



UNIVERSIDAD VERACRUZANA

INSTITUTO DE INGENIERIA

**“DISEÑO DE UNA MAQUINA
DE BALANCEO DINÁMICO DE
ROTORES CON CAPACIDAD DE
1000 KG”**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE

**MAESTRO EN
INGENIERÍA MECÁNICA**

PRESENTA

ING. EZEQUIEL SÁNCHEZ SANTIAGO.

H. VERACRUZ, VER

DICIEMBRE 2000

Tesis de Maestría



UNIVERSIDAD VERACRUZANA INSTITUTO DE INGENIERIA

H. Veracruz, Ver., a 21 de Noviembre del 2000
DI412/00

Al Candidato al Grado
ING. EZEQUIEL SANCHEZ SANTIAGO
PRESENTE:

En atención a su solicitud relativa, me es grato transcribir a usted a continuación el tema que aprobado por esta Dirección propuso el Dr. Alfonso C. García Reynoso para que lo desarrolle como tesis, para obtener el Grado de Maestro en Ingeniería Mecánica:

TEMA:

"DISEÑO DE UNA MAQUINA DE BALANCEO DINAMICO DE ROTORES CON CAPACIDAD DE 1000 KG."

- I .- Análisis de vibraciones en máquinas rotatorias
 - II .- Selección del sistema de suspensión para la máquina de balanceo
 - III .- Diseño de los elementos del sistema de suspensión para la máquina de balanceo
 - IV .- Detalles técnicos adicionales de la máquina de balanceo
 - V .- Conclusiones
- Bibliografía consultada

Sin otro particular, me es grato quedar de Usted como su atento y seguro servidor.

ATENTAMENTE

"LIS DE VERACRUZ: ARTE, CIENCIA, LUZ"



DR. ENRIQUE A. MORALES GONZALEZ
DIRECTOR

EMG/apm*

Prólogo

El diseño mecánico es el arte de perfeccionar una máquina para que cumpla un propósito específico. En general, una máquina consiste de una combinación de distintos elementos mecánicos diseñados apropiadamente y dispuesto para trabajar juntos, como un todo.

Durante la planeación de una máquina, se deben tomar decisiones importantes en lo que concierne a las cargas, elementos que lo componen y la correcta utilización de las propiedades de la ingeniería de materiales.

La parte económica en la mayoría de las veces es primordial en el diseño mecánico. En el costo del diseño, en la manufactura de los elementos, en la instalación y el costo del servicio son algunos. Se incorporan también la seguridad y el aspecto ergonómico.

Así, nuestro objetivo es diseñar una máquina que funcione apropiadamente durante un tiempo de vida razonable al mismo tiempo, deberá ser económicamente factible su operación, mantenimiento y además, ser poco robusta.

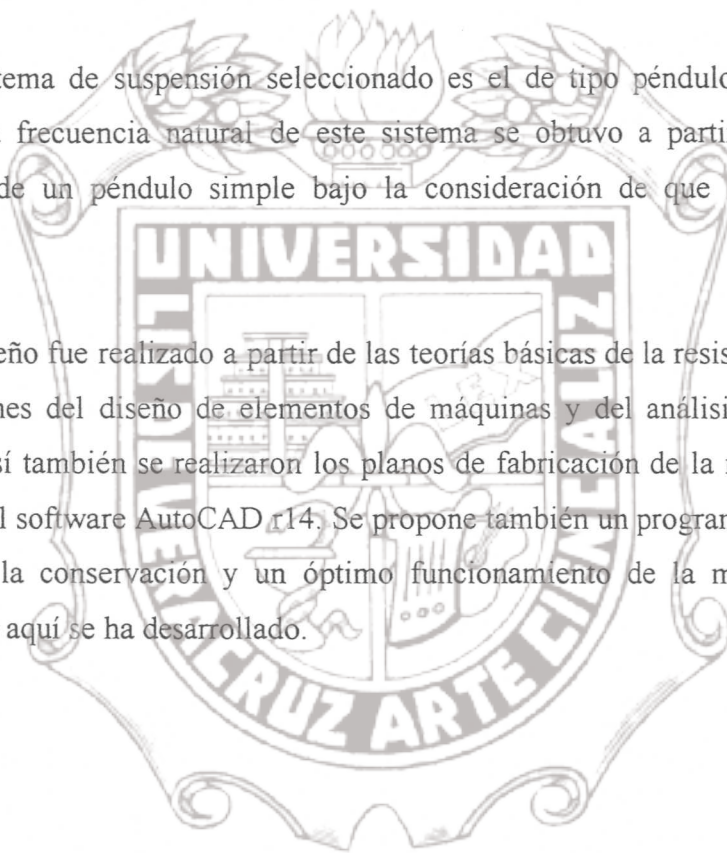
Con estos conceptos y teniendo claro que para realizar una investigación se requiere de tiempo y esfuerzo he emprendido la tarea de diseñar y construir una máquina de balanceo dinámico de rotores con capacidad de 1000 Kg.

Resumen

Se describe el diseño de una máquina de balanceo que tiene la función de soportar y amplificar los movimientos oscilatorios de rotores de hasta 1000 Kg. por medio de apoyos flexibles, en donde al rotor desbalanceado se le imprimirá velocidad mediante transmisión por banda.

El sistema de suspensión seleccionado es el de tipo péndulo, el modelo para el cálculo de la frecuencia natural de este sistema se obtuvo a partir de la ecuación de movimiento de un péndulo simple bajo la consideración de que las oscilaciones son pequeñas.

El diseño fue realizado a partir de las teorías básicas de la resistencia de materiales, las aplicaciones del diseño de elementos de máquinas y del análisis de las vibraciones mecánicas, así también se realizaron los planos de fabricación de la máquina mediante la utilización del software AutoCAD r14. Se propone también un programa de mantenimiento que permita la conservación y un óptimo funcionamiento de la máquina de balanceo dinámico que aquí se ha desarrollado.

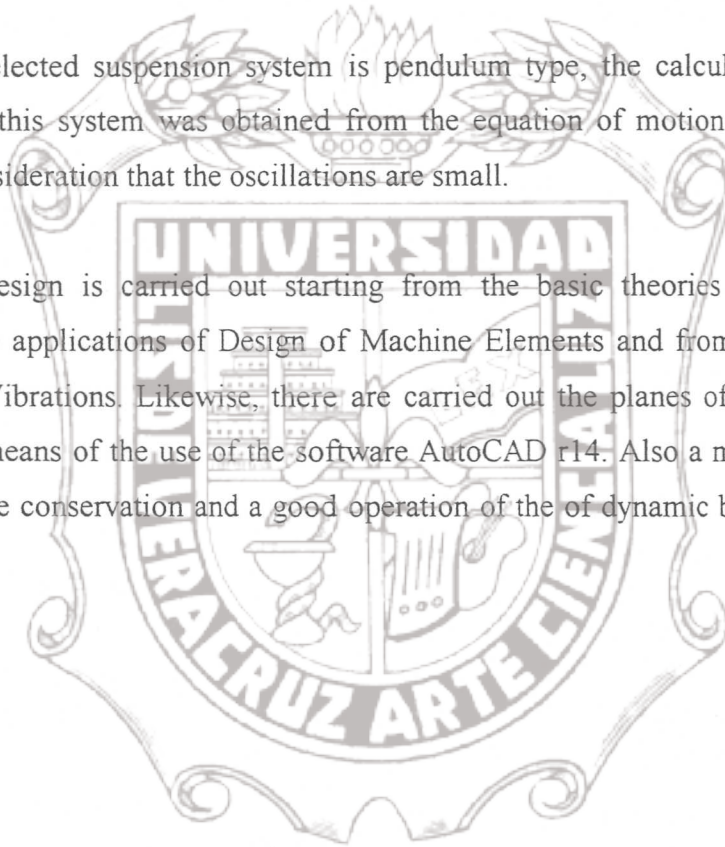


Abstract

The design dynamic of a balancing machine that has the function of supporting and amplifying the oscillatory movements of rotors of up to 1000 Kg. by means of flexible supports is described. Rotatory motion of unbalanced rotor is obtained through a flexible belt.

The selected suspension system is pendulum type, the calculation of the natural frequency of this system was obtained from the equation of motion a simple pendulum under the consideration that the oscillations are small.

The design is carried out starting from the basic theories of the Strength of Materials, the applications of Design of Machine Elements and from the analysis of the Mechanical Vibrations. Likewise, there are carried out the planes of manufacture of the machine by means of the use of the software AutoCAD r14. Also a maintenance program that allows the conservation and a good operation of the of dynamic balancing machine is proposed.



Índice

	Página
Prólogo	i
Resumen	ii
Abstract	iii
Índice	iv
Agradecimientos	vii
Dedicatorias	viii
Introducción	1
1. Antecedentes del proyecto	1
2. Alcance	2
3. La máquina de balanceo de 1000 Kg.	2
1. Análisis de vibraciones en máquinas rotatorias	4
1.1 Introducción. La vibración mecánica	4
1.2 Movimiento oscilatorio	5
1.2.1 Movimiento armónico	6
1.2.2 Movimiento periódico	7
1.3 Modelo matemático del rotor desbalanceado	10
1.3.1 Introducción	10
1.3.2 Vibración forzada	10
1.3.3 Amplitud	13
1.3.4 Transmisibilidad	14
1.4 Determinación de la fuerza centrífuga máxima	15
1.5 Desbalance rotatorio	18
1.5.1 Desbalance estático	19
1.5.2 Desbalance dinámico	19



Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

	Página
2. Selección del sistema de suspensión para la máquina de balanceo	21
2.1 Introducción	21
2.2 Características de los sistemas de suspensión	21
2.2.1 Selección del sistema de suspensión	22
2.3 Consideraciones para el modelo de la dinámica de suspensión pendular	24
2.4 La máquina de balanceo dinámico	26
2.4.1 Especificaciones de la máquina de balanceo	29
2.4.2 Descripción del modelo de la máquina de balanceo	30
3. Diseño de los elementos del sistema de suspensión para la máquina de balanceo	32
3.1 Introducción	32
3.2 Diseño del elemento péndulo	33
3.3 Diseño de la placa soporte inferior	38
3.4 Diseño de la placa soporte superior	44
3.5 Diseño de la barra soporte	46
3.6 Selección de los rodamientos para el sistema de suspensión pendular	50
3.7 Eje de rodamientos para los péndulos	54
4. Detalles técnicos adicionales de la máquina de balanceo	57
4.1 Sistema de transmisión	57
4.2 Sistema de apoyos	60
4.3 Mantenimiento de la máquina de balanceo	62
4.3.1 Introducción	62
4.3.2 Mantenimiento predictivo y preventivo para la máquina de balanceo	62
4.4 Planos de fabricación	65

Conclusiones	68
Bibliografía citada	70
Bibliografía consultada	72
Apéndice	73



Agradecimientos

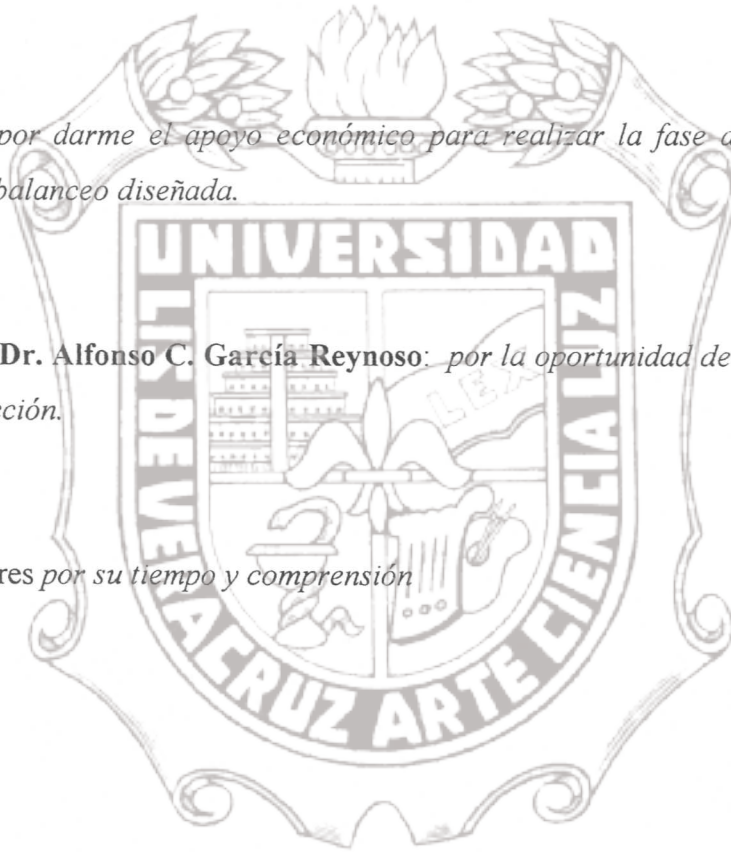
A la **Facultad de Ingeniería** de la Universidad Veracruzana, al **Instituto de Ingeniería** de la Universidad Veracruzana, y al **Instituto Tecnológico de Minatitlán**.

Por proporcionarme la formación académica y profesional.

Al **Cosnet**: *por darme el apoyo económico para realizar la fase de construcción de la maquina de balanceo diseñada.*

A mi asesor **Dr. Alfonso C. García Reynoso**: *por la oportunidad de desarrollar esta tesis bajo su dirección.*

A mis revisores *por su tiempo y comprensión*



Dedicatorias

A mis padres: **Ezequiel [+]** y **Estela**, *por darme la vida y porque todos mis grandes logros se los deberé siempre.*

A mi esposa: **Coral**, *por ser el amor de mi vida.*

A mis hijas: **Sinaí** y **Maczilh**, *por que mi existencia sin ustedes no tendría razón de ser.*

A mis hermanos: **Francisco**, **Patricia**, **Virginia** y **Julio**.

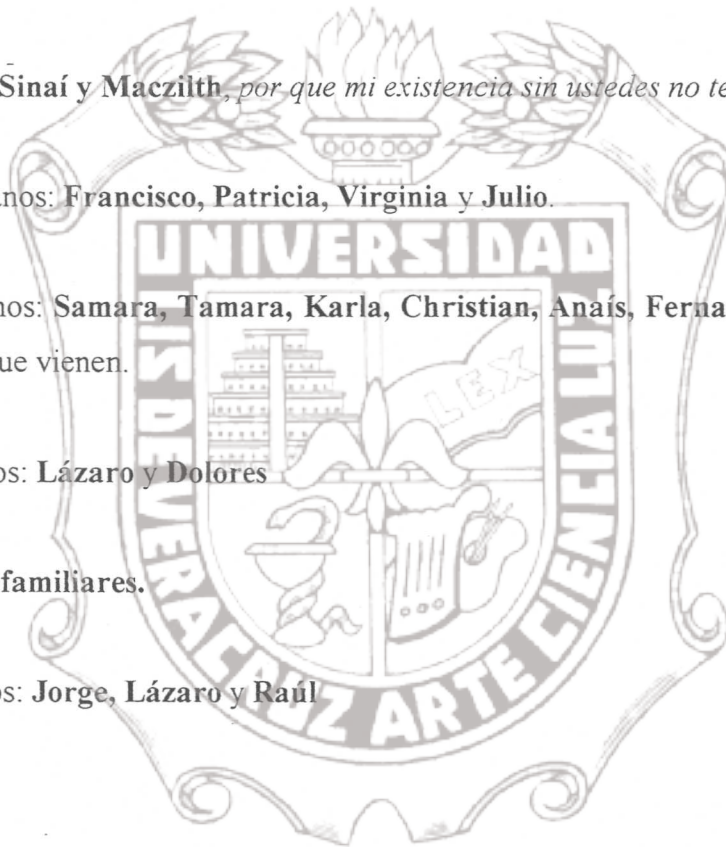
A mis sobrinos: **Samara**, **Tamara**, **Karla**, **Christian**, **Anaís**, **Fernanda**, **Adriana**, **Tania**, **Elías** y los que vienen.

A mis suegros: **Lázaro** y **Dolores**

A todos mis familiares.

A mis amigos: **Jorge**, **Lázaro** y **Raúl**

A Dios.



Introducción

1. Antecedentes del proyecto.

Un proyecto surge como una opción para satisfacer una necesidad dentro de un área determinada, debiendo cumplir los requisitos:

- 1) Crear algo nuevo, a través de la concepción de una idea, (casi siempre proviene de una necesidad real)
- 2) Diseñar a partir de un sustituto, lo que ya existe pero considerando los costos
- 3) Desarrollar un sustitutor que tenga ventajas en relación a los que existen en el mercado.

Este proyecto cubre una *necesidad*.

Es una *opción*, porque en el corredor industrial de la región sur del estado de Veracruz donde está ubicado el Instituto Tecnológico de Minatitlán, el balanceo de máquinas rotatorias es de suma importancia y existen prestadores de éste servicio que son pocos y además, no cuentan con un equipo completo de vibraciones mecánicas y las industrias que cuentan con su propio departamento de balanceo son escasas.

Con esta máquina se pretende ofrecer un servicio a aquellas empresas que así lo requieran con una máquina confiable y a un costo menor.

Es una *necesidad*, porque en la actualidad, el instituto Tecnológico de Minatitlán no cuenta con una máquina de balanceo dinámico y el egresado se encuentra en desventaja al abordar problemas que implique balanceo mecánico. Con esta propuesta de diseño se podrán realizar prácticas de laboratorio que impliquen vibraciones, desarrollar trabajos para residencias y tesis profesionales para contribuir a que la formación profesional del alumno esté acorde a las necesidades del entorno.

2. Alcance.

El alcance consiste de dos etapas:

1ª Diseñar y analizar los elementos de máquina necesarios para llevar al cabo el balanceo dinámico de rotores con capacidad máxima de 1 Tonelada.

2ª Construcción e implementación de la máquina en el laboratorio de ingeniería electromecánica del I. T. M.

3. La máquina de balanceo de 1000 Kg.

Conceptualmente podemos definir a la máquina de balanceo como un conjunto estructural capaz de incrementar el efecto de las fuerzas fluctuantes indeseables debidas al desbalance rotatorio, la fuerza centrífuga máxima que provoca este desbalance es calculado en el capítulo 1. La máquina que se ha diseñado en este trabajo, corresponde al tipo de máquinas de aplicación industrial general, con posición del rotor en forma horizontal y empleando rodamientos para el sistema soporte[6].

El tipo de suspensión elegido es el de tipo pendular cuyo análisis se presenta en el capítulo 2.

En el capítulo 3 se diseñan los componentes mecánicos del sistema de suspensión pendular bajo la condición más crítica que corresponde al peso máximo del rotor de 1000 Kilogramos a una velocidad de 1800 r.p.m., considerando un desbalance severo de 20 veces el límite de la tolerancia.

En el capítulo 4, se presentan los detalles técnicos en cuanto a la selección del sistema de transmisión empleado, un análisis de los sistemas de apoyos y un programa de mantenimiento que se debe de efectuar a la máquina de balanceo propuesta.

Las especificaciones de la máquina cubren la gama de características físicas de los sistemas mecánicos, de apoyo, de suspensión y de transmisión de manera que satisface los requerimientos de operación, calidad técnica y utilidad práctica en el campo del balanceo dinámico.

Mi agradecimiento al **Cosnet** por el financiamiento de este proyecto en las dos etapas: El *diseño* y la *construcción* de la máquina.



1. Análisis de vibraciones en máquinas rotatorias

1.1 Introducción. La vibración mecánica.

La vibración mecánica es inherente a todas las máquinas debido al movimiento de sus partes individuales que oscilan o giran. Cuando las fuerzas sobre las piezas individuales son tales que el desplazamiento del centro de masa de la pieza oscila o cambia periódicamente, se dice que *vibra*.

Teóricamente, un rotor con centro de masa en el eje de rotación y siendo este un eje principal de inercia, no vibra. Sin embargo, si el centro de masa del rotor está incluso ligeramente excéntrico con su eje de rotación, existe vibración. El centro de masa se mueve sobre una trayectoria circular con desplazamientos según los ejes coordenados que tienen movimiento armónico simple.

En general, la condición de un rotor se determina midiendo las características de su vibración. Las más importantes son:

- Frecuencia
- Desplazamiento
- Velocidad
- Aceleración
- Fase
- Energía de impulsos

Se muestra en la figura 1.1 algunas de estas características.

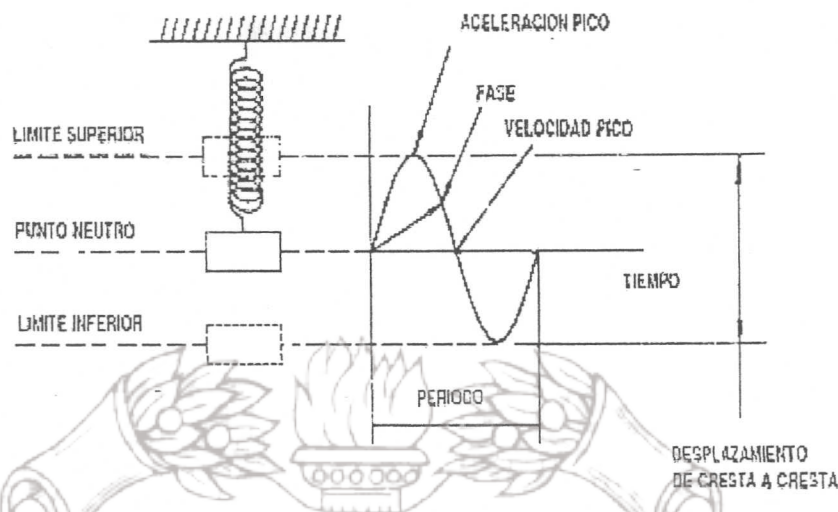


Figura 1.1 Características de la vibración

En este capítulo estudiaremos la teoría de la vibración señalando los factores más importantes que inciden en las máquinas rotatorias, tomando en consideración su conducta oscilatoria.

1.2 Movimiento oscilatorio.

La oscilación es el movimiento de un cuerpo en forma alternada de un lado al otro de su posición de equilibrio [3].

El estudio de las vibraciones se refiere a los movimientos oscilatorios de los cuerpos y a las fuerzas asociadas con ellos. Todos los cuerpos que poseen masa y elasticidad son capaces de vibrar. La mayoría de las máquinas rotatorias experimentan vibración hasta cierto grado.

Hay dos clases generales de vibraciones, a saber, las vibraciones libres y las vibraciones forzadas. La *vibración libre* se da cuando el movimiento es mantenido por las fuerzas de restitución, esto es, ocurre cuando un sistema oscila bajo la acción de fuerzas inherentes al sistema mismo y no existen fuerzas externas actuando sobre él, el sistema bajo vibración libre vibrará a una o más de sus frecuencias naturales, las cuales son propiedades

del sistema dinámico que dependen de su distribución de masa y rigidez. *La vibración forzada* existe cuando se aplica una fuerza externa al sistema. El movimiento resultante en el sistema, tenderá a vibrar en su propia frecuencia natural y en el de la frecuencia de la fuerza de excitación (fuerza externa).

Cuando la excitación es oscilatoria, el sistema es obligado a vibrar a la frecuencia de excitación. Si ésta coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, se produce el fenómeno conocido como *resonancia* y ocurren oscilaciones peligrosamente grandes. Así, el cálculo de las frecuencias naturales es de importancia capital en el estudio de las vibraciones. Es importante mencionar también que todos los sistemas vibratorios están sometidos a cierto grado de *amortiguamiento* puesto que la energía de la vibración se disipa por fricción y por otras resistencias. Si el amortiguamiento es pequeño, tiene escasa influencia sobre las frecuencias naturales del sistema y, por consiguiente, los cálculos de las frecuencias naturales se hacen ignorando el amortiguamiento. Por otra parte, el amortiguamiento es de gran importancia como limitador de la amplitud de la oscilación en resonancia [16].

1.2.1 Movimiento armónico.

El movimiento armónico se repite a sí mismo regularmente como el caso de un balancín de reloj o, la vibración puede ser muy irregular, como en el caso de movimientos sísmicos. El movimiento armónico es la forma más simple de movimiento periódico y se representa mediante una función seno o coseno. Generalmente se representa por medio de la proyección, sobre un diámetro, de un vector giratorio, conforme se mueve alrededor de un círculo con una rapidez angular constante ω , como se muestra en la figura 1.2.

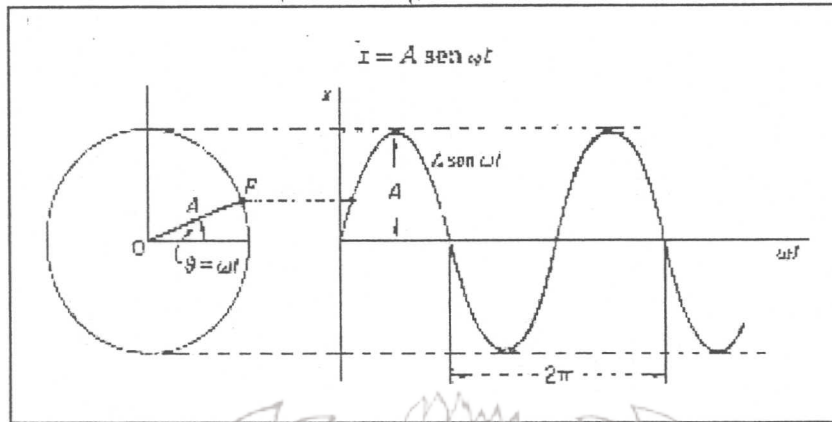


Figura 1.2 Movimiento armónico como proyección de un punto que se mueve en una circunferencia

Las ecuaciones que registran este tipo de movimiento son:

$$x = X \text{sen } \omega t \tag{1.1}$$

$$\dot{x} = \omega X \text{cos } \omega t = \omega X \text{sen}(\omega t + \pi/2) \tag{1.2}$$

$$\ddot{x} = -\omega^2 X \text{sen } \omega t = \omega^2 X \text{sen}(\omega t + \pi) \tag{1.3}$$

donde:

x , \dot{x} y \ddot{x} son el desplazamiento, la velocidad y la aceleración respectiva de este tipo de movimiento.

1.2.2 Movimiento periódico.

Es frecuente que se representen vibraciones de diferentes frecuencias simultáneamente. Por ejemplo, la vibración de una cuerda de violín está compuesta de la frecuencia fundamental f y de todas sus armónicas $2f$, $3f$, etc. Otro ejemplo es la vibración libre de un sistema de varios grados de libertad, a la cual contribuyen las vibraciones de cada frecuencia natural. Tales vibraciones se manifiestan en una forma compleja que se repite periódicamente, como se muestra en la figura 1.3.

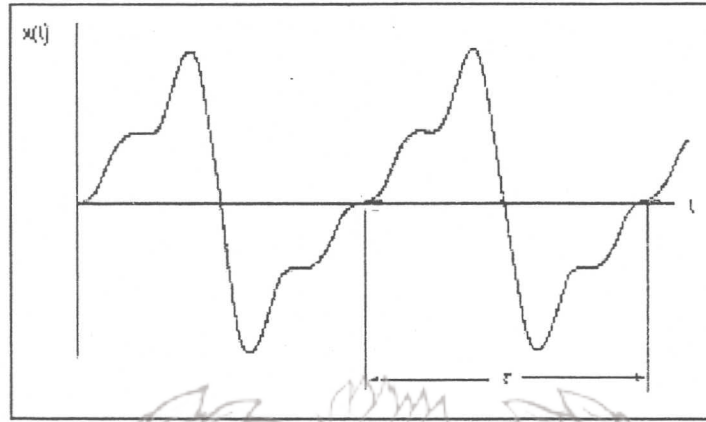


Figura 1.3 Movimiento periódico de periodo τ

Cualquier movimiento de este tipo puede representarse por medio de series de senos y cosenos, relacionados armónicamente[16].

Si $x(t)$ es una función periódica de periodo τ , se le representa por medio de una serie de Fourier.

$$x(t) = \frac{a}{2} + a_1 \cos \omega_1 t + a_2 \cos \omega_2 t + \dots b_1 \text{sen } \omega_1 t + b_2 \text{sen } \omega_2 t + \dots \quad (1.4)$$

en donde

$$\omega_1 = \frac{2\pi}{\tau} \quad \text{y} \quad \omega_n = n\omega_1$$

y los coeficientes a_n y b_n son:

$$a_n = \frac{2}{\tau} \int_{-\frac{\tau}{2}}^{\frac{\tau}{2}} x(t) \cos \omega_n t dt$$

$$b_n = \frac{2}{\tau} \int_{-\frac{\tau}{2}}^{\frac{\tau}{2}} x(t) \text{sen } \omega_n t dt \quad (1.5)$$

La serie de Fourier puede también representarse en términos de la función exponencial:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{1}{2}(a_n - ib_n)e^{i\omega_n t} + \frac{1}{2}(a_n + ib_n)e^{-i\omega_n t} \right] \quad (1.6)$$

$$= \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} [c_n e^{i\omega_n t} + c_n^* e^{-i\omega_n t}] = \sum_{n=-\infty}^{\infty} c_n e^{i\omega_n t}$$

en donde

$$c_0 = \frac{1}{2} a_0 \quad \text{y} \quad c_n = \frac{1}{2} (a_n - ib_n) \quad (1.7)$$

Como los coeficientes de la serie de Fourier se grafican contra la frecuencia ω_n , el resultado es una serie de líneas discretas que constituye el llamado *espectro de Fourier*.

Generalmente se grafican el valor absoluto $|2c_n| = \sqrt{a_n^2 + b_n^2}$ y la fase $\phi = \tan^{-1} b_n / a_n$. Se muestra un ejemplo en la figura 1.4.

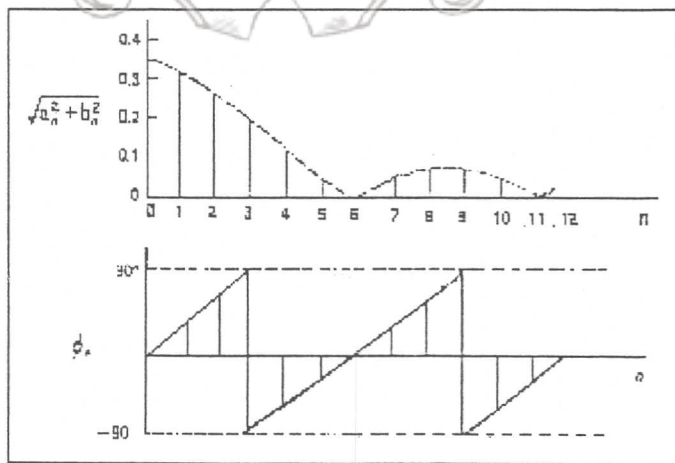


Figura 1.4 Espectro de Fourier

1.3 Modelo matemático del rotor desbalanceado.

1.3.1 Introducción.

Las fuerzas externas que excitan el movimiento vibratorio se originan a menudo por el desbalance en la rotación. Tal desbalance en la rotación existe si el centro de masa del cuerpo rígido rotatorio y el centro de rotación no coinciden. Analizaremos el modelo de un rotor desbalanceado en forma de disco bajo el movimiento de vibración forzada considerando las siguientes restricciones: a) el rotor es un cuerpo rígido, b) el sistema se analiza con un grado de libertad, c) se considera una amortiguación lineal despreciable ya que influye sobre la transmisibilidad y d) se requiere una transmisibilidad pequeña.

1.3.2 Vibración forzada.

La figura 1.5 muestra una máquina desbalanceada en reposo sobre un montaje y supondremos que el rotor está girando a una velocidad constante de ω rad/seg y que la masa desbalanceada m está localizada a una distancia r del centro de rotación. La masa desbalanceada producirá una fuerza centrífuga de magnitud $m\omega^2 r$.

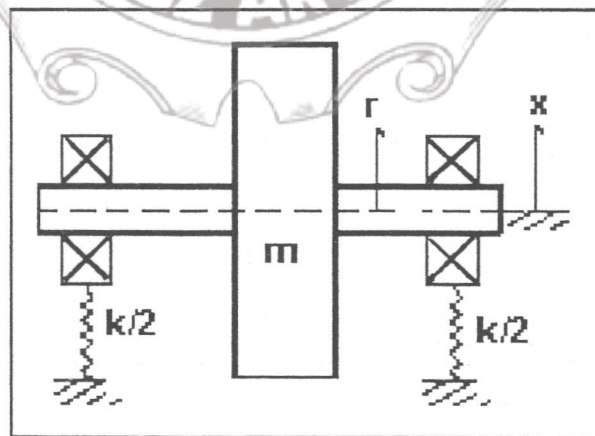


Figura 1.5 Sistema de un grado de libertad de un rotor corto

Para el análisis de este modelo supondremos que el movimiento está limitado a la dirección vertical solamente, aun cuando el desbalance en la rotación produzca la componente horizontal de la fuerza. Supondremos también que la componente vertical de esta fuerza es armónica, $m\omega^2 r \sin \omega t$, actúa sobre los cojinetes y es transmitida a la cimentación, causando de ese modo que la máquina vibre excesivamente. En el capítulo 2 esta fuerza se tomará como dato para el diseño del sistema de suspensión de la máquina de balanceo.

Si x representa el desplazamiento de la masa no rotante ($M-m$), desde la posición de equilibrio, el desplazamiento de m es $x + r \sin \omega t$. Entonces, la ecuación de movimiento del modelo para el caso de cero amortiguamiento es

$$(M-m)x'' + m \frac{d^2}{dt^2} (x + r \sin \omega t) = -kx$$

y arreglando

$$x'' + \frac{k}{M} x = \frac{F_0}{M} \sin \omega t \tag{1.8}$$

donde

$$F_0 = m r \omega^2$$

Tomando la transformada de Laplace y las condiciones iniciales $x(0) = 0$ y $x'(0) = 0$, se tiene

$$\left(s^2 + \frac{k}{M} \right) X(s) = \frac{F_0}{M} \frac{\omega}{s^2 + \omega^2}$$

Resolviendo para $X(s)$,

$$X(s) = \frac{F_0}{M} \frac{\omega}{s^2 + \omega^2} \frac{1}{s^2 + \left(\frac{k}{M} \right)}$$

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

$$= \frac{-F_0 \omega \sqrt{M/k}}{k - M\omega^2} \frac{\sqrt{k/M}}{s^2 + (k/M)} + \frac{F_0}{k - M\omega^2} \frac{\omega}{s^2 + \omega^2}$$

Aplicando la transformada inversa tenemos

$$x(t) = -\frac{F_0 \omega \sqrt{M/k}}{k - M\omega^2} \text{sen} \cdot \frac{k/M}{\omega} t + \frac{F_0}{k - M\omega^2} \text{sen} \omega t \quad (1.9)$$

El primer término nos da la vibración armónica que tiene frecuencia circular

$$\omega_n = \sqrt{k/M}$$

y el segundo término tiene una frecuencia circular ω de la fuerza perturbadora. Por experiencia se sabe que la vibración armónica con frecuencia natural ω_n gradualmente llega a apagarse debido al amortiguamiento inherente del sistema, en consecuencia, $x = X \text{sen} \omega t$ que es la solución particular de la ecuación 1.9 se acepta como la solución de estado estable. X es la amplitud de la vibración forzada y es igual

$$X = \frac{F_0 M}{(k/M) - \omega^2} \quad (1.10)$$

Es de primordial interés el desplazamiento máximo de la vibración dada por X en la ecuación anterior que muestra que cuando $\omega_n^2 = k/M$, el máximo desplazamiento tiende valores infinitos debido a que el denominador se hace cero. Este es un caso que se debe evitar en el diseño ya que un desplazamiento infinito provocaría sacudimiento extremo o esfuerzo de rompimiento, por lo cual en este trabajo escogeremos los valores de ω_n , k y M de tal manera que se eviten las condiciones antes mencionadas.

1.3.3 Amplitud.

La ecuación 1.10 se puede escribir

$$X = \frac{mr(\omega/\omega_n)^2}{M \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]} \quad (1.11)$$

La ecuación 1.11 aparece graficada en la figura 1.6 como Xm/mr que se llama factor de amplificación. Como se puede ver, se muestra una situación crítica en $\omega/\omega_n = 1.0$ en que la amplitud se hace infinita en tanto que la amplitud de vibración se hace más pequeña en $\omega/\omega_n = 0$. También de la ecuación 1.11 se observa que los valores de la ordenada son negativos para cuando $\omega > \omega_n$ que indica que el desplazamiento X esta fuera de fase 180°

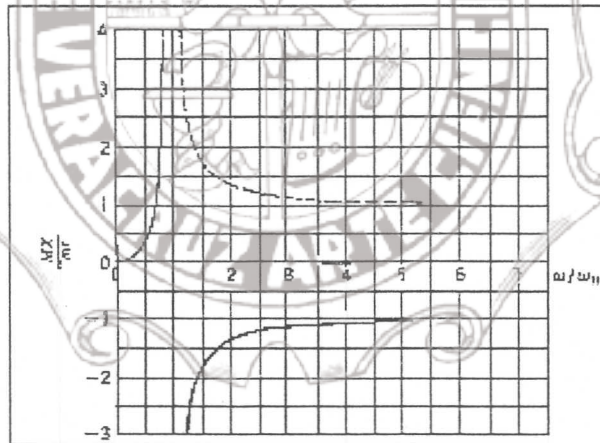


Figura 1.6 Relación de ω/ω_n contra amplitud

con respecto a $F_0 = mr\omega^2$. Sin embargo, ya que solamente es importante la magnitud de la amplitud, también se puede mostrar la curva con ordenadas positivas para los valores de $\omega/\omega_n < 1.0$.

1.3.4 Transmisibilidad.

Las fuerzas vibratorias generadas por las máquinas rotatorias son a menudo inevitables; sin embargo, su efecto en un sistema dinámico puede reducirse sustancialmente mediante resortes diseñados apropiadamente, llamados aisladores. La vibración que se origina en la máquina se transmite al piso a través del resorte. En consecuencia, el piso está sujeto a una vibración forzada en que la función de excitación es la fuerza del resorte que periódicamente cambia de dirección $kx = kX \sin \omega t$. A su vez, la vibración del piso provoca perturbaciones en otras máquinas.

La máxima fuerza transmitida a través de los resortes durante un ciclo de vibración es $F_{tr} = kX$. Es posible diseñar los resortes tales que F_{tr} sea cercana a cero, caso en el cual se dice que la máquina vibratoria está aislada.

Ya que X está dada por la ecuación 1.10, la fuerza transmitida del resorte es

$$F_{tr} = kX = \frac{F_0}{1 - (\omega/\omega_n)^2} \quad (1.12)$$

La máquina estará fija rígidamente a su base, por tanto la fuerza transmitida al piso sería F_0 . Sin embargo, con resortes suaves se puede hacer el denominador de la ecuación 1.12 tan grande que la fuerza transmitida F_{tr} se aproxime a cero. La relación de la fuerza F_{tr} con resortes a la fuerza F_0 con anclaje rígido sin resortes se llama *transmisibilidad* TR .

$$TR = \frac{F_{tr}}{F_0} = \frac{1}{1 - (\omega/\omega_n)^2} \quad (1.13)$$

1.4 Determinación de la fuerza centrífuga máxima.

Para el diseño de la máquina de balanceo es necesario considerar la acción de la fuerza centrífuga máxima cuando el rotor está desbalanceado, puesto que esta fuerza será considerada en el diseño de las dimensiones de la suspensión y los elementos por carga dinámica. Esta fuerza centrífuga es dinámica y origina momento por la rotación del rotor y es obtenida de la siguiente manera:

- Primero seleccionamos de la tabla 1.1 el grado de balanceo según clasificación G6.3 [7], esto es, considerando la gama de rotores que se pretende atender acorde con la capacidad de la máquina.

- Después, seleccionado éste grado, obtenemos de la figura 1.7 [10] la tolerancia de desbalance, TB, con una velocidad de operación promedio de 1800 r.p.m. (dato obtenido de acuerdo a la experiencia en el campo del balanceo por personal de Petroquímica Cosoleacaque) quedando como sigue:

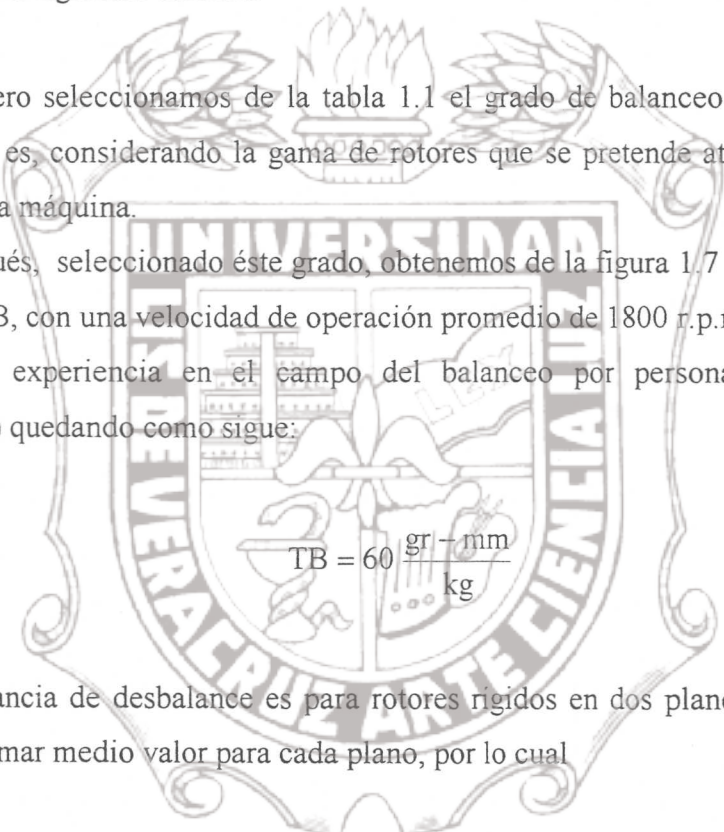
$$TB = 60 \frac{\text{gr} - \text{mm}}{\text{kg}}$$

como la tolerancia de desbalance es para rotores rígidos en dos planos de corrección, se recomienda tomar medio valor para cada plano, por lo cual

$$TB / \text{plano} = 30 \frac{\text{gr} - \text{mm}}{\text{kg}} = \frac{DBR}{W_{\text{rotor}}}$$

y despejando el desbalance residual, el cual pertenece al valor permisible para obtener una operación de vibración aceptable:

$$DBR = \left(30 \frac{\text{gr} - \text{mm}}{\text{kg}} \right) \times (1000 \text{ kg}) = 30000 \text{ gr} - \text{mm}$$



$$o \quad \text{DBR} = .03 \text{ Kg} - \text{m}$$

Según referencia [6], se decide como criterio, aplicar un factor de 20 veces el valor de DBR para tener la condición de desbalance severo, DBRM.

$$\text{DBRM} = (20) \times (0.03 \text{ Kg} - \text{m}) = 0.6 \text{ Kg} - \text{m}$$

La fuerza centrífuga es

$$F_c = m r \omega^2 = \text{DBR} \times \omega^2 \quad (1.14)$$

La fuerza centrífuga máxima es por lo tanto:

$$F_{c\text{máx}} = \text{DBRM} \times \omega^2 \quad (1.15)$$

$$F_{c\text{máx}} = \left(\frac{0.6 \text{ Kg} - \text{m}}{9.81 \text{ m/s}^2} \right) \times \left(\frac{800 \text{ rpm} \times 2\pi}{60 \text{ seg}} \right)^2 = 429.26 \text{ Kg.} = 4211 \text{ N}$$

La fuerza centrífuga máxima perturbadora obtenida, gira a 360° y está variando en función de la velocidad ω , por lo cual tiene una componente vertical F_{DV} y una componente horizontal F_{DH} ; esto resulta entonces que el desbalance del rotor se puede derivar en un sistema fuerza par como se representa en la figura 1.8

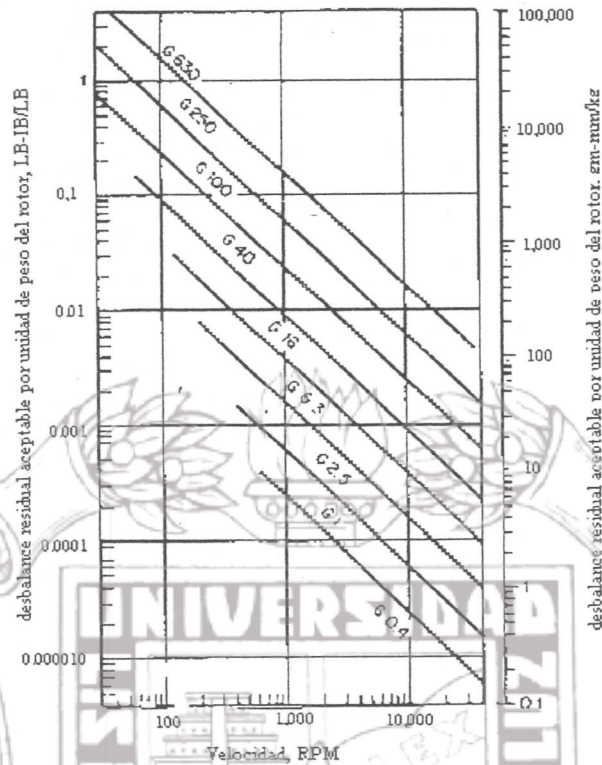


Figura 1.7 Gráfica del desbalance residual permisible por unidad de peso del rotor.

Tabla 1.1 Grados de libertad de balanceo GCB.

GCB	TIPOS DE ROTOR	GCB	TIPOS DE ROTOR
G4000	Cigüeñales de maquinaria marítima montados rígidamente con N cilindros	G16	Partes de maquinaria agrícola
G1600	Cigüeñales de maquinaria de longitud, a 2 ciclos montados rígidamente	G6.3	Partes de maquinaria en plantas de proceso, ventiladores, bombas centrífugas, rotores eléctricos
G630	Cigüeñales de maquinaria de longitud a 4 ciclos montados rígidamente. Cigüeñales montados elásticamente	G2.5	Turbinas de vapor, turbocompresores
G250	Cigüeñales de maquinaria de 4 cilindros a Diesel	G1	Rectificadoras
G100	Cigüeñales de maquinaria automotriz a gasolina	G0.4	Giros copios, rotores de precisión
G40	Llantas, rines, cigüeñales de maquinaria automotriz a 4 cilindros montados elásticamente c/6 cilindros.		

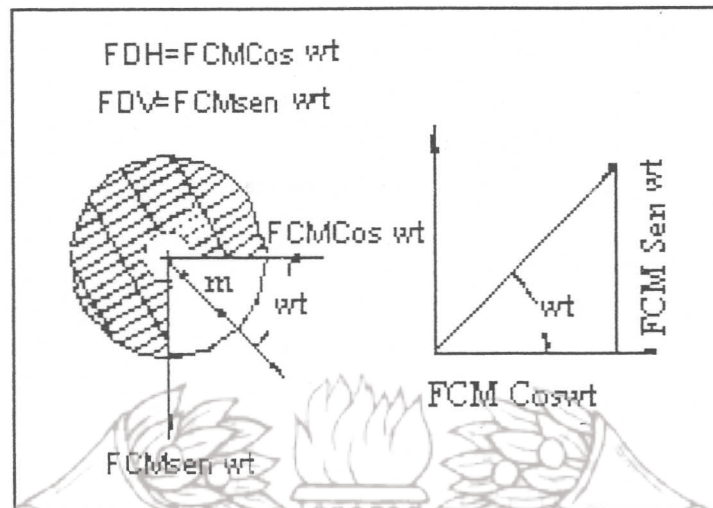


Figura 1.8 Representación vectorial de la fuerza centrífuga

1.5 Desbalance rotatorio

El desbalance se puede definir como la condición que existe en un rotor cuando una fuerza o movimiento vibratorio es impartido a sus rodamientos como resultado de las fuerzas centrífugas.

Para corregir un desbalance rotatorio se deben tomar en cuenta las siguientes consideraciones [5]:

1. - Un rotor corto (longitud/diámetro < 0.1) se balancea mediante la técnica de un plano, mientras que un rotor largo requiere la técnica de dos planos.
2. - Un rotor que gira a una velocidad menor a 0.75 veces la primera velocidad crítica del rotor se considera rígido y se puede balancear a cualquier velocidad que no exceda este límite.
3. - Un rotor que gira a una velocidad mayor a este límite se considera flexible y se debe balancear finalmente a su velocidad de operación y montado en su lugar de trabajo, aunque puede requerir un balanceo previo a baja velocidad en el taller.

1.5.1 Desbalance estático

El desbalance estático es un estado de desbalance en el cual el eje principal de inercias está desplazado del eje de rotación del rotor. Este desbalance es una fuerza que se transmite a los apoyos. La vibración y las fuerzas en los apoyos se pueden eliminar adjuntando un pequeño peso en el rotor de manera que se desplace al centro de gravedad G , haciéndolo coincidir con el centro de la flecha; se ilustra un ejemplo de un rotor de disco delgado en la figura 1.9.

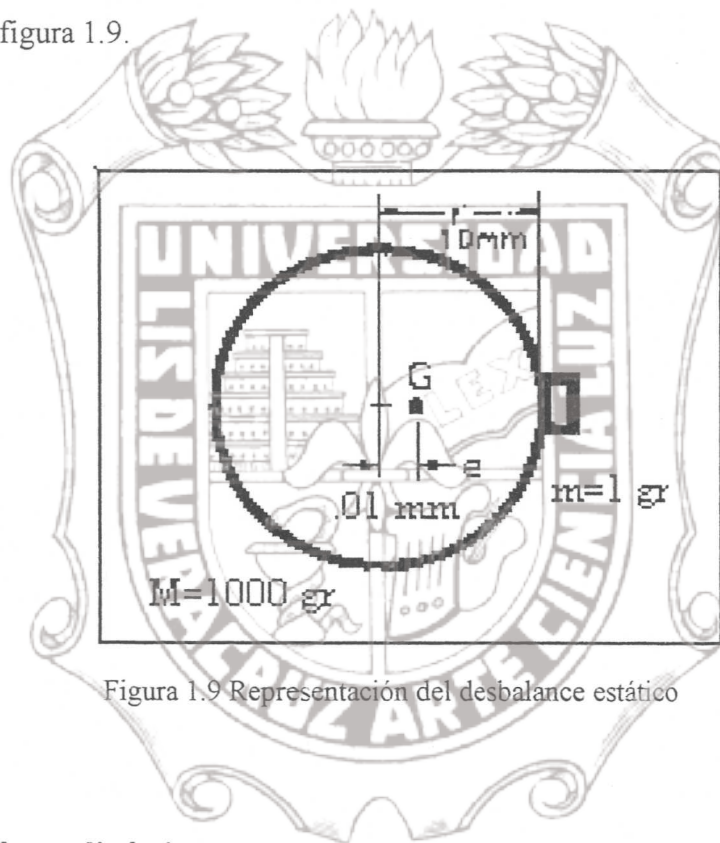


Figura 1.9 Representación del desbalance estático

1.5.2 Desbalance dinámico

El desbalance dinámico es el más común de estado de desbalance y se presenta cuando el eje principal y el eje del rotor no se intersectan ni están alineados paralelamente el uno con el otro. En la figura 1.10 se muestra un rotor que se supone ideal, es decir, con perfecta simetría rotacional excepto por las dos masas iguales m_1 y m_2 , aquí el desbalance aparece en más de un plano y la resultante es una fuerza y un momento de balanceo que constituyen el llamado desbalance dinámico.

La máquina de balanceo que se presenta en este trabajo, balancea rotores rígidos en uno y/o dos planos, mediante cualesquiera de las técnicas que se emplean para corregir el desbalance.

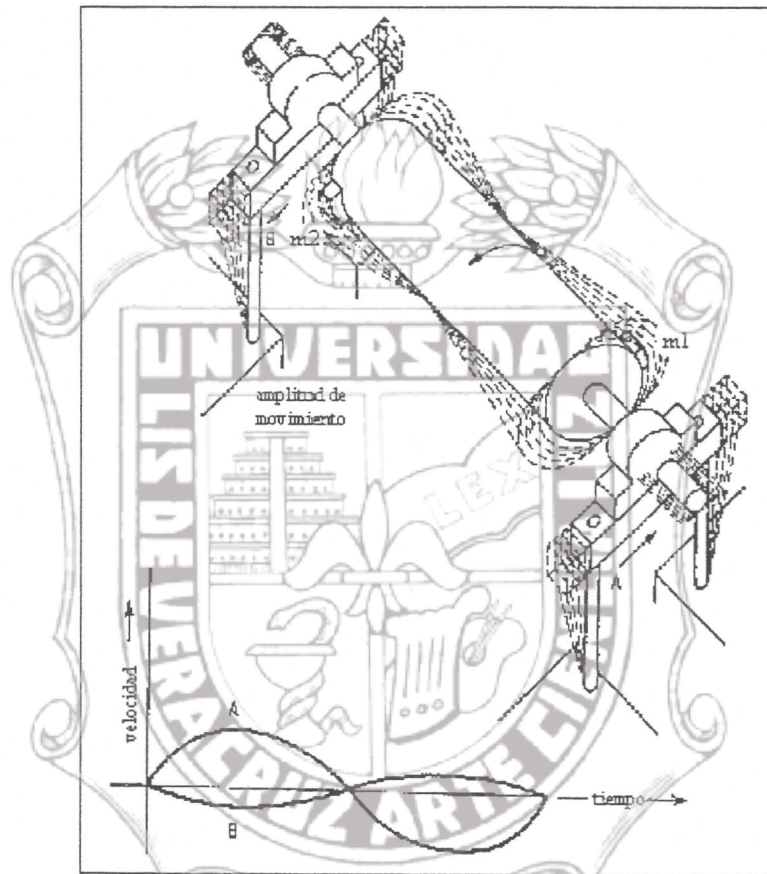


Figura 1.10 Representación del desbalance dinámico

2. Selección del sistema de suspensión para la máquina de balanceo.

2.1 Introducción.

En este capítulo se selecciona el sistema de suspensión adecuado de acuerdo a dos de las alternativas más comúnmente utilizadas en las máquinas de balanceo, el de tipo flejes y el tipo pendular; este sistema es la parte vital de la máquina de balanceo. También se describe el modelo de la máquina de balanceo a construir.

2.2 Características de los sistemas de suspensión.

La parte vital de la máquina de balanceo lo constituye el sistema de suspensión y la función principal de éste sistema es la de amplificar el efecto de las fuerzas no balanceadas para facilitar el estudio de los movimientos oscilatorios de los cuerpos y las fuerzas de inercia asociadas con ellos[9].

El sistema de suspensión para una máquina balanceadora se puede idealizar como un mecanismo de cuatro barras, cuyo eslabón acoplador sirve como soporte para la colocación del rotor a balancear, mientras que los eslabones impulsor y seguidor se emplean para la adquisición de la señal de vibración necesaria para efectuar el balanceo del rotor correspondiente [11]. Dos de los diferentes tipos de suspensión más comúnmente utilizados en las máquinas de balanceo y que se ilustran en la figura 2.1, son:

1. El sistema de suspensión de tipo flejes
2. El sistema de suspensión de tipo péndulo

Ambos tipos de suspensión presentan la configuración antes mencionada, sin embargo presentan ventajas uno con respecto al otro.

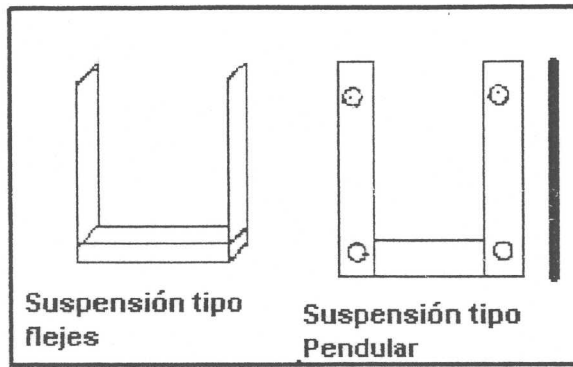


Figura 2.1 Sistemas de suspensión

2.2.1 Selección del sistema de suspensión.

La suspensión tipo flejes está conformado mediante el uso de dos resortes planos paralelos cuya frecuencia natural se determina considerándolos como una viga empotrada fija en un extremo y empotrada móvil en el otro [9] mediante el siguiente modelo matemático:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{12EI}{\rho AL^4}} \quad (2.1)$$

donde:

f_n = frecuencia natural del sistema [Hz.]

E = módulo de Young [N/m^2]

I = momento de inercia [m^4]

ρ = densidad del material [Kg/m^3]

A = área de la sección transversal [m^2]

L = longitud de la viga [m]

La suspensión tipo péndulo está conformado por cuatro barras articuladas cuya frecuencia natural viene dada mediante la fórmula del péndulo simple [11].

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{L}} \quad (2.2)$$

donde:

f_n = frecuencia natural del sistema [Hz.]

g = aceleración de la gravedad [m/s^2]

L = longitud del péndulo [m]

Analizando la ecuación 2.1 se observa que la frecuencia natural depende de las propiedades geométricas del fleje y del modo de oscilación, por lo que la frecuencia natural del sistema no es única y además la rigidez de la suspensión que viene dado por el módulo de Young y el momento de inercia, también varía si se varían la sección transversal del fleje.

Por tanto, se tendría que iterar en función de la transmisibilidad, masa del sistema, velocidad angular y propiedades geométricas del fleje, así como satisfacer los esfuerzos permisibles, rigidez y el factor de seguridad de éste.

De igual modo, analizando la ecuación 2.2, vemos que la frecuencia natural es solo función de la longitud del péndulo, esto quiere decir que su sección transversal se puede seleccionar de forma que pueda ser capaz de soportar una amplia gama de pesos sin que afecte la frecuencia natural del sistema para una longitud dada. Se puede ver que a medida que la longitud aumenta, la frecuencia natural disminuye.

Se opta por el sistema pendular ya que estableciendo una longitud conveniente se puede obtener la frecuencia natural y posteriormente determinar el porcentaje de transmisibilidad que justifique esta longitud.

2.3 Consideraciones para el modelo de la dinámica de suspensión pendular.

Se desarrolla el modelo elegido para su posterior diseño del sistema de suspensión, que es el de tipo pendular. El modelo a desarrollar se hará considerando las siguientes restricciones:

1. El rotor es un cuerpo rígido
2. La tensión en la banda que transmite el movimiento del rotor es constante
3. Se elige que el efecto de amortiguamiento sea lineal y despreciable
4. El sistema se analizará como un grado de libertad
5. Se requiere una transmisibilidad pequeña.

Una relación de transmisibilidad pequeña permite que una vez balanceado el rotor la fuerza transmitida al bastidor también sea lo mínimo posible (ver sección 1.3.4). Además, una transmisibilidad pequeña permite también que la señal de vibración predominante sea solo la que proviene del desbalance del rotor y eso significa que los errores del filtrado de las otras armónicas que componen la vibración se reduzcan, logrando así mejores estimaciones de los pesos de balanceo.

El modelo para el cálculo de la frecuencia natural que se presentó en la ecuación 2.2 se obtiene a partir de la ecuación de movimiento de un péndulo simple, ecuación 2.2 y que se muestra en la figura 2.2.

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + \frac{g}{L} \sin\theta = 0 \quad (2.3)$$

en donde, considerando que el sistema es para pequeñas oscilaciones se tiene:

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + \frac{g}{L} \theta = 0 \quad (2.4)$$

de aquí, la frecuencia natural se expresa como: $\omega_n = \sqrt{g/L}$ c.p.s.

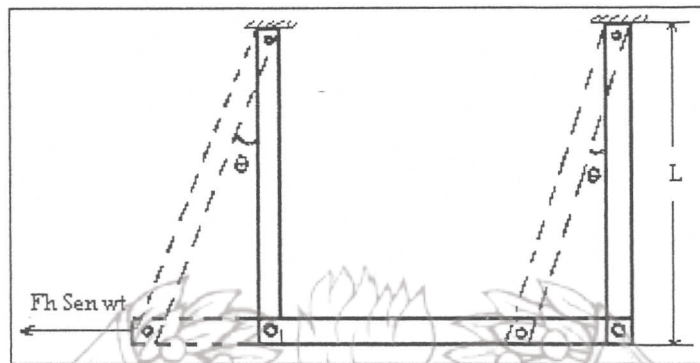


Figura 2.2 Fuerza horizontal armónica sobre el soporte pendular

De la ecuación 1.13 sustituimos ω_n y tenemos que la transmisibilidad es:

$$TR = \frac{1}{1 - \omega^2 L/g} \quad (2.5)$$

Se establece para el sistema propuesto una frecuencia natural fundamental de $\omega_n = 54.6$ r.p.m. , una velocidad de balanceo de 800 r.p.m. y una longitud fija de 300 mm. Se presentan los cálculos:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{g}{L}} = \sqrt{\frac{9.81}{0.30}} = 5.72 \text{ c.p.s.} = 54.6 \text{ r.p.m.}$$

y sustituyendo los datos en la ecuación 2.5, se tiene:

$$TR = \frac{1}{(800/54.6)^2 - 1} \times 100 = 0.47 \%$$

Cosiderando que la máquina está diseñada para una gama de rotores de pesos diferentes << 50 kg. a 1000 kg.>> y por lo tanto distintas velocidades de operación, se

calculan diferentes valores de transmisibilidad tomando la longitud arriba mencionada. Ver tabla 2.1:

Tabla 2.1.- Variación de la velocidad con la transmisibilidad.

ω (r.p.m.)	TR (%)
200	8
300	3.4
400	1.9
500	1.2
800	0.47
1000	0.3
1200	0.2
1500	0.132
1800	0.09
2000	0.075

Se observa que, esta longitud de 300 mm es la adecuada para el diseño de la suspensión pendular ya que se desea que la velocidad de balanceo sea como mínimo de 250 r.p.m. el cual da una transmisibilidad de 5.0 %. Se considera un valor bastante aceptable.

2.4 La máquina de balanceo dinámico.

Conceptualmente una máquina de balanceo, se define como un conjunto estructural capaz de incrementar el efecto de las fuerzas fluctuantes indeseables debidas al desbalance rotatorio.

Desde que las máquinas de balanceo más populares en la década de los 30's << Hartog (1934) y Thearle(1934)>> surgieron como una necesidad a los requerimientos de las industrias de corregir las vibraciones en las máquinas rotativas, se han venido

desarrollando de tal manera que ahora es posible elegir el tipo de máquina requerido para una determinada aplicación acorde a la operación de rotación y el tipo de desbalance [9].

Se muestra en la tabla 2.2 una clasificación de las máquinas de balanceo y en la tabla 2.3 se muestra la clasificación de las máquinas para pruebas estandarizadas.[6]

Tabla 2.2 Clasificación de máquinas de balanceo dinámico de acuerdo al desbalance, posición y tipo de maquinaria.

Principio empleado	Desbalance indicado	Posición del eje de la flecha	Tipo de máquina
Gravedad no rotatoria	Estático plano singular	Vertical	Pendular
		Horizontal	Cuchillas Rolos
Centrifuga rotatoria	Estático plano singular	Vertical	Cojinetes Rodamientos
		Horizontal	-----
Centrifuga rotatoria	Dinámico dos planos	Vertical	Cojinetes Rodamientos
		Horizontal	Cojinetes
		Horizontal	Rodamientos

Tabla 2.3 Clasificación de las máquinas de balanceo para pruebas estandarizadas.

Aplicación	Título	Usuario	Documento
Industria general de máquinas de balanceo	Evaluación de máquinas de balanceo.	Organización Internacional de Estándares (ISO).	DIS 2953
Maquinaria de balanceo para rotores de jet en dos planos	Equipo de balanceo para componentes de jet, compresores y turbinas para balanceo en dos planos.	Sociedad de Ing. Automotrices (SAE).	ARP 587A
Maquinaria de balanceo para rotores de jet en un plano	Equipo de balanceo para componentes de jet, compresores y turbinas para balanceo en un plano.	Sociedad de Ing. Automotrices (SAE).	ARP 588A
Máq. de balanceo para rotores giroscópicos	Balanceo de maquinaria giroscópica.	Defensa general	FSN 6635 50-2208 NT
Balanceo en campo	Balanceo en campo	(ISO)	ISO 2371

2.4.1 Especificaciones de la máquina de balanceo.

Cuando se procedió al diseño de la máquina de balanceo dinámico, fué necesario realizar visitas a las áreas de balanceo de las Petroquímicas Cosoleacaque y Cangrejera, así como visitar el Instituto Tecnológico de Veracruz; con la finalidad de recabar información práctica, de aplicación en campo; y también información técnica en el caso del Tecnológico de Veracruz . Esto quiere decir, que las especificaciones que se detallan en la tabla 2.4 cuentan con una base para el modelo propuesto. Cabe destacar que la mayoría de los datos que se muestran, están apegadas a las máquinas de balanceo de la IRD Mechanalysis Inc. [7].

Tabla 2.4 Especificaciones de la máquina de balanceo dinámico con capacidad de 1000Kg.

Descripción	Especificación
Peso máximo admisible del rotor	1000 Kg.
Diámetro máximo del rotor	1144 mm.
Sistema soporte del rotor	Por rodamientos
Diámetro máximo de la flecha	330 mm.
Diámetro mínimo de la flecha	19 mm.
Velocidad de balanceo	250 r.p.m. en adelante
Peso de la máquina	600 Kg.
Ancho de la máquina	1000 mm.
Longitud entre apoyos	1400 mm.
Altura de la máquina (aproximada)	1327 mm.
Tipo de transmisión	Por banda
Potencia transmitida	3 H.P.

2.4.2 Descripción del modelo de la máquina de balanceo.

La máquina de balanceo diseñada corresponde al tipo de máquina de balanceo dinámico de aplicación industrial general, la posición de rotor a balancear es horizontal y se emplean rodamientos para el sistema soporte. Al rotor desbalanceado se le imprime velocidad mediante una transmisión por banda y el sistema de suspensión es del tipo pendular que tiene como función principal la de amplificar el efecto de las fuerzas no balanceadas para facilitar el estudio de los movimientos oscilatorios de los cuerpos y las fuerzas de inercia asociadas con ellos.

Los elementos principales de la máquina lo constituyen los siguientes elementos que se describen a continuación[12] y que se ilustran en los planos M0-001 y M0-002.

Bancada

Elemento base que va fijo al piso, sostiene a todo el conjunto estructural y está dotado de una guía hecha por un par de cadenas que permiten el desplazamiento de los soportes a las diferentes longitudes del rotor.

Soportes rígidos (caja principal)

Elemento que alberga al sistema de suspensión pendular y sobre el cual descansan los soportes del rotor (caja secundaria), cada soporte cuenta con una flecha y un par de catarinas que sirven para desplazarse sobre la bancada.

Sistema de suspensión pendular

La máquina cuenta con un par de sistemas de suspensión del tipo pendular con movimiento oscilante apoyados sobre rodamientos y que tiene como función principal la de amplificar las fuerzas no balanceadas a velocidades de balanceo moderadas.

Sistema soporte del rotor (caja secundaria)

Este sistema emplea rodamientos para el apoyo del rotor, y es posible montar fechas dentro de un rango de diámetros admisibles, además está provisto de tornillos ajustables para la alineación horizontal entre uno y otro soporte.

Sistema de transmisión

Sistema que cuenta con un arreglo de poleas dispuestos de tal manera que la fuerza de la banda imprima la velocidad al rotor sin causa de disturbios en el desbalance origen del rotor.

Unidad motriz

Motor eléctrico de corriente alterna, controlado mediante un variador de velocidad.



3. Diseño de los elementos del sistema de suspensión pendular.

3.1 Introducción

En este capítulo se diseñarán los elementos del Sistema de Suspensión Pendular para la máquina de balanceo a partir de las teorías básicas de la Resistencia de Materiales y del Diseño de Elementos de Máquinas. Para ello se llevará a cabo dos tipos de análisis de los esfuerzos a los cuales están sometidos.

En principio, un análisis estático donde se considere que las cargas actuantes son provocadas por el peso propio del rotor y el peso de la estructura que afecta a los elementos en cuestión. Un análisis dinámico en el que se considere el desbalance del rotor, es decir, un análisis por carga variable aplicando la teoría de Soderberg.

El sistema de suspensión pendular está constituido de los siguientes elementos que soportan el peso máximo del rotor en su condición más crítica (rotor en voladizo). La estructura va dentro de la caja principal de la máquina de balanceo.

- a) 4 péndulos que constituyen el sistema de suspensión.
- b) 1 Placa inferior.
- c) 1 Placa superior.
- d) 1 barra de soporte.

Se muestra en la figura 3.1 las partes que componen este sistema.

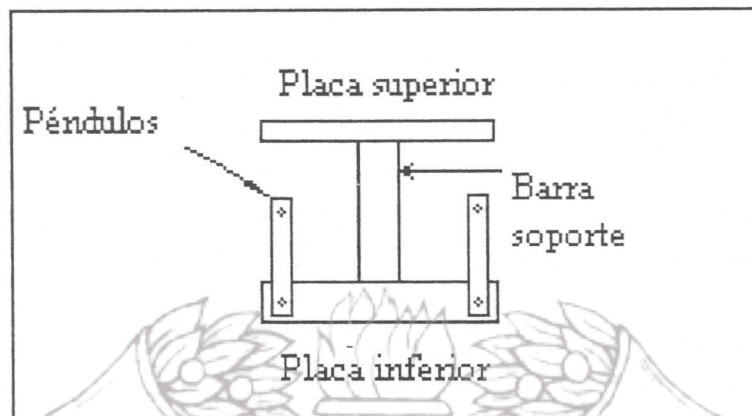


Figura 3.1 Estructura pendular

3.2 Diseño del elemento Péndulo

Se muestran las propiedades mecánicas del material que se utilizó para el diseño y los cálculos que validan al elemento péndulo.

Tabla 3.1 Propiedades mecánicas del material.

Elemento: Péndulo	Material: Acero A-36
	Propiedades (Mpa)
Resistencia última	$S_u=400$
Resistencia de fluencia	$S_{yt}=248$
Límite de Fatiga	$S_e=185$
Módulo de Elasticidad	$E= 200\ 000$
Dureza (HB)	143

donde: S_e se obtuvo aplicando los factores de Marin [13]. Ver Apéndice A.

La longitud del péndulo de 30 cm que se muestra en la figura 3.2 se validó de acuerdo a la transmisibilidad del 5 % que se obtuvo para una velocidad de balanceo de 250 r.p.m.

Así mismo, se consideró un espesor de placa de 1.27 cm (1/2 plg.), debido a que es un material comercial que mejor se adapta a las condiciones de corte, soldabilidad y costo.

El ancho de placa se calculó suponiendo un factor de concentración de esfuerzos K_t de 2.35 [12]. Ver Apéndice B. El diámetro de los agujeros se determinó de acuerdo a la selección de los rodamientos [14].

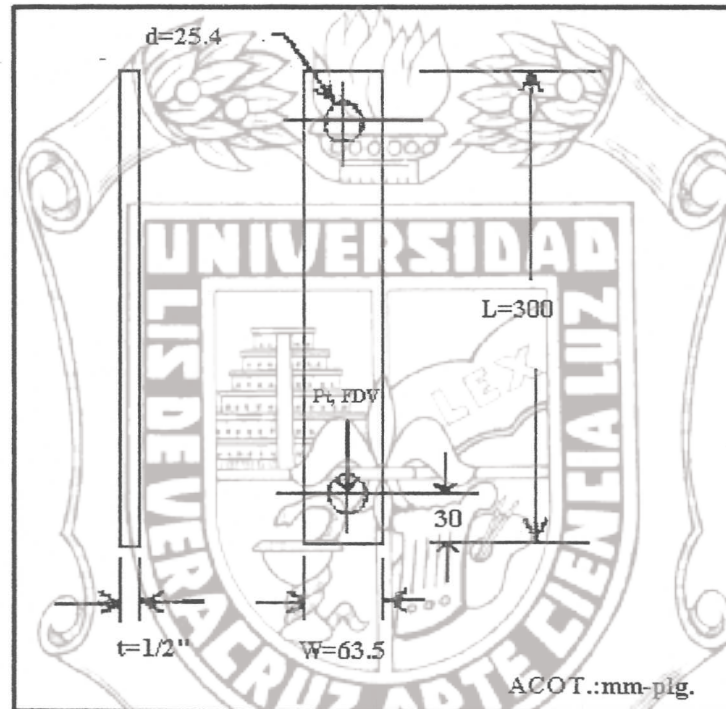


Figura 3.2 Diagrama de cuerpo libre del elemento péndulo

Análisis Estático

Para obtener los esfuerzos por carga estática se considera el peso del rotor $P = 1000$ Kg. y el peso estructural de 100 Kg. que actúa en cada péndulo, de aquí que

$$\sigma_{st} = K_t \frac{P_t}{4A_{neta}} \quad (3.1)$$

donde:

$$P_t = (1100 \text{ Kg})(9.81 \text{ m/s}^2) = 10791 \text{ N}$$

$K_t=2.35$, Apéndice B

$A_{\text{neta}}=(w-d)t$ y t es el espesor de placa.

$$\sigma_{st} = 2.35 \frac{10791}{4[(.0635 - .0254)(.0127)]} = 13.10 \text{ Mpa}$$

El factor de seguridad es

$$N = \frac{S_{yt}}{\sigma_{st}} \quad (3.2)$$

$$N = \frac{248}{13.10} = 19$$

Análisis Dinámico

La fuerza centrífuga perturbadora rota los 360° y varía de acuerdo a la frecuencia ωt , por lo que esta tiene una componente vertical y una horizontal, pero no genera momento en el péndulo y solo la fuerza vertical F_{DV} actúa como una fuerza de tensión axial. El esfuerzo dinámico es

$$\sigma_D = \frac{F_{DV}}{4A_{\text{neta}}} \quad (3.3)$$

donde

$F_{DV} = 4211 \text{ N}$ (Ver cálculo en Capítulo 2) y que es la componente vertical de la fuerza centrífuga. Por lo tanto

$$\sigma_D = \frac{4211}{4[(0.0635 - 0.0254)(0.0127)]} = 2.176 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo máximo y mínimo está dado por

$$\sigma_{\text{máx}} = \sigma_{\text{st}} + \sigma_D \quad \sigma_{\text{mín}} = \sigma_{\text{st}} \quad (3.4)$$

El esfuerzo medio y variable es

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{mín}})}{2} \quad \sigma_a = \frac{(\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}})}{2} \quad (3.5)$$

Sustituyendo

$$\sigma_m = \frac{15.276 + 13.10}{2} = 14.2 \text{ Mpa} \quad \sigma_a = \frac{15.276 - 13.10}{2} = 1.1 \text{ Mpa}$$

Aplicando la ecuación de Soderberg para cargas variables [15] se tiene

$$\sigma_{\text{Sod}} = \frac{S_{yt}}{N} = \sigma_m + K_f * S_{yt} * \frac{\sigma_a}{S_e} \quad (3.6)$$

siendo $K_f = K_t$ [13], y el esfuerzo es

$$\sigma_{\text{Sod}} = \frac{S_{yt}}{N} = 14.2 + 2.35 * 248 * \frac{1.1}{185} = 18 \text{ Mpa}$$

El factor de seguridad N es

$$N = \frac{S_{yt}}{\sigma_{Sod}} = \frac{248}{18} = 13$$

Se presenta en la tabla 3.2 el comparativo de esfuerzos y el F.S.

Tabla 3.2 Esfuerzos en el elemento péndulo

Esfuerzo	Teórico	F. S.
Estático	13.10 Mpa	19
Dinámico	19.1 Mpa	13

Como puede observarse, el factor de seguridad por carga estática es muy alto y por carga variable el factor de seguridad baja considerablemente, esto quiere decir que el diseño es regido por la fuerza centrífuga ocasionada por el desbalance que se pueda presentar en el rotor a balancear y no por el peso propio del rotor.

Como se consideró que la fuerza centrífuga actuante es la máxima que se puede presentar, este factor de seguridad es bastante aceptable. Sin embargo, es de reconocerse que aún así estos factores son muy conservadores. Se pretende en un trabajo de tesis posterior, rediseñar estos elementos aplicando el software del MEF con el objeto de afinar el diseño y así lograr un factor de seguridad más uniforme y suficiente.

3.3 Diseño de la placa soporte inferior

A la placa inferior se sujetan los cuatro elementos pendulares y la barra de soporte, se muestra en la tabla 3.3 las fuerzas que intervienen y en la figura 3.3 el diagrama de cuerpo libre de la placa.

Tabla 3.3 Propiedades del material y fuerzas que intervienen en la placa

Material: Acero A-36		
Propiedades: (Mpa)	Fuerzas Estáticas	Fuerzas Dinámicas
$S_{ut}=400$	Peso del rotor = 9810 N	$F_{DV} = 4211$ N
$S_{yt}=248$	Peso estructural = 981 N	$F_{DH} = 4211$ N
$S_e=185$	Fuerza total = $P_t = 10791$ N	
$E= 200\ 000$		
143 HB		

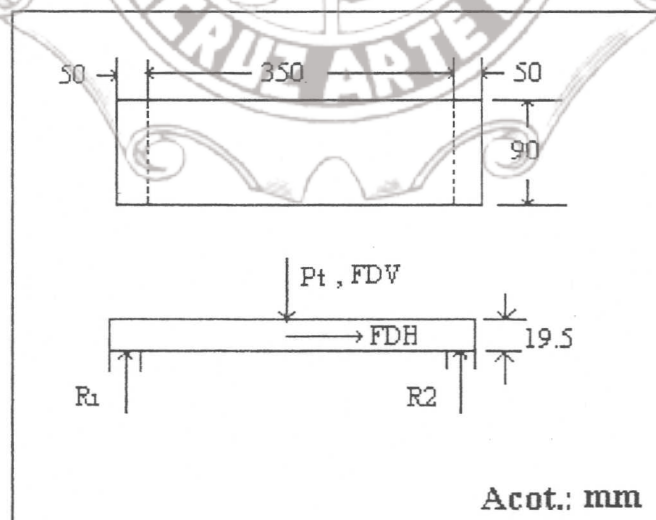


Figura 3.3 Diagrama de cuerpo libre de la placa inferior.

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Análisis Estático

Se presentan esfuerzos por momentos flexionantes, de aquí que:

$$\sigma_{st} = \frac{6M}{bt^2} \quad (3.7)$$

donde

$$M = \frac{P_i L}{8} \text{ es el momento flexionante máximo}$$

por lo tanto

$$\sigma_{xst} = \frac{3(10791)(.45)}{4(.09)(.01905)^2} = 111.5 \text{ Mpa}$$

Calculando ahora σ_{yst}

$$\sigma_{yst} = \frac{3(10791)(.09)}{4(.45)(.01905)^2} = 4.46 \text{ Mpa}$$

La magnitud mayor del esfuerzo cortante transversal que se presenta viene dado por

$$\tau_{xy} = \frac{3V}{2A} \quad (3.8)$$

donde $A = bt$ es el área de la sección transversal mayor considerada, siendo b el ancho.

$V = P_i/4$ es el cortante

Por lo tanto, el cortante es

$$\tau_{xy} = \frac{3(2697.75)}{4(.09)(.01905)} = 1.175 \text{ Mpa}$$

Se calculan ahora los esfuerzos principales, que viene dado por

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y) \pm \sqrt{\left(\frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_y)\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.9)$$

y los resultados son:

$$\sigma_1 = \frac{1}{2}(111.5 + 4.46) + \sqrt{\left(\frac{1}{2}(111.5 - 4.46)\right)^2 + (1.175)^2} = 111.5 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_2 = \frac{1}{2}(111.5 + 4.46) - \sqrt{\left(\frac{1}{2}(111.5 - 4.46)\right)^2 + (1.175)^2} = 4.45 \text{ Mpa}$$

Aplicando el Esfuerzo de Von Mises [13] se tiene:

$$\sigma'_{st} = (\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2)^{1/2} \quad (3.10)$$

$$\sigma'_{st} = 109 \text{ Mpa}$$

y el factor de seguridad es:

$$N = \frac{S_{yt}}{\sigma'_{st}} = \frac{248}{109} = 2.3$$

Análisis Dinámico.

El esfuerzo debido a la carga dinámica vertical es

$$\sigma_{DV} = \frac{6M}{bt^2}$$

donde

$$M = \frac{F_{DV}L}{8} = \frac{(4211)(.45)}{8} = 237 \text{ N-m}$$

es el momento flexionante máximo. Por lo tanto

$$\sigma_{DV} = \frac{6(237)}{(09)(01905)^2} = 43.5 \text{ Mpa}$$

Como se pudo observar anteriormente, el esfuerzo cortante es poco significativo en la obtención de los esfuerzos principales. Sólo se consideraran los esfuerzos flexionantes.

Calculando ahora el esfuerzo debido a la carga horizontal

$$\sigma_{DH} = \frac{6M}{bt^2}$$

donde

$$M = \frac{F_{DH}L}{8} = \frac{(4211)(.45)}{8} = 237 \text{ N-m}$$

es el momento flexionante máximo. Por lo tanto

$$\sigma_{DH} = \frac{6(237)}{(45)(.01905)^2} = 9.0 \text{ Mpa}$$

Se calculan ahora los esfuerzos principales, que viene dado por (3.9)

$$\sigma_{D1}, \sigma_{D2} = \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y) \pm \sqrt{\left(\frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_y)\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

y los resultados son:

$$\sigma_{D1} = 43.5 \text{ Mpa} \quad \text{y} \quad \sigma_{D2} = 9.0 \text{ Mpa.}$$

Aplicando el Esfuerzo de Von Mises que viene dado por (3.10), se tiene:

$$\sigma'_D = (\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2)^{1/2}$$

$$\sigma'_D = 40 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo máximo y mínimo dado por la ecuación (3.4) y que al sustituir los valores resulta:

$$\sigma_{\text{máx}} = 149 \text{ Mpa} \quad \text{y} \quad \sigma_{\text{mín}} = 109 \text{ Mpa.}$$

Los esfuerzos medios y variables dado por la ecuación (3.5) al sustituir los valores resulta:

$$\sigma_m = 129 \text{ Mpa} \quad \text{y} \quad \sigma_a = 20 \text{ Mpa.}$$

Aplicando la ecuación (3.6) de Soderberg para carga variable, se tiene:

$$\sigma_{\text{Sod}} = 156 \text{ Mpa}$$

y el factor de seguridad es:

$$N = \frac{S_{yt}}{\sigma_{\text{Sod}}} = \frac{248}{156} = 1.6$$

De lo anteriormente calculado se tiene el comparativo de los esfuerzos y factores de seguridad en la tabla 3.4.

Tabla 3.4 Esfuerzos en la placa soporte inferior

Esfuerzo	Teórico	F. S.
Estático	109 Mpa	2.3
Dinámico	156 Mpa	1.6

3.4 Diseño de la placa soporte superior.

Como se puede apreciar en la figura 3.1, la placa superior es el elemento del sistema de suspensión pendular al que va unido la barra soporte y además soporta todo el peso del rotor desbalanceado a través de la caja secundaria. Se muestran las dimensiones propuestas para la placa soporte y el diagrama de cuerpo libre en la figura 3.4.

Tabla 3.5 Propiedades del material y fuerzas que intervienen en la placa superior

Material: Acero A-36		
Propiedades: (Mpa)	Fuerzas Estáticas	Fuerzas Dinámicas
$S_{ut}=400$	Peso del rotor = 9810 N	$F_{DV} = 4211$ N
$S_{yt}=248$	Peso estructural = 590 N	
$S_e=185$	Fuerza total = $P_t = 10400$ N	
$E= 200\ 000$		
143 HB		

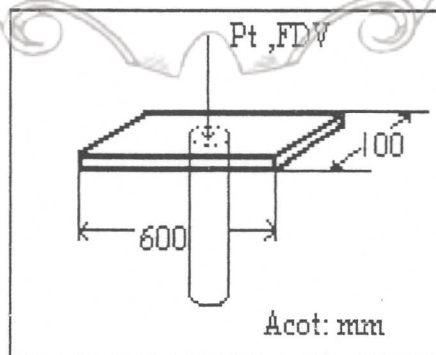


Figura 3.4 Diagrama de cuerpo libre de la placa superior

Análisis Estático y Dinámico

Como se puede ver en la figura, la fuerza aplicada es de aplastamiento sobre su área efectiva. Por lo tanto:

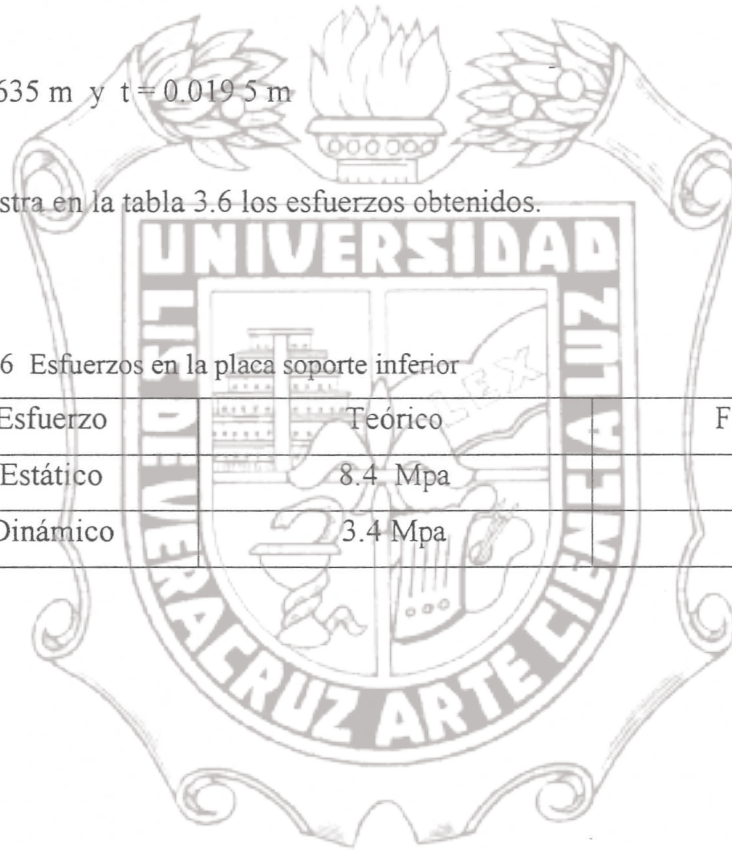
$$\sigma_{st} = \frac{P}{A} = \frac{P}{dt} \quad \text{y} \quad \sigma_D = \frac{F_D}{A} = \frac{F_D}{dt} \quad (3.11)$$

donde $d = 0.0635 \text{ m}$ y $t = 0.0195 \text{ m}$

Se muestra en la tabla 3.6 los esfuerzos obtenidos.

Tabla 3.6 Esfuerzos en la placa soporte inferior

Esfuerzo	Teórico	F. S.
Estático	8.4 Mpa	--
Dinámico	3.4 Mpa	--



3.5 Diseño de la Barra de soporte.

La barra soporte sostiene a la caja secundaria donde va montado a su vez el rotor a balancear, las fuerzas se muestran en la figura 3.5 y en la tabla 3.7 las propiedades de la barra soporte así como sus dimensiones propuestas.

Tabla 3.7 Propiedades de la barra soporte y fuerzas que intervienen en el.

Material: Acero A-36		
Propiedades: (Mpa)	Fuerzas Estáticas	Fuerzas Dinámicas
$S_{ut}=400$	Peso del rotor = 9810 N	$F_{DV} = 4211$ N
$S_{yt}=248$	Peso estructural = 690 N	$F_{DH} = 4211$ N
$S_e=185$	Fuerza total = $P_t = 10500$ N	
$E= 200\ 000$		
143 HB		
1 Tubo de $\Phi_{NOM}=2.5''$ (0.0635 m) Cédula 40 con una longitud de 16'' (.4064 m) $d = 73$ mm y $d_i = 62.7$ mm y $t = 5.16$ mm		

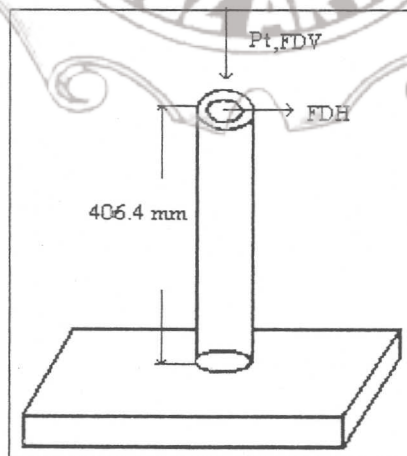


Figura 3.5 Diagrama de cuerpo libre de la barra soporte

Análisis estático

Por compresión:

El esfuerzo debido a la compresión viene dado por:

$$\sigma_{st} = \frac{Ft}{A} \quad (3.12)$$

donde

$$A = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_i^2)$$

por lo tanto

$$\sigma_{st} = \frac{4 \times 10500}{\pi \left[(73 \times 10^{-3})^2 - (62.7 \times 10^{-3})^2 \right]} = 9.56 \text{ Mpa}$$

y el factor de seguridad es:

$$N = \frac{248}{9.56} = 26$$

por teoría de columnas:

Según [4] la relación de esbeltez efectiva viene dado por

$$K(L/r) = 0.5 \left(\frac{16}{0.947} \right) = 8.5 \quad (3.13)$$

donde

K = es el factor de longitud efectiva para columnas doblemente empotradas.

L = longitud del tubo

r = radio de giro del elemento tubular

$$\text{Si ahora utilizamos el factor } C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_{yt}}} = 111 \quad (3.14)$$

donde

C_c = valor particular de $K(L/r)$ que separa las columnas largas de las cortas.

E = módulo de elasticidad

S_{yt} = Resistencia de fluencia del material

Comparando ambos factores se observa que $K(L/r) < C_c$ y por tanto la barra soporte se considera como *columna intermedia*.

Consultando el apéndice C, para distintos valores de $K(L/r)$. Se puede ver que para el valor mas cercano a 8.5 es 9, y le corresponde un esfuerzo admisible de $\sigma_{ADM} = 146 \text{ Mpa} = 21.21 \text{ kb/plg}^2$

Por tanto el factor de seguridad para la barra soporte es:

$$N = \frac{S_{yt}}{\sigma_{ADM}} = \frac{248}{146} = 1.7$$

Este factor de seguridad es aceptable.

Análisis dinámico

Por combinación de esfuerzos

Los esfuerzos vienen dado por [1]:

$$\sigma_D = \frac{P}{A} + \frac{32Md}{\pi(d^4 - d_i^4)} \quad (3.15)$$

$$\sigma_D = \frac{4 \times 4211}{\pi \left[(73 \times 10^{-3})^2 - (62.7 \times 10^{-3})^2 \right]} + \frac{32 \times 4211 \times 0.4064 \times 73 \times 10^{-3}}{\pi \left[(73 \times 10^{-3})^4 - (62.7 \times 10^{-3})^4 \right]} = 102 \text{ Mpa}$$

$$N = \frac{185}{102} = 1.8$$

Se presenta en la tabla 3.8 el comparativo de los esfuerzos y factores de seguridad obtenidos.

Tabla 3.8 Comparativo de esfuerzos y factores de seguridad.

Esfuerzo	Teórico compresión	Teórico columna	Teórico combinado	F. S.
Estático	9.56	146	X	1.7
Dinámico	X	X	102	1.8



3.6 Selección de los Rodamientos para el sistema de suspensión pendular.

En la tabla 3.9 se muestran los datos del rodamiento seleccionado y las fuerzas que actúan en el. A continuación se validarán estos datos:

Tabla 3.9 Datos del rodamiento seleccionado y las fuerzas que actúan sobre el.

Elemento: Rodamiento	Plano DMB-
Designación: 62305-2RS1	Fuerza estática: $F_1 = 2700 \text{ N}$
Rodamiento de bolas rígido de una hilera con placas de obturación	Fuerza dinámica $F_2 = 4211$

De acuerdo a la teoría expuesta en el manual de la SKF, página 50 [14], menciona que cuando la carga sobre el rodamiento está compuesta por un carga F_1 de magnitud y dirección constante (peso del rotor) y una fuerza rotativa F_2 (originada por el desbalance), figura 3.6; se establece una carga media F_m que viene dada por:

$$F_m = f_m (F_1 + F_2) \tag{3.16}$$

donde

f_m es el factor de carga

$f_m = 0.76$, calculado de la figura 5 (SKF, pág. 51).

por lo tanto

$$F_m = 5252 \text{ N}$$

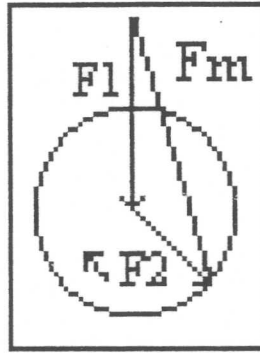


Figura 3.6 Cargas compuesta sobre el rodamiento

igualando $P = F_m$, donde P es la capacidad de carga dinámica equivalente.

De la tabla 4 (página 34, SKF) se selecciona el valor de vida nominal L_{10h} para una máquina usada intermitentemente o por cortos periodos de: $L_{10h} = 5000$ horas de servicio, entrando con este dato a la gráfica de la página 39 (SKF) se obtiene una velocidad promedio de 500 r.p.m. Utilizando ahora la fórmula de la vida nominal en horas, L_{10h} , se tiene:

$$L_{10h} = \frac{1 \times 10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (3.17)$$

donde

- n = velocidad de giro en r.p.m.
- C = capacidad dinámica , en N
- P = carga dinámica equivalente
- p = exponente, 3 para rodamientos de bolas

Sustituyendo los valores y despejando: $C = 27905$, con este valor seleccionamos el rodamiento de acuerdo a nuestra necesidad, en este caso viene siendo el 62305 -2RS1 con las siguientes características:

Capacidad de carga dinámica: $C = 22500$ N

Capacidad de carga estática: $C_0 = 11600$

Carga límite de fatiga: $P_u = 490$ N

Este valor de entrada no satisface los 27905 N calculados, sin embargo es de aclararse que el péndulo lleva dos rodamientos y ambos soportan la mitad de la carga supuesta, de aquí que según SKF, página 183, para rodamientos apareados la C obtenida debe multiplicarse por 1.62, C_0 y P_u por un factor de 2. por lo tanto :

Capacidad de carga dinámica: $C = 36450$ N

Capacidad de carga estática: $C_0 = 23200$

Carga límite de fatiga: $P_u = 980$ N

Sustituyendo los nuevos datos en la ec. 3.15, se tiene :

$$L_{10h} = 11\ 000 \text{ horas de servicio.}$$

Esto nos da una vida actual que supera ampliamente al calculado.

Se analiza ahora el cálculo de la vida nominal ajustada de acuerdo a la teoría de la SKF

[14]

$$L_{na} = a_1 a_{23} L_{10} \quad (3.18)$$

donde

L_{na} = vida nominal ajustada

a_1 = 1, fiabilidad al 90%, factor de ajuste de la vida

a_{23} = factor de ajuste (página 39)

a_{23} = 2, basado en una viscosidad de 70 mm²/s a 40 °C (pág. 38 SKF)

por lo tanto

$$L_{na} = 1 \times 2 \times L_{10} = 22000 \text{ horas de servicio}$$

La vida es el doble de lo estimado.

Procediendo ahora a calcular en base a la nueva teoría de SKF (página 40), se tiene:

$$L_{naa} = a_1 a_{SKF} L_{10h} \quad (3.19)$$

donde

L_{naa} = vida nominal ajustada según la nueva teoría de la vida, en millones de revoluciones.

a_1 = factor de ajuste = 1 (de tabla 6, pág. 35 SKF)

a_{SKF} = factor de ajuste de la vida basado en la nueva teoría. = 5 (diagrama 4, página 41, SKF)

Sustituyendo valores en la ecuación 3.17, se tiene:

$$L_{naa} = 110\ 000 \text{ hrs. de funcionamiento}$$

La vida del rodamiento esperada en base a la nueva teoría de SKF es cinco veces la vida nominal, como resultado tenemos que es una situación favorable para el diseño, en cuanto a costo y mantenimiento de los rodamientos.

3.7 Eje del rodamiento para los péndulos.

Se muestra en la tabla las propiedades del material utilizado para el eje y las dimensiones propuestas.

Tabla 3.10 Propiedades y dimensiones propuestas del eje del rodamiento

Material: Acero A-36		
Propiedades: (Mpa)	Fuerzas Estáticas	Fuerzas Dinámicas
$S_{yt}=248$	Peso del rotor = 9810 N	$F_{DV} = 4211 \text{ N}$
$S_e=185$	Peso estructural = 690 N	$F_{DH} = 4211 \text{ N}$
$E= 200\ 000$	Fuerza total = $P_t = 10500 \text{ N}$	
143 HB		
Diámetro mayor = 65 mm, diámetro menor = 25 mm, longitud = 44.75 mm		

El esfuerzo en el punto más esforzado viene dado como puede observarse en la figura 3.7, en el diámetro menor de la flecha, por lo tanto

Análisis estático

$$\sigma_{st} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (3.20)$$

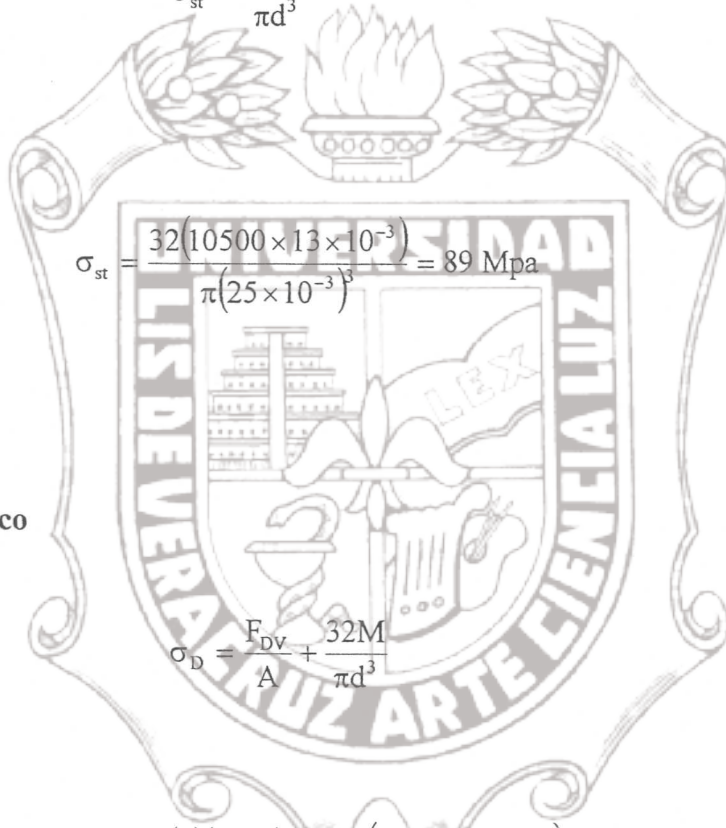
Esto es:

$$\sigma_{st} = \frac{32(10500 \times 13 \times 10^{-3})}{\pi(25 \times 10^{-3})^3} = 89 \text{ Mpa}$$

Análisis dinámico

$$\sigma_D = \frac{F_{Dv}}{A} + \frac{32M}{\pi d^3} \quad (3.21)$$

$$\sigma_D = \frac{(4)(4211)}{\pi(25 \times 10^{-3})^2} + \frac{32(4211 \times 13 \times 10^{-3})}{\pi(25 \times 10^{-3})^3} = 46 \text{ Mpa}$$



Se presenta en la tabla 3.11 el comparativo de los esfuerzos y factores de seguridad obtenidos.

Tabla 3.11 Esfuerzos en la placa soporte inferior

Esfuerzo	Teórico	F. S.
Estático	89	2.7
Dinámico	46	4

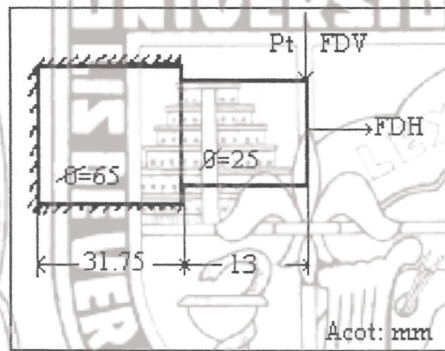


Figura 3.7 Eje para rodamiento del péndulo

4. Detalles técnicos adicionales de la máquina de balanceo.

Se presentan los detalles técnicos de la máquina de balanceo diseñada, de igual manera se describen las especificaciones de los elementos de acuerdo a catálogo y en base a las necesidades de aplicación. También se dan recomendaciones pertinentes para la operación de la máquina.

4.1 Sistema de transmisión.

El impulso de rotores a una determinada velocidad requiere de un sistema motriz que se puede llevar a cabo de dos maneras:

- a) Transmisión directa.
- b) Transmisión por banda.

La transmisión directa se realiza por lo general, mediante un eje cardán conectado directamente al rotor. Este tipo de transmisión se emplea en las máquinas de balanceo en donde el rotor puede pesar hasta 200 toneladas, o en casos donde se deben alcanzar altas velocidades. En máquinas con un peso de rotor hasta de 11 toneladas es posible emplear una transmisión por banda plana.

El valor máximo de las R.P.M. se limita por los parámetros característicos del rotor relacionados con su energía cinética (momentos de inercia de masa y velocidad angular).

El rango de trabajo admisible en un banco de balanceo está limitada por los siguientes parámetros:

- a) Peso máximo admitido
- b) Número máximo de revoluciones
- c) Resistencia al giro del rotor

Debido a la flexibilidad de los apoyos se debe de eliminar lo mas posible cualquier tipo de perturbaciones. Una transmisión por banda plana y un motor con control de velocidad produce perturbaciones mínimas. Por añadidura, las poleas deben reunir ciertas características:

- a) Deben ser lo más ligeras posibles a fin de reducir efectos inerciales.
- b) Deben estar dinámicamente balanceadas.
- c) Concéntricas y a escuadras con el eje del rotor y,
- d) La acción de la banda debe ser vertical al eje del rotor.

En base a lo anteriormente descrito y ya que la máquina diseñada se apega a las especificaciones de las máquinas comerciales [7], se tomó la decisión de emplear el sistema de transmisión por banda plana y un motor con control de velocidad. La banda se seleccionó de acuerdo a catálogo, la potencia y velocidad del motor de igual manera, ya que estos se adaptan a la capacidad de rotores de una máquina de dimensiones similares.

En la tabla 4.1 se muestran las características de éstos componentes.

Tabla 4.1 Características de los elementos del sistema de transmisión.

Elemento	Descripción	Designación
Motor	4 polos, Vel. = 2000 R.P.M. Potencia = 3 HP =2.2 KW Peso = 20 Kg.	GE
Banda plana	Espesor = ½ in (12.7 mm) Velocidad = 71 ft (21641 mm)/min a 2062 ft (628498)/min	
Poleas	Diámetro: 4.5 in (114 mm)	

El arreglo de las poleas se implementó teniendo como referencia la transmisión de las máquinas de balanceo comerciales, por ejemplo; la IRD modelo B20 [7]; Ver Figura 4.1.

Las ventajas que presenta este arreglo son:

1. Permite el desplazamiento lineal de las poleas para así lograr la perpendicularidad de la bancada respecto al eje del rotor.
2. La barra de poleas se ajusta en un rango de alturas permitiendo adecuar la banda a los distintos diámetros de rotores
3. Se diseñó un tensor de banda plano .

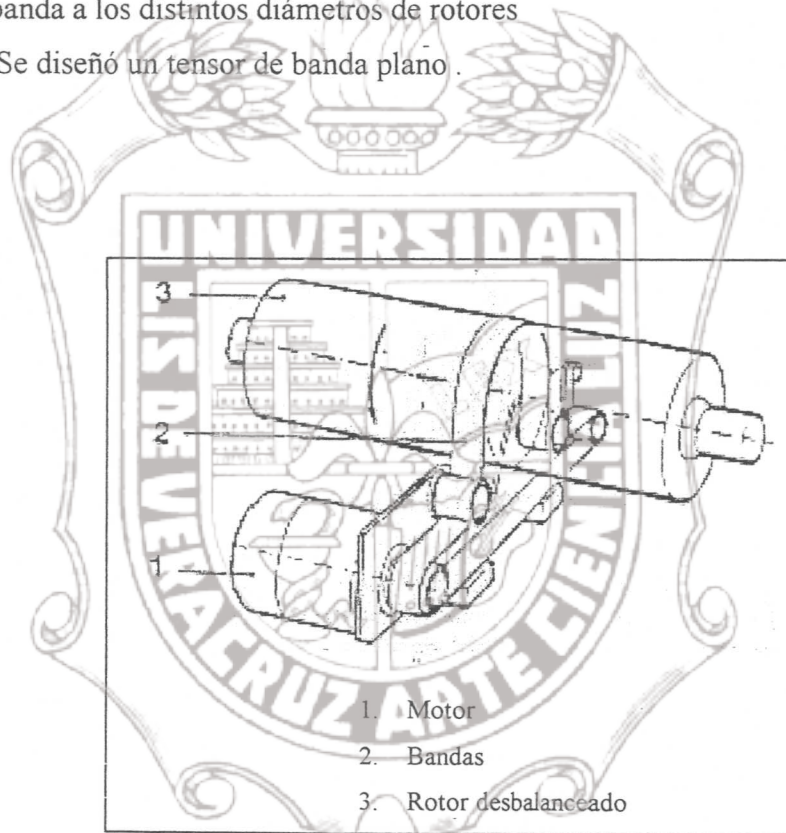


Figura 4.1 Arreglo del Sistema de transmisión .

4.2 Sistemas de apoyos.

Apoyos rígidos

En estas máquinas las velocidades de balanceo están debajo de la frecuencia natural del sistema rotor-chumacera. Estas máquinas requieren de una cimentación especial y las siguientes especificaciones son típicas:

- a) Una cimentación de hormigón de 8 a 10 veces la masa de la máquina.
- b) No debe ser mayor que $0.01 \text{ mm}/1000 \text{ mm}$ el desnivel de la bancada en sentido longitudinal y transversal.
- c) En máquinas de balanceo infracrítica se debe tener en toda la estructura una elevada rigidez dinámica (conjunto cimentación máquina). Por ejemplo, el ancho de la cimentación con respecto a la elevación del eje de centros del rotor desde la base de la cimentación, debe ser hasta de 1.8 veces.
- d) En instalaciones elevadas se tiene un límite en las velocidades de balanceo debido a las resonancias del edificio.

Apoyos flexibles

Un banco de balanceo de apoyos flexibles requiere de menos exigencia para su instalación: Como sus principales frecuencias son bastante bajas (menor que 2 Hz), la respuesta de balanceo permanece prácticamente constante. A bajas velocidades se obtiene una precisión aceptable de las tolerancias de balanceo, sin embargo es necesario evitar cualquier fluctuación de desbalance que pueda sobrepasar la vibración de balanceo.

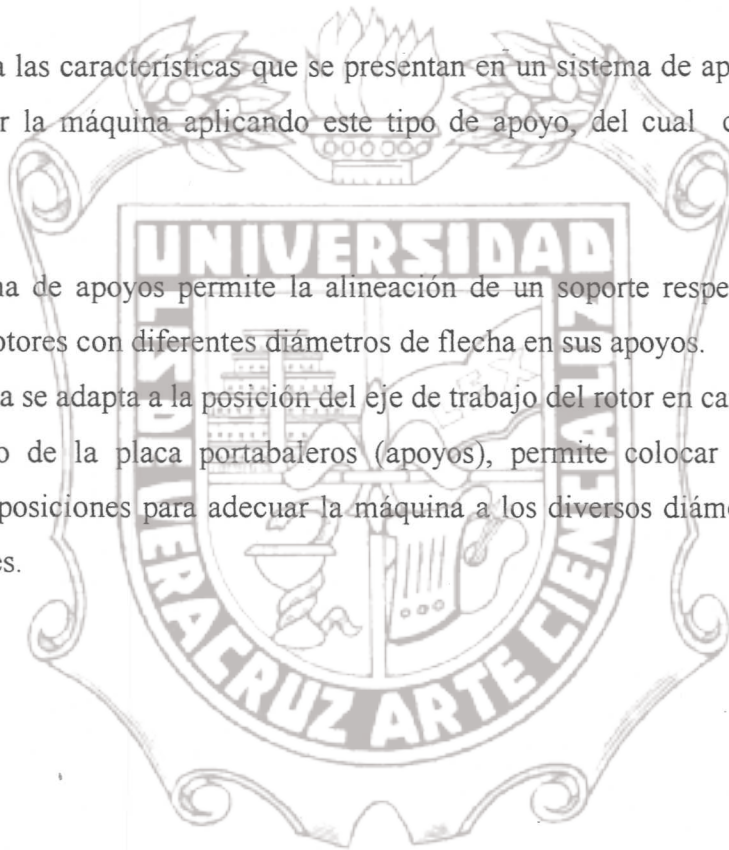
En un banco de apoyos rígidos se puede incrementar la velocidad y destacar más la vibración de desbalanceo, mientras que en bancos de apoyos flexibles la sensibilidad después de una cierta velocidad ya no se incrementa.

El movimiento de los apoyos es mucho mayor que los del tipo rígido, por lo que se debe permitir tengan libertad para seguir el movimiento de los muñones del rotor, a fin de que no se cause daño en éstos.

En un sistema de apoyos flexibles no es necesario balancear a velocidades de operación, si esto es una exigencia, se recomienda emplear un concepto de apoyos rígidos, sin embargo en cualquiera de los sistemas se deben extremar precauciones[9]

En base a las características que se presentan en un sistema de apoyos flexibles, se ha decidido fabricar la máquina aplicando este tipo de apoyo, del cual conviene destacar lo siguiente:

- a) El sistema de apoyos permite la alineación de un soporte respecto del otro, ya que existen rotores con diferentes diámetros de flecha en sus apoyos.
- b) El sistema se adapta a la posición del eje de trabajo del rotor en campo
- c) El diseño de la placa portabaleros (apoyos), permite colocar los rodamientos en diversas posiciones para adecuar la máquina a los diversos diámetros de la flecha de los rotores.



4.3 Mantenimiento de la máquina de balanceo dinámico.

4.3.1 Introducción

Las máquinas de balanceo dinámico como es sabido, se ha hecho indispensable en cualquier taller o industria que tengan como práctica frecuente el balanceo dinámico de rotores. Una máquina de balanceo como un conjunto estructural estático, es capaz de soportar y amplificar los movimientos oscilatorios de los rotores mediante un sistema de suspensión específico.

Es por ello que se hace necesario establecer un programa de mantenimiento que garantice el buen funcionamiento de sus partes. El objetivo es establecer recomendaciones de mantenimiento para la máquina de balanceo diseñada, que fue construida en el Instituto Tecnológico de Minatitlán y por tanto su uso no será tan frecuente como lo sería en un taller o industria que preste el servicio.

Así pues, es recomendable para la máquina de balanceo establecer un programa de mantenimiento predictivo y preventivo.

4.3.2 Mantenimiento predictivo y preventivo para la máquina de balanceo.

Se buscará ser selectivos en el diagnóstico para evitar caer en exageraciones y por tanto no cumplir el objetivo. Se realizarán solo en aquellas partes que lo justifiquen: *La bancada, el sistema de suspensión pendular, el sistema de transmisión y la caja secundaria.*

Se muestra en las tablas 4.1, 4.2, 4.3 y 4.4 las inspecciones periódicas a las partes antes mencionadas.

Tabla 4.1 Inspección periódica a la bancada

N° de parte	Partes	Actividad	Resultado	Inspección mensual	Inspección anual
1	Placas base de la bancada	Limpieza general, engrasar	Evitar corrosión	1	12
2	Rieles	Mantener siempre engrasado	Evitar corrosión	1	12
3	Zapatas	Limpieza general y mantener engrasado	Evitar corrosión	1	12
4	Tirantes	Limpieza general y mantener engrasado	Evitar la corrosión	1	12
5	catarinas	Mantener engrasado, verificar su estado físico (desgaste)	Evitar desgaste	1	12
6	flechas	Limpieza general y mantener engrasado	Evitar corrosión	1	12
7	Tornillería	Verificar su buen estado físico	Evitar corrosión y así asegurar la fijación de la bancada	1	12

Tabla 4.2 Inspección periódica al sistema de suspensión pendular

N° de parte	Partes	Actividad	Resultado	Inspección mensual	Inspección anual
8	Péndulos	Limpieza general	Evitar corrosión	3	4
9	Placa superior e inferior	Limpieza general	Evitar corrosión	3	4
10	Barra soporte	Limpieza general	Evitar corrosión	3	4
11	Rodamientos sellados	Checar juego axial y radial, inspección visual del estado físico del rodamiento y de las cajoneras	Evitar desalineamiento y por tanto no perder sensibilidad en la transmisión del desbalance	3	4

Instituto de Ingeniería
 Universidad Veracruzana

Tabla 4.3 Inspección periódica al sistema de transmisión

Nº de parte	Partes	Actividad	Resultado	Inspección mensual	Inspección anual
12	Motor	Verificar estado físico de rodamientos del motor, checar cables de alimentación y la instalación eléctrica en general, checar el buen funcionamiento del motor	El buen funcionamiento del motor asegura un buen balanceo y sus conexiones eléctricas asegura su buen funcionamiento	1	12
13	Variador de velocidad	Verificar estado físico del variador e instalación eléctrica	Su buen funcionamiento asegura las frecuencias requeridas y sus conexiones evitan fallas	1	12
14	Poleas	Limpieza general, checar alineación y desgaste	Evitar desalineación es tener un desbalance provocado solo por el rotor a balancear	Preferente mente cada tiempo usado	Desmontar por completo y rectificar alineación
15	Banda	Limpieza genaral, estado físico (cortes) Corregir ajustes	Evitar la tensión incorrecta, grasas o aceites en la banda. Cambiar bandas desgastadas	Preferente mente cada tiempo usado	Preferentem ente cada tiempo usado
16	Rodamientos	Checar juego axial y radial, inspección visual del estado físico del rodamiento y de las cajoneras	Evitar desalineamiento y por tanto no perder sensibilidad en la transmisión del desbalance	1	12

Tabla 4.4 Inspección periódica a la caja secundaria

Nº de parte	Partes	Actividad	Resultado	Inspección mensual	Inspección anual
17	Jgo. de rodamientos antifricción	Limpieza de los rodamientos, verificar el estado físico, no lubricar	Las superficies en buen estado evitan desalineación	Preferentemente cada tiempo usado	Preferentemente cada tiempo usado
18	Tornillos	Verificar el buen estado físico	Se evitan accidentes	1	12
19	pernos	Verificar el buen estado físico	Se evitan accidentes	1	12

4.4 Planos de fabricación.

Se presenta una sección de planos de fabricación de cada uno de los componentes de la máquina, los cuales fueron realizados a través del Software AutoCAD 14 [2], permitiendo este último un diseño mejor planeado.

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Conclusiones

- 1.- Las máquinas de balanceo dinámico se han hecho indispensable en cualquier taller o industria que tengan como práctica frecuente el balanceo dinámico de rotores y la máquina de balanceo diseñada representa una alternativa económica a estas empresas.
- 2.- Actualmente se está en la segunda fase, la construcción e implementación de la máquina en el laboratorio de Ingeniería Electromecánica (IEM) del Instituto Tecnológico de Minatitlán (ITM).
- 3.- El objetivo que se planteó al inicio, podrá ser alcanzado al realizarse prácticas que impliquen el balanceo dinámico de rotores y contribuir al desarrollo del laboratorio de IEM y del ITM a través del servicio externo.
- 4.- El diseño de la máquina está basado en el sistema de suspensión pendular el cual cumple con los requisitos de factores de seguridad adecuados.
- 5.- La máquina en cuanto a diseño dinámico se refiere, es capaz de aislar vibraciones extrañas hasta en un 95% a una velocidad de 250 RPM, lo cual es de gran importancia ya que una transmisibilidad baja permite que la señal de vibración predominante sea la proveniente del desbalance del rotor, lo que significa que los errores del filtrado de las armónicas externas que componen la vibración se reducen y en consecuencia se logran mejores estimaciones de los pesos de corrección del desbalance.
- 6.- Se estableció un programa de mantenimiento predictivo-preventivo que facilite el buen estado físico de sus componentes y por tanto un buen funcionamiento.
- 7.- Se destaca también la visita a los departamentos de balanceo de los complejos de petroquímica Cosoleacaque y la Cangrejera, lo cual se reflejó en tener una base para formar criterios acerca de las partes de la máquina de balanceo que han funcionado en la práctica y de aquí partir para el diseño básico de ésta. Adicionalmente se destaca también que algunas

especificaciones que se admitieron fueron basadas en las máquinas de balanceo más comerciales del mercado.

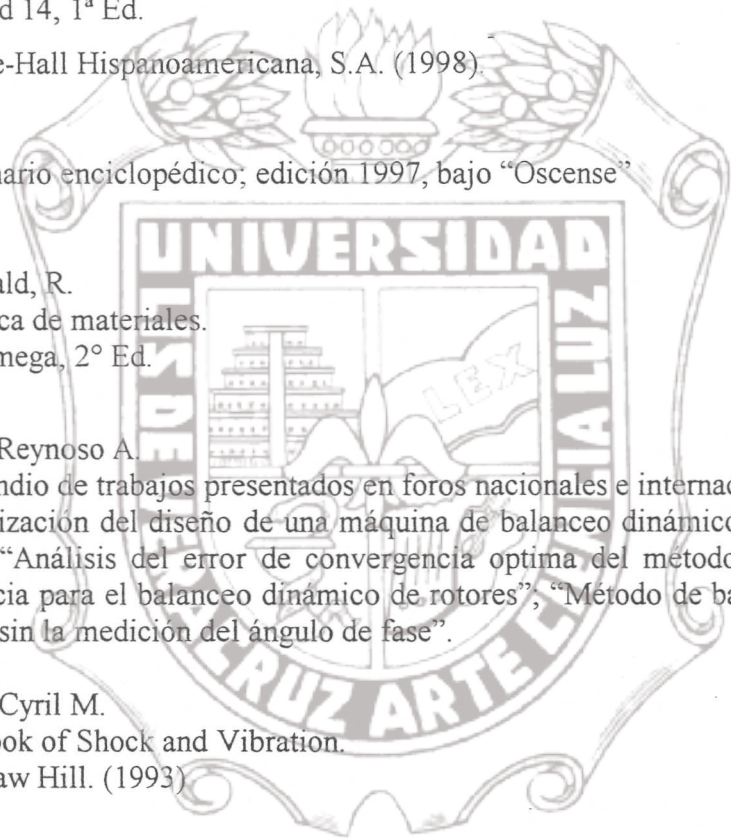
8.- Por último se admite que es posible optimizar el diseño de la máquina de balanceo con el objeto de tener factores de seguridad uniformes y suficientes, esto tendrá como resultado la validación del diseño y la obtención de una máquina comercialmente más competitiva.



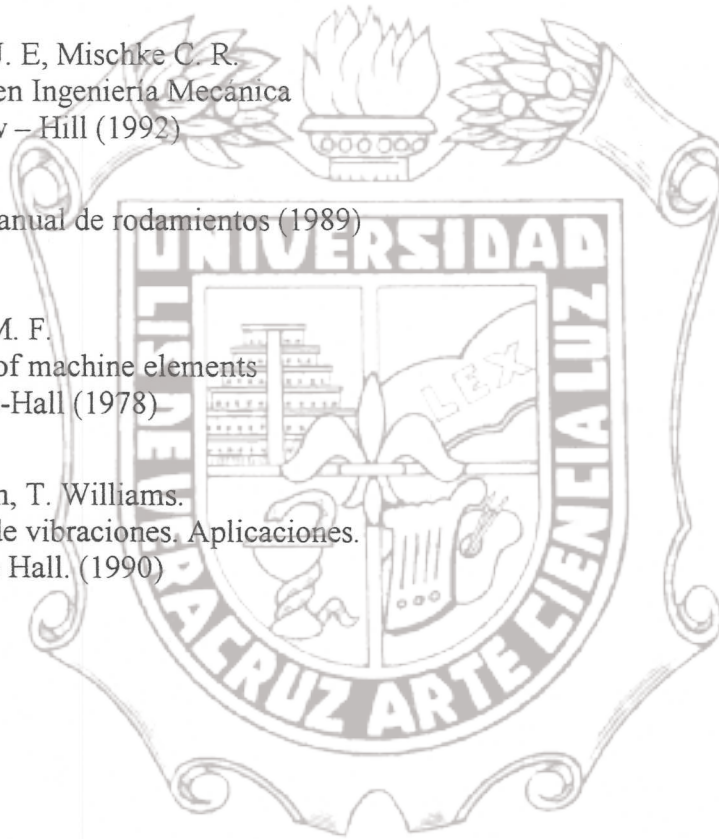
Bibliografía citada

- [1] Beer, F., Johnston E.
Mecánica de materiales
McGraw Hill. (1993)
- [2] Burchad, Bill., Pitzer, David., Soen, Francis., y otros.
AutoCad 14, 1ª Ed.
Prentice-Hall Hispanoamericana, S.A. (1998).
- [3] Diccionario enciclopédico; edición 1997, bajo "Oscense"
- [4] Fitzgerald, R.
Mecánica de materiales.
Alfa-Omega, 2º Ed.
- [5] García Reynoso A.
Compendio de trabajos presentados en foros nacionales e internacionales:
"Optimización del diseño de una máquina de balanceo dinámico de rotores de 2500 Kg."; "Análisis del error de convergencia optima del método de coeficientes de influencia para el balanceo dinámico de rotores"; "Método de balanceo dinámico de rotores sin la medición del ángulo de fase".
- [6] Harris, Cyril M.
Handbook of Shock and Vibration.
Mc. Graw Hill. (1993)
- [7] IRD .Mechanalis Inc.
Dynamics Balancing Textbook.
- [8] Mabie,Hamilton H.
Mecanismos y Dinámica de Maquinaria.
Limusa. (1988)
- [9] Morales, A.
Diseño de una máquina de balanceo dinámico de rotores con capacidad de 250 Kg.
II Reunión Internacional(XI Nacional) de Ingeniería Mecánica, (1996, S.L.P.)

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana



- [10] Norma V.D.I. alemana "Tolerances for balancing"
- [11] Saucedo, C., Sánchez, C., Herrera, A., Rivera, E.
Diseño de una suspensión tipo péndulo para una máquina balanceadora
III Reunión Internacional de Ingeniería Mecánica, (1997, S.L.P.)
- [12] Schenck Trebel, a unit of Schenck Corp.
Fundamental of balancing textbook (1990)
- [13] Shigley J. E, Mischke C. R.
Diseño en Ingeniería Mecánica
McGraw - Hill (1992)
- [14] SKF, Manual de rodamientos (1989)
- [15] Spotts, M. F.
Design of machine elements
Prentice-Hall (1978)
- [16] Thomson, T. Williams.
Teoría de vibraciones. Aplicaciones.
Prentice Hall. (1990)



Bibliografía consultada

- [1] Dinámica de Rotores, apuntes del curso de la Maestría en Ingeniería Mecánica. Instituto de Ingeniería. U. V. (Veracruz, Ver., 1993).
- [2] García Reynoso A.
Compendio de trabajos presentados en foros nacionales e internacionales:
“Optimización del diseño de una máquina de balanceo dinámico de rotores de 2500 Kg.”; “Análisis del error de convergencia optima del método de coeficientes de influencia para el balanceo dinámico de rotores”; “Método de balanceo dinámico de rotores sin la medición del ángulo de fase”.
- [3] Hartog den, J.P.
Mechanical Vibrations.
CECSA. (1987)
- [4] IRD .Mechanalysis Inc.
Dynamics Balancing Textbook.
- [5] Mabie,Hamilton H.
Mecanismos y Dinámica de Maquinaria.
Limusa. (1988)
- [6] Mechanical Engineer Revista Mensual,
pgs. 36,44; 60,64.1999.
- [7] Meirovitch, Leonard.
Analytical methods in vibrations
Mcmillan Publishin Co., Inc. (1982)
- [9] Ogata, Katsuhiko.
Dinámica de sistemas
Prentice Hall (1995)
- [10] Zavala Arturo, Meraz Marco A.
Diseño de la tarjeta electrónica del sistema de detección óptico de vibración en un banco de balanceo dinámico de 500 Kg.
1er Congreso de la Academia Nacional de Ingeniería Mecánica ANIIM-SNIT,
(1996,Puebla,Puebla.)

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Apéndice

A. Factores de Marin que modifican el límite de resistencia a la fatiga *

El límite de resistencia a la fatiga viene dado por:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e \quad (A.1)$$

donde

S_e = es el límite de resistencia a la fatiga del elemento péndulo

S'_e = límite de resistencia a la fatiga de una muestra rotatoria

k_a = factor de superficie

k_b = factor de tamaño

k_c = factor de carga

k_d = factor de temperatura

k_e = factor de efectos diversos

Límite de resistencia a la fatiga para probeta rotatoria

$$S'_e = 0.504 (S_{ut}) = 0.504(400) = 201.6 \text{ Mpa.}$$

Factor de superficie

$$k_a = a S_{ut}^b = 4.51(400)^{-0.265} = 0.922$$

donde

$$S_{ut} = 400 \text{ Mpa; } a \text{ y } b \text{ se encuentran en la tabla B.1}$$

Factor de tamaño

$$k_b = \left(\frac{d_e}{7.62} \right)^{-0.1133} = 1, \text{ para carga axial}$$

donde d_e = diámetro efectivo de la barra.

Factor de carga

$k_c = 1$, para carga axial

Factor de temperatura

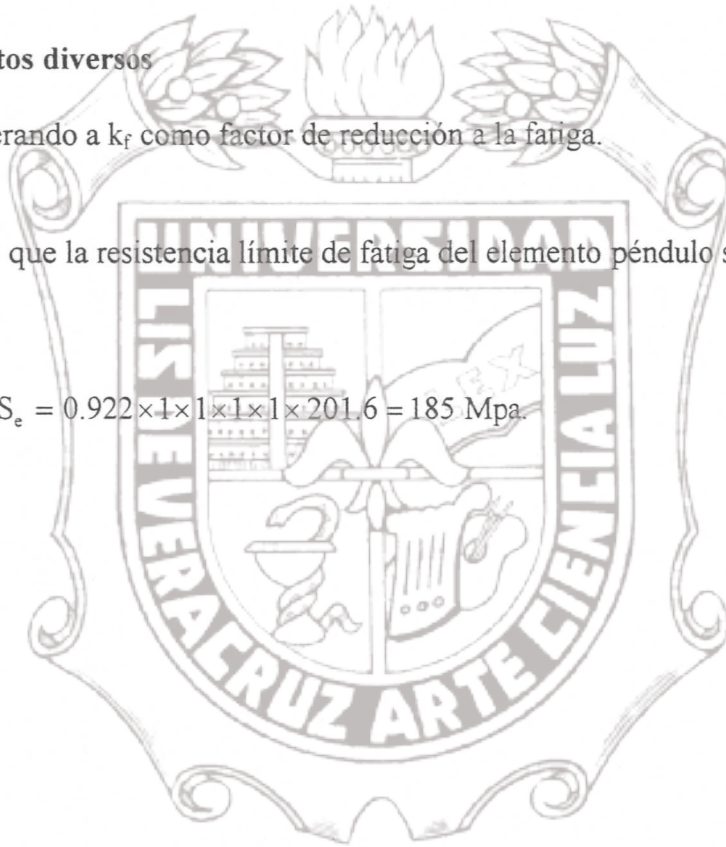
$k_d = 1$, temperatura de operación normal

Factor de efectos diversos

$k_e = 1$, considerando a k_f como factor de reducción a la fatiga.

De aquí que la resistencia límite de fatiga del elemento péndulo sea:

$$S_e = 0.922 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1 \times 201.6 = 185 \text{ Mpa.}$$



* Shigley y Mischke, 4ª Ed., Pág. 317

B. Determinación del factor de concentración de esfuerzos

Consultando la figura B-1, podemos ver que:

$$\frac{d}{w} = \frac{25.4}{63.5} = 0.4 \quad \text{y} \quad K_t = 2.35$$

por criterio, supondremos que $K_f = K_t = 2.35$

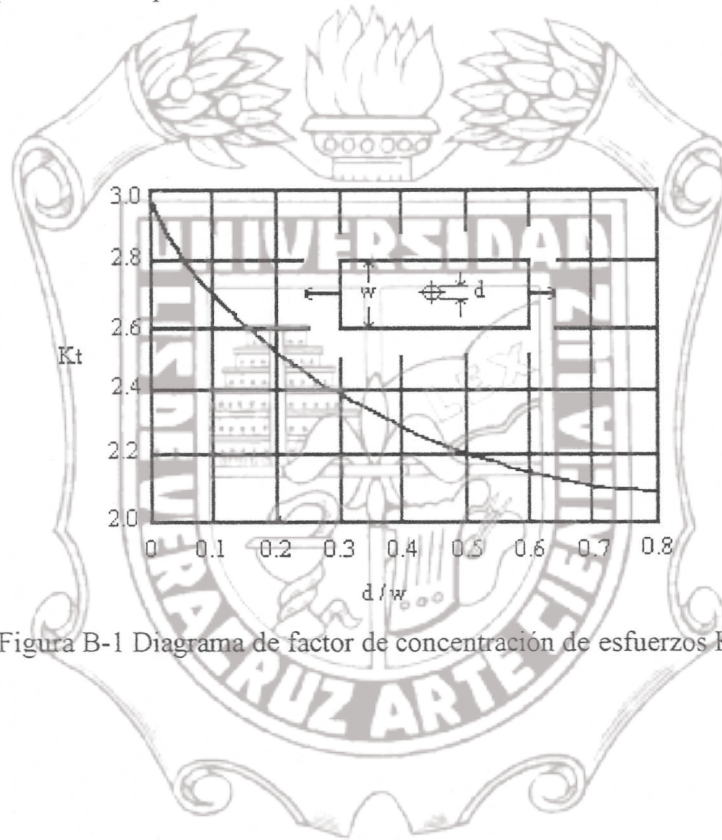


Figura B-1 Diagrama de factor de concentración de esfuerzos K_t

Tabla B-1 Factores de acabado de superficie

Acabado de superficie	Factor a		Exponente b
	kpsi	Mpa	
Esmerilado (rectificado)	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	272.0	-0.995