1]

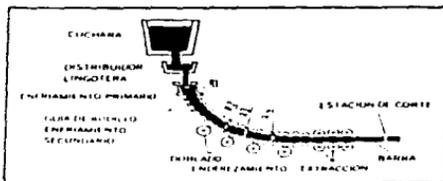


Fig 1.13 Representación esquemática de una instalación de colada en arco ovalado [1]

Con lingotera curva el sistema tiene una altura de aproximadamente 50% menor que la instalación de la colada vertical .

Otra ventaja de esta modalidad de construcción consiste en que los rodillos de extracción y la unidad enderezadora forman una sola unidad (extractor-enderezador) Sin embargo , este tipo de construcción presenta condiciones asimétricas de entrada del chorro de acero a la lingotera . Ellas se producen por que el chorro , al penetrar profundamente en la lingotera , se separa del eje de simetría en dirección al radio exterior , debido al curvado de la lingotera . Si fuera necesario , dichas condiciones podrían ser anuladas mediante dispositivos especiales , por ejemplo tubos de colada cerámicos sumergidos en el acero líquido . Este tipo de construcción requiere una barra falsa articulada , por ejemplo en forma de cadena . La experiencia actualmente confirma que esta modalidad es la forma más simple y racional de la colada continua . En donde este tipo de estructura no necesita naves ni puentes-grúas altos . Por tal motivo , generalmente puede ser incluida en las naves de colada ya existentes , con lo que se logra ahorrar cerca de un 20% en los costos de inversión para los edificios e instalaciones auxiliares . Además , con la instalación en arco de círculo se simplifica notablemente la operación de la colada , por el acortamiento de los trayectos de servicio y el mejor flujo del material . Al reunir en una sola unidad los equipos extractores y enderezadores , asimismo como por la eliminación de los rodillos dobladores de la barra , se puede calcular la disminución de los costos de inversión de una instalación en arco de círculo , comparado con una instalación vertical con doblado , en aproximadamente un 10% [1]

La altura de instalación en arco queda determinada por la deformación admisible de la barra durante el enderezado , y con ello , por el tiempo necesario para la solidificación de la sección de la barra , es decir que la altura de construcción aumenta a medida que aumenta el espesor de la barra . El radio de curvatura (R) de una barra se calcula

- a . Tras solidificación completa (temperatura superficial del acero alrededor de 850°C)
 $R = 26 \text{ hasta } 32 \cdot D$
- b . Tras solidificación parcial (temperatura superficial del acero alrededor de 950°C)
 $R = 32 \text{ hasta } 40 \cdot D$
 $D = \text{espesor de la barra a doblar (mm)}$

Por ejemplo una instalación en arco de círculo para palanquillas requiere para la sección de 100 mm. (cuadrada) , con un radio de curvatura de 4 m , una altura de construcción del orden de 5 m . Una instalación de arco de círculo , que debe colar una barra de 300 mm de espesor , requiere una altura de construcción del orden de los 13 m .

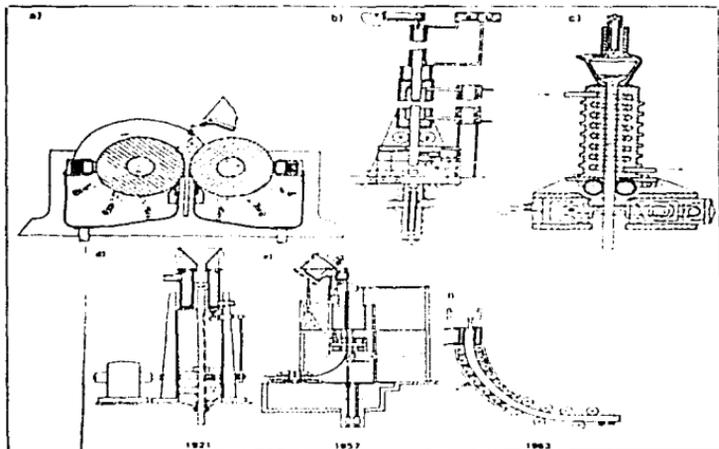
Una variante de la colada en arco de círculo la constituye como se muestra en la (fig. 1.12) en la cual el acero líquido es colado en una lingotera recta , verticalmente dispuesta , con una guía de rodillos a la salida de esta , con una primera zona recta y luego un arco de círculo . En comparación

con la lingotera curva , la lingotera recta introduce condiciones simétricas de entrada del chorro en la lingotera

Pero hay que doblar la barra inmediatamente después a la salida de la lingotera . Como el núcleo de la barra todavía está líquido , se estira en forma dispárea . Por ello se pueden producir fisuras tanto en el interior de la barra como en la superficie . Además , una barra enfriada circunstancialmente dentro de la guía deba cortarse , ya que la parte superior de la barra recta solo puede retirarse hacia arriba . [1]

Una disminución adicional de la altura de construcción se obtuvo finalmente con la instalación de arco ovalado (fig 1 13)

En la instalación de arco ovalado , la barra sale de la lingotera en forma curvada , igual que en la instalación de arco de círculo . Luego , antes de entrar a la unidad extractora - enderezadora y con el núcleo todavía líquido , es deformada progresivamente en varios radios hasta alcanzar la forma de un arco ovalado , mediante rodillos de presión regulables y accionados individualmente . Para esto se requiere la instalación de un equipo doblador adicional . Mediante la formación del arco ovalado puede disminuirse la altura de construcción 1 m , comparado con la instalación en arco de círculo . [1]



(Fig 1 14) Evolución de las instalaciones de la colada continua

- a) Patente registrada por Henry Bessemer en el año 1857
- b) Esbozo de Reiner Daelen en el año 1869
- c) Instalación para producción semicontinua
- d) Máquina de colada vertical con oscilación de lingotera
- e) Primera máquina de colada vertical de S. Junghans e I. Rossi con doblado y enderezado horizontal.
- f) Primera máquina de colada continua con lingotera curva y doblado de la barra en arco de círculo .

1.2 Elementos de la colada continua .

Las partes principales de la instalación y del proceso se muestran en la siguiente figura : (fig. 1.16)

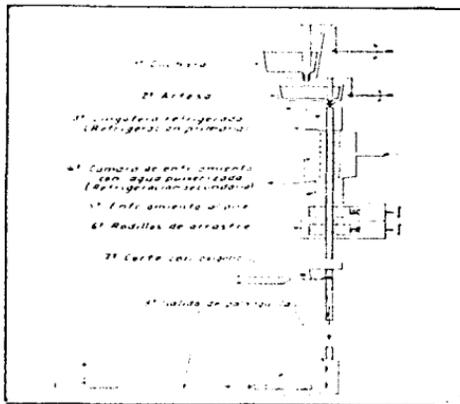


fig 1.16 Principales partes de una colada continua

- 1° La cuchara a la cual se le cuela directamente el acero del horno . En la figura 1.17 se señalan algunos tipos de cuchara . La mas utilizada es la 1.17 a
- 2° Un recipiente o artesa intermedio que sirve para regular con precisión el caudal de material fundido que pasa de la cuchara a la lingotera
- 3° Una lingotera sin fondo , generalmente de cobre , cuyas paredes son huecas o están perforadas longitudinalmente para que puedan ser enfriadas por una fuerte circulación interior de agua . Esta lingotera lleva un movimiento vertical alternativo de ascenso y descenso , que es la clave del proceso y permite que el material avance e impide que se adhiera a las paredes de la lingotera
- 4° La cámara de enfriamiento , constituida por un conjunto de duchas de agua que , al mojar la periferia de las palanquillas , realizan el enfriamiento secundario en la tercera fase de su camino descendente.

5º Zona de enfriamiento al aire .

6º Un mecanismo de rodillos que actúa como conductor y es el que mueve y conduce a la barra en su recorrido descendente . En algunos casos hay otros rodillos adicionales que sirven además para doblar la barra y hacer que al final de su recorrido sigan una dirección horizontal .

7º Barra falsa

8º Un sistema de corte con oxígeno o cizalla para dejar las barras a la medida deseada

9º Un sistema para la recogida , almacenamiento y traslado de las barras o palanquillas [2]

1.2 Descripción de los elementos de la colada continua

1.2.1 Cuchara de colada

Es el recipiente que recibe el acero o metales no ferrosos del horno y lo lleva a colar a la máquina de colada continua . Generalmente es una cuchara de las que normalmente se emplean en las acerías , revestida interiormente con material refractario , en la que el material fundido sale por el fondo a través de una buza que se obtura por un tapon (fig 1 17 a)

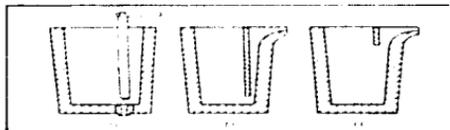


fig 1 17 Diferentes tipos de cucharas de colada continua . a) cuchara con buza y tapón para colar por el fondo . b) cuchara con tabique , tipo sifón o tetera . c) cuchara con tabiquillo para separar la escoria [2]

1.2.2 Artesa .

Es uno de los elementos fundamentales de la colada continua y sirve para suministrar a las lingoteras un chorro continuo y homogéneo de material a una velocidad constante . La artesa recibe al chorro del material de la cuchara y sirve para acumularlo durante un corto periodo de tiempo y lo distribuye con gran uniformidad en la lingotera .

La artesa sirve , además , para conseguir la separación del metal de una pequeña cantidad de escoria que siempre cubre al material fundido . La regulación de salida del material de la artesa a la lingotera debe hacerse con extraordinaria precisión . Las artesas tienen generalmente buzas y

tapones que se mueven a mano o automáticamente con objeto de conseguir un nivel de material constante y adecuado en la lingotera .

1.2.3 Lingoteras o moldes

Las lingoteras que siempre son refrigeradas con agua son de cobre , bien pulidas por el interior y tienen la forma de un tubo sin fondo . Su longitud varía de 500 a 800 mm (para colada en acero) . En la actualidad el tipo de lingoteras que se utiliza es tubo de cobre con el perfil que se desea obtener y de espesores de 5 a 12 mm , cubiertas con una serie de chapas de acero formando conductos de refrigeración alrededor del tubo . Son menos pesadas y menos caras que las macizas que se construían anteriormente . En ambos casos se utiliza una refrigeración intensa por el interior .

Movimiento del molde

Las lingoteras reciben un movimiento vertical alternativo que permite conseguir que , durante un cierto periodo , el molde acompañe a la barra en su descenso y , luego sube rápidamente . El recorrido tiene unos 22 mm de amplitud aproximadamente y el acertado movimiento del molde es uno de los puntos claves para el éxito del proceso .

El número de oscilaciones varía de 60 a 50 por minuto . La velocidad de descenso de las barras solidificadas varía de 0.5 a 3 mm/min y esa velocidad es un poco menor (10% inferior , aprox) que la velocidad de descenso de la lingotera . Así se consigue que , al descender la barra un poco más lenta que la lingotera , se separen fácilmente una de otra . En general , la velocidad de ascenso de la lingotera es unas tres veces mayor que la velocidad de descenso .

En la velocidad de descenso de las palanquillas influyen la presión ferrostática en la artesa y el diámetro de la buza .

Sistema de refrigeración secundario

Sirve para que se complete en un tiempo prudencial , la solidificación del material de la zona central de la barra después que esta sale de la lingotera . Su funcionamiento tiene una influencia considerable sobre la calidad interna del acero . La calidad superficial depende , en cambio , del primer enfriamiento del material en la lingotera .

Para evitar que el agua produzca una refrigeración demasiado energética de la barra , se proyecta en forma pulverizada . La refrigeración comienza , en general , inmediatamente debajo de la lingotera y exige un consumo de abundante cantidad de agua .

La longitud de la refrigeración secundaria varía con el tamaño de la barra y siempre debe conseguirse que a la salida del sistema de refrigeración secundario la barra este completamente solidificada .

1.2.4 Rodillos de arrastre .

Tienen por objeto conducir y guiar la barra , asegurando el descenso a la velocidad deseada . Consta de una serie de rodillos accionados automaticamente , que ejercen sobre la barra una cierta presión y facilitan su descenso en la dirección adecuada . Las coladas curvas tienen , además , unos rodillos dispuestos en lugar adecuado para doblar la barra a 90° cuando se encuentra ya el material completamente solidificado , haciendo avanzar a la barra horizontalmente .

1.2.5 Barra falsa .

Antes de iniciar la colada habrá que cerrar la lingotera abierta por la parte inferior por medio de la barra falsa . Esta última consta en su extremo superior de una cabeza intercambiable , o recientemente de una cabeza permanente , la cual esta conectada con la barra falsa propiamente dicha . La barra falsa tiene a menudo una longitud que llega desde la parte inferior de la lingotera hasta la unidad extractora .

En instalaciones verticales , la barra falsa consta de una pieza de acero maciza , mientras que en instalaciones en arco la barra falsa esta hecha en forma de cadena , para poder seguir las partes curvadas . El movimiento ascendente y descendente de la barra falsa se realiza por medio del extractor . Una variante consiste en la introducción de la barra falsa desde arriba , a través de la lingotera (barra falsa corta) . En este caso la barra falsa en forma de cadena es izada mediante un dispositivo de arrastre , sobre un carro de barra falsa que se encuentra sobre la plataforma de colada . Al finalizar la colada , la barra falsa es llevada con este carro sobre la lingotera , y se hace descender en ella . Toda la barra falsa atraviesa la lingotera hasta llegar al extractor .

En este momento la cabeza se encuentra en posición de inicio de la colada en la lingotera . La barra falsa corta puede ser impulsada también mediante rodillos especiales accionados en el tramo de postenfriamiento . Estos reemplazan entonces la función del extractor , tal como éste se utiliza al emplear la barra falsa convencional de tipo "largo" . De este modo ya se puede comenzar la preparación de la próxima colada mientras las barras calientes atraviesan el tramo de enfriamiento secundario . { 2 }

La cabeza de la barra falsa realiza la conexión con la barra caliente a ser colada . Para este fin hay en la cabeza piezas de fundición o de hierro sobresalientes , que se sueldan con el acero líquido durante la colada . Últimamente se esta imponiendo sobre todo en instalaciones para colada de secciones mayores , la "cabeza permanente" . (fig 1 18) { 1 }

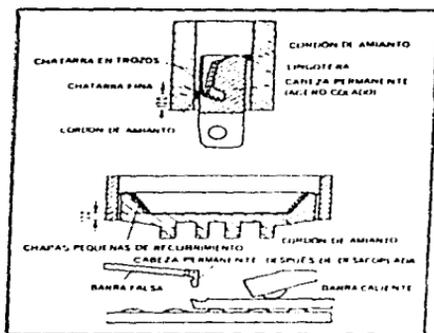


Fig. 1 18 Cabeza de la barra falsa reutilizable y desacoplable [1]

Consta de una pieza de fundición en forma de garra , formada de tal manera que en la extracción de la barra asegura firmemente la conexión a la barra caliente sin soldar . Las cabezas permanentes se fabrican con los siguientes materiales

Fundición de acero (con una resistencia a la tracción min 50 Kgf / mm²)

Fundición gns

Acero resistente al calor tipo Cr Mo (aprox 0 22 % C , 1 25 % Cr , 0 5 % Mo)

Una vez que el extractor enderezador haya soltado la barra , es posible dejar que se acople , sobre el camino de rodillos , mediante presión en dirección vertical . Mediante este sistema se genera menos chatarra de cabeza que lo que se acostumbraba anteriormente .

1 2 6 Mecanismo de corte de barras

Actúa sobre la barra que de una forma continua avanza en la instalación . El método más empleado consiste en corte con oxiacetileno , aunque en ocasiones también se emplea el corte con cuchillas móviles especiales .

Cada línea de colada lleva uno o varios sopletes solidarios con el movimiento de avance de la barra que actúan durante el tiempo necesario para el corte .

Movimiento de las barras o pilanquillas después de cortadas

Hay dispuestas unas mesas con dispositivos especiales para recoger las barras , almacenarlas en grupo y facilitar su expedición a los talleres de laminación

I.3 Mecanismos de transmisión de potencia

I.3.1 Transmisiones con banda

Las transmisiones con banda ofrecen la máxima versatilidad como elementos de transmisión de potencia . Esto le permite al diseñador considerable flexibilidad en la localización de los elementos motrices y de la maquinaria impulsada , las tolerancias no son críticas como en el caso de las transmisiones con engranes . Otra ventaja es que se reduce la vibración y la transmisión con choque . Además las transmisiones con banda son relativamente silenciosas .

Las bandas plana de cuero y de gran longitud fueron de uso general durante muchos años cuando lo común era usar un motor grande para dar movimiento a diferentes maquinas . Actualmente se siguen usando bandas de cuero , así como también de acero , hule , plástico y bandas tejidas .

Las bandas planas ,delgadas , ligeras , son de uso muy práctico en máquinas de alta velocidad donde la vibración puede ser un problema muy serio

Una banda plana de superficie lisa debe operar a tensiones altas para transmitir el mismo par que una banda tipo "V" . Las bandas planas tipo transmisión positiva , conocidas por lo común como bandas de distribución (fig 1-19) tienen dientes igualmente espaciados sobre la superficie interna y trabajan sobre poleas dentadas . Las tensiones que tienen estas bandas son bajas , y en consecuencia , las cargas en los baleros o chumaceras son reducidas [4]

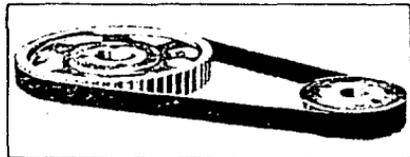


Fig. 119 Transmisión con banda de distribución [4]

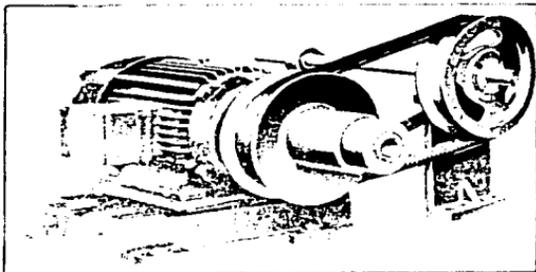


fig 120 Transmisión de potencia por poleas y bandas en V ranuradas. [4]

Las bandas "V" son probablemente las más usadas en la transmisión de potencia entre motores eléctricos de potencia fraccional y maquinaria impulsada. Las bandas "V" son además muy utilizadas en aplicaciones automotrices e industriales. Las transmisiones con bandas múltiples con capacidades hasta de unos cuantos cientos de caballos son muy usadas industrialmente. Las bandas "V" convencionales son hechas de caucho cubiertas con tejido de caucho impregnado y reforzado con nylon, dacron, rayon, fibra de vidrio o alambre de acero a tensión. Las bandas para aplicaciones automotrices y de agricultura generalmente se diseñan para una vida media de 750 a 1000 hrs., mientras que para el uso industrial se basan en una vida más larga. Con frecuencia, tanto la polea motriz como la conducida permanecen en el mismo plano vertical, y la relación de velocidad es constante. Se usan transmisiones de un cuarto de vuelta para transmitir

potencia entre ejes horizontal y vertical , usando poleas de ranurado y de distancias entre centros relativamente grandes

Las bandas planas lisas y las bandas en "V" dependen de la fricción para la tracción sobre las poleas y se tiene algun deslizamiento durante su operación . Por tanto las relaciones de velocidad no son tan precisas . Las poleas de paso variable son usadas para cambiar las relaciones de velocidad entre la entrada y la salida (fig 1-20)

En algunas transmisiones de paso variable pueden cambiar las relaciones de velocidad cuando la banda esta transmitiendo potencia . Casi todas las poleas (poleas ranuradas) para servicio pesado son hechas de hierro vaciado o acero forjado

1.3.2 Transmisiones con cadena (12)

Las cadenas se usan para transmision de potencia y como transportadores . Pueden usarse para cargas altas y donde sea necesario mantener relaciones precisas de velocidad . Aun cuando la localizacion y la tolerancia de alineamiento no sean tan precisos como para el caso de los engranes , se podrá esperar un mejor servicio cuando ambas ruedas dentadas permanecen en el mismo plano vertical.

La longitud de la cadena puede calcularse por medio de la siguiente formula

$$L = 2c + \pi (R_1 + R_2) + (R_1 + R_2)^2 / c \quad 1.0$$

La distancia entre centros se puede calcular de la siguiente manera :

$$c = b + \{ (b^2 - 8 (R_2 + R_1)^2) / 4 \}^{1/2} \quad 1.1$$

donde

$$b = L - \pi (R_1 + R_2)$$

La relación de velocidad de salida n_2 a la velocidad de entrada n_1 esta dada por :

$$n_2 / n_1 = N_{11} / N_{12} \quad 1.2$$

donde :

N_{11} = numero de dientes de las ruedas dentadas a la entrada .

N_{12} = numero de dientes de las ruedas dentadas a la salida .

Para un valor tentativo de la distancia entre centros c , la longitud de la cadena L puede obtenerse aproximadamente por la ec. 1.0 de la sección anterior donde R_1 y R_2 son los radios de paso de las ruedas dentadas de entrada y de salida respectivamente

Seleccionamos después la longitud exacta de la cadena para un número entero de eslabones de la misma (de preferencia nº par) y volvemos a calcular la distancia entre centros por la ec. 1.1 de la sección anterior. El paso p es la distancia entre centros de perno de un eslabón particular. El radio de paso de una rueda dentada con N_t dientes está definido por

$$R = N_t p / 2 \pi \quad 1.3$$

$$0 = \pi - 2 \alpha$$

$$\text{Sen } \alpha = (R_2 - R_1) / C \quad 1.3a$$

El ángulo de contacto de la cadena está dado por la ec. 1.3a. Para la rueda pequeña es deseable tener un ángulo de contacto que no sea menor a 120° . Para relaciones de velocidad $n_1 / n_2 \geq 3$ esta restricción se cumple si $c = 2 (R_2 - R_1)$. Para relaciones n_1 / n_2 menores, una distancia práctica entre centros será la que permita tener un claro entre ruedas y en valor de $c = 2 (R_2 + R_1)$. Cuando se tengan longitudes de cadena muy grandes es aconsejable analizar la posibilidad de colocar la rueda dentada loca en la sección floja de la cadena.

Cadena de diente invertido (silenciosa)

En la fig. 1-21 se muestra una cadena de diente invertido o silenciosa. El paso de la cadena está definido como se indica en la fig. 1-22. La cadena de paso menor ($p = 3/8$ y $1/2$ de plg) por lo general, tiene anchos desde $1/2$ hasta 4 plg mientras que la cadena de paso $1 1/2$ plg, tiene anchos desde 3 hasta 16 plg. La cadena se fabrica con eslabones guía en los lados o en el centro por la misma se mantenga en la rueda. Las cadenas de diente invertido son hechas de acero y las ruedas dentadas de diámetros menores son de acero y las de diámetros mayores de hierro vaciado.

Las cadenas de diente invertido son de funcionamiento más silencioso que las cadenas de rodillos y pueden trabajar a velocidades elevadas por que es menor la fuerza del impacto durante el ajuste del eslabón de la cadena con la rueda.

Por lo general, se les suministra lubricación y a carga plena la eficiencia de la transmisión puede ser tan alta como 99%.



Fig. 1 21 Cadena de diente invertido [4]

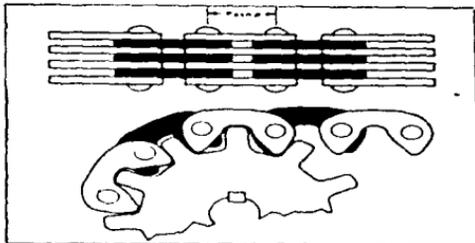


Fig. 1 22 Paso de la cadena de diente invertido

Cadena de rodillos

La cadena de rodillos como se muestra en la fig. 1-23 puede tener una hilera o hileras múltiples de rodillos. La cadena se hace con placas a los lados, pernos, bujes y rodillos. El paso P está medido de centro a centro del perno. Las cadenas de una sola hilera de rodillos usada en transmisiones industriales se obtienen con pasos desde un $\frac{1}{4}$ hasta 3 plg. y las cadenas de hileras múltiples con pasos desde $\frac{3}{8}$ hasta 3 plg. Las cadenas para transportadores se fabrican de tamaños mayores. Las cadenas de rodillos generalmente se hacen de acero endurecido y las ruedas dentadas de acero o de hierro vaciado, cuando se tienen problemas con la corrosión se usan cadenas de acero inoxidable y de bronce. Por lo cual se le suministra lubricación. Sin embargo si la lubricación es indeseable, como en el caso del procesamiento de alimentos, en lugar de rodillos se usan bujes de metal sintenzado impregnados de aceite.



Fig. 1-21 Cadena de diente invertido [4]

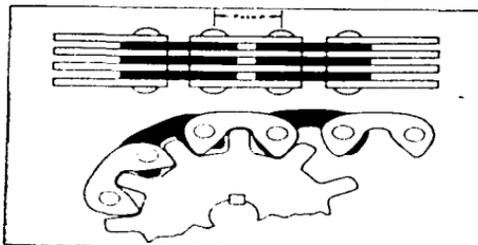


Fig. 1-22 Paso de la cadena de diente invertido

Cadena de rodillos

La cadena de rodillos como se muestra en la fig. 1-23 puede tener una hilera o hileras múltiples de rodillos. La cadena se hace con placas a los lados, pernos, bujes y rodillos. El paso P está medido de centro a centro del perno. Las cadenas de una sola hilera de rodillos usada en transmisiones industriales se obtienen con pasos desde un $\frac{1}{4}$ hasta 3 plg., y las cadenas de hileras múltiples con pasos desde $\frac{3}{8}$ hasta 3 plg. Las cadenas para transportadores se fabrican de tamaños mayores. Las cadenas de rodillos generalmente se hacen de acero endurecido y las ruedas dentadas de acero o de hierro vaciado, cuando se tienen problemas con la corrosión se usan cadenas de acero inoxidable y de bronce. Por lo cual se le suministra lubricación. Sin embargo si la lubricación es indeseable, como en el caso del procesamiento de alimentos, en lugar de rodillos se usan bujes de metal sintenzado impregnados de aceite.



Fig. 1-23 Cadena de rodillos a) de un solo rodillo b) de doble rodillo.

Acción cordal

Las cadenas de rodillos de diente invertido son hechas de eslabones de longitud finita, y cuando éstos se ajustan a los dientes de la rueda dentada varía la velocidad de la cadena. En la fig. 1-24 se muestra la línea de paso de una cadena en la posición más elevada, a la distancia r_a del centro de la rueda. En la parte (b) de la figura se muestran la línea de paso de la cadena en su posición interior, a la distancia r_b del centro de la rueda.

Si se mantiene constante la velocidad angular ω rad / seg., las velocidades de la línea de paso de la cadena en las posiciones más alta y más baja son

$$V_a = \omega r_a \quad 1.4$$

y

$$V_b = \omega r_b$$

respectivamente, y la velocidad cambia en una forma cíclica N_1 veces por rotación de la rueda dentada para una rueda de N_1 dientes. Haciendo referencia a la fig. 1-24a vemos que

$$r_b = r_a \cos (180^\circ / N_1) \quad 1.5$$

y que la línea de paso cambie en altura por

$$\delta = r_a - r_b = r_a (1 - \cos (180^\circ / N_s)) \quad 1.6$$

Desarrollando el coseno se obtiene aproximadamente el cambio de altura

$$\delta = r_a \pi^2 / 2 N_s^2 \quad 1.7$$

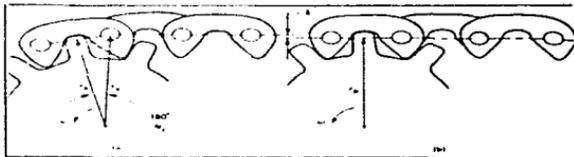


Fig 1 24 Acción cordal. A) cadena en la posición mas alta b) cadena en la posición mas baja

Las ruedas dentadas de las cadenas de diente invertido tienen por lo general un mínimo de 17 dientes. Entonces, el cambio de radio para el peor de los casos es aproximadamente $\delta / r_a = 1.7\%$. Para las cadenas de rodillo es común tener ruedas hasta de 8 dientes, y el cambio de radio correspondiente $\delta / r_a = 7.7\%$ para el peor de los casos correspondiendo un cambio de velocidad de casi + 4% del promedio. Los cambios correspondientes de aceleraciones dan como resultado cargas de fatiga fuerte sobre las diferentes partes de la cadena.

El efecto de la acción cordal puede ser mitigado por los diseños de la rueda dentada y del eslabón. Hay un diseño que utiliza la curva involuta para el diente de la rueda de la cadena de diente invertido. En otro diseño para cadena de diente invertido se usa el eslabón de dos partes en los que los pernos ruedan uno sobre el otro y efectivamente se tiene un pequeño cambio en el paso de la cadena a medida que ésta se ajusta a la rueda dentada.

Fallas en las cadenas de los rodillos

La mayor parte de las cadenas de rodillo y de diente invertido industriales están para dar servicio durante miles de horas si se mantiene la lubricación adecuada. Sin embargo, por la acción de hacer y dejar de hacer contacto con los dientes de la rueda dentada, da como resultado carga de fatiga sobre todo cuando una de las ruedas es pequeña, y la acción cordal contribuye al problema.

Las placas del eslabón están sujetas a tensión variable y , por tanto , deben estar diseñadas para prevenir la falla por tensión a fatiga a velocidades pequeñas . lo mas probable es que falle a fatiga las placas del eslabón antes que otra parte , sobre todo para el caso de las cadenas de rodillo . Para velocidades moderadas y altas lo mas probable es que fallen los bujes de los rodillos de la cadena de rodillos los cuales estan sujetos a impacto contra los dientes de la rueda . A velocidades y cargas altas , la interrupción de la lubricación puede causar trabadura instantanea de las uniones de la cadena . Sin embargo los estandares comunes permiten trabajar a velocidades y cargas muy altas (hasta el limite de trabadura) si el diseño tiene un sistema de lubricación adecuado .

Ruedas dentadas (catarinas) [12]

Las ruedas dentadas que se utilizan con las cadenas de rodillo de precisión se hacen de acuerdo con las normas A S A . Las ruedas dentadas planas sin cubo se usan para montarlas sobre aletas , cubos u otros implementos . Se fabrican de láminas de acero laminada en caliente o de barras de acero , ya sea en construcción maciza o con onficios completos o en bajo relieve . Los materiales con que normalmente son construidas son de hierro fundido , aunque también las hay de acero fundido o con cubo soldado . Las ruedas dentadas fabricadas por sinterización de polvos metálicos y de nylon y otros plásticos , han llegado a ser económicas en gran escala . Estas ruedas dentadas ofrecen muchas ventajas . Por ejemplo , las fabricadas en plástico necesitan poca lubricación y se utilizan ampliamente donde la limpieza es esencial . Además producidas en gran escala el costo de fabricación es bajo comparado con las maquinadas .

Existen varios tipos de ruedas dentadas especiales . Las ruedas dentadas partidas son fáciles de montar y desmontar contra cojinetes o en puntos intermedios de los ejes . Las ruedas de doble servicio son pernaadas a cubos de hierro fundido y se utilizan cuando el recambio de las mismas es frecuente que debe hacerse rápida y económicamente . Las ruedas con embrague de mordaza adosado , se utilizan a velocidades bajas o moderadas cuando se necesita un implemento barato para conectar o desconectar la transmisión con poca frecuencia . Como protección a sobre cargas se utilizan ruedas dentadas con pasador de cizallamiento , en las cuales el momento torsional de la rueda dentada es transmitido al cubo a través de dicho pasador .

Diseño de transmisiones de cadena

El diseño de una transmisión de cadena consiste en la selección de la cadena y el tamaño de las ruedas dentadas . También se incluyen la determinación de la longitud de la cadena , la distancia entre centros de los ejes , los métodos de lubricación y en algunos casos el sistema de protección de la cadena y el empleo de ruedas dentadas locas .

A diferencia de las correas , donde el factor limitante es la velocidad superficial de estas , el diseño de las cadenas se basa en la velocidad rotacional o rpm de la mas pequeña de las ruedas dentadas que generalmente es la rueda impulsora

El diseño de las transmisiones de cadena no solamente se basa en la potencia y la velocidad , sino en los siguientes factores ampliamente relacionados con las condiciones de servicio

- a) Potencia promedio que se va a transmitir
- b) RPM del miembro impulsor y del impulsado .
- c) Diámetro de los ejes
- d) Diámetro permisible de las ruedas dentadas
- e) Características de la carga ya sea suave y permanente , pulsante , alta al arranque o sujeta a altos picos de carga
- f) Lubricación periódica ,ocasional o abundante . Si hay polvo o medios abrasivos deben usarse cubiertas protectoras
- g) Vida útil esperada : vida total o cantidad de servicio requerida

Al diseñar transmisiones de cadena es de gran importancia considerar y estudiar el paso de la cadena . El numero de las rpm y tamaño de la mas pequeña de las ruedas dentadas determina el paso de la cadena que se debe usar

Las cadenas de paso pequeño , de ancho sencillo o múltiple , son aptas para altas velocidades y también para cualquier velocidad cuando es una operación suave y silenciosa

Las cadenas de mayores pasos son aptas para velocidades bajas y medias

Últimamente es muy frecuente el uso de cadena de paso múltiple , no solamente porque resuelven el problema de transmitir mayores potencias a mayores velocidades , sino debido a que su operación suave reduce considerablemente el ruido . Cuando los eslabones de la cadena entran en los dientes de la rueda , se produce un impacto o martilleo . La medida del impacto depende del paso y velocidad de la cadena . Por tanto es importante con el paso mas adecuado para ajustarse a la velocidad de operación de esta . En muchos casos es preferible emplear una cadena de ancho múltiple y paso pequeño , a una cadena de ancho sencillo y mayor paso con la misma capacidad de carga .

Tamaño de las ruedas dentadas

Para obtener una operación silenciosa a alta velocidad , no se recomienda el uso de ruedas dentadas de menos de 17 dientes . Para obtener una operación suave y silenciosa se deben considerar ruedas dentadas de 19 a 21 dientes , disminuyendo así el impacto de los dientes . Para aplicaciones de baja velocidad , o donde las limitaciones de espacio no lo permiten , se pueden usar ruedas de menos de 17 dientes

Normalmente el número máximo de dientes usado es 120. Si se usan ruedas de más de 120 dientes, resultará un pequeño alargamiento de la cadena, lo que hará que ésta trate de montarse sobre los dientes, mucho antes de que la cadena este realmente gastada.

La máxima relación de velocidades entre la rueda dentada impulsora y la impulsada no debe exceder de 6:1. También se recomienda que la cadena envuelva la rueda dentada 120°. La distancia entre centros debe ser mayor que la suma de los dos radios de las ruedas dentadas, de otra manera los dientes de esta se tocarían. (En algunos casos las ruedas dentadas pueden operar a muy corta distancia entre dientes.) Los mejores resultados se obtienen cuando la distancia entre centros es de 30 a 50 veces el paso de la cadena usada. Ochoenta veces el paso usado se considera la máxima distancia.

Para transmisiones con carga fluctuante, la distancia entre centros debe ser más corta, unas 20 a 30 veces el paso de la cadena usada.

Tensión en la cadena

Las cadenas no deben operar con ambos lados tensos. El montaje debe permitir algún ajuste inicial para la instalación y durante el uso para absorber el desgaste natural de la cadena. El eje de la cadena debe ser aproximadamente 2% de la distancia entre centros.

Para templar una cadena floja, cuando no se pueden desplazar los centros de los ejes, se utilizan las ruedas dentadas locas. Las ruedas locas pueden ser fijas o ajustables. Las segundas tienen la ventaja de poder controlar la tensión en la cadena. Las ruedas locas deben colocarse del lado flojo de la cadena, cuando operan interiormente deben colocarse en algún punto entre el centro de la transmisión y la mayor de las ruedas dentadas. Cuando operan exteriormente deben colocarse hacia la menor de estas. En transmisiones con centros a corta distancia, la rueda tensora debe colocarse hacia la menor de las ruedas dentadas.

Longitud de la cadena (12)

La longitud de la cadena es una función del número de dientes en ambas ruedas dentadas y de la distancia entre centros. Esta longitud debe ser un número entero de pasos, preferiblemente par, para evitar el uso de un eslabón escalonado de cierre.

Fórmulas para determinar la longitud de la cadena

La longitud de la cadena se calcula con base en el número de paso o eslabones, número que se multiplica por el paso de la cadena para obtener la longitud de ésta en pulgadas. La siguiente fórmula sigue un método simple para determinar la longitud de la cadena en pasos.

- 1.- Se divide la distancia entre centros, en pulgadas, por el paso de la cadena para obtener C.
- 2.- Se suma el número de dientes de ambas ruedas dentadas y se obtiene M.

3.- Se resta el número de dientes de la rueda menor del de la mayor y se obtiene el valor F , a partir del cual se obtiene S , de la tabla 1-3.

4.- Longitud de la cadena en pasos L .

$$L = 2C + M/2 + S/C$$

Como la cadena no puede contener una fracción de paso, se aumenta el resultado de esta operación al próximo número entero, preferiblemente un número par. Luego la distancia entre centros se debe corregir.

5.- Multiplicando el número de pasos por el paso de la cadena, se obtiene la longitud de ésta en pulgadas.

No. de Cilindros	CADENA DE RODILLOS ASA No. 23																
	Revoluciones por minuto -- Rueda dentada menor																
	100	500	900	1200	1800	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000
17	086	37	62	81	116	156	184	211	238	228	195	169	148	131	118	106	0 96
18	092	39	66	86	123	166	195	225	253	249	212	184	162	143	128	116	1 03
19	097	41	70	91	131	176	207	238	269	270	230	200	175	155	139	125	1 14
20	103	44	74	96	138	186	219	252	284	291	249	216	189	168	150	135	1 23
21	108	46	78	101	146	196	231	266	299	312	272	232	204	180	161	145	1 32
22	114	48	82	106	153	206	243	279	315	336	287	249	218	191	171	156	1 42
23	119	51	86	112	161	216	255	293	330	359	307	266	233	207	185	167	1 51
24	125	53	90	117	169	226	267	307	346	383	322	281	248	220	197	178	1 61
25	131	56	94	122	176	237	279	320	361	402	348	301	264	234	210	189	1 72
26	148	63	107	138	199	267	315	362	408	454	412	357	313	278	249	224	2 04
30	159	68	115	149	214	288	339	390	440	489	457	396	347	308	276	249	2 26
32	170	73	123	160	230	309	364	418	471	524	503	436	383	339	304	274	2 49
35	188	80	136	176	253	340	401	461	519	578	576	499	438	388	348	313	2 85
40	217	92	157	203	283	393	463	532	600	667	704	610	535	475	425	383	3 48
45	246	05	178	231	332	446	526	604	681	758	813	728	636	566	507	457	4 15
No. de Cilindros	CADENA DE RODILLOS ASA No. 33																
	Revoluciones por minuto -- Rueda dentada menor																
	100	500	900	1200	1800	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000
17	29	125	212	275	395	531	631	4 47	3 66	3 06	2 62	2 27	1 99	1 77	1 58	1 42	1 29
18	31	133	225	292	420	565	633	4 87	3 98	3 34	2 85	2 47	2 17	1 92	1 72	1 55	1 41
19	33	141	239	310	446	594	655	5 28	4 32	3 62	3 09	2 68	2 35	2 09	1 87	1 68	1 53
20	35	149	253	327	471	633	718	5 70	4 67	3 91	3 34	2 90	2 54	2 25	2 02	1 82	1 65
21	37	157	266	345	497	668	773	6 13	5 02	4 21	3 59	3 11	2 73	2 42	2 17	1 96	1 79
22	39	165	280	363	522	702	827	6 58	5 38	4 51	3 85	3 34	2 93	2 60	2 33	2 10	1 90
23	41	173	294	381	548	737	874	7 03	5 75	4 82	4 12	3 57	3 13	2 78	2 49	2 24	2 03
24	43	181	308	398	574	771	909	7 49	6 13	5 14	4 39	3 80	3 34	2 96	2 65	2 39	2 17
25	44	189	321	416	610	806	950	7 97	6 57	5 47	4 67	4 05	3 55	3 15	2 82	2 54	2 31
28	50	214	363	471	678	911	1079	9 44	7 23	6 16	5 31	4 60	4 07	3 63	3 34	3 04	2 73
30	54	321	391	507	730	931	1116	10 55	8 57	7 18	6 14	5 32	4 67	4 14	3 79	3 34	3 03
32	58	327	420	544	783	10 58	12 4	11 5	9 44	7 63	6 56	5 74	5 05	4 48	4 08	3 68	3 34
35	64	372	462	599	863	11 6	13 7	13 2	10 8	9 06	7 73	6 70	5 88	5 22	4 67	4 21	3 82
40	74	515	534	692	996	13 4	15 8	16 1	13 2	11 1	9 45	8 19	7 19	6 37	5 70	5 14	4 67
45	84	572	616	785	11 3	15 2	17 9	19 2	15 8	13 2	11 3	9 77	8 57	7 63	6 83	6 14	0
No. de Cilindros	CADENA DE RODILLOS ASA No. 43																
	Revoluciones por minuto -- Rueda dentada menor																
	50	200	400	600	900	1200	1800	2400	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000
17	17	129	240	345	498	645	806	982	417	311	271	227	194	165	147	131	117
18	19	137	255	368	510	660	826	6 34	4 54	3 60	2 95	2 47	2 11	1 83	1 60	1 42	1 27
19	42	145	271	390	562	727	10 5	6 88	4 92	3 91	3 20	2 68	2 29	1 98	1 74	1 54	1 38
20	44	153	284	412	594	769	11 1	7 3	5 31	4 22	3 45	2 89	2 47	2 14	1 88	1 67	1 49
21	46	162	302	434	626	811	11 7	7 99	5 72	4 54	3 71	3 11	2 66	2 30	2 02	1 79	1 60
22	49	170	317	457	648	852	12 3	8 57	6 13	4 87	3 98	3 34	2 85	2 47	2 17	1 92	1 72
23	51	178	333	479	690	894	12 9	9 16	6 55	5 20	4 26	3 57	3 05	2 64	2 32	2 06	1 84
24	54	187	348	502	723	936	13 5	9 76	6 99	5 54	4 54	3 80	3 25	2 81	2 47	2 19	1 96
25	56	195	364	524	755	978	14 1	10 4	7 43	5 89	4 82	4 04	3 45	2 99	2 67	2 33	0
28	63	220	411	563	864	11 1	15 9	12 3	8 80	6 99	5 72	4 79	4 14	3 65	3 31	2 96	0
30	68	238	438	600	920	11 9	17 2	13 6	9 76	7 75	6 38	5 31	4 54	3 93	3 45	0	0
32	73	255	475	685	986	12 8	18 4	15 0	10 8	8 54	6 99	5 86	5 00	4 33	3 80	0	0
35	81	280	524	754	109	14 1	20 3	17 2	12 8	9 76	7 99	6 70	5 72	4 96	0	0	0
40	93	317	600	843	12 5	15 8	23 4	21 0	15 0	11 9	9 76	8 19	6 99	0	0	0	0
45	1 06	368	687	989	14 2	18 5	26 6	25 1	17 9	14 2	11 7	9 76	0	0	0	0	0

Tabela 1-1 Capacidad para cadena sencilla, de 3/8 y 1/2 de peso

Paso de 1	CADENA DE RODILLOS ASA No. 50															
	Revoluciones por minuto — Rueda dentada menor															
	50	100	300	500	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3500	4000	4500
17	.72	1.34	3.60	5.69	9.70	12.6	14.3	10.7	8.48	6.95	5.83	4.98	4.32	3.96	3.23	2.71
18	.77	1.43	3.83	6.05	10.3	13.4	15.6	11.7	9.24	7.58	6.35	5.42	4.70	4.31	3.52	2.95
19	.81	1.51	4.06	6.42	10.9	14.2	16.9	12.7	10.0	8.22	6.89	5.88	5.10	4.68	3.82	3.20
20	.86	1.60	4.30	6.78	11.6	15.0	18.2	13.7	10.8	8.87	7.44	6.35	5.51	5.05	4.12	3.45
21	.90	1.69	4.55	7.15	12.2	15.8	19.3	14.7	11.6	9.55	8.01	6.83	5.93	5.44	4.44	3.71
22	.95	1.77	4.76	7.52	12.8	16.6	20.3	15.8	12.5	10.2	8.59	7.33	6.36	5.83	4.76	3.98
23	1.00	1.86	5.00	7.89	13.4	17.4	21.3	16.9	13.3	10.9	9.38	8.03	6.79	6.23	5.08	4.26
24	1.04	1.95	5.23	8.26	14.1	18.3	22.3	18.0	14.2	11.7	9.78	8.44	7.24	6.64	5.42	4.54
25	1.09	2.03	5.47	8.63	14.7	19.1	23.3	19.1	15.1	12.4	10.4	8.88	7.70	7.06	5.76	4.83
28	1.20	2.30	6.18	9.76	16.6	21.6	26.3	22.7	17.9	14.7	12.3	10.5	9.13	8.37	6.83	0
30	1.33	2.62	6.66	10.5	17.9	23.2	28.4	25.1	19.9	16.3	13.7	11.7	10.1	9.28	7.57	0
32	1.42	2.76	7.14	11.3	19.7	24.9	30.4	27.2	21.9	18.0	15.0	12.9	11.1	10.2	8.34	0
35	1.57	2.93	7.66	12.4	21.2	27.4	33.5	31.7	25.1	20.5	17.2	14.7	12.8	11.7	9.55	0
40	1.81	3.38	9.08	14.3	24.4	31.1	38.7	38.7	30.6	25.1	21.0	18.0	15.6	14.3	0	0
45	2.09	3.83	10.3	16.3	27.8	36.0	43.9	46.2	36.5	29.9	25.1	21.4	18.6	0	0	0

Paso de 1	CADENA DE RODILLOS ASA No. 60																
	Revoluciones por minuto — Rueda dentada menor																
	50	100	200	500	700	900	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3500
17	1.24	2.30	4.31	9.81	13.3	16.7	21.7	18.2	14.8	12.5	10.6	9.18	8.06	7.15	6.40	5.75	4.57
18	1.32	2.38	4.58	10.4	14.1	17.8	23.0	19.8	16.1	13.6	11.5	10.0	8.78	7.79	6.97	6.27	4.98
19	1.40	2.60	4.86	11.1	15.0	18.8	24.4	21.5	17.5	14.7	12.5	10.9	9.52	8.45	7.56	6.80	5.40
20	1.48	2.68	5.13	11.7	15.9	19.9	25.8	23.2	18.9	15.9	13.5	11.7	10.3	9.12	8.17	7.34	5.83
21	1.56	2.83	5.41	12.3	16.7	21.0	27.2	24.9	20.4	17.1	14.5	12.6	11.1	9.82	8.79	7.90	6.27
22	1.64	3.04	5.69	13.0	17.6	22.1	28.6	26.7	21.8	18.4	15.6	13.5	11.9	10.5	9.42	8.47	6.73
23	1.72	3.19	5.97	13.6	18.4	23.2	30.0	28.6	23.3	19.6	16.7	14.4	12.7	11.3	10.1	9.06	7.19
24	1.80	3.34	6.25	14.2	19.3	24.3	31.4	30.4	24.8	20.9	17.7	15.4	13.5	12.0	10.7	9.65	7.66
25	1.88	3.49	6.53	14.9	20.2	25.4	32.9	32.4	26.4	22.3	18.9	16.4	14.4	12.8	11.4	10.3	8.15
28	2.12	3.95	7.38	16.8	22.8	28.7	37.1	38.4	31.3	26.4	22.4	19.4	17.0	15.1	13.5	12.2	9.66
30	2.29	4.28	7.95	18.1	24.6	30.9	40.0	42.6	34.7	29.2	23.8	21.5	18.9	16.8	15.0	13.5	0
32	2.43	4.56	8.53	19.4	26.3	33.1	42.9	46.9	38.2	32.2	27.3	23.7	20.8	18.5	16.5	14.9	0

Paso de 1	CADENA DE RODILLOS ASA No. 80																
	Revoluciones por minuto — Rueda dentada menor																
	25	50	100	200	300	400	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
17	1.88	2.88	6.38	10.0	14.5	18.7	22.9	31.0	38.9	37.6	28.6	22.7	18.6	15.6	13.3	11.5	10.1
18	1.94	3.07	6.72	10.7	15.4	19.9	24.4	33.0	41.3	41.0	31.2	24.8	20.3	17.0	14.5	12.6	11.0
19	1.74	3.28	6.67	11.3	16.3	21.1	25.8	35.0	43.8	44.5	33.9	26.9	22.0	18.4	15.7	13.6	12.0
20	1.81	3.44	6.42	12.0	17.2	22.3	27.3	37.0	46.4	48.1	36.6	29.0	23.8	19.9	17.0	14.7	12.9
21	1.94	3.62	6.76	12.6	18.2	23.6	28.8	39.0	48.9	51.7	39.4	31.2	25.6	21.4	18.3	15.9	13.9
22	2.04	3.81	7.11	13.3	19.1	24.8	30.3	41.0	51.4	55.5	42.2	33.5	27.4	23.0	19.6	17.0	14.9
23	2.14	4.09	7.46	13.9	20.0	26.0	31.7	43.0	53.9	59.2	45.1	35.8	29.3	24.6	21.0	18.2	15.9
24	2.21	4.19	7.81	14.6	21.0	27.2	33.3	45.0	56.4	62.0	48.1	38.1	31.2	26.2	22.3	19.4	17.0
25	2.34	4.38	8.17	15.2	21.9	28.4	34.8	47.0	59.0	64.9	51.1	40.6	33.2	27.8	23.8	20.6	8.34
28	2.65	4.94	9.23	17.2	24.1	32.1	39.3	53.2	66.6	73.3	60.6	48.1	39.4	33.0	28.2	24.4	0
30	2.85	5.33	9.94	18.5	26.7	34.6	42.3	57.3	71.8	78.9	67.2	53.3	43.6	36.6	31.2	24.3	0
32	3.06	5.71	10.7	19.9	28.6	37.1	45.3	61.4	77.0	84.7	74.0	58.7	48.1	40.3	34.4	0	0

Talla 1-2 Capacidad para cadena sencilla, de 5/8", 3/4" y 1" de peso

F	S	F	S	F	S	F	S	F	S	F	S	F	S
1	.03	32	25.94	63	100.54	94	223.82	125	395.79	156	616.44		
2	.10	33	27.58	64	103.75	95	228.61	126	402.14	157	624.37		
3	.23	34	29.28	65	107.02	96	233.44	127	408.55	158	632.35		
4	.41	35	31.03	66	110.34	97	238.33	128	415.01	159	640.38		
5	.63	36	32.83	67	113.71	98	243.27	129	421.52	160	648.46		
6	.91	37	34.68	68	117.13	99	248.26	130	428.08	161	656.59		
7	1.24	38	36.58	69	120.60	100	253.30	131	434.69	162	664.77		
8	1.62	39	38.53	70	124.12	101	258.39	132	441.36	163	673.00		
9	2.05	40	40.53	71	127.69	102	263.54	133	448.07	164	681.28		
10	2.53	41	42.58	72	131.31	103	268.73	134	454.83	165	689.62		
11	3.06	42	44.68	73	134.99	104	273.97	135	461.64	166	698.00		
12	3.65	43	46.84	74	138.71	105	279.27	136	468.51	167	706.44		
13	4.28	44	49.04	75	142.48	106	284.63	137	475.42	168	714.92		
14	4.96	45	51.29	76	146.31	107	290.03	138	482.39	169	723.46		
15	5.70	46	53.60	77	150.18	108	295.45	139	489.43	170	732.05		
16	6.48	47	55.95	78	154.11	109	300.95	140	496.47	171	740.60		
17	7.32	48	58.36	79	158.09	110	306.50	141	503.59	172	749.17		
18	8.21	49	60.82	80	162.11	111	312.09	142	510.76	173	757.77		
19	9.14	50	63.33	81	166.19	112	317.74	143	517.98	174	766.40		
20	10.13	51	65.88	82	170.32	113	323.44	144	525.25	175	775.04		
21	11.17	52	68.49	83	174.50	114	329.19	145	532.57	176	783.63		
22	12.26	53	71.15	84	178.73	115	334.99	146	539.94	177	792.27		
23	13.40	54	73.86	85	183.01	116	340.84	147	547.36	178	800.97		
24	14.59	55	76.62	86	187.34	117	346.75	148	554.83	179	809.71		
25	15.83	56	79.44	87	191.73	118	352.70	149	562.36	180	818.50		
26	17.12	57	82.30	88	196.16	119	358.70	150	569.93	181	827.35		
27	18.47	58	85.21	89	200.64	120	364.76	151	577.56	182	836.24		
28	19.86	59	88.17	90	205.18	121	370.86	152	585.23	183	845.29		
29	21.30	60	91.19	91	209.76	122	377.02	153	592.96	184	854.58		
30	22.80	61	94.28	92	214.40	123	383.22	154	600.73	185	864.03		
31	24.34	62	97.37	93	219.08	124	389.48	155	608.56				

Tabla 1-3 Constante S para determinación de la longitud de la cadena.

Número de dientes	1 1/2"		2"		3"		4"		5"	
	Más anchura	Más del del centro								
11	1700	2500	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700
12	700	600	700	1300	1500	1400	1400	1400	1400	1400
13	700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700
14	700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700
15	700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700
16	3700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700
17	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700
18	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700
19	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700
20	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700
21	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700
22	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700
23	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700
24	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700
25	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700

Número de dientes	1 1/2"		2"		3"		4"		5"	
	Más anchura	Más del del centro								
11	1700	2300	2700	3300	2100	4300	3700	4300	3100	5400
12	2700	3700	2700	4300	3700	4300	3700	5700	4300	6300
13	2700	3700	3700	4300	3700	5700	4300	6300	5700	7300
14	2700	3700	3700	5700	3700	6300	4300	6300	5700	8300
15	3700	4300	3700	5700	4300	6300	4300	7300	6300	8300
16	3700	5700	4300	6300	4300	7300	5700	8300	7300	10300
17	3700	5700	4300	6300	5700	8300	5700	8300	7300	10300
18	3700	5700	4300	6300	5700	8300	6300	9300	8300	11300
19	4300	6300	4300	7300	5700	8300	6300	9300	9300	12300
20	4300	6300	5700	7300	6300	9300	7300	10300	9300	13300
21	4300	7300	5700	8300	6300	9300	7300	11300	10300	14300
22	4300	7300	6300	8300	7300	10300	8300	11300	10300	14300
23	5700	8300	6300	9300	7300	10300	8300	12300	11300	15300
24	5700	8300	6300	9300	8300	11300	9300	13300	12300	16300
25	5700	8300	7300	10300	8300	12300	10300	13300	13300	17300

Tabla 1.4 (Ejemplo máximo del tipo) y del centro para el eje con chavetas (serie A1-M) - Dimensiones en pulgadas

NÚMERO DE DIENTES DE LA RUEDA										
No. 23	No. 35		No. 50		No. 60		No. 80		No. 90	
	23	35	50	60	60	80	80	90	90	90
10	10	48	10	10	10	10	10	10	10	10
11	10	34	10	11	10	11	10	11	10	11
12	12	30	11	12	12	12	12	12	12	12
13	13	26	12	13	13	13	13	13	13	13
14	16	30	13	14	14	14	14	14	14	14
15	15	24	14	15	14	15	14	15	14	15
16	16	20	15	16	15	16	15	16	15	16
17	17	18	16	17	16	17	16	17	16	17
18	18	16	17	18	17	18	17	18	17	18
19	19	14	18	19	18	19	18	19	18	19
20	20	12	19	20	19	20	19	20	19	20
21	21	10	20	21	20	21	20	21	20	21
22	22	8	21	22	21	22	21	22	21	22
23	23	6	22	23	22	23	22	23	22	23
24	24	4	23	24	23	24	23	24	23	24
25	25	2	24	25	24	25	24	25	24	25
26	26	1	25	26	25	26	25	26	25	26
27	27	0	26	27	26	27	26	27	26	27
28	28	0	27	28	27	28	27	28	27	28
29	29	0	28	29	28	29	28	29	28	29
30	30	0	29	30	29	30	29	30	29	30
31	31	0	30	31	30	31	30	31	30	31
32	32	0	31	32	31	32	31	32	31	32
33	33	0	32	33	32	33	32	33	32	33
34	34	0	33	34	33	34	33	34	33	34
35	35	0	34	35	34	35	34	35	34	35
36	36	0	35	36	35	36	35	36	35	36
37	37	0	36	37	36	37	36	37	36	37
38	38	0	37	38	37	38	37	38	37	38
39	39	0	38	39	38	39	38	39	38	39
40	40	0	39	40	39	40	39	40	39	40

Tabla 1.5 Surtido de ruedas dentadas disponibles

Lubricación

En transmisiones de baja velocidad. Una adecuada lubricación es esencial para obtener una vida útil larga de la cadena. A bajas velocidades la lubricación periódica es suficiente. Se puede aplicar con brocha un aceite mineral de consistencia media, mientras la cadena está en operación.

En transmisiones de velocidad media. Estas transmisiones deben recibir más lubricación que las de baja velocidad. Se puede obtener esto por medio de un lubricador de gotero de buen tamaño, montado de tal manera que gotee aceite directamente sobre la cadena, para que este penetre a todas sus partes.

Transmisiones de alta velocidad. Para estas aplicaciones se debe contar con un protector de cadena parcialmente lleno de aceite, por el cual la cadena se sumerge. Si la velocidad de la cadena es muy alta, se deben adosar a las ruedas dentadas unos discos de mayor diámetro que estas; estos discos recogen aceite en el fondo del protector y lo lanzan contra un deflector en la parte superior, del cual luego gotea el aceite a la cadena.

Selección de las transmisiones (12)

La potencia que se va a transmitir y la velocidad de la menor rueda dentada se selecciona bien sea que la transmisión aumente o disminuya velocidad. En la selección de transmisiones se consideran las cargas impuestas sobre la cadena por el tipo de fuerza motriz que las opera y la clase de equipo que ellas impulsan.

Para tener en cuenta estas condiciones existen los factores de servicio, y la capacidad de la cadena en HP se determina por medio de la siguiente ecuación:

Capacidad requerida en HP

$$HP = (HP \text{ transmitidos } \times \text{ factor de servicio }) / \text{ Factor de anchos múltiples}$$

Las tablas 1-1 y 1-2 indican la capacidad en HP para algunas de las cadenas de muchas disponibles en el mercado (puede consultar información adicional en los catálogos de fabricación)

En la fig 1-25 sirve para determinar rápidamente el tipo probable de cadena requiendo para las condiciones dadas, sin tener que hacer uso de las tablas de potencia que dan valores más exactos.

Diseño de transmisiones de cadena .

Ejemplo :

Seleccionar una transmisión de cadena operada por un motor eléctrico que transmite 5 HP de un eje intermedio al eje principal de una maquina de estirar alambre . El eje intermedio tiene un diámetro de 1 1/2 pulg . y gira a 1200 rpm

El eje principal es también de 1 1/2 pulg . y debe girar entre 378 y 382 rpm . La distancia entre centros una vez establecida es fija , y por medio de cálculos iniciales se ha estimado de 22 1/2 pulg . La carga en el eje principal es fluctuante , y presenta picos que clasifican la transmisión en la categoría de alto impacto . Toda la transmisión esta resguardada y todas las partes están lubricadas a presión , de modo que estará ampliamente lubricada .

Solución

Paso 1 Factor de servicio

A partir de la tabla 1-6 para cargas de alto impacto y motores electricos , el factor de servicio es 1.50

Factores de servicio para cadenas sencillas La capacidad de cadenas multiples es igual a las de las cadenas sencillas multiplicada por el factor de anchos multiples.		Factores de anchos multiples			
Tipo de carga impulsada	Tipo de potencia de entrada			Numero de anchos	Factores de anchos multiples
	Maquina de combustión interna	Motor eléctrico o turbina	Maquina de combustión interna con transmisión mecánica		
Suave	1.0	1.0	1.2	2	1.7
Impacto moderado	1.2	1.3	1.4	3	2.5
Impacto alto	1.4	1.5	1.7	4	3.3

Tabla 1-6 Factor de servicio de anchos multiples para transmisión de cadena

Paso 2 : Potencia de diseño .

La potencia de diseño es $5 \times 1.50 = 7.50$ HP

Paso 3 : Selección tentativa de la cadena

A partir de la fig 1-25 para 7.5 HP y 1200 rpm se debe usar cadena #40 (1/2 pulg. De paso) . Si se proyecta usar cadena de ancho múltiple , la capacidad en HP se determina por medio de la siguiente fórmula

$$HP = \text{Potencia de diseño} / \text{Factor de anchos múltiples}$$

El factor de anchos múltiples se determina en la columna derecha de la tabla 1-6

Paso 4 : Selección final de la cadena y de la rueda dentada pequeña

Bajando de la columna de 1200 rpm en la tabla 1-1 hasta encontrar el valor más cercano de la potencia de diseño , 7.50 , y siguiendo horizontalmente hacia la izquierda, se encuentra que el número de dientes de la rueda pequeña es 20 . Para velocidades intermedias , o números de dientes que no aparezcan en la tabla 1-1 se puede interpolar usando hileras o columnas aproximadas . Se debe verificar el diámetro de la rueda con el diámetro del eje en el cual se va a acoplar , tabla 1-4 . Si la rueda seleccionada no puede alojar el diámetro del eje , se debe usar una rueda dentada de mayor tamaño , o seleccionar nuevamente una cadena y una rueda de un paso mayor

En este caso particular , la rueda de 20 dientes puede alojar el eje de 1 1/2 pulg. de diámetro

Paso 5 : Selección de la rueda dentada grande

Como la rueda impulsora opera a 1200 rpm y la impulsada debe operar a un mínimo de 378 rpm la relación de velocidades es

$$R = 1200 / 378 = 3.175 \text{ mínimo}$$

Por tanto la rueda dentada grande debe tener

$$20 \times 3.175 \text{ dientes} = 63.5 \text{ dientes}$$

Como las ruedas dentadas comerciales más cercanas a este número tienen 60 o 70 dientes ,

tabla 1-5 puede ser más económico tratar de usar una combinación de ruedas dentadas disponibles comercialmente y que cumplan con la relación requerida . Al verificar nuevamente la rueda dentada pequeña , la de 19 dientes sería adecuada

Esta demandará una rueda más grande de

$$19 \times 3.175 \text{ dientes} = 60.325 \text{ dientes (se usa una rueda de 60 dientes)}$$

Como las ruedas de 19 y 60 dientes cumplen la relación de velocidades , y son comercialmente disponibles , es más económico usar esta combinación

Paso 6 : Longitud de la cadena en pasos

Como las ruedas de 19 y 60 dientes se instalarán a 22 1/2 pulg. entre centros , los siguientes cálculos son necesarios para determinar el largo de la cadena :

$$\text{Longitud de la cadena en pasos} = 2C + M / 2 + S / C$$

Donde :

$C = \text{distancia entre centros} + \text{paso} = 22.5 / 0.5 = 45$

$M = \text{numero total de dientes en ambas ruedas} = 19 + 60 = 79$

$S = \text{Valor obtenido de la tabla 1-6 (donde } F = 60 - 19 = 41) = 42.58 .$

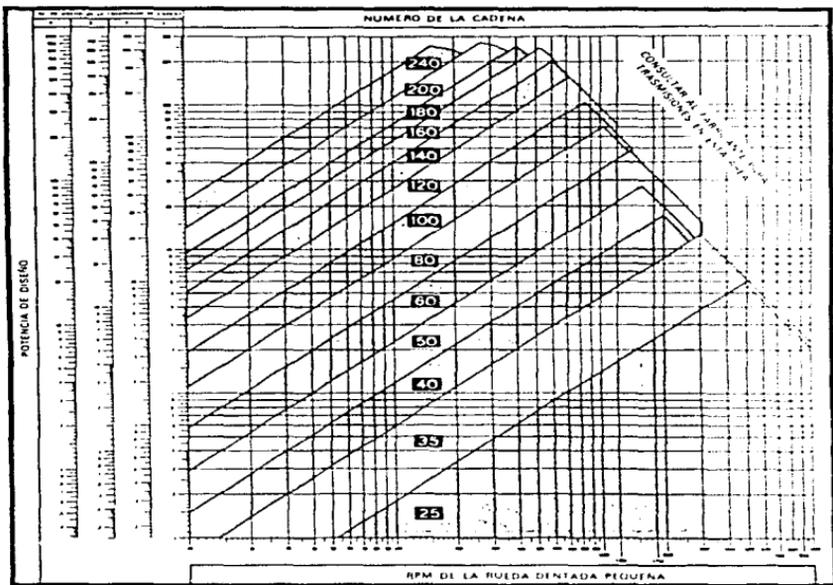
Sustituyendo valores :

La longitud de la cadena en paso es $= 2 \times 45 + 79 / 2 + 42.58 / 45 = 130.44$

Como la distancia entre centros de $22 \frac{1}{2}$ pulg. no es critica debe usarse una cadena de 130 pasos de longitud , que es además numero par

Paso 7 : Longitud de la cadena en pulgadas .

Longitud de la cadena = N' de pasos \times paso $= 130 \times \frac{1}{2} = 65$ pulg .



NOTA: La máxima potencia especificada en cada una de las columnas de anchos de cadena, no es el límite para transmitir con el tipo de cadena. Consultar al fabricante de cadenas para aplicaciones con potencias superiores a las de este gráfico.

Fig. 1-25 Gráfica para determinar el tipo de cadena

I.3.3 Transmisiones de engranajes .

La función de un engranaje es transmitir movimiento , rotacional o alternativo , de un miembro de una maquina a otro , reduciendo o aumentando la velocidad de un eje . Los engranes pueden ser rectos o cónicos permitiendo una superficie de contacto que garantiza un movimiento positivo entre ellos .

Existen muchas clases de engranajes y se pueden agrupar de acuerdo con la posición de ejes que se conectan .

Los engranajes rectos conectan ejes paralelos , los engranajes cónicos conectan ejes con líneas centrales que se interceptan y los engranes de tornillo sin fin , conectan ejes cuyas líneas centrales no se interceptan . Un engranaje recto con una cremallera , convierte el movimiento rotacional , en alternativo o lineal y al más pequeño de alguno de los dos engranes se le denomina piñón .

El diseño de los engranajes es complicado y envuelve problemas de resistencia , desgaste y selección de materiales .

Generalmente un dibujante selecciona un engranaje a partir de catálogos comerciales . La mayoría de los engranes se fabrican de hierro fundido o acero , pero también se fabrican de latón , bronce o fibras , cuando se tiene en cuenta factores como desgaste y ruido .

Una transmisión simple de engranajes consta de una rueda motriz con dientes que engranan con otra similar , los dientes son diseñados para garantizar la rotación angular uniforme del eje impulsado .

Existen engranajes simplemente fresados y otros terminados con precisión .

Los engranes rectos que se utilizan para transmitir rotación entre ejes paralelos , tienen sus dientes sobre la superficie cilíndrica de la rueda llamada también superficie primitiva . Existen también otro tipo de engranes que es una forma modificada del engrane recto llamado helicoidal . El donde los dientes son fresados en forma de espiral, teniendo así mayor área de contacto reduciendo cargas de impacto y ruido por el golpeteo entre dientes .

Transmisiones de cadena comparadas con transmisiones de engranajes

Ventajas de las cadenas .

La distancia entre centros de ejes para transmisiones de cadena prácticamente no tiene restricciones , mientras que los engranajes deben tener la distancia entre centros de tal manera que sus superficies primitivas sean tangentes .

Esta ventaja, generalmente da como resultado diseños más sencillos , prácticos y menos costosos .

Las cadenas se instalan con facilidad , aunque todos los medios de transmisión requieren instalaciones adecuadas, las tolerancias para las cadenas no son tan restringidas como las de

engranes , por consiguiente el ahorro en tiempo de instalación es un punto importante en el programa para poner en marcha un equipo.

La facilidad de instalación inherente a las cadenas, es una ventaja definitiva cuando posteriormente se presentan cambios en el diseño, tales como cambio en la relación de velocidad , capacidad o distancia entre centros

La elasticidad propia de las cadenas en tensión , adicionada por el efecto amortiguador del lubricante en las articulaciones numerosas de la cadena , genera una mayor capacidad para absorber impactos , que la que es posible en el contacto lubricado metal a metal de uno ó dos dientes de una transmisión de engranajes

En trenes de engranajes hay una acción combinada de rotación y deslizamiento entre las superficies de los dientes cuando engranan , mientras que los rodillos de las cadenas , al engranar con las superficies de los dientes , generan únicamente una acción de rotación . El desgaste también es reducido teniendo en cuenta que la cadena está distribuida simultáneamente sobre varios de los dientes de las ruedas dentadas , en contraste con la concentración de carga en uno o dos dientes de los engranajes en acción

Ventajas de los engranajes

Cuando la limitación de espacio demanda la menor distancia entre centros de los ejes , es generalmente preferible una transmisión por medio de engranajes , a una de cadena

La máxima relación de velocidad para la operación satisfactoria de una transmisión de engranajes es generalmente mayor que la de una de cadenas .

Los engranajes pueden ser operados a velocidades rotatorias más altas que las cadenas

Cuando se necesitan combinaciones de alta velocidad con alta potencia , se considera en general más práctico la utilización de engranajes . Se pueden usar a velocidades y cargas medias , ambos tipos de transmisiones, siendo más ventajosas las transmisiones de engranajes por razones de compactibilidad

CAPITULO II

CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO Y SELECCIÓN DEL EQUIPO DE ARRASTRE

2.1 Motores eléctricos [6]

Tanto en la industria como en el pequeño y gran comercio , siempre habrá la necesidad de mover materiales a diferentes velocidades y vanables tipos de carga .

Y normalmente la seleccion de algun equipo o parte de el ; se hace con solo quitar la pieza dañada y ver las características de placa o numero de parte en algún plano de diseño , si se tiene a la mano ; Si no es así , basta con dirigirse con algun proveedor para que nos muestre lo que mas convenga a nuestro sistema . Esto es muy fácil de hacer cuando es solo un cambio de la parte dañada , pero cuando es necesario modificar condiciones de carga , potencia , movimiento o disposición en la instalacion misma del equipo ; Es recomendable tener criterios de diseño y selección

Es por esto que el ingeniero o tecnico a cargo debe conocer los fundamentos basicos para una buena operación del equipo motriz , si es el caso de una instalacion ya terminada o conocer criterios de seleccion del mismo equipo para una instalacion por efectuarse , es precisamente de esto de lo que trata el presente capitulo . dar criterios generales de diseño y seleccion para motores electricos , reductores de velocidad ,acoplamientos y vanadores de velocidad

Es de gran utilidad conocer los principios fundamentales para una seleccion apropiada de algún motor con objeto de obtener optimas condiciones de trabajo . A continuacion se dan las reglas fundamentales para el estudio de seleccion del motor .

- 1. Estudio de la maquina que deberá mover el motor , para determinar cual es el tipo de motor que debe usarse
- 2. Determinar el diseño mecanico que debe utilizarse , es decir si debe ser abierto , a prueba de goteo , a prueba de salpicaduras , totalmente cerrado , o bien a prueba de explosión
- 3. Determinar la capacidad del motor en HP.
- 4. Determinar las características eléctricas , tales como tensión , frecuencia , par de

arranque , factor de potencia y eficiencia .

- 1) Determinar el equipo de control , es decir , aparatos para conexión arranque y protección .

2.1.1 Potencia de salida .

Se define normalmente como la potencia que puede dar un motor a una temperatura ambiente de 40° C y hasta 1000 m sobre el nivel del mar como máximo

Los motores están diseñados y fabricados para dar su potencia nominal a 200 m de altura y 40° C [6] Esto significa mayor potencia que el motor seleccionado para 1000 m de altura y 40° C .

Para otras condiciones ambientales , se corrige la potencia de salida con los factores indicados en la (tabla 2-1) Si el producto de los factores $K_1 \times K_2$ es mayor o igual a uno no es necesario reducir la potencia

Obviamente un motor eléctrico tiene que ser capaz de suministrar la potencia requerida por la máquina accionada , pero es aconsejable además contar con un margen de seguridad , ya que a menudo se presentan pequeñas sobrecargas difíciles de calcular . Una sobrecarga anormal puede producir que el devanado del motor se quemara por sobrecalentamiento

Si se tiene que escoger entre dos diferentes tamaños de motor , siempre deberá escogerse del calculado, el inmediato mas alto . Por otro lado no es aconsejable seleccionar un motor excesivamente grande ya que tendrá un alto precio de compra y operara a un bajo factor de potencia

Además , en el motor " jaula de ardilla " , la corriente de arranque , que es proporcional al tamaño del motor , será innecesariamente alta

La fig. 2-1 muestra las curvas características de la velocidad (n) , la eficiencia (η) , el factor de potencia y la corriente (I) en función de la potencia de salida

De la gráfica se puede apreciar que el motor está diseñado para la eficiencia y el factor de potencia mas altos entre 75 y 100 % de plena carga . Para el servicio mas económico se debe elegir por lo tanto el motor que trabaje dentro de estos límites

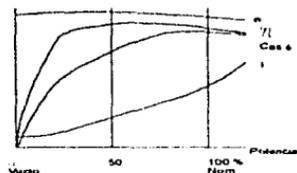


fig 2-1

Curvas características n = velocidad [r p m]
 η = eficiencia
 $\text{Cos } \phi$ = factor de potencia
 I = corriente

Temp Ambiente °C	Factor K_1	Altura m s n m	Factor K_2
30	1 06	1000	1 05
35	1 03	1500	1 02
40	1 00	2000	1 00
45	0 96	2500	0 97
50	0 93	3000	0 94
55	0 90	3500	0 92
60	0 86	4000	0 88

Factores de corrección
 tabla 2-1 [6]

2.1.1.1 Potencia permitida a velocidad reducida

Cuando un motor esta operando a una velocidad inferior de la velocidad nominal (por ejemplo cuando se alimenta con un variador de frecuencia) , no es posible someterlo a carga plena , debido entre otros a ventilación insuficiente . Las potencias permitidas en esos casos se proveen a solicitud del cliente

2.1.2 Par y corriente .

El par de un motor eléctrico es una expresión de la capacidad de girar que tiene el motor . Conociendo la potencia y la velocidad se calculara el par mediante la siguiente formula :

$$M = 960 (P / n)$$

2.1

Donde :

- M = par expresado en [Kg - m]
- P = potencia expresada en [KW]
(1 KW = 1.34 CP)
- n = velocidad [rpm]

Las características del par y la corriente en función de la velocidad de rotación son mostradas en la fig. 2-2

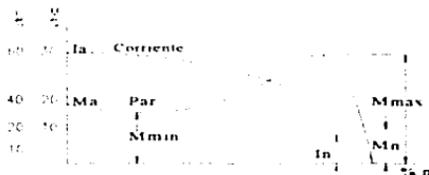


fig 2-2 Curvas de par y corriente

En la curva representativa del par , pueden distinguirse los siguientes valores

- Ma = Par de arranque , que es el par desarrollado a la velocidad de rotación cero
- Mmin = Par mínimo desarrollado por el motor durante la aceleración
- Mmax = Par máximo desarrollado por el motor durante la aceleración
- Mn = Par nominal desarrollado por el motor a velocidad y corriente nominal
- Ia = Corriente de arranque a velocidad de rotación cero
- In = Corriente nominal
- Io = Corriente de marcha en vacío

Las características del par y la corriente dependen del diseño del motor . Debido a la alta corriente de arranque , características propias de todo motor de " jaula de ardilla " que es independiente de la carga , es necesario dimensionar generosamente el cable de alimentación del motor , para evitar caídas de tensión excesivas

Los valores correspondientes al par de arranque y al par máximo así como la intensidad de corriente en el arranque para un cierto motor , pueden obtenerse de las tablas 2-12 a 2-15 .

El par máximo representa el límite de sobrecarga momentánea del motor

El par es proporcional al cuadrado de la tensión , es decir , una caída de tensión de 10% causará una reducción del par de aprox 20% Debe elegirse un motor cuyo torque sea siempre mayor que el par de carga

2.1.2.1 Factor de potencia (6)

El factor de potencia se determina midiendo la potencia activa de entrada , la tensión y la corriente nominal . La tolerancia es de $(1 - \cos \phi) / 6$

2.1.2.2 Eficiencia

Como se sabe la potencia de salida obtenida del eje del motor es menor que la potencia activa recogida de la red por este debido a pérdidas

El cociente entre la potencia de salida y la potencia de entrada se conoce como eficiencia

La eficiencia , potencia , frecuencia y voltaje nominales esta determinada en base a las siguientes pérdidas:

- Pérdidas debidas a fricción de aire y rodamientos
- Pérdidas en la laminación y devanados

La tolerancia al determinar la eficiencia es -10 % de $(1 - \eta)$

2.1.3 Velocidad

La velocidad de rotación de los motores de corriente alterna , depende de la frecuencia de la red y del número de polos del devanado del estator del motor

La velocidad sincrónica de rotación (n_1) se obtiene de la siguiente formula :

$$n_1 = (2 \times f \times 60) / p$$

2.2

Donde :

f = Frecuencia [Hz]

p = No de polos

La tabla 2-2 muestra las velocidades sincrónicas a 60 y 50 Hz para motores de 2 a 12 polos .

Un motor asincrono tipo " jaula de ardilla " o anillos rozantes nunca puede alcanzar completamente esta velocidad. Sin embargo cuando el motor esta operando en vacio su velocidad es prácticamente igual a la velocidad sincrona , pero a la potencia nominal del motor , la velocidad es menor .

El deslizamiento (s) se obtiene de la formula

$$s = (n_1 - n) / n_1$$

2.3

Donde

n_1 = velocidad sincrona [r.p.m.]

n = velocidad asincrona [r.p.m.]

La velocidad indicada en las tablas de características es valida a plena carga de trabajo . La tolerancia es de ± 20 % del deslizamiento. La velocidad de prueba es del 125 % de la velocidad nominal durante 1 minuto

Velocidad sincrona		
No de polos	60 Hz	50 Hz
2	3600	300
4	1800	1500
6	1200	100
8	900	750
10	720	600
12	600	500

Tabla N° 2-2 Velocidades sincronas [6]

2.1.4 Carga permisible sobre rodamientos y ejes en los motores.

La vida nominal de un rodamiento se define como el tiempo de trabajo alcanzado hasta el 90 % de los rodamientos dentro de una prueba .

La vida útil depende entre otras , de las cargas que actúan sobre los rodamientos. La fuerza puede ser radial , F_r y/o axial , F_a . Las tablas 2-3 y 2-4 proporcionan las fuerzas permisibles sobre la extensión del eje para una vida nominal de 20000 horas

En caso de que se desee obtener valores para una vida diferente de 20000 horas , los datos de carga se modifican dividiéndolos entre el factor de corrección dado en la tabla 2-7 .

Para calcular las cargas radiales (F_r) y axiales (F_a) combinadas permisibles, se utiliza conjuntamente las tablas 2-3, 2-4, 2-5 aplicando las relaciones 1, 2 y 3 según sea el caso.

1 - Si $F_a < F_{ar}$ se permite

$$F_r \leq F_{rmax}$$

2 - Si $F_{ar} < F_a < F_{amax}$ se permite

$$F_r \leq F_{rmax} (F_{amax} - F_a) / (F_{amax} - F_{ar})$$

3 - Si $F_r < F_{rmax}$ se permite

$$F_a \leq F_{amax} - (F_r / F_{rmax}) (F_{amax} - F_{ar})$$

Ejemplo :

Con el motor MBT (112 MB) - 4 se desea accionar una maquina que provoca una carga radial de $F_r = 50$ Kg y una carga axial de $F_a = 32$ Kg ¿ Puede soportar el motor dichas cargas ? .

De las tablas 2-3, 2-4, 2-5 se obtiene :

$$F_{rmax} = 80 \text{ Kg } F_{amax} = 40 \text{ Kg } \text{ y } F_{ar} = 30 \text{ Kg}$$

Como $F_{ar} < F_a < F_{amax}$

Aplicamos la relación 2 :

$$F_r \leq 80 (40 - 32) / (40 - 30) = 64 > 50 \text{ Kg}$$

Aplicando la relación 3 :

$$F_a \leq 40 - (50 / 80) (40 - 30) = 33.8 > 32 \text{ Kg}$$

Por lo que el motor si soporta las cargas .

Tabla N° 2-3 Carga radial máxima F_{rmax} [Kg] [6]

Nº polos	48T (71)	140T (90)	180T (112)	210T (132)	250T (160)	280T (180)	320T (200)	360T (225)
2	25	35	70	100	150	200	225	250
4	30	40	80	120	175	200	250	275
6	35	45	95	135	175	250	300	325
8		50	110	150	225	300	350	325

Tabla N° 2-4 Carga axial máxima F_{amax} [Kg] [6]

Nº polos	48T (71)	140T (90)	180T (112)	210T (132)	250T (160)	280T (180)	320T (200)	360T (225)
2	20	30	35	45	105	120	160	180
4	25	40	40	55	125	145	190	220
6	30	45	55	65	150	180	235	265
8		50	55	70	170	200	265	300

Tabla N° 2-5 Carga axial de referencia F_{ar} [Kg] [6]

Nº polos	48T (71)	140T (90)	180T (112)	210T (132)	250T (160)	280T (180)	320T (200)	360T (225)
2	15	25	25	35	65	80	100	115
4	20	35	30	40	90	105	140	160
6		40	35	45	110	130	170	190
8		45	40	50	125	145	190	220

2.1.4.1 Diámetro mínimo de la polea para un motor

El diámetro mínimo depende del par del motor y la carga radial permisible .

Los valores dados en la tabla 2-6 se refieren a una vida nominal de los rodamientos de 20000 horas . Para otros tiempos de vida se multiplican al diámetro con el factor de corrección dado en la tabla 2-7

Tipo de motor	Diámetro mínimo (mm)	Ancho máximo (mm)
48T (71)	50	50
140T (90)	150	80
180T (112)	175	100
210T (132)	200	130
250T (160)	240	150
280T (180)	320	170
320T (200)	415	180
360T (225)	450	200

Tabla N° 2-6 Diámetro mínimo y ancho máximo para poleas [6]

Vida deseada (horas)	factor K_v
10,000	0.8
20,000	1.0
50,000	1.35
80,000	1.55
100,000	1.70

Tabla N° 2-7 Factor de corrección [6]

Notas : Para estos tipos de valores indicados solo son validos para montaje horizontal , para montaje vertical se debe consultar al fabricante .

2.1.5 Calculo para selección del motor .

Considerando la frecuencia permisible del numero de arranques y/o reversiones .

Al arrancar y parar frecuentemente un motor , no puede someterse a plena carga por el calor desarrollado en los devanados durante los arranques .

La potencia permitida puede calcularse conociendo el numero de arranques por hora , el momento de inercia del motor y de la carga asi como la velocidad .

Cuando el motor arranca en vacio o en baja carga la potencia (P_2) permitida es :

$$P_2 = P_1 [1 - (N_x / N_{max})]^{1/2}$$

2.4

donde :

$$N_x = N (J + J_1) / J$$

N = No. Deseado de arranques o reversiones por hora .

J = Momento de inercia del motor en [Kg - m²]

J₁ = Momento de inercia de la carga en Kg - m² refendo a la velocidad del motor, esto es multiplicado por : (velocidad de la carga / velocidad del motor)². El momento de inercia J en [Kg - m²] es numéricamente igual a ¼ GD² en [Kg - m²]

N_{max} = Numero maximo de arranques por hora para el motor en vacio según la tabla 2-8. Cuando son reversiones el numero máximo permitido es de ¼ de los valores de la tabla 2-8

Motor	No. De polos			
	2	4	6	8
48 (71A)		4950		
48 (71B)	3600	5730		
143T (90S)	1450	3890	4000	8920
145T (90L)	1450	3890	4000	8920
182T (112S)		2360	3060	6760
184T (112M)	860	2360	3060	6760
213T (132S)	700	1550	2640	5000
215T (132M)		1550	2640	5000
254T (160M)	300	720		1930
256T (160L)	300	720	1200	1930
284T (180M)	210	670		
288T (180L)	210	670	960	1650
324T (200M)	200	590	800	
326T (200L)	200		800	1500
364T (225S)		500		1300
365T (225M)	160	500	720	1300

Tabla N° 2-8 No. Máximo de arranques / hora en vacio [6]

Ejemplo :

Un motor tipo MBT 215T (132M) - 4 accionara una maquina con un momento de inercia de 9 Kg - m² y con una velocidad de 100 r.p.m. .

La potencia nominal del motor es de 7.5 KW y su momento de inercia de 0.030 Kg - m².
Se desean 100 arranques por hora .

¿ Que potencia puede dar el motor ?

1 - Refiriendo el momento de inercia a la flecha del motor

$$J_1 = 9 (100 / 1800)^2 = 0.028$$

2.- De la tabla 2-8 se obtienen Nmax = 1550

2a.- De la tabla de características (tabla 2-12 a 2-15) se obtiene el momento de inercia de motor

$$J_m = 0.030 \text{ Kg} - \text{m}^2$$

$$3 - N_s = 10 [(0.030 + 0.028) / 0.030] = 193$$

4 - La potencia permisible se obtiene entonces de la formula :

$$P'_2 = 7.5 \times [1 - (193 / 1550)]^{1/2} = 7.0 \text{ KW}$$

Siendo esta potencia maxima que puede entregar el motor debido al numero de arranques por hora deseado (requerido) .

Nota : Para el caso de reversiones el motor frenado con contracorriente , se utiliza el mismo calculo , excepto que los valores de la tabla 2-8 se dividen entre 4 . (6)

Considerando el tiempo de arranque .

Los tiempos de arranque no deben exceder los valores dados de la tabla 2-9 . debido al aumento de temperatura ocasionado en el rotor . Los valores indicados son validos para arranques ocasionales , es decir cuando el motor arranca estando frio .

Tipo de motor	Tipo de arranque	No. De polos			
		2	4	6	8
MBT 48 (71) - 145 (90)	Directo	10	15	20	25
	Y / D	45	60	60	60
MBT 182 (112) - 215 (132)	Directo	10	15	20	25
	Y / D	45	60	60	60
MBT 254 (160) - 365 (225)	Directo	15	20	25	30
	Y / D	45	60	60	60

Tabla 2-9 Tiempo máximo de arranque expresado en segundos [6]

El tiempo de arranque de un motor puede calcularse aproximadamente por medio de la siguiente ecuación:

$$t_a = (K_1 / M_{ac}) (J_m + J_c (n_c / n_s)^2) \text{ [seg]} \quad 2.5$$

donde:

K_1 = Constante dependiendo del número de polos (ver tabla 2-10)

J = Momento de inercia del motor [Kg - m²]

J_c = Momento de inercia de la carga a la velocidad n_c [Kg - m²]

n_s = Velocidad sincrónica del motor [rpm]

n_c = Velocidad de la carga [rpm]

M_{ac} = Par de aceleración [Kg - m]

	Nº de polos			
	2	4	6	8
n_s	3600	1800	1200	900
K_1	42.0	19.2	13.2	9.6

tabla 2-10 Constante K_1 [6]

Respecto al par de aceleración , se puede distinguir básicamente entre los siguientes cuatro casos:

1.- El par de carga M_c es prácticamente cero .

$$M_{ac} = 0.45 (M_{max} + M_a)$$

Por ejemplo ruedas volantes .

- 2.- El par de carga M_c es constante

$$M_{ac} = 0.45 (M_{max} + M_a) - M_c (n_c / n_n)$$

Por ejemplo ascensor , bandas transportadoras .

- 3- El par de carga es proporcional a la velocidad

$$M_{ac} = 0.45 (M_{max} + M_a) - \frac{1}{2} M_c (n_c / n_n)$$

Por ejemplo bomba de piston .

- 4.- El par de carga M_c es proporcional al cuadrado de la velocidad .

$$M_{ac} = 0.5 (M_{max} + M_a) - \frac{1}{2} M_c (n_c / n_n)$$

Por ejemplo bombas centrifugas , ventiladores .

Conociendo el tiempo de arranque y el numero deseado de arranques por hora N , se calcula la potencia permitida P_2 como sigue

$$P_2 = P_1 [(3600 - (C N t_a)) (i_a / i)^2 / (3600 - 2 N t_a)]^{1/2} \quad 2.6$$

Donde :

P_1 = Potencia nominal del motor .

C = 1 (arranques) ; 4 (reversiones) .

N = N° de arranques por hora (deseados) .

t_a = Tiempo de arranque .

i_a / i = Comente de arranque / comente nominal según la tabla de características 2-12 a 2-15

A menudo la carga consiste de una parte con masas rotativas y otra parte con masas lineales (por ejem. Una banda transportadora) , en esos casos , hay que transformar la masa lineal a una masa rotativa , con un momento de inercia J_r calculado según la siguiente formula :

$$J_r = 93.9 m_l (v^2 / n^2) \quad 2.7$$

Donde :

m_l = Masa lineal [Kg]

v = Velocidad de la masa lineal [m / seg]

n = Velocidad del motor [r.p.m.]

Ejemplo :

El motor MBT 286 (180LB) de 22 KW (30 CP) a 1735 r p m accionara una banda con una masa lineal de 2500 Kg , con masas rotativas , un momento de inercia de 0 188 Kg - m² y con una velocidad de 2 m /s .

El par de carga es constante 10 Kg - m y se requiere que el motor soporte seis arranques por hora.

1.- Momentos de inercia

Motor (tablas 2-12 a 2-15)	0 240 Kg - m ²
Banda - masas rotativas	0 188 Kg - m ²
masas lineales	0 310 Kg - m ²
Momento de inercia total	0 738 Kg - m ²

2.- Par (según tablas de características)

Motor , par nominal (Mn)	12 4 Kg - m
Motor par máximo (Mmax)	26 0 Kg - m
Motor , par de arranque (Ma)	21 1 Kg - m
Carga , par de carga (M)	10 0 Kg - m

Sustituyendo valores el par de aceleración se calcula entonces como :

$$M_{acc} = 0.45 (26 + 21 1) - 10 = 11.2 \text{ Kg - m}$$

y el tiempo de arranque como :

$$t_a = (19.2 / 11.2) (0.24 + 0.469 \times 1^2) = 1.22 \text{ seg}$$

La potencia de salida P₂ se calcula entonces :

$$P_2 = 22 [(3600 - 1 \times 6 \times 1.22 \times (6.8)^2) / (3600 - 2 \times 6 \times 1.22)]^{1/2}$$

$$P_2 = 21 \text{ KW}$$

Que corresponde a un par de 11.62 Kg - m que es mayor al par de carga de 10 Kg - m por lo que el motor soportara la carga y los 6 arranques por hora . (6)

2.1.6 Considerando el tipo de servicio a prestar (6)

Basados en las variaciones de carga durante la operación , se hace una distinción entre los tipos de servicio especificados mas adelante Cada tipo de servicio se define por medio de una prueba de carga a la que se somete el motor sin que este alcance los limites de temperatura establecidos dentro de los estándares

Servicio continuo

El motor es operado continuamente a la potencia nominal .

Servicio continuo con carga intermitente.

El motor es conectado a la red por un periodo largo, pero solamente es cargado en breves periodos que ocurren más o menos regularmente

Bajo estas condiciones se puede obtener del motor una potencia mayor que su potencia nominal.

Un motor que en un periodo de diez minutos trabaja con carga durante seis minutos y en vacío durante cuatro minutos, trabaja con una intermitencia del 60% (ver figura N° 2-3).

Del mismo modo se definen las intermitencias de 15% , 25% y 40%.

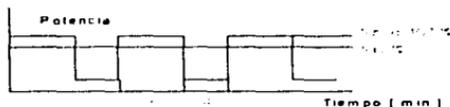


Figura N° 2-3 Motor trabajando en servicio continuo con intermitencia de 60 %

Servicio Continuo con carga intermitente de corta duración.

El motor marcha durante 30 ó 60 minutos y luego se deja enfriar hasta 40° C antes del siguiente periodo de trabajo. Ver figura N° 2-4.

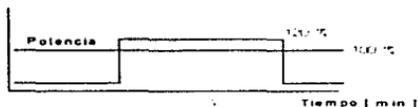


Figura N° 2-4 Motor trabajando en servicio continuo con carga intermitente de 30 minutos

No De polos	Continuo con intermitencia				Continuo con carga intermitente de corta duración	
	15%	25%	40%	60%	30 minutos	60 minutos
2 y 4	145	130	110	107	120	110
6 y 8	140	125	108	105	120	110

Tabla N° 2-11 Potencia obtenible de un motor , en porcentaje de su potencia nominal , cuando trabaja en alguno de los dos tipos de servicio arriba indicados. (6)

Es importante tomar nota de que en los casos en donde la placa del motor está marcada con 60% (u otro porcentaje) o con 30 min. (u otra cifra), la potencia que cita la placa es ya la que puede dar el motor con el tipo de servicio específicamente marcado y no la potencia en servicio continuo. Además de los tres tipos de servicio descritos existen otros (normados o en la práctica) como lo son el servicio intermitente (donde el motor está desconectado de la red en los lapsos en que no recibe carga lo que disminuye la rapidez con que se enfría), servicio continuo con carga variable, servicio intermitente con carga variable e incluso una mezcla de los anteriores que muestran las figuras 2-5, 2-6 y 2-7 en el orden que se han listado.



Figura N° 2-5 Servicio intermitente



Figura N° 2-6 Servicio continuo con carga variable



Figura N° 2-7 Servicio intermitente con carga variable

En muchos casos es conveniente asesorarse con el fabricante de motores para el cálculo y la correcta selección del motor.

2-12 TABLAS DE CARACTERÍSTICAS PARA MOTORES MBT (ASEA)

Motores MBT en 2 y en 4 polos

Tipo MBT	Potencia de salida		Velocidad RPM	Eficiencia %	Factor de potencia	Corriente primaria a 440V A	I (1)	M (1)	M _m (1)	M _{max} (1)	Momento de inercia J (2)	Peso neto apros KGS	
	KW	CP											
2 polos, 3600 RPM velocidad sincrónica													
48	(718)	0.37	0.5	3410	70	0.90	0.95	6.0	0.11	2.9	3.3	0.0008	7.5
48	(718)	0.55	0.75	3400	86	0.77	1.4	5.8	0.16	2.8	3.3	0.0008	7.5
48	(718)	0.75	1	3325	99	0.86	1.7	4.4	0.27	2.5	2.6	0.0028	8
143T	(905)	1.1	1.5	3500	74	0.85	2.5	1.8	0.31	3.0	3.6	0.002	14
145T	(90L)	1.5	2	3510	82	0.84	3	8.0	0.41	3.0	3.7	0.003	17
145T	(90L)	2.2	3	3460	83	0.89	4	6.0	0.62	2.5	3.3	0.003	17
184T	(112M)	3.7	5	3500	84	0.90	8.8	8.0	1.0	3.1	3.4	0.008	38
213T	(132S)	5.5	7.5	3510	83	0.87	10	8.0	1.5	2.7	3.4	0.015	43
213T	(132S)	7.5	10.0	3500	84	0.90	13.5	7.5	2.0	2.1	3.5	0.015	47
254T	(160M)	11	15	3515	88	0.90	14	7.4	3.1	2.0	3.0	0.08	88
258T	(160L)	15	20	3500	86	0.90	25	8.5	4.1	1.8	2.9	0.07	105
284TS	(180M)	18.5	25	3490	89	0.91	30	7.0	5.1	1.8	2.7	0.12	134
288TS	(180L)	22	30	3500	89	0.91	38	8.8	6.1	1.8	2.7	0.15	155
324TS	(200M)	30	40	3530	87	0.90	50	6.8	8.1	1.5	2.8	0.20	180
328TS	(200L)	37	50	3520	88	0.90	60	6.5	10.2	1.6	2.7	0.23	205
364TS	(225S)	45	60	3510	90	0.91	72	7.0	12.2	1.8	2.7	0.31	225
4 polos, 1800 RMP velocidad sincrónica													
48	(71A)	0.18	0.25	1610	52	0.57	0.9	5.0	0.13	2.1	2.3	0.0008	5.5
48	(718)	0.37	0.50	1625	68	0.67	1.1	5.0	0.27	2.5	2.8	0.0012	7
143T	(905)	0.55	0.75	1710	72	0.89	1.5	5.5	0.31	2.6	2.8	0.0025	14
143T	(905)	0.75	1	1725	75	0.73	2.0	8.0	0.42	2.8	3.0	0.0035	14
145T	(90L)	1.1	1.5	1715	78	0.72	2.7	6.0	0.63	3.2	3.2	0.005	14
145T	(90L)	1.5	2	1685	78	0.78	3.5	5.0	0.85	2.8	2.9	0.005	15
182T	(112S)	2.2	3	1735	80	0.77	4.7	7.5	1.24	3.0	3.2	0.010	24.5
184T	(112M)	3.7	5	1715	84	0.80	7.5	8.5	2.1	3.0	3.2	0.015	30
213T	(132S)	5.5	7.5	1745	85	0.85	10	7.7	3.1	2.5	2.8	0.022	43.5
215T	(132M)	7.5	10	1735	85	0.85	13.5	7.0	4.1	2.5	2.6	0.03	53
254T	(160M)	11	15	1740	88	0.84	21	7.5	6.2	2.0	2.3	0.10	88
258T	(160L)	15	20	1740	88	0.84	28	7.0	8.2	2.0	2.3	0.14	105
284T	(180M)	18.5	25	1735	89	0.85	32	7.0	10.3	1.8	2.0	0.20	134
288T	(180L)	22	30	1735	89	0.85	40	8.5	12.1	1.7	2.1	0.24	155
324T	(200L)	30	40	1750	90	0.83	53	6.5	14.4	2.2	2.5	0.30	203
364T	(225S)	37	50	1760	91	0.85	64	6.0	20.3	1.9	2.4	0.53	225
365T	(225M)	45	60	175.5	91	0.84	77	8.0	24.5	2.0	2.5	0.58	250

- 1) I₁ I₂ - Corriente de arranque (torque a plena carga)
M₁ M₂ - Par de arranque (torque a plena carga)
M_{max} M - Par máximo (torque a plena carga)
2) Momento de inercia J = 3/4 GD²

Nota: Entre parentesis se da armazón IEC equivalente

2-13 TABLAS DE CARACTERÍSTICAS PARA MOTORES MBT (ASEA)

Motores MBT en 6 y en 8 polos

Tipo MBT	Potencia de salida KW CP	Velocidad de rotación RPM	Eficiencia %	Factor de potencia	Corriente primaria a 440V I 1)	M	M ₂	M ₃	Momento de inercia J 2)	Peso neto aprox. Kg.	
8 polos, 1200 RPM velocidad sincrona											
143T (90J)	0.37 0.5	1150	81	0.59	1.4	5.0	0.32	2.6	2.8	0.004	14
145T (90L)	0.55 0.75	1150	68	0.56	2	5.0	0.47	3.0	3.2	0.005	16
148T (90L)	0.75 1	1130	71	0.66	2.1	4.5	0.63	2.8	2.8	0.005	14
182T (112S)	1 1.5	1140	75	0.71	2.7	5.3	0.94	2.6	3.1	0.010	25
182T (112S)	1.5 2	1140	75	0.74	3	4.5	1.5	2.0	2.0	0.010	25
184T (112M)	2.2 3	1145	79	0.69	5.3	6.0	1.9	2.6	3.1	0.015	30.5
213T (132S)	3.7 5	1140	84	0.75	7.8	5.5	3.1	1.8	2.2	0.022	45
215T (132M)	5.5 7.5	1140	84	0.77	11.5	5.3	4.7	1.8	2.2	0.03	51
254T (162M)	7.5 10	1160	86	0.77	16	6.0	6.2	2.2	2.4	0.10	88
258T (160L)	11 15	1155	86	0.77	23	5.5	9.3	2.2	2.4	0.14	105
288T (186L)	15 20	1160	86	0.77	30	6.0	12.4	2.0	2.2	0.24	155
324T (200M)	18 25	1150	87	0.76	37	6.2	15.6	1.7	2.0	0.30	180
326T (200L)	22 30	1160	88	0.77	43	6.4	18.5	1.8	2.1	0.35	205
365T (225M)	30 40	1160	90	0.81	54	6.5	24.7	1.7	2.1	0.63	250

8 polos, 900 RPM velocidad sincrona

143T (90S)	0.26 0.35	850	68	0.67	1.3	3.0	0.30	2.5	2.4	0.004	14
145T (90L)	0.55 0.75	810	64	0.52	2.2	3.0	0.65	2.5	2.4	0.005	16
182T (112S)	0.75 1	855	70	0.57	2.7	4.5	0.84	3.0	2.3	0.010	23.8
182T (112S)	1 1.5	820	70	0.60	3.5	4.0	1.3	2.0	2.3	0.010	25.8
184T (112M)	1.5 2	825	71	0.58	4.9	4.0	1.7	1.9	2.1	0.015	30
213T (132S)	2.2 3	845	74	0.65	6	4.3	2.5	1.7	2.1	0.022	43
213T (132M)	3.7 5	855	80	0.70	9	4.5	4.2	1.6	1.8	0.03	52
254T (160M)	5 7.5	850	82	0.75	12	5.5	8.3	1.7	2.4	0.10	88
258T (160L)	7.5 10	860	84	0.75	16	5.0	8.3	1.7	2.4	0.14	105
288T (180L)	11 15	860	84	0.75	23	4.8	12.5	1.6	2.4	0.24	155
326T (200L)	15 20	865	85	0.76	32	5.5	16.6	1.5	2.2	0.35	205
364T (225L)	18 25	870	87	0.74	37	5.0	20.6	1.5	2.3	0.63	255
365T (225M)	22 30	875	90	0.75	43	5.0	24.8	1.5	2.3	0.63	250

1) I₁ Corriente de arranque. Corriente a plena carga.

M, M₂, M₃ - Par de arranque, Par a plena carga.

Momento de inercia - Par a plena carga.

2) Momento de inercia en 1/4 G.D.

Nota: Entre paréntesis se da armadura IEC equivalente.

2.2 Reductores de velocidad

Como ya se explico en el primer capítulo , existen diferentes formas de transmitir potencia y movimiento , se menciona tambien que es posible modificar la potencia o movimiento interconectando elementos en el sistema , ya sea por bandas , cadenas o incrementando los diámetros en la relacion de contacto . Es precisamente este concepto al que daremos mayor énfasis debido a que es necesario encontrar velocidades menores , justificadas para el diseño del sistema . Partiendo de lo anterior habremos de definir la ley fundamental de engranamiento y relación de velocidad , para poder seleccionar la maquina motriz que mas se adecue a nuestras necesidades

Ley fundamental de engranamiento y relación de velocidad [4]

Para que dos ruedas dentadas acoplen y mantengan una relación de velocidad constante , estos deben satisfacer la ley fundamental de engranamiento

Esta ley puede establecerse de la siguiente manera : la forma de los dientes de un engrane debe ser tal que la normal común en el punto de contacto entre dos dientes debe pasar siempre a través de un punto fijo sobre la línea de centros . Cuando dos engranes que están acoplados satisfacen la ley fundamental , se dice que éstos producen una acción conjugada .

La relación de velocidad mencionada en conexión con la ley fundamental se define como la relación de velocidad angular de la rueda impulsada a la velocidad angular de la motriz .

Existen varias ecuaciones usadas para determinar la relación de velocidad tales como se indica en la siguiente ecuación :

$$r_v = n_2 / n_1 = N_{11} / N_{12} = d_1 / d_2 = \omega_2 / \omega_1 \quad 2.8$$

Donde :

r_v = relación de velocidad .

n = velocidad angular [r.p.m.]

N_i = número de dientes .

d = diámetro de paso [m]

ω = velocidad angular [rad / s]

el índice 1 se refiere al engrane motriz y el 2 al impulsado .

2.2.1 Motores reductores . [5]

De acuerdo a la definición anterior un reductor de velocidad es una maquina que se compone básicamente de un tren de engranes el cual dara una variación de velocidad en relación al diámetro de ruedas acopladas . Un motor - reductor es un motor y un reductor acoplados integralmente , dando los mismos resultados

Aunque en ocasiones es muy facil seleccionar algun tipo de motor y acoplarlo directamente al sistema que se desea imprimir movimiento , esto tiene sus desventajas , porque los motores eléctricos trifasicos se construyen normalmente para velocidades sincronas de 3000 , 1500 , 1000 y 750 r.p.m . a 50 Hz . O bien para 3600 , 1800 , 1200 y 900 r.p.m . a 60 Hz . Que corresponden a motores de 2 , 4 , 6 y 8 polos respectivamente . Las velocidades mas usuales 1500 ó 1800 r.p.m . o sea las correspondientes a motores de 4 polos [ver apartado 2.1] , son las mas económicas en la mayoría de los casos . Pero hay muchas aplicaciones que requieren velocidades menores aun mas que las de motores de 8 polos , 900 rpm , lo que hacen aplicaciones con desventajas por lo siguiente :

Como el motor debe ser de baja velocidad , normalmente su factor de potencia y su eficiencia son bajos , lo cual se traduce en un aumento del costo de la energia eléctrica utilizada . Por otra parte , el tamaño y peso del motor presentan desventajas que en algunos casos son notables . Por ejemplo , un motor de 5 HP , 6 polos , es alrededor de un 25 % mas largo y mas pesado que uno de 4 polos

Mientras mas baja sea la velocidad del motor , sus dimensiones y peso aumentan . Sin embargo, de 1200 a 900 r.p.m . , velocidades para las cuales esas desventajas no son dominantes , se pueden usar motores con acoplamiento directo , por ejemplo para algunas bombas , ventiladores y compresoras .

2.2.1.1 Reducción mecánica de la velocidad

Para velocidades de 900 a 700 r.p.m . , se acostumbra usar un motor de 4 ó 6 polos , conectado a la máquina por medio de bandas planas o bandas en " V " . [ver cap 1]

Para velocidades desde unas 750 r.p.m . o menores , sin embargo , generalmente se usa transmisión por cadena , cable o engranes

Para velocidades desde 300 r.p.m . hasta 1 r.p.m . , comúnmente se prefiere los motores reductores .

2.2.1.2 Ventajas de los motoredutores

Debido a que en un motoreductor el motor se monta en una caja compacta de engranes lo cual constituye normalmente el medio más conveniente y económico para obtener bajas velocidades (entre 1 y 300 r.p.m., aproximadamente). Generalmente un motoreductor está formado por un motor normal de 4 polos C.A. a unas 1800 r.p.m., una caja de engranes y un adaptador que reemplaza a la tapa del motor del lado del eje y conecta mecánicamente al motor con los engranes. En el eje del motor se monta el piñón de mando del tren de engranes y en este se acopla al eje de salida.

Las ventajas de esas unidades son obvias. Una es su compactibilidad, porque el motor y el reductor de velocidad de engranes forman un solo cuerpo.

En algunas ocasiones el motoreductor resulta más pequeño que un motor de baja velocidad de la misma capacidad. Los motoredutores tienen una elevada eficiencia. En cambio con los motores normales que requieren bandas en "V", cadenas o engranes para obtener bajas velocidades, disminuye la eficiencia total del conjunto. Por todo esto son muy fáciles de instalar y mantener, porque sus partes componentes forman una sola unidad, trabajan juntas y tienen una base común.

Para muy bajas velocidades la solución más económica es utilizar un motoreductor combinado con una transmisión por cadena.

Los motoredutores pueden usarse para una gran diversidad de cargas, que van desde transportadores ligeros hasta revolventoras de concreto y otras muchas máquinas para trabajo pesado.

2.2.2 Proceso de selección del motoreductor

Para seleccionar un motoreductor debe tomarse en consideración primero la selección del motor y luego la selección del reductor, basándose en las características de funcionamiento del motor y de la carga [ver motores].

Actualmente, en la mayor parte de los casos, no hay necesidad de seleccionar el motor, porque los fabricantes de maquinaria normalmente suministran el motor que según ellos dará el mejor resultado, o bien especifican el tipo exacto que debe usarse para determinada aplicación.

Sin embargo es muy útil conocer los principios fundamentales en los que se basa la selección apropiada de un motor, con objeto de lograr que las máquinas en general tengan un motor adecuado y conservarlas en las mejores condiciones de trabajo.

Considerando además costos de operación , mantenimiento y seguridad , siempre habrá un motor dentro de un grupo de selección que reúna las características necesarias para cierto tipo de trabajo [ver apartado 2 1 6]

2.2.3 Clases de reductores.

La selección del reductor debe basarse en consideraciones mecánicas . Para ello se dividen en tres clases . Cada clase utiliza diferentes tamaños de ruedas dentadas de acuerdo con las cargas que se operen , considerando que los engranes deben de tener en cualquier caso aproximadamente la misma vida o duración

Tres clases de reductores

CLASE A : En esta clase , el reductor tiene una capacidad en HP igual a la del motor .

CLASE B : La capacidad normal mínima del reductor debe ser igual a 1.41 veces la capacidad del motor en HP

CLASE C : La capacidad normal del reductor debe ser igual a 2 veces la capacidad del motor en HP

La razón por la cual se seleccionan reductores con diferentes capacidades a las de sus propios motores , se debe a que los reductores reaccionan en forma diferente con las sobrecargas (mencionadas a continuación)

2.2.4 Efecto de la carga y ciclo de trabajo en el uso de reductores .

Se sabe que la capacidad del motor se basa normalmente en la carga promedio . Una sobrecarga hace que la temperatura del motor suba y si la carga decrece , la temperatura disminuye . Mientras la temperatura máxima alcanzada no sobrepase las normas de seguridad para la capacidad del motor (consultar catalogo de fabricación) , no hay ningún peligro de que éste llegue a dañarse

Un reductor con sobrecarga , sin embargo proporcionalmente necesita desarrollar una capacidad mucho mayor que la sobrecarga . Por ejemplo : para un 100 % de sobre carga , el reductor es obligado a suministrar mas de 2 veces su capacidad normal , lo cual se traduce en un excesivo desgaste de los engranes .

Por otra parte , si el reductor trabaja sin carga la mitad del tiempo y la otra mitad al 100 % de sobrecarga , los engranes tienen un desgaste mayor que el correspondiente al promedio de la

carga. Por lo tanto si se selecciona y lubrica adecuadamente un motoreductor , su vida se prolonga considerablemente es obvio sin embargo , que la selección de los engranes debe basarse en las cargas máximas y no en los promedios de carga .

2.2.5 Método para seleccionar un reductor

Ahora veremos la forma para seleccionar un reductor correctamente para una máquina . Deben considerarse tres formas que se explican a continuación , de acuerdo a su complejidad

1º Consultar los datos técnicos sobre motoredutores correspondientes a cada fabricante

Este metodo puede usarse aproximadamente para 9 de cada 10 aplicaciones y se refiere particularmente a estudiar las características que los fabricantes proporcionan para los motoredutores que manufacturan . Conociendo la aplicación y las horas de trabajo requeridas , se elige el motoreductor de acuerdo con las especificaciones del fabricante

Es necesario notar que muchas cargas necesitan motoreductor de una clase correspondiente a 24 horas de servicio en lugar de la clase correspondiente a 8 horas de servicio . Esto se debe a que el desgaste de un mismo engrane trabajando 24 horas es tres veces mayor que el correspondiente a un trabajo de 8 horas

Con engranes de mayor capacidad , usados para servicio de 24 horas por día se reduce el desgaste por hora a una tercera parte , con lo cual las ruedas dentadas tendrían la misma vida que los de 8 horas diarias

2º Comparar el tipo de carga con cualquiera de las tres clases de reductores

El segundo metodo para escoger el motoreductor adecuado , se usa cuando no se puede encontrar la aplicación dentro de las indicaciones de algún manual técnico o bien cuando no se tiene a la mano la lista de especificaciones y aplicaciones del fabricante . En este caso se necesita comparar el tipo de carga con alguna de las tres clases de reductor (antes mencionadas) .

Aplicaciones de la clase " A " :

Sabemos que los motor reductores de a clase " A " incluyen una unidad reductora con capacidad igual a la del motor . Esta clase deberá usarse para cargas ligeras que no iguallen la capacidad del motor trabajando con un servicio de 8 horas por día ó para cargas con choques moderados donde el servicio es intermitente .

Por ejemplo : transportadores , agitadores y todas aquellas maquinas que trabajan bajo cargas ligeras 8 horas por día o cargas intermitentes con choques moderados

Aplicaciones de la clase " B "

Los motoredutores de la clase " B " con una capacidad igual a 1.4 veces la del motor son los mejores para cargas ligeras y para servicios de 24 horas por día o para cargas con choques moderados en servicios de 8 horas por día

Los motoredutores de la clase " B " son normalmente los mejores para máquinas como transportadores para molinos de papel , elevadores para carbon , ventiladores , agitadores de aire , transportadores de gusano y todas aquellas maquinas que requieren un tipo de servicio semejante.

Los motoredutores de la clase " B " son los que tienen por lo general mayor número de aplicaciones.

Aplicaciones de la clase " C " :

Los motoredutores de la clase " C " tienen una capacidad igual a 2 veces la del motor y son en consecuencia , los apropiados para cargas con choques pesados con servicio de 8 horas por día. Se utilizan para transportadores de materiales , transportadores de lingotes , transportadores de tubos en proceso , bombas de balancín para pozos petroleros , etc

3º Casos especiales .

Para la mayoría de los casos , al seleccionar motoredutores basta con usar cualquiera de los dos métodos antes mencionados . Pero hay casos para los cuales deben tomarse en consideración cuatro factores distintos para lograr una selección adecuada , debido al orden de complejidad :

- a. Tiempo de operación .
- b. Tipo de carga .
- c. Ciclo de trabajo .
- d. Frecuencia de reversiones .

Al usar este método deben comprobarse las horas de operación , el tipo de par de carga , la frecuencia de arranques , paros y reversiones .

a. Tiempo de operacion

Sabemos que el desgaste de los engranes es proporcional a las horas de operacion . En consecuencia , con objeto de determinar el uso correcto del reductor para un servicio requiendo , simplemente usamos la aritmética . Por ejemplo un reductor de clase " A " operando 8 horas por día durante 12 meses del año tiene la misma vida que otro operando 24 horas por día durante 4 meses del año

b. Tipo de carga

Para determinar claramente el tipo de carga , debe usarse una curva que indique las variaciones de carga en determinado tiempo de operacion . Por ejemplo con un ventilador que presenta una curva de carga constante , la carga promedio y la actuante son las mismas . En este caso la seleccion del reductor se basa en un servicio de determinado numero de horas por día , únicamente . Algunas maquinas , tales como una bomba reciprocante , tiene una característica en la cual la carga varia segun la compresion - succion indicadas en el ciclo de trabajo

Por lo tanto , en este caso deberá basarse en un valor comprendido entre la capacidad del motor y la carga máxima . En realidad , para una maquina donde las cargas maximas ocurren con mucha frecuencia , la capacidad del reductor deberá basarse en los engranes equivalente a una carga constante con valores maximos

c. Ciclo de trabajo

La frecuencia de arranques y paradas pueden afectar tambien la capacidad del reductor . La mayoría de los motores tienen par de arranque mayor al normal a plena carga y tiene el mismo efecto que una carga pulsatona [ver apartado 2 2 4] Parando un motor - reductor con un freno o con un Innquete , también se produce un aumento de carga momentanea , por lo tanto , si se tienen frecuentes arranques y paradas , debe seleccionarse un reductor de mayor capacidad para tomar en consideracion la resultante de los valores maximos de carga

d. Frecuencia de reversiones

Las reversiones de un motor - reductor causan aumentos de carga y cuando esto ocurre con mucha frecuencia , debe pedirse al fabricante mayor capacidad

2.3 Acoplamientos. [4]

Los acoplamientos se usan para conectar dos maquinas. Por ejemplo, se usa un acoplamiento para conectar el eje de un motor eléctrico al eje de una maquina o una turbina hidráulica, o un generador eléctrico, por razones practicas, se usa para conectar varias secciones en movimiento, etc. Los acoplamientos usados para estas aplicaciones tipicas son llamados acoplamientos permanentes debido a que serán desconectados solo en caso de ruptura y/o para mantenimiento general. Para aquellas aplicaciones en la que se necesita desconectar periodicamente los ejes, se emplean embragues.

Los acoplamientos permanentes se clasifican en dos grupos:

- 1 - Acoplamientos rigidos.
- 2 - Acoplamientos flexibles.

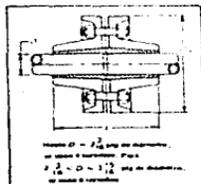
2.3.1 Acoplamientos rigidos.

Los acoplamientos rigidos se usan en ejes colineales con buena alineación por ello deben instalarse con sumo cuidado. El conectar los ejes mal alineados con un acoplamiento rigido puede producir fallas en los rodamientos, fatiga en los ejes, desgaste en bridas o ruptura de los tornillos de las bridas. En los ejes de transmision los rodamientos de apoyo se deberán localizar cerca de los acoplamientos, y verificar tanto por equilibrio estatico como dinamico. Aunque los acoplamientos rigidos son simples en su diseño, generalmente están restringidos a aplicaciones de baja velocidad con buen alineamiento entre ejes o bien usarlos con ejes flexibles. Se tienen tres tipos importantes de acoplamientos rigidos. Estos son de compresión, nervados, y tipo brida (figura 2-8). En la misma se muestra un acoplamiento de compresion embebido en el cual el casquillo de cono doble se mueve axialmente, pero es apretado contra el eje por la acción de la cuña de las bridas unidas por tornillos.

Estos tipos de acoplamiento se usan solo para transmitir el par originado por la fuerza de fricción que se tiene entre el eje y el casquillo de cono doble, eliminandose así la necesidad de usar cuña y cuero. La figura 2-8b esta formada de dos partes axiales y tal como se muestra, se unen por medio de tornillos. Se utiliza una cuña cuadrada para mantener el alineamiento entre los ejes, así como tambien para ubicar una de las mitades del acoplamiento. El par es transmitido principalmente por fricción (debido a la acción de sujeción de los tornillos) y en parte por la cuña. Este tipo de acoplamiento se prefiere para servicio de carga pesado. Se dispone de unidades

estándar para ejes hasta de 7 pulg de diámetro y pueden transmitir el par basado en la resistencia de un material equivalente al AISI C1018

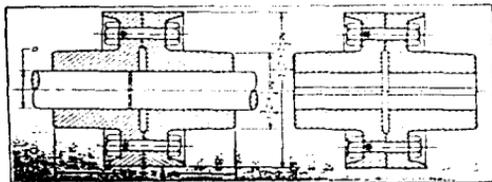
El acoplamiento rígido de mayor uso es el de las bridas (fig 2-Bc) con el cual se pueden transmitir pares de torsión grandes. Estos acoplamientos, aunque de diámetro mayor que los dos antes descritos, son mas cortos.



a



b



c

Fig 2-8 tipos de acoplamientos rígidos. (a) acoplamiento de compresión embreado. (b) acoplamiento nervado. (c) acoplamiento de brida. [4]

y de 20 a 25 % mas ligeros , aunque los acoplamientos de brda no están estandarizados , se obtienen comercialmente para usarse en ejes hasta de 8 pulg de diámetro y su capacidad de par de torsion es equivalente a las de ejes de material AISI C1018

2.3.12 Acoplamientos flexibles [4]

Los acoplamientos flexibles se usan para conectar ejes sujetos a uno o mas especies de deslizamiento (vease fig 2-9) y para reducir el efecto de las cargas de choque que pudieran ser transferidas entre ejes . Los acoplamientos flexibles son ampliamente clasificados en dos grupos

- 1 - Acoplamiento con flexibilidad cinematica que emplean partes rigidas
- 2 - Acoplamientos que tienen partes resilientes

Los acoplamientos flexibles que emplean partes rigidas estan diseñados para ejes especificos desalineados que no tienen restricciones en las direcciones desalineadas . Estos acoplamientos transmiten el par de torsion sin otro hueigo o juego angular (es decir , sin flexibilidad de torsión) que el indicado por las tolerancias de fabricacion y desgaste . Como consecuencia de este tipo de construccion , los acoplamientos con flexibilidad cinematica (esto es, carencia de flexibilidad torsional) son incapaces de amortiguar la transmision de carga por choque e impacto . En las fig 2-10, 2-11, 2-12, 2-13, 2-14 se muestran tipos comunes de acoplamientos flexibles con miembros rigidos

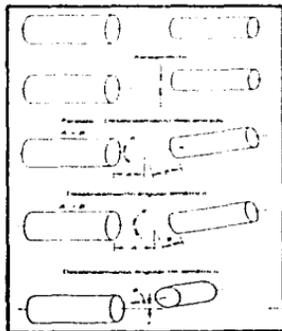


Fig 2-9 Tipos de desalineamiento de los ejes [4]

Los acoplamientos flexibles que contienen componentes resilientes son capaces de acomodarse a ejes desalineados , así como también a cargas de choque e impacto . Debido a que estos tipos de acoplamientos poseen flexibilidad torsional , estos actúan como dispositivos "desintonizadores", pudiendo así alterar las propiedades de vibración de los sistemas conectados . Las figuras 2-15 , 2-16 y 2-17 son fotografías de diferentes acoplamientos flexibles que contienen componentes metálicos resilientes .

Otro grupo grande de acoplamientos flexibles contienen miembros flexibles no metálicos . En este grupo , hay dos tipos de diseño .

1 - Con material flexible no metálico sujeto a compresion que esta colocado entre las proyecciones de las bridas del acoplamiento

2 - Con material flexible no metálico fijo (o adheando) a las bridas del acoplamiento y , por tanto , sujetos a corte .

Este último tipo de diseño corresponde a acoplamientos de constante torsional de resorte mas " suave " que los del diseño de tipo de compresion . Esta diferencia importante se atribuye al hecho de que los miembros flexibles no metálicos (generalmente un elastómero) no tienen limitaciones en los diseños de " tipo a corte " mientras que el material no metálico comprimido dentro de las proyecciones de la brnda son para diseño de "tipo a compresion "

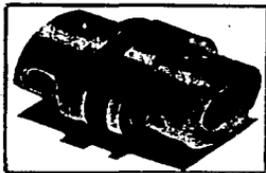


Fig 2-10 Acoplamiento de deslizadera doble [4]



Fig 2-11 Acoplamiento de bloque deslizante [4]

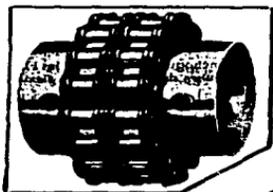


Fig 2-12 Acoplamiento de cadena
doble de rodillos [4]

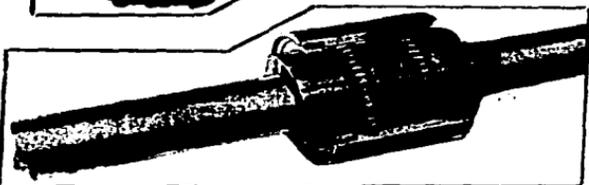


Fig 2-13 Acoplamiento de engrane.
[4]

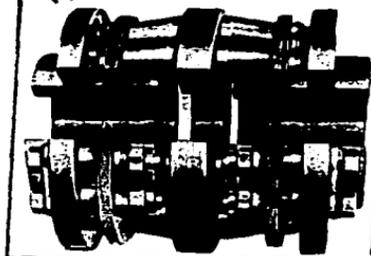


Fig 2-14 Acoplamiento de disco
flexible [4]

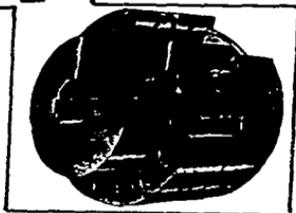


Fig 2-15 Acoplamiento de perno
Franke [4]

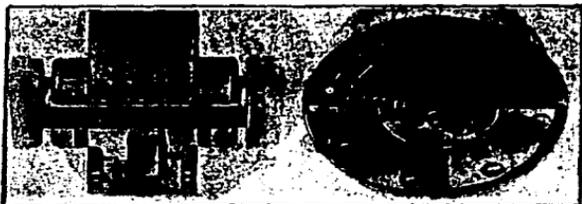


Fig. 2-16 Acoplamiento de rayo radial de metal laminado [4]

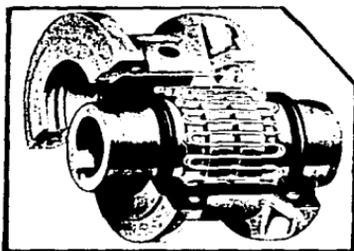


Fig. 2-17 Acoplamiento de acero flexible [4]

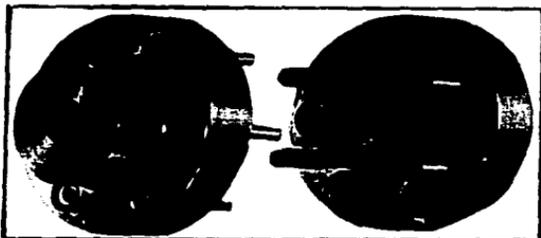


Fig. 2-18 Acoplamiento ajax de compresión con casquillos ahuecados [4]

En las figuras 2-18, 2-19 y 2-20 se muestran acoplamientos tipo a compresión con miembros flexibles no metálicos. En las figuras 2-21, 2-22, 2-23 y 2-24 se muestran acoplamientos de tipo de corte con miembros flexibles no metálicos

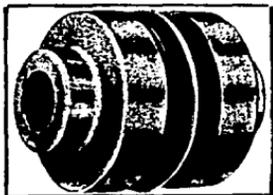


Fig 2-10 Acoplamiento de flexión firme [4]

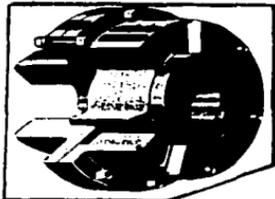


Fig 2-20 Acoplamiento con inserto de hule [4]

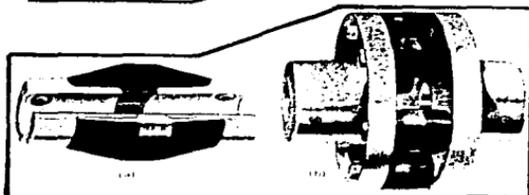


Fig 2-21 Acoplamiento de disco de hule adherido [4]

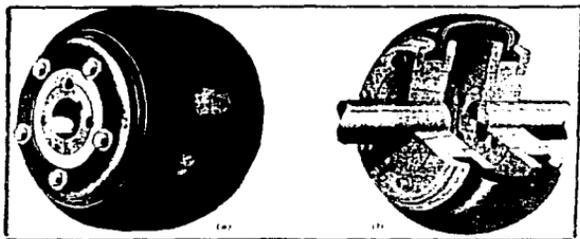


Fig. 2-22 Acoplamiento paraflexible. [4]



Fig. 2-23 Acoplamiento flexionante de aire [4]

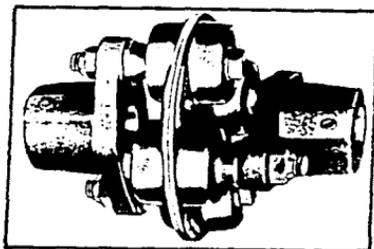


Fig. 2-24 Acoplamiento morflex. [4]

2.3.2 Método de selección [8]

Para seleccionar el acoplamiento que mejor se adecue a las necesidades requeridas debemos considerar lo siguiente :

- Velocidad de la maquina motriz
- Potencia normal y máxima de la máquina motriz
- Tipo de maquina motriz (motor electrico , motor de combustión interna , etc.)
- Tipo de maquina movida (factor de servicio ver tabla 2-1 FALK STEELFLEX)
- Barreno de acoplamiento

2.3.2.1 Método de selección para acoplamiento

A continuación se muestran las principales recomendaciones para el comercio de estos productos .

1.- Seleccione el tipo de acoplamiento

Refiérase a tipos de acoplamiento y seleccione el tipo de acoplamiento que mejor se ajuste a la aplicación (sección 2 3 1)

2.- Determine el factor de servicio (f s) o la potencia en HP pico del sistema .

a) En aplicaciones donde la maquina motriz es un motor electrico , una turbina o un motor de combustión interna , refiérase a las tablas 2-1

b) En aplicaciones con freno y altos picos de carga referirse al paso 3 que se describe mas adelante

3 - Calcule la capacidad requerida

La capacidad del acoplamiento en HP a 100 rpm o la capacidad de par torsional deben igualar o exceder los requerimientos de la aplicación . La potencia equivalente se determina con la ecuación del paso 3a mas la solución aplicable de los pasos 3b y 3c . Utilice la potencia equivalente mas alta para determinar el tamaño apropiado del acoplamiento en el paso 4

a) Servicio normal

$$\text{HP} \times 100 \text{ rpm} = (\text{HP a transmitirse} \times 100 \times \text{f s.}) / \text{rpm} \quad \text{ec. 2.9}$$

Los HP transmitidos son los medidos , pero si no se cuenta con este dato , se considera los HP reales del motor o la turbina , con las excepciones que mas adelante se indican .

b) Aplicaciones con freno

Use en la fórmula el dato de la potencia al freno (ec. 2.9) si este valor es superior a los HP de la máquina motriz

c) Aplicaciones con altos picos de carga repetitivos

Use en la solución que sea aplicable de las dos siguientes cuando los motores que se utilicen tengan características de par torsional que sean más altas de lo normal , en aplicaciones con operación intermitente , carga de choque , efectos de inercia debidos a arranques y paros y/o pares torsionales pico repetitivos, inducidos por el sistema

El "sistema de par torsional pico" es el máximo que puede existir en el sistema

a) Para servicio no reversible

Par torsional requerido del acoplamiento = Par torsional pico del sistema

b) Para servicio reversible

Par torsional requerido del acoplamiento : $2.0 \times$ Par torsional pico del sistema

4.- Determinar el tamaño del acoplamiento

a) Referirse a la tabla 2-4. Siga hacia abajo la columna de HP a 100 rpm o la correspondiente a la capacidad de par hasta encontrar un valor igual o superior, al más alto calculado en el paso 3. El tamaño del cople adecuado se encuentra a la izquierda

b) Verifique los diámetros del eje contra los barrenos máximos que se muestran en las tablas 2-6 a 2-8, según sea el tipo de acoplamiento seleccionado. Si se necesita un barrenado más grande, seleccione un acoplamiento de mayor tamaño

c) Verifique la velocidad requerida contra la velocidad máxima permisible que aparece en la tabla 2-4, según sea el tipo de acoplamiento seleccionado. (En el caso de acoplamientos tipo T50 con flecha flotante, confirme la velocidad permitida que aparece en la tabla 2-4). De requerirse una mayor velocidad, refiera los detalles de la aplicación al fabricante

d) Verifique que las dimensiones del acoplamiento que están en las tablas 2-5, se ajusten a las dimensiones requeridas

Ejemplo .

Nuestro sistema requiere un cople para conectar un motor eléctrico de 450 HP a 1170 r.p.m., al eje de alta velocidad de un reductor de velocidad para un malacate de maniobras. La separación máxima de ejes es de 0.25". El diámetro del eje del motor es de 3.5" con un cuñero de 0.875" x

0.438" y el eje de alta velocidad del reductor es 3.0" con cuñero de 0.750" x 0.375". Las extensiones de eje del motor y del reductor son 6.0" cada una.

1.- Selección del tipo de acoplamiento

Para conectar flechas cercanas (0.25" de separación máxima) , los acoplamientos tipo T10 y T20 son la selección apropiada. Se selecciona el acoplamiento tipo T20 .

2.- Determinación del factor de servicio

De la tabla 2-1 , el factor de servicio es de 1.5 .

3.- Cálculo de la potencia requerida

Utilice la fórmula para servicio normal que aparece en el paso 3

$$\text{HP} \times 100 \text{ rpm} = (\text{HP a transmitirse} \times 100 \times f.s.) / \text{rpm}$$

$$\text{HP} \times 100 \text{ rpm} = (450 \times 100 \times 1.5) / 1170 = 58$$

4.- Selección del tamaño de acoplamiento

a) Según los datos de la tabla 2-4 , el acoplamiento apropiado es el tamaño 1100T20 , con una capacidad de 80 HP a 100 rpm

b) En la tabla 2-5 se encuentra que el barrenado máximo con cuña cuadrada es de 4.000"

c) La tabla 2-4 indica que el valor máximo de la velocidad permitida es de 3250 rpm .

d) Las dimensiones del acoplamiento tamaño 1100T20 se muestran en la tabla tipo T20 y satisfacen los requerimientos de la aplicación

La carga pico del sistema es la carga mecánica máxima que puede existir en el sistema. Esta carga puede ser creada por el equipo motor o movido. Algunos ejemplos son las cargas transmitidas de las cargas de impacto o efectos de inercia durante el arranque, paro o frenaje, y condiciones de carga relativas a procesos variables. Estos picos pueden ser tan altos como el doble del par del rotor cerrado del motor o el doble de la capacidad de freno (Si se desea calcular este tipo de cargas el procedimiento es el mismo únicamente se tiene que referir al paso 3 en aplicaciones con freno y altos picos de carga)

F. S.		Potencia Equivalente * (Potencia Actual x Factor de Servicio)																									
		TASAJA DE ACOMPLIMIENTO																									
		POTENCIA ACTUAL																									
%	1	1½	2	3	4	5	6	7½	10	15	20	25	30	40	50	60	75	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500
1.50	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	5.0	7.5	10	15	20	25	30	40	50	60	75	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	500
1.25	0.84	1.25	1.8	2.5	3.8	6.3	9.4	12.5	19	25	31	38	60	63	74	89	125	156	188	250	312	375	438	500	563	625	688
1.8	1.1	1.5	2.3	3.0	4.5	7.5	11.3	15	23	30	38	45	69	75	90	113	150	188	225	300	375	450	525	600	675	750	825
1.75	1.3	1.8	2.8	3.5	5.3	8.8	13.1	18	26	35	44	53	79	86	105	131	171	210	250	320	400	480	560	640	720	800	875
1.3	2.0	3.0	4.0	6.0	10.0	15.0	20	30	40	50	60	80	100	120	150	200	250	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
2.5	1.9	2.5	3.8	5.0	7.5	12.5	18.8	25	38	50	63	75	100	125	150	187	250	312	375	500	625	750	875	1000	1125	1250	1375
3.0	2.3	3.0	4.5	6.0	9.0	15.0	22.5	30	45	60	75	90	120	150	180	225	300	375	450	600	750	900	1050	1200	1350	1500	1650
3.5	2.8	3.5	5.3	7.0	10.5	17.5	26.2	35	52	70	87	107	140	175	210	262	350	437	525	700	875	1050	1225	1400	1575	1750	

Tabla 2-2. Potencia equivalente

Selección de Acomplamiento * . . . Basado en la Potencia Equivalente en HP																
TASAJA DE ACOMPLIMIENTO																
rpm @ vol.	1050†	1060†	1070†	1080†	1090†	1100†	1110†	1120†	1130†	1140†	1150†	1160†	1170†	1180†	1190†	1200†
3550	23.8	67.4	112	197	310	451	630	1040	2300	3451	4445	5262	6388	8950	12495	
2000	19.4	55.1	91.9	167	263	368	500	800	1180	1725	2538	3083	3786	5233	7266	10233
1750	11.7	33.2	55.5	97.3	153	222	458	833	1400	2082	3092	4070	5098	6844	9354	11338
1550	8.8	24.8	40.8	69.8	107	154	300	560	860	1260	1800	2340	2980	4040	5500	7460
1170	7.8	22.2	37.1	65	102	149	307	567	836	1202	1670	2240	2972	4070	5540	7540
1000	6.7	19.7	31.9	55.8	87.3	127	265	476	800	1140	1750	2540	3450	4760	6460	8760
875	5.8	17.3	27.8	48.4	74	110	228	400	660	930	1330	1910	2590	3580	4900	6600
775	4.8	13.7	22.8	40	62.8	89.4	186	343	578	857	1280	1820	2520	3450	4640	6300
650	4.0	11.3	18.6	32.5	50.6	71.7	152	278	464	690	1015	1415	1915	2640	3610	4940
550	3.5	9.9	16.5	29.8	45.4	66	136	248	418	618	910	1320	1850	2540	3510	4760
450	2.8	8	13.3	23.3	36.7	53.3	110	200	338	500	735	1067	1533	2134	2900	3968
350	2.4	7.1	11.5	20.5	30.5	44.4	81.7	157	280	416	612	898	1278	1778	2438	3332
250	1.9	5.3	8.8	15.8	24.4	36.8	73.4	133	224	333	490	711	1032	1422	1960	2696
180	1.4	4.3	7.3	12.9	20	29.2	60.9	100	184	274	402	584	840	1184	1642	2160
150	1.3	3.8	6	10.8	18.8	28.1	49.8	80.4	152	228	332	483	694	965	1350	1858
135	1.2	3.5	5.8	10.2	18.5	27.9	50.6	73.8	124	184	271	394	556	787	1107	1478
125	1.1	3.2	5.2	9.5	17.5	26.5	48.5	73.5	116	174	258	376	530	750	1060	1450
100	0.84	2.9	4.7	8.6	16.1	24.1	44.1	67.1	101	149	219	318	450	635	892	1190
84	0.67	2.4	4	7.3	13.9	20.9	37.7	56.7	87	129	175	254	365	508	714	965
64	0.56	2	3.2	5.7	10.7	16.2	27.7	42.7	67	100	147	212	307	427	600	835
54	0.5	1.8	3.1	5.6	10.5	15.5	27.5	41.5	64	95	136	197	284	400	550	750
45	0.45	1.6	2.8	5.1	9.5	14.1	24.9	37.1	56.5	85.6	124	173	248	345	485	660
35	0.37	1.2	2.1	3.9	7.7	11.7	21.4	32	48.8	72.8	106	154	224	311	426	584
30	0.3	1.1	1.9	3.5	6.9	10.3	19.3	28.7	43.2	65.2	94.2	135	198	268	352	488
25	0.27	0.95	1.6	3.1	6.1	9.1	18.1	27.1	40.1	59.1	85.1	121	174	238	322	436
20	0.22	0.75	1.3	2.6	5.2	7.7	15.4	23.1	34.1	50.1	73.1	105	143	190	250	350
15.5	0.18	0.6	1.1	2.2	4.3	6.3	12.8	19.1	28.1	41.1	59.1	85.1	121	174	238	322
13.5	0.15	0.5	0.9	1.7	3.5	5.1	10.5	15.5	23.5	34.5	49.5	71.5	103.5	145.5	197.5	269.5
11	0.12	0.4	0.7	1.4	2.9	4.2	8.8	13.2	19.8	29.2	42.2	60.2	85.2	119.2	163.2	222.2
8	0.09	0.3	0.5	1.1	2.2	3.3	6.8	10.2	15.2	22.2	32.2	46.2	66.2	92.2	126.2	171.2
7.5	0.08	0.25	0.4	0.8	1.6	2.4	5.1	7.5	11.5	17.1	25.1	36.1	51.1	71.1	99.1	135.1
7	0.07	0.2	0.35	0.7	1.4	2.1	4.4	6.6	9.9	14.4	21.1	30.1	42.1	58.1	80.1	110.1
6.5	0.06	0.18	0.3	0.6	1.2	1.8	3.8	5.7	8.4	12.1	17.4	25.1	36.1	50.1	69.1	94.1
6	0.05	0.15	0.25	0.5	0.9	1.4	2.9	4.3	6.4	9.3	13.4	19.3	27.4	38.1	52.1	71.4
5.5	0.04	0.12	0.2	0.4	0.8	1.2	2.6	3.9	5.8	8.5	12.2	17.5	25.2	35.2	48.2	65.2
5	0.03	0.1	0.15	0.3	0.6	0.9	2	3	4.5	6.6	9.6	13.6	19.6	27.6	38.6	52.6
4.5	0.02	0.08	0.12	0.25	0.45	0.65	1.5	2.2	3.3	4.8	6.9	10.1	14.4	20.7	28.7	39.7
4	0.01	0.06	0.1	0.2	0.4	0.6	1.4	2.1	3.1	4.4	6.3	9.1	13.1	18.6	25.9	35.4
3.5	0.008	0.05	0.08	0.15	0.3	0.45	1.1	1.6	2.3	3.3	4.7	6.7	9.7	13.7	19.2	26.7
3	0.006	0.04	0.06	0.12	0.25	0.35	0.9	1.3	1.9	2.7	3.9	5.6	8.1	11.4	16.1	22.4
2.5	0.004	0.03	0.04	0.08	0.15	0.2	0.5	0.7	1.1	1.6	2.3	3.3	4.7	6.6	9.2	12.7
2	0.002	0.02	0.03	0.06	0.12	0.18	0.4	0.6	0.9	1.3	1.9	2.7	3.9	5.5	7.6	10.6
1.5	0.001	0.01	0.02	0.04	0.08	0.12	0.3	0.4	0.6	0.9	1.3	1.9	2.7	3.9	5.5	7.6

Tabla 2-3. Selección de acomplamiento

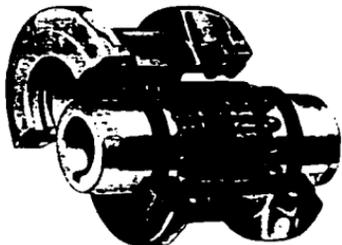
Tam. Acopl.	HP a 100 rpm §	Capacidad Par (lb-pulg) §	Velocidad Permissible T - rpm			
			T10 T50 a	T20 y T31, T35	T70	
1020T	0 67	422	4500	6000	3600	
1030T	1 00	1 200	4500	6000	3600	10000
1040T	3 17	2 000	4500	6000	3600	
1050T	5 56	3 500	4500	6000	3600	6000
1060T	8 73	5 500	4350	6000	3600	
1070T	12 7	8 000	4125	5500	3600	8200
1080T	26 2	16 500	3600	4750	3000	7100
1090T	47 6	30 000	3000	4000	3000	6000
1100T	90 0	50 000	2400	3200	2400	4000
1110T	110	75 000	2250	3000	2250	4500
1120T	175	110 000	2025	2700	2025	4000
1130T	254	160 000	1800	2400	1800	3600
1140T	365	230 000	1650	2200	1650	3300
1150T	508	320 000	1500	2000	1500	
1160T	714	450 000	1350	1750	1350	
1170T	952	600 000	1225	1600	1225	
1180T	1 320	832 000	1100	1450	1100	
1190T	1 750	1 100 000	1050	1300	1050	
1200T	2 300	1 500 000	900	1200	900	
1210T	3 175	2 000 000	820			
1220T	4 290	2 700 000	730			
1230T	5 855	3 500 000	690			
1240T	7 140	4 500 000	630			
1250T	9 520	6 000 000	580			
1260T	11 900	7 500 000	540			

§ 1 Una HP a 100 rpm y sus valores de capacidad de par de los Modelos 1000 hasta 1260 T son idénticos de los que se muestran en el Anexo 1.
 † Capacidad a la fábrica y a la que están sujetos los engranajes que las dan sus fabricantes.
 § Los valores de par se muestran en el caso de los engranajes de aluminio. Con T10 los valores de par a los acoplamientos de Acero y Acero a 150 T) aparecen en la tabla 8 de la página 17.

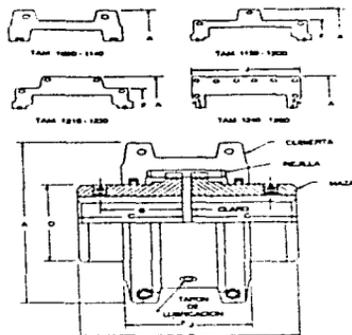
Tabla 2-4 Capacidades de acoplamientos y velocidades permisibles

Tipo T10

con Cubierta Bipartida Horizontalmente
Tamaños 1020T10 a 1260T10.



PERFILES DE LAS CUBIERTAS



Tam. ø	Capac. Por (lb-pulg) ø	Veloc. Perm. rpm 1	Barrena Max. ø (pulg) 2	Dist. Min. 1	Peso Acept. sin Barr. lb	Peso Lub. lb	DIMENSIONES - PULGADAS										Tam. ø
							A	B	C	D	F	J	S	Clase			
1020T	422	4420	1.125	0.500	4.2	0.08	4.00	3.88	1.88	1.56			2.82	1.36	0.125	1020T	
1040T	1,260	4500	1.375	0.500	5.7	0.08	4.38	1.88	8.56				2.98	1.54	0.125	1040T	
1060T	2,500	4450	1.625	0.500	7.4	0.12	4.60	4.12	2.00	2.25			3.25	1.58	0.125	1060T	
1080T	3,500	4500	1.875	0.500	12	0.15	5.44	4.88	2.34	2.62			3.12	1.70	0.125	1080T	
1090T	5,500	4300	2.125	0.750	16	0.19	5.94	5.12	2.50	3.00			3.62	2.06	0.125	1090T	
1070T	8,000	4125	2.500	0.750	23	0.25	6.38	6.12	3.00	3.44			3.75	2.12	0.125	1070T	
1080T	16,500	3600	3.000	1.000	39	0.38	7.62	7.12	3.50	4.12			4.56	2.54	0.125	1080T	
1090T	30,000	3500	3.500	1.000	56	0.56	8.38	7.88	3.88	4.44			4.81	2.82	0.125	1090T	
1100T	50,000	2440	4.000	1.000	83	0.84	9.88	9.38	4.38	5.00			6.12	3.22	0.188	1100T	
1110T	75,000	4500	4.500	1.250	120	1.12	10.62	10.12	5.00	6.31			6.35	3.65	0.188	1110T	
1120T	110,000	2025	5.000	2.375	179	1.62	12.12	12.00	5.88	7.06			7.54	4.25	0.250	1120T	
1130T	180,000	1800	6.000	2.625	248	2.0	13.80	13.00	6.88	8.56			8.56	4.88	0.250	1130T	
1140T	270,000	1600	7.250	2.625	302	2.5	15.12	14.125	7.25	10.00			9.75	5.50	0.250	1140T	
1180T	300,000	1500	8.000	2.250	518	4.3	17.84	14.85	7.20	10.80	15.37		10.68	6.12	0.250	1180T	
1190T	450,000	1350	9.000	4.750	688	6.2	19.74	15.85	7.80	12.00	17.18	10.98		6.35	0.250	1190T	
1170T	600,000	1225	10.000	5.250	967	7.7	22.30	17.25	8.50	14.00	18.18	11.98		6.35	0.250	1170T	
1180T	830,000	1100	11.000	6.000	1305	8.3	24.80	19.05	9.40	15.50	21.84	12.84		6.35	0.250	1180T	
1190T	1,100,000	1060	12.000	8.000	1710	9.7	26.50	20.85	10.25	17.20	23.93	13.80		6.35	0.250	1190T	
1200T	1,500,000	900	13.000	7.000	2321	12.4	29.80	22.25	11.00	19.80	26.00	14.00		6.35	0.250	1200T	
1210T	2,000,000	800	14.000	7.000	3140	23.2	33.25	24.50	12.00	21.00	28.26	17.00		6.35	0.250	1210T	
1220T	2,700,000	730	15.000	6.000	3935	35.4	36.25	26.10	12.80	22.50	32.37	19.00		6.35	0.500	1220T	
1,230T	3,700,000	680	16.000	8.000	4997	53.0	39.50	27.70	13.00	24.00	35.50	21.50		6.35	0.500	1,230T	
1,240T	4,800,000	630	17.000	10.000	6564	74.5	42.80	29.50	14.50	25.50	38.50	24.50		6.35	0.500	1,240T	
1,250T	6,000,000	580	18.500	10.000	8420	110.0	46.50	32.10	15.00	26.00	41.50	27.50		6.35	0.500	1,250T	
1,260T	7,500,000	540	20.000	10.000	10320	146.1	49.64	34.50	15.00	26.00	45.00	30.00		6.35	0.500	1,260T	

Tabla 2.5. Acoplamiento STEELFLEX Tipo T10 dimensiones generales.

2.4 Variadores de velocidad .

En la industria moderna es necesario obtener amplios rangos de velocidades y sobre todo un estricto control de ellos , que permitan regular capacidades de carga , avances y por consiguiente velocidades para los diferentes procesos existentes.

Por ejemplo , es muy importante para transportadores , soldadores automáticos , hornos de cemento , sistemas de medida , líneas de ensamble , bombas , hornos de pan , manipulación de materiales , envasadoras , maquinas herramientas entre muchas otras aplicaciones .

En la actualidad se dispone de diferentes tecnicas para poder variar la velocidad , por lo que ya hemos hablado en el primer capitulo , pero es necesario enumerarlas para distinguir entre ellas , la que da mayor versatilidad a cualquier proceso y muy especialmente al nuestro .

Las formas para variar velocidad se presentan de acuerdo a su complejidad de la siguiente manera :

- Poleas y bandas de cuero
- Poleas y bandas de caucho
- Ruedas dentadas y cadenas de rodillo
- Engranajes
- Engranajes planetarios
- Tambor de fricción y tracción .
- Sistemas de control electrónico

Este ultimo el mas sofisticado permite gran confiabilidad por su gran avance tecnológico ; operando básicamente por medio de microprocesadores , resulta ser un variador de velocidad compacto y de gran eficiencia , debido a que provee de exactitud y control de una amplia variedad de parámetros , como :

- Velocidad
- Corriente
- Voltaje
- Frecuencia
- Torque
- Programación en el arranque y paro e intervalos de cambios de velocidad .

2.4.1 Accionamientos eléctricos de velocidad variable . [9]

Basicamente en la actualidad se cuenta con dos tipos de accionamientos en tecnica con microprocesador (100% digital)

Variadores de velocidad de corriente continua

Variadores de velocidad de corriente alterna

2 4 1 1 Variadores de velocidad de corriente continua

Durante muchos años fueron los unicos accionamientos electricos de velocidad variable

Este equipo convierte la tension de suministro trifasica en voltaje ajustable de seis pulsos . El voltaje de salida para la armadura varia directamente con la velocidad de referencia para suministrar la operación de torque constante desde la velocidad cero hasta la nominal . Arriba de la velocidad nominal , la corriente de campo del motor puede ser reducida para aumentar la velocidad y proporcionar una potencia de salida constante a maxima velocidad

2 4 1 2 Variadores de velocidad de corriente alterna

Debido a que el motor de c . c . Es mas delicado que el motor de c . a . (por que su diseño requiere mas mantenimiento a partes como el conmutador) , además de que no es posible su instalacion en áreas con peligro de explosion , esto ha traído como consecuencia que los variadores de velocidad de c . a . se hayan desarrollado en gran medida

La forma de operación es de la siguiente manera . El voltaje de alimentación de c . a . es rectificado para establecer un voltaje constante de enlace de c . d . , y esta c . d . es modulada mediante un puente trifasico de transistores para producir un voltaje trifasico variable y frecuencia de salida variable por modulacion en ancho de pulso (PWM)

La inductancia del devanado del motor convierte este voltaje (PWM) en una corriente de motor sinusoidal variando la frecuencia de esta corriente , la velocidad rotacional del motor es controlada.

La operación con modulador da como consecuencia un excepcional arranque suave del motor y un factor de potencia del lado de la linea cercano a la unidad , incluso a bajas velocidades y bajo condiciones de carga parcial

Entre las principales características que se pueden mencionar para estos equipos vemos las siguientes :

- 1) Los parámetros de control pueden ser ajustados de acuerdo a los requerimientos de aplicaciones específicas mediante un teclado que forma parte del equipo
- 2) Control de velocidad
- 3) Potenciómetro
- 4) Voltaje de control (0 a --) V c.d
- 5) Corriente de control (- a --) mA / - a -- mA
- 6) Teclado interno
- 7) Tarjeta de control (microprocesador)
- 8) Protección (secuencial de fases , bajo voltaje , sobre voltaje , sobre temperatura , sobrecorriente , falla de tierra) (para mayor información consultar manual del usuario) .
- 9) Visualización de frecuencia , corriente , velocidad , tiempos de arranque y desaceleración . (ver manual)
- 10) Para funciones tales como comunicación con un sistema de proceso automático o para control de proceso , tales como presión , tensión , etc. se cuentan con módulos electrónicos especiales diseñados para tales funciones

2.4.2 Ventajas de los variadores de velocidad .

Las ventajas más sobresalientes de los accionamientos de velocidad variable en comparación a los de velocidad fija son

- 1) Ahorro de energía

Por ejemplo : la descarga en el caudal de una bomba operada a velocidad constante puede variarse regulando la descarga .

En este caso las válvulas de estrangulación se encargan de convertir el excedente de energía en movimiento en energía térmica , lo que ocasiona pérdidas en el sistema por calentamiento .

Al estrangularse un sistema la curva b de fricción de la columna de bombeo corta la curva H (Q) en el punto B , de acuerdo a la fig 2-25

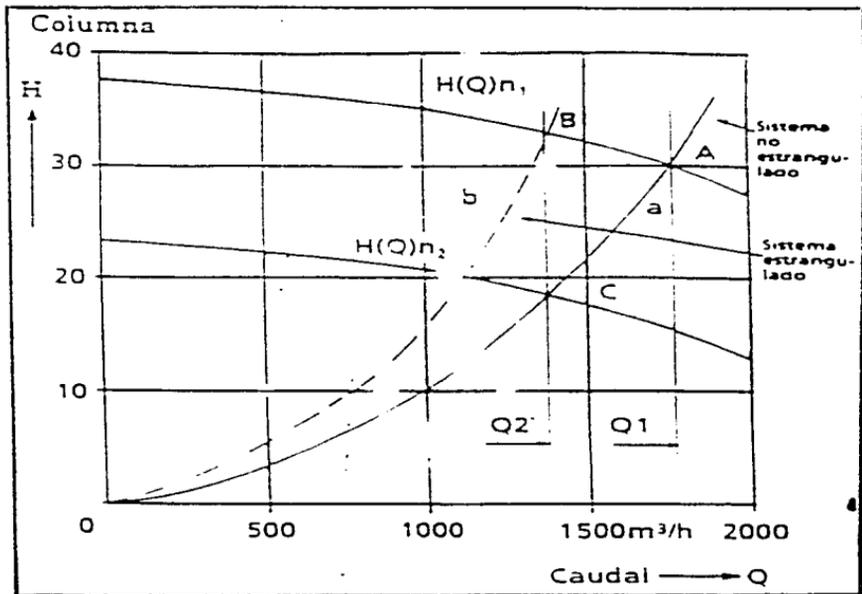


fig. 2-25 Ejemplo de un sistema de estrangulamiento

Si en lugar de estrangular el sistema se reduce la velocidad de n_1 a n_2 para reducir el caudal de Q_1 a Q_2 , la curva (a) de fricción no estrangulada corta la curva $H(Q)$ en el punto C. Para un caso específico, la potencia del motor requeriendo para accionar una bomba se calcula con la siguiente fórmula

$$P = (HQ\gamma) / 36 N$$

Donde :

P = Potencia [KW]

H = Columna [bar]

Q = Caudal [m³ / h]

γ = Peso específico del medio [Kg / dm³]

N = Grado de eficiencia de la bomba

Si tomamos en cuenta las curvas de la fig 2-25 un medio con peso específico de 0.84 se calcula una potencia requerida en el punto B de

$$P_B = (32.5 \times 1375 \times 0.84) / (36 \times 0.81) = 1287 \text{ KW}$$

y en el punto C de.

$$P_C = (18.5 \times 1375 \times 0.84) / (36 \times 0.83) = 715 \text{ KW}$$

De lo que resulta un ahorro de

$$\text{Potencia ahorrada} = P_C - P_B = 572 \text{ KW}$$

Al reducir la descarga de Q₁ a Q₂ variando la velocidad en vez de estrangulamiento del sistema . Si suponemos que el 80 % del tiempo de operación (8600 hrs / año) la bomba trabaja con un caudal de Q₂ en lugar de Q₁ y que un Kw-h cuesta 8 centavos de dólar , tenemos :

$$8600 \times 0.8 = 6880 \text{ horas}$$

$$572 \text{ KW} \times 6880 \text{ horas} \times 0.08 \text{ US\$} = 314829$$

Se estarán ahorrando un total de 314829 dólares

Comente de arranque :

La corriente de arranque en accionamientos de velocidad constante es de 4 a 6 veces la corriente nominal .

Por su magnitud puede provocar considerables abatimientos de tensión en la red

En los accionamientos de velocidad variable la corriente de arranque es proporcional al par de arranque , que en turbo maquinas , por tener una característica de par proporcional a n^2 comparados con el par nominal

Consiguientemente la corriente de arranque es también menor que la corriente nominal

Esto significa que

No hay necesidad de limitar la cantidad de arranque del motor

No hay necesidad de tomar medidas para reducir los efectos de altas corrientes de arranque sobre la red (arrancadores de tensión reducida , etc)

El arranque de la maquina es suave y las maquinas accionadas no son sometidas a golpes mecánicos que pueden dañar las partes del sistema por ejemplo cojinetes , ejes , acoplamientos etc

(Para mayor detalle de operación consultar el manual)

CAPITULO III

DISEÑO MECANICO

El presente capitulo pretende mostrar el método de diseño efectuado para el sistema de tracción en la colada semicontinua y los elementos mas importantes para su fabricación , los cuales son enumerados en lo siguiente

3.1 Factores importantes en el diseño del sistema de traccion para colada continua en materiales no ferrosos .

En el primer capitulo se ha hablado de las diferentes instalaciones de la colada continua . Nuestra máquina de pruebas no será tan sofisticada como alguna de ellas pero si se pretende controlar todas las variables que intervienen en el proceso

Para el diseño del equipo se ha tomado mayor atención en tres factores muy importantes para dimensionar y seleccionar el equipo mas conveniente , estas se enumeran a continuación

Temperaturas de colada del aluminio

Fuerza de fluencia maxima en el arrastre del material a condiciones de trabajo en fno

Rango de velocidades en el arrastre

3.1.1 Temperaturas de trabajo en el aluminio .

Se ha considerado una vanedad de temperaturas debido a la diversidad de composición en los elementos aleados al aluminio . Sin embargo para efectos de prueba se debiera conocer el tipo de aleacion y poder determinar así algunas de las propiedades mecanicas mas importantes ; tales como : Resistencia tensil , resistencia a la cedencia , elongacion y dureza , para poder definir rangos de temperatura y velocidades al arrastre del material fundido en condiciones optimas de trabajo .

Es posible auxiliarnos también del diagrama de fase del aluminio y determinar algunas temperaturas de trabajo para diferentes porcentajes de aleación , de lo cual recomiendo hacer un estudio una vez terminada la instalación . Sin embargo para el cálculo de fuerzas de arrastre es necesario tomar un intervalo de 500 y 600° C (14) (temperatura de colada del zinalco) , debido a

que es el material al que hemos tomado mayor atención por la información proporcionada por el Instituto de Investigaciones de Materiales de la U.N.A.M. (14) , además de que el sistema de colada semicontinua ha sido diseñado para experimentar con este tipo de aleación posteriormente.

3.1.2 Fuerza de fluencia máxima en el arrastre de material a condiciones de trabajo en frío. Como se mencionó anteriormente es necesario considerar la temperatura de colada y en especial la del material a colar por lo cual para nuestro caso hemos seleccionado al aluminio puro como material al que se harán las pruebas de tensión para obtener así la fuerza de arrastre.

La tabla 3-1 muestra la variación de fuerzas para diferentes temperaturas de colada.

TEMPERATURA °C	σ Kg/mm ²	FUERZA Kg	ÁREA mm ²
550	15	750	52
350	13	680	52
20	18	950	52

(CARSA (Kg))

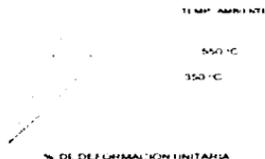


Fig 3.1 Comportamiento esfuerzo-deformación de la tabla 3-1

Una vez obtenida las pruebas se observa en la gráfica 3.1 de esfuerzo-deformación que el comportamiento elástico de material disminuye en la medida que la temperatura aumenta. Hemos considerado de acuerdo a datos bibliográficos (14) temperaturas de colada en intervalos de 500 a 600 ° C por lo cual la de 550 ° C es conveniente para tomar la fuerza de arrastre promedio. Por lo tanto se obtienen:

Límite de fluencia del Aluminio :

$$\sigma_f = \text{límite de fluencia del Al @ } 550 \text{ ° C} = 15 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

El área a la cual se someterá el esfuerzo (área transversal de la probeta , A_b)

Sección de la barra (S_b) = 4×13 mm .

$A_b = 4 \times 13 = 52$ mm²

Del ensayo de tensión @ 550 ° C se obtiene la fuerza de fluencia limite = F_1 ,

$F_1 = 780$ Kg

3 1.3 Rango de velocidades en el arrastre

Es necesario tomar un rango de velocidades amplio debido a que el equipo que se diseña deberá ser de carácter didáctico e ilustrativo. Así también para controlar este parámetro que a mi consideración es muy importante para dar un producto terminado de calidad entre otros como materiales refractarios , tipos de aleaciones , temperaturas de enfriamiento, presión en el arrastre y control del tratamiento termico al terminar el proceso

De acuerdo a pruebas realizadas en el Instituto de Investigaciones Materiales (14), existen datos para una velocidad de colada del Al y algunas aleaciones de Zn, estas velocidades oscilan entre 1 y 10 mm/seg. En cuanto a las aleaciones se refiere, la velocidad de colada debe estar estrictamente definida, sobre todo para el gran intervalo de solidificación debido a que se presentan grietas y fracturas, es conveniente para estos casos disminuir la velocidad de arrastre o reducir el área de refrigeración (14) ver fig 3 2

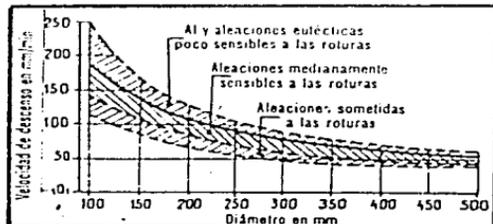


FIG 3 2 Velocidad de la colada en función del diámetro del lingote y el tipo de aleación

Para la siguiente tabla se muestra la posibilidad de fallas considerando temperaturas y velocidad de la colada .

Variables controladas	Fallos probables
Alta temperatura Alta velocidad	Fragilización de material Rompimiento en la continuidad de la colada
Alta temperatura Baja velocidad	Desarrollo de tensiones en la colada generando grietas y rompimiento en la continuidad Material deformado Inclusiones no metálicas
Baja temperatura Alta velocidad	Es probable que bajo estas condiciones sean las mejores para obtener un producto de calidad
Baja temperatura Baja velocidad	Riesgo de exudaciones y explosiones con la formación de grietas Probable acumulación de material

(14)

3.2 MEMORIA DE CALCULO

3.2.1 Calculo de las condiciones para la seleccion del reductor de velocidad

Como ya se expuso en el primer capítulo existen tres formas básicas de imprimir movimiento a una máquina, ya sea por poleas y bandas, por cadenas y ruedas dentadas o bien por engranajes. Para nuestro caso existen dos alternativas de diseño. La primera, por lo sencillo del sistema se ha considerado un mecanismo de engranajes rectos los cuales acoplados a un motor reductor darán movimiento a dos tornillos de cuerda acme que actuarán como elevadores del extractor de barra. En la figura 3.2 se muestran los elementos que componen la máquina de pruebas en colada semicontinua.

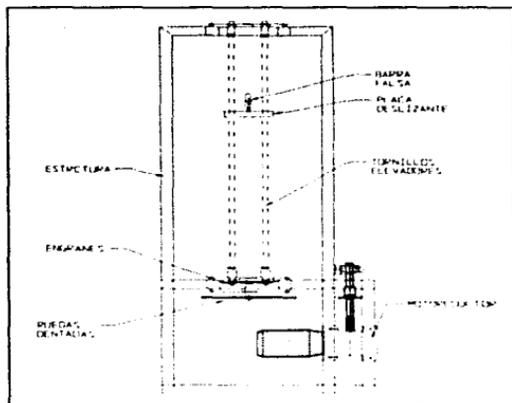


figura 3.2 Elementos de una máquina de colada semicontinua
(investigación del autor)

El control de velocidad estará definido por la unidad de variación de velocidad por frecuencia ; esta unidad permitirá tener un control exacto de arranque , paros e intervalos de velocidad programados dando al equipo mayor exactitud en las pruebas

La segunda alternativa y mas ambiciosa pretende ser un sistema completo de colada continua (ver fig. 1-14) sin embargo debido a lo sofisticado del equipo y estudios que ello implica no será posible fabricarlo , sino hasta que se hayan verificado velocidades , temperaturas , fuerzas para diferentes tipos de aleación por lo cual la primera alternativa de fabricación dejara datos comprobados que perfeccionaran al equipo propuesto como el que se muestra en la fig. 3.3 .

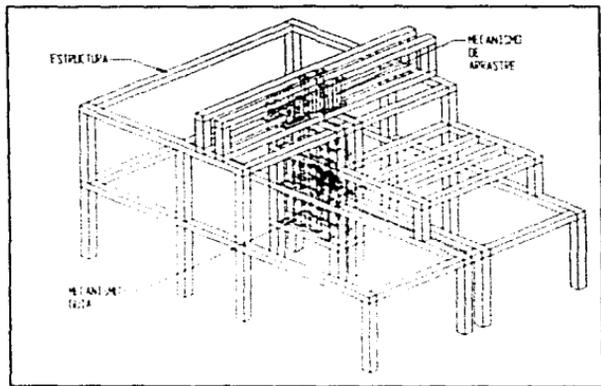


fig 3.3 Elementos del equipo de colada continua
(investigación del autor)

Retomando la primera alternativa hemos considerado un motor de c.a. acoplado a un reductor de velocidad para mejorar las condiciones de salida del material.
Para determinar la velocidad del reductor es necesario conocer :

- Rango de velocidades de arrastre .
se ha considerado un rango de velocidades de 0.0 a 20 mm/seg
- El diámetro de paso de las dos ruedas dentadas
la motnz y la conducida . (fig 3-4)



Fig 3 4 Relación de ruedas dentadas

La velocidad del reductor esta dada por la siguiente relación

$$N = V / (\pi \times \varnothing) \quad 3.1$$

donde

N = revoluciones por minuto [r.p.m]

V = velocidad tangencial en la rueda
dentada pequeña [m / min]

\varnothing = diámetro de paso de la rueda
dentada [m]

De aqui que debemos seleccionar la máxima velocidad tangencial para que también exista el mismo rango de velocidades en la rueda conducida .

Entonces la ec. 3.1 queda :

$$N_c = V / (\pi \times \varnothing_c) \quad 3.2$$

N_c = revoluciones en la rueda conducida [r.p.m.]

\varnothing_c = Diámetro de paso de la rueda conducida [m]

$$N_c = 1.2 \text{ m / min. } / (\pi \times 0.0571 \text{ m}) = 6.68 \text{ r.p.m. } \approx 7 \text{ rpm}$$

Para obtener las revoluciones en el eje de alta velocidad se hace lo siguiente :

$$\varnothing c \times Nc = \varnothing m \times Nm$$

3.3

N = revoluciones por minuto [r.p.m.]

\varnothing = diámetro de paso de la rueda dentada [m]

c = conducida

m = motriz

Entonces .

$$Nm = (\varnothing c \times Nc) / \varnothing m = (57.15 \text{ mm}) (7 \text{ r.p.m.}) / 508 \text{ mm} = 7.5 \text{ r.p.m.}$$

la relación de velocidades es

$$R = Nm / Nc = 7.5 / 6.88 = 1.125$$

Debido a que la relación de diámetros en los engranes es muy pequeña es necesario aumentar esta por medio de dos ruedas dentadas con diámetros mayores (fig 3.4)

Diámetro de la rueda conducida = 11.467 pulg

Diámetro de la rueda motriz = 2.440 pulg

Para esto hacemos lo siguiente

$$Nm = (\varnothing c \times Nc) / \varnothing m = (11.467 \text{ pulg}) (7.5 \text{ r.p.m.}) / 2.440 \text{ pulg} = 35.48 \text{ r.p.m.}$$

Conociendo que un reductor siempre estará acoplado a un motor de 1750 r.p.m. en eje de alta velocidad entonces la relación de velocidad del reductor se obtiene

$$R = 1750 / 35.48 = 49.31 \text{ rpm}$$

Sin embargo las relaciones de velocidad conocidas comercialmente son

25,30,40,45,57,70,85,106 y 130

seleccionamos la que mas se acerca a la obtenida en el calculo , entonces para adquirir el reductor de velocidad se considera una reducción de velocidad de

$$R = 45$$

3.2.2 Diseño del tornillo cuerda acme .

Los tornillos de transmisión de potencia suelen estar sometidos a esfuerzos combinados como son flexión , compresión y torsión ; en el siguiente apartado no se pretende abordar toda la información comprendida para este tipo de esfuerzos pero si un análisis de ellos para los tornillos que se han de fabricar.

Por lo que ya se expuso anteriormente la velocidad de colada del Al y de algunas aleaciones de Zn oscilan entre 1 y 10 mm/seg (14) debido a esto se ha seleccionado un paso de tornillo de 8 hilos/pulg. Ya que registra velocidades entre 15 y 100 rpm , inmejorables para el arrastre de la colada . Las dimensiones optimas para este tipo de paso son Diámetro menor 0.5 pulg , en la siguiente figura se muestran todas las especificaciones para obtener una rosca acme (15)

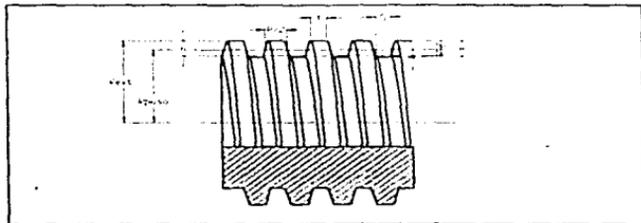


Fig. 3.5 Representación esquemática de cuerda acme

$$P = \text{Paso} = 1/H = 1/8 = 0.125$$

$$f = \text{Ancho del plano en la cresta} = 0.3707 \times P$$

$g =$ Ancho del plano en el fondo $= 0.3707 \times P - (0.52 \times P)$

$j =$ Juego (agregar 0.01" o mas para mas de 10 hilos)

$h =$ Profundidad básica de la rosca $= 0.5 \times P$

$P/2 =$ Grosor del diente $= 0.5 \times P$

$H =$ Profundidad total del diente $= h + 0.01$

$h_p =$ Altura de paso $= h/2 + 0.15P$

De acuerdo a lo anterior el tornillo queda con las siguientes dimensiones.

Descripción	formula	(Pulg)	(mm)
De Paso	$1/16 = 1/8$	0.125	3.175
$t =$ Ancho del plano en la cresta	0.3707×0.125	0.0463	1.1769
$g =$ Ancho del plano en el fondo	$0.3707 \times 0.125 - (0.52)$	0.4736	12.03
$h =$ Profundidad básica de la rosca	0.5×0.125	0.0625	1.587
$P/2 =$ Grosor del diente	0.5×0.125	0.0625	1.587
$H =$ Profundidad total del diente	$0.0625 + 0.01$	0.0725	1.841
$h_p =$ Altura de paso	$0.0625/2$	0.03125	0.794

Tabla 3-2 Especificación y dimensiones de la cuerda acme de acuerdo a la figura 3.5 (para ver detalle de fabricación dirigirse al plano Tornillo prt. cap. IV)

Obtención del par en el tornillo

Momento de giro elevando la carga

$$T = F_t [r_m ((\tan \alpha + f / \cos i_n) / (1 - f \tan \alpha / \cos i_n)) + f_c r_c] \quad 3.4$$

donde

$T =$ momento de giro del tornillo [Kg - mm]

$F_t =$ fuerza límite de fluencia del material [Kg]

$r_m =$ radio de paso de la rosca [mm]

$r_c =$ radio efectivo de la superficie de rozamiento contra el cual se apoya la carga

$f =$ coeficiente de fricción entre materiales (acero y bronce 0.101)

$f_c =$ coeficiente de fricción para el collarín (0.06)

$\alpha =$ ángulo de hélice de la rosca en el diámetro de paso .

$i_n =$ ángulo entre la tangente al perfil del diente (sobre el lado cargado) y una línea radial , medido en un plano normal a la hélice de la rosca en el diámetro de paso .

$$\tan \alpha = \text{Avance} / \text{paso} = \text{Avance} / \pi d_m$$

$$\tan \alpha = 5.08 / \pi 24.96 = 0.0647$$

$$\alpha = \tan^{-1} 0.0647 = 3.706^\circ$$

$$\tan \theta_n = \tan \theta \cos \alpha$$

$$\theta = 29 / 2 = 14.5$$

$$\tan \theta_n = \tan 14.5 \cos 3.706 = 0.258$$

$$\theta_n = \tan^{-1} 0.258 = 14.47$$

sustituyendo:

$$T = 780 [12.48 ((0.0647 + 0.101 / \cos 14.5) / (1 - 0.101(0.0647) / \cos 14.5)) + 0.06(12.7)]$$

$$T = 780 [2.885] = 2250.87 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

Obtenemos la fuerza en el engrane conducido con $\varphi = 57.2 \text{ mm}$

$$F = T / r = 2250.87 / 28.6 = 78.70 \text{ Kg por cada tornillo}$$

Para el piñón se obtiene un par, con $\varphi = 50.8 \text{ mm}$

$$T = F \times r = 78.70 \times 25.4 = 1999.02 \text{ Kg} \cdot \text{mm por cada tornillo, multiplicando por dos.}$$

$$T = 2 \times 1999.02 = 3998.04 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

Para la catana conducida, con $\varphi = 291.33 \text{ mm}$ se obtiene la fuerza de

$$F = T / r = 3998.04 / 145.66 = 27.44 \text{ Kg}$$

Para la catana impulsada, con $\varphi = 61.72 \text{ mm}$ el par es:

$$T = 27.44 (30.86) = 846.98 \text{ Kg} \cdot \text{mm} \\ = 73.52 \text{ Lb} \cdot \text{pulg}$$

El par obtenido será el mismo para seleccionar el reductor de velocidad.

Potencia de entrada y salida

$$HP = (T (N) / [63000 (\eta_{m})]) f.s \quad 3.5$$

donde:

$$\eta_m = \text{eficiencia mecánica} = 80\%$$

f.s. = factor de servicio (1.25 transportadora de banda)

sustituyendo:

$$HP = (73.52 \text{ lb} \cdot \text{pulg.} (35.48 \text{ rpm}) / [63000 (0.80)]) 1.25 = 0.064 \text{ HP}$$

Materiales

Se ha optado por seleccionar aquellos materiales de resistencia media debido a las bajas cargas que estarán sometidos. Aunque son preferibles aquellos materiales resistentes a la corrosión y tratamiento superficial para evitar el desgaste. Considero que un acero óptimo para estas condiciones sería un acero para construcción de maquinaria por ejemplo un AISI 9840 o AISI 4140T con este tipo de materiales se obtiene excelentes características de resistencia al desgaste, pero no a la corrosión, esto es muy importante ya que estarán sometidos constantemente a aspersión de agua ocasionando con el tiempo óxidos indeseables en la superficie del material y por consiguiente incrustaciones en el producto terminado.

3.2.3 Selección de ruedas dentadas (catarinas)

Como se ha mencionado en el primer capítulo existen varias condiciones que deben seguirse para hacer una buena selección (ver párrafo de Diseño de transmisión de cadena) en las ruedas dentadas y tipo de cadena siguiendo la misma secuencia, se dará a continuación el proceso de selección:

a) Potencia promedio que se va a transmitir

Tabla 3.1

VELOCIDAD DE LA CADENA (ft/min)	POTENCIA (HP)	TIPO DE CADENAS
300	25	DESMONTABLE
400	35	ANTICULADA
1000	750	ESCALONADA
2000	1500	RODILLOS
3000	2000	SELECCIONADA

Como se expuso el tipo de ruedas dentadas que se pueden seleccionar son aquellas de fabricación de acero y una sola hilera de dientes, ya que es suficiente para la potencia que transmitirán a nuestro sistema 1/4 HP.

b) Revoluciones en la rueda motriz y la conducida

Una de las condiciones y la más importante es la relación de velocidad entre ellas. Esta no deberá exceder de 6:1. Además de que no deben tener más de 120 dientes (ver cap 1 diseño de transmisiones de cadena)

c) Diámetro de los ejes

Este fue importante para su selección debido a que son de fácil adquisición con dimensiones estándar, de fabricación nacional o extranjera.

d) Características de carga.

No se requieren de fabricación especial , porque el tipo de carga es suave y permanente ,además de que las condiciones de clima no son extremas

e) Lubricación :

Periódica , ocasional ya que las condiciones de trabajo serán ligeras con bajas velocidades además de acumulaciones de polvo y óxidos ocasionados por el ambiente

Calculo para la selección de cadena .

Las condiciones de diseño consisten en seleccionar una transmisión de cadena operada por un motor-reductor acoplada al eje de baja velocidad transmitiendo una potencia de ¼ HP a velocidad de 35.48 rpm con un eje de 1" ϕ .

La condición en la rueda dentada conducida es que deberá tener una velocidad de 0.7 rpm (el sistema de tracción será semejante a una transportadora de banda)

Nota : todas estas condiciones expuestas han sido calculadas de antemano pero por razones de secuencia se expondrán en lo siguiente

1º Potencia de diseño

$$HP = HP_{transmitida} (f s)$$

3,6

$$HP = \frac{1}{4} (1) = 1/4 \text{ HP}$$

f s. = factor de servicio (tabla factores de servicio para cadenas sencillas cap 1)

2º Selección tentativa de la cadena

De la gráfica de capacidades (fig 1-25 cap. 1) para ¼ HP y 35.5 rpm se debe usar cadena del # 40 con ½ pulg. de paso . Para un diámetro de eje de 1 pulg. se debe de usar una rueda dentada de 2.427 pulg. de diámetro , con un numero de dientes de 18 .(de acuerdo a catalogo de fabricación DODGE , las dimensiones de esta rueda ajustan para el tipo de eje del reductor)

3º Relación de diámetros en la rueda dentada conducida

Esta se determina de acuerdo a la relación de velocidad obtenida en la sección (ec. 3.3)

$$R = 4.7$$

$$\text{Si } R = \phi_c / \phi_m$$

Donde :

ϕ_c = diámetro de paso de la rueda conducida .

ϕ_m = diámetro de paso de la rueda motriz .

Entonces

$$\phi_m = 2.427 \text{ pulg.}$$

$$\phi_c = R (\phi_m) = 4.7 (2.427 \text{ pulg.}) = 11.406 \text{ pulg.}$$

4º Longitud de la cadena .

Primero debemos conocer el numero de :

dientes de la rueda dentada conducida = (18)

Si el numero de dientes de la rueda dentada pequeña es de 18 y la relación de velocidad es de 4.7 entonces el numero de dientes en la rueda dentada mayor es : $18 \times 4.7 = 84.6$ dtes.

dientes de la rueda dentada motriz = (84)

Segundo , saber cual va ha ser la distancia entre centros de ambas ruedas

Calculamos :

$$C = \text{distancia entre centros / paso} = 300 \text{ mm tentativa} = 11.81 \text{ pulg.} / 0.75 = 15.74$$

$$M = \text{numero total de dientes de ambas ruedas} = N_{lc} + N_{lm} = 84 + 18 = 102$$

$$S = (\text{valor obtenido de la tabla 1-3 CAP I a partir de F}) = 110.34$$

$$F = \text{Diferencia de dientes entre la rueda conducida y la motriz} =$$

$$F = N_{lc} - N_{lm} = 84 - 18 = 66$$

sustituyendo valores en la ecuación

$$\text{Long. de la cadena} = 2C + M / 2 + S / C \quad 3.7$$

$$L = 2 (15.74) + 102 / 2 + 110.34 / 15.74 = 89.49$$

Recomendación : si el valor de la ecuación resulta ser un numero impar o fraccional se deberá optar por el numero par mayor mas próximo .

Finalmente la longitud de la cadena es .

$$L = \text{longitud en pasos} \times (\text{el } N^\circ \text{ de paso}) = \quad 3.8$$

$$L = (90 \times 0.75) = 68 \text{ pulg.}$$

3.2.4 Calculo para la selección del tipo de acoplamiento .

En el apartado 2.3 se ha hablado de los acoplamientos y de lo importante de estos para la protección de las maquinas , así como la variedad de ellos para su selección y tipo de uso , por lo que no será necesario dar mas detalle .

En lo siguiente muestro el metodo para seleccionar el tipo de acoplamiento que se adecua a nuestro sistema .

Solucion :

Nuestro sistema requiere un cople para conectar un motoreductor de ¼ HP a 35.5 r.p.m. , al eje de baja velocidad con un sistema de reduccion por cadena , que debera dar movimiento a dos tornillos cuerda acme que actuaran como elevadores de la barra falsa

El diámetro del eje del motor es de 1 " y el diametro del eje del reductor es de ¾ "

Determinación del factor de servicio

De la tabla 3-2 , el factor de servicio es de 1.25 transportadora de banda , considerando que tendrá muy pocas cargas de impacto y reversiones

Calculo de la potencia requerida :

$$\text{HP equivalente} / 100 \text{ r.p.m.} = (\text{HP pico del sistema} \times 100 \times \text{f.s.}) / \text{r.p.m.}$$

La carga pico del sistema es la carga mecánica maxima que puede existir en el sistema. Esta carga puede ser creada por el equipo motnz o movido. Algunos ejemplos son las cargas transmitidas de las cargas de impacto o efectos de inercia durante el arranque, paro o frenaje; y condiciones de carga relativas a procesos variables. Estos picos pueden ser tan altos como el doble del par del rotor cerrado del motor o el doble de la capacidad de freno.

Entonces sustituyendo las condiciones de nuestro sistema , la ecuacion anterior queda :

$$\text{HP equivalente} / 100 \text{ r.p.m.} = (\frac{1}{4} \text{ HP pico del sistema} \times 100 \times 1.25) / 1750 \text{ r.p.m.} = 0.0178 \text{ HP}$$

De la tabla 3-3 se tiene el tipo de cople para servicio reversible

Especificaciones del tipo de acoplamiento .

Flexibilidad torsional .

El cople de elementos elásticos presenta una alta flexibilidad torsional . Esta característica sirve para proteger tanto a la maquina motriz como a la unidad movida ; de las elevadas fluctuaciones de par , impactos y vibraciones que generalmente están asociadas con equipos de servicio reversible

Un punto muy importante es el hecho que este tipo de coples no requiere lubricación , posee una amplia capacidad de desalineamiento , mantiene un completo aislamiento eléctrico entre los equipos motriz y movido , y al no tener contacto metalico entre flechas , el ruido producido por vibración es virtualmente eliminado

Capacidad de desalineamiento

Dependiendo de su tamaño este tipo de acoplamiento permite cantidades razonables de desalineamiento y desplazamiento axial indicados en el manual de servicio

Las capacidades de desalineamiento en cualquier cople representan valores máximos y conforme ese deslizamiento se acerca a su cifra mas alta , la vida del cople disminuye , incrementándose el desequilibrio y la carga sobre las flechas conectadas

Consecuentemente , se obtendra una maxima duración de trabajo del cople como de las maquinas conectadas , si el equipo queda perfectamente alineado

3.2.6 Calculo para la selección del motor .

En el capítulo dos se ha dado ya un procedimiento de cálculos para la selección de un motor ; en lo siguiente mostraremos el análisis para llevar a cabo la selección

1º Obtener la potencia a plena carga

de la ecuación 3.5 se incluyen todos los valores que intervienen para el cálculo de ella

$$HP = (T (N) / [63000 (\eta)]) f s$$

sustituyendo :

$$HP = (73.52 \text{ lb-pulg } (3548 \text{ rpm }) / [63000 (0.8)]) 1.25 = 0.064 \text{ HP}$$

Seleccionando el motor más próximo comercialmente es de ¼ hp

2º Velocidad del motor

De acuerdo a la tabla 2-12 cap II la velocidad sincrónica de un motor comercial a 60 Hz y un número de polos de 4 es de 1800 rpm Retomando los datos nos dirigimos a la tabla de características para motores de 2 y 4 polos cap II

El motor a seleccionar es del tipo 48 (71A) NORMA IEC

CAPITULO IV

Propuesta para su construcción

4.1 Dimensiones y características de fabricación .

En lo siguiente muestro todos los planos de fabricación del prototipo de pruebas y la segunda alternativa de fabricación la cual es una estructura de mayor tamaño

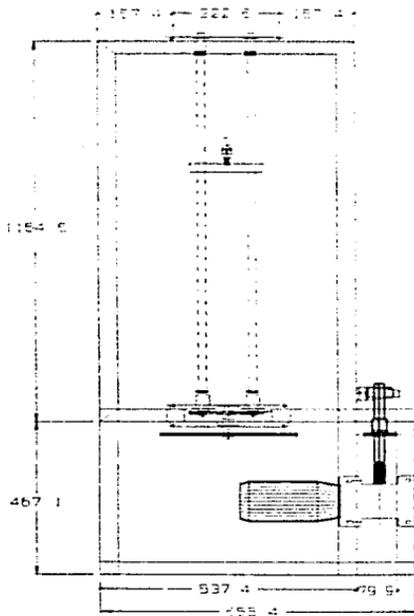
El prototipo de pruebas consiste en una pequeña estructura que asemeja a dos columnas, las cuales están compuestas de PTR de 1 1/2 pulg y dos tornillos cuerda acme que accionados mediante un mecanismo de engranajes da la función de elevador, que a su vez jala la barra falsa. La potencia de extracción del sistema es aproximada a 1/2 HP

La segunda alternativa de fabricación es más grande y fue diseñada para soportar todos los elementos que componen a una colada continua, como son: artesa, lingotera, mesa vibradora, sistema de rodillos extractores y dobladores, además de dispositivos auxiliares como: sistema de enfriamiento por aspersión de agua

En los planos se hace referencia a todas las dimensiones y especificaciones para ensamble y fabricación de piezas, así como de un modelo isométrico para tener la visión de la parte una vez terminada.

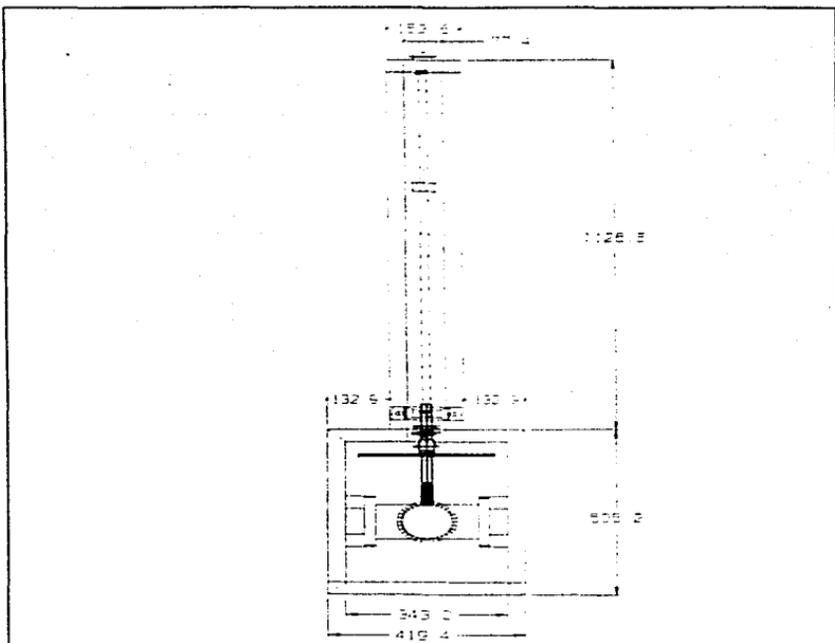
		LISTA DE PARTES			
ORDEN	CANTIDAD	DESCRIPCION	UNIDAD	PRECIO UNITARIO	TOTAL
1	1	PLACA	UNIDAD	1.00	1.00
2	2	PLACA	UNIDAD	1.00	2.00
3	1	PLACA	UNIDAD	1.00	1.00
4	1	PLACA	UNIDAD	1.00	1.00
5	1	PLACA	UNIDAD	1.00	1.00
6	1	PLACA	UNIDAD	1.00	1.00
7	1	PLACA	UNIDAD	1.00	1.00
8	1	PLACA	UNIDAD	1.00	1.00
9	1	PLACA	UNIDAD	1.00	1.00
10	1	PLACA	UNIDAD	1.00	1.00
11	1	PLACA	UNIDAD	1.00	1.00
12	1	PLACA	UNIDAD	1.00	1.00
13	1	PLACA	UNIDAD	1.00	1.00
14	1	PLACA	UNIDAD	1.00	1.00
15	2	PLACA	UNIDAD	1.00	2.00
16	1	PLACA	UNIDAD	1.00	1.00
17	1	PLACA	UNIDAD	1.00	1.00
18	1	PLACA	UNIDAD	1.00	1.00
19	1	PLACA	UNIDAD	1.00	1.00
20	1	PLACA	UNIDAD	1.00	1.00
21	2	PLACA	UNIDAD	1.00	2.00

CANTIDAD		E. N. E. P. ARAGON	
DESCRIPCION		COMISION DE INGENIEROS	
CANTIDAD		CORONA MEXICANA	
ORDEN	PRECIO UNITARIO	TOTAL	
ORDEN	PRECIO UNITARIO	TOTAL	

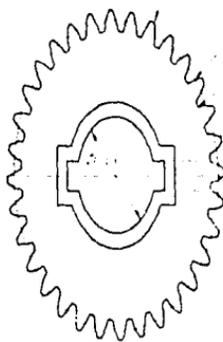


DIBUJO Nº DE CORTES		E.N.E.P. - ARAGON	
REVISO Nº DE PLAN: ALDAMA 4		TITULO SISTEMA DE TRACCION DE BOLACA SEMICONTINUA	
APROBADO Nº DE PLAN: ALDAMA 4			
NOY	ESC 1:1	Nº DE PARTES	ENCADRE
RECIBO	NOY-95	Nº DE DIBUJO	VISTAS PRT



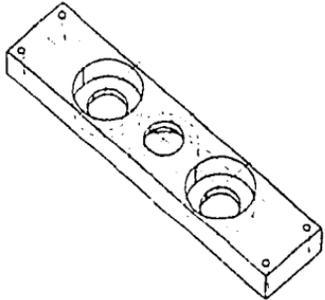
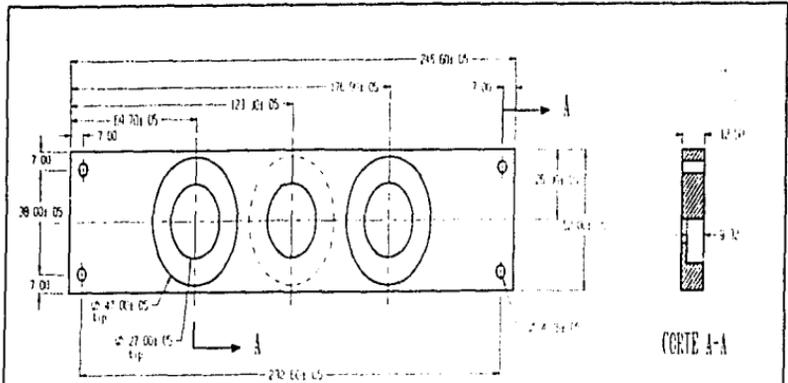


DISEÑO DATE & NUMBER		E. N. E. P. ARAGON	
REVISOR BY DATE & NUMBER	TITULO SISTEMAS DE TRACCION DE COLERA Y SUBCONJUNTO		
APROBADO BY DATE & NUMBER			
NUESTRO No. 451	N° DE PARTE	ENCARGO	
FELICIA MARQUE	N° DE DIBUJO	VISTAS DEL	

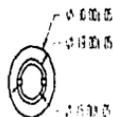
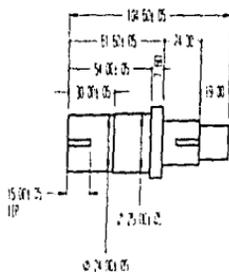


DATOS DEL ENGRANE	
NÚMERO DE DIENTES	32
MÓDULO	1,50 C. PASO 16
ANCHO EN PUNTO	20
DIÁMETRO DE PASO	50 H
BASE DEL DIENTE	1,587
DISTANCIA ENTRE DIENTES	53,97
ALCANTARILLADO	50 H
DECRETO	47,12
ESPAZAR DEL DIENTE EN EL DIÁMETRO DE PASO	2,49
PROFUNDIDAD DE TRABAJO	3,175
PROFUNDIDAD TOTAL	3,42

MATERIAL		E.S.E.P. ARAGON	
MATERIAL	ACERO	E.S.E.P. ARAGON	
MATERIAL	ACERO		
MATERIAL	ACERO	E.S.E.P. ARAGON	
MATERIAL	ACERO		
MATERIAL	ACERO	E.S.E.P. ARAGON	
MATERIAL	ACERO		
MATERIAL	ACERO	E.S.E.P. ARAGON	
MATERIAL	ACERO		



MATERIA: ALUMINIO 1700 (AL 6061) T3		LONG: 245.60 (+0.05)		E.N.E.P. ARAGON	
ANCHO: 38.00		MATERIA: ALUMINIO		ESTADO: EN STOCK	
ESPESOR: 12.00		MATERIA: ALUMINIO		ESTADO: EN STOCK	
MATERIA: ALUMINIO		MATERIA: ALUMINIO		ESTADO: EN STOCK	
TIPO: 03*		MATERIA: ALUMINIO		ESTADO: EN STOCK	

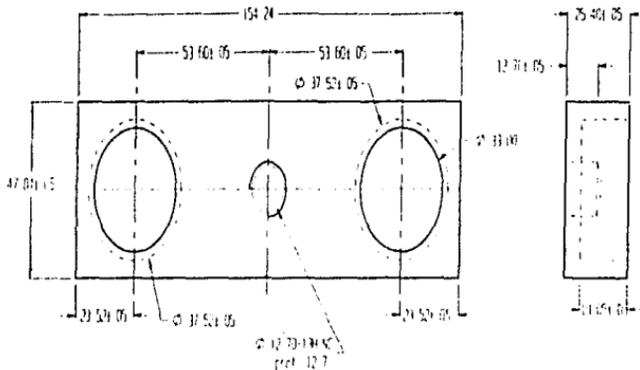


* Dimensiones en
mm. x 10³ (mil)
centímetros

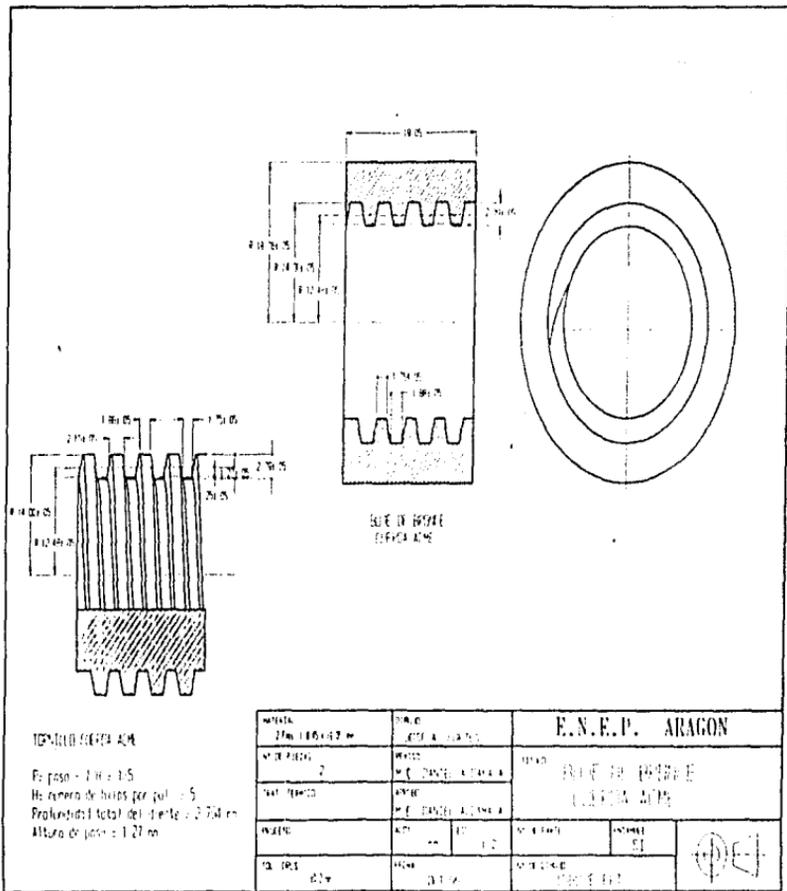
MATERIAL: 1. Distancia top (D02.2)
d = 15 mm. h = 9 mm
d₁ = 2 mm
1. Distancia top (D05.2)
d = 25 mm. h = 12 mm
d₁ = 4 mm

MATERIAL: Area 02.2.2 19x1110x5 mm		FORMA D02.2 x D05.2		E.N.E.P. ARAGON	
Nº DE PROYECTO 1		PROYECTO M.E. (PROYECTO) ALTERNAS		10-0010-12	
FECHA PROYECTO		AUTOR M.E. (PROYECTO) ALTERNAS			
PROYECTO		FECHA 1974		Nº DE PROYECTO 10-0010-12	
FECHA PROYECTO 1974		AUTOR M.E. (PROYECTO)		Nº DE PROYECTO 10-0010-12	





MODEL IDENTIFICATION FA 0000000	DATE 1974	E.N.E.P. ARAGON	
PROJECT I	PHASE W.P. DESIGN & DRAWING	TITLE P.L.A. 100.10000	
DESIGN NUMBER	DATE		
PROJECT	APP. NO.	SCALE	NUMBER
TR. 001	REV. 01	SCALE	1/1
62w	DATE	SCALE	1/1

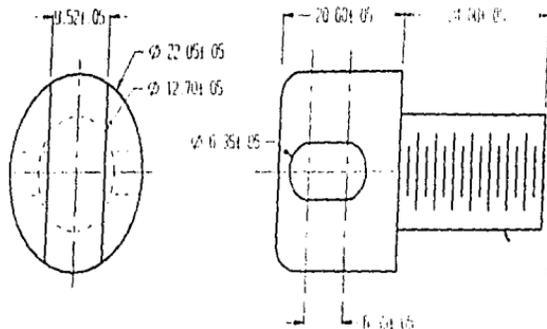


TIPO: 100-100-100-100-100

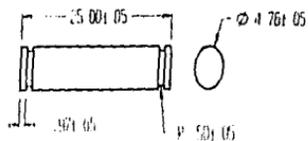
Pa. poso = 1.10 x 1.5
 No. numero de hilos por pul. = 5
 Profundidad total del cable = 2.750 m
 Altura de poso = 1.27 m

MATERIA: 27m. 100-100-100-100-100		DISEÑO: 100-100-100-100-100		E.N.E.P. ARAGON	
MATERIA: 2		MATERIA: 100-100-100-100-100		TIPO: 100-100-100-100-100	
MATERIA: 100-100-100-100-100		MATERIA: 100-100-100-100-100		TIPO: 100-100-100-100-100	
MATERIA: 100-100-100-100-100		MATERIA: 100-100-100-100-100		TIPO: 100-100-100-100-100	
MATERIA: 100-100-100-100-100		MATERIA: 100-100-100-100-100		TIPO: 100-100-100-100-100	
MATERIA: 100-100-100-100-100		MATERIA: 100-100-100-100-100		TIPO: 100-100-100-100-100	





01.717M



01.717M

MATERIA: ALUMINIO 100% 6061-T6 (3003)	TITULO: BOMBA DE ALUMINIO	E. S. E. P. ARAGON	
Nº DE PROYECTO: 1	ESTADO: M. C. (CARGA) F. (CARGA) S.	IDENTIFICACION DE ALUMINIO EN LA INDUSTRIA	
Nº DE TUBO: 1	MARCA: M. C. (CARGA) F. (CARGA) S.	Nº DE TUBO: 1	Nº DE TUBO: 1
PROYECTO: 01.717M	Nº DE TUBO: 1	Nº DE TUBO: 1	Nº DE TUBO: 1
Nº DE TUBO: 01.717M	Nº DE TUBO: 1	Nº DE TUBO: 1	Nº DE TUBO: 1



CAPITULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En el presente capítulo hemos de hablar de las conclusiones que se dieron en el desarrollo del proyecto, desde la investigación bibliográfica pasando por la etapa de diseño y cotización, hasta el plan de trabajo para su fabricación

Además, se hacen algunas recomendaciones para el mejoramiento del prototipo de pruebas, haciendo de él un sistema de colada continua para la producción de barras en materiales no ferrosos

Uno de los principales problemas que obtuvimos al desarrollar el proyecto fue el encontrar la información adecuada para familiarizarse con el proceso, y más aun, con algún sistema que pudiera mostrar los mecanismos que intervienen en el sistema de arrastre. En la mayoría de los casos la información encontrada fue muy general y aunque es un proceso ya muy antiguo, la información técnica especializada se encuentra en las Industrias acereras y no es fácil de conseguir debido a proteccionismo de las mismas. Para ello, se tuvo que recurrir a otras fuentes de información como Institutos y Facultades en donde se encontraron tesis y libros especializados de fabricación de colada continua en aceros y no para materiales no ferrosos, lo que hacía más difícil el desarrollo del proyecto y el entendimiento del comportamiento para la colada de estos materiales.

Es importante mencionar que todo el procedimiento de investigación fue exhaustivo y desgastante porque la información en la mayoría de los casos no se encontraba en un debido registro de archivos, con ello quiero decir que existe la información pero no debidamente registrada, lo cual dificulta su búsqueda y la extracción de los lugares en donde se encuentra.

Teniendo un mínimo de información se hizo una analogía de comportamiento entre los dos materiales; acero y aluminio y de acuerdo a registros mostrados en bibliografía se encontraron tablas de comportamiento para diferentes rangos de velocidad en la colada del acero (1). Esto dió la pauta para poder definir algunas velocidades de arrastre para el aluminio con dimensiones

predeterminadas, teóricamente esto permitía empezar el diseño, sin embargo, nada había sido demostrado prácticamente, por diversas variables dependientes que era necesario comprobar.

El mayor problema para dimensionar el equipo fue el dato de la velocidad de arrastre, ya que es el que rige el comportamiento para la salida del material, para sus diferentes variables, que intervienen en el proceso

Una vez encontrada la velocidad de arrastre se procedió a dimensionar el equipo. Sin embargo, por la vanedad de velocidades para la cual será usado fue necesario diseñarlo con propiedades de carácter didáctico, para ello se adaptó una unidad de control de velocidad, ya que si usáramos mecanismos estos darían imprecisión en las velocidades dando como resultado desventajas para evaluar con exactitud las variables antes mencionadas, convirtiendo al equipo en una unidad de mayor tamaño y más robusta, con mecanismos de control prácticamente manuales. La selección de equipo de control digital (unidad de control de velocidad) dio como resultado mayor versatilidad al sistema, por lo cual las dimensiones del mismo son pequeñas y de mayor exactitud para el registro del proceso, permitiendo con ello, costos mínimos y de fácil maquinado, para su fabricación.

Ya obtenidas las dimensiones principales del sistema se procedió a dimensionar el equipo motor, el cual no tubo mayor dificultad debido a experiencias compartidas con los fabricantes dando los datos necesarios para el cálculo de los mismos (CAPITULO II). Es necesario mencionar que el diseño original se ha hecho para un sistema de colada continua semejante al que se muestra en la Figura 1.14 en donde se aprecia (de arriba hacia abajo) el diseño de la cuchara-distribuidor, lingotera, rodillos extractores primarios y secundarios. Es por ello que se consideró un motor que no solo extrajera la barra, sino que también diera movimiento a la mesa vibradora, rodillos extractores primarios y secundarios accionados con cadenas, que en su momento pareciera un motor adecuado para todo el sistema, sin embargo ahora debido a cambios en el proyecto, se realiza un mecanismo sencillo vertical utilizando un mínimo de potencia para el arrastre de la barra.

El actual diseño es sencillo y de rápida fabricación el cual ya estando en operación dará como resultado datos fidedignos que no se han podido demostrar en el diseño del sistema anterior. Con eso no quiero decir que todos estos no son correctos, sino que se prefiere verificar todas

estas variables a través de este prototipo de pruebas, llamado sistema de colada semicontinua; y posteriormente perfeccionar al proyecto original.

RECOMENDACIONES

Una vez puesto en marcha el prototipo es recomendable hacer un análisis de cada una de las pruebas realizadas, tabulando todas las variables que pudieran encontrar, empezando por ejemplo con las mencionadas anteriormente, esto daría como resultado registros reales y prácticos que definen el proceso y permiten el control estricto del mismo.

En cuanto al diseño de colada continua se deben tomar en cuenta un sistema de refrigeración por aspersión de agua, doblado de la barra y continuidad de la colada para que las condiciones del proceso no se alteren mucho y podamos obtener un producto de buena calidad.

BIBLIOGRAFÍA

- Notas : [1].- Extraído de colada continua del acero
Dr Ing Jobst-Thomas Wasmuht
Ed. Instituto Latinoamericano del hierro y el acero Chile 1977 .
- [2].- Extraído de Fabricacion de hierro , acero y fundiciones Tomo I y II
Ing José Apraiz Berreiro
Ed URMO España 1978
- [3].- Extraído de Ingeniería de manufactura .
Ing. Ulrich Sharer Sau Berti
Compañía Editorial Continental México 1984 .
- [4].- Extraído de Diseño de maquinas teoría y practica .
MACMILLAN PUBLISHING
Ed. Continental México 1989 .
- [5].- Información motor-reductores A S E A .
- [6].- Información motores A S E A
- [7].- Extraído de reductores de velocidad FALK .
- [8].- Extraído de catalogo de fabricación STEELFLEX FALK .
- [9].- Extraído de vanadores de velocidad catalogo de fabricación SIEMENS .
- [10].- Gaceta UNAM cuarta época vol v N° 59 17 de agosto de 1981
- [12].- Extraído de Dibujo y Diseño en Ingeniería .
C. H. Jensen .
Ed. Mc GRAW-HILL México 1988 .
- [13].- THYSSSEN MARATHON , S A. DE C V.
Catalogo de fabricación
- [14].- Instituto de Investigacion de Materiales U.N.A.M.
Jaime Inojosa Torres .
G. Torres Villaseñor .
- [15].- Manual universal de la técnica mecánica.
Erk Oberg .
Ed. LABOR S.A. Barcelona 1979 .