ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
SEDE LATACUNGA

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA BALANCEADORA AUTOMÁTICA DE ROTORES ELÉCTRICOS CONTROLADA POR COMPUTADOR PARA LA EMPRESA "ELECTRO INDUSTRIAL"

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO EN ELECTROMECÁNICA

MARCO VINICIO CADENA PADILLA
CRISTIAN LEONEL CHANCUSIG PILA

Latacunga, Abril 2009

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue realizado en su totalidad por los señores: Marco Vinicio Cadena Padilla y Cristian Leonel Chancusig Pila, bajo nuestra supervisión.

_____
Fecha

_____ _____

Ing. Fausto Acuña
DIRECTOR

Ing. Mario Jiménez
CODIRECTOR

DEDICATORIA

Con todo cariño, admiración y respeto dedico este trabajo a Jehová Dios por darme la sabiduría necesaria para poder culminar mis estudios, a mis padres Juan y Manuela quienes me apoyaron incondicionalmente en todos mis estudios universitarios, a mis hermanos Verónica y Santiago y a todas aquellas personas que estuvieron conmigo en alguna etapa de mi vida y formaron mi carácter, experiencia y pensamiento.

Marco

Con todo cariño admiración y respeto dedico este trabajo a DIOS por ser mi amigo incondicional durante toda mi vida, a la familia Chancusig Pila quienes con su amor, dedicación, esfuerzo y comprensión hicieron realidad este sueño; en especial a mis padres César y María que son mi ejemplo en la vida, a mis hermanos Alex y Silvia y a todas aquellas personas que estuvieron conmigo en alguna etapa de mi vida y formaron mi carácter, experiencia y pensamiento.

Cristian

AGRADECIMIENTO

Primero el agradecimiento a Jehová Dios que me dio salud, vida y fortaleza para alcanzar mis metas, a mis padres y hermanos quienes me apoyaron a lo largo de toda mi existencia, a Daniela mi novia que con sus palabras de aliento y su amor siempre me ayudó a estar bien en momentos difíciles durante el desarrollo de la tesis, al Ing. Wilson Través quien con su ayuda desinteresa y sus conocimientos me bridó su asesoría para llegar a culminar el presente trabajo.

Marco

Gracias a Dios por darme el privilegio de estar vivo, a mis padres y hermanos quienes siempre me dan lo mejor de sí y son la alegría de mi vida gracias por todo, a mi novia que con su amor me apoya y a todas las personas que con su buena voluntad y conocimientos han aportado con la realización del proyecto.

Cristian

ÍNDICE DE CONTENIDOS

RESUMEN i

1. GENERALIDADES 1

1.1. Introducción 1

i. Antecedentes 2

ii. Objetivo General 2

iii. Objetivos Específicos 2

iv. Justificación 3

v. Alcance y metas 3

1.2. Importancia del proceso de balanceo de rotores 4

1.3. Tipos de máquinas balanceadoras. 5

vi. Balanceadoras horizontales 5

vii. Balanceadoras verticales 6

1.4. Tipos de balanceo 6

viii. Balanceo estático 6

ix. Balanceo dinámico 7

1. Bastidor basculante 7

2. Punto nodal 9

3. Compesación mecánica 10

1.5. Desbalanceo en rotores 11

x. Tipos de desbalanceo en rotores.....12

1.6. Modelos para balanceo 14

xi. Balanceo en un plano 15

xii. Balanceo en dos planos 16

1.7. Grado de calidad del balanceo según ISO 1940 17

1.8. Balanceo de rotores de motores eléctricos.....18

xiii. Vibraciones mecánicas 19

xiv. Vibraciones electromagnéticas 19

xv. Equilibrar los rotores eléctricos en un plano o dos planos 19

xvi. Ruidos en la máquina balanceadora y sus efectos 20

xvii. Formas de balancear rotores eléctricos.....21

1.9. Descripción de la máquina balanceadora.....24

xviii. Elementos mecánicos……25

1. Vigas 25

2. Tornillo de transmisión 28

3. Rodamientos 30

4. Bandas 32

5. Poleas.....35

6. Ejes 36

xix. Elementos eléctricos……..38

1. Motores de inducción 38

xx. Elementos electrónicos 39

1. Sensores de aceleración..... 39

2. Sensores de velocidad 40

3. Variador de frecuencia 41

4. Sensor fotoeléctrico 41

1.10. Descripción del sistema de adquisión de datos 42

2. DISEÑO……...…..……..…..……...……..…..……44

2.1. Parámetros de diseño de la máquina balanceadora..... 44

2.2. Diseño de los elementos mecánicos de la máquina..... 45

xxi. Diseño de los ejes 45

xxii. Diseño de los baleros 49

xxiii. Diseño de las torres..... 52

xxiv. Diseño de la bancada..... 53

xxv. Diseño del tornillo de transmsión..... 55

xxvi. Diseño de la polea..... 58

xxvii. Diseño de transmisión de la banda plana..... 60

2.3. Sistema eléctrico y electrónico de la máquina..... 63

xxviii. Determinación de la potencia del motor eléctrico 63

xxix. Potencia para el variador de frecuencia 65

2.4. Diseño del software 65

xxx. Diseño del software para indicar el desbalanceo..... 66

xxxi. Diseño del software para balancear rotores 66

2.5. Diseño del Hadware 66

3. SELECCIÓN Y CONSTRUCCIÓN……..……..……...67

3.1. Selección de los elementos mecánicos de la máquina..... 67

xxxii. Selección de materiales para el sistema mecánico 68

1. Selección del material para los ejes..... 68

2. Selección del material para los baleros..... 68

3. Selección del material para las torres 69

4. Selección del material para la bancada 70

5. Selección del material para el tornillo de transmisión 70

6. Selección del material para las poleas..... 71

7. Selección del material para los soportes del tornillo 72

8. Selección del rodamiento..... 72

3.2. Construcción de la base principal de la máquina 73

3.3. Montaje del sistema mecánico 74

3.4. Selección de los elementos eléctricos de la máquina..... 74

xxxiii. Selección del motor eléctrico..... 74

xxxiv. Selección del variador de frecuencia..... 75

3.5. Selección del sistema de generación y adquisición de datos de la máquina..... 77

xxxv. Selección de los elementos de generación de datos..... 77

xxxvi. Selección de los elementos de adquisición de datos..... 80

3.6. Implementación del sistema electrónico 81

xxxvii. Ubicación del acelerómetro Wilcoxon Research 784A 81

xxxviii. Ubicación del foto tacómetro 82

1. Acondicionamiento de señal para el fototacómetro..... 83

3.7. Diagrama eléctrico del sistema de adquisición de datos 84

3.8. Diagrama de conexiones eléctricas 85

3.9. Descripción del software 86

xxxix. Pantalla del menú principal..... 86

xl. Ingreso de datos del motor 87

xli. Balanceo..... 89

xlii. Resultados 90

xliii. Reporte..... 92

xliv. Stop 92

4. PRUEBAS Y RESULTADOS……..……..… …..93

4.1. Sistema mecánico 93

xlv. Torres y bancada..... 93

xlvi. Tornillo de transmisión..... 94

4.2. Sistema eléctrico y electrónico 95

4.3. Configuración de la tarjeta de adquisición de datos NI USB 9234 96

4.4. Proceso de balanceo con el software de control 97

xlvii. Medición con el rotor desbalanceado 98

xlviii. Aplicación del peso de prueba 101

xlix. Medición con el peso de prueba 102

l. Obtención del peso requerido para balancear el rotor 103

li. Verificación que los niveles de vibración hayan disminuido 105

4.5. Constatación de resultados 106

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES……..….110

5.1. Conclusiones 110

5.2. Recomendaciones 111

BIBLIOGRAFÍA……..……..……113

LISTADO DE FIGURAS

Capítulo 1

Figura 1.1. Fuerzas provocadas por un rotor desequilibrado 4

Figura 1.2. Balanceadora horizontal 5

Figura 1.3. Balanceadora vertical 6

Figura 1.4. Balanceo estático 7

Figura 1.5. Esquema de una máquina para balancear de cuna pivotada 8

Figura 1.6. Plano de separación por el método de puntos nodales 9

Figura 1.7. Plano de corrección visto a lo largo del eje de rotación 11

Figura 1.8. Desbalanceo estático 12

Figura 1.9. Desbalanceo par. 13

Figura 1.10. Desbalanceo cuasi - estático 13

Figura 1.11. Desbalanceo dinámico 14

Figura 1.12. Balanceo en un plano 16

Figura 1.13. Balanceo en dos planos. 16
Figura 1.14. Métodos de equilibrado 23
Figura 1.15. Estructura de una máquina balanceadora 24
Figura 1.16. Fuerzas y momentos que actúan en una viga 27
Figura 1.17. Partes de un tornillo de transmisión de fuerzas 28
Figura 1.18. Rodamiento 30
Figura 1.19. Bandas 33
Figura 1.20. Poleas 35
Figura 1.21. Funcionamiento del motor 38
Figura 1.22. Acelerómetro piezoeléctrico 39
Figura 1.23. Transductor de velocidad 40
Figura 1.24. Variador de frecuencia 41
Figura 1.25. Sensor fotoeléctrico 42
Figura 1.26. Elementos de un sistema de adquisición de datos 42

Capítulo 2

Figura 2.1. Esquema del conjunto donde se acoplan el eje a diseñar 46
Figura 2.2. Fuerzas actuantes en el eje a diseñar 46
Figura 2.3. Diagrama de fuerzas y momentos del eje 48
Figura 2.4. Baleros de la máquina balanceadora 50
Figura 2.5. Diagrama de fuerzas y momentos del balero 50
Figura 2.6. Torres de la máquina balanceadora 52
Figura 2.7. Diagrama de fuerzas y momentos de las torres 52
Figura 2.8. Bancada de la máquina balanceadora 53
Figura 2.9. Diagrama de fuerzas y momentos de la bancada 54
Figura 2.10. Tornillo de potencia con rosca TPN 57
Figura 2.11. Sistema de poleas con templador 59

Capítulo 3

Figura 3.1. Baleros y canaleta porta rodamientos 68

Figura 3.2. Torre y guias de bancada 69

Figura 3.3. Bancada de la máquina 70

Figura 3.4. Tornillo de transmisión 71

Figura 3.5. Poleas 71

Figura 3.6. Soporte del tornillo de transmisión 72

Figura 3.7. Rodamiento de bolas 72

Figura 3.8. Base principal de la máquina 74

Figura 3.9. Máquina balanceadora en sus forma física 74

Figura 3.10. Motor trifásico 75

Figura 3.11. Variador de velocidad 76

Figura 3.12. Panel BOP 77

Figura 3.13.Acelerómetro WILCOXON RESEARCH 784A 78

Figura 3.14. Sensor de velocidad DATA SENSOR 80

Figura 3.15. Tarjeta de adquisición de datos NI DAQ USB-9234 81

Figura 3.16. Circuito de acondicionamiento para el foto tacómetro 83

Figura 3.17. Diagrama eléctrico del sistema de adquisición 85

Figura 3.18. Panel frontal del subVI menú principal 86

Figura 3.19. Diagrama de bloques del subVI menú principal 87

Figura 3.20. Panel frontal del subVI datos del motor 88

Figura 3.21. Diagrama de bloques del subVI datos del motor 88

Figura 3.22 Panel frontal del subVI balanceo 89

Figura 3.23. Diagrama de bloques del subVI balanceo 90

Figura 3.24. Panel frontal del subVI resultados 91

Figura 3.25. Diagrama de bloques del subVI resultados 91

Figura 3.26. Panel frontal del subVI informe 92

Capítulo 4

Figura 4.1. Pruebas realizadas en torres y bancada..... 93

Figura 4.2. Prueba realizada en el tornillo de transmisión 94

Figura 4.3. a) Pruebas eléctricas, b) Pruebas electrónicas..... 95

Figura 4.4. Calibración de la tarjeta de adquisición de datos..... 96

Figura 4.5. Configuración de los canales análogos..... 97

Figura 4.6. Software en Modo RUN 98

Figura 4.7. Potenciómetro de variación de velocidad..... 99

Figura 4.8. Formas de onda que presenta el rotor desbalanceado..... 99

Figura 4.9. Valor de módulo de vibración y ángulo de fase 100

Figura 4.10. Ubicación del peso de prueba..... 101

Figura 4.11. Formas de onda con peso de prueba 102

Figura 4.12. Valor de módulo de vibración y ángulo de fase con PP 103

Figura 4.13. Pesaje del peso en la balanza de precisión 105

Figura 4.14. Ubicación del peso de corrección en el ángulo de fase determ. 105

Figura 4.15. Nivel de vibración disminuida..... 106

Figura 4.16. Equipo portátil de Análisis Vibracional VibraCHECK AB 3200……106

Figura 4.17. Informe emitido por el equipo portátil……108

LISTADO DE TABLAS

Capítulo 1

Tabla 1.1. Modelos para balanceo 15

Tabla 1.2. Grado de calidad del balanceo según ISO 1940..... 18

Tabla 1.3. Ecuaciones de esfuerzo cortante y flexión máximo..... 28

Tabla 1.4. Características de las bandas 33

Capítulo 2

Tabla 2.1. Propiedades de perfiles angulares 55

Tabla 2.2. Características de los tornillos de transmisión 57

Tabla 2.3. Propiedades de materiales para bandas planas 61

Tabla 2.4. Factor de corrección de poleas para bandas planas..... 62

Capítulo 3

Tabla 3.1. Factores de selección del sensor de aceleración..... 78

Tabla 3.2. Factores de selección del sensor fotoeléctrico..... 79

Capítulo 4

Tabla 4.1. Comparación de resultados 109

LISTADO DE ECUACIONES

Ecuación 1. Cantidad de desbalanceamiento 11

Ecuación 2. Grado de calidad del balanceamiento 17

Ecuación 3. Desbalanceamiento específico..... 17

Ecuación 4. Esfuerzo de tensión..... 25

Ecuación 5. Esfuerzo cortante 26

Ecuación 6. Esfuerzo de torsión..... 27

Ecuación 7. Momento de rotación del tornillo (para subir la carga)..... 29

Ecuación 8. Momento de rotación del tornillo (para bajar la carga) 29

Ecuación 9. Torque para vencer la función del collarín..... 29

Ecuación 10. Eficiencia mecánica para tornillos de transmisión 29

Ecuación 11. Vida nonimal de rodamientos en RPM 31

Ecuación 12. Vida nominal de rodamientos en horas 32

Ecuación 13. Ángulo de contacto de polea menor 34

Ecuación 14. Ángulo de contacto de la polea mayor 34

Ecuación 15. Longitud de la banda 34

Ecuación 16. Potencia transmitida por la banda plana 34
Ecuación 17. Diámetro máximo de la polea 36
Ecuación 18. Diámetro mínimo de la polea 36
Ecuación 19. Torque máximo admisible 37
Ecuación 20. Esfuerzo de Von Mises 37
Ecuación 21. Teoría del esfuerzo cortante máximo 37
Ecuación 22. Teoría de la energía de la distorsión 37
Ecuación 23 Potencia de un motor para un mecanismo giratorio. 38

LISTADO DE ANEXOS

Anexo A: Diseño del software para indicar el desbalanceo.

Anexo B: Diseño del software para balancear rotores.

Anexo C: Diseño del hardware.

Anexo D: Acero AISI – SAE 1018

Anexo E: Acero ASTM A36

Anexo F: Acero plata

Anexo G: Perfil angular.

Anexo H: Aluminio AISI/ASTM 6061 – T6.

Anexo I: Variador de frecuencia SIEMENS.

Anexo J: Acelerómetro WILCOXON RESEARCH 784A.

Anexo K: Sensor fotoeléctrico.

Anexo L: Hojas de datos técnicos de la DAQ NI USB – 9234

Anexo M: Planos mecánicos.

Anexo N: Planos eléctricos.

Anexo O: Norma ISO 10816-3. Supervisión de vibraciones

Anexo P: Manual del Usuario.

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1 Introducción

La primera patente de una máquina balanceadora fue en el año de 1870, fabricada por Henry Martinson en Canadá. Esta máquina consistía de un cilindro acoplado a un eje cardán, cuyo cilindro a balancear giraba sobre dos rodamientos suspendidos en resortes. El balanceo consistía en colocar contrapesos en un solo plano, hasta que la amplitud de oscilación de los resortes se reducía en forma considerable.

Esta máquina nace con la necesidad de eliminar vibraciones en cuerpos y partes giratorias, es por esto que a principios de siglo se desarrollan nuevas técnicas de balanceo y es hasta 1907, cuando aparece la primera patente de una máquina balanceadora en dos planos, diseñada por Lawaczek, la cual es modificada y construida por C. Schenck para aplicaciones industriales.

La importancia del balanceo dinámico se incrementa a medida que se desarrollan nuevos equipos, donde los componentes giratorios son parte escencial del funcionamiento tales como: turbinas, generadores, motores eléctricos, motores de combustión interna, bombas centrífugas, compresores, etc.

En la actualidad la tecnología sobre balanceo cuenta con sistemas electrónicos de medición, que proveen de gran sensibilidad en la captación de vibraciones y localización de planos de compensación. Todo esto bajo estándares

y calidades de balanceo basadas en normas internacionales, según los diferentes tipos de cuerpos giratorios y el trabajo que estos realizan.

1.1.1 Antecedentes

Toda máquina en operación tiene un determinado comportamiento vibratorio y el deterioro de los elementos mecánicos está acompañado por variaciones de este comportamiento vibratorio. El balanceo exacto es esencial para la operación, mantenimiento y reparación de un equipo rotativo. Lo que se sabe acerca del balanceo preciso, nos permite tratar de encontrar la mejor solución en máquinas balanceadoras de rodamientos suaves o duros, es decir, ésta máquina de balanceo dinámico para rotores, será capaz de balancear equipo rotativo de diversas dimensiones con una misma máquina.

En las máquinas donde la masa rotativa tiene la forma de un disco, es decir, que la dimensión a lo largo del eje es pequeña, el balanceo estático es el único balanceo que es necesario para garantizar una operación silenciosa a cualquier velocidad. En el caso de que el rotor sea un cuerpo alargado, el simple balanceo estático no es suficiente. Cualquier desbalanceo de un rotor rígido (estático, dinámico o combinado) puede corregirse colocando o retirando pesos adecuados en dos planos diferentes.

1.1.2 Objetivo general

Diseñar y construir una máquina balanceadora automática de rotores eléctricos controlada por computador.

1.1.3 Objetivos específicos

- Estudiar las características y funcionamiento de la máquina balanceadora.
- Seleccionar los elementos y materiales adecuados para su construcción.
- Diseñar y construir la máquina balanceadora automática.

- Diseñar y construir el sistema mecánico de movimiento que permita desplazarse a través del eje X.
- Diseñar o seleccionar un software de control para el proceso, utilizando programas auxiliares como Labview.
- Comprobar la máquina con rotores desbalanceados y analizar sus resultados.
- Obtener el Titulo de Ingeniero en Electromecánica al finalizar este trabajo.

1.1.4 Justificación

- Este sistema es importante ya que permitirá el balanceo de rotores eléctricos.
- Es importante porque al automatizar la máquina nos permitirá realizar un balanceo con una mayor precisión que al hacerlo manualmente.
- Se logrará una disminución en los tiempos utilizados para el balanceo, así como la optimización del proceso.
- Nos permitirá poner en práctica todos nuestros conocimientos adquiridos en la formación de la carrera de ingeniería.
- Con este trabajo se logrará una disminución en el costo, por cuanto que en la provincia no existe y en el mercado industrial estas máquinas llegan a costar cantidades de dinero elevadas, lo cual nos hace inaccesibles a tener una máquina de estas características.

1.1.5 Alcance y metas

- Estudiar los tipos de balanceo de máquinas y sus elementos constitutivos.
- Definir el funcionamiento de la máquina balanceadora.
- Determinar los parámetros de diseño.
- Diseñar la máquina balanceadora controlada por computador.
- Seleccionar los elementos apropiados para su construcción.
- Establecer los pasos necesarios para la construcción.
- Realizar las pruebas necesarias para comprobar su funcionamiento.

- Comprobar la máquina con rotores desbalanceados.

1.2 Importancia del proceso de balanceo de rotores

El balanceo es la técnica de corregir o eliminar fuerzas o momentos generadores de perturbaciones vibratorias. Los esfuerzos sobre el bastidor de un mecanismo o sobre los soportes pueden variar de manera significativa durante un ciclo completo de operación y provocar vibraciones que a veces pueden alcanzar amplitudes peligrosas como se indica en la Figura 1.1. Incluso aunque no lo fueran, las vibraciones someten a los cojinetes a cargas repetidas que provocan el fallo por fatiga de las piezas. Se hace entonces preciso eliminar o reducir las fuerzas de inercia que producen estas vibraciones.

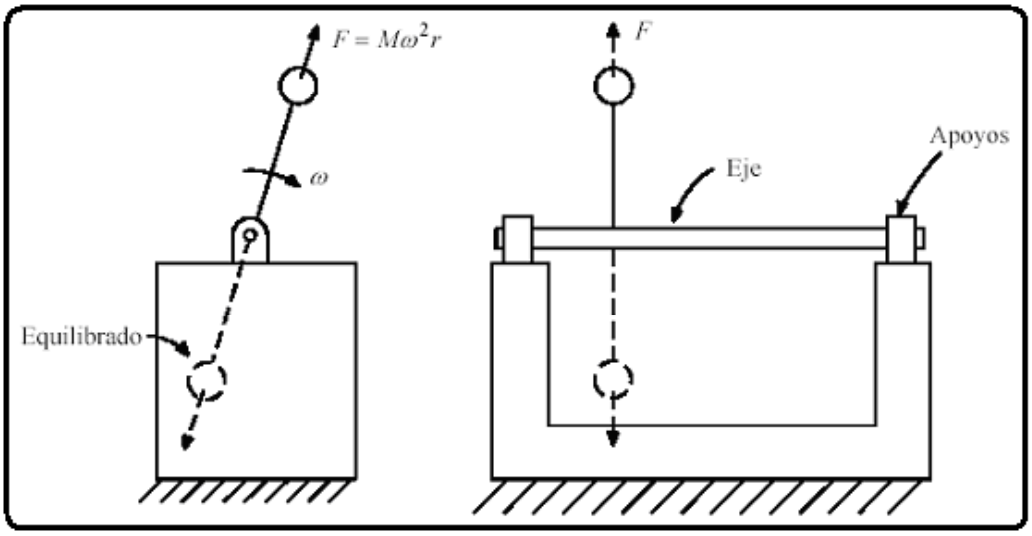


Figura 1.1. Fuerzas provocadas por un rotor desequilibrado.

Cualquier eslabón o elemento que se encuentre en rotación puede teóricamente, estar perfectamente equilibrado estática y dinámicamente para lo que hay que eliminar todas las fuerzas y momentos generadores de vibración. Para lograr un balanceo completo se requiere establecer el balanceo dinámico; sin embargo, en algunos casos, el estático puede ser un sustituto aceptable y generalmente es más fácil de alcanzar.

Las variaciones debido a las tolerancias de producción de las partes en rotación hacen que haya algún pequeño desbalance en cada una. Por lo tanto, en cada parte se deberá aplicar algún procedimiento de balanceo.

La magnitud y localización de cualquier desbalance pueden ser determinadas con bastante exactitud, y compensadas al agregar o quitar material en las ubicaciones correctas. El balanceo se ha tornado preciso, rápido y fácil para el usuario y las ventajas de realizarlo superan ampliamente el esfuerzo y tiempo necesarios para reparar un rotor.

Los resultados del balanceo deben ser comparables, sin importar a dónde se ha balanceado un módulo y quién lo ha balanceado. La calidad del balanceo depende de tres factores: la capacidad de la máquina balanceadora, la configuración del rotor, y el diseño de las herramientas.

1.3 Tipos de máquinas balanceadoras

1.3.1 Balanceadoras horizontales

Las balanceadoras horizontales denominadas "HL" mostrada en la Figura 1.2 son utilizadas para el balanceado dinámico de rotores en 2, 3 o más planos de compensación. Por ejemplo los rotores de forma cilíndrica como: cigüeñales, ejes cardan, árbol de levas, cilindros de maquinas, ventiladores, inducidos de motores eléctricos, turbinas, alternadores, etc.

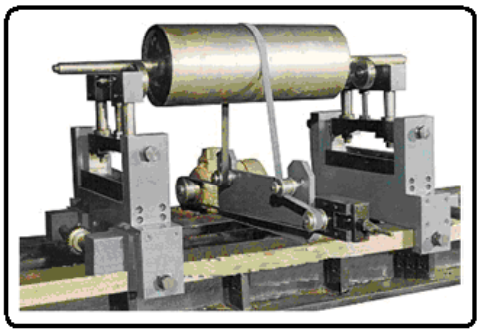


Figura 1.2. Balanceadora horizontal.

1.3.2 Balanceadoras verticales

Las balanceadoras verticales tipos "HLV" mostrada en la Figura 1.3 son aplicadas para el balanceado de rotores en 1 plano. Por ejemplo – embragues, rotores en forma de discos, tambores de freno – muelas, poleas, rotores de bombas, volantes, etc.

Figura 1.3. Balanceadora vertical.

No hay necesidad de ejes auxiliares, ya que la pieza está fijada por un utillaje directamente al husillo de la balanceadora. La carga y descarga del rotor es fácil y rápido. Por la calibración permanente de la equilibradora no hay necesidad de pesas de calibración.

1.4 Tipos de balanceo

1.4.1 Balanceo estático

El balanceo estático mostrado en la Figura 1.4 es esencialmente un proceso de pesado en el que se aplica a la pieza una fuerza de gravedad o una fuerza centrifuga. Ya que este tipo de balanceo se realiza colocando el rotor sobre rieles paralelos, haciéndolo oscilar y dejándolo encontrar el equilibrio, en este

caso la localización del desbalanceo se encuentra con la ayuda de la fuerza de la gravedad.

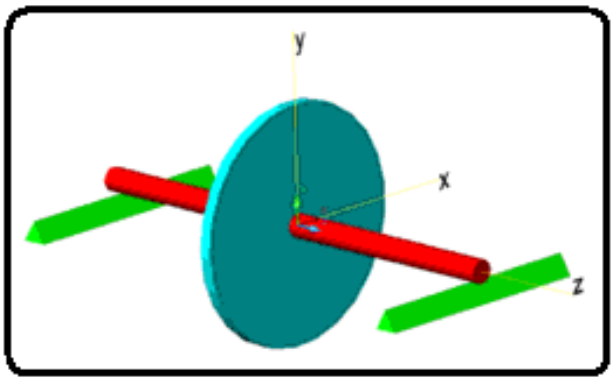


Figura 1.4. Balanceo estático

Otro método para balancear el rotor sería hacerlo girar a una velocidad determinada, entonces se podría medir las reacciones en los cojinetes y utilizar sus magnitudes para indicar la magnitud del desbalanceo, puesto que la pieza esta girando mientras se toman las mediciones, se usa una lámpara estroboscópica para indicar la ubicación de la corrección requerida.

1.4.2 Balanceo dinámico

El objetivo del balanceado dinámico es medir el par desbalanceado y agregar un nuevo par en la dirección opuesta y de la misma magnitud. Este nuevo par se introduce mediante la adición de masas en dos planos de corrección preseleccionados o mediante la eliminación de masas (haciendo perforaciones) en dichos dos planos.

Para balancear dinámicamente un rotor, se debe medir la magnitud y ubicación angular de la masa de corrección para cada uno de los dos planos de corrección. Para ello hay tres métodos de uso general que son: *Bastidor basculante, del punto nodal y la compensación mecánica.*

1.4.2.1 Bastidor basculante

En la Figura 1.5, se presenta un rotor a balancear montado sobre medios cojinetes o rodillos que están sujetos a una base soporte o bastidor basculante. El extremo derecho del rotor se conecta a un motor impulsor por medio de una articulación universal. Existe la posibilidad de hacer bascular el bastidor alrededor de cualquiera de los dos puntos (pivotes) que, a su vez, se ajustan para coincidir con los planos de corrección del elemento que se va a balancear.

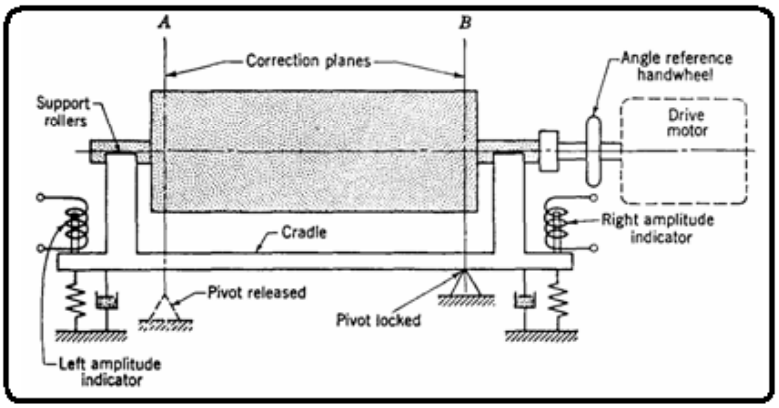


Figura 1.5. Esquema de una máquina para balancear de cuna pivotada.

En el caso de la figura anterior, el pivote izquierdo se muestra en la posición liberada, y el bastidor y el rotor a balancear pueden bascular libremente en torno al pivote derecho. En cada extremo del bastidor, se sitúan resortes y amortiguadores, y el conjunto constituye un sistema de un solo grado de libertad. Los resortes y amortiguadores se pueden hacer ajustables de manera que se pueda hacer coincidir la frecuencia natural del sistema con la velocidad del motor impulsor.

Cuando los pivotes están situados en los dos planos de corrección, se puede fijar cualquiera de ellos y tomar lecturas de la magnitud y ángulo de ubicación de la corrección. Las lecturas obtenidas en un plano serán totalmente independientes de las mediciones tomadas en el otro plano de corrección, porque un desbalance en el plano del pivote fijado no tendrá momento alguno en torno al mismo.

En efecto, un desbalance con el pivote de la derecha fijo es un desbalanceo

corregible en el plano izquierdo de corrección y produce una vibración cuya amplitud se mide mediante el indicador izquierdo de amplitud. Cuando se introduce (o se mide) esta corrección, se libera el pivote de la derecha, se fija el de la izquierda y se hace otro conjunto de mediciones para el plano de corrección de la derecha, empleando el indicador respectivo.

1.4.2.2 Punto nodal

La separación de los planos de balanceo utilizando un punto de vibración cero o mínima recibe el nombre de *método del punto nodal de balanceo* y se ilustra en la Figura 1.6. En la misma, el rotor que se va a balancear se muestra montado sobre cojinetes que están sujetos a un soporte que recibe el nombre de barra nodal.

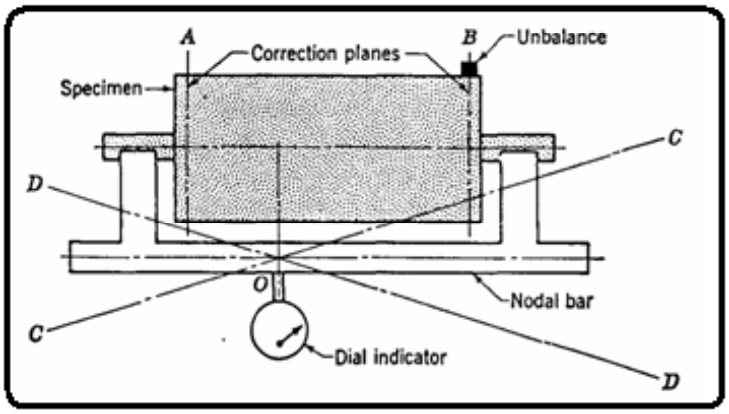


Figura 1.6. Plano de separación por el método de puntos nodales.

En principio, se supone que el elemento ya está balanceado en el plano de corrección de la izquierda (plano A) y que todavía existe un desbalance en el plano derecho (plano B). Debido a este desbalanceo, se produce una vibración en todo el conjunto, haciendo que la barra nodal oscile en torno a algún punto O, ocupando alternativamente las posiciones CC y DD. En ese caso resulta fácil localizar el punto O, deslizando un reloj comparador a lo largo de la barra nodal y determinando el punto de movimiento cero o de movimiento mínimo, éste es el punto nulo o nodal. Este punto constituye el centro de oscilación para un centro de percusión situado en el plano de corrección de la derecha (plano B).

Se ha supuesto como hipótesis de partida que no existe desbalance en el plano de corrección de la izquierda, sin embargo, si existiera algún desbalance, su magnitud la daría el reloj comparador ubicado en el punto nodal que se acaba de determinar.

Por lo tanto, al situar el reloj comparador en este punto nodal, se medirá el desbalance en el plano de la izquierda sin interferencia alguna del que exista en el plano de la derecha.

De manera semejante, se puede encontrar otro punto nodal que sólo mida el desbalance en el plano de corrección de la derecha sin interferencia alguna del que existe en el plano de la izquierda.

1.4.2.3 Compensación mecánica

Un rotor desbalanceado situado en una máquina de balanceo desarrolla una vibración al girar. Se pueden introducir en la máquina de balanceo fuerzas equilibrantes en cada plano de corrección que compensen exactamente las fuerzas que provocan la vibración, tal como se muestra en la Figura 1.7a.

El resultado de introducir estas fuerzas será un rotor que funciona con suavidad como se muestra en la Figura 1.7b. Al detenerse se miden la ubicación y magnitud de las fuerzas equilibrantes, para obtener la corrección exacta que se requiere. Este método recibe el nombre de compensación mecánica.

Cuando se utiliza la compensación mecánica, no importa la velocidad del rotor durante el balanceo debido a que el equipo estará calibrado para todas las velocidades. El equipo electrónico es simple, no requiere incluir amortiguamiento y la máquina es fácil de operar ya que el desbalanceo en ambos planos de balanceado se mide simultáneamente, y la magnitud y ubicación se leen directamente.

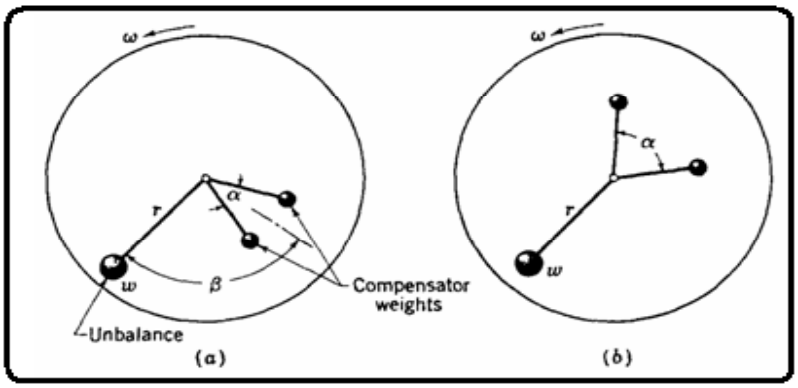


Fig. 1.7. Plano de corrección visto a lo largo del eje de rotación, para mostrar el desbalanceo y los pesos compensadores: (a) la posición de pesos compensadores aumenta la vibración. (b) sistema compensado.

1.5 Desbalanceo en rotores

Se define el desbalanceo como la condición donde el eje de inercia del rotor no coincide con su eje de rotación, provocando que el giro no sea concéntrico y produciéndose, por lo tanto, fuerzas y/o momentos dinámicos que producen vibraciones.

La cantidad de desbalanceamiento se calcula como:… [19]

$$U = m \times r_0 \qquad \text{(Ec. 1)}$$

Donde:

U = cantidad de desbalanceamiento [g.mm]

m = masa desbalanceada. [g]

r_0 = distancia de m al eje de rotación [mm]

Además, una pieza se encuentra desbalanceada cuando su centro de masa (centro de gravedad) no coincide con su centro geométrico. Esta condición es causada por una distribución desigual del peso del rotor alrededor de su centro geométrico.

[19] G.A. Joshi and C.C. CHEN. “Vibration Condition and Energy Loss Monitoring: A case Study”.

Supongamos una pieza que ha sido fundida, por lo tanto tiene uno o varios poros. En este caso, el centro geométrico de la pieza no coincide con el centro de masa, por lo cual, la pieza se encontrará inherentemente desbalanceada.

1.5.1 Tipos de desbalanceo en rotores

La norma ISO 1925… [20] clasifica el desbalanceamiento según la distribución de masas desbalanceadoras en: *estático, de par, cuasi-estático y dinámico.* Si el tipo de desbalanceo es conocido, implica que la solución de balanceo puede ser simplificada.

Cada tipo de desbalanceo se describe por la relación existente entre el eje principal central del rotor y el eje de giro. Este eje principal central es el eje sobre el cual el peso del rotor (y sus momentos) se distribuyen equivalentemente.

b) Desbalanceo estático

Es la condición donde el eje principal central se encuentra paralelo al eje de giro. Este desbalanceo puede ser corregido añadiendo un solo peso de corrección en un solo plano de referencia. El desbalanceo estático es identificado mediante una comparación de la amplitud y fase obtenidas en los cojinetes y que deben ser prácticamente las mismas para rotores soportados entre cojinetes, tal como se muestra en la Figura 1.8.

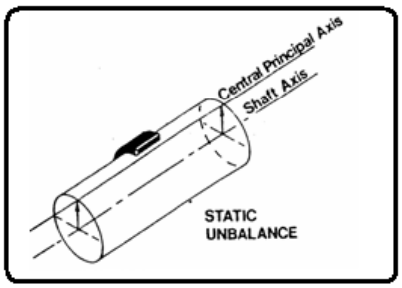


Figura 1.8. Desbalanceo estático.

[20] ISO 1925. “Mechanical vibration - Balancing - Vocabulary”. Switzerland. 1990.

c) Desbalanceo par

Es la condición en la cual el eje central principal interseca el eje de giro en el centro de gravedad del rotor. Un par es dos fuerzas iguales y paralelas que actúan en dos direcciones opuestas y no en la misma línea recta. La vibración por desbalanceo es reducida al aplicar pesos de corrección en forma de un PAR, y luego, al medir la vibración en un plano extremo y calcular el PAR de corrección usando métodos para 1 plano. Por tal razón es necesario mantener los pesos de corrección en los extremos del rotor y opuestos 180° como se indica en la figura 1.9.

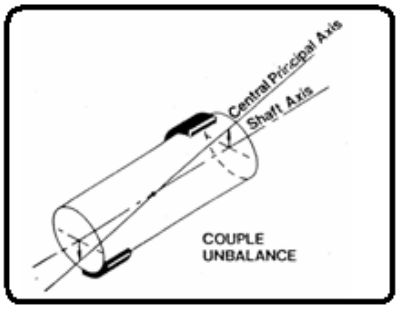


Figura 1.9. Desbalanceo par.

d) Desbalanceo cuasi-estático.

Es la condición donde el eje principal central interseca al eje de rotación pero no en el centro de gravedad del rotor. La amplitud de vibración es mayor en un extremo del rotor y la diferencia de fase puede ser 180° a 0° dependiendo donde es el punto de intersección tal como se indica en la Figura 1.10. El balanceo se realiza en un solo plano cerca del extremo con mayor amplitud de vibración.

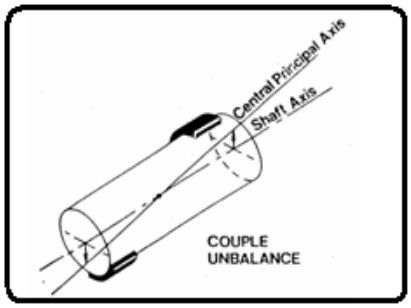


Figura 1.10. Desbalanceo cuasi – estático.

e) Desbalanceo dinámico

El desbalanceo dinámico mostrado en la Figura 1.11., representa una combinación del desbalanceo estático y de par. La componente estática no está en línea con el eje del par. Además, los problemas de desbalanceo dinámico pueden ser corregidos realizando correcciones en un mínimo de 2 planos.

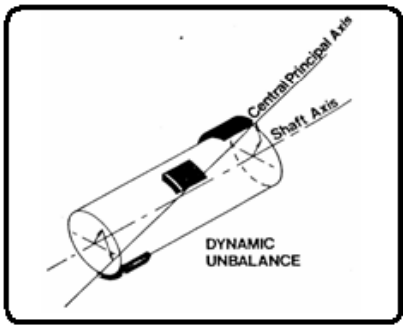


Figura 1.11. Desbalanceo dinámico.

1.6 Modelos para el balanceo

Para determinar qué modelo se tomará para efectuar el balanceo, no es estrictamente necesario reconocer o identificar que tipo de desbalance presenta el rotor. De igual forma, con lo estudiado hasta el momento es evidente que los tipos de desbalances identificados como *par, cuasi -estáticos y dinámicos* sólo pueden ser corregidos en al menos dos secciones transversales "planos" del rotor.

En la Tabla 1.1, en función de la relación L/D se decide cual es el modelo más apropiado a ser utilizado para realizar el balanceo… [21]

[21] E. Palomino. “La medición y el Análisis de Vibraciones en el Diagnóstico de Máquinas Rotatorias”.

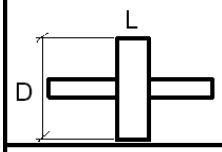
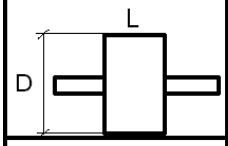
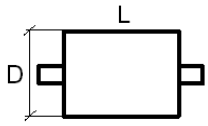
MODELO / ROTOR	RELACIÓN $\frac{L}{D}$	MODELO DE BALANCEO		
		UN PLANO	DOS PLANOS	MÚLTIPLES PLANOS
	Menor que 0.5	Hasta 1000 RPM	Superior a 1000 RPM	NO
	Mayor que 0.5 y Menor que 2	Hasta 150 RPM	150 - 2000 RPM Superior a 70% Vel. Crítica	Superior a 2000 RPM Superior a 70% Vel. Crítica
	Mayor que 2	Hasta 100 RPM	Superior a 100 RPM y Hasta el 70% Vel. Crítica	Superior a 70% Vel. Crítica

Tabla 1.1 Modelos para balanceo

1.6.1 Balanceo en un plano

El balanceo en un plano se practica sobre rotores que tenga principalmente, una fuerza rotante que las desequilibra. Esto es, se aplica en aquellos casos en que el centro de inercia esté apartado del centro de rotación.

En general, es necesario equilibrar rotores en un plano en los siguientes casos:

1.- Rotores con diámetros superiores a 3 veces el ancho, como se indica en la Figura 1.12.

2.- Rotores donde los niveles de vibración sobre los apoyos sean similares en magnitud, en fase y que reaccionen del mismo frente a la aplicación de pesos de prueba.

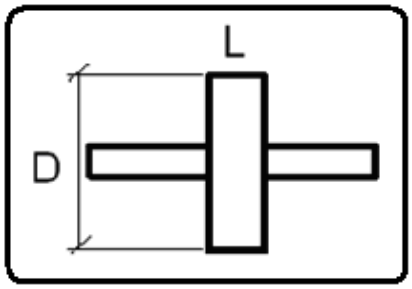


Figura 1.12 Balanceo en un plano

1.6.2 Balanceo en dos planos.

El balanceo en dos planos se practica sobre rotores que tengan una fuerza rotante más una cupla que los desequilibra. Esto se aplica en aquellos casos en que el eje de inercia esté apartado del eje de rotación.

En general, es necesario equilibrar rotores en dos planos en los siguientes casos:

1. Rotores con diámetros inferiores a 3 veces el ancho del mismo, como se muestra en la Figura 1.13.
2. Rotores donde los niveles de vibraciones sobre los apoyos sean diferentes en magnitud, en fase y que reaccionen de modo diferente frente a la aplicación de pesos de prueba.

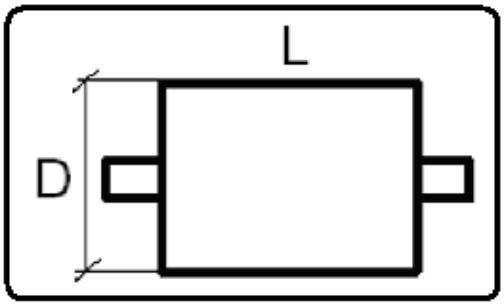


Figura 1.13 Balanceo en dos planos.

1.7 Grado de calidad del balanceo según ISO 1940…

En la Tabla 1.2 se puede ver cuál es el grado de calidad mínimo con el que deben ser balanceados diferentes tipos de rotores de acuerdo con lo establecido por la norma ISO 1940…[22] (aunque los fabricantes de equipos pudiesen también establecer sus propios límites). Conociendo el grado de calidad se puede calcular el desbalanceamiento admisible para un tipo de máquina en particular, de acuerdo con las siguientes expresiones:

$$G = e \times w \qquad \text{(Ec. 2)}$$

$$e = \frac{U}{M} \qquad \text{(Ec. 3)}$$

Donde:

G = grado de calidad del balanceamiento [mm/s]

e = desbalanceamiento específico [mm]

M = masa del rotor [g]

ω = velocidad de rotación del rotor [rad/s]

[22] ANSI S2.19-1989. "Mechanical Vibration - Balance Quality Requirements of Rigid Rotors.

CALIDAD DE BALANCEO	TIPO DE ROTOR
G4000	Cigüeñales de motores (diesel) marítimos de bajas revoluciones, montados sobre soportes rígidos y con un número de cilindros impar.
G1600	Cigüeñales de motores de dos tiempos montados sobre soportes rígidos.
G630	Cigüeñales de motores de cuatro tiempos montados sobre soportes rígidos. Cigüeñales de motores (diesel) marítimos montados sobre soportes elásticos.
G250	Cigüeñales de motores (diesel) de cuatro cilindros y de alta velocidad, montados sobre soportes rígidos.
G100	Cigüeñales de motores (diesel) de seis o más cilindros y de alta velocidad. Cigüeñales de motores de combustión interna (gasolina, diesel) para carros y ferrocarriles.
G40	Ruedas y llantas de carros. Cigüeñales de motores de cuatro tiempos de alta velocidad (gasolina, diesel) sobre soportes elásticos y con seis o más cilindros.
G16	Ejes de propelas, ejes de transmisiones cardánicas. Elementos de máquinas agrícolas. Componentes individuales de motores (gasolina, diesel) para carros y ferrocarriles. Cigüeñales de motores de seis o más cilindros bajo requerimientos especiales.
G6.3	Elementos de máquinas procesadoras en general. Engranajes para turbinas de uso marítimo. Rodillos para máquinas papeleras. Ventiladores. Rotores de turbinas para la aviación. Impelentes para bombas. Máquinas herramienta. Rotores de motores eléctricos.
G2.5	Turbinas de gas y de vapor. Rotores rígidos para turbogeneradores. Discos para computadoras. Turbocompresores. Bombas operadas por turbinas.
G1	Grabadoras de cinta magnética y tocadiscos convencionales. Máquinas trituradoras.
G0.4	Discos compactos, brocas, barrenas. Giróscopos.

Tabla 1.2. Grado de calidad del balanceo según ISO 1940.

1.8 Balanceo de rotores de motores eléctricos

Cuando se construye un motor eléctrico, en su fase final comprobaremos el comportamiento de las vibraciones parásitas y su marcha suave o tranquilidad de marcha.

Además de las vibraciones mecánicas debemos tener en cuenta las vibraciones electromagnéticas pues la influencia de ambos tipos de vibraciones dependerá de la velocidad máxima del motor.

1.8.1 Vibraciones mecánicas.

Dependen de la construcción especialmente si el rotor es bobinado ya que las bobinas suelen quedar desplazadas del eje y provocan este tipo de vibraciones; estas vibraciones también pueden estar provocadas por variaciones térmicas y mecánicas del aislante y el desplazamiento por centrifugación de las espiras del bobinado. También provocan estas vibraciones la turbina de ventilación, las chapas mal apiladas, el colector, el descentramiento del paquete de chapas respecto al eje etc.

1.8.2 Vibraciones electromagnéticas

Son vibraciones parasitas específicas del rotor y solo pueden ser evitadas por un diseño correcto del mismo, es por ello que una vez construido el rotor este tipo de vibraciones no se pueden corregir mediante el equilibrado. La calidad de equilibrado, en un rotor eléctrico debe estar comprendida entre G 0.4 y un máximo de G 6.3 según norma ISO 1940.

Debemos tener en cuenta que el desequilibrio residual provoca fuerzas centrifugas que repercuten en los rodamientos y en los cojinetes de forma muy perjudicial; estas fuerzas provocan además la interrupción de la película del aceite de engrase dentro del rodamiento acelerando la destrucción del mismo y acortando su vida.

1.8.3 Equilibrar los rotores eléctricos en un plano o en dos planos

En principio un rotor eléctrico se equilibrará en dos planos, es decir dinámicamente; sin duda, en ocasiones el desequilibrio de un rotor es solamente

estático debido a que el paquete de chapas magnéticas está descentrado respecto al eje o bien la última bobina sobresale mas que el resto y esto provoca un desequilibrio estático (un plano) grande pero incluso así conviene equilibrar en dos planos para repartir la carga o descarga de material.

Existe un tipo de rotores eléctricos, bobinados con soporte de resina los cuales tienen un diámetro muy considerable con respecto a su longitud, aproximadamente 10:1, y sin duda pueden equilibrarse en un solo plano a pesar de su velocidad real.

Si el rotor es bobinado y el desequilibrio es muy grande debemos equilibrar aportando material, bien con masilla adherente o bien con chapas no magnéticas (latón) introducidas en los alojamientos de las bobinas.

Si decidimos equilibrar extrayendo material del paquete magnético mediante fresado o taladrado del mismo corremos el riesgo de provocar vibraciones electromagnéticas si la cantidad a extraer es muy grande pero si la cantidad es pequeña, el equilibrado por este sistema es muy bueno.

1.8.4 Ruidos en la máquina balanceadora y sus efectos

Cuando un rotor gira en una balanceadora, ésta debe soportar todas las vibraciones y fuerzas provocadas por el desequilibrio y por todos los elementos que giran y se mueven en ella; es por esto que todos los elementos de una balanceadora deben estar en perfectas condiciones de rodadura como son los rodillos de apoyo y el eje de giro del propio rotor además de conservar los puntos de rodadura libres de virutas o cualquier otra suciedad.

Los efectos que provocan son oscilaciones ajenas al desequilibrio y que en ciertos momentos provocan que los elementos fijos de la máquina puedan entrar en resonancia alcanzando ésta su máxima amplitud en frecuencias comprendidas entre 15 Hz y 16 KHz; si esto ocurre la intensidad de vibración es tan grande que puede provocar la ruptura de alguna parte de la máquina. Generalmente las

máquinas balanceadoras se construyen con una capacidad muy superior a la nominal y es por eso que si se respetan las indicaciones del fabricante no existe peligro de ruptura alguna.

1.8.5 Formas de balancear rotores eléctricos

Cuando se trata de balancear los rotores de los motores eléctricos debemos diferenciar entre los de cortocircuito, normalmente utilizados en motores trifásicos asíncronos y los de escobillas. En los rotores bobinados de motores pequeños de escobillas se suelen equilibrar de las siguientes formas:

a) Colocando masilla sobre los extremos, normalmente sobre el bobinado del rotor; este sistema es muy útil y rápido pero solo se utilizará en rotores que deban girar a poca velocidad ya que durante el giro, la centrifugación de los materiales dará lugar al desplazamiento de la masilla debido a que el hilo de cobre que conforma el bobinado cede su posición.

b) Colocando tramos de barra de material no magnético, como puede ser de latón, bronce, aluminio, etc., entre las ranuras del cuerpo del rotor.

c) Extrayendo material del cuerpo del rotor mediante fresa o taladro.
Este sistema es el más adecuado para balancear rotores que deben girar a revoluciones elevadas, debido a que no se añade masa que luego puede desplazarse por centrifugación. En caso de utilizar los taladros no se presentan problemas adicionales, en cambio si utilizamos la fresa debemos tener en cuenta la forma de fresar en el cuerpo del rotor; la fresa debe realizar su fuerza hacia el interior del paquete magnético en ambos lados y para ello debemos girarlo según el lado en el que realizamos la fresada, pues de no ser así puede ocurrir el desmoronamiento de las chapas y variar el desequilibrio inicial; en este caso al comprobar el rotor seguirá desequilibrado debido a la posible deformación del paquete de chapas.

Este problema suele ocurrir en los rotores pequeños y de poco cuerpo que además no suelen llevar resina después de ser bobinados.

d) Otra forma de realizar el balanceo de rotores eléctricos de escobillas es cortando parte de las aspas del ventilador, o añadiendo remaches en los rotores que disponen de él, combinando con cualquiera de los métodos indicados anteriormente en el lado opuesto ya que generalmente los rotores solo disponen de ventilador en un solo lado.

Cuando el ventilador es de fundición podemos realizar taladros en el mismo sin llegar a perforar para evitar el silbido del aire. También podemos añadir peso, soldando estaño o plomo en las palas del ventilador, en lugar de cortar.

Otra forma práctica, especialmente cuando no se desea tocar el hierro del rotor, es la de incorporar un disco de hierro a cada lado, donde podemos realizar taladros para el equilibrado.

Cuando el rotor de escobillas es de tamaño grande generalmente el constructor debe prever la zona donde se pueden colocar contrapesos que se sujetan con tornillos o bien zonas u orificios donde se puede colocar trozos de plomo remachados. Hay que tener en cuenta que en los rotores bobinados de tamaño grande, el desequilibrio puede ser considerable y generalmente se soluciona añadiendo material. Sin duda cada usuario puede desarrollar su propio método pero en general los mencionados anteriormente son los más utilizados.

Cuando los rotores bobinados deben girar a velocidades altas, 6.000, 8.000, 12.000, etc. r.p.m., debemos equilibrar extrayendo material del cuerpo del inducido mediante fresa o taladro; no es necesario equilibrar a la velocidad de giro real ya que es suficiente que en la equilibradora gire, por ejemplo, entre 600 y 3000 r.p.m., no obstante cuando el rotor, correctamente equilibrado, gire a la velocidad de régimen puede vibrar y esto no es por no haber realizado un equilibrado correcto sino porque el bobinado no ha sido reafirmado de forma

suficiente y al alcanzar las revoluciones máximas se centrifuga y adquiere una posición definitiva diferente.

En el caso de rotores que presenten este tipo de problemas conviene lanzarlos primero a la velocidad alta para que alcancen su estado definitivo y luego ponerlos en la equilibradora.

En los rotores no bobinados el equilibrado es muy sencillo ya que se realiza como un rotor cualquiera sin problemas puesto que, exceptuando los extremadamente largos, no flexionan ni se deforman, además estos suelen estar preparados con tetones, en los lados, donde se pueden remachar arandelas para añadir material o bien romper los tetones para sacar material; También se pueden utilizar pinzas con contrapeso añadido dependiendo de la construcción del rotor. En la Figura 1.14 podemos ver diferentes formas de añadir o sacar peso para el equilibrado de este tipo de rotores.

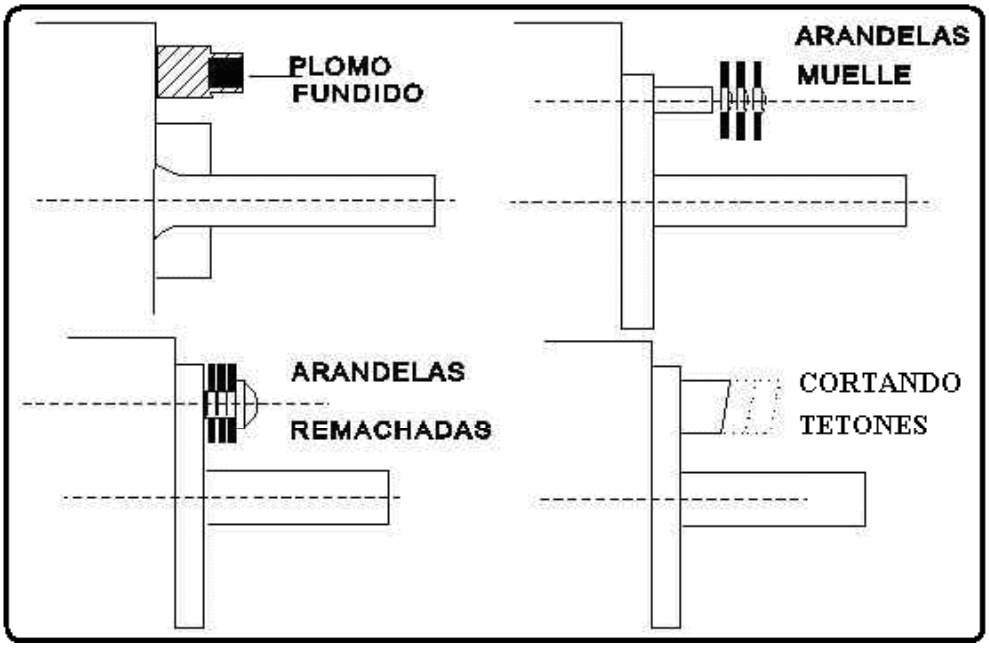


Figura 1.14. Métodos de equilibrado.

1.9 Descripción de la máquina balanceadora.

La estructura general de la máquina consta de dos soportes en los cuales se sientan las piezas a balancear, ayudándonos con unos valeros, para que los rotores giren libremente y no haya fricción hierro con hierro. Para hacer girar la pieza, se utiliza un sistema externo que consta de un motor trifásico con un variador de velocidad y una banda que se ajusta al rotor a balancear.

Una vez que comienza a girar la pieza, comienzan a monitorear los acelerómetros y ayudados de un algoritmo se obtendrá el o los pasos a seguir para balancear los rotores de motores eléctricos.

La Figura 1.15 nos muestra un diagrama a bloques del sistema, en el cual podemos ver el motor, la máquina balanceadora, los sensores, el acondicionador de señal y finalmente un computador.

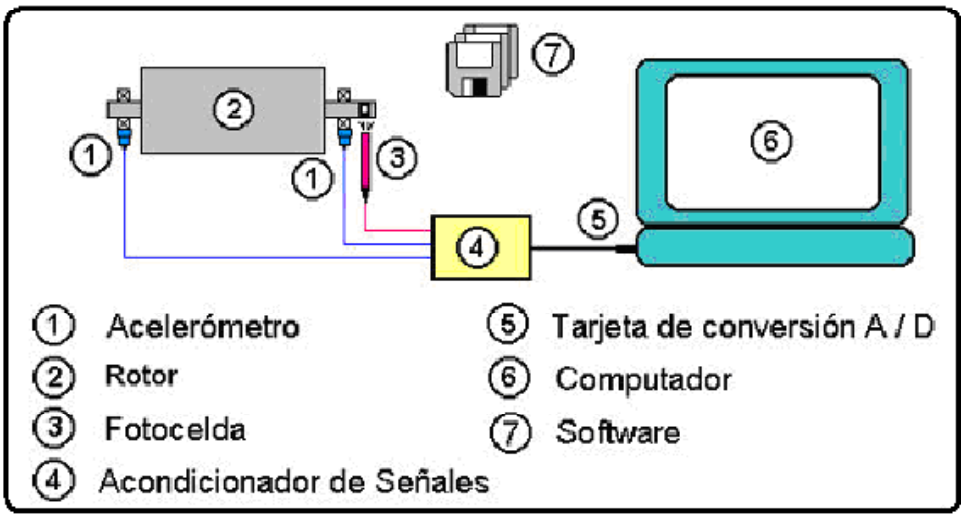


Figura 1.15. Estructura de la máquina balanceadora

Para lograr obtener un desempeño óptimo de esta máquina es necesario contar con sensores, además de un ADC, ya que la comunicación con la PC se hará por medio del puerto USB, el cual deberá recibir una señal digital, además de otras señales de ser necesario.

La máquina esta interconectada con la computadora por medio de un software que permitirá graficar las ondas y dará la amplitud máxima, el transductor tiene un dispositivo (pulsador), que tendrá la función de captar la vibración producida por el movimiento del rotor a balancear, el transductor convertirá el esfuerzo mecánico a voltaje, este entrara al amplificador de señal y posteriormente al muestreo y retención para que el fenómeno se detenga en la pantalla de la computadora, teniendo antes que entrar al convertidor analógico digital para convertir la señal analógica a digital para que la computadora la pueda reconocerla .

1.9.1 Elementos mecánicos

1.9.1.1 Vigas…[23]

Se define como elemento de considerable longitud y diámetro diseñado para soportar, regular, cargas puntuales o distribuidas en aplicaciones arquitectónicas y en la industria de la construcción de máquinas.

- **Esfuerzos uniformemente distribuidos**

Los esfuerzos uniformemente distribuidos en barras se calculan de acuerdo al tipo de esfuerzos a los que se encuentren sometidos; así se tiene:

✓ Barra en tensión [σ]

$$\sigma = \frac{F}{A} \qquad \text{(Ec. 4)}$$

[23] SHIGLEY Edgard, Diseño en Ingeniería Mecánica ,Quinta edición, Cáp.3, Pág. 79

Requerimientos:

- La barra sea recta y de material homogéneo
- La línea de acción de la fuerza pase por el centroide de la sección
- La sección esté suficientemente alejada de los extremos y de cualquier discontinuidad o cambio brusco en la sección transversal.

✓ Barra en compresión [ ]

$$\tau = \frac{F}{A_{corte}} \qquad \text{(Ec. 5)}$$

Requerimientos:

- La barra sea recta y de material homogéneo.
- La línea de acción de la fuerza pase por el centroide de la sección.
- La sección esté suficientemente alejada de los extremos y de cualquier discontinuidad o cambio brusco en la sección transversal...
- Una barra no muy delgada (en compresión puede fallar por pandeo).

- **Fuerza Cortante y Momento Flexionante en Vigas.**

La Figura 1.16 presenta una viga con reacciones R_1 y R_2 en sus apoyos y cargada con las fuerzas concentradas F_1, F_2 y F_3. La dirección asignada al eje (y) determina la convención de signos para las fuerzas. Las cargas F_1, F_2, F_3 son negativas porque actúan en la dirección opuesta a la del eje (y); por lo tanto, R_1 y R_2 son positivas.

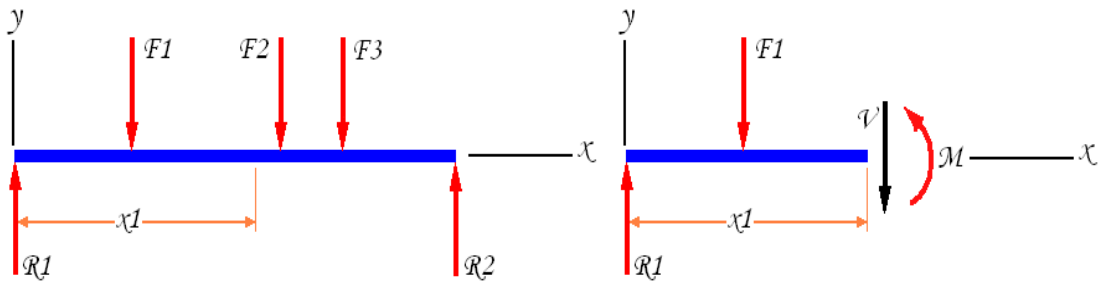


Figura 1.16. Fuerzas y momentos que actúan en una viga.

A veces una carga distribuida causa una flexión. El momento flexionante es la suma de los momentos de las fuerzas tomados con respecto a un eje de referencia.

- **Esfuerzos normales por flexión**

Para deducir las relaciones correspondientes a los esfuerzos normales por flexión en vigas, se asumirán las siguientes idealizaciones:

1. La viga se somete a flexión pura.
2. El material es isótropo y homogéneo.
3. La viga es inicialmente recta y su sección transversal es constante en toda su longitud.

El momento flexionante máximo [σ], en una viga está dado por:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \qquad \text{(Ec. 6)}$$

Donde: Mc = momento cortante.

I = centro de inercia

En la Tabla 1.3 la ecuación da el valor del esfuerzo máximo; luego, cuando se sabe qué sentido tiene el momento, se determina a simple vista si los esfuerzos máximos son de tensión o de compresión.

Perfil del material	Esfuerzo en barra [ ]
Rectangular	$\tau_{máx} = \frac{3V}{2A}$
Circular	$\tau_{máx} = \frac{4V}{3A}$
Estructura (viga I)	$\tau_{máx} = \frac{V}{A_{alma}}$

Tabla 1.3. Ecuaciones de esfuerzo cortante y flexión máximo.

1.9.1.2 Tornillo de transmisión…[24]

El tornillo (Figura 1.17) para la aplicación de fuerzas mecánicas es un dispositivo en la máquina para convertir un giro o desplazamiento angular en un desplazamiento rectilíneo, y transmitir así, generalmente, la acción de una fuerza o potencia mecánica. Suelen emplearse en los husillos o ejes de avance de los tornos y en los elementos de fuerza de mordazas y levantadores o gatos.

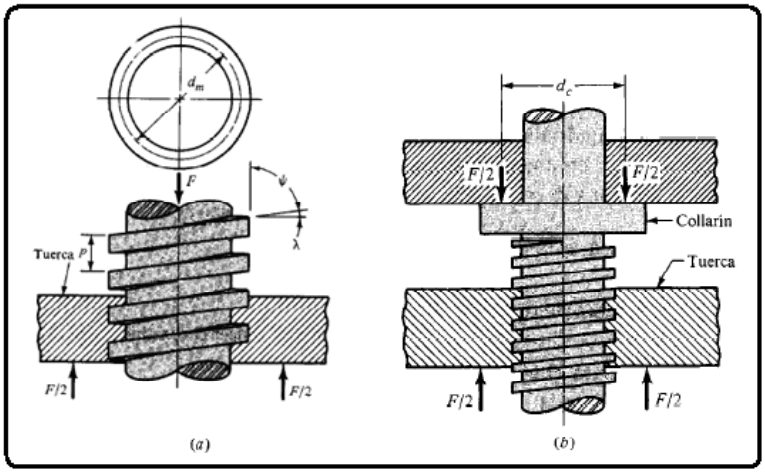


Figura 1.17. a) Parte de un tornillo de transmisión de fuerza; b) el collarín de empuje tiene un diámetro de fricción *dc.*

[24] SHIGLEY Edgard, Diseño en Ingeniería Mecánica ,Quinta edición, Cáp.8, Pág. 371

Momento de rotación del tornillo que produce la fuerza P y el radio medio *dm*/2 para los dos fines que son:

Para subir la carga:

$$T_U = \frac{Fdm}{2}\frac{(\ell + \pi\mu dm)}{(\pi dm - \mu\ell)} \qquad \text{(Ec. 7)}$$

y para bajar la carga:

$$T_d = \frac{Fdm}{2}\frac{(\pi\mu dm - \ell)}{(\pi dm + \mu\ell)} \qquad \text{(Ec. 8)}$$

Si *μc* es el coeficiente de fricción, el momento de rotación es:

$$Tc = \frac{F \times \mu\ c \times dc}{2} \qquad \text{(Ec.9)}$$

La expresión de la eficiencia mecánica es muy útil en la evaluación de los tornillos de transmisión:

$$e = \frac{F \times \ell}{2\pi T} \qquad \text{(Ec.10)}$$

Donde:

T = momento de rotación que ejerce el tornillo.

F = fuerza normal.

dm = diámetro medio del tornillo.

μ = coeficiente e fricción del tornillo.

ℓ = Avance del tornillo.

Tc = torque para vencer la función del collarín.

μc = coeficiente de fricción del collarín.

dc = diámetro del collarín.

1.9.1.3 Rodamientos…[25]

Es el conjunto de esferas que se encuentran unidas por un anillo interior y uno exterior, el rodamiento produce movimiento al objeto que se coloque sobre éste y se mueve sobre el cual se apoya. Los rodamientos se denominan también cojinetes no hidrodinámicos. Figura (1.18).

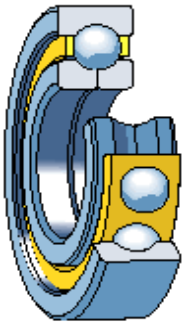


Figura 1.18. Rodamiento

Estos cojinetes no necesitan lubricación, ya que las bolas o rodillos ruedan sin deslizamiento dentro de una pista. Sin embargo, como la velocidad de giro del eje no es nunca exactamente constante, las pequeñas aceleraciones producidas por las fluctuaciones de velocidad producen un deslizamiento relativo entre bola y pista. Este deslizamiento genera calor. Para disminuir esta fricción se lubrica el rodamiento creando una película de lubricante entre las bolas y la pista de rodadura.

- **Clasificación de los rodamientos**

Los rodamientos se clasifican en dos categorías según los elementos rodantes, éstas son:

[25] SHIGLEY Edgard, Diseño en Ingeniería Mecánica, Quinta edición, Cáp.11, Pág. 511.

Clasificación

- Rodamientos de bolas
  - Rodamientos rígidos
  - Rodamientos de contacto angular.
  - Rodamiento de carga axial.
- Rodamientos de rodillo
  - Rodillos cilíndricos.
  - Rodillos de aguja.
  - Rodillos cónicos.
  - Rodillos oscilantes.
  - Rodillos CARB.

Otras clasificaciones

- La carga
  - Radial
  - Axial
- Número de hileras
  - Una
  - Múltiples
- Característica
  - Despiezable (separable)
  - No despiezable (no separable)

- **Selección de rodamientos**

Para la selección del rodamiento se deben considerarse las siguientes características de diseño:

- Carga sometida.- Valores de Fuerza radial y axial
- Velocidad de giro requerida.- Velocidades máximas y operación.
- Duración.- Aplicación, tipo de servicio y tiempo de servicio.
- Lubricación y mantenimiento.- Determinar el tipo y método de lubricación requerido o recomendado para el rodamiento y si requiere manutención.

La vida nominal de un rodamiento según la normativa ISO 281:1990 es:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{P} \qquad \text{(Ec. 11)}$$

Si la velocidad es constante, suele ser preferible calcular la vida expresada en horas de funcionamiento utilizando la ecuación 5.

$$L_{10h} = \left(\frac{1000000}{60n}\right)\left(\frac{C}{P}\right)^{P} \qquad \text{(Ec. 12)}$$

Donde:

L_{10} = vida nominal básica (con un 90 % de fiabilidad), millones de revoluciones

L_{10h} = vida nominal básica (con un 90 % de fiabilidad), horas de funcionamiento

C = capacidad de carga dinámica, KN

P = carga dinámica equivalente del rodamiento, kN.

n = velocidad de giro, rpm.

p = exponente de la ecuación de la vida (3 para los rodamientos de bolas y 10/3 para los rodamientos de rodillos)

1.9.1.4 Bandas…[26]

Las bandas como se muestra en la figura 1.19 se utilizan para transmitir potencia entre dos ejes paralelos. Tales ejes deben estar situados a cierta distancia mínima, dependiendo del tipo de banda utilizada, para trabajar con la mayor eficiencia. Las bandas tienen las siguientes características:

- Pueden utilizarse para grandes distancias entre centros.
- Cuando se utilizan bandas planas puede obtenerse acción de embrague si se pasa la banda de una polea libre a una polea de fuerza.
- Cuando se emplean bandas en V o trapeciales es posible obtener alguna variación en la relación de velocidad angular. Por tanto, el

[26] SHIGLEY Edgard, Diseño en Ingeniería Mecánica ,Quinta edición, Cáp.17, Pág. 750

diámetro de la polea es función de la tensión de la banda y puede modificársele cambiando la distancia entre centros.

Figura 1.19. Bandas

- **Características de algunos tipos comunes de bandas.**

En la tabla 1.4 se muestra los tipos de bandas con sus características que hay que tomar en cuenta al momento del diseño:

TIPO DE BANDA	FIGURA	JUNTA	INTERVALO DE TAMAÑOS	DISTANCIA ENTRE CENTROS
Plana	t	Sí	$t = \begin{cases} 0.03 \text{ a } 0.20 \text{ in} \\ 0.75 \text{ a } 5 \text{ mm} \end{cases}$	No hay límite superior
Redonda	d	Sí	$d = \frac{1}{8}$ a $\frac{3}{4}$ in	No hay límite superior
Trapecial o en V	b	Ninguna	$b = \begin{cases} 0.31 \text{ a } 0.91 \text{ in} \\ 8 \text{ a } 19 \text{ mm} \end{cases}$	Limitada
Reguladora	p	Ninguna	$p = 2$ mm y mayor	Limitada

Tabla 1.4. Características de las bandas.

- **Transmisión de banda plana o redonda.**

Cuando se utiliza una transmisión abierta de banda plana, se halla que los ángulos de contacto son:

$$\theta_d = \pi - 2sen^{-1}\frac{D-d}{2C} \qquad \text{(Ec. 13)}$$

$$\theta_D = \pi + 2sen^{-1}\frac{D-d}{2C} \qquad \text{(Ec. 14)}$$

Donde:

D = diámetro de la polea mayor.

d = diámetro de la polea menor.

C = distancia entre centros.

θ = ángulo de contacto.

La longitud de la banda se halla sumando las dos longitudes de arco con dos veces la distancia entre el punto inicial y el final del contacto. El resultado es:

$$L = \left[4C^2 - \left(D - d^2\right)\right]^{1/2} + \frac{1}{2}\left(D\theta_D + d\theta_d\right) \qquad \text{(Ec. 15)}$$

La potencia transmitida por la banda plana es:

$$H = \frac{C_P C_V F_a V}{16500 \times K_S} \qquad \text{(Ec. 16)}$$

Donde: H = potencia transmitida, hp

C_P = factor de corrección de la polea

C_V = factor de corrección de velocidad

F_a = tensión permisible de la banda, lb

V = Velocidad de la banda, ft/min

K_S = factor de servicio

1.9.1.5 Poleas…[27]

Dispositivo mecánico de tracción o elevación, formado por una rueda montada en un eje, con una cuerda que rodea la circunferencia de la rueda. Tanto la polea como indica en la Figura 1.20, como la rueda y el eje pueden considerarse máquinas simples que constituyen casos especiales de la palanca.

Una polea fija no proporciona ninguna ventaja mecánica, es decir, ninguna ganancia en la transmisión de la fuerza: sólo cambia la dirección o el sentido de la fuerza aplicada a través de la cuerda.

Sin embargo, con un sistema de poleas móviles sí es posible obtener una ventaja o ganancia mecánica, que matemáticamente se define como el cociente entre la fuerza de salida (carga) y la fuerza de entrada (esfuerzo).

En el caso ideal la ganancia mecánica es igual al número de segmentos de cuerda que sostienen la carga que se quiere mover, excluido el segmento sobre el que se aplica la fuerza de entrada. El rozamiento reduce la ganancia mecánica real, y suele limitar a cuatro el número total de poleas.

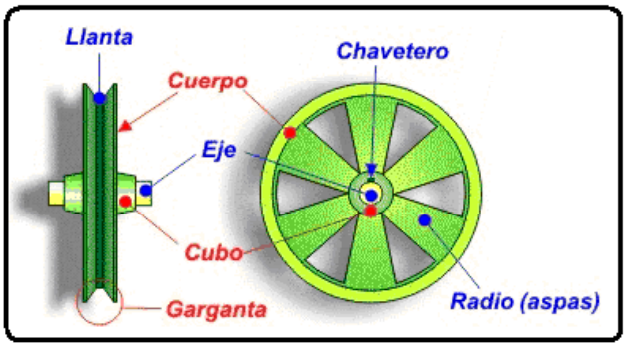


Figura 1.20. Poleas

[27] SHIGLEY Edgard, Diseño en Ingeniería Mecánica ,Quinta edición, Cáp.17, Pág. 758

Diámetro máximo de la polea:

$$D_1 = \frac{D_2 n_2}{N_1} \qquad \text{(Ec. 17)}$$

Diámetro mínimo de la polea:

$$d_1 = \frac{d_2 n_2}{N_1} \qquad \text{(Ec. 18)}$$

Donde: D1 = Diámetro de la polea impulsora

N1 = Velocidad del motor

D2 = Diámetro máximo del eje del rotor

N2 = Velocidad a balancear

1.9.1.6 Ejes…[28]

Un eje móvil (o simplemente, eje) es un elemento rotatorio generalmente de sección transversal circular (una barra eje), cuya función es transmitir movimiento y potencia.

Para la selección un eje se toma en cuenta los siguientes factores:

- Deformación y rigidez
- Deformación por flexión
- Deformación por torsión
- Inclinación en cojinetes y elementos soportados por ejes
- Deformación por cortante debida a cargas transversales en ejes cortos
- Esfuerzo y resistencia
- Resistencia estática
- Resistencia a la fatiga
- Confiabilidad

[28] SHIGLEY Edgard, Diseño en Ingeniería Mecánica ,Quinta edición, Cáp.18, Pág. 788

a. Análisis de carga estática

Se determina el Torque Máximo Admisible (τ_{adm}) o (τ_{max}) mediante:

$$\tau_{adm} = \frac{S_{SY}}{n} = \frac{S_Y}{2n} \qquad \text{(Ec. 19)}$$

El esfuerzo de Von Mises (σ'_{adm}) permisible con base en la teoría de la energía de distorsión en la falla es:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_Y}{n} \qquad \text{(Ec. 20)}$$

Donde:

Sy = resistencia a la fluencia

S_{Sy} = resistencia de fluencia al corte

n = factor de seguridad.

b. Carga Estática - Flexión y Torsión

El diámetro (d) está dado por:

$$d = \left[\frac{32n}{\pi S_Y} \left(M^2 + T^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3} \qquad \text{(Ec. 21)}$$

El diámetro mediante la teoría de la energía de distorsión es:

$$d = \left[\frac{16n}{\pi S_Y} \left(4M^2 + 3T^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3} \qquad \text{(Ec. 22)}$$

Donde:

d = diámetro del eje.

M = momento flexionante.

T = momento torcionante.

S_y = resistencia a la fluencia

n = factor de seguridad

1.9.2 Elementos eléctricos.

1.9.2.1 Motores de inducción.

Son equipos que transforman la energía eléctrica en energía mecánica, como se indica en la Figura 1.21; sirven para accionar diferentes máquinas, mecanismos y dispositivos que son usados en la industria, agricultura, comunicaciones, y en los artefactos electrodomésticos. En los sistemas de control se usan servomotores y motores paso a paso.

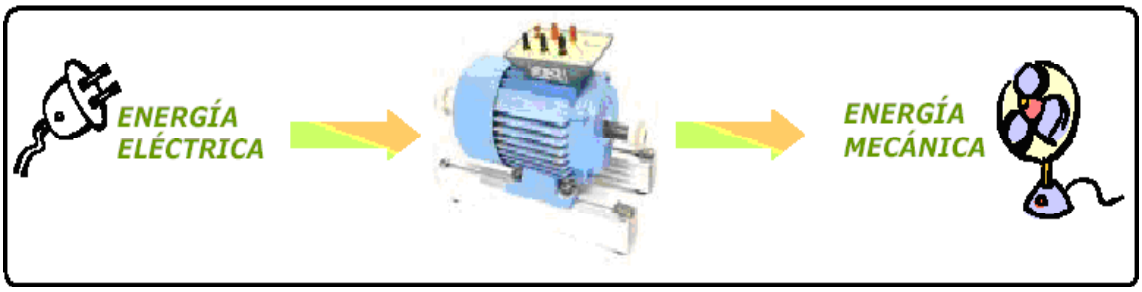


Figura 1.21. Funcionamiento del motor

- **Potencia de un motor para un mecanismo giratorio.**

$$P = M \times \frac{S}{9{,}550} \times \eta \qquad \text{(Ec. 23)}$$

Donde:

P = potencia mínima del motor en HP.

M = par de giro en Nm.

S = velocidad del motor eléctrico

η = rendimiento de la máquina.

1.9.3 Elementos electrónicos.

1.9.3.1 Sensores de aceleración (acelerómetros)

Los sensores de aceleración mostrada en la figura 1.22, comúnmente denominados acelerómetros, son los detectores de movimiento preferidos para aplicaciones de supervisión de aceleración, puesto que su funcionamiento está directamente relacionado con esta variable física.

Estos instrumentos son útiles para mediciones tanto de baja como de alta frecuencia, pudiendo encontrarse comercialmente una amplia variedad que cubre prácticamente cualquier tipo de aplicación, tanto para propósitos generales como para propósitos específicos.

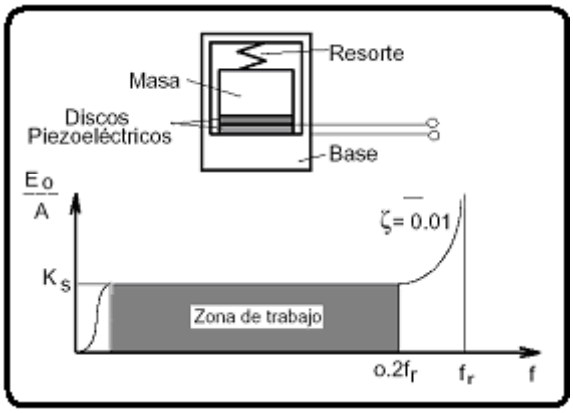


Figura 1.22. Acelerómetro piezoeléctrico

Los acelerómetros son los instrumentos más utilizados en los sistemas de supervisión y medición de vibraciones, los acelerómetros piezoeléctricos son extremadamente versátiles y ampliamente usados para la supervisión de maquinarias industriales. Los acelerómetros industriales típicos miden niveles de

vibración en *micro-g´s* desde 60 c.p.m. hasta unos 900,000 c.p.m. (*1 a 15,000 Hz*).

1.9.3.2 Sensores de velocidad

Los sensores de velocidad mostrada en la figura 1.23 son usados para mediciones de baja a media frecuencia. Estos equipos son útiles para monitorear la vibración y el balanceo de las máquinas rotativas.

Los detectores de velocidad, en comparación con los detectores de aceleración, tienen sensibilidades más bajas para vibraciones de alta frecuencia. Por tanto, estos transductores son menos susceptibles de amplificar sobrecargas, las cuales pueden comprometer la fidelidad a bajas amplitudes y frecuencias de las señales.

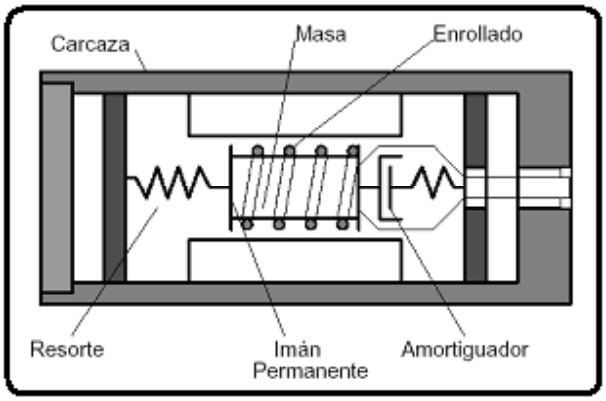


Figura 1.23. Transductor de velocidad

Tradicionalmente, los detectores de velocidad usan sistemas electromagnéticos (bobina e imán) para generar la señal de velocidad; sin embargo, ahora los detectores piezoeléctricos de velocidad (acelerómetros que integran internamente la señal) son más resistentes y han ganado popularidad debido a sus capacidades mejoradas.

1.9.3.3 Variador de frecuencia

Un variador de frecuencia como el mostrado en la figura 1.24 es un sistema para el control de la velocidad rotacional de un motor de corriente alterna (AC) por medio del control de la frecuencia de alimentación suministrada al motor.

Los variadores de frecuencia son también conocidos como drivers de frecuencia ajustable, drivers de CA, microdrivers o inversores.

Los variadores de frecuencia se emplean en una amplia gama de aplicaciones industriales, como en ventiladores y equipo de aire acondicionado, equipo de bombeo, bandas y transportadores industriales, elevadores, llenadoras, tornos y fresadoras, etc.

Figura 1.24. Variador de frecuencia.

1.9.3.4 Sensor fotoeléctrico.

Un '"Sensor fotoeléctrico" mostrado en la figura 1.25 es un dispositivo electrónico que responde al cambio en la intensidad de la luz. Estos sensores requieren de un componente emisor que genera la luz, y un componente receptor que “ve” la luz generada por el emisor.

Todos los diferentes modos de sensado se basan en este principio de funcionamiento. Están diseñados especialmente para la detección, clasificación y posicionado de objetos; la detección de formas, colores y diferencias de superficie, incluso bajo condiciones ambientales extremas.

Figura 1.25. Sensor fotoeléctrico.

1.10 Descripción del sistema de adquisición de datos (SAD)

Los *SAD* constituyen la interfaz entre el mundo análogo y el digital. Las etapas fundamentales para un instrumento basado en *SAD* se muestran en la figura 1.26, ellas son: señal física, etapa transductora, de acondicionamiento, de adquisición y etapa de registro y procesamiento de información.

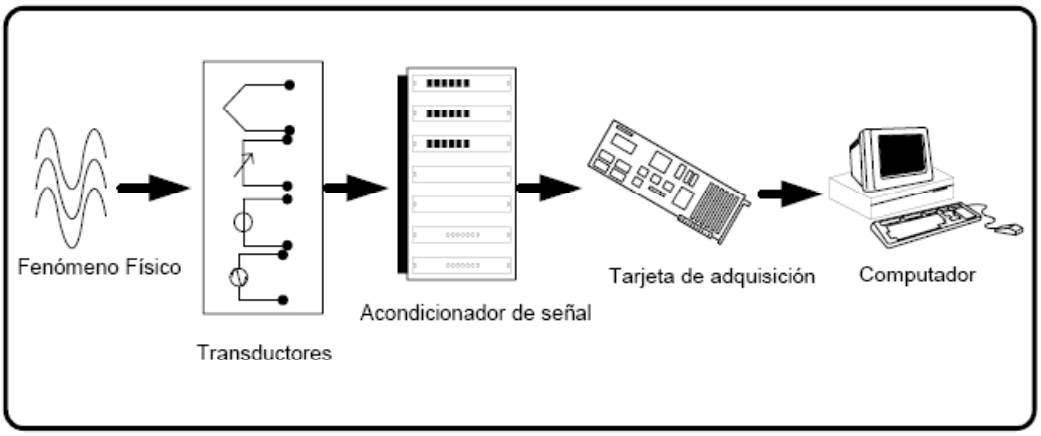


Figura 1.26. Elementos de un sistema de adquisición de datos.

Los transductores son los encargados de medir los fenómenos físicos y proveer una señal eléctrica que pueda ser interpretada por un sistema de adquisición, de acuerdo a la relación entrada/salida que tenga el transductor (sensibilidad).

Los transductores más comúnmente utilizados para la medición de vibraciones son los acelerómetros piezoeléctricos. Algunos transductores requieren de un acondicionamiento especial, como suministro de voltaje, disminución de impedancia, aislamiento y amplificación.

CAPÍTULO II

DISEÑO DE LA MÁQUINA BALANCEADORA

2.1 Parámetros de diseño de la máquina balanceadora.

En la empresa ELECTRO INDUSTRIAL existe la necesidad de balancear los rotores de los motores eléctricos luego de su respectiva reparación que consiste en el rebobinaje y el mantenimiento de los mismos por tal razón, la construcción de la máquina es importante, ya que actualmente el balanceo se lo realiza en forma manual y con esto no se logra la precisión y la garantía necesaria de funcionamiento de los motores.

El sistema mecánico de la máquina que se va construir es de tipo horizontal porque se puede realizar el balanceo de cualquier tipo de elemento utilizando su propio eje como apoyo sobre la base de la máquina. También se tomará como referencia para la construcción, dimensiones de máquinas que se encuentran en el mercado que son de 4m de longitud, 2m de ancho, 1.50m de altura y que se apoyan piezas hasta de 3500 kg de peso.

Por lo tanto teniendo estas características como referencia, la máquina que se va a construir servirá para balancear los rotores de motores eléctricos que van desde potencias de ¼ HP hasta 50 HP, los mismos que son de trabajo diario de la empresa. Con esta máquina se obtendrá mejores resultados de precisión y confiabilidad; por eso en términos generales, las dimensiones de la misma serán las siguientes:

Largo:	150 cm.	Peso de rotores y diámetro de ejes:… [29]		
Ancho:	75 cm.	50 HP:	100 lb	D = 58 mm
Anchura:	1.30 cm.	¼ HP:	2 lb	d = 10 mm
Peso:	250 lb.			

Velocidad para balancear: 800 RPM (La cuarta parte de la velocidad nominal)... [30]

El sistema de control y adquisición de datos de la máquina se realizará mediante una tarjeta DAQ NI USB que posee sus propios módulos para hacer mediciones de alta precisión directamente desde sensores IEPE…[31]. Utilizando un software que nos permite la adquisición, el análisis y compilación gráfica para un resultado óptimo, mejorando la productividad y ahorrando tiempo en el desarrollo.

Una vez definido el análisis de diseño, se puede empezar a diseñar y seleccionar las diferentes partes del proyecto a construirse, es importante mencionar que el diseño y selección son primordiales, puesto que, de ellos depende el buen funcionamiento de la máquina.

2.2 Diseño de los elementos mecánicos de la máquina.

La parte mecánica en si es la constitución de la máquina balanceadora, para su diseño se tomará en cuenta el peso y la rotación de los rotores que va soportar la máquina, se podrá realizar balanceos de rotores hasta 100 lb de peso.

2.2.1 Diseño de los ejes.

Para el diseño de los ejes así como toda su estructura, vamos a determinar las fuerzas que actúan en dicho elemento que está sometido a flexión;

---

[29] Catálogo de Motores Siemens
[6] Norma ISO 1940

[31] Sensores IEPE.- Integrated Electronics Piezo Electric.

por lo cual, se debe definir la fuerza necesaria para lograr que su desempeño sea el óptimo. Las reacciones resultantes de las fuerzas que actúan sobre el elemento van a estar concentradas en el eje a diseñar, lo que presentamos en la Figura 2.1, un esquema del conjunto de fuerzas.

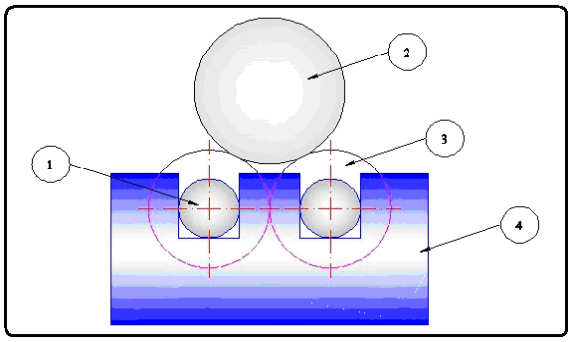


Figura 2.1. Esquema del conjunto donde se acopla el eje a diseñar.

Donde:

1. Eje a diseñar.
2. Rotor a balancear.
3. Rodamientos.
4. Placa soporte del eje a diseñar

El rotor a balancear tiene un peso máximo de 100lbf…[32] que actuará sobre los rodamientos que van a estar colocados en el eje a diseñar. (Figura 2.2.)

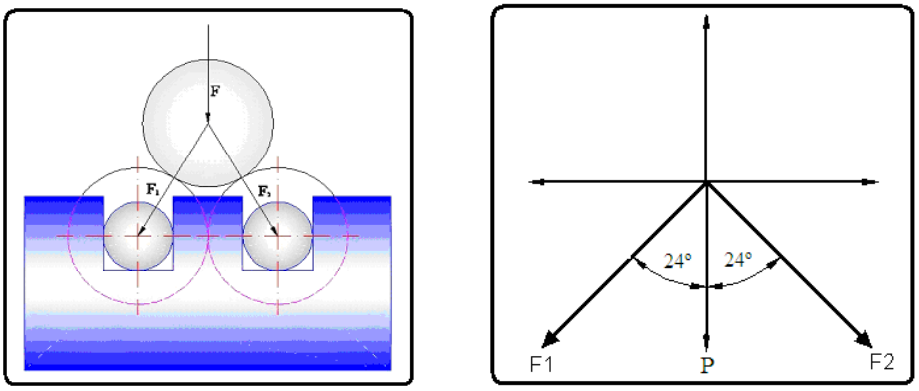


Figura 2.2. Fuerzas actuantes en el eje a diseñar**.**

[32] 100lbf. Peso máximo del rotor de 50HP a ser balanceado.

Entonces tenemos:

$$P_{máx} = 100lbf = 444{,}82N$$

$$\cos 24 = \frac{F_1}{\frac{P}{2}} \qquad \cos 24 = \frac{F_2}{\frac{P}{2}}$$

$$F_1 = \frac{P}{2}\cos 2 \qquad F_2 = \frac{P}{2}\cos 2$$

Se considera un ángulo de 24° porque la fuerza F actúa simétricamente sobre los ejes. Entonces, reemplazando en la ecuación (1) y (2) tenemos:

$$P = 222{,}41N \qquad P = 222{,}41N$$

$$F_1 = P\cos 24^\circ \qquad F_2 = P\cos 24^\circ$$

$$F_1 = 222{,}41N \times \cos 24^\circ \qquad F_2 = 222{,}41N \times \cos 24^\circ$$

$$F_1 = 203{,}18N \qquad F_2 = 203{,}18N$$

Las fuerzas antes calculadas van a estar distribuidas a los extremos de los ejes por las fuerzas F1´=203,18N y F2´=203,18N, y van a ser iguales a las reacciones en los puntos de apoyo.

Si analizamos el rotor a balancear que se va a sobreponerse ejerce una fuerza que va a estar distribuida en los dos ejes, por consecuencia estas fuerzas F1´ y F2´ son iguales, con este análisis podemos encontrar las reacciones que se producen, en la Figura 2.3 se muestra el diagrama de fuerzas y de momentos para los ejes.

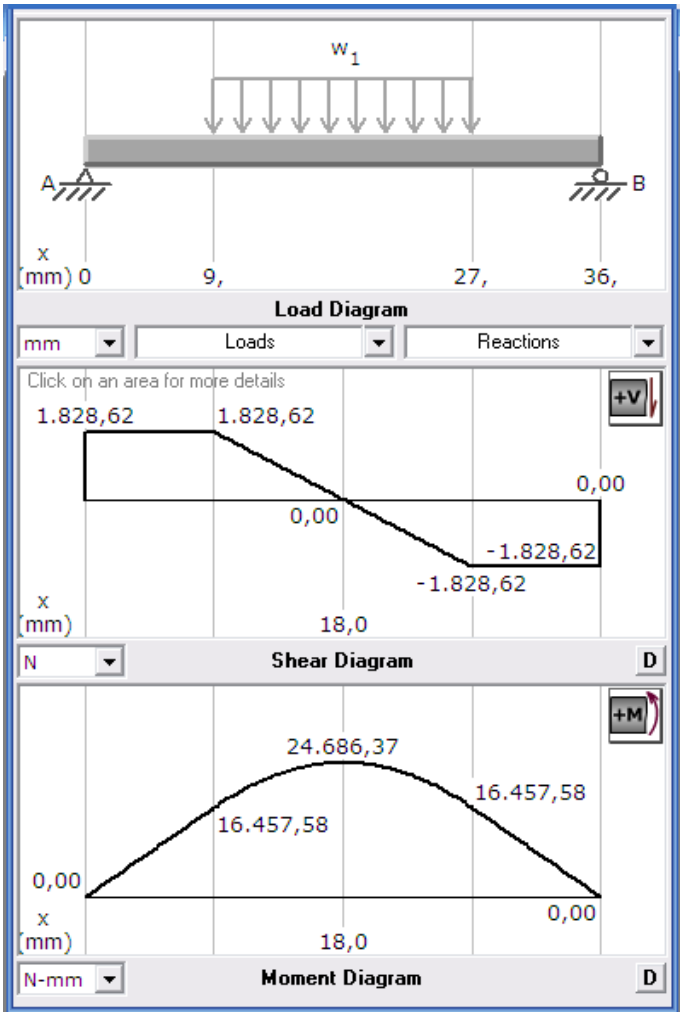


Figura 2.3. Diagrama de fuerzas y momentos para los ejes (Software MDSolids).

Cálculo de esfuerzos en las flechas o ejes:

$$\sigma_{max} = \frac{M}{S} \qquad S = \frac{\pi d^3}{32} \qquad n = \frac{Sy}{\sigma_{max}}$$

Donde: σ_{max} = esfuerzo normal máximo.

M = momento flector máximo.

S = módulo de resistencia para una sección transversal cilíndrica.

n = factor de seguridad (n >1, valor entre 1.5 - 2.5)

Sy = resistencia a la fluencia del material.

Si se considera un factor de seguridad n = 2 y una resistencia a la fluencia del acero AISI 1018, Sy = 220 N/mm^2 (32 Kpsi)…[33].

El esfuerzo normal máximo que soporta el material será:

$$\sigma_{\max} = \frac{Sy}{n} = \frac{220}{2} = 110 \frac{N}{mm^2}$$

Con el análisis de fuerzas y el diagrama de momentos realizado de la Figura 2.3 tenemos que M = 24.686,37 N.mm, por tanto el módulo de resistencia esta dado por:

$$S = \frac{M}{\sigma_{\max}} = \frac{24.686,37}{110} = 224,42 mm^3$$

El diámetro del eje o flecha deberá ser:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32.S}{\pi}}$$
$$d = \sqrt[3]{\frac{32(224,42)}{\pi}}$$
$$d = 13,17 mm$$

2.2.2 Diseño de los baleros.

La estructura de los baleros de la máquina, estará compuesta por una base sólida y otra regulable, las bases tienen una parte fija y una móvil, cada parte móvil es producida mediante esferas de acero que cumplen la función de incrementar la vibración para los sensores en los rotores a ser balanceados, (Figura 2.4).

[33] Tabla A-20. Propiedades mecánicas de los aceros. Shigley Joseph, 5ta. Edición, Pág., 859.

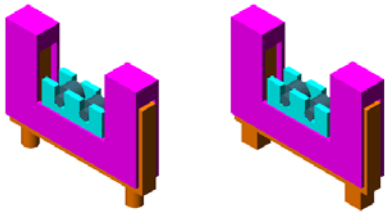


Figura 2.4. Baleros de la máquina balanceadora

Las fuerzas distribuidas en cada punto del balero serán el peso máximo del rotor que es de 50 lb (222,41N), como podemos observar las reacciones en la Figura 2.5.

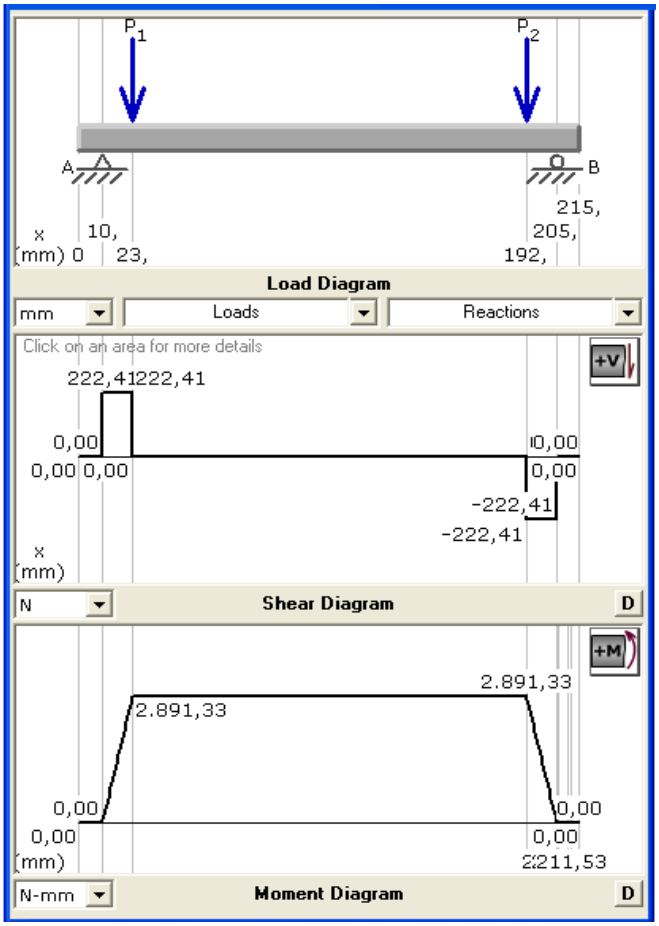


Figura 2.5. Diagrama de fuerzas y momentos para los baleros (Software MDSolids).

Una vez dibujado el diagrama de momentos flectores, se determina el momento máximo. $M_{máx}$ = 2.891,33 N.mm

Si se considera un factor de seguridad n = 2 y una resistencia a la fluencia en el acero de construcción ASTM A-36, Sy = 248M N/m^2 (36 Kpsi)…[34]

El esfuerzo de diseño σ_d del material será:

$$\sigma_d = \frac{Sy}{2}$$

$$\sigma_d = \frac{248MN/m^2}{2}$$

$$\sigma_d = 124MN/m^2$$

El módulo de sección S del material es:

$$S = \frac{M_{máx}}{\sigma_d}$$

$$S = \frac{2891{,}33\ N.m}{124MN/m^2}$$

$$S = 0{,}0000233\ m^3$$

Cálculo del espesor (h) de la placa es:

$$S = \frac{I}{y} = \frac{b \times h^2}{6}$$

$$h = \sqrt{\frac{6 \times S}{b}}$$

$$h = \sqrt{\frac{6 \times 0{,}0000233m^3}{0{,}215m}}$$

$$h = 0{,}0254\ m$$

El espesor de la placa para los baleros es de 25,4cm.

[34] Apéndice 7. Propiedades de los aceros estructurales. Robert L. Mott, 2da. Edición.

2.2.3 Diseño de las torres.

La estructura de las torres, estarán compuestas por dos bases que se desplazan sobre dos bancadas que cumplen la función de soporte de los rotores a ser balanceados, Figura 2.6. Las torres serán recubiertas con láminas de metal delgado logrando con este una buena presentación y por dentro irá lana de vidrio con la finalidad de que absorba el ruido que puede producir la estructura al momento del funcionamiento de la máquina.

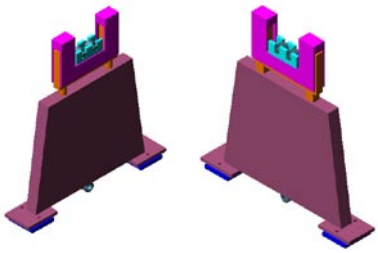


Figura 2.6. Torres de la máquina balanceadora.

Las fuerzas distribuidas en cada punto de las torres serán el peso máximo del rotor y el peso de los baleros, que será de 55 lb (244,65N), como podemos observar las reacciones en la Figura 2.7.

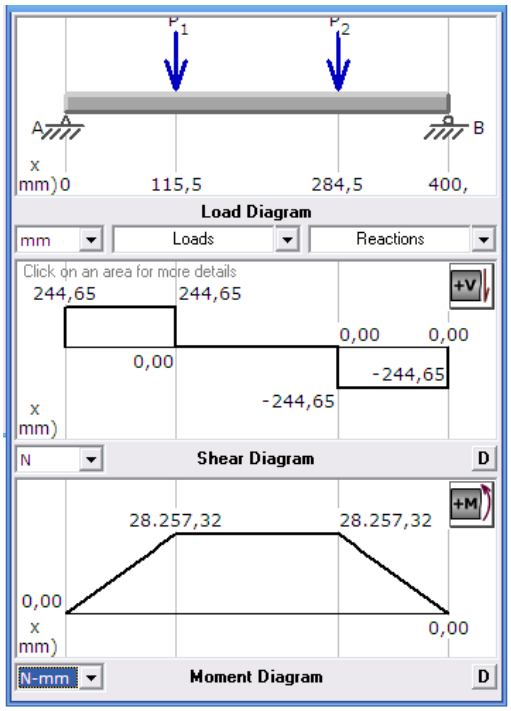


Figura 2.7. Diagrama de fuerzas y momentos para las torres (Software MDSolids).

Una vez dibujado el diagrama de momentos flectores, se determina el momento máximo.

$$M_{máx} = 28.257,32 \text{ N.mm} = 250,10 \text{ lb.in}$$

Tensión de diseño Γd = 1000lb/in^2.

$$Z = \frac{M_{máx}}{\Gamma d} = \frac{250.10 lb.in}{1000 lb/in^2} = 0,25 in^3$$

De las propiedades de tubería estructural cuadrada…[35] el coeficiente estructura Z para una tubería de 1*1*1/8”es 0.383 in³ comparado con nuestro resultado 0.25 in³, esta por demás sobredimensionado ya que como se dijo en el mercado existe tubo estructural >= 1”.

2.2.4 Diseño de la bancada.

Las bancadas de la máquina tienen la función de soporte de la estructura vertical y sirven para el desplazamiento de las torres de la máquina balanceadora como se observa en la Figura 2.8.

Figura 2.8. Bancada de la máquina balanceadora.

[35] Apéndice 18. propiedades de tubería estructural cuadrada. Robert L. Mott, 2da. Edición.

Las fuerzas distribuidas en cada punto de las bancadas serán el peso máximo del rotor que es de 70 lb (311,38N), como podemos observar las reacciones en la Figura 2.9.

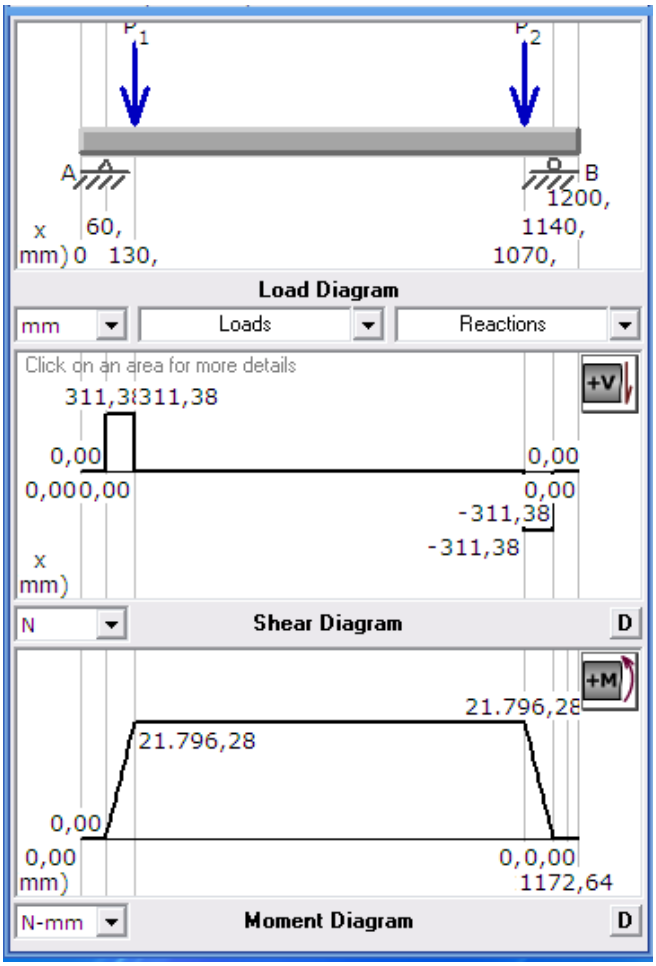


Figura 2.9. Diagrama de fuerzas y momentos para las torres (Software MDSolids).

Una vez dibujado el diagrama de momentos flectores, se determina el momento máximo.

$$M_{máx} = 21.796,28N.mm = 192,91\ lb.in$$

Tensión de diseño Γd = 1000lb/in^2.

$$Z = \frac{M_{máx}}{\Gamma d} = \frac{192,91 lb.in}{1000 lb/in^2}$$

$$Z = 0,192 in^3 \Rightarrow 3.14 cm^3$$

De las propiedades de perfiles angulares que se indican en la tabla 2.1, tenemos el coeficiente estructural Z para el perfil angular 50x50x6 mm es 3,61cm³, comparado con nuestro resultado 3,14 cm³, está dentro de las propiedades para seleccionar este perfil y está disponible en el mercado…[36]

TAMAÑO, mm	m	A	I_{1-1}	k_{1-1}	Z_{1-1}	y	k_{3-3}
25 × 25 × 3	1.11	1.42	0.80	0.75	0.45	0.72	0.48
× 4	1.45	1.85	1.01	0.74	0.58	0.76	0.48
× 5	1.77	2.26	1.20	0.73	0.71	0.80	0.48
40 × 40 × 4	2.42	3.08	4.47	1.21	1.55	1.12	0.78
× 5	2.97	3.79	5.43	1.20	1.91	1.16	0.77
× 6	3.52	4.48	6.31	1.19	2.26	1.20	0.77
50 × 50 × 5	3.77	4.80	11.0	1.51	3.05	1.40	0.97
× 6	4.47	5.59	12.8	1.50	3.61	1.45	0.97
× 8	5.82	7.41	16.3	1.48	4.68	1.52	0.96
60 × 60 × 5	4.57	5.82	19.4	1.82	4.45	1.64	1.17
× 6	5.42	6.91	22.8	1.82	5.29	1.69	1.17
× 8	7.09	9.03	29.2	1.80	6.89	1.77	1.16
× 10	8.69	11.1	34.9	1.78	8.41	1.85	1.16
80 × 80 × 6	7.34	9.35	55.8	2.44	9.57	2.17	1.57
× 8	9.63	12.3	72.2	2.43	12.6	2.26	1.56
× 10	11.9	15.1	87.5	2.41	15.4	2.34	1.55
100 × 100 × 8	12.2	15.5	145	3.06	19.9	2.74	1.96
× 12	17.8	22.7	207	3.02	29.1	2.90	1.94
× 15	21.9	27.9	249	2.98	35.6	3.02	1.93
150 × 150 × 10	23.0	29.3	624	4.62	56.9	4.03	2.97
× 12	27.3	34.8	737	4.60	67.7	4.12	2.95
× 15	33.8	43.0	898	4.57	83.5	4.25	2.93
× 18	40.1	51.0	1050	4.54	98.7	4.37	2.92

Tabla 2.1. Propiedades de perfiles angulares.

2.2.5 Diseño del tornillo de transmisión.

El tornillo de transmisión servirá para abrir y cerrar las torres de acuerdo a la longitud del rotor que se vaya a balancear, sino se hiciera este tornillo la abertura de las torres se realizaría con la ayuda de nuestras manos pero esto no es factible porque habría la exactitud necesaria para poder sentar el rotor en sus bases y realizar el trabajo correspondiente.

[36] Tabla A-6. Propiedades de perfiles angulares de acero estructura. Shigley Joseph, 5ta. Edición, Pág., 827.

Para el diseño del tornillo de transmisión de movimiento para abrir y cerrar las torres de la máquina, se debe considerar la fuerza necesaria para mover la estructura que soporta el rotor a balancear y la fuerza ejercida por el peso mismo del rotor, por lo tanto:

F_T = 200 N = Fuerza para mover las torres que soporta al rotor.

Cabe recalcar que en nuestro caso no requerimos de una fuerza para el mecanizado, o corte del material, puesto que máquina para el balanceo de rotores solo requiere del desplazamiento de la de las torres para variar su longitud.

Si consideramos un esfuerzo permisible en el acero σ =250 PSI (1,72 N/mm^2), y la fuerza aplicada F_T = 200 N, tenemos que la sección transversal necesaria para el tornillo deberá ser:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$A = \frac{F}{\sigma}$$

$$A = \frac{200N}{1,72}$$

$$A = 116,28mm^2$$

Con esta sección transversal, nos corresponde seleccionar un tornillo rosca cuadrada de diámetro 16 mm, cuya área de tensión por esfuerzo a la tracción es 157.0 mm^2, obtenido de la tabla 2,2 de las características de tornillos de transmisión.

DIÁMETRO MAYOR NOMINAL d	SERIE DE PASO BASTO			SERIE DE PASO FINO		
	PASO p	ÁREA DE ESFUERZO DE TENSIÓN A_t	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR A_r	PASO p	ÁREA DE ESFUERZO DE TENSIÓN A_t	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR A_r
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

Tabla 2.2. Características de los tornillos de transmisión.

En el caso de roscas TPN la carga normal queda inclinada respecto al eje como se indica en la Figura 2,10.

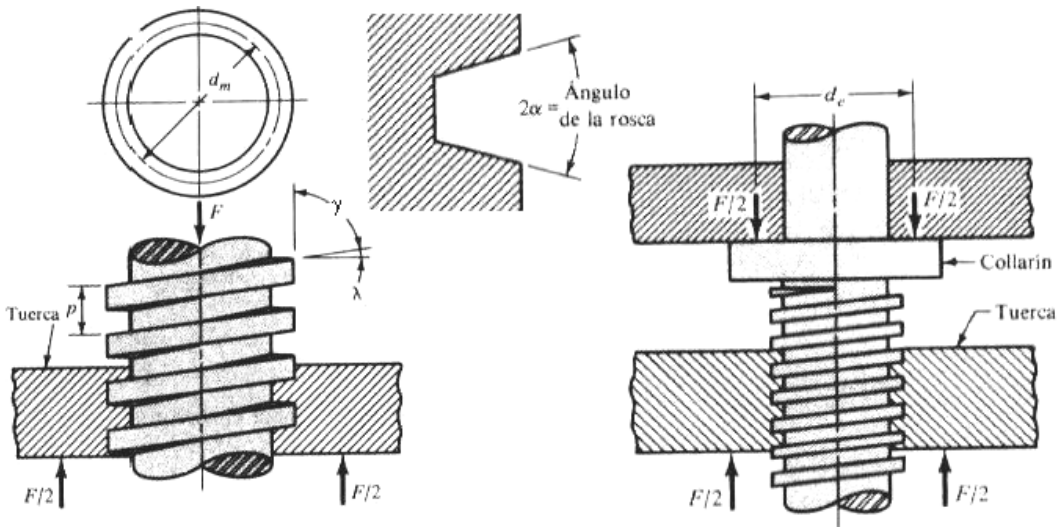


Figura 2.10. Tornillo de potencia con rosca TPN

El torque que se requiere para hacer girar el tornillo está dado por:

Donde: d_e = diámetro exterior del tornillo (16 mm)

d_m = diámetro medio del tornillo (14 mm)

p = paso (2 mm)

λ = ángulo de hélice, o de avance

μ = coeficiente de fricción (0.15)

Se quiere calcular la relación entre el par (T) necesario para bajar y subir la carga y la fuerza (F).

$$T = \frac{F.d_m}{2}\left[\frac{p + \pi.\mu.d_m}{\pi.d_m - \mu.p}\right]$$

$$T = \frac{200N \times 14mm}{2}\left[\frac{2mm + \pi \times 0.15 \times 14mm}{\pi \times 14mm - 0.15 \times 2mm}\right]$$

$$T = 275{,}54Nmm$$

Es el torque que se requiere para mover la carga a más de la fricción entre el tornillo y el collarín.

2.2.6 Diseño de la polea.

Para la transmisión de movimiento de los rotores se utilizará poleas, con el propósito de templar la banda plana de acuerdo al diámetro del rotor a ser balanceado, y no para incrementar o disminuir su velocidad.

Para el diseño de las poleas hay que tomar en cuenta las siguientes condiciones: el diámetro máximo y mínimo (D_2, d_2) de los rotores a ser balanceados, la velocidad a balancear y las velocidades que encontramos en los motores que existen en el mercado estas son 1800 RPM y 3600 RPM.

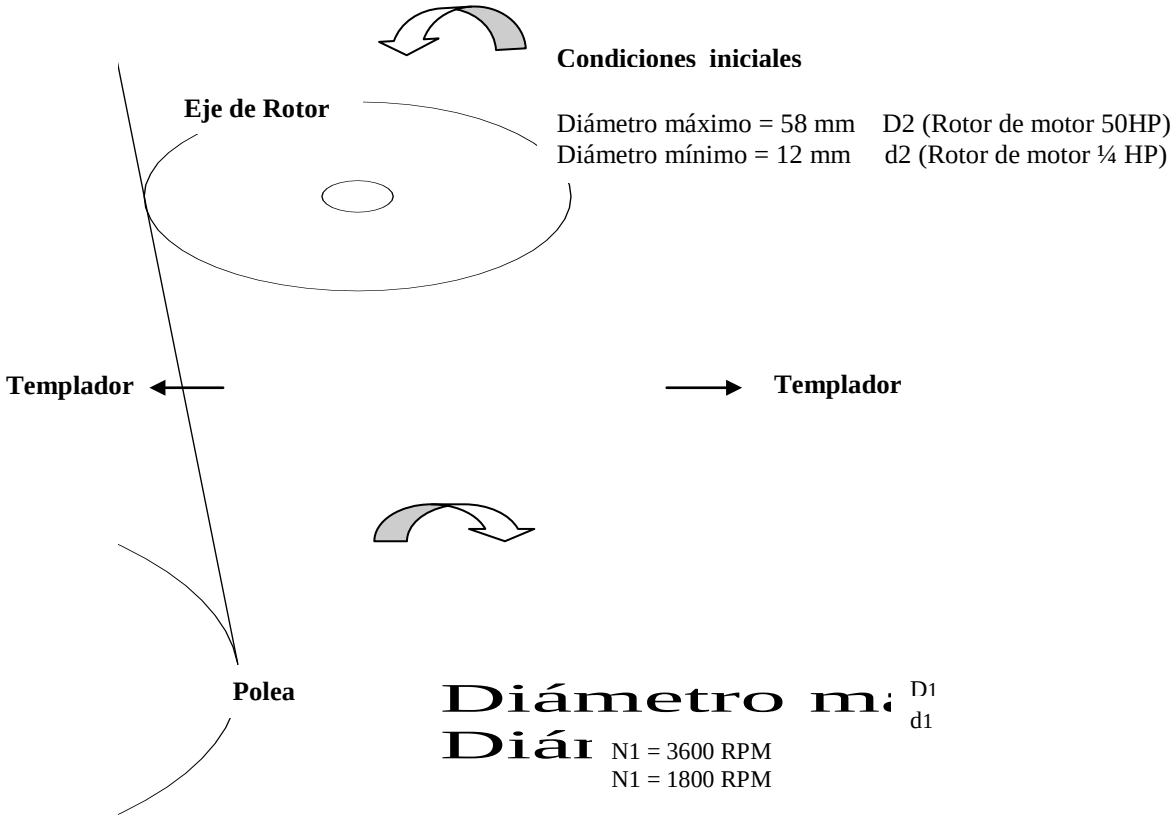


Figura 2.11. Sistema de poleas con templador

Considerando el sistema que se presenta en la figura 2.11, se realizará el cálculo del tamaño de la polea tomando como referencia el diámetro máximo y mínimo del eje del rotor a balancear.

$$D_1 N_1 = D_2 n_2$$

Donde: D1 = Diámetro de la polea impulsora

N1 = Velocidad del motor

D2 = Diámetro máximo del eje del rotor

N2 = Velocidad a balancear (800 RPM)

- Diámetro máximo de polea con la velocidad de 1800 RPM

$$D_1 = \frac{D_2 n_2}{N_1}$$

$$D_1 = \frac{58mm * 800RPM}{1800RPM}$$

$$D_1 = 25.7mm = 1.01in$$

- Diámetro mínimo de la polea con la velocidad de 1800 RPM

$$d_1 = \frac{d_2 n_2}{N_1}$$
$$d_1 = \frac{12mm * 800RPM}{1800RPM}$$
$$d_1 = 5.33mm = 0.20in$$

- Diámetro máximo de polea con la velocidad de 3600 RPM

$$D_1 = \frac{D_2 n_2}{N_1}$$
$$D_1 = \frac{58mm * 800RPM}{3600RPM}$$
$$D_1 = 12.88mm = 0.51in$$

- Diámetro mínimo de la polea con la velocidad de 3600 RPM

$$d_1 = \frac{d_2 n_2}{N_1}$$
$$d_1 = \frac{12mm * 800RPM}{3600RPM}$$
$$d_1 = 2.66mm = 0.10in$$

La polea a utilizarse es de diámetro 1 in, para una velocidad de 1800 RPM.

2.2.7 Diseño de la transmisión de banda plana.

Para dar movimiento al rotor a balancear se empleará la transmisión de banda plana, porque tiene una eficiencia aproximada de 98%, que es casi igual a la de una transmisión de engranes, en cambio la eficiencia de las transmisiones de bandas en V varía desde cerca de 70 hasta 96%.

Las transmisiones de banda plana producen muy poco ruido y absorben mayor vibración torsional del sistema, por lo tanto es el tipo de banda que necesitamos para la transmisión de movimiento de los rotores a ser balanceados, tomando en cuenta el material y el espesor de acuerdo a la utilización.

Para la transmisión del movimiento de rotores necesitamos una banda de material de poliamida, con un espesor aproximado de 1 a 2 mm. De acuerdo a la tabla 2,3 tenemos un valor del espesor de la banda, t = 0,05in, con especificación F-1...[37]

Propiedades de materiales para bandas planas: Diámetro = d, espesor = t, ancho = w.

MATERIAL	ESPECIFICACIÓN	TAMAÑO in	DIÁMETRO MÍNIMO DE POLEA in	TENSIÓN PERMISIBLE POR UNIDAD DE ANCHO A 600 ft/min lb/in	PESO lb/in³	COEFICIENTE DE FRICCIÓN
Cuero	1 capa	$t = \frac{11}{64}$	3	30	0.035–0.045	0.4
		$t = \frac{13}{64}$	$3\frac{1}{2}$	33	0.035–0.045	0.4
	2 capas	$t = \frac{18}{64}$	$4\frac{1}{2}$	41	0.035–0.045	0.4
		$t = \frac{20}{64}$	6[a]	50	0.035–0.045	0.4
		$t = \frac{23}{64}$	9[a]	60	0.035–0.045	0.4
Poliamida[b]	F–0[c]	$t = 0.03$	0.60	10	0.035	0.5
	F–1[c]	$t = 0.05$	1.0	35	0.035	0.5
	F–2[c]	$t = 0.07$	2.4	60	0.051	0.5
	A–2[c]	$t = 0.11$	2.4	60	0.037	0.8
	A–3[c]	$t = 0.13$	4.3	100	0.042	0.8
	A–4[c]	$t = 0.20$	9.5	175	0.039	0.8
	A–5[c]	$t = 0.25$	13.5	275	0.039	0.8
Uretano[d]	$w = 0.50$	$t = 0.062$	Véase la	5.2[e]	0.038–0.045	0.7
	$w = 0.75$	$t = 0.078$	tabla	9.8[e]	0.038–0.045	0.7
	$w = 1.25$	$t = 0.090$	17-3	18.9[e]	0.038–0.045	0.7
	Redonda	$d = \frac{1}{4}$	Véase la	8.3[e]	0.038–0.045	0.7
		$d = \frac{3}{8}$	tabla	18.6[e]	0.038–0.045	0.7
		$d = \frac{1}{2}$	17-3	33.0[e]	0.038–0.045	0.7
		$d = \frac{3}{4}$		74.3[e]	0.038–0.045	0.7

Tabla 2.3. Propiedades de materiales para bandas planas

[37] Tabla 17.2. Propiedades de materiales para bandas planas. Shigley Joseph, 5ta. Edición, Pág., 758.

Para el cálculo de la potencia transmitida por la banda plana seleccionamos un factor corrección con material de poliamida F-1 que corresponde a 0,70 in, como se indica en la tabla 2,4…[38]

MATERIAL	DIÁMETRO DE LA POLEA MENOR, in					
	1.6 A 4	4.5 A 8	9 A 12.5	14, 16	18 A 31.5	MÁS DE 31.5
Cuero	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
Poliamida, F–0	0.95	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
F–1	0.70	0.92	0.95	1.0	1.0	1.0
F–2	0.73	0.86	0.96	1.0	1.0	1.0
A–2	0.73	0.86	0.96	1.0	1.0	1.0
A–3	—	0.70	0.87	0.94	0.96	1.0
A–4	—	—	0.71	0.80	0.85	0.92
A–5	—	—	—	0.72	0.77	0.91

Tabla 2.4. Factor de corrección de polea para bandas planas.

La potencia transmitida por la banda plana es:

$$H = \frac{C_P C_V F_a V}{16500 \times K_S}$$

Donde: H = potencia transmitida, hp.

C_P = factor de corrección de la polea

C_V = factor de corrección de velocidad

F_a = tensión permisible de la banda, lb.

V = Velocidad de la banda, ft/min.

K_S = factor de servicio

$$H = \frac{0{,}70 \times 1{,}0 \times 35lb \times 600\, ft/\min}{16500 \times 1{,}0}$$

$$H = 0{,}89HP$$

[38] Tabla 17.4. factor de corrección de la polea para bandas planas. Shigley Joseph, 5ta. Edición, Pág., 759.

Esta potencia de 0,89 HP de la banda plana será aproximada a la potencia del motor, porque se utilizará poleas para transmitir el movimiento y no para variar.

2.3 Sistema eléctrico y electrónico de la máquina.

2.3.1 Determinación de la potencia motor eléctrico.

El cálculo de la potencia del motor eléctrico tiene que ver con el funcionamiento de la máquina, por lo tanto para el movimiento de los rotores a ser balanceados se requiere una velocidad variable hasta 1800 rpm y el diámetro máximo del rotor es de 0.40m, con un peso de 100lb (445N).

Para el cálculo de la potencia del motor se realizará tomando en cuenta la fuerza necesaria para dar movimiento al rotor a ser balanceado.

Para el cálculo de la fuerza total requerida en todo el sistema se tomará en cuenta los siguientes factores[39]:

- El coeficiente de fricción de los rodamientos de bolas, $\mu_R = 0{,}0015$.
- El coeficiente de fricción de la banda plana, $\mu_B = 0{,}02$.
- La tensión permisible de la banda plana, $T_B = 35lf$.

La fuerza producida en los rodamientos F_R es obtenida mediante la tensión de la banda plana T_B y el coeficiente de fricción de los rodamientos de bolas μ_R que se encuentran ubicadas en las poleas y en el motor:

$$F_R = n_{Rodamientos} \times \mu_R \times T_B$$
$$F_R = 9 \times 0{,}0015 \times 15{,}87 Kgf$$
$$F_R = 0{,}214 Kgf$$

[39] Tabla 18.2. Coeficientes de fricción para selección de rodamientos Shigley Joseph, 5ta. Edición, Pág., 788.

La fuerza producida por la banda plana F_B es obtenida mediante el coeficiente de fricción μ_B y la tensión permisible T_B de la banda:

$$F_B = n_{poleas} \times \mu_B \times T_B$$
$$F_B = 4 \times 0{,}02 \times 15{,}87 Kgf$$
$$F_B = 1{,}27 Kgf$$

La fuerza que existe entre el eje del rotor y los rodamientos es producida por el coeficiente de fricción de los rodamientos μ_R y la normal N producida por el motor.

$$F_E = \mu_R \times N$$
$$F_E = 0{,}0015 \times 45{,}4 Kg$$
$$F_E = 0{,}068 Kgf$$

La fuerza total requerida en el sistema para transmitir el movimiento al rotor es:

$$F_T = F_R + F_B + F_E$$
$$F_T = 0{,}214 Kgf + 1{,}27 Kgf + 0.068 Kgf$$
$$F_T = 1{,}55 Kgf \Rightarrow 15{,}20 N$$

El torque τ, actuado sobre un cuerpo con una determinada fuerza y a un cierto radio esta dado por:

$$\tau = F \times R$$
$$\tau = 15{,}20 N \times 0{,}2 m$$
$$\tau = 3{,}04 N.m$$

La potencia P transmitida a un cuerpo por un torque aplicado τ, y a una velocidad angular ω en el mismo sentido de rotación esta dado por:

$$P = \tau \times \omega$$

$$P = 3{,}04 N.m \times 188{,}5 \frac{rad}{s}$$

$$P = 573{,}04 W$$

$$P = 0{,}768 HP$$

Para hacer la comparación de la potencia obtenida con la velocidad angular, se calcula la potencia para un mecanismo giratorio que esta dada por…[40]

$$P = \frac{\tau \times V}{9{,}550 \times \eta}$$

$$P = \frac{3{,}04 N.m \times 1800 \frac{rev}{\min}}{9{,}550 \times 0{,}85}$$

$$P = 674{,}099 W$$

$$P = 0{,}904 HP$$

2.3.2 Potencia para el variador de frecuencia

La potencia del variador de frecuencia tiene relación directa con la potencia calculada del motor eléctrico, en este caso la potencia que debería soportar el variador de frecuencia es de 1,0 HP.

2.4 Diseño del software

El software es la parte más importante de la máquina balanceadora, sin éste no funcionaría y no se podrá hacer el balanceo que se requiere. Para el diseño del software se dividirá en cada uno de los procesos que se requiere hacer para el balanceo de rotores.

[40] Potencia de un motor para un mecanismo giratorio. Eficiencia energética. Pablo Ribadeneira. Pág.130

2.4.1 Diseño del software para indicar el desbalanceo.

Este diseño consiste en recibir las señales que nos dan los sensores y por medio de algoritmos indicados en el ANEXO A, procesar las señales para obtener el módulo y el ángulo de desbalanceo.

2.4.2 Diseño del software para balancear rotores

Este diseño se parte de un “peso de prueba”, se realiza un ciclo repetitivo, ubicando el peso en los nuevos ángulos que se indican; al final se realiza una suma de vectores con todos los módulos y ángulo obtenidos, el resultado será el módulo, peso ideal y ángulo de balanceo que será colocado en el rotor. El diagrama de proceso se indica en el ANEXO B.

2.5 Diseño del Hardware

En el ANEXO C, se indica el diagrama de proceso para el diseño del Hardware, donde hay que determinar el número de entradas que se necesita para los sensores que se va utilizar, la forma de acondicionamiento de señales si es el caso, el número de muestras que se va tomar para que los datos calculados sean lo más exactos posibles.

El número de muestras que se necesita adquirir para realizar análisis vibracional y balanceo de rotores es de 2 KS/s….[41] , por tal razón es conveniente que se seleccione una tarjeta que adquiera este número de muestras por segundo o por lo menos esté dentro de este rango, para que los datos presentados sean lo más exactos posibles.

[41] Manual de operación de análisis de vibración, Vibra CHECK, Pág., 34.

CAPÍTULO III

SELECCIÓN Y CONSTRUCCIÓN

Una vez finalizado el capítulo de diseño, se han determinado las partes necesarias para la construcción de la máquina. En el presente capítulo, se describe una memoria de selección de materiales y la construcción de las partes correspondientes.

3.1 Selección de los elementos mecánicos de la máquina

Los principales materiales requeridos en la construcción de la máquina balanceadora incluyen metales y aleaciones. Los materiales de la construcción consisten en desarrollar resistencia, rigidez y durabilidad adecuada para el servicio al cual serán destinados. Estos requerimientos definen en gran parte las propiedades de los materiales que cada uno posee.

Para la implementación es necesario elegir de entre una variedad de materiales disponibles. A continuación aparece un resumen de las consideraciones involucradas en la selección de los materiales:

- Clases de materiales disponibles
- Propiedades de varios materiales
- Economía relativa de varios materiales y varias formas de un material en particular.
- Métodos de preparación y influencia de sus procesos sobre sus propiedades

3.1.1 Selección de materiales para el sistema mecánico

3.1.1.1 Selección del material para los ejes

En el capítulo 2, sección 2.2.1 se diseño un eje de 13,17 mm, pero en el mercado no existe tal diámetro; por lo tanto, se escoge un diámetro de 16mm. El material de los ejes debido a que tendrá que soportar grandes esfuerzos será un *acero AISI 1018* (SAE 10 18) ya que posee una superficie muy dura y es resistente al desgaste. (Ver Anexo D).

3.1.1.2 Selección del material para los baleros y canaleta porta rodamientos

Para la selección del material para los baleros y canaleta porta rodamientos hay que tomar en cuenta que debe ser de fácil mecanizado y resistente a todos las fuerzas que va soportar, por lo tanto; el material seleccionado para toda la construcción de los baleros y canaleta porta rodamientos es el *acero de construcción ASTM A-36* (Figura 3.1),

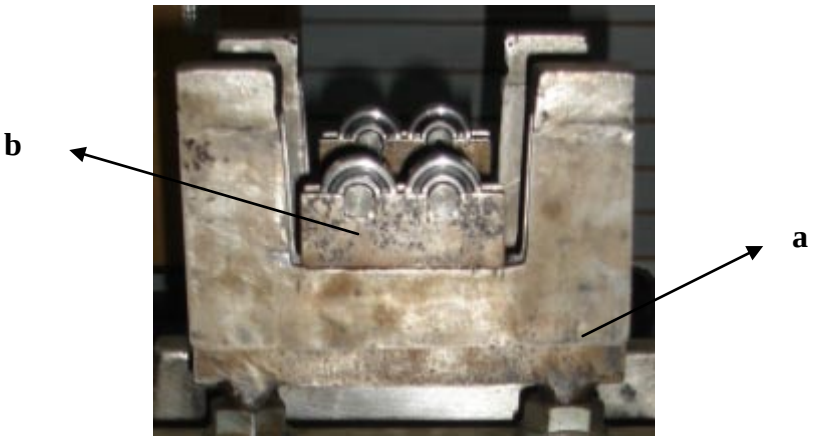


Figura 3.1. a) Baleros, b) Canaleta porta rodamientos

Este acero tiene una resistencia a la cedencia de 36 Kpsi, resistencia a la tracción 80 Kpsi, es un acero que tiene una buena estabilidad dimensional y buena propiedad al maquinado.

3.1.1.3 Selección del material para las torres

El material para la estructura de las torres se selecciona tomando en cuenta que debe ser robusta y liviana al mismo tiempo, de fácil soldabilidad y mecanizabilidad, se elige *tubo estructurado cuadrado Tipo ASTM A36K* (Figura 3.2), disponible en el mercado y a bajo costo.

El *ASTM A36K* tiene un punto mínimo de deformación de 36000 PSI (248 mPa) y es en extremo dúctil, es un acero al bajo carbono rolado en frío, disponible en el mercado en forma de tubo estructural cuadrado en dimensión >= 1”. (Ver ANEXO E)

El material empleado para las guías de recorrido en la bancada que ayudarán a desplazarse a las torres es el *Acero Plata*, se elige este material porque debe ser resistente al desgaste y la corrosión (Ver ANEXO F), la figura que se muestra a continuación da una idea concreta de cómo se diseñó y construyó las guías. (Figura 3.2)

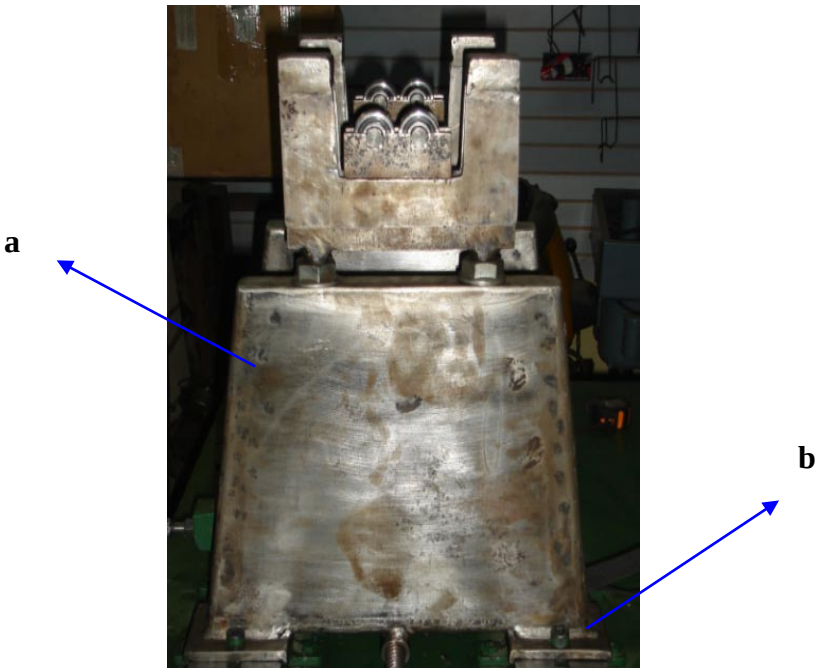


Figura 3.2. a) Torre, b) Guías de bancada

3.1.1.4 Selección del material para la bancada

En la selección del material para la bancada (Figura 3.3), hay que tomar en cuenta que debe ser robusta y debe soportar todos los esfuerzos verticales que va tener en el instante de trabajo, en 2 capítulo 2, sección 2.2.4 se realizó el diseño con un perfil estructural por tal razón el material seleccionado es el *perfil angular de acero norma DIN 1028* (Ver ANEXO G) (Figura 3.3), se encuentra disponible en el mercado y a un bajo costo, tiene un límite de fluencia Fy = 2400 Kg/cm².

Figura 3.3. Bancada de la máquina

Entre las características del perfil angular están resistencia al desgaste al ser sometido a tensiones fuertes, dureza uniforme en dimensiones grandes y buena propiedad en el pulido; por lo que el material está bien seleccionado.

3.1.1.5 Selección del material para el tornillo de transmisión

Con la sección transversal calculada en el diseño, nos corresponde seleccionar un tornillo trapezoidal de diámetro 16 mm, cuya área de tensión por esfuerzo a la tracción es 157 mm^2, por la facilidad del mecanizado, construcción y tipo material que se va utilizar en este tornillo es *acero Plata* (Ver ANEXO F) debido a que estará a la intemperie ya que este acero es inoxidable, de manera que esta por demás justificado las dimensiones del tornillo TPN 16x2 H4/h4-L, con una clase de tolerancia H4/h4 para el acoplamiento (tornillo-tuerca), donde la longitud de la tuerca es de 30 mm, que fue elegido según la norma INEN 514-516,

donde se asegura la precisión en el desplazamiento reduciendo notablemente el juego.

Las roscas de perfil cuadrado y TPN se utilizan para la transmisión de potencia; para nuestro caso seleccionamos un tornillo de rosca cuadrado, como se observa en la Figura 3.4.

Figura 3.4. Tornillo de transmisión

3.1.1.6 Selección del material para las poleas

La construcción de las poleas se realizará con *Aluminio 6061 – T6 (ASI / ASTM)* (Ver ANEXO H) tal como se indica en la Figura 3.5, al realizar el diseño se calculó un diámetro mínimo de la polea que es de 1.01 pulgadas, para que la construcción de la polea sea normalizada se seleccionó mediante tablas un diámetro de 2.4 pulgadas que es el valor aproximado al calculado.

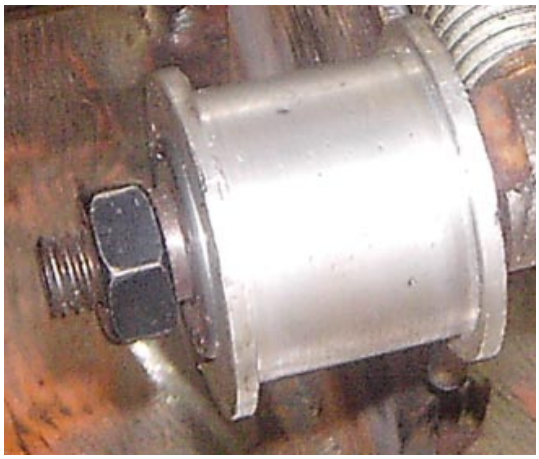


Figura 3.5 Poleas.

3.1.1.7 Selección del material para los soportes del tornillo de transmisión

Estos elementos tienen como principal finalidad, el de servir de apoyo para los extremos del tornillo de transmisión, así como también garantizar un movimiento suave y seguro de las torres de la máquina, tomando en cuenta estos antecedentes el material es un acero *ASTM A-36,* que tiene una buena estabilidad dimensional y buena propiedad al maquinado. (Figura 3.6).

Figura 3.6 Soportes del tornillo de transmisión

3.1.1.8 Selección del rodamiento

Tomando en cuenta el cálculo de la vida útil del rodamiento (Figura 3.7), se seleccionó el rodamiento de bolas marca *KOYO 6304,* que tiene una carga crítica de 7,65 KN y una carga permisible de 3.75 KN.

Figura 3.7 Rodamiento de bolas

3.2 Construcción de la base principal de la máquina.

Para la construcción de base principal de la máquina, hay que considerar las dimensiones finales de las estructuras horizontales y verticales, ya que sobre esta base se colocan dichas estructuras y los rotores a ser balanceados.

Considerando que la estructura debe ser bastante robusta para soportar el peso de los elementos mecánicos y el de los rotores en sí, al mismo tiempo que debe ser de un material de fácil soldabilidad y mecanizabilidad, se elige una plancha para la mesa de acero tipo ST-37 y para los soportes de la mesa tubo cuadrado estructural tipo ASTM A 500-03, los cuales están disponibles en el mercado y de bajo costo.

La plancha para la mesa es de acero tipo ST-37, de $^{1}/_{2}$ pulgada de espesor y tiene un límite de fluencia de 490 N/mm^2, siendo un acero de construcción y capaz de soportar cargas hasta de 370 Kg.

El tubo cuadrado estructural ASTM A 500-03 con una dimensión de 1 $^{1}/_{2}$ pulgada, tiene un límite de fluencia de 2400 Kg/cm^2, siendo un acero de bajo carbono rolado en frío y capaz de soportar cargas hasta de 250 Kg.

Será necesario que la base principal de la mesa sea robusta y esté forrada con una lámina de metal logrando con este una buena presentación en la parte estética. Por tanto se opto en utilizar una lámina liviana de tol de 1/16 de pulgada remachada al tubo cuadrado. En la figura 3.8 se muestra como se diseño y construyo la base principal de la máquina.

Figura 3.8. Base principal de la máquina.

3.3 Montaje del sistema mecánico

El montaje y la descripción de sus partes de muestran en el ANEXO M "Planos Mecánicos". La máquina en su forma física se muestra en la figura 3.9

Figura 3.9. Máquina balanceadora en su forma física.

3.4 Selección de los elementos eléctricos de la máquina.

El requisito principal de la parte eléctrica de la máquina es que genere la velocidad y se mantenga el torque para el funcionamiento de la misma, tendrá que generar una velocidad de rotación de 0 a 3600 rpm., para la cual fue diseñado sus elementos.

3.4.1 Selección del motor eléctrico.

La selección del motor eléctrico (Figura 3.10), tiene que ver con el funcionamiento de la máquina, como es la fuerza de movimiento que se transmite para el mecanismo de giro de los rotores a ser balanceados, la potencia calculada de acuerdo a los parámetros de diseño, el voltaje disponible, etc.

Por tal razón, de acuerdo a los cálculos realizados y analizando todos los parámetros que se requieren se procedió a seleccionar el Motor Eléctrico que tiene las siguientes características:

- Potencia, 1 HP.
- Tensión de servicio, 220 trifásico.
- Corriente: 3.82 A
- Frecuencia, 60 Hz
- Velocidad nominal, 1750 r.p.m.

Figura 3.10.- Motor Trifásico.

3.4.2 Selección del variador de frecuencia

La selección del variador de frecuencia (Figura 3.11), tiene que ver mucho con la variación de velocidades que se necesita para realizar el balanceo de rotores esto se debe a la potencia de cada rotor.

Por tal razón, una vez elegido el motor se optó por un variador de frecuencia que soporte la potencia del motor que fue seleccionado y así tener un

trabajo óptimo. A continuación se detallan las características principales del variador de frecuencia…[42]

- Potencia 1HP.
- Alimentación monofásica: 1AC 220V, salida 3AC 220V.
- 3 entradas digitales libremente configurables.
- 1 entrada analógica (0-10) V, puede ser utilizada como 4º entrada digital.
- 1 salida a transistor opto acoplada.
- Conexionado estilo contactor.
- Característica V/f lineal, cuadrática y multipunto (motores sincrónicos).
- Protección del motor y del convertidor.
- Frenado por inyección de corriente continúa.

Figura 3.11. Variador de velocidad SIEMENS.

Panel BOP (Basic Operator Panel)

El panel BOP permite ajustes de parámetros personalizados. Los valores y unidades se visualizan en un display de 5 dígitos. El panel BOP puede usarse para varios convertidores. Simplemente se enchufa directamente en el convertidor. (Figura 3.12).

[42] Ver Anexo I: Hoja de parámetros del variador de frecuencia SINAMICS G110.

Figura 3.12. Panel BOP.

3.5 Selección del sistema de generación y adquisición de datos de la máquina.

Para la máquina balanceadora se va determinar la opción más conveniente para seleccionar los sensores y el software, dentro del presente análisis se definen dos grupos principales, hardware y software; con el fin de facilitar el desarrollo del mismo.

3.5.1 Selección de los elementos de generación de datos

En el presente punto se analizará las principales características existentes en relación a la elección de los sensores. Se deben estudiar todas las características como son: definir las marcas y modelos según el costo, rangos, sensibilidad, accesibilidad, durabilidad, etc.

a.- Sensores de aceleración (Acelerómetros).

En el mercado existen muchas posibilidades de sensores para medir la aceleración, la elección de uno de ellos depende de las características del sensor: los márgenes de valores de la aceleración que admite, capacidad para medir en continua o sólo en alterna, la máxima frecuencia a la que puede trabajar, los parámetros característicos del sensor.

En la siguiente tabla se resume las principales características de los distintos tipos de acelerómetros y sus aplicaciones.

TIPO	MARGEN DE MEDIDA	ANCHO DE BANDA (HZ)	VENTAJAS DE INCONVENIENTES	APLICACIONES
MICROMECÁNICOS	1.5 a 250g	0.1 a 1500	- Alta sensibilidad - Costo medio - Bajas temperaturas	- Impacto - ABS - Airbag
PIEZOELÉCTRICO	0 a 2000g	10 20000	- Sensibilidad media - Uso complejo - Bajas temperaturas	- Vibración - Impacto - Uso industria
PIEZORESISTIVOS	0 a 2000g	0 a 10000	- Respuesta en CA-CD. - Bajo costo - Alta sensibilidad	- Vibración - Impacto - Automoción - Biodinámica
MECÁNICOS	0 a 200g	0 a 1000	- Alta precisión en continua - Lentos - Alto costo	- Navegación inercial - Guía de misiles - Herramientas - Nivelación

Tabla 3.1. Factores de selección del los sensores de aceleración.

Como se puede observar en la tabla 3.1, el sensor más adecuado es el acelerómetro de piezoeléctrico. En base a este criterio y a los requerimientos de la máquina, se seleccionó un *Acelerómetro Piezoeléctrico WR784A de la marca WILCOXON RESEARCH* (Figura 3.13)…[25]

Figura 3.13. Acelerómetro WILCOXON RESEARCH 784A.

[20] Ver Anexo J: Hoja de datos técnicos del acelerómetro Modelo 784A.

b.- Sensores foto eléctrico.

Existen una gran variedad de sensores foto eléctricos, que difieren uno de otro por su forma constitutiva y de trabajo que se los analizará a continuación:

TIPO	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Emisor – Receptor separados	- Sensibilidad a gran distancia. - Alta seguridad operacional. - Detección de objetos muy pequeños.	- Elevado coste de instalación, debido a tener que montar dos aparatos, cableados y ajustados.
Retro-reflectante	- Facilidad de instalación del sensor y del reflector. - El reflector puede montarse en objetos móviles.	- Distancia sensible, inferior al sistema de emisor-receptor separado. - Los objetos brillantes pueden ocasionar reflexiones y con ello errores.
De reflexión difusa	- Instalación muy fácil - Reflexión no necesaria.	- Son necesarias distintas distancias y ajustes de sensibilidad.
Fibras ópticas	- Utilización en áreas limitadas. - No afectadas por campos eléctricos o magnéticos. - Gama de altas temperaturas.	

Tabla 3.2. Factores de selección del sensor fotoeléctrico....[26]

Como se observa en la tabla 3.2, para la máquina balanceadora de rotores se utilizará el sensor fotoeléctrico (Retro-reflectantes). En base a este criterio y a los requerimientos de la máquina, se seleccionó un sensor de velocidad fotoeléctrico marca *DATASENSOR (Figura 3.14)…*[27]

[26] BERNSTEIN safe solutions.
[27] Ver Anexo K: Hoja de datos técnicos del sensor Foto eléctrico DATASENSOR

Figura 3.14. Sensor de velocidad DATA SENSOR

3.5.2 Selección de los elementos de adquisición de datos

Existen algunas formas de realizar la adquisición de datos, para el proyecto en construcción se necesita un sistema que sea seguro y confiable.

- **Selección del hardware (Tarjeta de adquisición de Datos)**

Para el sistema de adquisición de datos se seleccionó la tarjeta *NI DAQ USB-9234* (Figura 3.15)**,** porque tiene la capacidad de adquirir y analizar directamente los datos de sensores de vibración tipo IEPE sin ningún tipo de acondicionamiento de señales, tiene alta resolución de 24 bits, filtros antialiasing, velocidad de muestreo de 51.2KS/s, además; el muestreo es simultáneo para todos los canales, tiene excitación directa, las entradas son para conectores BNC para la reducción de ruido, posee alto rango dinámico más que alta velocidad…[28]

[28] Ver Anexo L: Datos técnicos de la DAQ NI USB-9234.

Figura 3.15. Tarjeta de adquisición de datos NI DAQ USB-9234

- **Selección del software**

El software que se utilizará para el desarrollo del proyecto es LabView que es un lenguaje de programación gráfica y que se presenta como la mejor opción para el desarrollo del programa de análisis e interpretación de los datos que arroja la máquina balanceadora de rotores, además; tiene la capacidad de resolver algoritmos matemáticos avanzados, presenta reportes y es amigable para el usuario.

También se seleccionó LabView por la compatibilidad de comunicación que tiene con la tarjeta de adquisición de datos NI DAQ USB 9234.

3.6 Implementación del sistema electrónico.

3.6.1 Ubicación del acelerómetro Wilcoxon Research 784A.

El acelerómetro va ser ubicado sobre las cajas de rodamientos o apoyos del rotor, en dirección radial. Para los casos en que la máquina esté muy desbalanceada y las vibraciones sean muy grandes se sugieren dos opciones:

1. Configurar el rango.
2. Ubicar el acelerómetro en un punto de menor vibración, posiblemente, más cerca de la base de la máquina.

Es importante mantener la misma ubicación del acelerómetro durante todo el procedimiento de balanceo. Un cambio de posición entre mediciones puede dar lugar a grandes errores en la definición de los contrapesos.

Se recomienda marcar con una tiza la ubicación del acelerómetro para disminuir los errores. Verifique en todos los casos, que la base magnética esté bien enroscada en el acelerómetro y que esta ultima esté bien pegado sobre la máquina. Cualquier movimiento relativo entre el acelerómetro y la máquina dará lugar a grandes errores de medición y definición de la posición del contrapeso.

3.6.2 Ubicación del foto tacómetro.

El foto tacómetro debe ser montado a una distancia de 30 a 50 cm, de la cinta reflectiva y tiene que apuntar correctamente. Para el caso en que la cinta se aplique sobre una superficie brillosa, es recomendable no apuntarlo perpendicularmente, sino con cierto ángulo para evitar que se produzcan reflexiones en otros puntos del rotor que no sean la cinta.

Verifique que el parpadeo del led sea constante. Si no está bien orientado, habrá reflexiones intermitentes y errores en las mediciones. Es recomendable, siempre que sea posible, hacer girar al eje a mano y verificar que la única reflexión detectada sea la de la cinta.

En general, cuando las vibraciones no sean demasiado altas, la base del foto tacómetro puede pegarse sobre un punto externo de la máquina.
Sin embargo, para los casos en que las vibraciones sean excesivas, puede ser conveniente fijar a la base magnética del foto tacómetro sobre la máquina misma, a fin de que no haya cambios en las reflexiones por movimientos relativos.

3.6.2.1 Acondicionamiento de señal para el foto tacómetro

Para obtener la señal del foto tacómetro se necesita alimentarle con una fuente externa de 10 – 30 Vdc (Ver Anexo K) para el presente proyecto se alimentará con 12 Vdc, es por ésta razón que se necesita un acondicionamiento de señal tipo PNP, porque la tarjeta de adquisición de datos diseñada por el fabricante permite una entrada de voltaje de 0 a 5 V. La corriente máxima del foto tacómetro es de 100mA, por lo tanto el diseño se realizará con 5mA.

El circuito de la figura 3.16 es un divisor de voltaje que ayudará a reducir el valor del voltaje (12V) que se aplica directamente al foto tacómetro, para ingresar los 5 V que se necesita para la tarjeta de adquisición de datos para no tener daños.

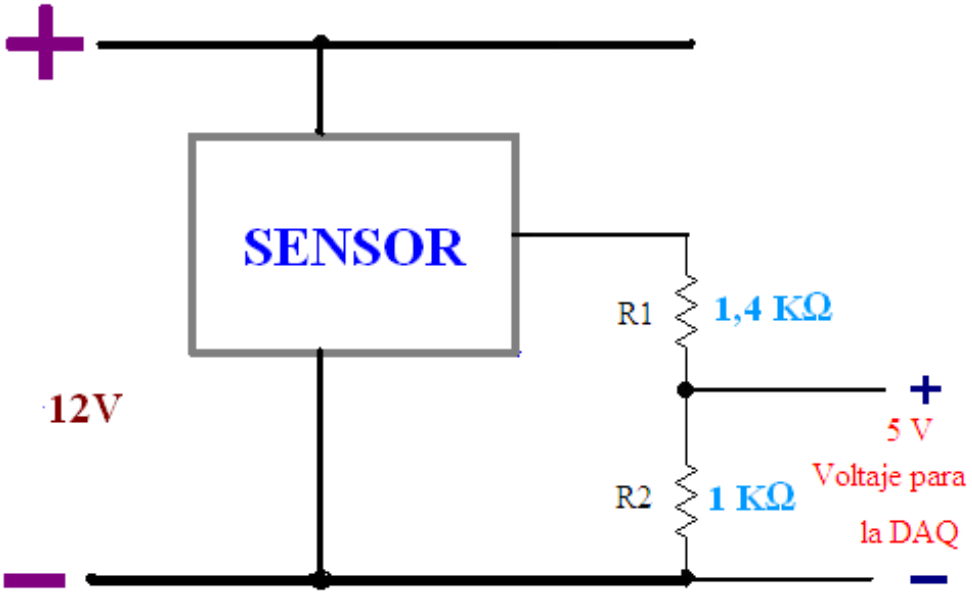


Figura 3.16. Circuito de acondicionamiento para el foto tacómetro.

Cálculo de las resistencias R1 y R2

Datos:

V_1 = 12 V

V_{R2} = 5 V

I = 5mA

$$V_{R2} = V \times \frac{R_2}{R_1 + R_2}$$

$$5V = 12V \times \frac{R_2}{R_1 + R_2}$$

$$I = \frac{V_T}{R_T} = \frac{V_T}{R_1 + R_2}$$

$$5mA = \frac{12V}{R_1 + R_2}$$

$$R_1 = \frac{12V}{5mA} - R_2$$

$$\frac{5V}{12V} = \frac{R_2}{R_2 + \frac{12}{5mA} - R_2}$$

$$R_2 = \frac{5V}{12V} \times \frac{12V}{5mA}$$

$$R_2 = 1000\Omega$$

$$R_2 = 1K\Omega$$

$$5V = 12V \times \frac{1000\Omega}{R_1 + 2500}$$

$$R_1 = 12V \times \frac{1000\Omega}{5V} - 1000\Omega$$

$$R_1 = 1400\Omega$$

$$R_1 = 1{,}4K\Omega$$

3.7 Diagrama eléctrico del sistema de adquisición de datos

En la figura 3.17 se muestra el diagrama eléctrico del sistema de adquisición de datos, en el cual constan los sensores (acelerómetro y foto

tacómetro) conectados a la tarjeta de adquisición de datos NI DAQ USB-9234 con conectores tipo BNC que ayudarán a eliminar el ruido.

Hay que tener en cuenta que el acelerómetro no necesita ningún tipo de acondicionamiento de señal porque la tarjeta de adquisición de datos le alimenta internamente con una fuente de corriente, en cambio el foto tacómetro si necesita el acondicionamiento de señal que se explico en la sección 3.5.2.1.

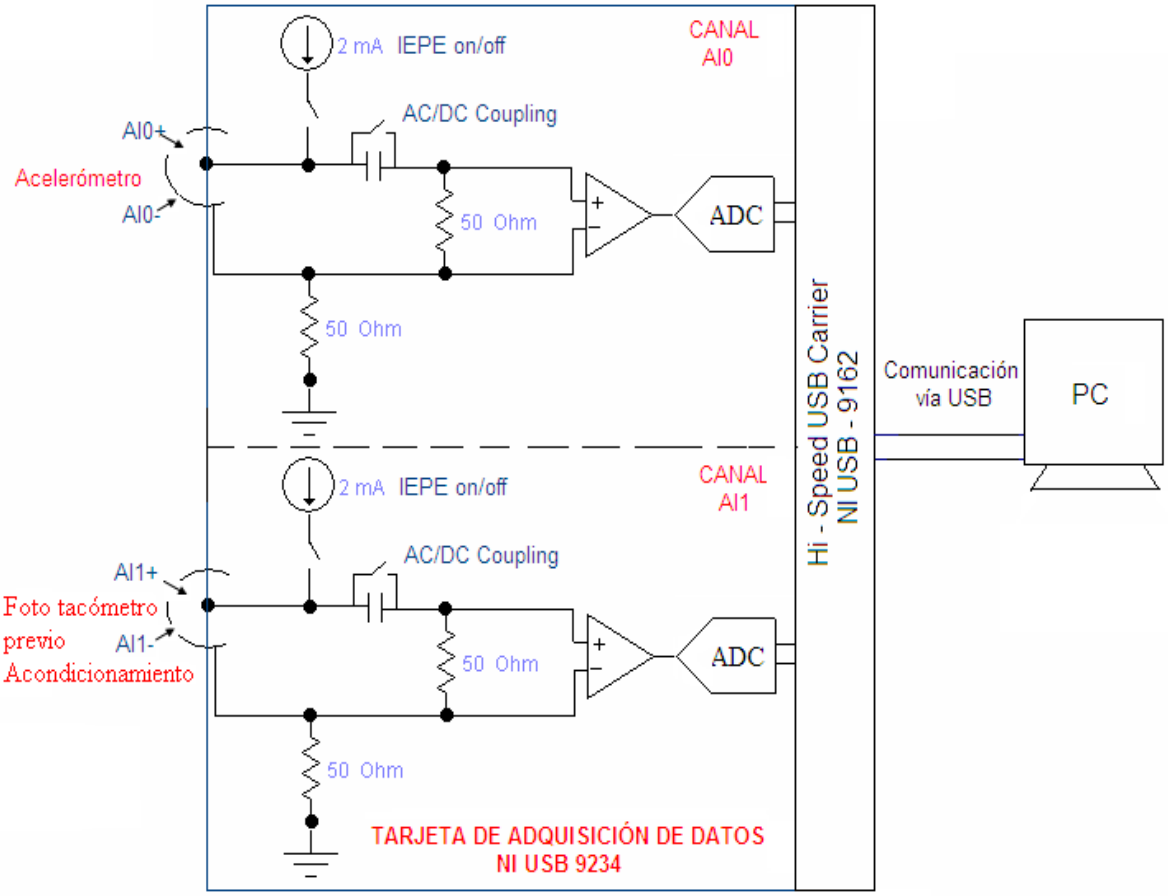


Figura 3.17. Diagrama eléctrico del sistema de adquisición de datos.

3.8 Diagrama de conexiones eléctricas

El cableado de todos los componentes eléctricos se muestran en el ANEXO N “Conexiones Eléctricas”

3.9 Descripción del software

En este punto se detallará la programación del software de la máquina balanceadora de rotores; en primer lugar el panel frontal y después el diagrama de bloques. Este programa consta de un menú principal, tiene seis subVI, los cuales serán denominadas pantallas, ya que así es como se las visualiza en el momento de la ejecución.

3.9.1 Pantalla de menú principal

En esta pantalla se encuentra el acceso a todos los subVI del programa, la figura 3.18 muestra el panel frontal, y la figura 3.19 muestra el diagrama de bloques, cada subVI se ejecuta cuando el lazo while correspondiente se encuentra en estado true, el menú consta de las siguientes opciones: **DATOS DE MOTOR, BALANCEO**, **RESULTADOS, INFORME**, **STOP**.

Figura 3.18. Panel frontal del subVI MENÚ PRINCIPAL.

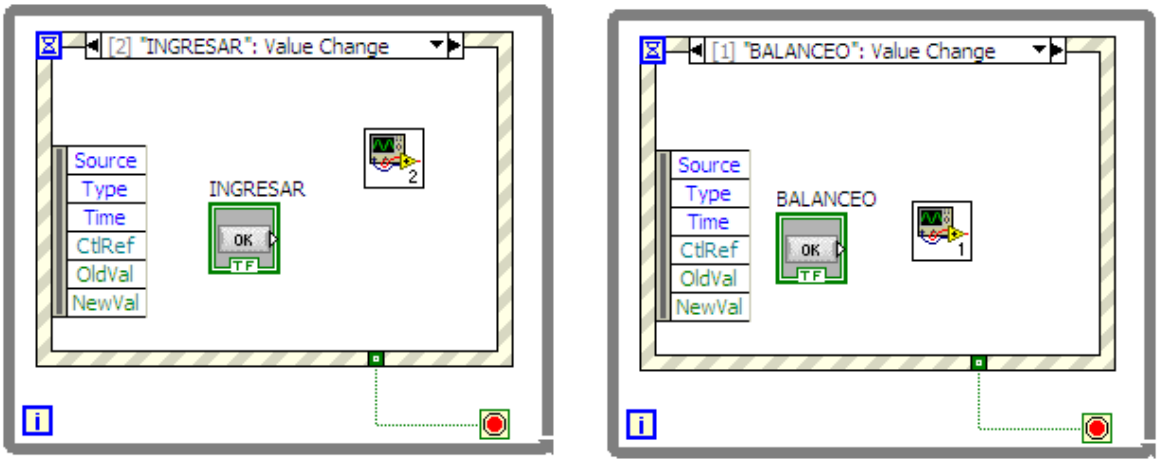


Figura 3.19. Diagrama de Bloques del subVI MENÚ PRINCIPAL.

3.9.2 Ingreso de datos de motor

En esta opción se despliega una ventana en la que se debe ingresar todos los datos de la placa de características del motor y posteriormente grabarlos, los mismos que serán visualizados en el informe de resultados luego de haber realizado el balanceo. La figura 3.20 muestra el panel frontal, y la figura 3.21 muestra el diagrama de bloques.

Una vez ingresado y grabado los datos se presiona el botón REGRESAR para continuar con la secuencia del menú principal.

Figura 3.20. Panel frontal del subVI DATOS DE MOTOR.

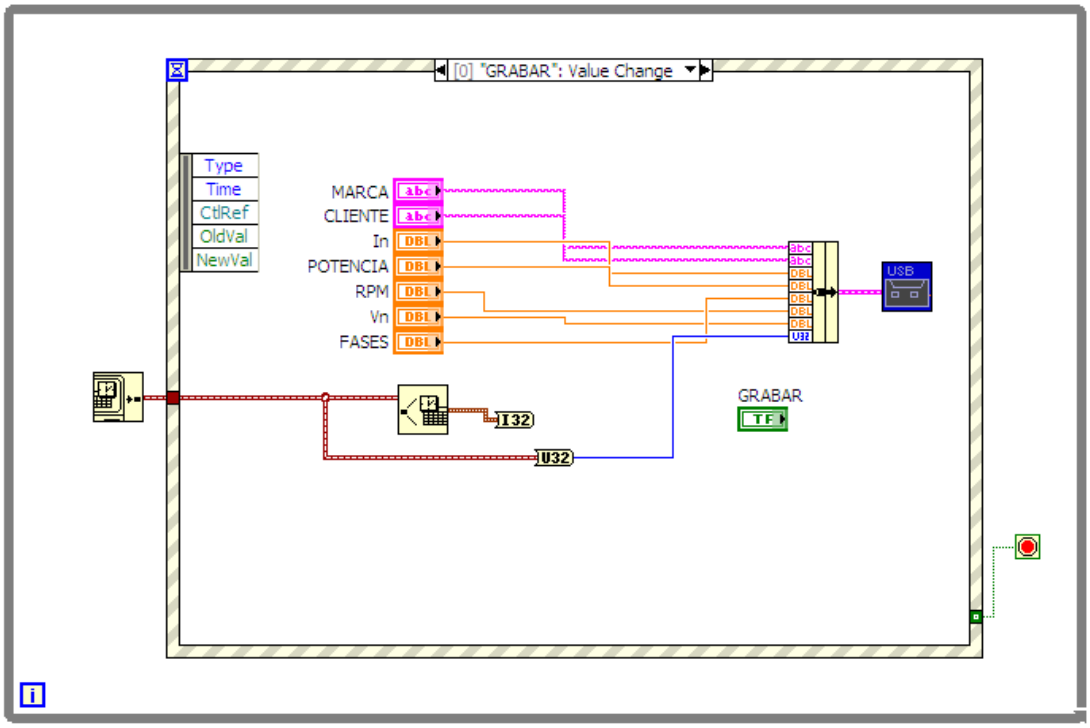


Figura 3.21. Diagrama de bloques del subVI DATOS DE MOTOR.

3.9.3 Balanceo

En esta ventana se observa en pantallas gráficas la señal en aceleración que se obtiene del acelerómetro, a esta se aplica una integral y se obtiene la señal en velocidad luego se realiza la transformada de Fourier con el fin de adquirir el espectro de vibración para luego realizar el balanceo.

La figura 3.22 muestra el panel frontal, y la figura 3.23 muestra el diagrama de bloques de esta ventana.

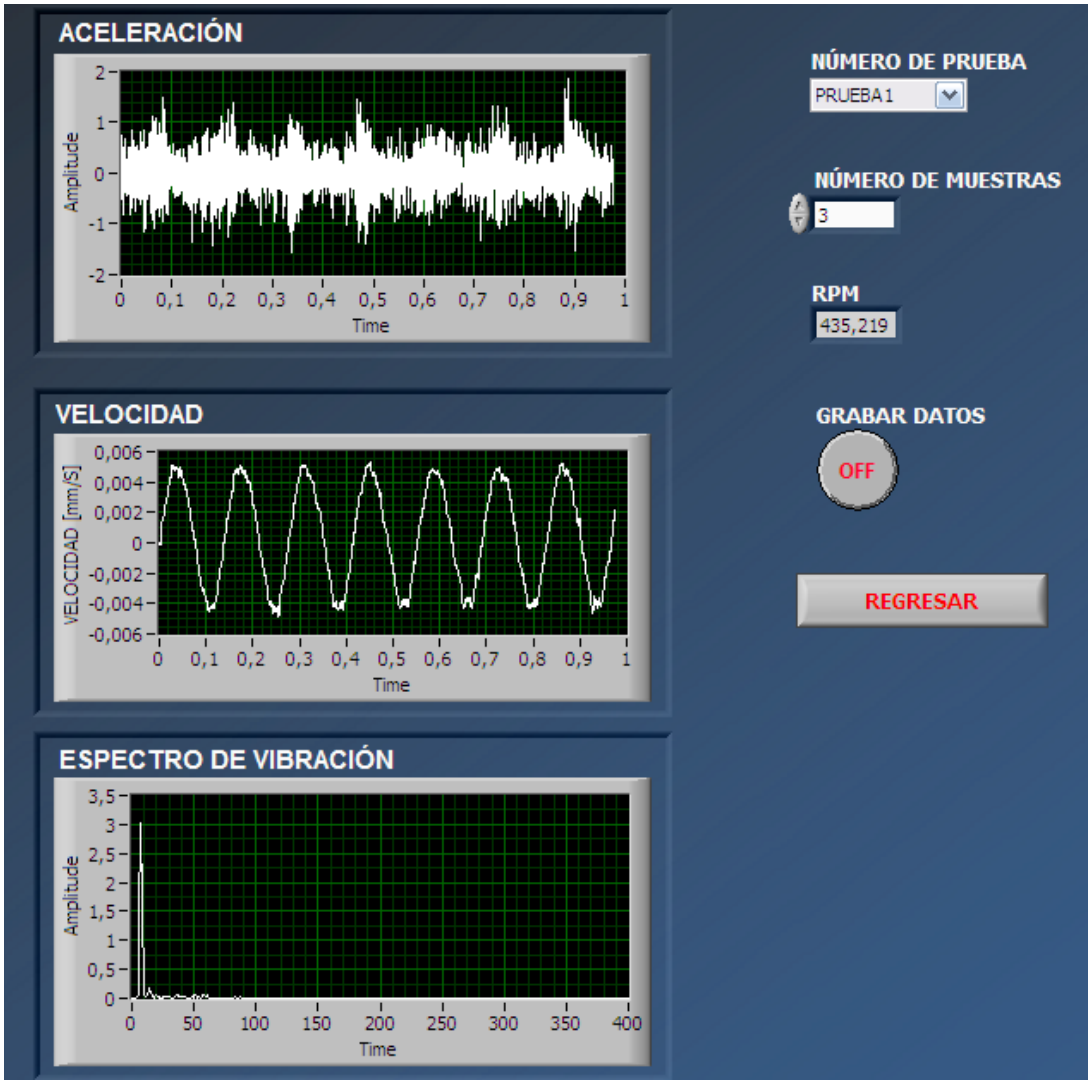


Figura 3.22. Panel frontal del subVI BALANCEO.

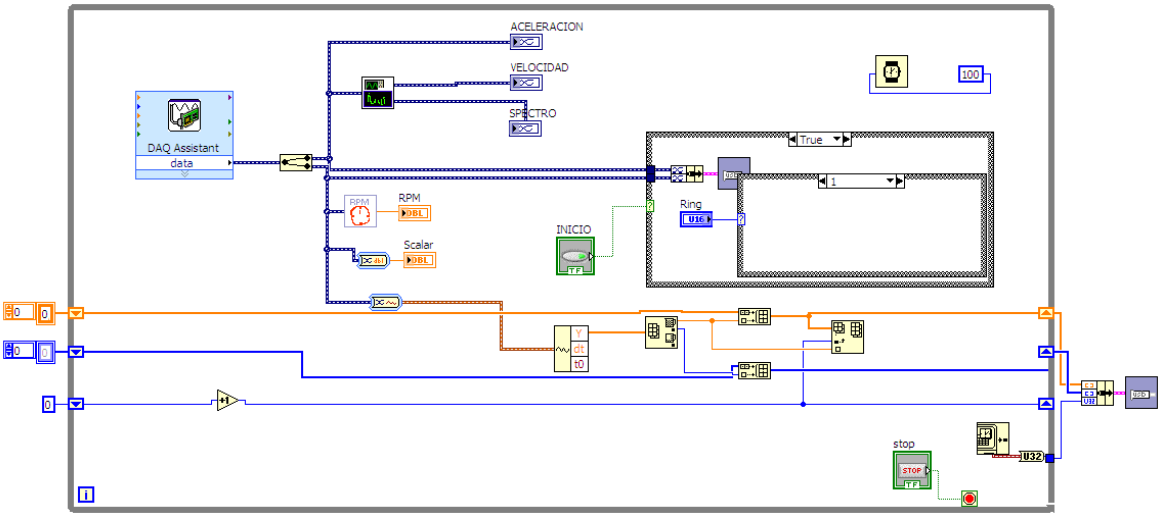


Figura 3.23. Diagrama de bloques del subVI BALANCEO.

3.9.4 Resultados

En esta pantalla se presenta los valores numéricos de medición que se va obteniendo durante todo el proceso que se realiza en el balanceo, esto es la medición inicial, medición con el peso de prueba y por último el valor de peso y la ubicación que se debe poner para que el rotor sea balanceado.

En la figura 3.24 se muestra el panel frontal y en la figura 3.25 se presenta el diagrama de bloques

Figura 3.24. Panel frontal del subVI RESULTADOS.

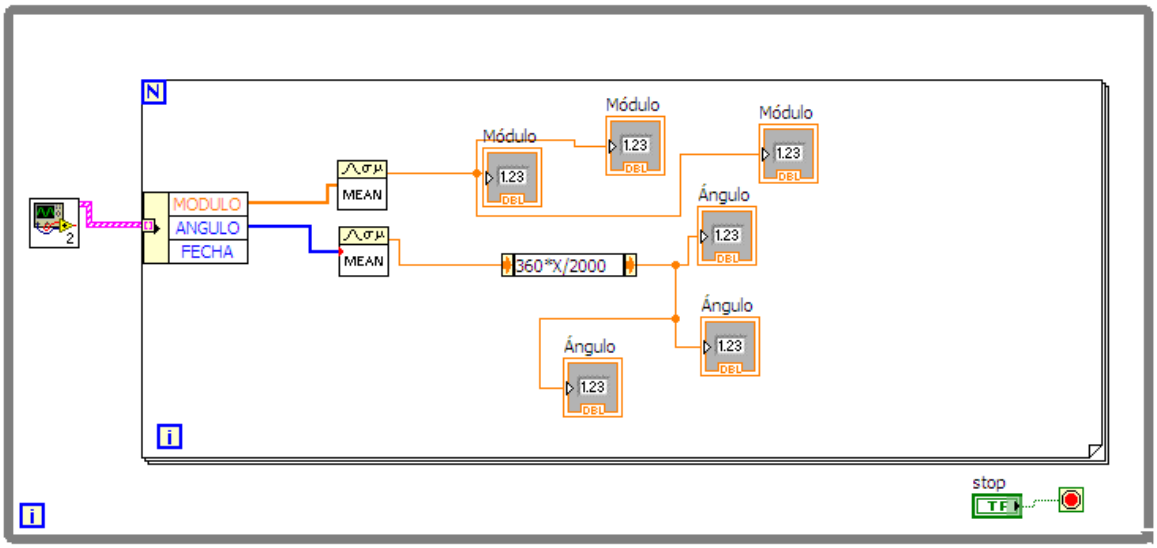


Figura 3.25. Diagrama de bloques del subVI RESULTADOS.

3.9.5 Reporte

Permite ver el reporte listo para imprimir, donde constarán todos los datos ingresados en el subVI “INGRESO DATOS DE MOTORES”; además, los resultados de las mediciones que se realizó en todo el proceso de balanceo. En la parte de “Medición inicial” se presenta el valor del módulo de desbalanceo con su respectivo ángulo, en la “Medición con peso de prueba” se indica el valor de la segunda medición en donde se indica en módulo y el ángulo, y en la parte de “Medición final” se presenta el valor del peso que tenemos que poner y el ángulo donde se debe ubicar dicho peso para que el rotor sea balanceado. Esta pantalla se indica en la figura 3.26.

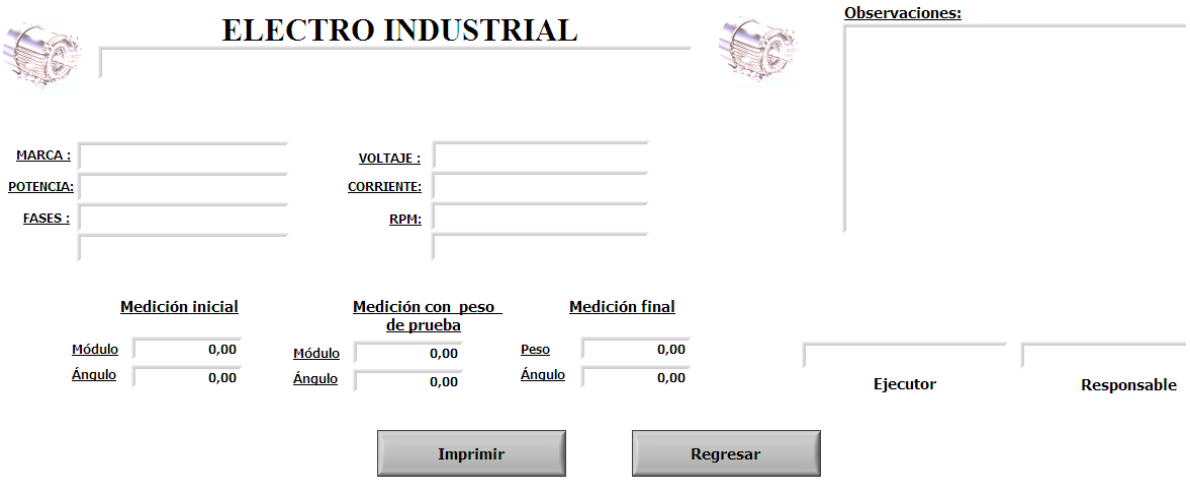


Figura 3.26. Panel frontal de la pantalla INFORME.

3.9.6 Stop

Al presionar este subVI, permite detener el programa.

CAPÍTULO IV

PRUEBAS Y RESULTADOS

4.1 Sistema Mecánico

Dentro de las pruebas mecánicas que se realizaron fundamentalmente fue en las torres y en la bancada para determinar si soporta el peso del rotor para el cual fueron diseñados cada uno, además; se realizó la prueba de desplazamiento en el tornillo de transmisión.

4.1.1 Torres y bancada

Para verificación y pruebas de las torres y bancada se colocó rotor de 50 HP sobre los rodamientos que se encuentran ubicados en la parte superior de las torres, de esta manera se aplicó la carga crítica para determinar si los materiales con los que fueron construidos las torres y bancada soportan los esfuerzos que se presenta con el peso del rotor, en la figura 4.1 se muestra la prueba realizada.

Figura 4.1. Prueba realizada en torres y bancada

Luego de realizar esta prueba se determinó que la estructura no sufrió ningún tipo de inconvenientes para soportar todos los esfuerzos que se

presentaron por lo que ésta prueba ayudó a ratificar la selección del material empleado para la construcción de las torres y bancada.

Otra de las ventajas de esta prueba fue para alinear horizontalmente al rotor con la ayuda de un nivel, para que el rotor gire cilíndricamente y no tener errores en las mediciones al momento de realizar el balanceo.

4.1.2 Tornillo de transmisión

En el tornillo de transmisión se realizó la prueba de desplazamiento sometido a una carga crítica de 100 lb, donde se tiene que abrir y cerrar las torres a lo largo del eje x de manera manual con la ayuda de una palanca que se encuentra en el extremo del tornillo. En la figura 4.2 se indica la manera como se realizó la prueba, la misma que se obtuvo como resultado que el tornillo de transmisión no tuvo ningún tipo de inconvenientes para abrir y cerrar las torres a la longitud deseada.

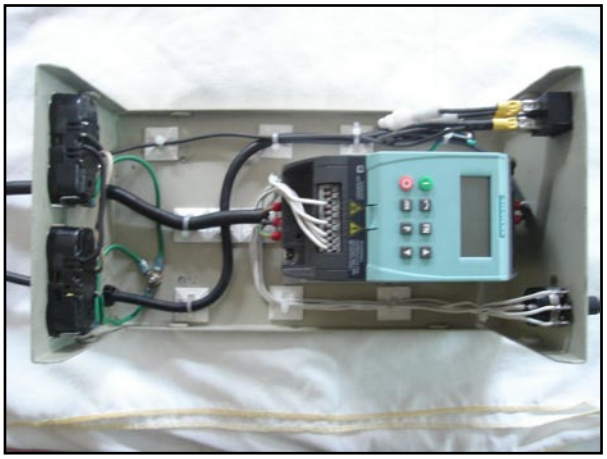
Figura 4.2. Prueba realizada al tornillo de transmisión

4.2 Sistema eléctrico y electrónico

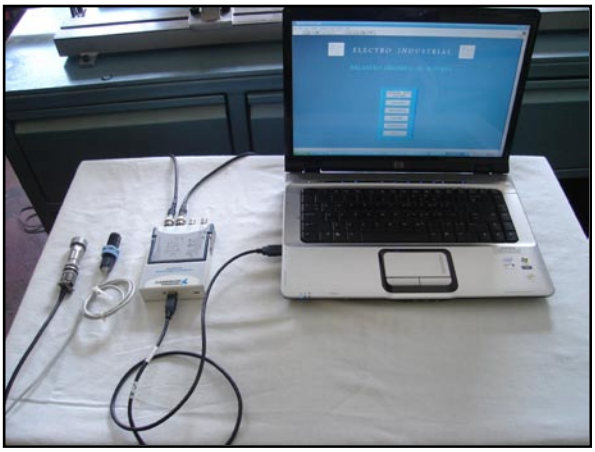
En esta prueba se verificó el voltaje de alimentación eléctrica que necesita el variador de frecuencia para que le active al motor y así tener un buen funcionamiento en la máquina. Hay que tomar en cuenta que al variador se debe alimentar con 220 V bifásico y mediante un proceso interno que efectúa el variador de frecuencia le alimenta al motor con 220 V trifásico. Figura 4.3a.

Además, se comprobó el correcto funcionamiento de la fuente de alimentación para el foto tacómetro verificando que el voltaje de salida sea el indicado para alimentar a dicho sensor, porque como se explicó en el capítulo 3 sección 3.6.2.1 este sensor necesita de una fuente externa de alimentación. Se tuvo mucho cuidado en revisar la correcta conexión de los sensores para su alimentación y salida de señal, las mismas que se pueden observar en sus hojas técnicas respectivas.

Con respecto a la DAQ se verificó que las salidas físicas de los sensores estén correctamente conectadas a las entradas de la tarjeta y éstas correspondan a los canales asignados en el software. Figura4.3b



(a)



(b)

Figura 4.3. a) Pruebas eléctricas, b) Pruebas electrónicas

4.3 Configuración de la tarjeta de adquisición de datos NI USB 9234

Para configurar a la tarjeta de adquisición de datos mediante LabView hay que tomar en cuenta el tipo de señales que dan los sensores para poder configurar cada una de ellas, en este caso el acelerómetro va dar una señal de aceleración y el foto tacómetro una señal de voltaje, teniendo esto en cuenta se procede a configurar tal como se indica en la figura 4.4

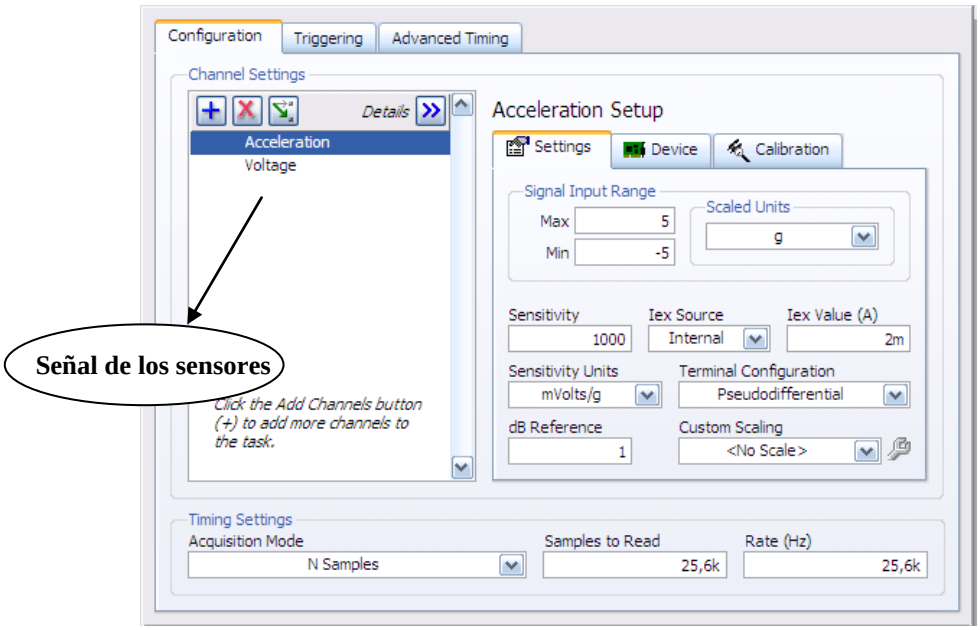
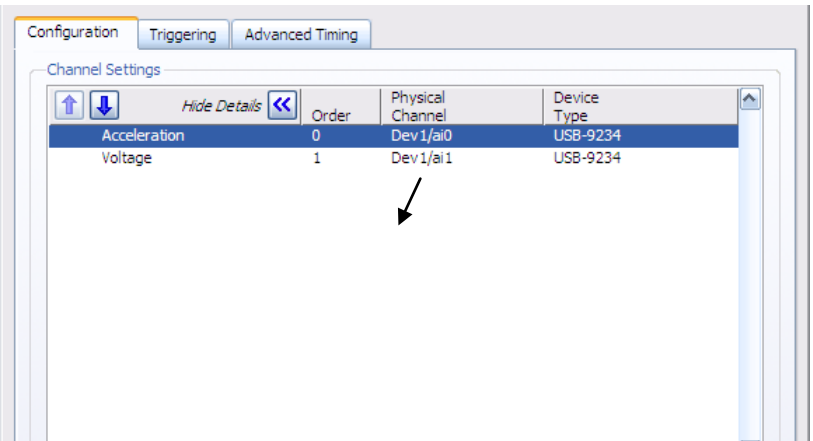


Figura 4.4. Calibración de la tarjeta de adquisición de datos

En la parte de aceleración hay que configurar el valor de la sensibilidad que indica el acelerómetro en sus hojas características y el modo de adquisición de datos para nuestro caso es adquisición continua. Para lo que es voltaje no hay que configurar ningunos de los valores que presenta la tarjeta por defecto.

Dentro de la configuración de la tarjeta de adquisición de datos también hay que seleccionar los canales de entradas para los sensores si se llegara por equivocación a seleccionar un mismo canal se tendrá conflictos, en la tarjeta se tiene 4 canales análogos diferentes (AI0 – AI3), en la figura 4.5 se aprecia la configuración de los canales.



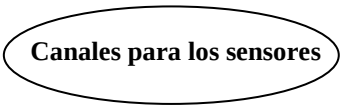


Figura 4.5. Configuración de los canales análogos

4.4 Proceso de balanceo con el software de control

Una vez configurado la DAQ NI USB 9234, se empezará con el proceso para realizar el balanceo de los rotores, el procedimiento consta de los siguientes pasos:

- Medición con el rotor desbalanceado (Análisis vibracional)

- Aplicación de peso de prueba

- Medición con peso de prueba

- Obtención del peso requerido para balancear el rotor

- Verificación que los niveles de vibración hayan disminuido

4.4.1 Medición con el rotor desbalanceado (Análisis vibracional)

Una vez configurado la tarjeta de adquisición de datos, poner el programa en modo RUN (Figura 4.6) y con la ayuda del potenciómetro (Figura 4.7) que está conectado a la salida del variador se procede a poner a una velocidad equivalente a la cuarta parte de la velocidad nominal del rotor a ser balanceado. Por ejemplo

para el rotor que se muestra en la figura 4.1 funciona a una velocidad de 1800 RPM, por lo tanto la velocidad para realizar el balanceo de este rotor es de 450 RPM.

A continuación se da un click en el botón PRUEBA 1 (Figura 4.6), aparece la pantalla donde se muestran las gráficas de aceleración, velocidad y el espectro de vibración, (Figura 4.8). Una vez determinado que la velocidad de balanceo está bien determinada se procede a grabar los datos que servirá para que internamente el software procese los mismos y nos indique los resultados.

Figura 4.6. Software en modo RUN

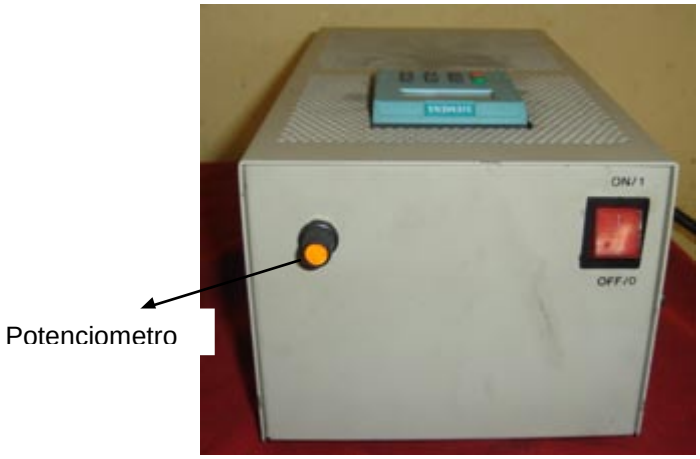


Figura 4.7. Potenciómetro de variación de velocidad

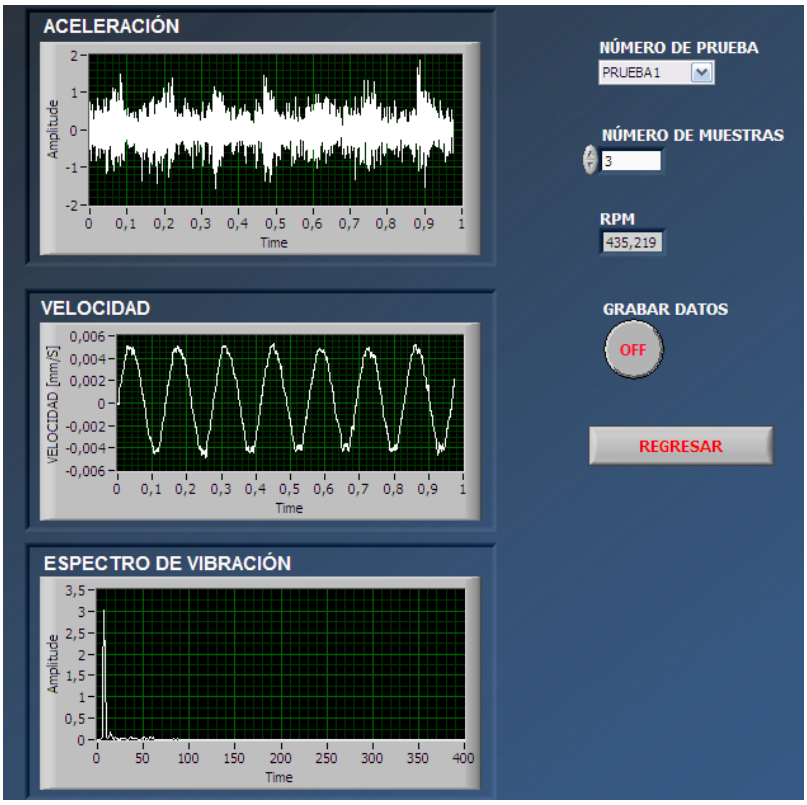


Figura 4.8. Formas de onda que presenta el rotor desbalanceado

Visualizado las gráficas se regresa al Menú Principal, se procede a dar un click en el botón RESULTADOS (Figura 4.6) donde se presenta los valores de medición que se obtuvo esto es el valor del Módulo de Vibración y el ángulo de fase, en este caso el módulo y ángulo es: 3,16mm/seg., 196° respectivamente; tal

como se muestra en la figura 4.9, con el valor medido del módulo de vibración hay que referirse a la tabla de valores de vibraciones que se encuentra en el Anexo O, donde se comprueba efectivamente que el valor de vibración medido de 3,16mm/seg. no está dentro del rango para rotores balanceados en banco de pruebas.

Figura 4.9. Valor de módulo de vibración y ángulo de fase.

Una vez medido y comprobado que el valor de vibración es alto se continúa con el proceso de balanceo para rotores.

4.4.2 Aplicación de peso de prueba

Para este caso, hay que detener la máquina y aplicar un “peso de prueba” y ubicar en cualquier posición del rotor pero en el mismo sentido de giro de la cinta reflectiva del foto tacómetro, este peso de prueba servirá más adelante para mediante cálculos matemáticos ver si hay que reducir aumentar su peso para que el rotor sea balanceado.

Para saber el valor del peso de prueba que se va colocar, se debe tener en cuenta el peso del rotor a ser balanceado, ya que con el peso del rotor se determina una proporción de 0.1 gramos por cada libra. [29] … Por ejemplo, el rotor que se encuentra balanceando tiene un peso 60 libras por lo que teniendo en cuenta la proporción antes indicada se coloca un peso de prueba de 6 gramos. En la figura 4.10 se visualiza la ubicación del peso de prueba.

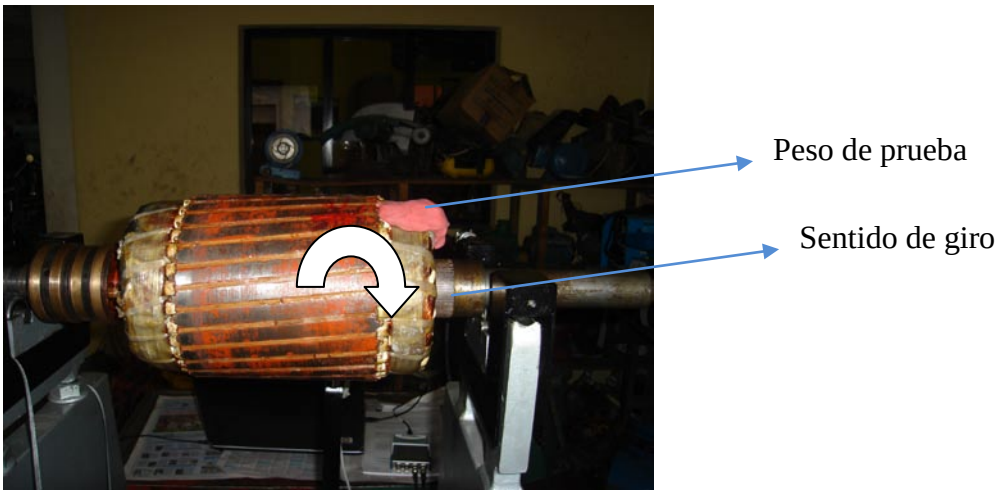


Figura 4.10. Ubicación del peso de prueba.

4.4.3 Medición con el peso de prueba

Una vez ubicado el peso de prueba en el rotor (Figura 4.10), se realiza el mismo proceso de medición que se explicó en la sección 4.4.1. En la figura 4.11 se indica las gráficas donde se muestra claramente que el espectro de vibración

[29] Peso de corrección en balanceo. SCHENK,FUNDAMENTOS DE BALANCEO, pág. 122

aumentó, determinado así que el lugar donde se colocó el peso de prueba no es el correcto para el balanceo.

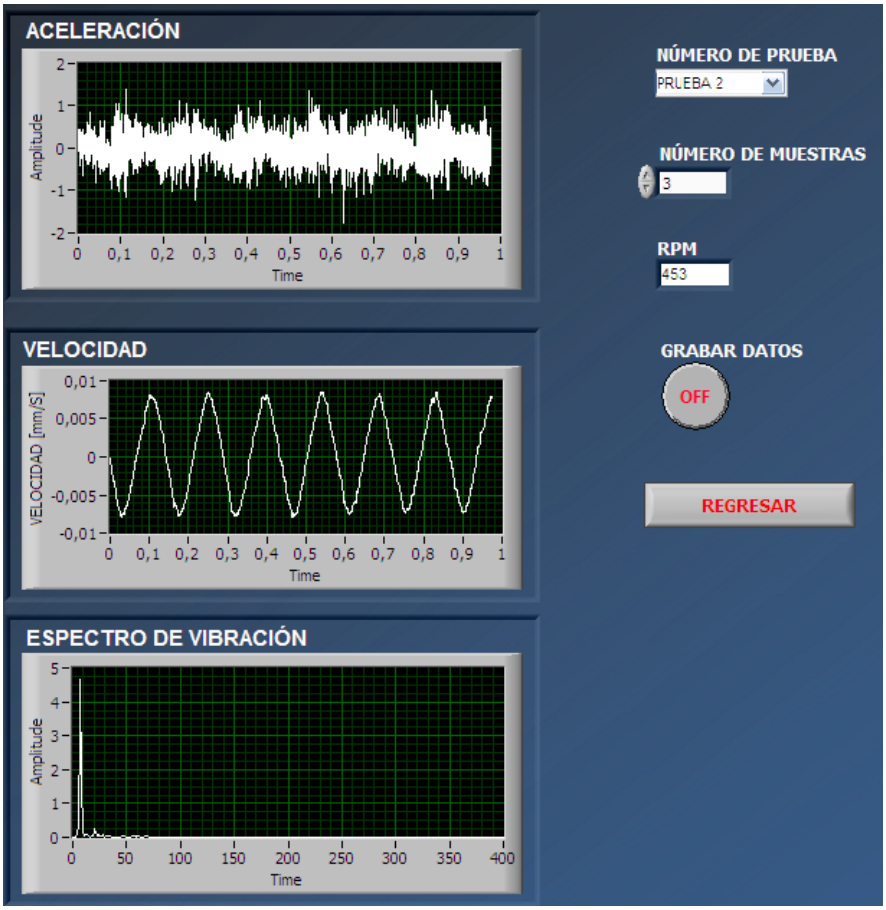


Figura 4.11. Formas de onda con peso de prueba.

Luego de realizar la medición con el peso de prueba en la pantalla RESULTADOS se visualiza un nuevo módulo de vibración y ángulo de fase, (4,57mm/seg., 65°), tal como se muestra en la figura 4.12

Figura 4.12. Valor de módulo de vibración y ángulo de fase con un peso de prueba.

4.4.4 Obtención del peso requerido para balancear el rotor

Para la obtención del peso requerido para balancear al rotor se realiza cálculos internos en el software con los datos obtenidos en la medición con el rotor desbalanceado (M_1) y en la medición con peso de prueba (M_2). Los cálculos realizados internamente son los siguientes:

M_1 = Magnitud de la primera medida con su respectivo ángulo de fase.
M_2 = Magnitud de la segunda medida con su respectivo ángulo de fase.
PP = Peso de prueba

Como los datos anteriores se presentan en valores de coordenadas polares (magnitud y ángulo de fase) se procede a realizar una resta de vectores:

$$M_3 = M_2 - M_1$$
$$M_3 = (4{,}57\angle 65) - (3{,}16\angle 169)$$
$$M_3 = 6{,}15\angle 35{,}11$$

Una vez obtenido M_3, se realiza el cálculo del porcentaje de peso de corrección (%PC), para este cálculo se toma en cuenta sólo los valores del módulo:

$$\%PC = \frac{M_1}{M_3}$$
$$\%PC = \frac{3{,}16}{6{,}15}$$
$$\%PC = 0{,}51$$

El porcentaje de corrección obtenido se multiplica por el valor del peso de prueba, el resultado obtenido de esta operación matemática es el valor real del peso que necesita el rotor para ser balanceado:

$$PesoTotal = \%PC \times PP$$
$$PesoTotal = 0{,}51 \times 6 gramos$$
$$PesoTotal = 3{,}06 gramos$$

Por lo tanto, para que el rotor quede balanceado se colocará un peso de 3,06 gramos que es pesado en una balanza de precisión (Figura 4.13) y se ubica a 35 grados tomando como punto de referencia donde se ubicó el peso de prueba y al mismo sentido de giro que se está realizando el balanceo, en la figura 4.14 se muestra la ubicación del peso de corrección total.

Figura 4.13. Pesaje del peso en la balanza de precisión

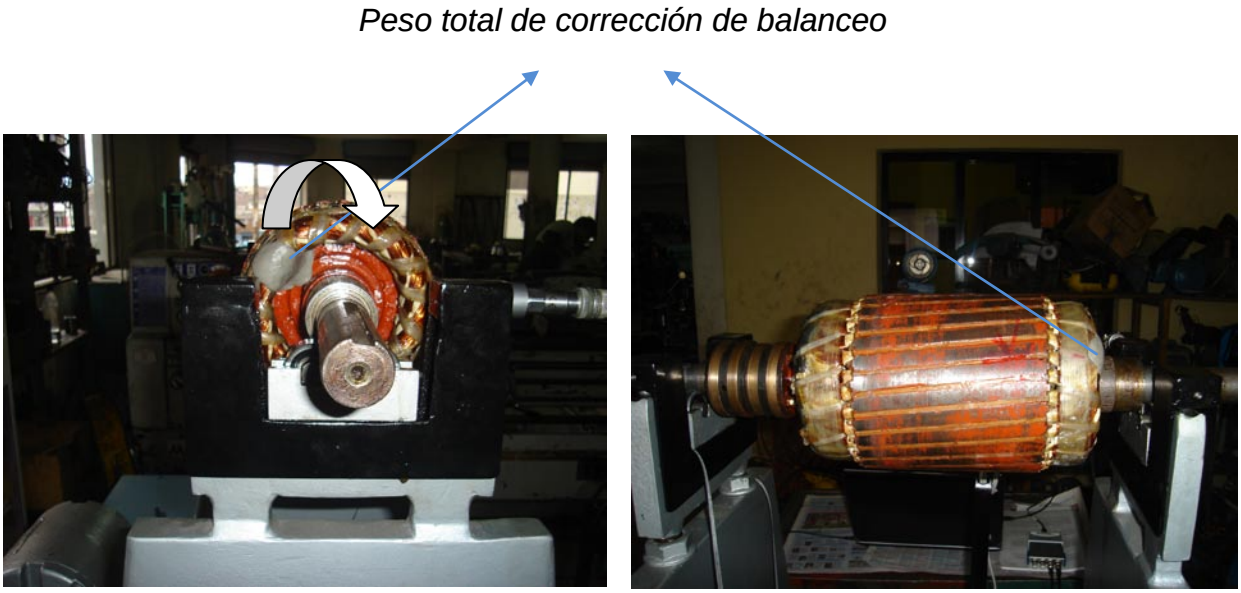


Figura 4.14. Ubicación del peso de corrección en el ángulo de fase determinado.

4.4.5 Verificación que los niveles de vibración hayan disminuido

Una vez colocado el peso de corrección en el sitio determinado mediante cálculos, se procede a realizar la medición para verificar si el nivel de vibración que se obtuvo en un inicio de 3,16 mm/seg., ha disminuido. En la figura 4.15 se muestra como el nivel de vibración de bajo a 0,75 mm/seg., por lo tanto el rotor

está completamente balanceado quedando dentro de los niveles permitidos que se indican en la tabla de valores de vibración del Anexo O.

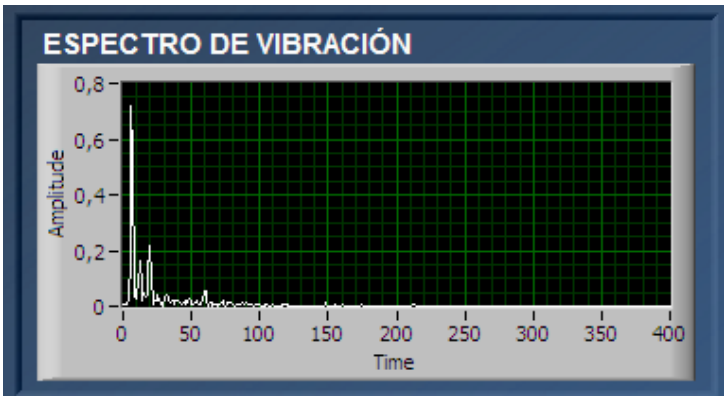


Figura 4.15. Nivel de vibración disminuida

4.5 Constatación de resultados

Para tener la certeza de que la máquina está dando resultados confiables, se realizó una comparación de resultados entre un informe emitido por el equipo portátil de Análisis Vibracional VibraCHECK AB 3200 propiedad de la empresa AFLOMOTORS (Figura 4.16) y el informe generado en el proyecto construido.

Figura 4.16. Equipo portátil de Análisis Vibracional VibraCHECK AB 3200

La figura 4.17 muestra el informe técnico de resultados por el equipo portátil de Análisis Vibracional VibraCHECK AB 3200.

AFLOMOTORS
ELECTRICAL MOTORS AND GENERATORS
INGENIERIA ELECTRICA Y MECANICA

Una vez balanceado posee los siguientes valores de velocidad.

Punto	Ubicación	Velocidad
1V	Motor	1,2 [mm/s]

Figura 4.17. Informe emitido por el equipo portátil

En el informe emitido por el equipo portátil, los valores con los que tenemos que comparar con la máquina balanceadora construida son los que se presentan en el punto de medición 1H (parte resaltada).

A continuación la tabla 4.1 indica una comparación entre los resultados de balanceo en las diferentes máquinas.

ROTOR	BALANCEO (mm/seg) AFLOMOTORS			BALANCEO (mm/seg) ELECTRO INDUSTRIAL		
Potencia	M_1	M_2	M_3 Rotor balanceado	M_1	M_2	M_3 Rotor balanceado
15HP	$3{,}57\angle 170^o$	$4{,}57\angle 65^o$	$0{,}86\angle 34^o$	$3{,}16\angle 169^o$	$4{,}56\angle 65^o$	$0{,}75\angle 35^o$

Tabla 4.1.- Comparación de resultados.

Como se puede observar en la tabla 4.1 se tienen resultados aceptables sin mucha variación de los mismos. Con estos resultados se puede concluir que la máquina construida presenta resultados muy aceptables, con un mínimo de error; por lo tanto, esta máquina se puede utilizar en la empresa para la cual fue construida.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

1. Al finalizar el proyecto de tesis se logro cumplir el objetivo general trazado que fue el de diseñar y construir una máquina balanceadora de rotores automática.

2. El diseño, selección y construcción de los elementos mecánicos de la máquina; se basó en la geometría de distintas máquinas estudiadas; la selección de los elementos mecánicos que constituyen la máquina se realizó debido a sus características tecnológicas, según la aplicación dada.

3. Se logró construir el sistema mecánico de movimiento que ayudó a desplazar las torres a lo largo del eje X, con la finalidad de abrir o cerrar dichas torres de acuerdo a la longitud de los rotores.

4. Se pudo seleccionar el software adecuado para el presente proyecto, siendo Labview la mejor opción para realizar la programación para el balanceo de rotores.

5. Se realizó la comparación de los datos obtenidos de la máquina construida con los datos emanados de un equipo portátil de Análisis Vibracional de la empresa “AFLOMOTORS”, pudiendo tener como resultados un margen mínimo de error.

6. El desarrollo del diseño y construcción de la máquina balanceadora, garantiza que con la tecnología e investigación de personal técnico nacional o estudiantes universitarios es posible reducir los costos que involucraría la importación de maquinaria de origen internacional, así

explotando nuestros recursos podemos estar acorde con los avances tecnológicos que brinda el control y la automatización.

7. La construcción de la máquina balanceadora cuyas pruebas están controladas por computador, dan como resultado precisión y exactitud en las mediciones de vibración, de esta manera se garantiza el trabajo de rebobinaje de la empresa Electro Industrial, disminuyendo las vibraciones que se producen en las máquinas eléctricas y así tener un funcionamiento adecuado y mayor vida útil de las mismas.

5.2 Recomendaciones

1. Incentivar que futuras generaciones se involucren en el campo de la investigación de la Electromecánica ya que esta especialidad fusiona varias áreas de conocimiento técnico-científico que está revolucionando con la automatización industrial.

2. Con el diseño presentado en el presente proyecto, se recomienda a futuro diseñar y construir una máquina para balancear rotores eléctricos mayores a 50 HP, que será gran ayuda en el campo de las máquinas eléctricas.

3. Automatizar el sistema mecánico de cierre y abertura de las torres, para evitar hacer este movimiento en forma manual con el objetivo de tener toda la máquina automática.

4. Al momento de realizar el proceso de balanceo con la ayuda del software tomar en cuenta la velocidad a la que se va a balancear, cabe recordar que dicha velocidad tiene que ser la cuarta parte de las revoluciones a las que normalmente gira la máquina en condiciones normales de operación.

5. Para verificar si el rotor está desbalanceado o balanceado, hacer uso de la norma ISO 10816-3 “ESTANDAR DE EVALUACIÓN PARA SUPERVISÓN DE VIBRACIONES” que se encuentran en el anexo O.

6. Tener un cuidado muy especial con la colocación de los acelerómetros en la máquina, ya que éstos son muy delicados porque con un golpe muy fuerte el cristal de cuarzo que tiene interiormente el acelerómetro se puede romper y el sensor ya no servirá para el trabajo.

7. Tener cuidado al operar la máquina, razón por la cual se debe consultar el manual de usuario en el Anexo P.

8. Verificar que banda este bien templada y no se encuentre doblada, antes de poner en funcionamiento la máquina, caso contrario la no se obtendría la velocidad real de balanceo y se tendrá errores en las mediciones

9. Limpiar y aceitar las bancadas, después de realizarse la práctica, para evitar acumulación de impurezas en las mismas.

BIBLIOGRAFÍA

- SHIGLEY, JOSEPH EDWARD, **THEORY OF MACHINES,** Mexico, 1965.

- BRITISH STANDARS INSTITUTION, **SPECIFICATION FOR DYNAMIC MACHINES**, London, BS, 1965.

- PHELAN RICHARD M, **DYNAMICS OF MACHINERY,** New York, McGraw Hill, 1967.

- EDGAR CARROLL, **FUNDAMENTALS OF MANUFACTURING PROCESSES AND MATERIAL READING,** Mass, Addison, Wesley 1965.

- INSTALATION & OPERATION MANUAL, **DYNAMIC BALANCING MACHINE,** IRD model 107.

- SCHENK, **FUNDAMENTS OF BALANCING,** Ed. Schenck Treble, New York, 1983.

- BALANC, **OPERATION OF VIBRATION ANALYZER BALANCERS,** Hilliard, 1986.

- SAN ANDRES ALBERTO, **BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES.**

- JOSEPH SHIGLEY, **"DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA"**, Sexta Edición, Ed. McGraw Hill, Inc., México, 2002.

- NORTON, ROBERT, "**DISEÑO DE MÁQUINAS"**, Primera Edición, Ed. Prentice Hall. Estados Unidos, 1999.

- TEODORE BAUMEISTER-MARKS, **"MANUAL DEL INGENIERO MECÁNICO DE MARKS"**, Cuarta Edición, Ed. McGraw Hill, Inc., México, 1994.

- NICOLAS LARBURÚ, **“PRONTUARIO DE MÁQUINAS HERRAMIENTAS”**, Sexta Edición, Ed. Paraninfo S.A., Madrid – España, 1994.

- MOTT ROBERT L., **“RESISTENCIA DE MATERIALES, APLICADA”**, Tercera Edición, Ed. Prentice Hall Hispanoamericana, México D. F., 1995.

- MANUAL DE MECÁNICA INDUSTRIAL, **“SOLDADURA, Y MATERIALES”**, Edición 1999, Ed. Cultural S.A, Madrid – España, 1999.

- FREDERICK J. BUECHE, **FÍSICA GENERAL,** Novena Edición, Ed. McGraw Hill, Inc., México, 1965.

- ECUADOR, **“CÓDIGO DE DIBUJO TÉCNICO Y MECÁNICO”**, Ed. INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN, Normalización # 009. Quito, 1989.

- C. H. JENSEN, **“DIBUJO Y DISEÑO DE INGENIERÍA”**, Primera Edición, Ed. McGraw Hill, Inc., México, 1992.

ENLACES WEB:

- http://www.ni.com.
- http://www.predic.com
- www.scielo.cl/pdf/ingeniare/v14n2/art08.pdf
- www.metsa.com.mx/balanceo.htm
- www.adoos.com.co/post/3675293/balanceo_dinamico_balanceo_rotores_balanceo
- www.dualtm.com/Balanceo.htm
- www.ricardojaramillo.com/papers/balanceador.pdf
- www.balanceodinamico.com.ar/