



**REPÚBLICA DE CUBA  
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO  
"Dr. ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ"  
FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**REDISEÑO DEL ACCIONAMIENTO DE LOS VENTILADORES DE SUCCIÓN  
DE LAS MÁQUINAS DE SINTERIZAR EN LA EMPRESA DE  
NÍQUEL "COMANDANTE RENÉ RAMOS LATOUR"**

**TRABAJO DE DIPLOMA PRESENTADO EN OPCIÓN AL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**ARTEMIO HERRERA CABRERA**

**MDA, 2013  
"AÑO 55 DE LA REVOLUCIÓN"**



**REPÚBLICA DE CUBA  
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO  
"Dr. ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ"  
FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECÁNICA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**REDISEÑO DEL ACCIONAMIENTO DE LOS VENTILADORES DE SUCCIÓN  
DE LAS MÁQUINAS DE SINTERIZAR EN LA EMPRESA DE  
NÍQUEL "COMANDANTE RENÉ RAMOS LATOUR"**

**TRABAJO DE DIPLOMA PRESENTADO EN OPCIÓN AL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**AUTOR:**  
ARTEMIO HERRERA CABRERA

**TUTOR:**  
PROF. ASIT. ING. MURPIS POMPA LARRAZABAL

**MDA, 2013  
"AÑO 55 DE LA REVOLUCIÓN"**

### **DECLARACIÓN DE AUTORIDAD**

Yo: **Artemio Herrera Cabrera** autor de este trabajo de Diploma y mi tutor Ing. Murpis Pompa Larrazabal, declaramos la propiedad intelectual de este trabajo al servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa para que disponga de su uso cuando estime conveniente.

---

Artemio Herrera Cabrera

---

Ing. Murpis Pompa Larrazabal

## **PENSAMIENTO**

“...soñamos con un mundo, un mundo más justo, un mundo realmente más humano por el cual todos tenemos el deber de luchar. El futuro de ustedes y de los hijos de ustedes será el futuro que esta humanidad sea capaz de construir...”

“Fidel Castro Ruz”

## **AGRADECIMIENTOS**

- ✓ Quiero agradecer a la revolución cubana, Fidel, por haberme dado la oportunidad de estudiar y graduarme satisfactoriamente algo que no hubiera sido posible sin la formación profesional con que cuento hoy.
- ✓ A mis tutores el Ing. Murpis Pompa Larrazabal y al Ing. Abigail Zamora Guasch, por sus acertadas críticas y sugerencias durante este trabajo de diploma.
- ✓ A mi esposa e hijos por saber que están conmigo en los momentos más difíciles.
- ✓ Al colectivo de profesores, ingenieros y licenciados que durante cinco largos años nos impartieron con mucha dedicación todos los contenidos académicos para poder formarnos como futuros profesionales.
- ✓ A todos gracias por saber que están conmigo.

## **DEDICATORIA**

Dedico la culminación de este trabajo a:

- ✓ A la revolución por haberme dado la posibilidad de continuar superándome.
- ✓ A mi esposa por su dedicación, amor y comprensión durante todo este tiempo.
- ✓ A mis padres Maria del Carmen y Artemio Herrera Torres, por darme fuerzas para seguir adelante cada día.
- ✓ A mis hijos Adrián y Alejandro por saber que están conmigo en los momentos más difíciles.
- ✓ A mi padrastro Ramón Rojas Rojas el cual estuviera muy orgulloso de verme realizado como profesional.
- ✓ A mis hijos Adrián y Alejandro por saber que están conmigo en los momentos más difíciles.
- ✓ A todos mis familiares que de una forma u otra han colaborado con la culminación de este proyecto de grado.

A todos muchas gracias...

## **RESUMEN**

Se realiza el rediseño del accionamiento de los ventiladores de succión de las máquinas de sinterizar que pertenece a la empresa del níquel “Comandante René Ramos Latour” de Nicaro. A partir de la correspondiente revisión de la literatura que proporcionó puntualizar el conocimiento existente y disponible vinculado el problema planteado, y el establecimiento del sistema de conocimiento actualizado; se describen las principales particularidades de los ventiladores centrífugos, apuntando a los parámetros básicos que actúan sobre su funcionamiento, orientado a la confección del marco teórico conceptual que sustentan los resultados obtenidos. Consecutivamente se identifican las características mecánicas del accionamiento de los ventiladores y su compatibilidad con las exigencias tecnológicas y de proceso, a partir de las cuales se sistematiza el cálculo de rediseño del accionamiento por correas trapeciales; aplicando los principios fundamentales que permiten la determinación de los parámetros geométricos básicos de la transmisión, así mismo durante el cálculo son verificados criterios que sirven como control a la transmisión que proporcionan conseguir la frecuencia de rotación pretendida en el árbol principal de los ventiladores. A continuación se efectúa la simulación por el método de elementos finitos bajo condiciones de explotación de la transmisión, alcanzando pronosticar su futuro comportamiento. Además se hace el planteamiento de los efectos económicos que se alcanzan con la aplicación de los resultados alcanzados.

## **ABSTRACT**

It comes true the I redesign of the working of the fans of suction of the hardware to sinter is a member of the company of nickel "Comandante René Ramos Latour" of Nicaro. As from the correspondent revision of the literature that provided to describe the existent and available knowledge once presented problem was linked, and the establishment of the system of updated knowledge; They describe the principal particularities of centrifugal fans, aiming at the basic parameters that they perform on his functioning, guided to the confection of the theoretic conceptual frame that they hold the obtained results. Consecutively the characteristic mechanics of the working of fans and his compatibility with technological and process requirements, the ones that the calculation comes under a system as from provide evidence of identity of I redesign of the working for trapezoidal straps; Applying the underlying principles that they permit to determine to her the geometric basic parameters of transmission, likewise during calculation criteria that serve like control the transmission that provide to get the frequency from rotation attempted in the main shaft of fans are verified. From now on the simulation for the low finite-element method makes conditions of exploitation of transmission itself, reaching to forecast his future behavior. Besides the proposal of the effects cheap to run that are reached with the application of attained results is done.



| <b>TABLA DE CONTENIDOS</b>                                                      | <b>Pag.</b> |
|---------------------------------------------------------------------------------|-------------|
| INTRODUCCIÓN GENERAL.....                                                       | 1           |
| CAPÍTULO 1. MARCO TEÓRICO CONCEPTUAL DE LA INVESTIGACIÓN.....                   | 5           |
| 1.1. Introducción.....                                                          | 5           |
| 1.2. Generalidades acerca de los ventiladores centrífugos.....                  | 5           |
| 1.2.1 Clasificación de los ventiladores centrífugos.....                        | 6           |
| 1.2.2. Principales elementos de los ventiladores centrífugos.....               | 8           |
| 1.2.3. Selección de ventiladores centrífugos.....                               | 8           |
| 1.3 Ventilador centrifugo American Blower.....                                  | 9           |
| 1.4 Accionamiento electromecánico del ventilador centrifugo .....               | 10          |
| 1.5. Generalidades acerca de las transmisiones por correa.....                  | 11          |
| 1.5.1 Evolución de las trasmisiones por correa.....                             | 13          |
| 1.5.2. Ventajas y desventajas de las transmisiones por correa.....              | 15          |
| 1.6. Comportamiento en servicio de la transmisión por correa.....               | 16          |
| 1.6.1. Criterios sobre la capacidad de trabajo.....                             | 17          |
| 1.6.2. Criterios sobre el rendimiento.....                                      | 20          |
| 1.6.3. Criterios sobre el deslizamiento elástico.....                           | 24          |
| 1.7. Elementos de las transmisiones por correas trapeciales.....                | 26          |
| 1.7.1. Particularidades estructurales de las poleas acanaladas.....             | 27          |
| 1.7.2. Materiales utilizados para la fabricación de poleas.....                 | 29          |
| 1.8 Consideraciones de diseño de las transmisiones por correas trapeciales..... | 29          |
| 1.9 Generalidades del método de elementos finitos.....                          | 31          |
| 1.9.1. El método de elementos finitos como complemento para el análisis.....    | 32          |
| 1.10 Conclusiones del capítulo I.....                                           | 32          |
| CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS.....                                           | 33          |
| 2.1. Introducción.....                                                          | 33          |
| 2.2. Medios técnicos e instrumentos utilizados durante las mediciones.....      | 33          |
| 2.3. Análisis químico.....                                                      | 35          |
| 2.4. Potencia necesaria en el accionamiento del ventilador.....                 | 36          |
| 2.5. Método para el cálculo de la transmisión por correas trapeciales.....      | 38          |
| 2.5.1. Selección del factor de servicio.....                                    | 39          |

|                                                                              |    |
|------------------------------------------------------------------------------|----|
| 2.5.2. Cálculo de la potencia de diseño o proyecto.....                      | 40 |
| 2.5.3. Elección de la sección de la correa.....                              | 41 |
| 2.5.4. Cálculo de la relación de transmisión.....                            | 42 |
| 2.5.5. Elección de los diámetros de las poleas.....                          | 42 |
| 2.5.6. Cálculo de la velocidad de la correa.....                             | 43 |
| 2.5.7. Longitud de la correa y la distancia entre centros de las poleas..... | 44 |
| 2.5.8. Verificación de los ciclos de flexión por segundo en la correa.....   | 45 |
| 2.5.9. Cálculo ángulo de contacto de la correa en la polea menor.....        | 46 |
| 2.5.10. Cálculo de la potencia nominal transmitida por una correa.....       | 47 |
| 2.5.11. Cálculo de la cantidad de correas.....                               | 48 |
| 2.5.12. Cálculo de la fuerza de tensado inicial de las correas.....          | 50 |
| 2.5.13. Cálculo de la vida útil de la correa.....                            | 51 |
| 2.6 Cálculo de las dimensiones fundamentales de las poleas.....              | 56 |
| 2.7. Elección del software adecuado para la simulación.....                  | 57 |
| 2.7.1. Simulación de los esfuerzos en la polea canalada.....                 | 58 |
| 2.8. Conclusiones del capítulo II.....                                       | 60 |
| CAPÍTULO 3. RESULTADOS Y SU VALORACIÓN.....                                  | 61 |
| 3.1. Introducción .....                                                      | 61 |
| 3.2. Análisis químico.....                                                   | 61 |
| 3.3. Selección del motor eléctrico para el accionamiento.....                | 63 |
| 3.4 Resultados del cálculo de la transmisión por correa.....                 | 64 |
| 3.4.1. Selección del factor de servicio.....                                 | 65 |
| 3.4.2. Apreciación de la potencia de diseño o proyecto.....                  | 66 |
| 3.4.3. Elección de sección transversal de la correa.....                     | 66 |
| 3.4.4. Determinación de la relación de transmisión.....                      | 68 |
| 3.4.5. Selección de los diámetros de las poleas.....                         | 69 |
| 3.4.6. Determinación de la velocidad lineal de la correa.....                | 70 |
| 3.4.7. Longitud de la correa y distancia entre centros de las poleas.....    | 70 |
| 3.4.8. Verificación de los ciclos de flexión por segundo en la correa.....   | 70 |
| 3.4.9. Valor del ángulo de abrazado.....                                     | 71 |
| 3.4.10. Determinación de la potencia nominal transmisible por correa.....    | 71 |

|                                                                            |    |
|----------------------------------------------------------------------------|----|
| 3.4.11. Número de correas de correas necesarias.....                       | 72 |
| 3.4.12. Determinación de fuerza de tensado inicial de las correas.....     | 73 |
| 3.4.13. Cálculo de la duración de la correa.....                           | 73 |
| 3.4.14. Determinación del coeficiente de tracción.....                     | 75 |
| 3.5. Determinación de las dimensiones fundamentales de las polea.....      | 76 |
| 3.6. Comportamiento de las tensiones en la polea motriz.....               | 76 |
| 3.7. Valoración de las incidencias ambientales, sociales y económicas..... | 78 |
| 3.7.1. Impacto social.....                                                 | 78 |
| 3.7.2. Impacto medioambiental.....                                         | 78 |
| 3.7.3. Determinación del efecto económico.....                             | 79 |
| 3.8. Conclusiones del capítulo III.....                                    | 79 |
| CONCLUSIONES GENERALES.....                                                | 80 |
| RECOMENDACIONES.....                                                       | 81 |
| REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....                                            | 82 |

## INTRODUCCIÓN GENERAL

La industria cubana del níquel, fundada hace alrededor de 65 años con la finalidad de producir concentrado de níquel y cobalto, se encuentra enfrascada en un proceso de mejora de su equipamiento, así como la búsqueda de una adecuada eficiencia en la obtención del producto final. Actualmente la producción de níquel y cobalto constituye una de las mayores posibilidades para el desarrollo de la economía cubana, pues su precio aumenta de manera paulatina en el mercado internacional; así mismo los costos de producción se incrementan.

Los sistemas de transmisión por correas tienen amplia utilización en los accionamientos industriales de máquinas con diversas especificaciones, dichos sistemas de transmisiones son muy empleados en equipos para la extracción y obtención de concentrados de níquel y cobalto por las características de esas tecnologías. Entre sus aplicaciones se puede mencionar como accionamiento auxiliar de sistemas de ventilación en la Empresa “Comandante René Ramos Latour”, donde predominan las transmisiones por correas debido a su fiabilidad y eficacia para transmitir potencia mecánica, además de garantizar un rendimiento excelente y la reducción de costos de mantenimiento gracias a la larga duración.

Una de las aplicaciones fundamentales de los sistemas de transmisión por correas es como accionamiento auxiliar en los ventiladores centrífugos de las máquinas de sinterizar de la Unidad Empresarial de Base Recuperación - Sínter (UBE Recuperación - Sínter). Estos ventiladores de tiro forzado, se emplean para aspiración, hasta las baterías de ciclones, de los gases reductores y pequeñas partículas a altas temperaturas procedentes de la cámara de combustión. El óxido de níquel sinterizado reducido y aglomerado es transportado a la instalación de molienda y cribado entre 6,35 y 38,1 mm, para su posterior envase como producto final de la planta. Durante el proceso de sinterizado, para que exista una excelente eficiencia en el calentamiento de la capa de mineral hasta 800 °C y tenga el proceso de reducción, se requiere una adecuada velocidad transversal de los gases reductores, en función de la aspiración del ventilador a  $1,3 \times 10^{-3}$  MPa.

Los ventiladores centrífugos (ver figura 1.1) del sistema de limpieza de gases de la UEB Recuperación y Sínter, consta de un motor de accionamiento, en este caso eléctrico, una carcasa en forma espiral y conductos y, por último, un impulsor o rodete encargado de transformar la energía y generar el caudal de aire requerido.



Figura 1.1. Ventilador centrífugo empleado en la UEB Recuperación - Sínter

Del correcto funcionamiento de estas máquinas depende en gran medida el desarrollo y calidad del proceso de sinterizado del óxido de níquel.

Por lo que se establece como **situación problemática:**

En la planta de Recuperación y Sinter de la empresa “Comandante René Ramos Latour”, es patente un inconveniente dentro de su proceso productivo, radicado en la limitación de la succión de los ventiladores en las máquinas de sinterizar, proceso transcendental y necesario en la obtención de un producto de elevada calidad. Se confrontan problemas con la eficiencia y la productividad de los ventiladores de succión que tienen como limitante, la no extracción de todos los arrastres de las partículas de polvillo de óxido de níquel y carbón antracita que viajan con los gases, que provocan finalmente pérdidas de minerales lateríticos en el producto final e impurezas afectando la calidad de producto final. Concorre además la baja disponibilidad de oxígeno en el proceso de sinterización, impidiendo la posibilidad de gasificar el azufre hasta dióxido de azufre ( $\text{SO}_2$ ), por la falta del quemado del azufre, obteniéndose un sínter con contenido de níquel.

Lo anterior expresado permitió establecer como **problema:**

La insuficiente frecuencia de rotación del árbol principal en los ventiladores de succión, limita la calidad del proceso de succión de gases y de las partículas pequeñas en las máquinas de sinterizar de la planta de Recuperación - Sínter.

Como **objeto de la investigación** se establece:

Ventiladores de succión en la UEB Recuperación y Sínter de la empresa de níquel “Comandante René Ramos Latour”

**Campo de acción:**

Accionamiento electromecánicos de ventiladores de succión en máquinas de sinterizado.

Para la solución del problema se plantea como **objetivo general:**

Rediseñar los elementos del accionamiento para los ventiladores de succión que permita un incremento de la frecuencia de rotación, para mejorar la calidad en la succión de gases y de las partículas pequeñas en el proceso de sinterización del óxido de níquel.

Para dar cumplimiento al objetivo general, se plantean los siguientes **objetivos específicos:**

- Establecer las exigencias del proceso productivo de los ventiladores de succión,
- Proceder al diseño, cálculo y selección de los elementos del nuevo accionamiento para los ventiladores de succión de las máquinas de sinterizar,
- Desarrollar la simulación por el método de elementos finitos de los elementos principales de la transmisión por correa.

Los elementos anteriores permitieron definir la siguiente **hipótesis:**

Si se realiza un adecuado análisis de las exigencias tecnológicas y de proceso impuestas al accionamiento electromecánico de los ventiladores de succión para la operación de las máquinas de sinterizar, permitirá el adecuado rediseño y selección de sus elementos, permitiendo mejorar las condiciones en el proceso de succión de gases y de las partículas pequeñas y, por consiguiente, el aumento de la productividad de las máquinas de sinterizar.

Para cual se establecen como **tareas fundamentales**:

1. Revisión bibliográfica y establecimiento del sistema de conocimientos actualizado sobre el accionamiento de ventiladores con transmisión por correa,
2. Determinación de la potencia del accionamiento para las nuevas exigencias del proceso.
3. Selección del motor eléctrico,
4. Cálculo de la transmisión por correas,
5. Simulación por el método de elementos finitos de los elementos principales de la transmisión por correa,
6. Análisis de los resultados,
7. Planteamiento de los efectos económicos, sociales y ambientales.

## **CAPÍTULO 1**

### **MARCO TEÓRICO CONCEPTUAL DE LA INVESTIGACIÓN**



## **CAPÍTULO 1. MARCO TEÓRICO CONCEPTUAL DE LA INVESTIGACIÓN**

### **1.1. Introducción**

En la UEB Planta de Recuperación y Sínter de la empresa de níquel “Comandante René Ramos Latour” los ventiladores de succión se emplean en el trasiego de los gases y de pequeñas partículas, producto de la combustión en los sistemas de limpieza de gases de las máquinas de sinterizar. Están compuestos por motor de accionamiento, en este caso es eléctrico, transmisión por correa, una carcasa en forma espiral y, por último, un impelente o rodete encargado de transformar la energía y generar el caudal y velocidad de los gases requerida.

El presente capítulo tiene como objetivo:

Realizar un análisis de los diferentes aspectos relacionados con los temas que son discutidos en la bibliografía consultada, con el fin de disponer de los elementos básicos y de las tendencias actuales que resultan esenciales para el desarrollo del trabajo.

### **1.2. Generalidades acerca de los ventiladores centrífugos**

Se conoce como ventiladores centrífugos (Cherkasski, 1986; Ramos, 1994) a las máquinas dinámicas que reciben energía mecánica para mantener un flujo (caudal) continuo de aire, u otro gas, con incrementos de presión no mayor de  $3 \times 10^{-3}$  MPa (300 mm H<sub>2</sub>O); capaces de mover determinada masa de aire, a la que le comunican esta energía, en forma de presión y velocidad, suficiente para que pueda vencer las pérdidas de carga (resistencias) que se producirán en la circulación por los conductos.

Los ventiladores centrífugos (ver figura 1.1) son equipos ampliamente empleados para el trasiego de aire u otros gases industriales, en aquellos casos en los cuales no se requiere elevar la presión del aire o gas más de 1,15 veces (para una densidad del gas de 1,2 kg/m<sup>3</sup>). Normalmente, siempre y cuando estén correctamente dimensionados, son considerados equipos robustos, con un coste de mantenimiento relativamente bajo en comparación con otros, fáciles de mantener y con un escaso desgaste de su funcionalidad a lo largo del tiempo (Kostochkin, 1951).



Figura 1.1 Ventiladores centrífugos

Los principales parámetros que permiten caracterizar a los ventiladores centrífugos son: la carga de impulsión ( $H$ ), la capacidad ( $Q$ ), la velocidad de rotación ( $n$ ), la potencia que consume ( $N_e$ ) y el rendimiento ( $\eta$ ); su determinación permite llevar a cabo la selección de acuerdo a las características que exige el proceso tecnológico en cuestión. Generalmente el fabricante o suministrador del ventilador realiza, junto con la previa adquisición de los datos de partida como caudales, presiones y potencia, la elección del ventilador más adecuado así como la determinación de su velocidad de giro usando las poleas de accionamiento adecuadas.

#### **1.2.1. Clasificación de los ventiladores centrífugos**

Al igual que las bombas centrífugas, los ventiladores centrífugos (ver figura 1.2) también cuentan con un impelente o rodete que aspira el gas en la dirección axial y lo impulsa radialmente hacia la salida, por la periferia del rodete, donde es recogido por la voluta y finalmente dirigido hacia la salida de la máquina. Según la forma de los álabes del impelente a los ventiladores se clasifican como radiales, axiales o mixtos.

La representación gráfica de la presión total, la potencia consumida y el rendimiento en función del caudal constituyen las llamadas curvas características del ventilador, y suelen ser aportadas por los fabricantes en sus catálogos, pues reúnen la información básica para determinar las magnitudes de operación de la máquina en una determinada instalación.



Figura 1.2 Ventiladores centrífugos empleados en la industria

Aunque los gases son fácilmente compresibles, las velocidades de paso y los cambios de presión habidos a través de los ventiladores son lo bastante pequeños como para no afectar significativamente a la densidad, y típicamente se considera que el flujo es incompresible. Esto supone un cambio prácticamente despreciable en la densidad del gas que atraviesa la máquina. Dependiendo del valor del incremento de presión  $\Delta P$ , podemos hablar de ventiladores centrífugos de baja presión ( $\Delta P$  hasta  $7 \times 10^{-4}$  MPa), de presión media ( $\Delta P$  entre  $7 \times 10^{-4}$  MPa y  $3 \times 10^{-3}$  MPa) y de alta presión ( $\Delta P$  superior a  $3,5 \times 10^{-3}$  MPa). Visto de esta forma, cuando se habla de ventiladores centrífugos no se usa el término de altura de impulsión ( $H$ ) usado en máquinas hidráulicas si no que empleamos el término de salto o incremento de presión total  $\Delta P$ .

La relación entre ambos términos viene dado por la expresión (Durnov, 1985):

$$\Delta P = \rho g H$$

1.1

Siendo:

$\rho$  - la densidad del fluido. Para el caso del aire  $\rho = 1,2 \text{ Kg/m}^3$ .

Como las bombas, la energía específica que un ventilador puede transmitir al gas es dependiente de la cantidad de gas circulante por unidad de tiempo, que en general puede oscilar desde 0 hasta un valor máximo. En función de las condiciones de funcionamiento se identifican: ventiladores centrífugos corrientes, que efectúan el movimiento de aire no tóxico, no saturado, no inflamable, no corrosivo, no cargado de partículas abrasivas y que la temperatura no sobrepasa 80 °C (ó 40 °C, si el motor se encuentra en la corriente de aire) y ventiladores centrífugos especiales, diseñados para vehicular gases calientes, húmedos, corrosivos, para el transporte neumático y antiexplosivo.

Cada ventilador centrífugo presenta características propias según el diseño; pero independientemente de esto, siempre va estar estructurado por los elementos que a continuación se relacionan.

### 1.2.2. Principales elementos de los ventiladores centrífugos

Los principales elementos que componen un ventilador centrífugo se muestran en la figura 1.3. Estos son: conducto de entrada, impelente y voluta.

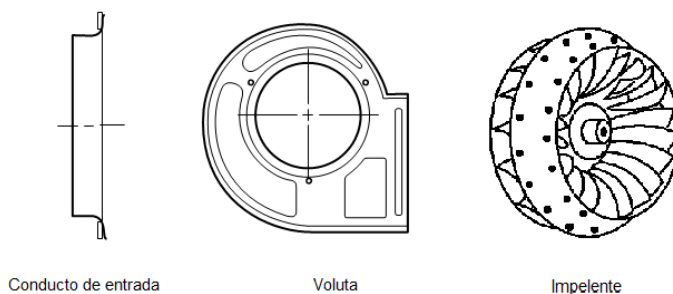


Figura 1.3 Partes principales de un ventilador

### 1.2.3. Selección de ventiladores centrífugos

La determinación del ventilador adecuado para instalar en un sistema dado, requiere primeramente se determinen las pérdidas hidráulicas que producen en el sistema cuando circule el flujo (Q) deseado. La magnitud de las pérdidas permitirá establecer la presión (P) requerida por el ventilador. Para tener en cuantos posibles errores, así como para garantizar un cierto margen de seguridad se recomienda escoger un ventilador cuyo gasto sea 1,05 Q y la presión 1,1 P.

Cuando se trabaja con gases calientes es necesario tener en cuenta el “tiro” que se crea por la diferencia de densidades de aire atmosférico y el gas caliente. El tiro puede ser positivo si actúa en el sentido de disminuir la carga necesaria para mover el gas, y negativo si actúa en sentido inverso al movimiento del gas.

### 1.3. Ventilador centrífugo American Blower

Los ventiladores centrífugos de las máquinas de sinterizar utilizados en los sistemas de limpieza de gases son de alto rendimiento. El diseño del rodete favorece el flujo de aire a través de los álabes, reduciendo el choque y las pérdidas por remolinos. Las características principales de los ventiladores centrífugos, se presentan en la tabla 1.1:

Tabla 1.1. Datos técnicos del ventilador centrífugo American Blower

| Descripción                                   | Valor                | Unidad            |
|-----------------------------------------------|----------------------|-------------------|
| Serie                                         | 82                   | -                 |
| Modelo                                        | 440 AMERICAN HS FAN  | -                 |
| Potencia del motor eléctrico                  | 75                   | kW                |
| Velocidad de rotación del motor por catálogo  | 1200                 | min <sup>-1</sup> |
| Velocidad de rotación del motor con tacómetro | 1180                 | min <sup>-1</sup> |
| Velocidad de rotación en la succión           | 930                  | min <sup>-1</sup> |
| Presión de vacío                              | 3,2 10 <sup>-3</sup> | MPa               |
| Capacidad (caudal)                            | 425                  | m <sup>3</sup> /s |
| Carga de impulsión                            | 4                    | m                 |
| Diámetro exterior del rodete                  | 1676                 | Mm                |
| Diámetro interior del rodete                  | 696                  | Mm                |
| Ancho de la descarga                          | 250                  | Mm                |

La zona de funcionamiento con rendimientos superiores al 80% es muy extensa y abarca aproximadamente desde el 70% al 122% del caudal correspondiente al punto de servicio óptimo. Esto facilita la selección del tamaño del ventilador, los desvíos puntuales del punto de funcionamiento elegido respecto al óptimo no repercuten sensiblemente en el rendimiento del ventilador.

#### **1.4. Accionamiento electromecánico del ventilador centrífugo**

El accionamiento electromecánico del ventilador centrífugo (ver figura 1.4) puede estar diseñado para garantizar una velocidad constante o variable del órgano de tracción. Pueden tener uno o varios tambores motores y éstos, a su vez uno o dos motores. Se utilizan motores trifásicos de inducción con rotor cortocircuitado y/o de rotor bobinado.



Figura 1.4 El accionamiento electromecánico del ventilador centrífugo

Según Maliuk (1980); Sierra (1987) y Acoltzi (2001) se plantean alternativas para mejorar el consumo de energía de motores eléctricos de inducción en los accionamientos, los cuales pueden aplicarse en el accionamiento de los transportadores de banda.

Según Rojas (2006), los resultados en el mejoramiento de la eficiencia de los accionamientos de motores de inducción están relacionados fundamentalmente con el diseño y el establecimiento de algoritmos de control de variables de la máquina de inducción, sin tener en cuenta otros factores operacionales durante la transferencia de energía hacia el mecanismo. Se considera que el 20 % del ahorro de energía está en el mejoramiento de los rendimientos de los motores y sistemas eléctricos, el otro 80 % puede ser tomado de cada una de las partes del accionamiento eléctrico, incluyendo sus cargas mecánicas y el propio proceso. Como indican las fuentes bibliográficas (Leonhard, 1996; Acoltzi, 2001 y Abrahamsen, 2000), existe una buena reserva de aspectos investigativos en las partes de los mecanismos de producción, las cuales no han sido suficientemente estudiadas desde su proceso. Por esta causa, el ventilador centrífugo para máquinas de sinterizar accionado por motor de inducción es el objeto de esta investigación.

Schneider Electric (1999), explica que los motores asíncronos trifásicos de jaula se encuentran entre los más utilizados para el accionamiento de ventiladores centrífugos. Su uso se impone en la mayoría de las aplicaciones debido a las ventajas que conllevan: robustez, sencillez de mantenimiento, facilidad de instalación, bajo costo.

### **1.5. Generalidades acerca de las transmisiones por correa**

Los dispositivos de accionamiento con elemento mecánico flexible (altamente deformable elásticamente) cerrado sobre sí mismo, tales como las transmisiones por correa se utilizan para transmitir potencia mecánica entre árboles paralelos ubicados a distancias relativamente grandes, entre los cuales la relación de transmisión no es ni constante ni exactamente igual a la razón de diámetros de las poleas (Mayer, 2005).

Reshetov (1986) refiere la variabilidad en la relación de transmisión en este tipo de transmisiones como resultado del fenómeno de deslizamiento elástico de la correa sobre las poleas, que se produce predominantemente de manera inevitable en los sitios en que las velocidades de las superficies de contacto de la correa y de la polea no son iguales, debido a la elasticidad de la correa, y que dicho deslizamiento no es constante sino que varía en función de las condiciones de trabajo; de los valores de par transmitido y de la velocidad de la correa.

González (2010) expone que las transmisiones por correa se caracterizan por su forma especialmente sencilla, funcionamiento silencioso, mediana durabilidad y una considerable capacidad de absorber elásticamente las cargas de impacto y las vibraciones asociadas con las resistencias a vencer por las transmisiones, haciéndolas prácticamente insustituibles en los accionamientos auxiliares de transportadores, en máquinas textiles, y en sistemas de ventilación, entre otras muchas aplicaciones donde se demandan las mencionadas características y se exige transmitir potencia mecánica con bajo costo, posibilidad de intercambiabilidad y sencillez de mantenimiento.

En la actualidad, las transmisiones por correa se destacan como uno de los accionamientos mecánicos de mayor difusión, representando aproximadamente un 18 % (Helmut, 2006) de las ventas mundiales de componentes asociados con las transmisiones mecánicas. La ingeniería en transmisiones por correas y poleas ha promovido por décadas, el desarrollo continuo de estos accionamientos por muchas vías. En particular, el incremento de la capacidad de trabajo de las correas ha mejorado significativamente debido a la introducción de materiales de calidad superior y el perfeccionamiento de los perfiles (Millar, 2002) en los órganos de tracción de estas transmisiones.

Dobrovolski (1990), expresa que en las transmisiones por correa la capacidad de transmisión de potencia depende de la fricción entre las correas y las poleas que, a su vez, se incrementa cuanto mayor sea el tensado inicial, el ángulo de abrazado de la polea con la correa y coeficiente de rozamiento. No se entiende por completo el tipo de efectos causados por estos factores, que acortan o alargan la vida de la correa. Por tal razón, la capacidad de potencia de las correas está tabulada para ciertas condiciones normalizadas.

Productores estadounidenses y alemanes de correas y seguidores del sistema de normas ANSI, ISO y DIN, como Good Year (1986), Dunlop (2006), Optibelt (2008) y Gates (2010) establecen para sus correas los valores de los parámetros y factores de corrección asociados al cálculo analítico mediante ensayos y mediciones prácticas procesadas estadísticamente, de manera que pueden disponer de los necesarios valores correspondientes con un nivel de calidad específico de las correas y para una duración satisfactoria en función del tipo de perfil.



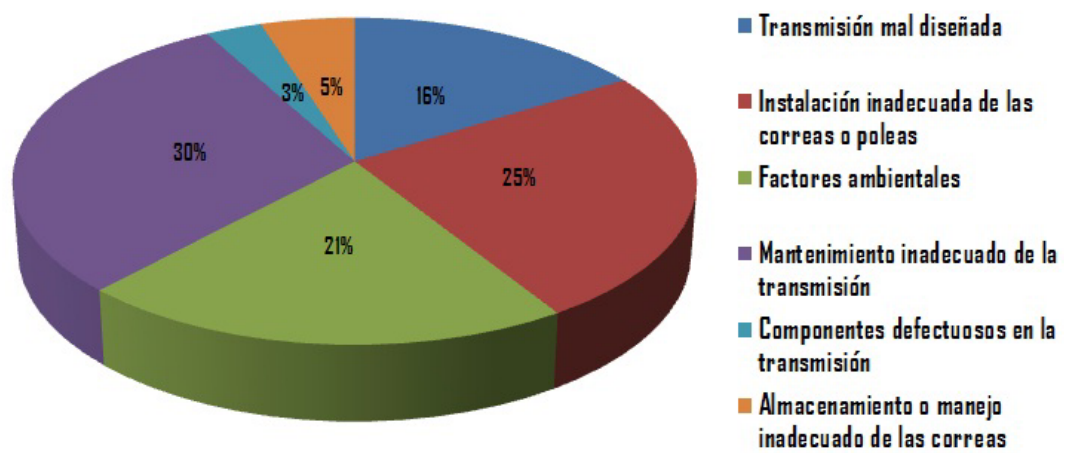


Figura 1.5 Causas de problemas con los sistemas de transmisión por correa

González (1998) y Gates (2006) revelan en sus publicaciones las principales causas asociadas con los deterioros prematuros de las correas de transmisión, es evidente la posible influencia de varios factores (vea figura 1.5). Señalando que entre otras cosas, un adecuado diseño, buena instalación y un programa completo y efectivo de mantenimiento son la garantía de la efectividad y prolongada vida útil de la transmisión.

#### 1.5.1. Evolución de las transmisiones por correa

Actualmente, con la evolución técnica en el sector industrial, requiere de transmisiones compactas y de alta potencia, con lo que se deben utilizar poleas de diámetros pequeños (Dunlop, 2006; Optibelt, 2008 y Gates, 2010), todos los fabricantes de sistemas de transmisión por correa han lanzado al mercado todo tipos de correas, desarrollando nuevos materiales y nueva tecnología de producción; desempeñado un papel importante en la creación y desarrollo de correas de alta calidad.

La industria textil tuvo un importante papel en el desarrollo inicial de las transmisiones por correas y posteriormente la industria automovilística, debido a las exigencias requeridas para los accionamientos auxiliares en los motores de combustión interna, para los cuales se requería pequeñas dimensiones y elevada capacidad de carga. El rápido progreso y la reciente introducción de las transmisiones por correas en la industria moderna puede ser comprendido a partir de analizar el desarrollo histórico de esta transmisión en los Estados Unidos de América, mostrado en la tabla 1.2.

Tabla 1.2. Desarrollo de las transmisiones por correas

|      |                                                                                                                                                                                                                                                     |
|------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1704 | La firma J. E. Rhoads and Sons se establece en Filadelfia (EUA) y produce cuero de manera artesanal para usos de los colonos asentados en el territorio.                                                                                            |
| 1820 | Son introducidas las primeras correas planas de cuero que sustituyen con éxito los accionamientos por cable en la industria textil.                                                                                                                 |
| 1823 | Charles Goodyear descubre por accidente el proceso de vulcanización de la goma. Este procedimiento permitió que las correas fueran más resistentes al medio ambiente.                                                                               |
| 1912 | La compañía Arthur S. Brown construye la primera máquina para fabricar correas planas sinfín.                                                                                                                                                       |
| 1918 | John Gates desarrolló y patentó un tipo de correa de caucho con sección trapecial y del tipo sinfín, para ser usada en poleas ranuradas.                                                                                                            |
| 1920 | Son introducidas por primera vez las correas trapeciales de flanco abierto, pero con poca resistencia al desgaste, debido a la mala calidad de los materiales empleados en su fabricación.                                                          |
| 1925 | Walter Geist recibe una patente para el uso de varias correas trapeciales en una transmisión.                                                                                                                                                       |
| 1926 | La firma Dayton RubberMfg. Co. patenta la producción de las correas ranuradas en su interior.                                                                                                                                                       |
| 1928 | La firma Gates Rubber Co. introduce comercialmente el perfil cóncavo. En ese mismo año, la productora Allis Chalmers publica por primera vez capacidades nominales para las correas trapeciales, las que fueron aceptadas como normas industriales. |
| 1930 | La firma Good Year publica su primer manual de transmisiones por correas.                                                                                                                                                                           |
| 1940 | Son editadas, en este año, las primeras normas RMA ( <i>Rubber Manufacturers Association</i> ) relativas a transmisiones por correas.                                                                                                               |
| 1950 | Los <i>cord</i> de rayón son introducidos, desplazando los cord de algodón en las correas.                                                                                                                                                          |
| 1951 | La firma <i>Uniroyal</i> introduce las correas dentadas.                                                                                                                                                                                            |
| 1955 | Son introducidos los <i>cord</i> de poliéster en las correas.                                                                                                                                                                                       |
| 1959 | La firma Gates Rubber introduce los perfiles estrechos 3V, 5V y 8V.                                                                                                                                                                                 |
| 1964 | La firma Gates Rubber introduce las correas eslabonadas.                                                                                                                                                                                            |
| 1970 | Son introducidas nuevamente las correas trapeciales de flancos abiertos y el interior ranurado, pero con mejores materiales que brindan mayor resistencia de los flancos al desgaste.                                                               |

En 1917, John Gates inventó la primera correa trapezoidal de goma, Gates ha sido el líder en el diseño de sistemas de transmisión de potencia para aplicaciones industriales y en la fabricación de técnicamente avanzados sistemas de transmisión por correas. Todas las correas trapeciales para uso industrial de Gates ofrecen un rendimiento superior gracias a la utilización de materiales y de procesos de fabricación de primera línea.

En 1946, John Gates desarrolló la primera correa síncrona (dentada). A lo largo de los años, la gama de correas síncronas ha crecido hasta su tamaño actual y es adecuada para todo tipo de industrias y cualquier tipo de aplicación. Todas y cada una de las correas síncronas industriales de Gates garantiza la optimización de su transmisión y el ahorro de costes y de energía.

#### **1.5.2. Ventajas y desventajas de las transmisiones por correa**

Las transmisiones por correa clasifican dentro de las transmisiones mecánicas con movimiento de rotación que emplean como fundamento básico, para dar continuidad al movimiento, la transmisión por fricción entre un enlace flexible (correa) y las poleas (González, 1999; Mayer, 2005). Esta particularidad le permite algunas ventajas que posibilitan recomendar las transmisiones por correas en usos específicos, como son:

- Posibilidad de unir el árbol conductor al conducido a distancias relativamente grandes.
- Aparte de los cojinetes, no se requiere lubricación,
- Funcionamiento suave, sin choques y silencioso,
- Facilidad de ser empleada como un fusible mecánico, debido a que presenta una carga límite de transmisión, valor que de ser superado produce el patinaje (resbalamiento) de la correa (en la llanta de la polea),
- Diseño sencillo,
- Costo inicial de adquisición o producción relativamente bajo,
- Posibilidad de trabajar a altas velocidades de rotación.

Autores como Reshetov (1986), Dobrovolski (1990) y González (1998) señalan que este tipo de transmisiones solo son efectivas y de vida útil prolongada, cuando son bien diseñadas, son utilizados procedimientos adecuados de instalación de las correas y es empleado un programa conveniente de mantenimiento e inspección rutinaria.

Las desventajas principales de la transmisión por correa, que limitan su empleo en ciertos mecanismos y accionamientos son:

- Grandes dimensiones exteriores,
- Inconstancia de la relación de transmisión cinemática debido al inevitable deslizamiento elástico entre la correa y la polea,
- Variación del coeficiente de rozamiento a causa del polvo, suciedad, aceite o humedad.
- Normalmente se producen grandes cargas sobre los árboles y apoyos, y por consiguiente considerables pérdidas de potencia por fricción,
- Vida útil (duración) de la correa relativamente baja (entre los límites de 1000 hasta 5000 horas).

Haciendo un análisis de las ventajas y desventajas, presentes en las transmisiones por correas, permite apreciar la efectividad del empleo de estas transmisiones para transmitir potencia mecánica en accionamientos de la gran mayoría de las aplicaciones industriales, actuando bajo condiciones adversas de trabajo (polvo, humedad, calor, etc.), son además silenciosas y tienen una larga vida útil sin averías ni problemas de funcionamiento.

#### **1.6. Comportamiento en servicio de la transmisión por correa**

Indiscutiblemente, el funcionamiento de las transmisiones por correa elástica está relacionado con el deslizamiento elástico de la correa por las poleas (Zallas et al., 2008). La inevitabilidad de dicho deslizamiento funcional se debe al hecho que la tensión y, por consiguiente, el alargamiento relativo de los ramales de una correa son diferentes; fenómeno que tiene su causa en las variaciones de la longitud de la correa (elasticidad de la correa). Éste hace que la relación de transmisión real, sea mayor que la prevista y evita lograr una transmisión síncrona. El deslizamiento se produce no en todo el arco de abrazado  $\alpha$ , sino en una parte de éste  $\beta$ , que se llama arco de deslizamiento.

La estructuración de los cálculos de la capacidad de carga y rendimiento de la transmisión por tornillo sinfín ha sido formalizada por diversos investigadores (Reshetov, 1987; Dobrovolski, 1990; Gates Rubber, 1993; Optibelt, 1994; Shigley y Mischke, 1990; Mott, 2006) y actualmente existen diferencias en el tratamiento dado a este problema.

Para expresar los diferentes criterios en este trabajo, se ha respetado la nomenclatura original de cada fuente bibliográfica.

#### **1.6.1. Criterios sobre la capacidad de trabajo**

Se entiende como por capacidad de trabajo (Mott, 2006; Rivero, 2012), la aptitud que posee la transmisión mecánica para la transmisión de potencia (cargas de operación) mecánica nominal, desde la máquina motora hasta la máquina impulsada.

En sentido general, como expresión de capacidad de carga de las transmisiones por correa, se analiza la potencia mecánica nominal transmisible al árbol lento, aunque hay quienes prefieren expresarla en función de la potencia en el árbol rápido, o bien mediante la fuerza útil periférica que transmite la correa o el momento torsor en la polea pequeña de diámetro  $d$ .

En particular, el incremento de la capacidad de trabajo de las correas trapeciales ha sido promovido significativamente por la introducción de mejores materiales y procesos de manufactura de las correas, además de una mayor calidad de la zona de tracción y perfeccionamiento de la localización de los cordones de tracción (pasando la ubicación del *cord* en correas clásicas de un sistema *pich* a un mejorado sistema *datum*) y también por el perfeccionamiento de las formas de sus secciones transversales.

González (1998), señala que en una transmisión por correas, con dimensiones establecidas y una adecuada cantidad de correas para el perfil trapecial seleccionado, el factor más importante que determina la capacidad de tracción de la transmisión es la tensión inicial, conocida también como tensión de montaje o tensión estática de las correas.

González (2010), explica que a causa de la gran cantidad de factores que determinan e influyen en la potencia transmisible, la determinación de la capacidad de carga de las correas no tiene un fundamento exacto y absoluto, del cual puedan obtenerse resultados precisos, sino que es un estudio aproximado y relativo. En este sentido, la determinación de la capacidad de tracción en correas trapeciales requiere de la realización de una gran variedad de ensayos que permitan establecer los valores de carga útil que pueden ser transmitidos, en condiciones establecidas, sin que se produzca una pérdida de adherencia (patinaje o deslizamiento por deformación elástica excesiva) entre correa y polea y con una duración satisfactoria de la correa.

El valor de tensión inicial debe ser debidamente calculado en función de la potencia mecánica nominal que se desea transmitir en un accionamiento por correas, de forma tal, que sea empleada la tensión inicial correcta, aquella tensión más baja con la cual la correa no deslizará.

Debe ser conocido que una tensión escasa puede causar un elevado deslizamiento, provocando la rotura de la correa. Aun en el caso de que la correa no se rompa, el deslizamiento puede ser la causa de un desgaste excesivo de la cubierta, puntos de combustión y sobrecalentamiento de la correa. En cambio una tensión excesiva puede originar sobrecalentamiento en la correa, debido al incremento de la fricción interna en la correa por el aumento de la tensión normal en el contacto con la polea. Además puede ser la causa de un estiramiento excesivo, así como daño a los componentes de la transmisión (árboles, poleas, cojinetes).

En el mismo artículo, González (2010) apunta que para un período de tiempo establecido, en condiciones geométricas y ambientales especificadas a condición de que la transmisión sea instalada y mantenida siguiendo las normas generalmente aceptadas, la potencia nominal de una determinada correa trapecial es función de la sección transversal de la correa, del diámetro primitivo y de la velocidad angular de la polea de menor tamaño, este hecho, permite asumir que pueden ser obtenidas fórmulas para calcular las potencias nominales de las correas trapeciales que, acompañadas por términos y factores de corrección apropiados para ajustar las condiciones de explotación a las condiciones experimentales de los ensayos, promoverá la generalización del cálculo analítico de dichas potencias nominales.

Reshetov (1987) y González (1999) apunta que para el estudio de las características de tracción de las transmisiones por correas trapeciales es definido:

$$\varphi = \frac{P}{2 \cdot S_0} \quad 1.2$$

Siendo:

$\varphi$  – el coeficiente de tracción;

$P$  – la fuerza útil (periférica) en la correa; N

$S_0$ – la tensión estática (previo) de la correa; N

A partir de mediciones experimentales realizadas en una transmisión por correa, donde es controlada la tensión estática  $S_0$ , la fuerza útil transmitida  $P$ , y el deslizamiento elástico relativo, es posible obtener una curva de la característica de tracción de la transmisión. Una curva típica de esta característica es mostrada en la figura 1.6.

La curva de la característica del coeficiente de tracción  $\varphi$  se divide en dos sectores: uno rectilíneo, donde a la vez que crece el coeficiente de tracción  $\varphi$  se produce un crecimiento directamente proporcional del deslizamiento elástico  $s$ , y otro sector curvilíneo, donde el trabajo de la correa es inestable pues un pequeño aumento casual de la carga hace que la correa resbale sobre la polea.

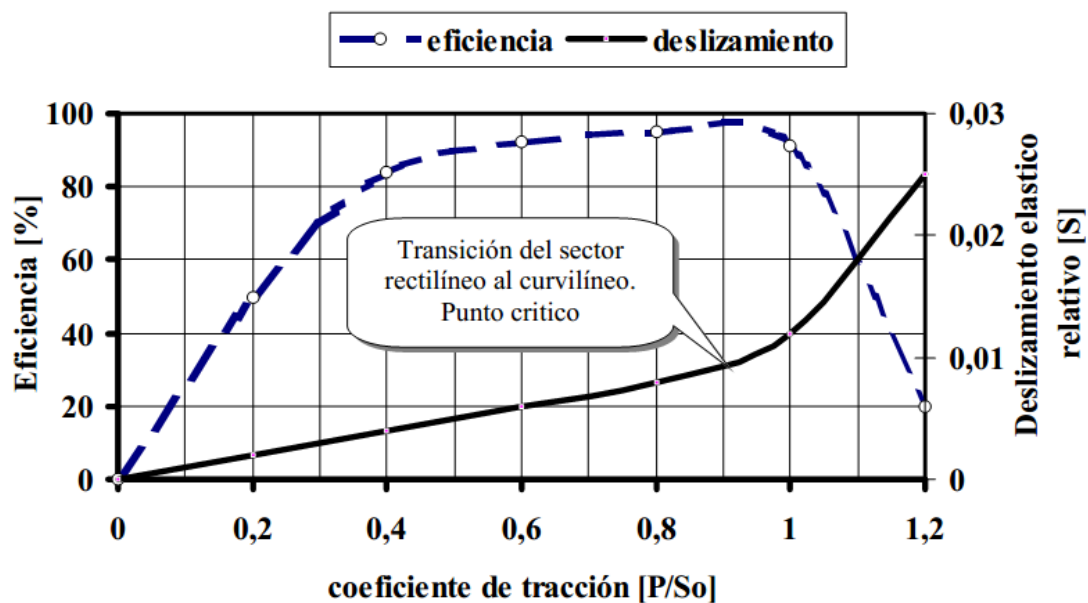


Figura 1.6. Característica de tracción de una transmisión por correa trapezoidal.

Autores como Reshetov (1987) y González (1999) refieren que el sector curvilíneo del coeficiente de deslizamiento elástico en la característica tractiva no es deseable durante el trabajo estable de la transmisión y solo se justifica ese comportamiento para casos en que la transmisión sufre alguna sobrecarga momentánea (zona de trabajo como fusible mecánico).

El punto de transición del sector rectilíneo al curvilíneo es denominado punto crítico de la característica de tracción, y el valor que toma el coeficiente de tracción en ese punto es denominado coeficiente de tracción crítico  $\varphi_0$ . El valor del coeficiente de tracción crítico corresponde al valor máximo de carga en condiciones de aprovechamiento racional de la correa. Si  $\varphi < \varphi_0$  la capacidad de tracción de la correa no se aprovecha del todo. Si  $\varphi > \varphi_0$  la correa trabaja inestable y se desgasta con rapidez.

De acuerdo con autores como Reshetov (1987), Dobrovolski (1990) y González (1999), tomando como base numerosas investigaciones realizadas se pueden aconsejar los siguientes valores medios de los coeficientes de tracción: para las correas planas de caucho  $\varphi_0 = 0,5 \dots 0,6$ ; para las correas trapeziales el rango es algo más amplio  $\varphi_0 = 0,6$  (Normas RMA)....  $0,9$  (fabricantes alemanes).

#### 1.6.2. Criterios sobre el rendimiento

El calentamiento que ocurre, debido a las pérdidas por rozamiento en las transmisiones por correa, aleja la posibilidad de que se obtenga un alto rendimiento de la potencia que entra en el sistema (Shigley, 2008). El rendimiento debe ser tomado como un indicador económico porque los cambios sensibles que en este se registran, a partir de la variación de la geometría, le confieren una influencia no despreciable en los costos. Con mayor rendimiento no sólo disminuyen los costos de inversión con motores de menor tamaño sino, además, los de explotación con menor consumo de energía.

Las pérdidas de potencia en las transmisiones por correas son las siguientes (Shigley, 1969):

- a) Pérdidas producidas por el **deslizamiento** de la correa sobre las poleas: condicionadas por la elasticidad de la correa, el rozamiento interno entre las partículas de la correa al variar las flexiones, extensiones y compresiones (Niemann, 1967),
- b) Pérdidas producidas por **rozamiento** de las poleas en los apoyos: aquí intervienen el tipo de cojinete y el coeficiente de rozamiento, el cual varía de acuerdo con los parámetros de funcionamiento del cojinete (Reshetov, 1987),
- c) Pérdidas producidas por **resistencia** que opone el aire al movimiento de la correa y polea: están en dependencia de la velocidad de la correa y de las poleas; solo se toma en consideración en casos particulares, en las mayorías de las transmisiones, el valor de las pérdidas de este tipo es insignificante (Obergh, 2004; Mott, 2006).



El balance entre estos dos tipos de pérdidas, varía en dependencia del régimen de carga y también de las condiciones de operación. Según Reshetov (1987), las pérdidas no solo sirven de índices de los gastos no rentables, sino que las pérdidas se convierten en calor, a causa de esto, ante todo se calienta la correa. A diferencia de otros materiales que se emplean en la mayoría de los elementos de máquinas, los materiales que se utilizan en las correas (fibras naturales y artificiales, goma y distintos materiales compuestos por impregnación) son muy sensibles al calentamiento. Con el aumento de la temperatura la resistencia mecánica y la longevidad de las correas disminuyen bruscamente.

Algunos de los autores consultados, referente al rendimiento total de las transmisiones por correa, lo expresan en función de las pérdidas de potencia en la transmisión, de este modo, el rendimiento total de la transmisión se calcula por la siguiente dependencia (Reshetov, 1987; Dobrovolski et al., 1990):

$$\eta_{correa} = \frac{N - N_p}{N} = \frac{N - (N_{p,c}^m + N_{p,w}^p)}{N} \quad 1.3$$

Donde:

$\eta_{correa}$  – rendimiento total, de la transmisión;

$N_{p,c}^m$  – parte constante de la pérdidas de potencia que no depende, en lo fundamental de la carga; kW

$N_{p,c}^p$  – parte variable de la pérdidas de potencia que, en lo fundamental son proporcionales a la carga; kW

$N_p$  – pérdidas de potencia en la transmisión; kW

$N$  – potencia trasmisible; kW

Autores como Niemann (1987) y Mott (2006), refieren que la magnitud de  $N_{p,c}^m$  es próxima a la potencia de la marcha en vacío; equivalente a la potencia indispensable para hacer girar a la transmisión a  $N = 0$ ; depende de la masa de los elementos de la transmisión, de la velocidad de rotación, y del rozamiento en los apoyos y entre otras superficies en contacto.

Por su parte, Shigley (2008) expone que el rendimiento total de la transmisión depende (variable) de la carga; explicando que con la disminución de la carga el rendimiento empeora considerablemente. El valor del rendimiento caracteriza las ventajas de la transmisión al cumplir el trabajo útil, entonces utilizando la dependencia del rendimiento,  $N_p$  expresa las pérdidas determinadas con una frecuencia experimentalmente, a una carga mínima admisible.

La suma de las pérdidas de potencia  $N_p$  en la transmisión por correa, según Dobrobolski (1990) se puede calcular por la expresión siguiente:

$$N_p = N_{el} + N_{pa} \quad 1.4$$

La magnitud de las pérdidas por unidad de tiempo se puede expresar del siguiente modo Dobrobolski (1990):

$$N_{el} = A \cdot v \cdot k_p \quad 1.5$$

Siendo:

$N_p$  – pérdida total de energía en la transmisión; kW

$N_{el}$  – pérdidas por elasticidad de la correa; kW

$N_{pa}$  – pérdidas de energía en los cojinetes; kW

$A$  – área de la sección transversal de la polea; m<sup>2</sup>

$v$  – velocidad de la correa; m/s

$k_p$  – coeficiente de proporcionalidad que depende del esquema de la transmisión, de la construcción interior y de las propiedades de las correas.

El sentido físico del coeficiente  $k_p$  es la magnitud de las pérdidas referida a la unidad de volumen de la correa.

La magnitud de las pérdidas en los apoyos se expresa en función del tipo de cojinete, modo que según Dobrobolski (1990):

Para un cojinete de contacto plano:

$$N_{p.a} = \frac{R \cdot f \cdot \pi \cdot d \cdot n}{1000 \cdot 60 \cdot 1000} \quad 1.6$$

Siendo:

$R$  –carga del cojinete; N

$f$  – coeficiente de rozamiento

$d$  – diámetro del cojinete; mm

$n$  – frecuencia de rotación del cojinete;  $\text{min}^{-1}$

$$N_{p.a} = \frac{P \cdot f' \cdot \pi \cdot d_m \cdot n}{1000 \cdot 60 \cdot 1000} \quad 1.7$$

Para un cojinete de contacto rodante:

Siendo

$P$ –carga equivalente que actúa sobre del cojinete; N

$f'$  –coeficiente de rozamiento reducido al diámetro de la circunferencia media

$d_m = \frac{D+d}{2}$  – el diámetro medio del cojinete; mm

$n$  – frecuencia de rotación del cojinete;  $\text{min}^{-1}$

En condiciones medidas de funcionamiento, los valores de cálculo del rendimiento ( $\eta$ ) para las transmisiones por correa planas suelen tomarse iguales a  $\eta = 0,96$ , y para las trapeciales  $\eta = 0,95$ . En condiciones adversa de funcionamiento: diámetros pequeños de las poleas; velocidades máximas de las correa o su sobretensión, el rendimiento puede disminuir hasta 0,85. Corresponde subrayar que los valores aportados tiene solo un carácter relativo. Los valores del rendimiento y de las pérdidas de energía son magnitudes variables y dependen de los parámetros constructivos de la transmisión (Baránov, 1985).

### 1.6.3. Criterios sobre el deslizamiento elástico

El deslizamiento elástico funcional de la correa es un fenómeno que, surge como resultado de las deformaciones (estiramiento y acortamiento) que sufre la correa en el sentido longitudinal y acompaña el trabajo de la transmisión bajo carga. Este fenómeno es localizado en el contacto que se produce entre la correa y las poleas. González (1985) expone que muchos diseñadores no conocen la influencia tan negativa que provoca, en la capacidad de carga de la transmisión por correas, un ángulo de abrazado inferior a 120°. Puntualizando que ángulos menores, que el recomendado, requieren una tensión inicial en la correa, superior a la fuerza útil que se desea transmitir.

Por otro lado, si durante el funcionamiento de las transmisiones por correas se produce una sobrecarga, capaz de extender a todo el ángulo de abrazado el ángulo de deslizamiento, el movimiento deslizante elástico se transforma en un resbalamiento o patinaje total de la correa sobre la polea, el cual es un deslizamiento nocivo. Este último fenómeno ocurre generalmente en la polea donde menor es el ángulo de contacto, si los ramales de carga están transmitiendo iguales carga.

Con el objetivo de cuantificar el deslizamiento elástico se define un factor evaluador, conocido como el coeficiente de deslizamiento elástico, siendo (González, 1999):

$$s = \frac{\omega_2 - \omega_2'}{\omega_2} \quad 1.8$$

Donde:

$s$  – el coeficiente de deslizamiento elástico relativo

$\omega_2$  – la velocidad angular teórica (transmisión sin carga) de la polea conducida;  $s^{-1}$

$\omega_2'$  – la velocidad angular real (transmisión con deslizamiento elástico) de la polea conducida;  $s^{-1}$

La magnitud del coeficiente de deslizamiento relativo  $s$  es aceptada entre 0,01 y 0,02 (González, 1999), para condiciones normales de trabajo. Si se desea, puede ser considerado el efecto del deslizamiento elástico en el cálculo de la relación de transmisión real, como:

$$t_{12real} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2 \cdot (1-s)} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1-s)} \quad 1.9$$

De forma tal:

$$t_{12real} = t_{12teórica} \frac{1}{(1-s)} \quad 1.10$$

Siendo:

$\omega_1$  – velocidad angular de la polea motriz;  $s^{-1}$

$d_1$ – diámetro primitivo de la polea motriz; mm

$d_2$  – diámetro de la polea impulsada; mm

El deslizamiento elástico se evalúa a partir del coeficiente de deslizamiento elástico, identificado como  $s$ . La magnitud del coeficiente de deslizamiento depende de las características geométricas y de trabajo de la transmisión: potencia, tensado inicial, materiales de la correa y poleas, velocidad de trabajo y diámetros de las poleas entre otros. A continuación en la tabla 1.3 se brindan algunos valores típicos del coeficiente de deslizamiento atendiendo al material de la correa.

Tabla. 1.3. Valores típicos de coeficiente de deslizamiento

| Valores mínimos de $s$ |                              | $s$   |
|------------------------|------------------------------|-------|
| Correas planas         | Caucho, textiles, sintéticos | 0,01  |
|                        | Cuero                        | 0,015 |
| Correas trapeciales    | Tejido cord                  | 0,012 |
|                        | Cordón cord                  | 0.01  |

**Fuente:** Optibelt (1994)

Optibelt (1994) recomienda que durante el funcionamiento de las trasmisiones por correas el deslizamiento no deba superar el 1% bajo la carga nominal. Una tensión insuficiente o una sobrecarga prolongada con un deslizamiento superior al 2% significan una considerable reducción de la vida útil de la correa.

### 1.7. Elementos de las transmisiones por correas trapeciales

De los tipos básicos de correas, son las trapeciales (ver figura 1.7) las que han adquirido mayor aplicación en la industria. Su rápida difusión se debe a la introducción del motor eléctrico independiente, el cual exigió una nueva transmisión por correa que permitiera pequeña distancia entre los ejes de las poleas y grandes relaciones de transmisión.

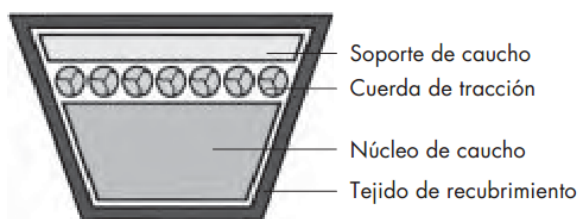


Figura 1.7 Sección transversal de una correa trapecial

La capacidad de carga de una correa trapecial es mayor que la de una plana debido al mayor coeficiente reducido de fricción. Para valores típicos de ángulo de ranuras entre  $34^\circ$  y  $40^\circ$ , el valor medio del coeficiente reducido es 3 veces mayor para las correas trapeciales que para correas planas de igual material. Por ello, si las condiciones son iguales, una transmisión por correa trapecial transmite mayor carga que una transmisión análoga de correa plana (Reshetov, 1987, Dobrovolski y González, 1999).

Los diferentes tipos fundamentales de correas trapeciales pueden ser divididos en:

- Según la relación ancho / altura  $[b / h]$ .

Correas normales (clásicas).....  $b/h = 1,6$

Correas estrechas.....  $b/h = 1,2$

Correas anchas (para variadores).....  $b/h = 2...3$

De todos estos tipos son las correas normales (clásicas) y estrechas las de más variadas dimensiones en sus secciones, según diversas normas de países y fabricantes. A continuación en la tabla 1.4 se exponen algunas de las dimensiones normalizadas de los

perfiles de correas trapeciales, siendo  $b$  la anchura superior de la sección y  $h$  la altura del perfil.

La correa trapecial con forro de sección clásica tiene una gran reputación en cuanto a su fiabilidad sobre aplicaciones agrícolas e industriales. La parte superior arqueada de la correa impide su hundimiento y deformación en la zona de las cuerdas de tracción. Todas éstas trabajan al mismo nivel, asegurando así una distribución igual de la carga.

Tabla 1.4 Correa con forro, de sección clásicas y estrechas

| Estrechas                                                                           | Perfil | Anchura<br>mm | Altura<br>mm | Clásicas                                                                             | Perfil | Anchura<br>mm | Altura<br>mm |
|-------------------------------------------------------------------------------------|--------|---------------|--------------|--------------------------------------------------------------------------------------|--------|---------------|--------------|
|    | XPZ    | 10            | 8            |     | Z      | 10            | 6            |
|   | XPA    | 13            | 10           |   | A      | 13            | 8            |
|  | XPB    | 16            | 13           |  | B      | 17            | 10           |
|  | XPC    | 22            | 18           |  | C      | 22            | 12           |
|                                                                                     |        |               |              |  | D      | 32            | 19           |

### 1.7.1. Particularidades estructurales de las poleas acanaladas

Un componente esencial en los sistemas de accionamientos por correas trapeciales es la polea acanalada (Optibelt, 1994) (véase figura 1.8). Cuyas dimensiones principales son el diámetro  $d$  y la anchura  $b_2$  (en función de anchura de la correa  $b_1$ ). En la actualidad, dichas dimensiones han sido normalizadas por los fabricantes; estando determinadas éstas y el número de ranuras cuneiformes en la polea por el perfil elegido y por el número previsto de correas.

Fabricantes de correas como Gates (2010) y Optibelt (2008), recomiendan en la selección de las poleas acanaladas apaleara lo siguiente:

- Seleccionar un diámetro de polea normalizado. Si por razones de diseño resultase esto imposible se montará, al menos, la polea más pequeña con un diámetro normalizado,
- En interés de la vida útil de la correa y rentabilidad del accionamiento no seleccione poleas con diámetros menores al mínimo,
- Cuando las poleas son de producción propia deberá tener en cuenta las dimensiones y fabricación prescritas en la norma del proveedor de las correas,
- Las poleas acanaladas están normalmente equilibradas sobre un plano (estáticamente).

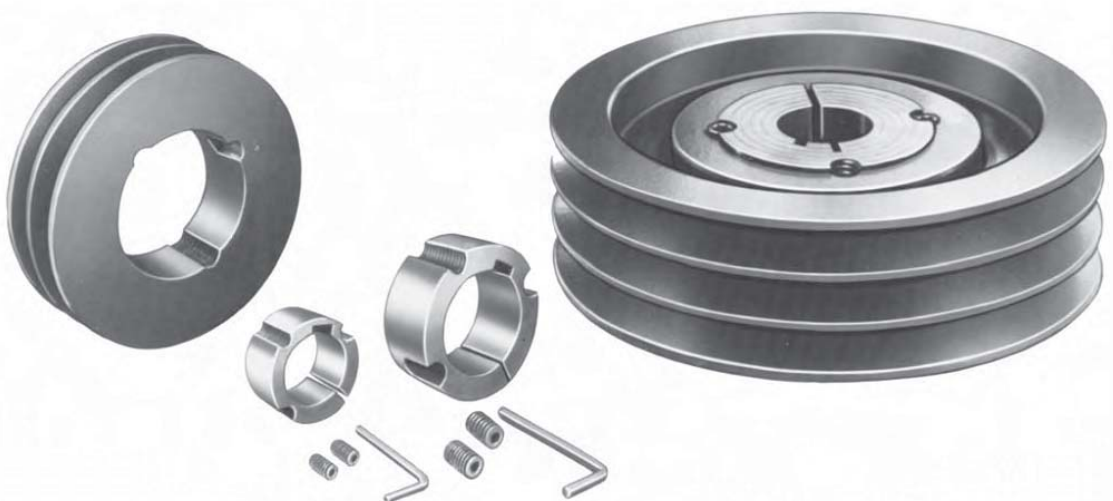


Figura 1.8 Polea acanalada para transmisiones por correas trapeciales

Autores como Reshetov (1986), Dobrovolski (1990) y Optibelt (1994), señalan que es esencial evitar que las correas queden en contacto con el fondo del canal, puesto que ello conduce muy rápidamente a la avería de las correas. A más de, que durante la flexión el perfil de la correa se reduce; su ángulo, se modifica en comparación con el inicial ( $\varphi_0 = 40^\circ$ ); la variación de este ángulo es tanto mayor, cuanto menor es la relación entre el diámetro y la altura del perfil de la correa.

De acuerdo con Reshetov (1987) los perfiles de las poleas quedan determinados por los perfiles de las correas y están normalizados para las correas trapeciales. Por cuanto la



distorsión del ángulo del perfil de la capa neutra en la sección de la correa depende de la construcción interior de las correas y de sus propiedades, las dimensiones de las ranuras en las poleas y el perfil de correas lo establecen los fabricantes de estas últimas.

En las transmisiones de varias correas trapeciales la participación uniforme de todas las correas en el trabajo está determinada, ante todo, por la igualdad de los diámetros calculados de todas las ranuras y por la igualdad de las longitudes de las correas.

#### **1.7.2. Materiales utilizados para la fabricación de poleas**

Las poleas se fabrican generalmente con disímiles materiales, siendo las más comunes de fundición, de acero, de aleaciones ligeras y plásticas (Dobrovolski 1990). La elección de uno que otro material para su elaboración está determinado ante todo, por la cantidad que se necesita de poleas, sus diámetros y la velocidad periférica (Reshetov, 1987).

Las que más se emplean son las poleas de fundición con la particularidad, que las poleas de diámetros pequeños (300 – 350) se fabrican en forma de cilindro continuo; en las de diámetro medio el cubo se une a la llanta mediante un disco; en la polea de gran diámetro mediante radios.

#### **1.8. Consideraciones de diseño de las transmisiones por correas trapeciales**

Los métodos de diseño ingenieril, generalmente contemplan cálculos matemáticos que en la práctica son implementados con niveles de precisión adecuados y suficientes para que respondan a los intereses de los usuarios. Por eso, cualquier método de cálculo de transmisiones por correas debe garantizar un correcto diseño, así como su implementación y explotación.

Las transmisiones por correas se emplean normalmente como sustitutos económicos de otros medio de transmisión de potencia. El fallo de una puede ser por rotura o desgarró o por fallo de la unión. Esto pone a la máquina fuera de trabajo y el tiempo de detención puede ser más costoso que la correa, se considera una solución adecuada, la de proyectarla con un gran margen de seguridad.

Las transmisiones por correas pueden fallar de manera súbita al entrar en servicio o después de estar un tiempo en servicio, esto último ha de ser lo más usual. La rotura por fatiga es un

deterioro principal de las correas, que está condicionada por el carácter de variación de los esfuerzos (Dobrovolski, 1990). Una correa fallará finalmente por fatiga cuando se presente combinadas algunas de las siguientes causas:

1. Gran tracción en la correa, producida por sobrecarga,
2. Excesivo deslizamiento,
3. Una acumulación de los efectos debilitadores debidos a las cargas momentáneas causadas por vibración, choques y sacudidas de la correa,
4. Condiciones ambientes adversas, tales como la presencia de aceite o humedad, o no haber aplicado revestimientos apropiados; cualquiera de ellas puede dar como resultado un deterioro rápido del material de la correa.

La resistencia a la fatiga de la correa determina su longevidad (Reshetov, 1987). El análisis de la relación 1.11 muestra que para las transmisiones por correa habituales (siendo  $v \leq 30$  m/s) los esfuerzos de flexión, en valor, son fundamentales y por lo tanto, ante todo, dichos esfuerzos definen la longevidad de la correa.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_0 + \frac{\sigma_p}{2} + \sigma_v + \sigma_{flex} = \frac{S_0}{A} + \frac{q \cdot v^2}{1000g} + E_{flex} \frac{y_0}{d_1} \quad 1.11$$

Siendo:

$\sigma_0$  –esfuerzo por tensado estático; MPa

$\sigma_v$  – esfuerzo por el efecto de la fuerza centrífuga; MPa

$\sigma_p$  –esfuerzo por fuerza útil; MPa

$\sigma_{flex}$  –esfuerzo por flexión de la correa; MPa

$S_0$  – fuerza por tensado estático en una correa; N

$A$  – área de la sección transversal de la correa, mm<sup>2</sup>

$q$  – peso específico de la correa, en N/dm<sup>3</sup>. Generalmente es aceptado  $q \approx 12,5$  N/dm<sup>3</sup>.

$v$  – la velocidad de la correa, en m/s;

$g$  – aceleración de la gravedad.  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

$y_0$  – distancia desde la línea neutra (*cord*) y la capa superior de la correa; mm. En cálculos aproximados puede ser aceptado  $y_0 = 0,5 h$ , donde  $h$  es la altura de la sección; mm

$d_1$  – diámetro de la polea sobre la que la correa se dobla; mm

$E_{\text{flex}}$  – módulo de elasticidad longitudinal de la correa. En cálculos prácticos, puede ser considerado  $E_{\text{flex}} = 80 \dots 100 \text{ MPa}$ .

Al ser pequeña la capacidad de tracción, la correa se resbala y el funcionamiento se altera (Mott, 2006). De esa manera, **los criterios fundamentales para el cálculo** de las transmisiones por correa son: la **capacidad de tracción** que determina la fiabilidad de adherencia entre la correa y la llanta de la polea; y la **longevidad de la correa** que depende, en condiciones normales de explotación, de la resistencia a la fatiga.

### 1.9. Generalidades del método de elementos finitos

El Método de Elementos Finitos (MEF) es un método de cálculo numérico basado en ecuaciones diferenciales para resolver problemas relacionados con la ingeniería. Método que ha sido aplicado con notable éxito a prácticamente cualquier área de la ciencia e ingeniería como son: problemas de estructuras, mecánica de fluidos, propagación de ondas, problemas de conducción del calor, procesos de difusión-convección, procesos de reacción-difusión y problemas de campos electromagnéticos, permitiendo simular y realizar gran cantidad de análisis en componentes y estructuras complejos, difícilmente calculables por los métodos analíticos tradicionales.

Dicho método tiene un número significativo de ventajas que lo han hecho muy difundido, estas incluyen la capacidad de modelar cuerpos con formas complejas y manipular condiciones de carga generales con relativa facilidad; además de modelar cuerpos compuestos de diferentes materiales debido a que las ecuaciones de elementos son evaluadas individualmente. También manipular un limitado número y tipos de condiciones de fronteras, variar las dimensiones de los elementos y usar elementos pequeños donde sea necesario. Es fácil y barato alterar el modelo de elementos finitos y se pueden incluir efectos dinámicos. Además soluciona problemas de no linealidad material y geométrica con grandes

deformaciones y rotaciones con una mejor facilidad de implementación en un programa computacional.

#### **1.9.1. El método de elementos finitos como complemento para el análisis**

La utilización del método de elementos finitos para el caso de la simulación de las ranuras de la polea acanalada, se realiza con el objetivo de determinar aquellas zonas donde las tensiones locales pudieran ser mayores, para prevenir una futura rotura de las mismas y darles la mayor confiabilidad de trabajo.

Aplicabilidad del método y comparación con otros métodos: este método puede ser aplicado a diferentes problemas de ingeniería en los que intervienen sistemas continuos no muy complejos. Existen diferentes técnicas numéricas que se pueden utilizar como alternativa al método de elementos finitos.

Funcionamiento del método: para realizar el funcionamiento del MEF se sigue una secuencia de pasos: Discretización y selección de la función de interpolación para la incógnita, así como obtención de las matrices de respuesta de los elementos finitos y ensamblaje de las matrices de los elementos finitos. Así como la obtención de la matriz de comportamiento del modelo completo, la resolución y obtención de resultados.

#### **1.10 Conclusiones del capítulo I**

- ✓ La extensiva utilización en los accionamientos industriales de las transmisiones por correas trapeciales ha estimulado una marcada tendencia hacia el estudio del incremento de la capacidad de trabajo de estos sistemas de transmisión, siendo abundante las publicaciones relacionadas con su diseño, instalación y mantenimiento.
- ✓ Los métodos actuales y los tradicionales que utilizan los diferentes fabricantes de transmisiones por correas plantean soluciones apropiadas para su diseño, sin embargo cada fabricante lo hace en función de las condiciones experimentales manipuladas que, en muchos casos no armonizan con las condiciones reales de explotación, lo que implica el trabajo con coeficientes de educación.

- ✓ En la literatura consultada existe analogía en los métodos de cálculo para las transmisiones por correas trapeciales, solo apreciándose cierta diversificación relacionados en los métodos de fabricación, materiales utilizados y algunos parámetros geométricos por parte de los fabricantes de acuerdo a las normas internacionales utilizadas.

## **CAPÍTULO 2**

### **MATERIALES Y MÉTODOS**

## **CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS**

### **2.1. Introducción**

Cualquier método de cálculo de transmisiones por correas debe garantizar un correcto diseño, así como su implementación y explotación. El propósito del cálculo de un accionamiento por correas trapeciales, en sentido particular, es la determinación de los parámetros geométricos básicos de la transmisión a partir de las condiciones concretas de trabajo. Al mismo tiempo, en el desarrollo de este cálculo, son verificados criterios que sirven como control a la transmisión.

El objetivo de este capítulo es:

Definir los métodos, procedimientos y condiciones para fundamentar las bases para el rediseño de la transmisión por correas trapeciales de los ventiladores centrífugos empleados en las máquinas de síntesis, con el fin de dar solución al problema planteado.

### **2.2. Medios técnicos e instrumentos utilizados durante las mediciones**

Generalmente en una máquina cuando se quiere comprobar su estado funcional por medio de la medición de sus parámetros de operación, se utilizan equipos especiales que son destinados para este fin.

Para la medición de la frecuencia de rotación de máquinas dinámicas se emplean instrumentos como el medidor de frecuencia OPTIBELT TT 2®(figura 2.1), este último se utilizó para medir la velocidad de rotación del motor eléctrico y la velocidad de rotación en el árbol del ventilador, el cual está disponible en el departamento de mantenimiento mecánico de la empresa de níquel “Comandante René Ramos Latour”; que posee las siguientes características:

- Medición sin contacto, precisión de repetición,
- Gran intervalo de medición 10 – 600 Hz,
- Elevada precisión de medida,
- Evaluación de la calidad del resultado de la medición,
- Almacenamiento en la memoria de la base de datos,
- Manejo sencillo,

- Cabezal medidor universal para una medición cómoda,
- Comunicación de datos a través de PC.



Figura 2.1 Instrumento medidor OPTIBELT®, modelo TT 2

Para la medición de la pretensión de las correas trapeciales se empleó el instrumento medidor de pretensión OPTIBELT OPTIKRIK® (figura 2.2). Éste sirve para un método simplificado de pretensado de correas, facilitando el montaje de las transmisiones por correas, cuando no se conocen los datos técnicos y, por lo tanto, no se puede calcular la pretensión óptima. Sólo se tiene que determinar el diámetro de la menor polea motriz, así como el perfil.

Con el instrumento medidor de pretensión OPTIBELT OPTIKRIK® se lee la pretensión de las correas. Reduciendo o incrementando la pretensión de las correas, se puede alcanzar el valor deseado.



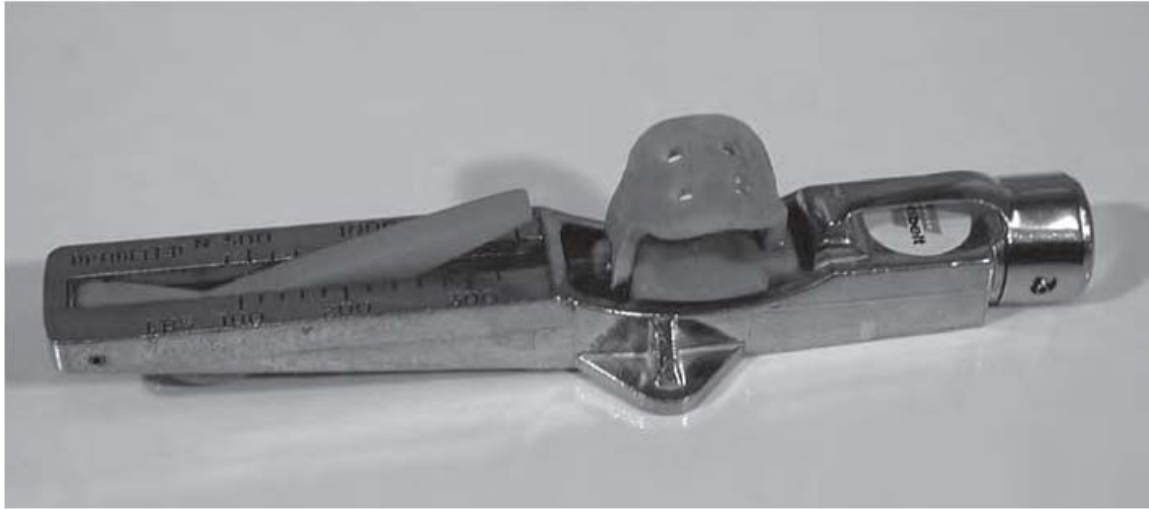


Figura 2.2 Instrumento medidor OPTIBELT OPTIKRIK®

Para los diferentes valores de pretensión se dispone de OPTIBELT OPTIKRIK® 0, I, II, III, con los correspondientes intervalos de medición.

Para la medición de los parámetros geométricos de la transmisión y su alineación se empleó el sistema de láser para alineación de poleas PULLEY PARTNER®.

### **2.3. Análisis químico**

La comprobación de la composición química de la muestra del material empleado en la fabricación de las poleas se realizó empleando un espectrómetro cuántico de masa ESPECTROLAB (figura 2.3) con electrodo de carbón bajo arco sumergido en atmósfera de argón. El equipo pertenece al laboratorio técnico de la empresa de níquel “Comandante René Ramos Latour”, donde se analizó la composición de la muestra del material y se confrontó con los estándares que aparece en catálogos, establecidos por las normas internacionales para conocer su correspondencia.

Los resultados obtenidos para los ensayos realizados en aire fueron bastante satisfactorios, desde el punto de vista del comportamiento estadístico de la muestra, el valor reportado en el capítulo 3 surge del promedio de cuatro determinaciones.



Figura 2.3 Espectrómetro cuántico de masa ESPECTROLAB

#### 2.4. Potencia necesaria en el accionamiento del ventilador

La eficiencia energética de cualquier instalación depende grandemente de la adecuada selección de los equipos que la componen y de cómo estos responden a las características de explotación que exige el proceso tecnológico (Ramos, 1994).

La curva característica del ventilador depende únicamente del ventilador, y solamente puede variar si el ventilador funciona a una velocidad de rotación distinta.

La potencia que el ventilador le entrega al fluido se conoce como potencia útil ( $N_u$ ) y se determina por la siguiente expresión:

$$N_u = \frac{\rho g Q H}{1000} = \frac{P Q}{1000} \quad 2.1$$

Siendo:

$N_u$  – potencia útil entregada por el ventilador; kW

$Q$  – gasto real que entrega el ventilador; m<sup>3</sup>/s

$H$  – carga real (altura) que entrega el ventilador; m

$\rho$  – densidad del fluido (aire); kg/m<sup>3</sup>

$g$  – aceleración de la gravedad; m/s<sup>2</sup>

$P$  – presión de vacío (estática) en el ventilador; Pa

La potencia necesaria en el eje del ventilador se determina por la ecuación:

$$N_e = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta} = \frac{P Q}{1000 \eta} \quad 2.2$$

Para lo que:

$\eta$  – rendimiento del ventilador.

La selección del motor se realiza a partir de la potencia máxima en el eje, que este debe entregar al ventilador, la cual se calcula empleando un coeficiente de seguridad para afectar la potencia al eje, requerida en el punto de operación del ventilador.

La potencia de selección del motor eléctrico para el ventilador se calcula por la siguiente expresión:

$$N_m = K \cdot N_e \quad 2.3$$

Siendo:

$K$  – coeficiente de seguridad;  $K = (1,1 \div 1,3)$

Las curvas características de los ventiladores siguen ciertas leyes, llamadas «leyes de los ventiladores», que permiten determinar cómo varían caudal, presión y potencia absorbida por el ventilador al variar las condiciones de funcionamiento. Se aplicaron estas leyes en el caso de la variación de velocidad de giro del ventilador.

Si se aplican las leyes de semejanza, el consumo de potencia a la nueva velocidad de rotación específica del ventilador, partiendo de la potencia instalada de diseño, es proporcional al cubo de la relación de velocidades de rotación específicas del ventilador:

$$N_{m2} = N_{m1} \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^3$$

2.4

Siendo:

$N_{m2}$  – potencia necesaria (absorbida) a la nueva velocidad específica; kW

$n_2$  – nueva velocidad de rotación específica proyectada;  $\text{min}^{-1}$

$n_1$  – velocidad de rotación específica a la que gira el ventilador;  $\text{min}^{-1}$

$N_{m1}$  – potencia del motor instalado en el ventilador; kW

Mediante la ecuación 2.4 podemos conocer los valores que toma la potencia necesaria (absorbida) para diferentes regímenes de giro del ventilador. Variando la velocidad de rotación específica del ventilador podemos conseguir que el caudal y la presión se ajusten a las necesidades de cada momento durante el proceso tecnológico.

Los motores eléctricos más empleados son los motores asíncronos (o con rotor en corto circuito), también motores de inducción de jaula de ardillas. Su selección se lleva a través de algunos parámetros e indicadores: tipo de corriente y voltaje nominal, potencia, y velocidad nominal, tipo de característica mecánica natural, cualidades de arranque y de frenaje, característica constructivas del motor y otros (Morera, 1993).

Una de las exigencias fundamentales planteadas al motor es la confiabilidad de trabajo con un mínimo de gasto de inversión y de explotación. Esta exigencia se garantizará solo si el motor es correctamente seleccionado en cuanto a potencia.

## 2.5. Método para el cálculo de la transmisión por correas trapeciales

Para formalizar un satisfactorio diseño y comprobación de las transmisiones por correas se debe utilizar los dos criterios fundamentales: el cálculo de la capacidad de tracción el cual determina la fiabilidad de adherencia entre la correa y la ranura de la polea, y el cálculo de la vida útil de la correa que depende de la resistencia a la fatiga en condiciones normales de explotación (Reshetov, 1987, González 1999, y Dobrovolski, 1990).

Por otro lado, para el correcto dimensionamiento en el cálculo de una transmisión con correas industriales, es indispensable conocer:

- Potencia a transmitir y características del equipo impulsor,
- Tipo de máquina conducida,
- Revoluciones por minuto de la polea menor,
- Revoluciones por minuto de la polea mayor,
- Diámetros de las poleas,
- Condiciones y tiempo de trabajo diarios,
- Esquema previo de la transmisión.

De acuerdo con González (1999) el objetivo del cálculo de un accionamiento por correas trapeciales es la determinación de los parámetros geométricos básicos de la transmisión como: diámetros de las poleas, distancias entre centros de poleas, longitud normalizada de la correa, tipo de perfil y cantidad de correas. Al mismo tiempo, en el desarrollo de este cálculo, son verificados criterios que sirven como control a la transmisión.

#### **2.5.1. Selección del factor de servicio**

A tenor que las transmisiones por correas normalmente trabajan en condiciones de explotación (servicio) distintas a las condiciones establecidas experimentalmente por los fabricantes, se hace necesario adecuar la potencia útil (capacidad de carga) con factores de corrección para el diseño de transmisiones por correas trapeciales con dos poleas separadas a distancia relativamente largas.

El factor de servicio considera los incrementos de carga que se producen en la correa, al transmitir la carga nominal, producto de las perturbaciones que puede provocar el tipo de motor que produce la tracción y el tipo de máquina accionada mediante la transmisión por correas trapeciales, así como la intensidad del trabajo a que es sometida la correa en dependencia de las horas diarias de trabajo. Puede servir como orientación para la evaluación del factor de servicio la tabla 2.1.

Tabla 2.1 Factor de servicio recomendados

| Tipo de máquina accionada                                                                                                               | Máquinas motrices                                                                 |                  |                 |                                                                                        |                  |                 |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|------------------|-----------------|----------------------------------------------------------------------------------------|------------------|-----------------|
|                                                                                                                                         | Motor de corriente alterna, par de arranque normal, trifásicos, de jaula ardilla, |                  |                 | Motor de corriente alterna, alto torque, alto deslizamiento, jaula ardilla, asíncrono. |                  |                 |
|                                                                                                                                         | hasta 10 horas                                                                    | de 10 a 16 horas | más de 16 horas | hasta 10 horas                                                                         | de 10 a 16 horas | más de 16 horas |
| Bombas centrífugas<br>Agitadores de líquidos<br>Compresores centrífugos<br>Transportadores de banda. Ventiladores y bombas hasta 7,5 kW | 1,0                                                                               | 1,1              | 1,2             | 1,1                                                                                    | 1,2              | 1,3             |
| Cizallas, prensas<br>Transportadoras de cadenas y cintas transportadoras<br>Cribas vibratorias.<br>Ventiladores y bombas de más 7,5 kW  | 1,1                                                                               | 1,2              | 1,3             | 1,2                                                                                    | 1,3              | 1,4             |

Fuente: Optibelt, 2008

### 2.5.2. Cálculo de la potencia de diseño o proyecto

Para una vida diferente de la nominal hace falta afectar la potencia nominal a transmitir de la correa con un factor de duración; la potencia de diseño considera las posibles variaciones de la carga entre la máquinas motriz (motor eléctrico, combustión interna).

$$N_d = N \cdot f_s$$

2.5

Siendo:

$N_d$  - potencia de proyecto; kW

$N$  - potencia a transmitir; kW

$f_s$  - factor de servicio; (ver tabla 2.1).

La ecuación 2.5 nos permite escoger la correa o correas adecuadas con la potencia nominal (capacidad de carga) superior a la potencia equivalente receptor.

### 2.5.3. Elección de la sección de la correa

La elección de la sección transversal de las correas trapeciales se basa en la obtención de una larga vida de servicio y sin fallo de la transmisión. Las secciones transversales normalizadas en función de la potencia de diseño y la frecuencia de rotación de una polea accionada por correas trapeciales clásicas y de alto rendimiento, aparecen en el diagrama de la figura 2.4.

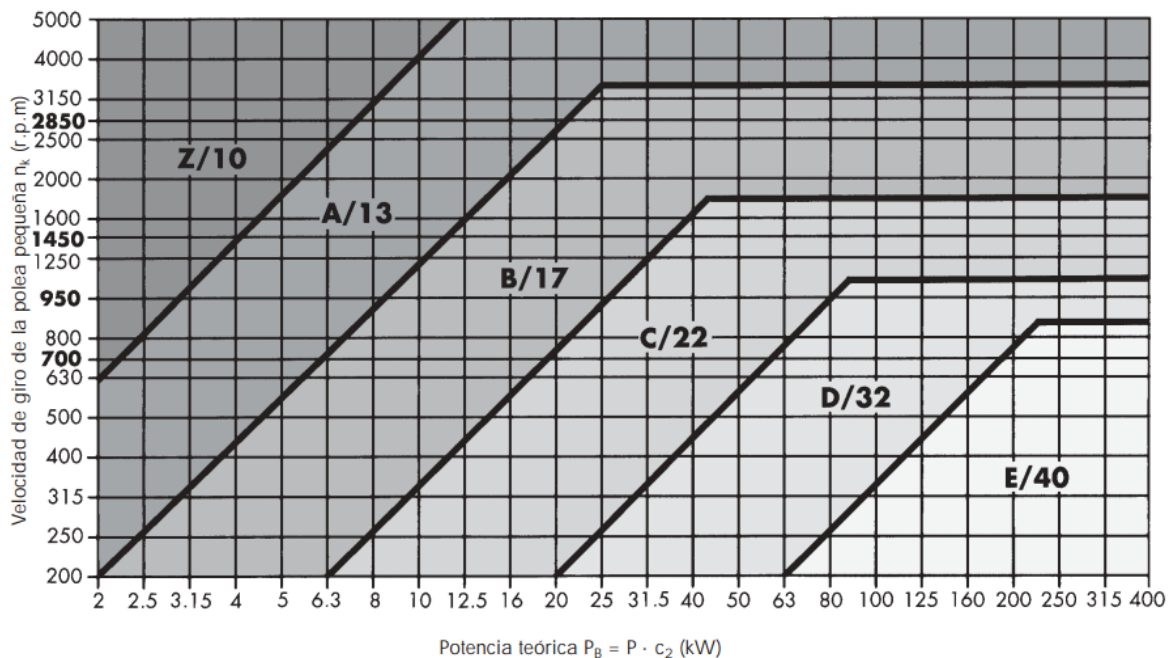


Figura 2.4 Diagrama para la selección del tamaño del perfil en correas estrechas

Según González (1999), la selección del perfil de las correas trapeciales debe estar en correspondencia con la disponibilidad práctica en el mercado del tipo de perfil elegido. Algunos manuales de fabricantes como GoodYear (1986), Optibelt (2008) y Gates (2006) señalan la posibilidad de seleccionar el perfil más adecuado teniendo en cuenta la economía y las dimensiones constructivas de la transmisión. El aprovechamiento máximo de potencia se obtiene utilizando el mayor diámetro de polea posible en función del perfil que se trate; limitado por la velocidad lineal máxima de la correa permitida, que es  $V_{\text{máx}} \approx 30 \text{ m/s}$  para las correas trapeciales clásicas.

#### 2.5.4. Cálculo de la relación de transmisión

La magnitud del coeficiente de deslizamiento relativo  $s$  es aceptada entre 0,01 y 0,02, para condiciones normales de trabajo. Si se desea, puede ser considerado el efecto del deslizamiento elástico en el cálculo de la relación de transmisión real, como:

$$i = \frac{n_1}{n_2(1-s)} \quad 2.6$$

Donde:

$i$  – relación de transmisión

$n_1$  – velocidad de giro (revoluciones por minuto) de la polea menor;  $\text{min}^{-1}$

$n_2$  – revoluciones de giro (revoluciones por minuto) de la polea mayor;  $\text{min}^{-1}$

El deslizamiento no deberá superar el 1% bajo la carga nominal. Una tensión insuficiente o una sobrecarga prolongada con un deslizamiento superior al 2% significa una considerable reducción de la vida útil de la correa.

#### 2.5.5. Elección de los diámetros de las poleas

El diámetro  $d_1$  (diámetro de la polea menor) se busca en el catálogo el diámetro mínimo recomendado para el perfil seleccionado (ver tabla 2.2). Una vez conocido el diámetro mínimo recomendado se adopta como diámetro de la polea menor de la transmisión uno mayor que el diámetro mínimo recomendado ( $d_1 \geq d_{\text{min}}$ ).



Tabla 2.2 Valores recomendados de diámetros primitivos mínimos para poleas.

| PERFIL          | Z  | A  | B   | C   | D   |
|-----------------|----|----|-----|-----|-----|
| $d_{\min}$ (mm) | 63 | 76 | 137 | 229 | 330 |

En este caso se debe verificar que el diámetro primitivo de la polea menor ( $d$ ) no esté por debajo de lo aconsejado en la tabla 2.2.

Conociendo el diámetro primitivo de la polea menor ( $d$ ) se obtiene el diámetro primitivo de la polea mayor  $d_2$  considerando el efecto del deslizamiento elástico de la correa sobre la polea con la fórmula siguiente, según González y Rodríguez (1999):

$$d_2 = d_1 \cdot i \cdot (1 - s) \quad 2.6$$

Donde:

$d_1$  – diámetro primitivo de la polea menor; mm

$s$  – coeficiente de deslizamiento relativo de la correa

$i$  – relación de transmisión

La magnitud del deslizamiento se acepta entre 0,01 y 0,02, para transmisiones por correas trapeciales en condiciones normales de trabajo.

La experiencia demuestra que en el diseño de las transmisiones por correas trapeciales deben evitarse los diámetros mínimos, para no doblar excesivamente las correas trapeciales sobre las poleas y con ello acortar su duración en servicio (vida útil); estos accionamientos requieren un gran número de correas y con ello poleas más anchas, y consecuentemente, más caras.

#### 2.5.6. Cálculo de la velocidad de la correa

La velocidad lineal de la correa se determinó en relación con la frecuencia de rotación suministrada por el motor eléctrico al accionamiento y el diámetro de la polea menor, debiendo ser lo mayor posible, para disminuir la cantidad de correas necesarias en la transmisión, pero nunca debe superar la velocidad máxima límite  $V_{\max}$  para que el efecto de

la fuerzas centrífugas no disminuya la capacidad tractiva de la correa; según Reshetov (1987), Domínguez (2011) y Optibelt (2012):

$$v = \frac{n_1 \pi d_1}{60 \cdot 1000} \leq v_{m\acute{a}x} \quad 2.7$$

Dónde:

$n_1$  – frecuencia de rotación de la polea motriz;  $\text{min}^{-1}$

$d_1$  – diámetro de la polea motriz; mm

Se debe comprobar que la velocidad lineal de la correa no supere el valor límite permisible para el material de la polea. Para las correas trapeciales de perfiles normales (clásicas) este valor límite está comprendido en el intervalo de 25...30 m/s.

#### 2.5.7. Cálculo de la longitud de la correa y la distancia entre centros de las poleas

La distancia entre centros de poleas debe ser elegida de forma tal que permita colocar las poleas sin chocar (criterio  $a_{\min}$ ) y que la distancia no sea excesivamente grande ante las condiciones prácticas (criterio  $a_{\max}$ ). Una de estas orientaciones puede ser la brindada en la norma ISO 5292 (2009), que recomienda:

$$a_{\min} \leq a_0 \leq a_{\max} \quad 2.8$$

Siendo:

$$a_{\min} = 0,7 \cdot (d_1 + d_2) \quad 2.9$$

y

$$a_{\max} = 2,0 \cdot (d_1 + d_2) \quad 2.10$$

El cálculo de la distancia entre centros provisional puede realizarse a través de la expresión:

$$a_0 = \frac{a_{\min} + a_{\max}}{2} \quad 2.11$$

Entre los parámetros más importantes para seleccionar una correa está la determinación de su longitud nominal, la cual está normalizada según datos de los distintos fabricantes. Para ello es necesario considerar la condición de máxima extensión sin deformación en la correa. Una vez elegida la tentativa distancia entre centros  $a_0$ , puede ser calculada la longitud de correa  $L_0$  correspondiente: Para una transmisión por correa abierta y dos poleas la longitud nominal de la correa se determina por la siguiente expresión:

$$L_0 = 2 \cdot a_0 + 1,57(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a_0} \quad 2.12$$

Una vez calculada la longitud previa  $L_0$  de la correa se normaliza, adoptando de las longitudes nominales de las correas disponibles la más próxima al valor calculado y se recalcula la definitiva distancia entre centros de poleas:

$$a_{nom} = a_0 \pm \left| \frac{L_0 - L_n}{2} \right| = \frac{L_n - \pi \left( \frac{d_1 + d_2}{2} \right)}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{\left[ L_n - \pi \left( \frac{d_1 + d_2}{2} \right) \right]^2 - 8 \cdot \left( \frac{d_1 - d_2}{2} \right)^2} \quad 2.13$$

Siendo:

$a_{nom}$  – distancia entre centros de poleas para su montaje; mm

$a_0$  – distancia previa entre centros de poleas; mm

$L_0$  – longitud previa de la correa; mm

$L_n$  – longitud normalizada de la correa; mm

- signo ( + ) cuando  $L_0 < L_n$
- signo ( - ) cuando  $L_0 > L_n$

#### 2.5.8. Verificación de los ciclos de flexión por segundo en la correa

La experiencia ha confirmado que las flexiones sufridas por la correa al doblarse sobre las poleas pueden tener una influencia significativa en el calentamiento de la correa y por consiguiente en la vida útil de ella. Por ello, es recomendable que las correas no superen ciertos valores admisibles de flexiones por segundo ( $i_f$ ):

$$i_f = 1000 \cdot n_p \frac{v}{L_n} \quad 2.14$$

Siendo:

$i_f$  – flexiones por segundo de un segmento de la correa;  $s^{-1}$

$n_p$  – cantidad de poleas en contacto con la correa;

$v$  – velocidad de la correa; m/s

$L_n$  – longitud normalizada de la correa; mm.

Donde:

$[i_f] = 30 \text{ seg}^{-1}$  perfil normal

$[i_f] = 60 \text{ seg}^{-1}$  perfil estrecho

$[i_f] = 100 \text{ seg}^{-1}$  perfil estrecho de flancos abiertos

#### 2.5.9. Cálculo ángulo de contacto de la correa en la polea menor

Michos diseñadores no conocen la influencia tan negativa que provoca en la capacidad de carga de la transmisión por correas un ángulo de contacto inferior a  $120^\circ$  (ver figura 2.5). Esto se hace evidente en la figura 2.5, donde puede ser observado que ángulos menores que el recomendado requieren una tensión inicial en la correa superior a la fuerza útil que se desea transmitir.

Con el objetivo de calcular el ángulo de contacto en una transmisión por correa abierta y de dos poleas, puede ser empleada la siguiente fórmula:

$$\alpha_1 = 2 \cdot \cos\left(\frac{d_1 - d_2}{2 \cdot a}\right) \approx 180^\circ - \left(\frac{d_2 - d_1}{a}\right) \cdot 60^\circ \geq 90^\circ \dots 120^\circ \quad 2.15$$

Siendo:

$\alpha_1$  – ángulo en la polea menor;  $^\circ$

$d_1$  – diámetro de la polea menor; mm

$d_2$  – diámetro de la polea mayor; mm

$a$  – distancia entre centros de poleas; mm.

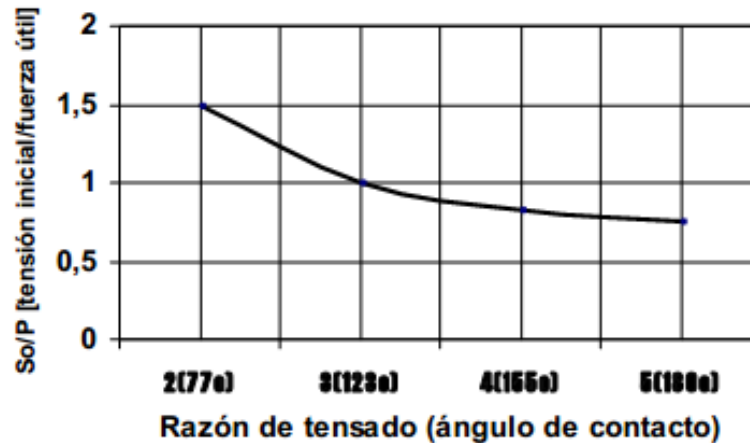


Figura 2.5 Comportamiento de la relación entre el tensado estático y la fuerza útil  $S_0/P$  en función del ángulo de contacto  $\alpha$ .

Para esquemas de transmisión con más de dos poleas es conveniente un análisis gráfico que permita obtener los ángulos de contacto entre la correa y las poleas por una medición de ellos en el dibujo a escala.

#### 2.5.10. Cálculo de la potencia nominal transmitida por una correa

Aunque no existe una exacta coincidencia de las magnitudes de potencia nominal transmisible por una correa entre los diferentes fabricantes, en la actualidad han tenido aceptación y generalización la siguiente fórmula de cálculo, brindada por Asociación de Fabricantes de Goma para el cálculo de la referida potencia:

$$[N_1] = d_1 \cdot n^* \cdot \left[ K_1 - \frac{K_2}{d_1} - K_3 \cdot (d_1 \cdot n^*)^2 - K_4 \cdot \log_{10}(d_1 \cdot n^*) \right] + K_2 \cdot n^* \cdot \left( 1 - \frac{1}{K_w} \right) \quad 2.16$$

Siendo:

$[N_1]$  – potencia transmisible por correa; kW

$d_1$  – diámetro de la polea menor; mm

$n^*$  – mil revoluciones por minuto en la polea rápida

$K_u$  – factor por razón de transmisión

$K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$  y  $K_4$  – factores empíricos evaluables en la tabla 2.3

Donde:

$$n^* = \frac{n}{1000} \quad 2.17$$

$$x = -\left(\frac{1}{0,35}\right) \cdot \left(1 - \frac{1}{i}\right) \quad 2.18$$

Para lo que:

$i$  – relación de transmisión.

Para perfiles estrechos:

$$K_x = \frac{1}{1 + 0,35 \cdot \log_{10} \left( \frac{1+10^x}{2} \right)} \quad 2.19$$

Tabla 2.3. Factores de cálculo de la potencia nominal transmisible por una correa para secciones de perfil normal.

| Perfil   | $K_1$   | $K_2$ | $K_3$                  | $K_4$    |
|----------|---------|-------|------------------------|----------|
| <b>A</b> | 0,03826 | 1,232 | $7,043 \times 10^{-9}$ | 0,006244 |
| <b>B</b> | 0,06784 | 3,261 | $1,403 \times 10^{-8}$ | 0,01074  |
| <b>C</b> | 0,1261  | 9,004 | $2,653 \times 10^{-8}$ | 0,04270  |
| <b>D</b> | 0,2763  | 32,23 | $6,301 \times 10^{-8}$ | 0,04270  |

#### 2.5.11. Cálculo de la cantidad de correas

El cálculo de la capacidad tractiva de la transmisión empleando el criterio de la potencia útil es semejante al anterior. En este caso, y también basándose en datos experimentales, son empleados coeficientes correctores con el objetivo de mejorar la evaluación de la potencia

útil admisible y ajustarla más a las condiciones reales del diseño. Para ello es empleada la siguiente ecuación:

$$[N] = \frac{[N_1] \cdot z \cdot c_\alpha \cdot c_L}{f_s} \quad 2.20$$

Si en la ecuación 2.13 se considera que la potencia a transmitir  $N$  es igual a la potencia útil admisible  $[N]$  y se despeja el término  $z$ , puede ser obtenida una importante fórmula para calcular la cantidad de correas requerida en una transmisión donde es definido el tamaño de perfil de correa que será empleado.

$$z = \frac{N \cdot f_s}{[N_1] \cdot c_\alpha \cdot c_L} \quad 2.21$$

Siendo:

$[N]$  – potencia útil admisible; kW

$z$  – cantidad de correas

$[N_1]$  – potencia nominal transmisible por correa; kW

$c_\alpha$  – coeficiente de ángulo de contacto

$c_L$  – coeficiente por corrección de la longitud

$f_s$  – factor de servicio

Donde:

Para perfiles normales:

$$c_L = 1 + \left[ \frac{\log_{10} L_n - \log_{10} L_b}{\log_{10} L_n - 1,65} \right] \quad 2.22$$

y

$$c_\alpha = 1 - 0,0025(180 - \alpha) \quad 2.23$$

Tabla 2.4 Longitudes básicas de referencia  $L_b$

| Perfil | Z    | A    | B    | C    | D    |
|--------|------|------|------|------|------|
| Lb(mm) | 1370 | 1710 | 2330 | 3720 | 6115 |

En los casos en que resulte la cantidad de correas  $z$  resulte un número con fracción, se debe adoptar el entero inmediato superior. Un pequeño exceso aumenta la duración de las correas en forma que compensa con creces el mayor gasto de instalación y mantenimiento. Por el contrario, la reducción del número de correas disminuye fuertemente su vida útil y es por lo tanto técnica y económicamente no recomendable.

### 2.5.12. Cálculo de la fuerza de tensado inicial de las correas

Las correas trapeciales normales ( $b/h = 1,6$ ), estándar eso clásicas han de montarse en las poleas evitando un excesivo o escaso tensado (ajuste). Una tensión escasa puede originar un elevado deslizamiento, provocando la rotura de la correa, con el objetivo de permitir un cálculo práctico de la evaluación de la tensión inicial de las correas, debe ser considerado el efecto de las fuerzas centrífugas, según González (1998):

$$S_0 = 0,5 \cdot \left( \frac{m+1}{m-1} \right) \cdot P + \rho \cdot v^2 \quad 2.24$$

Donde:

$\rho$  – masa de la correa por metro; kg/m

$v$  – velocidad de la correa; m/s

$P$  – fuerza útil; N.

La importancia de la ecuación 2.24, radica en que permite recomendar el valor exacto de la tensión inicial, según los valores de fuerza útil a transmitir por correa, de densidad lineal y velocidad de correa, del ángulo de contacto y coeficiente de fricción entre correa y polea.

$$S_0 = 500 \cdot \left( \frac{m+1}{m-1} \right) \cdot \frac{N \cdot f_s}{z \cdot v} + \rho \cdot v^2 \quad 2.25$$

Donde:

$N$  – potencia a transmitir; kW



$z$  – cantidad de correas

$f_s$  – factor de servicio, permite considerar posibles variaciones de la carga. Puede ser empleada la tabla 2.1 para valores recomendados

A pesar de que existen las fórmulas 2.24 y 2.25 son exactas y expresan la verdadera influencia de los factores de explotación y de diseño de la transmisión, en la evaluación de la tensión inicial de las correas, ha sido preferido por los fabricantes de correas trapeziales que el cálculo de la tensión inicial sea realizado tomando en cuenta un factor por ángulo de contacto.

## 2.6 Cálculo de la vida útil de la correa

Aun no se ha creado teóricamente un método de cálculo exacto, en el cual se tomen en consideración todos los factores principales que influyen en la vida útil de la correa de transmisión. Los datos exactos que se tienen de las investigaciones realizadas permiten solo aproximarse a una valoración por separado de la influencia de los esfuerzos que cambian cíclicamente y del calentamiento de la correa en su duración; usualmente el cálculo de la vida útil de las correas que son explotadas en condiciones normales está basado en la resistencia a la fatiga y considera los esfuerzos que actúan en la correa.

### 2.6.1. Cálculo según las fuerzas en la correa (Método de GoodYear).

El método de cálculo de la vida útil evaluando las fuerzas en la correa ha sido desarrollado en la actualidad por algunas firmas estadounidenses productoras de correas como The Gates Rubber Co. y GoodYear. El fundamento del cálculo es semejante al método explicado anteriormente (según las fuerzas y los esfuerzos) pero basado en amplios ensayos de laboratorios y de explotación.

El cálculo de la vida útil de la correa en una transmisión de dos poleas se realiza empleando la siguiente ecuación:

$$H = 1477 \cdot \frac{L_n^{1.25}}{v} \cdot \left( \frac{T_{fat}^m}{T_1^m + T_2^m} \right) \quad 2.26$$

Siendo:

$L_n$  – longitud de la correa; mm

$v$  – velocidad de la correa; m/s

$T_{fat}$  – fuerza límite por fatiga; N. ver tabla 2.5

$T_1, T_2$  – fuerzas a la entrada de cada polea en el ramal de carga; N

$m$  – exponente de la curva de fatiga.  $m = 12$

Donde:

$$T_1 = S_0 + 500 \cdot \frac{N_d}{z \cdot V} + T_{fc} + T_{flex1} \quad 2.27$$

$$T_2 = S_0 + 500 \cdot \frac{N_d}{z \cdot V} + T_{fc} + T_{flex2} \quad 2.28$$

$$T_{fc} = \rho \cdot v^2 \quad 2.29$$

$$T_{flex1} = 589 \cdot \frac{C_b}{d_1^{1.5}} \quad 2.30$$

$$T_{flex2} = 589 \cdot \frac{C_b}{d_2^{1.5}} \quad 2.31$$

Siendo:

$S_0$  – fuerza de tensión estática; N

$N_d$  – potencia de diseño; kW

$z$  – cantidad de correas

$v$  – velocidad de la correa; m/s

$T_{fc}$  – fuerza normal en la correa por efecto de la fuerza centrífuga; N

$T_{flex1}, T_{flex2}$  – fuerza por flexión de la correa; N

$\rho$ — masa por metro de correa; kg/m. Ver tabla 2.5

$d_1, d_2$  —diámetros de las poleas; mm

$C_b$ —Constante de flexión. Ver tabla 2.5.

Tabla 2.5. Coeficientes para el cálculo de la vida útil según el método de GoodYear.

| Perfil | $\rho$<br>(kg/m) | Factor $C_b$   |                 | $T_{fat}$<br>(N) |
|--------|------------------|----------------|-----------------|------------------|
|        |                  | Flexión normal | Flexión inversa |                  |
| A      | 0,11             | 399            | 479             | 418              |
| B      | 0,20             | 1701           | 1943            | 727              |
| C      | 0,33             | 5069           | 8926            | 1288             |
| D      | 0,68             | 21561          | 25873           | 2664             |

## 2.6.2 Cálculo según los esfuerzos que actúan sobre la correa

En una correa trapecial el esfuerzo resultante es debido a la acción de las siguientes componentes del esfuerzo, los cuales pueden ser calculados como:

Esfuerzo por tensado estático:

$$\sigma_0 = \frac{S_0}{A} \quad 2.32$$

Siendo:

$\sigma_0$ — esfuerzo por tensado estático; MPa

$S_0$  — fuerza por tensado estático en una correa; N

$A$  — área de la sección transversal; mm<sup>2</sup>

Esfuerzo por el efecto de la fuerza centrífuga:

$$\sigma_v = \frac{q \cdot v^2}{1000 \cdot g} \quad 2.33$$

Siendo:

$\sigma_v$  – esfuerzo por el efecto de la fuerza centrífuga; MPa

$q$  – peso específico de la correa (N/dm<sup>3</sup>). Generalmente es aceptado  $q \approx 12,5$  N/dm<sup>3</sup>

$v$  – velocidad de la correa; m/s

$g$  – aceleración de la gravedad;  $g = 9,81$  m/s<sup>2</sup>

Esfuerzo por fuerza útil:

$$\sigma_p = \frac{1000 \cdot N_D}{z \cdot v} \quad 2.34$$

$\sigma_p$  – esfuerzo por fuerza útil; MPa

$N_D$  – Potencia de diseño; kW

$z$  – cantidad de correas

Esfuerzo por flexión de la correa:

$$\sigma_p = E_{flex} \frac{h}{d} \quad 2.35$$

$\sigma_p$  – esfuerzo por flexión de la correa; MPa

$h$  – es la altura de la sección; mm

$d$  – diámetro de la polea sobre la que la correa se dobla; mm

$E_{flex}$  – módulo de elasticidad longitudinal de la correa. En cálculos prácticos, puede ser considerado.  $E_{flex} = 80 \dots 100$  MPa.

Analizando una transmisión de dos poleas y correas abiertas (ver figura 2.6) puede ser comprendido que los esfuerzos máximos se obtienen en el ramal tensado y sobre la polea de menor diámetro y puede ser evaluado por:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_0 + \frac{\sigma_p}{2} + \sigma_v + \sigma_{flex1}$$

2.36

Donde:

$\sigma_{m\acute{a}x}$ – esfuerzos máximos se obtienen en el ramal tensado y sobre la polea de menor diámetro; MPa

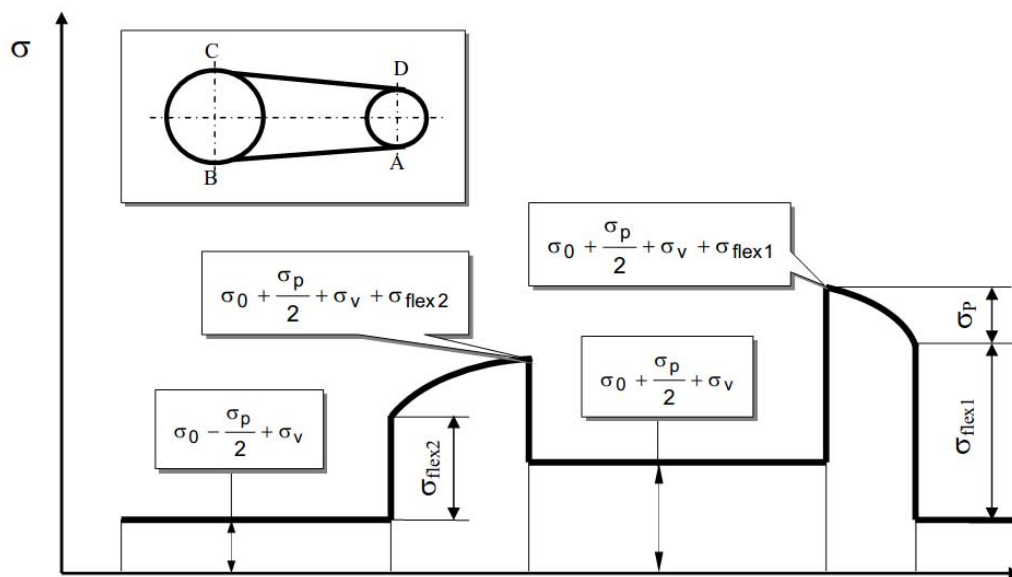


Figura 2.6 Esfuerzos que se producen en diversas partes de una correa en una vuelta completa

Cálculo de la vida útil de la correa:

$$H = \frac{N_b}{3,6 \cdot 10^6 \frac{v}{L_n} n_p} \left( \frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{m\acute{a}x}} \right)^m$$

2.37

Siendo:

$H$  – vida útil de la correa; horas

$v$  – velocidad de la correa; m/s

$L_n$ – longitud de la correa; mm

$n_p$  – cantidad de poleas

$\sigma_{\max}$  – esfuerzo máximo en la correa; MPa

$\sigma_{\text{fat}}$  – esfuerzo límite por fatiga (obtenido de ensayos); MPa

$N_b$  – número de ciclos de carga básico (obtenido de ensayos)

$m$  – exponente de la curva de fatiga.

## 2.7. Cálculo de las dimensiones fundamentales de las poleas

Un componente esencial de los sistemas de accionamiento por correa trapecial es la polea acanalada. La construcción normalizada de poleas está determinada por la forma de la sección transversal de la correa. Para poleas acanaladas de construcción normalizada las dimensiones se dan en la ISO 5290 (véanse la tabla 2.6; figura 2.7).

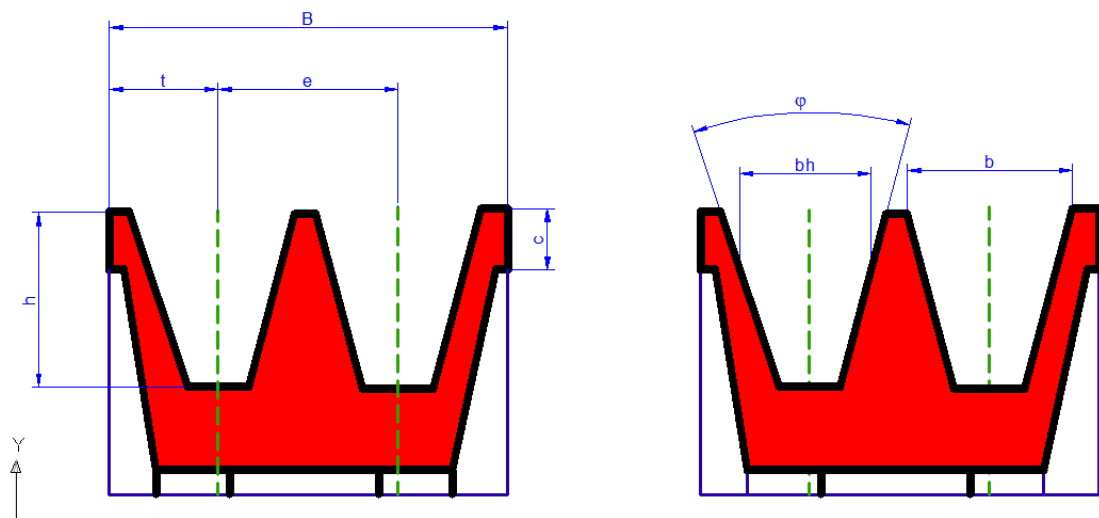


Figura 2.7 Perfil de una polea acanalada

Las dimensiones principales de las poleas acanaladas son el diámetro (de cálculo o referencia) y la anchura de corona (en función de ancho  $b$ , y del número de ranura  $z$ ) número de canales.

El diámetro exterior  $d_{\text{ext}}$ , el diámetro interior  $d_{\text{int}}$  y la anchura  $B$  de la polea se determinan por las formulas siguientes:

$$d_{ext} = d + 2 \cdot c \quad 2.38$$

$$d_{int} = d_{ext} - 2 \cdot h \quad 2.39$$

$$B = (z - 1) e + 2f \quad 2.40$$

Siendo:

$B$  – anchura de la polea; mm

$z$  – número de ranuras

$e$  – distancia entre garganta; mm

$f$  – distancia entre garganta y el borde de la polea; mm

Tabla 2.6. Dimensiones normalizadas para poleas acanaladas para correa trapezoidales estrechas

| Perfil de la correa trapezoidal | $b$<br>(mm) | $h$<br>(mm) | $b_h$<br>(mm) | $e$<br>(mm) | $d_{min}$<br>(mm) | $t$<br>mm | $\varphi$<br>(°) |
|---------------------------------|-------------|-------------|---------------|-------------|-------------------|-----------|------------------|
| A                               | 12,7        | 14          | 11            | 15          | 71                | 10        | 38               |
| B                               | 16,3        | 18          | 14            | 19          | 112               | 12,5      | 38               |
| C                               | 22          | 24          | 19            | 25,5        | 180               | 17        | 38               |
| D                               | 32          | 30          | 27            | 37          | 330               | 24        | 38               |

## 2.8. Elección del software adecuado para la simulación

Para que el análisis sea correcto y los resultados que se obtengan sean válidos la elección del software adecuado a utilizar es muy importante. Existen un gran número de software destinados a la modelación de fenómenos y procesos utilizando como base el Método de Elementos Finitos, entre ellos tenemos los siguientes: THIRDWAVE ADVANTEDGE, ABAQUS, FORGE, PAM-STAMP, MSC PATRAN/NASTRAN, ANSYS/LSDYNA,

COSMOS/M entre otros. Cada uno de ellos ofrece algunas capacidades que se utilizan en dependencia de la aplicación y de la habilidad del diseñador. No todos los programas existentes ofrecen lo mismo y por lo tanto cada caso a analizar deberá ser tratado con un software apropiado en función de las características del mismo.

Por este motivo en la decisión sobre el software a utilizar priman cuatro aspectos destacables.

1. Que sea eficiente en su funcionamiento y en sus predicciones,
2. Que sea versátil a la hora de realizar los modelos, permitiendo generar modelos muy similares a fin de analizar los efectos de las variaciones,
3. Que disponga de un módulo tridimensional,
4. Que incluya bibliotecas de materiales.

Las operaciones a realizar con el software finalmente elegido son básicamente tres: diseño de la pieza y la herramienta a estudiar, mallado y análisis por el Método de Elementos Finitos y por último la visualización de resultados.

Para la realización de la modelación de este trabajo se seleccionó como software el ANSYS 12.0, líder en programas de cálculo diseño y optimización de estructuras por ordenador, debido a que incluye su propio post-procesadores que permiten analizar los datos con mayor facilidad, además en este software se pueden desarrollar diferentes tipos de análisis pertinentes a los procesos de diseño de ingeniería: térmicos, estáticos, frecuencia, pandeo y estructuras no lineales con mayor factibilidad.

### **2.8.1. Simulación de los esfuerzos en la polea canalada**

Se simuló el comportamiento de los esfuerzos teniendo en cuenta las normas ASTM E 139 para tracción. La simulación se realizó con el empleo del método de elementos finitos. El MEF permitió pronosticar la resistencia del material en las condiciones investigadas.

#### **2.8.1.1. Condiciones y parámetros establecidos**

Se elaboró un modelo geométrico (ver figura 2.8) equivalente al cuerpo investigado, el que se discretizó con elementos tetraédricos de nodos intermedios. Se establecieron además, las condiciones de fronteras siguientes: se consideró que el material es homogéneo, continuo y



isotrópico, tienen un comportamiento elástico no lineal, no se producen procesos difusos que alteren la composición química de la superficie del objeto en interacción con la correa.

Condiciones de carga: el análisis se realizó para condiciones de máxima carga. Se consideró que la carga está uniformemente distribuida y que el peso de la fundición ejerce poca influencia sobre el comportamiento a la compresión. No hay cambios bruscos en la velocidad de rotación por lo que se establece como una constante, el material de la correa es homogéneo en toda su longitud. La temperatura en el exterior de la instalación no varía y se distribuye uniformemente por todo el área que ocupa la transmisión.

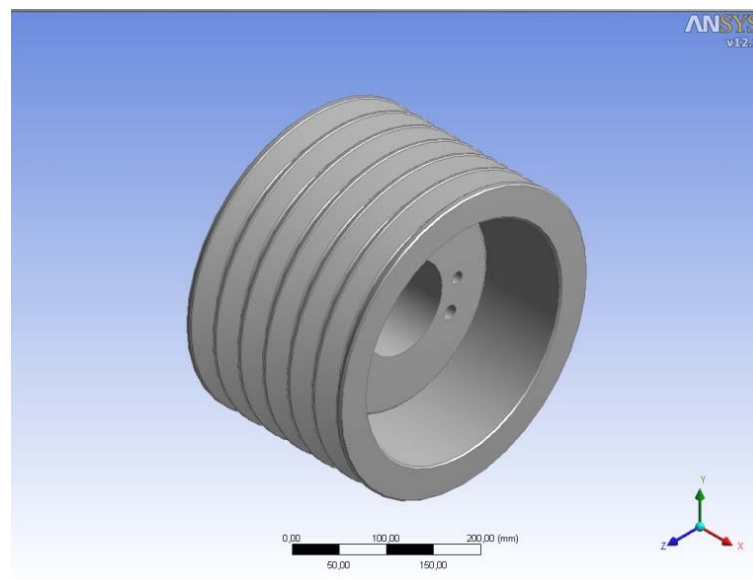


Figura 2.8 Modelo geométrico de la polea acanalada

#### 2.8.1.2 Metodología utilizada

La metodología utilizada en este caso, está relacionada con el software complementario ANSYS 12.0 donde se determinarán las zonas de mayores concentraciones de tensiones bajo condiciones de carga específica para polea dentada (menor o motriz), usando la discretización de los “Nodos intermedios”.

Pasos a seguir para realizar la metodología del método de elementos finitos:

1. Se procede a efectuar el mallado de la polea, se fijan la cara exterior de la polea (no-traslación) y se le aplican las cargas concentradas con presión en la superficie de

contacto del diente. Luego se corre el estudio para determinar las zonas de altas concentraciones de tensiones y el nivel de desplazamiento, para observar deformación del diente,

2. Elaboración del modelo geométrico en 3D de las piezas, utilizando como software de dibujo auxiliar el Autocad 2010,
3. Creación de un estudio,
4. Selección del material utilizando la biblioteca de materiales del ANSYS 12.0,
5. Discretización del modelo (mallado),
6. Aplicación de las condiciones de frontera,
7. Aplicación de las cargas correspondientes a la pieza,
8. Corrida del estudio para la obtención de los resultados.

Debido a las características del elemento analizado y las condiciones de trabajo expuestas, para el cálculo de los esfuerzos mediante MEF, se realizó un estudio estructural estático sin influencia de la temperatura.

## **2.9. Conclusiones del capítulo II**

- ✓ Se propone un método para el cálculo de transmisión por correas trapeciales que tienen en cuenta las exigencias del proceso productivo y permite su rediseño bajo las condiciones de operación en los ventiladores de succión de las máquinas de sinterizado de la empresa “Comandante René Ramos Latour”.
- ✓ Se describieron los métodos, procedimientos, y mediciones que fundamentan los parámetros a investigar para argumentar la predicción en el rediseño y futuro funcionamiento de la transmisión por correas trapeciales en los ventiladores de succión de las máquinas de sinterizado de la empresa “Comandante René Ramos Latour”.

## **CAPÍTULO 3**

### **RESULTADOS Y SU VALORACIÓN**

## CAPÍTULO 3. RESULTADOS Y SU VALORACIÓN

### 3.1 Introducción

El diseño constituye una de las actividades principales de la Ingeniería Mecánica cuando su objeto de trabajo es una Técnica. Todo proceso de Diseño constituye una tarea de encontrar los parámetros bajo los cuales se minimiza el costo de producción, o se obtienen equipos de máximo rendimiento. Correspondiendo establecer los criterios y resultados, que fundamentan el cumplimiento del objetivo y la veracidad de la hipótesis planteada, a partir del análisis y procesamiento de la información obtenida a través de las mediciones, cálculos y simulaciones.

El objetivo de este capítulo

Valorar los resultados obtenidos para explicar los fundamentos verificados e interpretar los resultados que dan solución al problema planteado considerando la apreciación de las incidencias ambientales, sociales y económicas.

### 3.2. Análisis químico

El promedio de las mediciones de la composición se muestra en la tabla 3.1 como se observa la composición química del material está dentro del rango establecido para la aleación, la que se corresponde con la fundición gris o martensítica (DIN 1691), de acuerdo con las especificaciones de ASTM (Wegst, 1995).

Tabla 3.1. Composición química en porcentaje en peso para los principales elementos

| Material       | C         | Si        | Mn        | P        | S      |
|----------------|-----------|-----------|-----------|----------|--------|
| Probeta        | 3,6       | 2,8       | 0,5       | 0,02     | 0,01.  |
| % (norma ASTM) | 2,5 - 4,5 | 0,5 - 4,5 | 0,5 - 0,8 | 0,1 - 02 | < 0,15 |

Los reportes de composición química permitieron descartar una posible influencia de las posibles variaciones metalúrgicas de los elementos presentes en la aleación como causa probable de una posible rotura del material destinado para la fabricación de las poleas.

La selección de la fundición gris como material a utilizar en la fabricación de las poleas se debe a que es el material principal para la construcción de maquinarias y, en comparación con otros materiales, tiene buenas propiedades de fundición principalmente en piezas de configuración relativamente compleja y satisfactoria resistencia al desgaste. Las principales propiedades mecánicas de las piezas elaboradas con este tipo de material se muestran en la tabla 3.2.

Tabla 3.2. Principales propiedades mecánicas de las piezas de fundición gris

| Marca de fundición   | Límites de resistencia, MPa |                 |              | Dureza Brinell HB |
|----------------------|-----------------------------|-----------------|--------------|-------------------|
|                      | A la tracción               | A la compresión | A la flexión |                   |
| Fundición gris FG 22 | 150 - 430                   | 570 - 1300      | 400 - 500    | 156 -302          |

Aptitudes tecnológicas de la fundición gris:

- El efecto del grafito laminar hace que su resistencia al desgaste sea excelente. Estas fundiciones permiten el endurecimiento superficial que pueden llegar a los 60 HRC necesario para lograr un buen desempeño,
- Buena resistencia a la corrosión atmosférica,
- No presentan una transición dúctil-frágil apreciable, de manera que mantienen su resistencia a bajas temperaturas,
- Posee una gran capacidad de amortiguación de vibraciones, los fenómenos de resonancia, la transmisión de ruidos,
- Baja sensibilidad al calentamiento.

Este material tiene la ventaja de poseer una excelente fluidez. De este modo es posible obtener piezas de reducidos espesores, siempre que se asegure un flujo lineal y calmado a la hora de llenar los moldes, esto es imprescindible para evitar el endurecimiento de los bordes y la formación de carburos en las secciones más delgadas. Se requiere de un cuidadoso control del contenido de silicio y de la velocidad de enfriamiento para grafitizar la cementita eutéctica y proeutectoide pero no la eutectoide a fin de lograr una matriz totalmente perlítica de alta resistencia.

### 3.3. Selección del motor eléctrico para el accionamiento

La selección del motor eléctrico para el accionamiento de los ventiladores centrífugos fue fundamentada en las magnitudes de los parámetros necesarios impuestas al motor a partir de las nuevas exigencias del proceso productivo expuestas en la tabla 3.3.

Tabla 3.3. Condiciones para la selección del motor eléctrico

| Parámetros/Equipos                             | Diseño          |            | Nuevas condiciones |
|------------------------------------------------|-----------------|------------|--------------------|
|                                                | Motor eléctrico | Ventilador | Ventilador         |
| Potencia<br>(kW)                               | 75              | 75         | $N_{m2}$           |
| Velocidad de rotación<br>( $\text{min}^{-1}$ ) | 1180            | 930        | 1050               |

La potencia absorbida por el ventilador centrífugo se estableció a partir de la ecuación 2.4, teniendo en cuenta la nueva velocidad de rotación ( $n_2 = 1050 \text{ min}^{-1}$ ), que permitirá mejorar las condiciones en que se produce el proceso de sinterizado, para ello fue empleado el criterio de semejanza de velocidad específica para las máquinas centrífugas. Por los que si se sustituyen los datos se obtienen que:

$$N_{m2} = 108 \text{ kW}$$

Se tomó como referencia la potencia calculada, para la selección del nuevo motor eléctrico emplazado en los ventiladores centrífugos de las máquinas de sinterizado de la empresa de níquel “Comandante René Ramos Latour”. Su elección se realizó por el catálogo de la firma EFECEC Motores Eléctricos S.A (2002), a partir de las exigencias fundamentales planteadas al motor por la instalación (ver tabla 3.4).

Las exigencias fundamentales planteadas a los motores en instalaciones industriales son su confiabilidad de trabajo con un mínimo de gasto de inversión y de explotación (Morera, 1993). Esta exigencia se garantiza solo si el motor es correctamente seleccionado en cuanto potencia.

Tabla 3.4 Datos característicos del motor eléctrico seleccionado

| Motor asincrónico                                | Tipo:BF4 315 MA66 |           |
|--------------------------------------------------|-------------------|-----------|
|                                                  | 50 Hz             | 60 Hz     |
| Potencia nominal $N_n$ (kW)                      | 90                | 108       |
| Velocidad sincrónica $n_s$ ( $\text{min}^{-1}$ ) | 1000              | 1200      |
| Velocidad $n_m$ ( $\text{min}^{-1}$ )            | 985               | 1180      |
| Voltaje $V_n$ (V)                                | 380 - 415         | 440 - 480 |
| Corriente nominal $I_n$ (A)                      | 181               |           |
| Eficiencia $\eta$ (%)                            | 93                |           |
| Factor de potencia $\cos\varphi$                 | 0,82              |           |
| Torque nominal $M_n$ (N.m)                       | 874               |           |
| Peso $P$ (kg)                                    | 770               |           |

### 3.4 Resultados del cálculo de la transmisión por correa

Para el correcto dimensionamiento de la transmisión con correas en los ventiladores centrífugos de las máquinas de sinterizado, se tomó como referencia las características elementales está instalación que aparecen acopiadas en la tabla 3.5.

Tabla 3.5 Datos técnicos de la instalación

| Máquina motriz                                                                    | Condiciones de servicio                                                                                 | Máquina accionada                                                                   |
|-----------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
|  |                        |  |
| Motor trifásico                                                                   | Servicio diario: 24 horas                                                                               | Ventilador centrífugo                                                               |
| Potencia: 108 kW                                                                  | Número de arranques: uno                                                                                | Potencia: 108 kW                                                                    |
| $n_1 = 1180 \text{ min}^{-1}$                                                     | Condiciones de servicio:<br>temperatura ambiental<br>normal, sin influencia de<br>aceites, agua o polvo | $n_2 = 1050 \pm 15 \text{ min}^{-1}$                                                |
| Arranque estrella /<br>Triángulo                                                  | Distancia entre ejes: variable<br>entre 1300 y 1500 mm                                                  | Arranque: bajo carga                                                                |
| Par de arranque<br>$M_a = 0,46 M_n$                                               | Diámetro de la polea<br>$d_1 \leq 400 \text{ mm}$                                                       | Tipo de carga: constante                                                            |

### 3.4.1. Selección del factor de servicio

Considerando las condiciones de servicio que requiere el proceso tecnológico en los ventiladores centrífugos (ver tabla 3.5), fue evaluado y seleccionado un factor de servicio ( $f_s = 1,3$ ), de los recomendamos en la tabla 2.1; empleado en diseño y cálculo de la transmisión por correa.

El factor de servicio designado proporcionará proteger a la transmisión responda de los incrementos de carga que derivados del propio proceso tecnológicos, consecuencia de las perturbaciones que puede provocar el motor eléctrico y el ventilador sobre la correa, sometida a una intensidad del trabajo de 24 horas diarias.



### 3.4.2. Apreciación de la potencia de diseño o proyecto

La potencia de diseño o proyecto se determinó a partir de la ecuación 2.5, teniendo en cuenta la potencia ( $N = 108 \text{ kW}$ ) a transmitir y el factor de servicio ( $f_s = 1,3$ ). Si se sustituyen los datos, se obtiene que:

$$N_d = 140,4 \text{ kW}$$

El diseño de la transmisión por correa, con un valor de potencia de diseño igual al calculado, proporciona elegir la correa o las correas preparadas para transmitir una potencia mecánica nominal (capacidad de carga) superior a la potencia correspondiente a los ventiladores centrífugo instalados, permitiéndole a la instalación admitir sobrecargas de corta duración.

### 3.4.3. Elección de sección transversal de la correa

Teniendo en cuenta las necesidades de espacio y de costos de la instalación, las correas trapezoidales estrechas de alto rendimiento exhiben ser muy superiores a las correas trapezoidales clásicas para casi todos los accionamientos de maquinaria industrial (Dunlop, 2006; Gates, 2006; Optibelt, 2008). Por esta razón se rediseña la nueva transmisión, exclusivamente, para el empleo de correas trapezoidales estrechas de alto rendimiento.

Para la determinación del tamaño del perfil de la correa se empleó el diagrama reproducido en la figura 2.4 donde están establecidas las recomendaciones para la selección del tamaño del perfil en correas estrechas de alto rendimiento, según la potencia de la transmisión ( $N_d = 140,4 \text{ kW}$ ) y la frecuencia de rotación de la polea menor ( $n_1 = 1180 \text{ min}^{-1}$ ). Por lo que representado las condiciones dada en el mencionado diagrama se obtiene que:

Para las condiciones de operación impuestas se elige, una correa trapezoidal con perfil D (ver figura 3.1 y 3.2; tabla 3.6).

Sobre la base de éste tipo de perfil, se recomienda el uso de una correa con contextura representada en la figura 3.2 construida bajo normas internacionales, ofertada por los líderes mundiales en el diseño de sistemas de transmisión de potencia para aplicaciones industriales y en la fabricación de avanzados sistemas de transmisión por correas como Dunlop<sup>TM</sup>, Gates<sup>®</sup>, Optibelt<sup>®</sup>.

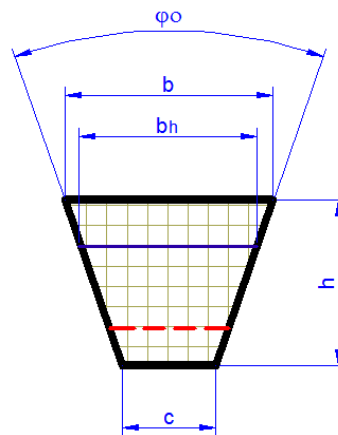
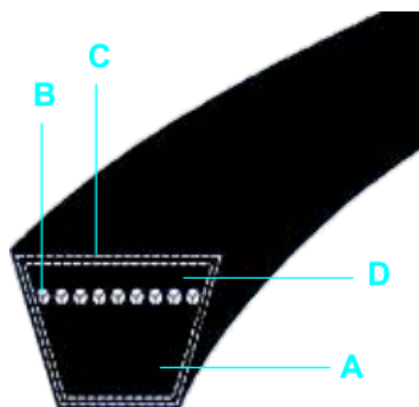


Figura 3.1 Sección transversal de una correa trapecoidal tipo D

Tabla 3.6 Dimensiones nominales de una correa trapecoidal de sección D

| Sección | Ancho base superior<br>$b$<br>(mm) | Altura o espesor<br>$h$<br>(mm) | Ancho primitivo<br>$b_h$<br>(mm) | Ancho base inferior<br>$c$<br>(mm) | Ángulo del perfil<br>$\phi_o$<br>(°) |
|---------|------------------------------------|---------------------------------|----------------------------------|------------------------------------|--------------------------------------|
| D       | 32                                 | 20                              | 27                               | 18,2                               | 40                                   |



- A** Núcleo del caucho
- B** Elemento resistente
- C** Tela de recubrimiento
- D** Cojín de caucho

Figura 3.2. Contextura de la correa trapecoidal

Su núcleo y el cojín (ver figura 3.2) están constituidos de una mezcla de cauchos especiales de alta resistencia mecánica, que proporciona baja deformación permanente por compresión y resistencia a la flexión. Buenas condiciones de trabajo a altas y bajas temperaturas ( $90^{\circ}\text{C}$ ) y ( $-10^{\circ}\text{C}$ ). Su proceso de fabricación y vulcanización hacen que el elemento resistente se mantenga en posición y aseguren el perfecto acoplamiento correa-polea, con lo que se mantiene una marcha de pocas vibraciones.

Por otro lado, el elemento resistente (ver figura 3.2) está constituido por una cuerda de fibra sintética especial (poliéster) de alta resistencia a la tracción y una reducida elongación, tejida en varias configuraciones de hilos, acordes al tipo de aplicación de la correa, y son apropiadas para todo rango de velocidad, hasta 25 m/s. El cordón antes de ser ensamblado es impregnado con una solución especial de caucho que le otorga una cadena homogénea al núcleo y cojín; el mismo está colocado en forma de hélice y tiene un tratamiento que le confiere una notable resistencia a la fatiga, manteniendo la flexibilidad. El tratamiento del cordón y posterior acondicionamiento post vulcanización (enfriamiento de la correa) confieren al producto garantías de un funcionamiento correcto y constante, mínimo alargamiento.

La tela de recubrimiento (foro) (ver figura 3.2) consiste en un tejido de hilado mixto de algodón- poliéster. Protege los elementos internos de la correa contra la abrasión y asegura, gracias a su coeficiente de fricción, la transmisión justa de potencia de la correa. Las dos telas con las que se recubren las correas están impregnadas con un caucho a base de policloropreno que le confiere buena resistencia al envejecimiento, desgaste, elevada estabilidad a la intemperie, el ozono, a la temperatura y a los aceites. Buenas propiedades ignífugas y mecánicas.

#### **3.4.4. Determinación de la relación de transmisión**

El cálculo de la relación de transmisión se realizó por la ecuación 2.6, donde se sustituye la frecuencia de rotación del motor eléctrico seleccionado ( $n_1 = 1180 \text{ min}^{-1}$ ), sobre la frecuencia de rotación del ventilador ( $n_2 = 1050 \text{ min}^{-1}$ ), afectada por el deslizamiento de la transmisión  $s = 0,01$  y se obtiene:

$$i = 1,124$$

Valor que es ni constante ni igual a la relación de los diámetros, a causa del deslizamiento de la correa elástica sobre las poleas bajo carga, pero se consigue mantener la frecuencia de rotación del en el árbol del ventilador centrífugo, en un rango de  $1050 \pm 15 \text{ min}^{-1}$ .

### 3.4.5. Selección de los diámetros de las poleas

Si analizamos la ecuación 2.16 en la selección del tamaño de los diámetros primitivos de las poleas, el aumento del diámetro de la polea menor ( $d_1$ ) significa un incremento o aumento en la capacidad de transmisión de potencia. Esto significa que, desde este punto de vista, es conveniente considerar poleas de tamaños considerables, pero desde el punto de vista económico convendrían poleas más bien pequeñas. Los fabricantes adoptan una solución de compromiso, y recomiendan los tamaños de polea mínimos y admisibles para cada correa que fabrican.

En la determinación de los diámetros de las poleas, partiendo de la sección de correa seleccionada (SPB) y de su espesor ( $h = 13 \text{ mm}$ ), se determinó el diámetro menor admisible de la polea en la tabla 2.2 ( $d_{1min} = 315 \text{ mm}$ ). Una vez conocido el diámetro mínimo admisible se adoptó como diámetro primitivo de la polea menor de la transmisión uno mayor que el diámetro mínimo recomendado ( $d_1 = 355 \text{ mm} \geq d_{min}$ ), obtenido por catálogo (Dunlop, 2006; Gates, 2006; Optitbelt, 2008), diámetro que permite a la frecuencia de rotación del árbol del motor eléctrico seleccionado ( $n_1 = 1180 \text{ min}^{-1}$ ), obtener una velocidad circunferencial o periférica en la polea menor igual a  $v = 22 \text{ m/s}$ ; velocidad donde una correa trapezoidal (o las correas) funciona más eficientemente (Dunlop, 2006).

En el diámetro primitivo ( $d_2$ ) de la segunda polea conjugada, se determinó utilizando la ecuación 2.6, teniendo en cuenta la relación de transmisión real ( $i = 1,124$ ), obtenida por la ecuación 1.8 y considerado el efecto de la magnitud del coeficiente de deslizamiento relativo ( $s = 0,01$ ) para condiciones normales de trabajo. Por lo que si se sustituye los datos y el resultado se redondea al valor próximo, se obtiene que:

$$d_2 = 394 \text{ mm}$$

Con los diámetros seleccionados para las dos poleas, se obtienen velocidades circunferenciales o periféricas menores a  $25 \text{ m/s}$ , por lo tanto, las poleas deben ser equilibradas, estáticamente.

### 3.4.6. Determinación de la velocidad lineal de la correa

El cálculo de la velocidad lineal de la correa se realizó a partir de la ecuación 2.7, teniendo en cuenta la frecuencia de rotación de la polea menor ( $n_1 = 1180 \text{ min}^{-1}$ ), obtenida a partir de los parámetros nominales del motor eléctrico seleccionado y el diámetro primitivo de la polea menor ( $d_1 = 355 \text{ mm}$ ). Se analizó que, el límite superior de la velocidad está determinado por el empeoramiento de las condiciones de funcionamiento de las correas, por el incremento de las fuerzas centrífugas actuantes sobre las mismas, al calentamiento, a la formación de capas de aire entre la correa y las poleas y, como resultado, a la reducción brusca de longevidad y del rendimiento de la transmisión. Por lo que si sustituye los datos se obtiene que:

$$v = 22 \text{ m/s}$$

### 3.4.7. Longitud de la correa y distancia entre centros de las poleas

La determinación de la longitud primitiva de la correa se realizó a partir de la ecuación 2.12, inmediatamente de la selección provisional de una distancia entre centros ( $a_0 = 1400 \text{ mm}$ ), teniendo el diámetro primitivo de la polea mayor  $d_2 = 394 \text{ mm}$  y el diámetro primitivo de la polea menor  $d_1 = 355 \text{ mm}$ , se sustituyen los datos y se elige la longitud primitiva nominal de la correa normalizada más próxima al valor calculado, obteniendo que:

$$L_n = 4000 \text{ mm}$$

Se verifica la distancia entre centros nominal de las poleas por la ecuación 2.13, teniendo en cuenta longitud primitiva nominal de la correa y se obtiene que:

$$a_{nom} = 1412 \text{ mm}$$

### 3.4.8. Verificación de los ciclos de flexión por segundo en la correa

La determinación de la frecuencia de flexión por segundo de la correa se realizó a partir de la ecuación 2.14, teniendo en cuenta la cantidad de poleas en contacto con la correa  $n_p = 2$ , la velocidad de la correa  $v = 22 \text{ m/s}$  y longitud primitiva nominal de la correa  $L_n = 4000 \text{ mm}$ , y se obtiene que:

$$\dot{i}_f = 11 \text{ s}^{-1}$$

El valor calculado, no supera el valor admisible de flexiones por segundo para una correa de perfil estrecho ( $[i_f] = 60 \text{ s}^{-1}$ ), confirmándose una descenso o reducción en el calentamiento de la correa y por consiguiente un aumento en su vida útil.

#### 3.4.9. Valor del ángulo de abrazado

El cálculo del ángulo de abrazado en la polea pequeña se realizó por la ecuación 2.15, teniendo en cuenta el diámetro de la polea mayor  $d_2 = 394 \text{ mm}$  y el diámetro de la polea menor  $d_1 = 355 \text{ mm}$ , la distancia entre centros nominal  $a_0 = 1412 \text{ mm}$ . Por lo tanto si se sustituye los datos se obtiene que:  $\alpha = 178,34^\circ$

Al ser el ángulo de abrazo de la transmisión superior a  $120^\circ$ , hace evidente que no se requiere una tensión inicial en la correa superior a la fuerza útil que se desea transmitir, verificando el beneficio que esto tiene para la capacidad de tracción de la transmisión.

#### 3.4.10. Determinación de la potencia nominal transmisible por correa

El cálculo de la determinación de la potencia nominal que se transmite por correa en condiciones reales se realizó a partir de la ecuación 2.16, teniendo en cuenta el diámetro de la polea menor en función del perfil de correa seleccionado, obtenido por catálogo ( $d_1 = 355 \text{ mm}$ ), las mil revoluciones por minuto en la polea rápida ( $n^* = 1,18$ ) establecidas por la ecuación 2.17 y el factor de razón de transmisión ( $K_u = 1,048$ ), calculado por la ecuación 2.19; es este caso el coeficiente empírico ( $x = -1,078$ ) se calculó por la ecuación 2.18, ponderado por la relación de transmisión ( $i = 1,124$ ) diferente a la unidad. Se consideró su adecuación a través de los factores empíricos ( $K_1 = 0,2763$ ,  $K_2 = 32,23$ ,  $K_3 = 6,301 \times 10^{-8}$  y  $K_4 = 0,04270$ ) seleccionados de la tabla 2.4 a razón del perfil de la correa (D), seleccionada por catálogo. Por lo que si se sustituye los datos se obtiene que:

$$[N_1] = 28 \text{ kW}$$

El cálculo analítico de la potencia nominal por correas trapeciales se basa en una fórmula matemática con parámetros y factores numéricos correspondientes con un nivel de calidad específico de las correas y para una vida útil adecuada. Estos términos y factores pueden diferir de una a otra marca de correas, y en un mismo fabricante pueden variar de una calidad de correa a otra, por consiguiente, la efectividad del uso de la mencionada fórmula matemática.

### 3.4.11. Número de correas necesarias

La determinación del número de correas necesarias en la transmisión se realizó a partir de la ecuación 2.21, teniendo en cuenta la potencia que se transmite ( $N = 108$  kW) y el factor de servicio designado para la transmisión ( $f_s = 1,3$ ). Se consideró que en la realidad industrial la transmisión por correa funciona fuera de las condiciones experimentales aplicadas por los fabricantes, siendo necesario factores de corrección, como el factor de corrección de longitud de la correa calculado por la ecuación 2.22 ( $c_L = 0,924$ ) y el factor corrección del ángulo de abrazado calculado por la ecuación 2.23 ( $c_\alpha = 0,996$ ). Sustituyendo estos datos y adoptando el entero inmediato superior, se obtiene que:

$$z = 6$$

En este caso la cantidad de correas resulta estar en un rango de 8 a 12, recomendado por Reshetov (1987). Un pequeño exceso aumenta la duración de las correas en forma que compensa con creces el mayor gasto de instalación y mantenimiento. Por el contrario, la reducción del número de correas disminuye fuertemente su vida útil y es por lo tanto técnica y económicamente no aconsejable. Para dar una idea de la forma en que influye la variable "cantidad de correas" sobre la duración de la correa, incluimos el siguiente gráfico (ver figura 3.2).

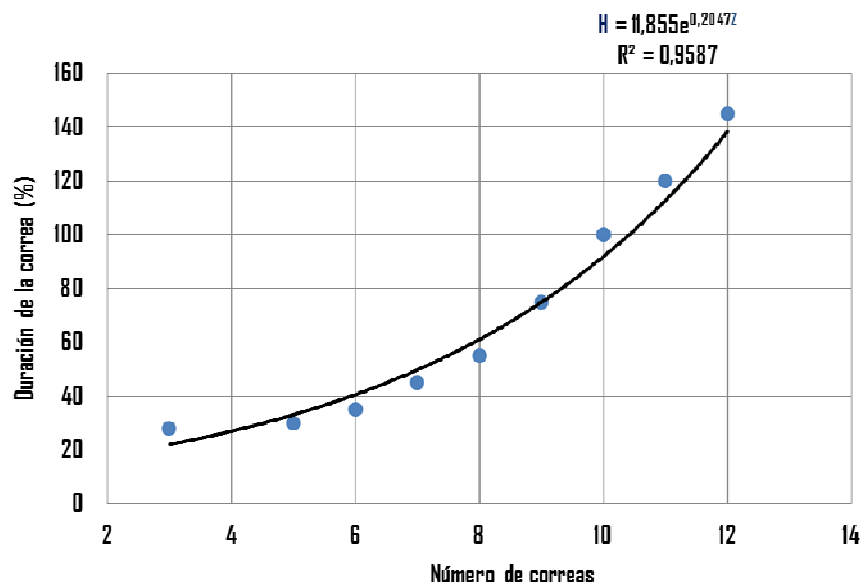


Figura 3.2. Duración de la correa según la cantidad de correa en la transmisión

### 3.4.12. Determinación de fuerza de tensado inicial de las correas

El cálculo de la fuerza de tensado inicial de las correas se realizó por la ecuación 2.25, sustituyendo en ellas los valores de la potencia a transmitir ( $N = 108 \text{ kW}$ ), el factor de servicio de la transmisión ( $f_s = 1,3$ ) para un servicio diario de 24 horas, la velocidad lineal de la correa ( $v = 22 \text{ m/s}$ ) y la masa por metros de correas ( $\rho = 0,668 \text{ kg/m}$ ). Por lo que si se sustituye los datos y los valores de acuerdo al material de manufactura de la correa, se obtiene que:

$$S_0 = 870 \text{ N}$$

Aunque se pudo determinar el valor de la fuerza de tensión inicial a través de expresiones de cálculo, es necesario destacar, que el mejor tensado inicial es aquel tensado mínimo con el cual la correa no desliza estando a plena carga la transmisión.

### 3.4.13. Cálculo de la duración de la correa

El cálculo de duración de las correas depende de muchos factores, de manera que realizar un cálculo real y objetivo de las horas que trabajará la correa sin deteriorarse no es posible. Son varios los factores que influyen es la duración de las correas, como pueden ser las condiciones de almacenamiento y de trabajo, la contaminación con grasa y agua, la rugosidad superficial de las ranuras y alineación de las poleas, vibraciones, tensiones y temperaturas entre otros.

#### 3.4.13.1. Cálculo según las fuerzas en la correa

La determinación de las fuerzas de flexión se realizó a partir de la ecuaciones 2.30 y 2.31, teniendo en cuenta la constante de flexión ( $C_b = 21561$ ), obtenida de la tabla 2.6 en función del perfil de correa seleccionado y los diámetros primitivos de las polea menor y mayor donde se flexiona la correa ( $d_1 = 355 \text{ mm}$  y  $d_2 = 394 \text{ mm}$ ), si se sustituyen los datos se obtiene que:

$$T_{\text{flex1}} = 1899 \text{ N}; T_{\text{flex2}} = 1624 \text{ N}$$

Por otro lado, la fuerza normal en la correa por efecto de la fuerza centrífuga se obtiene por la ecuación 2.29, donde se sustituyen la masa por metro de la correa y la velocidad de la correa y se obtiene que:



$$T_{fc} = 327,13 \text{ N}$$

Por último se determinaron las fuerzas a la entrada de cada polea en el ramal de carga a partir de las ecuaciones 2.27 y 2.28, teniendo en cuenta la influencia de todas las fuerzas anteriormente calculada que actúan en la transmisión, así como la característica de tracción de la correa resultando que:

$$T_1 = 3890 \text{ N}; \quad T_2 = 3615 \text{ N}$$

Finalmente se determinó el tiempo de vida útil de la correa a partir de la ecuación 2.26, teniendo en cuenta la mayor cantidad de factores y parámetros que ejerce marcada influencia sobre ella, resultando que:

$$H = 22\,120 \text{ horas}$$

La duración de la correa en la transmisión se toma sólo como un valor de referencia y siempre que supere la duración mínima recomendada ( $H_{\min} = 400 - 1500$  horas) será aceptable (Gonzales 2010). Haciendo una comparación con lo expresado anteriormente estamos en condiciones de aseverar que nuestra transmisión por correa trapezoidal tiene un diseño aceptable.

#### **3.4.13.2. Determinación de los esfuerzos normales**

El esfuerzo a causa del tensado estático de la correa se determinó a partir de la ecuación 2.32, teniendo en cuenta el área de la sección transversal de la correa ( $A = 480 \text{ mm}^2$ ) y la fuerza por tensado estático en una correa ( $S_0 = 841 \text{ N}$ ), si se sustituyen estos datos se obtiene que:

$$\sigma_0 = 1,7 \text{ MPa.}$$

Al comparar el valor que alcanzará el esfuerzo generado por el tensado estático de las correas, con el esfuerzo límite fijado ( $\sigma_{\text{olim}} = 1,2 \dots 1,8 \text{ MPa}$ ) para correas de perfil normal, este no lo supera, corroborando que no existe sobretensado durante el funcionamiento de la transmisión.

El resultado del cálculo de los otros esfuerzos que actúan en la correa aparece reflejado en la tabla 3.7.

Tabla. 3.7. Esfuerzos que actúan sobre la correa

| Tipo de esfuerzo                               | Ecuación | Simbología             | Resultado (MPa) |
|------------------------------------------------|----------|------------------------|-----------------|
| Esfuerzo por el efecto de la fuerza centrífuga | 2.33     | $\sigma_v$             | 0,613           |
| Esfuerzo por fuerza útil                       | 2.34     | $\sigma_p$             | 2,22            |
| Esfuerzo por flexión de la correa              | 2.35     | $\sigma_{flex}$        | 2,25            |
| Esfuerzos máximos                              | 2.36     | $\sigma_{m\acute{a}x}$ | 5,73            |

Los resultados de los esfuerzos máximos (ver tabla 3.6) que actúan sobre la polea no superan el límite de fatiga  $\sigma_{fat} = 9$  MPa, establecido para las correas trapezoidales, lo que permite sustentar que bajo condiciones normales de explotación, la transmisión trabajará por largo tiempo sin fallos debido a la rotura por la fatiga de la correa.

El cálculo de la vida de la correa se realizó por la ecuación 2.37 teniendo en cuenta todos los factores que la afectan o mejoran, se obtuvo que:

$$H = 10\,690 \text{ horas}$$

#### 3.4.14. Determinación del coeficiente de tracción

El cálculo del coeficiente de tracción de la correa se realizó por la ecuación 1.2, si se sustituyen la fuerza de útil en la correa ( $P = 1067$  N) y la fuerza de tensado inicial de la correa ( $S_0 = 870$  N), se obtiene que:

$$\varphi = 0,64$$

Este valor obtenido del coeficiente de tracción o empuje esta ligeramente por debajo del valor medio de los coeficiente de tracción o empuje ( $\varphi_0 = 0,7 \div 0,9$ ) para las correas trapeziales, correspondiente al máximo valor de la carga en condiciones de aprovechamiento racional de la correa. Este permite aseverar que la capacidad de tracción de la polea no se aprovecha del todo, pero la correa trabaja establemente y sin desgastarse excesivamente con rapidez.

### 3.5. Determinación de las dimensiones fundamentales de las poleas

En la tabla 3.8 se muestran las dimensiones principales para elaboración de las poleas, las mismas se obtuvieron del procedimiento de planteado en acápite 2.7 del capítulo anterior.

Tabla 3.8 Resultado del cálculo de las dimensiones de las poleas

| Dimensión              | Polea menor | Polea mayor |
|------------------------|-------------|-------------|
| Diámetro exterior (mm) | 371,2       | 410         |
| Diámetro interior (mm) | 331,2       | 370.2       |
| Anchura (mm)           | 233         |             |

A partir de los estos resultados reflejados en la tabla 3.7, se elaborados los bosquejos para los dibujos de las poleas para su posterior fabricación (ver anexos 1 y 2).

### 3.6. Comportamiento de las tensiones en la polea motriz

Para la realización de la simulación con el empleo del MEF se analizó la configuración, como se describió en el acápite 2.7, se obtuvo el modelo discretizado (figura 3.3) a partir de las características geométricas, las solicitaciones, y condiciones de frontera, además sin tener en cuenta la temperatura de trabajo.

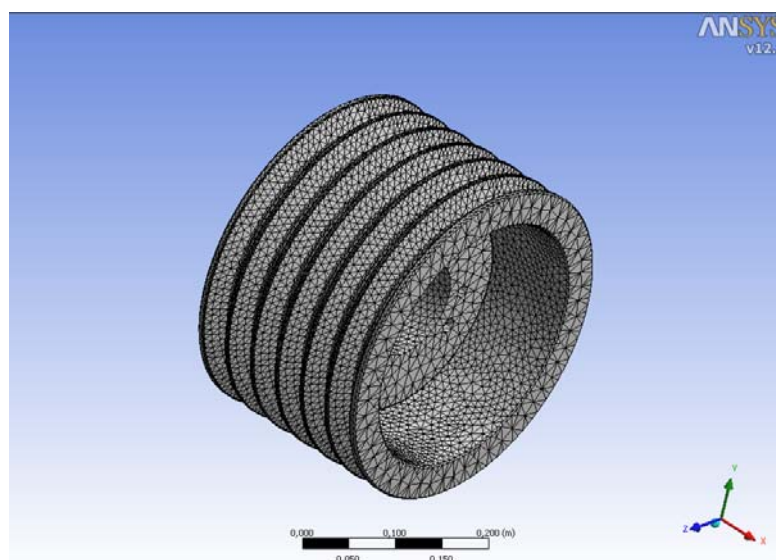


Figura 3.3 Polea acanalada discretizada y con cargas de torsión

Los resultados de la simulación por el método de elementos finitos corroboraron que para el caso de la polea acanalada, con diámetro primitivo  $d_1 = 355$  mm, cuando el tipo de correa trapecial de espesor  $h = 20$  mm que asegura que no toquen el fondo de las ranuras, las tensiones se localizan en los concentradores tecnológicos y alcanzan valores máximos (5 MPa) en las ranuras de la polea, como se muestra en la figura 3.4.

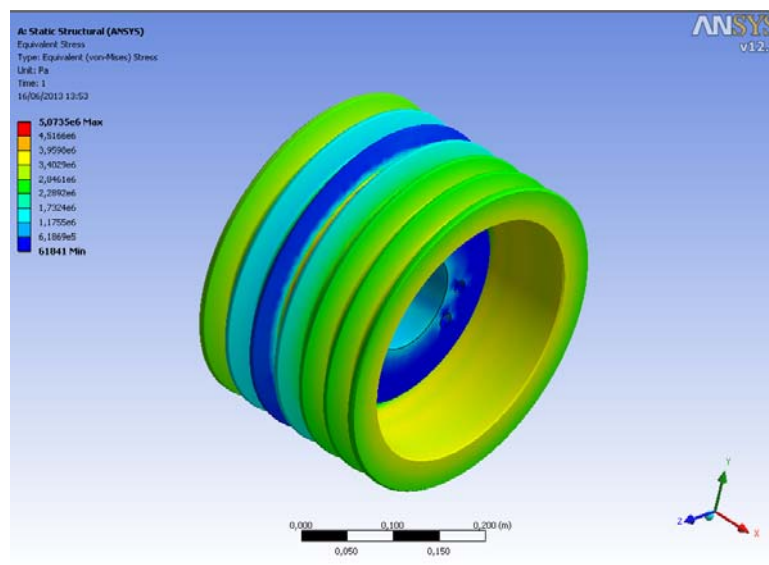


Figura 3.4. Distribución de tensiones en la polea acanalada con ranuras ( $h = 30$  mm)

Si se analizan los valores de deformaciones máximas alcanzadas ( $3,35 \times 10^{-6}$  m) que su localización se extiende en las ranuras de la polea, como se ilustra en la figura 3.5., permite afirmar que, durante el funcionamiento de la transmisión por correas se conservará la alineación entre las correas y las poleas de la misma.

A pesar que los resultados de la simulación son satisfactorio durante el funcionamiento de la transmisión se debe efectuar un equilibrado estático con la utilización de los casquillos de ajuste para la polea. Esto permitirá que las vibraciones que normalmente producen los ventiladores centrífugos no afecten de manera directa el funcionamiento de la correa.

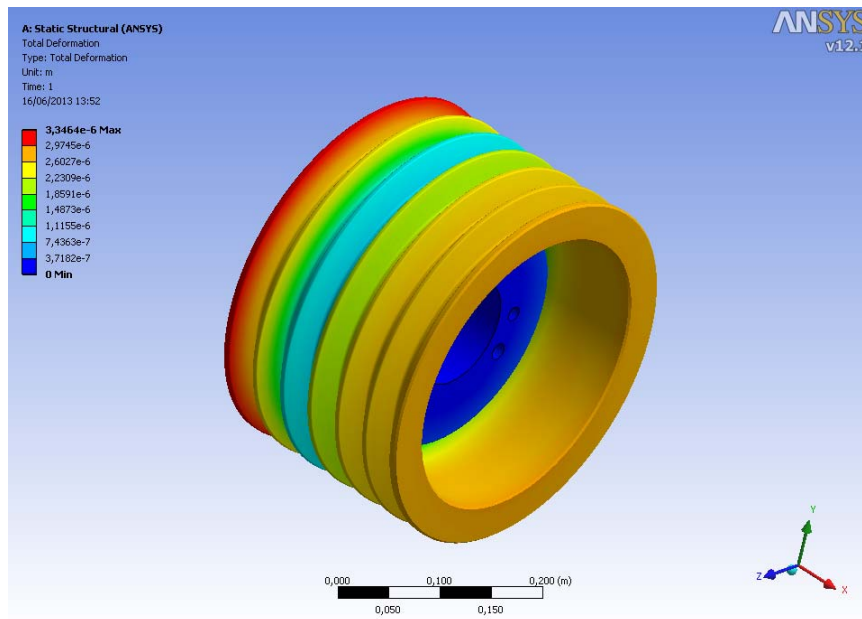


Figura 3.5. Distribución de deformaciones en la polea acanalada

### 3.7. Valoración de las incidencias ambientales, sociales y económicas

#### 3.7.1. Impacto social

En lo social se denotan aportes significativos la caracterización realizada en la presente investigación ha permitido trazar estrategias para reducir las roturas de los tubos, humanizar la labor de los operadores y mecánicos que están expuestos a las emisiones de polvos perjudiciales para la vida, mejoramiento de las condiciones higiénicas y las operaciones de mantenimiento debido a la reducción del número de intervenciones y los costos de explotación, así como la mejora en la rentabilidad de la empresa.

El ahorro de recursos monetarios, por concepto de rotura de los tramos V del transportador de minerales, permite destinar cuantiosos recursos para la compra de alimentos, medicamentos y otros materiales necesarios para el desarrollo social.

#### 3.7.2 Impacto medioambiental

Con la aplicación de los resultados del trabajo se puede obtener incremento del contenido de níquel por encima de un 90 % en el óxido sinterizado por cada tonelada envasada, lo que contribuye a una reducción de aproximadamente un 0,4 % en los niveles de polvos

contenidos en los gases y un 18 % en el reciclo de los finos de sinterizar, en el entorno laboral y hacia los barrios cercanos de la empresa, así como una disminución en los niveles de emanaciones contaminantes a la flora y fauna de las zonas colindantes. Todo ello debido a una mejor operación de las máquinas de sinterizar.

Se logra además una significativa disminución en el consumo de Diesel y materiales de operación, recursos con alto valor en el mercado internacional y, por ende, un uso más eficiente de los recursos naturales, así como la reducción en el consumo energético y el costo de transportación por el incremento de la productividad de las máquinas de sinterizar.

### **3.7.3 Determinación del efecto económico**

El rediseño de la transmisión por correa del accionamiento en los ventiladores de succión de las máquinas de sinterizar permite reducir los costos, asociados al consumo de Diesel, materiales de operación y de transportación, por otro lado se producen incrementos en la producción, relacionados con el incremento de la productividad de la obtención del sínter de níquel por cada tonelada envasada.

Cuando se incrementa la productividad por hora de las máquinas de sinterizar, la reducción del tiempo de explotación es de 3611 horas como promedio, para un incremento de 0,6 ton de níquel en cada una de ellas, lo que posibilitaría un ahorro de 132,27 CUC/hora. Según los precios actuales del producto en el mercado internacional, esto representa un ahorro, por costo de producción, por máquina, de 477 648,63 CUC/año. Si se tiene en cuenta que en la UEB Planta de Sínter se encuentran funcionando dos máquinas de sinterizar todo el año, la empresa dejará de incurrir en gasto de producción por un valor de 955 297,26 CUC/año.

### **3.8. Conclusiones del capítulo III**

- ✓ Se comparó la composición química de las muestras de material analizado, en este caso fundición gris, cumple con los estándares establecidos para este tipo de material, de acuerdo a las normas internacionales vigentes.
- ✓ Los resultados obtenidos confirman que el diseño de la transmisión por correas es correcto, además se alcanzan un valor de coeficiente de tracción  $\varphi_0 = 0,64$ , determinando un aprovechamiento educado y que para condiciones normales de operación con el funcionamiento racional de la transmisión puede lograrse una extensión de la vida útil de las correas.

## CONCLUSIONES GENERALES

1. Resultaron identificadas como principales exigencias tecnológicas y del proceso productivo, para un adecuado régimen de operación de los ventiladores de succión, disponer de una potencia en el accionamiento de 108 kW con una frecuencia de rotación de  $1180 \text{ min}^{-1}$  en el árbol del motor eléctrico. Además, que la transmisión por correa se hallará impuesta a un servicio diario de 24 horas, con condiciones de servicio a temperatura ambiental normal, sin influencia de aceites, agua o polvo; necesitando mantener una frecuencia de rotación en el árbol de los ventiladores de  $1050 \pm 15 \text{ min}^{-1}$ , bajo carga constante.
2. La aplicación de los criterios fundamentales para el cálculo de un accionamiento por correas trapeciales permitieron su rediseño con la determinación de los parámetros geométricos básicos y la verificación de los criterios de control, formalizado a partir de la selección de un motor eléctrico de potencia igual a 108 kW ( $n = 1180 \text{ min}^{-1}$ ) en condiciones normales de explotación.
3. En la simulación por el método de elementos finitos de la polea menor se confirma que las tensiones normales en las ranura de la polea acanalada alcanzan valores máximos de 5 MPa, con el diámetro primitivo seleccionado ( $d_1 = 355 \text{ mm}$ ), cuando se utiliza una correa trapecial de espesor  $h = 20 \text{ mm}$ , consiguiendo prevenir que la transmisión fallé por rotura de la correa en condiciones racionales de explotación.
4. Con la aplicación dentro del proceso productivo del accionamiento en los ventiladores centrífugos se lograr un incremento en la productividad de las máquinas de sinterizado con un impacto económico de 955 297,26 CUC/año.

## **RECOMENDACIONES**

- ✓ Generalizar los resultados de este trabajo en ventiladores de succión sometido a similares condiciones de explotación.
- ✓ Valorar en un futuro, la sustitución de la transmisión por correas trapezoidales clásicas por una de correas de perfil estrecho y alto rendimiento.



## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ABRAHAMSEN F. Energy optimal control of induction motor drives. Doctoral thesis. Aalborg, Denmark. February 2000. p. 224.
2. ACOLTZI A., H. Revisión de la normatividad en la aplicación de motores de inducción de eficiencia alta. Boletín IIE, marzo-abril del 2001
3. ARNTZ BELTING COMPANY LTD. - OPTIBELT CORPORATION. Manual técnico para transmisiones por correas trapeciales. Hoxter, Germany, 1984.
4. ARNTZ BELTING COMPANY LTD. - OPTIBELT CORPORATION. Manual técnico para transmisiones por correas trapeciales. Hoxter, Germany, 2008.
5. CHERKASSKI, V. M. Bombas, ventiladores y compresores. Ed. Mir, Moscú, 1985.
6. DOBROVOLSKI, V. Elementos de Máquinas, 3ª Edición, Ed. MIR, Moscú, 1990
7. DOMÍNGUEZ J., E. Selección de correas trapeciales de perfil estrecho. *Revista Arista Digital*. 3 (11). 127 – 144. 2011.
8. DUNLOP ARGENTINA S.A. Catálogo de correas de transmisión industrial. Argentina, 2006.
9. DURNOV, P. I. Bombas, ventiladores y compresores. Ed. Vicha Chkola. Kiev, Odesa, 1985.
10. EFEEC Motores Eléctricos S.A. Catalogo de motores eléctricos. Ciudad Habana, 2002.
11. GATES CORPORATION. Catálogo de transmisión de Potencia industrial Gates: Una amplia gama de productos Bélgica, 2010.
12. GATES CORPORATION. Manual de mantenimiento preventivo de correas y transmisiones industriales: Para un rendimiento duradero y óptimo. Bélgica, 2006.

13. GONZÁLEZ - REY G., Apuntes para el cálculo de transmisiones por correas en V. Edición elaborada para la Asignatura Componentes Mecánicos de la Maestría de Diseño Mecánico de la Facultad de Ingeniería Mecánica del Instituto Superior Politécnico José A. Echeverría (ISPJAE). Ciudad de la Habana, 1999.
14. GONZÁLEZ - REY G., GARCÍA - DOMÍNGUEZ M., E. Cálculo analítico de la potencia nominal en transmisión por correa dentada. *Ingeniería Mecánica*. 13 (2), 49 – 61. 2010.
15. GONZÁLEZ - REY G., GARCÍA - DOMÍNGUEZ M., E. Estimación analítica de la potencia mecánica nominal transmisible por correa trapecial. *Ingeniería Mecánica*. 1 (1), 63 – 79. 2010.
16. GONZÁLEZ A., R., RODRÍGUEZ G., I. Transmisiones mecánicas. Ediciones Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa. 1999.
17. GONZÁLEZ-REY., G. Valor racional de la tensión inicial de montaje en las correas trapeciales de transmisión de potencia. *Ingeniería Mecánica*. 3 (1), 37 – 44. 1998.
18. HELMUT, H. Economic Situation of Power Transmission Industry Sector, Report in the Annual Meeting of EUROTRANS, Rovaniemi, June, 2006,
19. KOSTOCHKIN, V. I. Ventiladores centrífugos. Ed. Machgiz. Moscú, 1951.
20. LEONHARD, W. Control of electrical drives. 2nd edition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1996.
21. MALIUK P., S. Factor de potencia en la producción. Editorial Oriente Santiago de Cuba. 1980.
22. MAYER, Omar E. Transmisión de Potencia Mecánica por Correas. Facultad de Ingeniería. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Buenos Aires. Argentina, 2005.
23. MILLAR, G. L. "Differences in synchronous belts". Plant Engineering. USA. November 7, 2002.

24. MORERA HERNÁNDEZ M. Accionamiento eléctrico automatizado. Ed. Pueblo y Educación, La Habana 1993. 207 P. ISBN 959-13-0177-4.
25. MOTT L. R. Diseño de elementos de máquinas. Cuarta Edición. Prentice Hall, México. 2006.
26. NC-ISO 5292:2009. Transmisiones por correas trapeciales. Cálculo de las potencias nominales, Oficina Nacional de Normalización, Ciudad de La Habana, Cuba, 2009.
27. NIEMANN, G. Elementos de Máquinas Ed. Labor, S.A. Barcelona, España, 1987.
28. NIEMANN, G. Tratado teórico práctico de elementos de Máquinas. Ed. Labor S.A. Barcelona, España, 1967.
29. OBERG, E. Y OTROS. Machinery's Handbook. Ed. Christopher J. MCCAULEY. 27 Ed. New York. Industrial Press Inc., 2004.
30. RESHETOV, D. Elementos de Máquinas Ed. pueblo y educación .Cuba. 1987.
31. RESHETOV, D. Elementos de Máquinas Ed. pueblo y educación .Cuba. 1986.
32. Rivero L, G. Determinación del factor de contacto entre los flancos del engranaje por tornillo sinfín con perfil derivado de cono. Dr. Ing. Luis Martínez Delgado (tutor). Tesis en opción a título de Doctor en Ciencias Técnicas. Facultad de Ingeniería Mecánica. CUJAE. Ciudad de la Habana, 2002.
33. ROJAS PURÓN L. D. Accionamiento eléctrico asincrónico para transporte eficiente de pulpa laterítica. Tesis Doctorado en Ciencias Técnicas. CUJAE- ISMMM. 2006
34. SCHNEIDER ELECTRIC ESPAÑA, S.A. Manual electrotécnico: Tecnologías de control industrial. Ed. Pl. Dr. Letamendi, Barcelona, 1999.
35. SHIGLEY, J., E. El proyecto en Ingeniería Mecánica. Edición Revolucionaria. La Habana, 1969.
36. SHIGLEY, J., E. Shigley's Mechanical Engineering Design. 8va. Ed. S.I. McGraw-Hill Education, EUA, 2008.

37. SHIGLEY, J.; MISHKE, C. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5ta. Edición. Ed. McGraw-Hill Interamericana, México, 1990.
38. SIERRA PÉREZ R. J. Análisis de la explotación de los equipos de transportación de grava y arena en la industria de materiales de construcción de Moa. Revista Minería y Geología. Moa. Holguín. Cuba. 1-71-82. 1987.
39. THE GATES RUBBER CORPORATION. Heavy Duty V-Belt Drive Manual, Technical catalogue 14995A-3/93, p. 132, Colorado, USA, 1993.
40. THE GOODYEAR CORPORATION. V-Belt Engineering and Design Manual, Technical Catalogue 575100-6/86, p.138, Nebraska, USA, 1986.
41. Wegst, C.: Key to Steel, Marbach: Wegst GmbH, 1995.
42. ZAYAS F., E. y otros. Tecnologías de fabricación y tecnología de máquinas: Cálculo de una transmisión por correa trapecial. Departamento Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Catalunya. España, 2008.

## **ANEXOS**



