



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE LA MIXTECA

INSTITUTO DE ELECTRÓNICA Y MECATRÓNICA

Diseño, construcción e instrumentación de un sistema rotor - chumaceras basado en el modelo Jeffcott para el análisis de vibraciones.

TESIS

Que como requisito para obtener el título de

Ingeniero en Mecatrónica

Presenta:

Andrés Ramírez Macías

Director de Tesis:

Dr. Manuel Arias Montiel

H. Ciudad de Huajuapán de León, Oaxaca, México.

12 de Julio de 2013

Dedicatoria

A mi mamá, que sabe bien que para mí es la mejor de las madres y que si he llegado tan lejos en mi vida es gracias a su cariño y apoyo que desde pequeño me dió. Por que gracias a sus desvelos y sacrificios desde que estuve en su vientre, soy lo que soy ahora.

A mi papá, ya que este logro no pude haberlo conseguido sin él. Fue mi primer modelo a seguir y cada día con dedicación y tenacidad me mostró el valor de la vida, Por eso y muchas cosas más los amo.

**"Lo importante en la vida no es el triunfo sino la lucha. Lo esencial no es haber vencido, sino haber luchado bien."
(Barón Pierre de Coubertin)**

Agradecimientos

A Sam y Ari, hermanitas mías, espero poder convertirme en una guía benéfica para ustedes. Lucharé incansablemente para que algún día pueda verlas como profesionales, cuenten con eso. Las quiero y las adoro.

A mis tías Laura, Elvia y Reyna, ustedes fueron como madres para mí, cuidaron de mí desde pequeño y ahora quiero agradecerles por todo ese apoyo, que hasta el día de hoy ha sido maravilloso. Esto va para ustedes.

A mis abuelitos Mago, Francisca e Inocencio ustedes fueron el motivo por el cual estoy tan agradecido con la vida, por que con sus consejos y regaños me convertí en lo que soy. Larga vida a ustedes, los amo.

A Andrés Villarreal, desde siempre has sido como un hermano para mí. Gracias por haberme enseñado lo maravillosa que es la música para el alma.

A Nancy, por estar a mi lado siempre, por brindarme amor, comprensión y motivación incondicional. Por que representas para mí el modelo de una mujer admirable y con mucho futuro. Te amo mucho.

A Lety, una gran amiga y hermana que me hace reír y meditar todo el tiempo. Eres muy inteligente y capaz de realizar lo que tu quieras. Por tu amistad gracias botitas.

Al Dr. Manuel Arias Montiel, mi Director de Tesis, por su presencia incondicional, sus apreciados y relevantes aportes, críticas y sugerencias durante el desarrollo de esta investigación. Gracias por su confianza y apoyo en mí como persona y en mi trabajo.

A mis sinodales, el Dr. Alberto Antonio García, el Dr. Carlos García Rodríguez y el M.P.I.I.O. Fernando Iturbide Jiménez por sus correcciones y críticas que me fueron de gran ayuda en la realización de mi tesis.

A mis amigos Asaf, Miguel, Cristobal, Ulises, Uriel, Jorge y Wilfrido por todo lo que vivimos y por su influencia en mi vida. Gracias por los consejos y por escucharme, gracias de corazón.

A Paola Facio, al maestro Javier Jiménez y al maestro Rodolfo Palma por todo el apoyo y

las sugerencias de gran valía que me brindaron durante la realización de mi tesis.

A PROMEP, por apoyarme económicamente para lograr este proyecto de tesis.

Índice general

Agradecimientos	V
1. Introducción	1
1.1. Antecedentes	1
1.2. Conceptos básicos de rotodinámica	4
1.2.1. Análisis rotodinámico	4
1.2.2. El problema del desbalance	5
1.3. Planteamiento del problema	6
1.4. Justificación	7
1.5. Objetivos	8
1.5.1. Objetivo general	8
1.5.2. Objetivos específicos	8
1.6. Metodología	9
1.7. Organización de la tesis	12
2. Modelo del rotor Jeffcott	15
2.1. Respuesta al desbalance del sistema sin amortiguamiento	18
2.2. Respuesta al desbalance del sistema con amortiguamiento	20
3. Diseño del prototipo	25
3.1. Selección de componentes	25
3.2. Diseño de la flecha	26
3.3. Selección de los rodamientos	35
3.4. Selección del cople	36
3.5. Resumen de características de los componentes	36
3.6. Diseño y selección de elementos complementarios	37
4. Manufactura, ensamblaje e instrumentación	41
4.1. Manufactura de los componentes diseñados	41
4.2. Ensamble del prototipo	46
4.3. Instrumentación, acondicionamiento y adquisición de señales	53
4.3.1. Instrumentación	53

4.3.2.	Acondicionamiento	54
4.3.3.	Software para la adquisición y procesamiento de datos y tarjeta de adquisición de datos	56
4.3.4.	Adquisición de señales	56
5.	Pruebas experimentales	63
5.1.	Balanceo del rotor	63
5.2.	Pruebas a velocidad constante	68
5.3.	Pruebas a velocidad variable	73
5.3.1.	Conjunto de gráficas experimentales del comportamiento rotodinámico para la rampa de 5 segundos.	73
5.3.2.	Conjunto de gráficas experimentales del comportamiento rotodinámico para la rampa de 10 segundos.	77
5.3.3.	Conjunto de gráficas experimentales del comportamiento rotodinámico para la rampa de 15 segundos.	80
5.3.4.	Discusión de resultados	83
6.	Conclusiones y trabajo a futuro	87
6.1.	Conclusiones	87
6.2.	Trabajos a futuro	90
	Bibliografía	90
A.	Hojas del fabricante de piezas compradas	95
A.1.	Motor de CA Siemens	96
A.2.	Variador de frecuencia Baldor	98
A.2.1.	Especificaciones técnicas del variador	98
A.2.2.	Teclado del variador	100
A.2.3.	Procedimiento para ingresar los datos de placa del motor	101
A.2.4.	Modos de operación del variador	102
A.3.	Rodamiento SKF	103
A.4.	Cople Flexible Ruland	104
A.5.	Perfil de aluminio	105
A.6.	Tuerca para el perfil de aluminio	106
A.7.	Disco	107
B.	Dibujos técnicos	109
B.1.	Flecha del prototipo	110
B.2.	Placa de acero	111
B.3.	Base para el motor	112
B.4.	Base para los rodamientos	113
B.5.	Buje	114
B.6.	Base niveladora	115
B.7.	Base para sensores	117

B.8. Ensamble del prototipo	120
B.9. Dibujo del prototipo explosionado con lista de partes	121
C. Herramientas para la adquisición de datos	123
C.1. Sensores	124
C.1.1. Hojas de datos del sensor 1	125
C.1.2. Hojas de datos del sensor 2	127
C.2. Tarjeta de Adquisición de datos	129
C.2.1. Tabla con las señales de entrada y salida con más relevancia	130
C.2.2. Lista de pines de la placa de adquisición de datos	131
C.3. Características de la PC	132
D. Herramientas de diseño, manufactura y ensamble	133
D.1. Tablas para elegir el tamaño de broca para los barrenos pasados y roscados	134
D.2. Indicador de carátula	135
D.3. Vernier digital	136
D.4. Pegamento	137
E. Códigos de Matlab[®]	139
E.1. Código para las gráficas en el dominio del tiempo y las órbitas	140
E.2. Algoritmo de la Transformada Rápida de Fourier	141

Índice de figuras

1.1. Sistema rotor-chumaceras construido por el Dr. Manuel Arias durante su tesis de doctorado.	7
1.2. Metodología de desarrollo.	10
2.1. Modelo del rotor Jeffcott	16
2.2. Respuesta frecuencial en simulación del rotor Jeffcott sin amortiguamiento. .	19
2.3. Respuesta frecuencial normalizada del rotor Jeffcott sin amortiguamiento. . .	20
2.4. Respuesta frecuencial del rotor Jeffcott con diferentes relaciones de amortiguamiento.	21
2.5. Ángulo de fase de la respuesta frecuencial amortiguada del rotor Jeffcott. . .	22
2.6. Respuesta frecuencial normalizada del rotor Jeffcott con diferentes relaciones de amortiguamiento.	23
2.7. Ángulo de fase de la respuesta frecuencial normalizada amortiguada.	23
3.1. Barrido de masa y diámetro del sistema rotor-chumaceras.	27
3.2. Influencia de la variación de la distancia entre soportes en la frecuencia natural del sistema.	28
3.3. Grados de calidad de balanceo.	29
3.4. Desbalance residual permisible basado en el grado de calidad de balanceo G y la velocidad de servicio n	30
3.5. Diagrama de fuerzas cortantes transversales.	31
3.6. Diagrama de momentos flexionantes.	32
3.7. Sistema cartesiano de referencia para los sensores relativo al eje central de la flecha.	39
4.1. Vista superior del proceso de alineación de la materia prima previa a la manufactura de la pieza correspondiente.	42
4.2. Vista superior del proceso de escuadre.	42
4.3. Base de motor finalizada.	43
4.4. Base para rodamiento finalizada.	43
4.5. Placa de acero finalizada.	44
4.6. Buje finalizado.	45
4.7. Base para los sensores finalizada.	45

4.8. Proceso de construcción de las bases niveladoras. a) Inserción del espárrago dentro del hule. b) Soldadura del espárrago con un disco de metal. c) Colocación de la rondana, la tuerca y contratuerca.	46
4.9. Diagrama de conexiones de la red trifásica con el variador de frecuencia y el motor.	47
4.10. Conexiones de las líneas del motor al variador de frecuencia.	47
4.11. Pasos para hacer girar al motor a 600 RPM.	48
4.12. Primera etapa de ensamble. a) Posicionamiento previo de todos los elementos del sub-ensamble. b) Sub-ensamble del motor, bases y placa.	49
4.13. Movimiento de palanca para facilitar la rotulación de los rodamientos.	49
4.14. Inserción de la flecha.	50
4.15. Inserción del buje, el cople, el motor y la flecha en el ensamble.	50
4.16. Colocación y ensamble de las piezas complementarias del prototipo. a) Ensamble de la flecha del motor, el buje, el cople y la flecha del prototipo. b) Ensamble de la base para rodamientos, rodamientos y flecha.	50
4.17. Prototipo sin bases niveladoras.	51
4.18. Colocación y ensamble de las piezas complementarias del prototipo. a) Ensamble del disco, flecha del prototipo y la base para sensor. b) Ensamble del riel y la base para sensores.	52
4.19. Prototipo finalizado.	52
4.20. Gráfica de calibración para el sensor que se posiciona sobre el eje X.	53
4.21. Gráfica de calibración para el sensor que se posiciona sobre el eje Y.	54
4.22. Circuito sumador inversor creado en Isis Proteus.	54
4.23. Circuito sumador inversor.	55
4.24. Pantalla de selección manual del <i>driver</i> de la tarjeta de adquisición de datos.	58
4.25. Configuración de los bloques de entrada analógica.	59
4.26. Diagrama de bloques para adquirir las señales de entrada provenientes de los sensores.	59
4.27. Parámetros de simulación.	60
4.28. Selección del <i>System Target File</i>	60
4.29. <i>External Mode Control Panel</i>	61
4.30. Diagrama de bloques para probar las salidas analógicas de la tarjeta de adquisición de datos.	62
4.31. <i>Hardware</i> para la adquisición de las señales. a) Unión sensores con su <i>driver</i> . b) Unión del <i>driver</i> con la etapa de acondicionamiento de la señal. c) Unión del circuito de acondicionamiento con la placa de adquisición de datos y la PC.	62
5.1. Circunferencia resultante de la primera prueba.	64
5.2. Circunferencia resultante de la segunda prueba centrada a 0°.	65
5.3. Circunferencia resultante de la segunda prueba centrada a 120°.	65
5.4. Circunferencia resultante de la segunda prueba centrada a 240°.	66
5.5. Localización del punto de referencia para determinar la posición y tamaño de la masa de corrección.	66

5.6. Prueba a velocidad de 1200 rpm.	67
5.7. Comportamiento del sistema a 300 rpm. a) Sensor X. b) Sensor Y.	68
5.8. Órbita del centro de la flecha a una velocidad de 300 rpm.	69
5.9. Comportamiento del sistema a 600 rpm. a) Sensor X. b) Sensor Y.	69
5.10. Órbita del centro de la flecha a una velocidad de 600 rpm.	70
5.11. Patrón de la órbita durante un ciclo de revolución de la flecha.	70
5.12. Comportamiento del sistema a 900 rpm. a) Sensor X. b) Sensor Y.	71
5.13. Órbita del centro de la flecha a una velocidad de 900 rpm.	71
5.14. Comportamiento del sistema a 1200 rpm. a) Sensor X. b) Sensor Y.	72
5.15. Órbita del centro de la flecha a una velocidad de 1200 rpm.	72
5.16. Rampas de aceleración con distintos tiempos de duración.	73
5.17. Comportamiento dinámico de la flecha con una rampa de aceleración de 5 segundos. a) Sensor X. b) Sensor Y.	74
5.18. Comportamiento de la órbita del centro de la flecha durante la rampa de aceleración de 5 segundos.	74
5.19. Espectros en amplitud de los datos recopilados. a) Eje X. b) Eje Y.	75
5.20. Cambios en el patrón de órbita durante los 5 segundos de aceleración.	76
5.21. Comportamiento dinámico de la flecha con una rampa de aceleración de 10 segundos. a) Sensor X. b) Sensor Y.	77
5.22. Comportamiento de la órbita del centro de la flecha durante la rampa de aceleración de 10 segundos.	77
5.23. Espectros en amplitud de los datos recopilados. a) Eje X. b) Eje Y.	78
5.24. Cambios en el patrón de órbita durante los 10 segundos de aceleración.	79
5.25. Comportamiento dinámico de la flecha con una rampa de aceleración de 15 segundos. a) Sensor X. b) Sensor Y.	80
5.26. Comportamiento de la órbita del centro de la flecha durante la rampa de aceleración de 15 segundos.	80
5.27. Espectros en amplitud de los datos recopilados. a) Eje X. b) Eje Y.	81
5.28. Cambios en el patrón de órbita durante los 15 segundos de aceleración.	82
5.29. Anomalías en las formas de onda tomadas con el sensor en X para las tres pruebas experimentales con aceleración constante.	83
5.30. Sistemas isotrópicos (oscuro) y no isotrópicos (claro).	85

Índice de tablas

2.1. Parámetros del rotor kit Bently Nevada	18
3.1. Resumen final de los factores de seguridad para los tres tipos de acero	34
3.2. Características primarias de los elementos del prototipo	37
4.1. Lista de las conexiones del circuito de acondicionamiento de la señal	55
6.1. Tabla comparativa entre el prototipo construido por el Dr. Arias y el construido durante esta tesis.	88

Capítulo 1

Introducción

1.1. Antecedentes

La rotodinámica es el estudio de fenómenos dinámicos en maquinaria rotatoria y juega un papel muy importante en el mundo industrial moderno debido al enorme rango de aplicaciones de dichas máquinas (e. g. turbomaquinaria, compresores, generadores, motores, etc.). Aunque desde algunos siglos se han usado diferentes tipos de maquinaria rotatoria, científicos y matemáticos han trabajado los conceptos básicos de la rotodinámica desde la época de los griegos, sin embargo el desarrollo de teorías, soluciones y métodos íntegros para analizar el comportamiento rotodinámico comenzó en 1869 con el trabajo de Rankine [1] y, posteriormente, con el trabajo de GreenHill [2] en 1883. Desde entonces el conocimiento sobre estos términos ha evolucionado rápidamente.

El término vibración fue usado por primera vez desde los tiempos de Aeschylus; Pitágoras de Samos (570-497 A.C.) desarrolló la teoría de los números y la teoría de la música y de la armonía en donde afirmaba la relación entre estas dos ciencias. Además, condujo muchos otros experimentos sobre vibraciones con ayuda de instrumentos de aquella época, con los cuales propuso que las frecuencias naturales son propiedades del sistema y que no dependen de la magnitud de la excitación [3], [4].

En 1744, Euler obtuvo las ecuaciones diferenciales para las vibraciones laterales de las barras y determinó las funciones que ahora se conocen como funciones normales y la ecuación que es nombrada como la ecuación de frecuencia para vigas simples, en voladizo o apoyadas en un extremo. Para 1829, Poisson trató con las ecuaciones diferenciales del movimiento para un sólido elástico, creando así la teoría general de las vibraciones [4], [5]. En los primeros años del siglo XIX, los ingenieros notaron que a velocidades de operación cercanas a la frecuencia natural del eje, la amplitud de las vibraciones se incrementaba. En el año de 1869, Rankine [1] cuantificó este efecto, notando que si una flecha con masa m rotando alrededor de su centro geométrico es desplazado de éste a una pequeña distancia r , habrá una fuerza centrífuga de magnitud $mr\omega^2$. Además, la flecha actuará sobre la masa con una fuerza de restauración en dirección opuesta debida a la rigidez de la flecha kr . Con estas dos fuerzas determinó, que para pequeñas velocidades ω la fuerza de restauración era mucho mayor que la fuerza centrífuga, haciendo que la flecha se mantuviera en una posición sin deformar. Al aumentar

la velocidad, la fuerza centrífuga también lo haría haciéndose más grande que kr logrando que la deflexión de la flecha aumentara de igual forma. Nombró como velocidad crítica a la velocidad ω que es igual a la frecuencia natural en donde ocurre el fenómeno de resonancia y se presentan las vibraciones de mayor amplitud. Finalmente, Rankine concluyó que era imposible hacer que una máquina rotara más allá de su primera velocidad crítica debido a que la fuerza centrífuga aumentaría infinitamente provando vibraciones de igual magnitud.

De Laval, un ingeniero sueco, experimentó con una turbina de gas haciéndola rotar más allá de la velocidad crítica, con lo cual notó que la amplitud de las vibraciones disminuían en vez de tender a una magnitud infinita. A. Föppl [6] demostró matemáticamente el resultado de De Laval diciendo, además, que para velocidades superiores a la velocidad crítica, la amplitud de las vibraciones tienden a disminuir posibilitando operar las máquinas arriba de su primera velocidad crítica. Este hecho se debe a que la fuerza de inercia se encuentra en el mismo sentido que la fuerza de restauración kr haciendo que el disco tienda a regresar a su posición de equilibrio.

Lord Rayleigh [7] en 1889 formalizó la idea de funciones normales introducidas por los matemáticos Daniel Bernoulli y Clebsh e introdujo las ideas de fuerzas generalizadas y coordenadas del mismo tipo. Rayleigh aproximó métodos en el análisis de vibraciones.

En el siglo XX, en el año de 1919, H. H. Jeffcott [8], examinó los efectos del desbalance sobre las amplitudes de las vibraciones de los rotores y de las fuerzas transmitidas hacia las chumaceras. También estudió el caso específico de un eje ligero y uniforme, que estaba sostenido libremente por chumaceras a cada extremo y en el centro portaba un disco de masa m . Asumiendo que el momento de inercia era despreciable, desarrolló el modelo que lleva su mismo nombre, el cual permite explicar el comportamiento del rotor cuando este pasa a través de su primera velocidad crítica.

Para 1924 y 1925, B. L. Newkirk [9], [10] había observado que cuando un rotor gira por encima de su primera velocidad crítica el sistema puede entrar en un violento comportamiento rotodinámico. En el caso de rotaciones síncronas, notó, que entre más se aleje de la velocidad crítica las vibraciones aumentan en amplitud, lo que llevó a la fractura de tal eje. Finalmente, introdujo el término *oil whip*¹ al estudiar otra forma de movimiento giratorio asíncrono, en específico, el de un rotor apoyado en chumaceras las cuales tenían una delgada capa de aceite para contrarrestar la fricción entre ellas y el eje. A. Stodola [12], entre los años 1925 y 1927, desarrolló un método iterativo para encontrar las frecuencias fundamentales de un sistema vibratorio y además, explicó los efectos de los momentos giroscópicos sobre las velocidades críticas del rotor .

Para 1955, O. Pinkus [13] estudió el *oil whirl*² en varios cojinetes y logró hacer una gran conclusión al respecto: el desbalance tiene un mínimo efecto en la estabilidad del sistema, el umbral de inestabilidad ocurre aproximadamente a dos veces la velocidad crítica del rotor.

¹*Oil whip* ocurre cuando el componente de excitación por remolino de aceite llega a una frecuencia igual a la frecuencia natural de la flecha. La resonancia es excitada y el resultado son niveles de vibración muy altos. El latigazo de aceite a veces ocurre al arrancar, en máquinas con flechas largas [11].

²*Oil Whirl* es un problema típico de cojinetes de fricción. Este problema ocurre principalmente en máquinas con cojinetes de lubricación hidrodinámica a presión y operando a velocidades de giro elevadas, normalmente por encima de la velocidad crítica del rotor. La vibración típica del remolino de aceite es subsíncrona, presentando en el espectro una frecuencia en un rango entre 0,43 y 0,48x RPM. [13].

En esta región inestable la frecuencia del movimiento giratorio permanece constante en la primera velocidad crítica independientemente de la velocidad rotacional del eje. Como trabajo final, Pinkus hace ver que cargas pesadas en los ejes, viscosidades altas y asimetrías en las chumaceras ayudan a la estabilidad.

Históricamente, se han utilizado dos enfoques para el desarrollo de modelos de rotores flexibles a partir de las ecuaciones de cuerpo rígido de sus componentes: el método de matriz de transferencia de Prhol [14] y Myklestad [15] y el método de matriz general de rigidez de Biezeno y Grammel [16]. Distintos procedimientos de eigenanálisis han sido desarrollados basados en estos dos enfoques, el término eigenanálisis se refiere al cálculo de las frecuencias naturales amortiguadas, no amortiguadas y modos de vibración. En 1970, R. Rhul fue el primero en introducir al estudio de la rotodinámica modelos basados en técnicas de elemento finito para rotores flexibles, permitiendo calcular las velocidades críticas de los rotores y los modos de vibración de estos. Esos modelos no tomaban en cuenta los efectos giroscópicos y las cargas axiales. En 1972, J. Lund [17] utilizó el método de la matriz de transferencia para calcular las velocidades críticas amortiguadas de un rotor tomando en cuenta los términos de acoplamiento cruzado, introducidos por el amortiguamiento. Esto permitió a Lund calcular la respuesta al desbalance en rotores sostenidos por soportes flexibles. Para 1986 A. Muszynska [18] demostró que el *oil whirl* ocurre cerca de la mitad de la velocidad crítica de un rotor vertical. Además, encontró que incrementando la velocidad de giro, el *oil whip* se presenta cuando la frecuencia de giro se aproxima a la velocidad crítica del rotor.

Vance [19] presentó la idea de usar datos experimentales para el refinamiento de los modelos de los rotores de las turbomáquinas. Además de él, Elrich y Childs [20] presentan algunos de los métodos más comunes para escribir las ecuaciones de movimientos de los sistemas rotor-chumaceras en sus textos. A partir de entonces y hasta la fecha se han desarrollado más métodos para reducir las vibraciones inducidas por el desbalance, donde diferentes dispositivos tales como chumaceras electromagnéticas, amortiguadores activos, actuadores laterales de fuerza, balanceadores activos y cojinetes a presión han sido desarrollados por investigadores como Blanco *et al.* [21], Guozhi *et al.* [22], Jinhao y Kwon [23], Palazzolo *et al.* [24], Sheu *et al.* [25] y Zhou y Shi [26].

Actualmente, la rotodinámica es una ciencia muy estudiada donde muchos expertos realizan plataformas experimentales para comprobar los algoritmos de control de vibraciones y utilizar los métodos para el cálculo de las velocidades críticas de estos sistemas con la finalidad de aportar más sugerencias a las industrias sobre cómo diseñar la maquinaria rotatoria. Muchos trabajos han sido reportados en el contexto científico sobre métodos de control, por nombrar algunos, son los casos de los trabajos de Gosiewsky y Mystkowsky [27], de Lei y Palazzolo [28], de Xuan *et al.* [29], Yu *et al.* [30], Silva-Navarro y Cabrera-Amado [31], [32].

En el año 2010, Arias [33] desarrolló durante su tesis de doctorado un prototipo rotor-chumaceras. En esta plataforma se usaron técnicas de control y balanceo a través de una chumacera activa.

1.2. Conceptos básicos de rotodinámica

1.2.1. Análisis rotodinámico

La rotodinámica actualmente es un campo de investigación necesario cuando de máquinas con elementos rotatorios se habla, ya que permite conocer los problemas que se pueden presentar debido a factores internos y externos que afectan la estabilidad del sistema. Por definición, la rotodinámica es una rama de la mecánica aplicada que pretende conocer el comportamiento y diagnosticar soluciones para la inestabilidad del propio sistema. Se aplica en sistemas que presentan elementos rotatorios que van desde el disco duro de una PC hasta los motores de un automóvil o una turbina de un avión. El análisis rotodinámico es importante para el diseño de cualquier máquina con elementos rotatorios, así como en la detección y solución de problemas durante su operación. Además, el análisis rotodinámico ayuda a cumplir los siguientes objetivos [19]:

- Predecir las velocidades críticas: Son las velocidades, a las cuales la vibración causada por el desbalance del rotor es máxima, pueden ser calculadas con ayuda de los datos de diseño, con el fin de evitarlas cuando la máquina trabaje en condiciones normales de operación.
- Determinar modificaciones en el diseño para cambiar las velocidades críticas. Cuando los ingenieros no lleven a cabo con precisión el objetivo anterior o sea necesario cambiar el rango de velocidades de operación de la turbomáquina, esto conlleva a cambios en el diseño para evitar las velocidades críticas.
- Predecir las frecuencias naturales de las vibraciones torsionales. Este objetivo se aplica usualmente al sistema completo en el cual se emplea una turbomáquina. Por ejemplo, un compresor centrífugo accionado por un motor eléctrico síncrono mediante una caja de engranes puede ser excitado en vibraciones torsionales por las pulsaciones del rotor durante el arranque. En tal caso, puede ser deseable cambiar la frecuencia natural a un valor que tenga la menor excitación posible (en magnitud y/o en tiempo de duración).
- Calcular las masas de corrección y su localización para el balanceo del rotor a partir de mediciones de las vibraciones. Esto permite el balanceo del rotor en el sitio con lo que se posibilita reducir la amplitud de las vibraciones síncronas.
- Predecir las amplitudes de las vibraciones síncronas causadas por el desbalance del rotor. Este es uno de los objetivos más difíciles de cumplir ya que la amplitud del movimiento giratorio del rotor depende de dos factores que son difíciles de medir: (a) la distribución del desbalance a lo largo del rotor, y (b) el amortiguamiento del sistema rotor-chumaceras. Lo que se puede hacer, de cualquier manera, es predecir los efectos relativos del desbalance del rotor y el amortiguamiento del sistema en localizaciones específicas.

1.2.2. El problema del desbalance

El análisis rotodinámico se concibió, en parte, por el hecho de la existencia del problema del desbalance y el fenómeno vibratorio que ha ocurrido en las máquinas rotatorias, el cual es indeseable en todos los aspectos en la actualidad. Las fuentes más comunes de vibraciones en maquinaria rotatoria son las interacciones dinámicas entre componentes estacionarios y rotatorios y el desbalance residual. La definición de *desbalance* es aquella condición que existe en un rotor cuando las fuerzas vibratorias son transmitidas a sus soportes como resultado de las fuerzas centrífugas debido a que el centro de masa y el centro geométrico del disco no coinciden [19], [34], [35].

La frecuencia de las vibraciones que se presentan en la estructura fija, así como en la máquina es la suma de tres componentes principales [11], [36]:

- Vibraciones sub-síncronas, causadas por fenómenos como el *oil whirl* y/o el *oil whip* las cuales se presentan alrededor de la 0.5X.
- Vibraciones síncronas, debidas al desbalance de la máquina generando una vibración por una rotación de la flecha (1X).
- Vibraciones supersíncronas, causadas por defectos como fisuras y el doblamiento del eje. Estas vibraciones se presentan en las 2X, 3X, etc.

En la vida real, estos fenómenos siempre estarán presentes debido a que es imposible balancear perfectamente un rotor, sin embargo, es posible reducir las vibraciones mediante métodos de balanceo. Las causas del desbalance se agrupan en dos categorías: imperfecciones y cambios operacionales [37].

Las causas del desbalance por imperfecciones en la manufactura

- Porosidad, especialmente en fundiciones entre la flecha y los acoplamientos en los soportes.
- Las cuñas, cuando se ensamblan las partes, podrían tener un desbalance causadas por la masa de la cuña.
- Piezas sueltas moviéndose en lugares huecos (por ejemplo, suciedad, agua o restos de soldadura).
- Asimetría de las partes en rotación por razones funcionales que necesitan ser contrabalanceadas.
- Movimiento relativo entre partes en rotación.
- Grietas.
- Distorsión debida a los esfuerzos residuales (deformación de la flecha).

Las causas por cambios operacionales

- Acciones de mantenimiento que afectan la distribución de masa. Por ejemplo, limpieza de la máquina, taladrado, cambio de tornillos y otras piezas que están en rotación, cambios de cojinetes, etc.

- Distorsión, puede ser inducida térmicamente o causada gravitacionalmente.

- Corrosión.

- Acumulación de suciedad, polvo, etc.

Siempre es posible controlar los defectos de fábrica cuando se tiene un control exhaustivo de la manufactura de las piezas, sin embargo, el control sobre los errores humanos o de instrumentación es casi imposible, debido a que quienes manejan estas máquinas estarán expuestos a la incertidumbre que causa la interacción con ellas. Un buen diseñador deberá proporcionar métodos y/o dispositivos para el balanceo de las piezas.

1.3. Planteamiento del problema

Para comprender el comportamiento de las máquinas rotatorias se utilizan diferentes tipos de plataformas experimentales. Los sistemas rotor-chumaceras, son de los más utilizados en laboratorios, ya que, en este tipo de plataformas se pueden observar algunos de los fenómenos presentes en la maquinaria rotatoria, lo cual posibilita la experimentación de las variables físicas que los describen. En el mercado se pueden encontrar este tipo de plataformas experimentales, sin embargo, en centros de investigación también se pueden encontrar dichos sistemas y en este caso algunas son diseñadas y construidas por los mismos investigadores. En el presente trabajo se plantea el diseño y la construcción de una plataforma rotor-chumaceras, tomando como prototipo base la máquina que fue construida por el Dr. Manuel Arias [33] y que se puede observar en la Fig. 1.1, la cual presenta algunos problemas de funcionamiento y de diseño. Por ejemplo, las vibraciones en la plataforma y el peso, relativamente pequeño, de la placa base causan que la máquina no sea lo suficientemente robusta para mantenerse fija en su posición durante el periodo de operación; la base está armada por dos placas unidas por tornillos y remaches, lo cual no beneficia su estabilidad. Cabe recalcar, que el nuevo diseño de la plataforma de este proyecto de tesis será a escala más pequeña y utilizará un solo disco, en vez de dos como lo hace el sistema de referencia, tratándose de ajustarse al modelo del rotor Jeffcott.

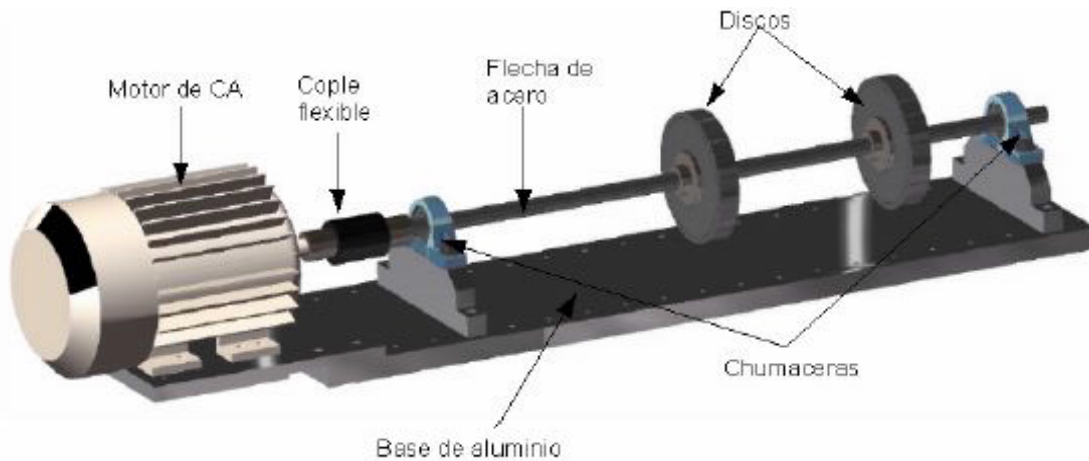


Figura 1.1: Sistema rotor-chumaceras construido por el Dr. Manuel Arias durante su tesis de doctorado.

Estos detalles en el funcionamiento se pretenden corregir con la plataforma experimental que se construirá en este proyecto de tesis con el fin de observar el fenómeno de resonancia, las vibraciones laterales, las deformaciones en el eje, etc. El sistema será diseñado bajo dos premisas importantes:

1. Contar con un factor de seguridad apropiado para que el diseño del sistema sea seguro para las condiciones de operación que requieran el paso por la primera velocidad crítica. Esta condición estará basada en teorías de fallas.
2. Determinar la primera frecuencia natural del sistema ω_n para que el prototipo trabaje por encima de su primera velocidad crítica. Ésto, con el fin de observar los fenómenos que suceden durante y por encima de esta velocidad.

Para la instrumentación de la plataforma se pretende utilizar sensores de proximidad ya que se pueden colocar cerca del disco y a la vez, registrar la amplitud de las vibraciones presentes en la flecha durante la etapa de operación. La etapa de acondicionamiento dependerá del tipo de señal que los sensores entreguen. La adquisición de datos será a través de una tarjeta de adquisición de datos ya que facilitan la conversión analógica-digital de los datos provenientes de los sensores, y evitan la construcción de un circuito especializado para esta tarea, esta misma tarjeta se conectará a una PC. A través de la plataforma de *Matlab* *É Simulink* se podrá monitorear el comportamiento de las variables del análisis rotodinámico del sistema rotor-chumaceras utilizando el soporte en tiempo real del *Real-Time Windows Target* (RTWT).

1.4. Justificación

Inclusive antes de que surgiera la mecatrónica como un nuevo concepto en el avance tecnológico, ya se habían realizado muchos trabajos utilizando los conceptos básicos de esta in-

geniería en máquinas rotatorias. Actualmente muchos de los inventos mecatrónicos necesitan más tiempo para ser implementados para su uso práctico dentro de las turbomáquinas. Por ejemplo, en el control activo de vibraciones o en el balanceo automático de estas máquinas se precisa del desarrollo de chumaceras activas y muchos otros dispositivos que cumplan con los fines mismos del control y balanceo. La mecatrónica, como ingeniería es bastante importante en el campo de desarrollo e investigación de la rotodinámica a través de dos de sus ramas más importantes, la mecánica y el control [38].

Por otro lado, con el uso de las nuevas tecnologías que permiten que los elementos rotatorios de las máquinas (turbinas, turboreactores, compresores, etc.) girar más rápido y consumir menos potencia en su movimiento, el estudio del comportamiento rotodinámico de estas turbomáquinas es imprescindible. De esta manera el uso de plataformas experimentales, como es el caso de los sistemas rotor-chumaceras, permiten a los ingenieros encargados del diseño y construcción de las turbomáquinas, observar y analizar fenómenos como: las vibraciones síncronas causadas por el desbalance, las vibraciones subsíncronas debidas al *oil whirl* y *oil whip*, etc., presentes en estas máquinas. Y de esta forma, garantizar que sus máquinas sean seguras a través de un buen proceso de diseño.

Por lo tanto, estos sistemas son excelentes vías de aprendizaje para alumnos de ingenierías relacionadas con el uso y el diseño de turbomaquinaria, lo cual justifica la construcción del sistema rotor-chumaceras en el presente proyecto de tesis. Este prototipo podrá ayudar a los alumnos de ingeniería en mecatrónica, ingeniería en física aplicada y/u otras carreras afines a realizar prácticas experimentales con el objetivo de observar las vibraciones laterales síncronas, debidas al desbalance, durante la primera velocidad crítica de la máquina, haciendo posible el análisis de este fenómeno. El prototipo desarrollado permitirá, a dichos alumnos, realizar trabajos posteriores con fines de titulación, como el uso de técnicas de control y de balanceo. Finalmente, con el desarrollo de este trabajo de tesis se pretende integrar una buena parte de los conocimientos adquiridos durante la carrera para realizar un ejercicio de diseño y manufactura de un sistema mecatrónico.

1.5. Objetivos

En base a lo anterior, se proponen los siguientes objetivos para este trabajo de tesis.

1.5.1. Objetivo general

Diseñar, construir e instrumentar una plataforma rotor-chumaceras para el análisis de vibraciones utilizando el modelo Jeffcott y destinada para cuestiones académicas dentro de los laboratorios de la Universidad Tecnológica de la Mixteca.

1.5.2. Objetivos específicos

- Seleccionar los componentes eléctricos, electrónicos y de *software* para la plataforma (esto incluye el motor, el variador de frecuencia, los sensores, la tarjeta de adquisición de datos y el *software* base para la interfaz gráfica con el usuario).

- Diseñar los elementos mecánicos del sistema partiendo del prototipo de referencia, debiendo cumplir con ciertas consideraciones de seguridad en el diseño que permitan a la plataforma resistir los esfuerzos que se generen durante el período de operación, tales como el factor de seguridad, la resistencia a la carga por fatiga, las limitaciones por pandeo de la flecha, etc. Y finalmente, seleccionar las dimensiones de la flecha, a través del proceso de diseño que se elija de la bibliografía, determinar la frecuencia natural del sistema de tal forma que se observe el fenómeno de resonancia en el rango medio de la velocidad de operación del motor.
- Manufacturar los elementos no comerciales del objetivo anterior del sistema rotor-chumaceras.
- Ensamblar el prototipo e instrumentar la plataforma con sensores de proximidad.
- Realizar la etapa de acondicionamiento de la señal y de adquisición de datos.

1.6. Metodología

Para la consecución de los objetivos del trabajo, se propone la siguiente metodología (véase Fig. 1.2).

1. Identificación del problema

El primer paso antes de cualquier desarrollo generalmente consiste en identificar el problema que requiere ser abordado. En la Universidad Tecnológica de la Mixteca no existen dispositivos experimentales, que permitan a los alumnos de ingeniería en física aplicada, ingeniería en mecatrónica, entre otras, observar y analizar las vibraciones causadas por el desbalance y otros efectos causados por el desalineamiento en una plataforma experimental a través de la interacción alumno-máquina experimental-PC. Es aquí donde la elaboración de un sistema rotor-chumaceras beneficiará a los alumnos de dichas áreas. Además, a partir de la construcción de la plataforma permitirá generar proyectos de tesis a los alumnos que así lo requieran, a través de trabajos a futuro.

2. Recopilación de información bibliográfica

La información necesaria para la elaboración del sistema rotor-chumaceras se obtendrá de la lectura de la bibliografía seleccionada, permitiendo también, la justificación del proyecto. Además se aprenderá de manera teórica el uso de los elementos electro-mecánicos que podrían ser usados en la plataforma a través de la lectura de sus hojas de datos, de los manuales de las herramientas y maquinaria para elaborarlos y finalmente, se investigará la forma de acondicionar la señal de los sensores y permitir el uso de estas señales en una interfaz gráfica PC-usuario a través de las cuales observar el comportamiento rotodinámico del sistema. Cabe señalar que esta etapa también se realizará a lo largo de todo el trabajo de tesis.

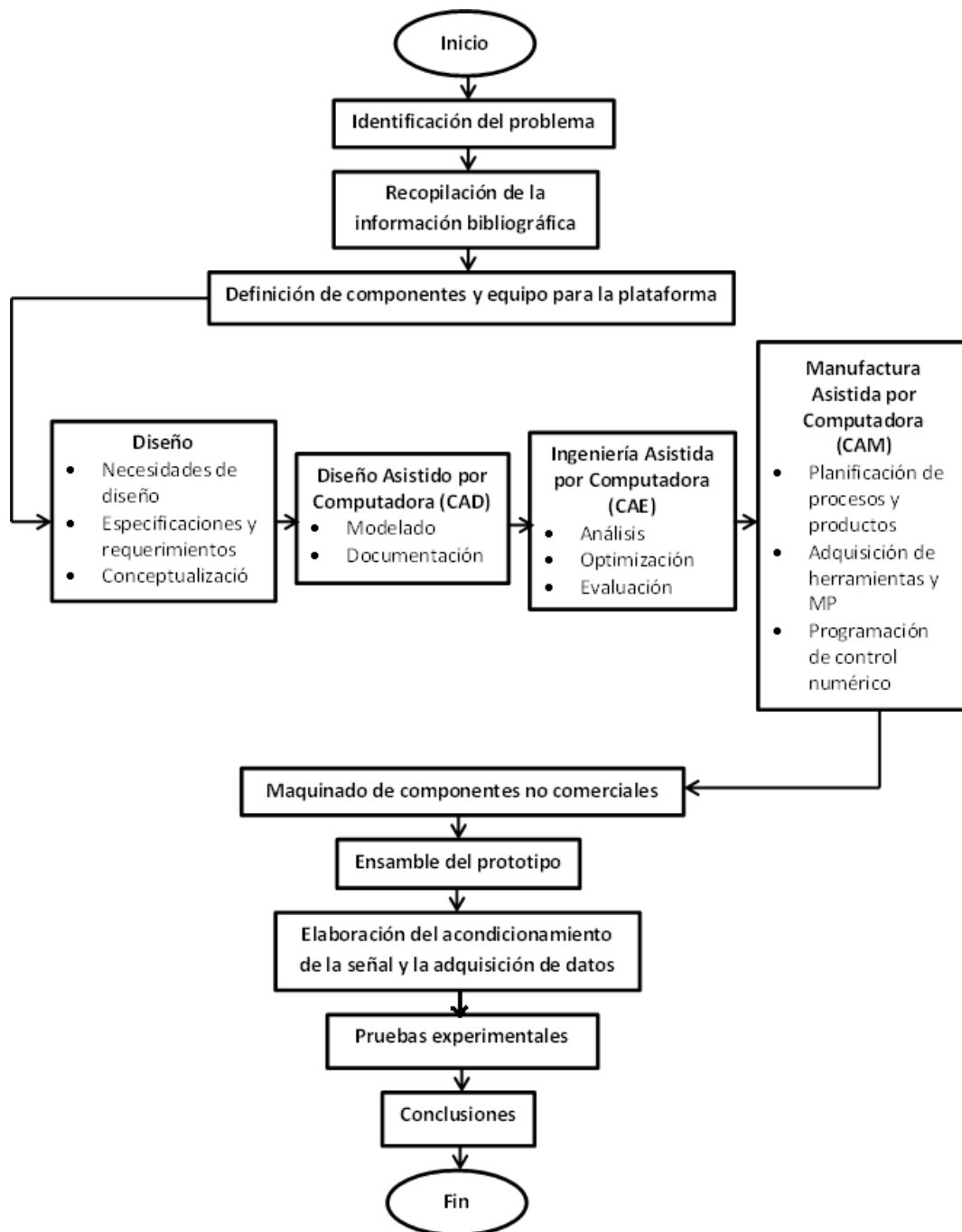


Figura 1.2: Metodología de desarrollo.

3. Definición de componentes y equipo para la plataforma

En esta etapa se deberán seleccionar los elementos electromecánicos, por ejemplo, el motor de CA y el variador de frecuencia que servirá para controlar la velocidad y sentido de giro del motor, además de los sensores para la instrumentación adecuada del sistema y la elección del software necesario para la interfaz PC-usuario. El elemento más importante de esta etapa será el motor debido a que se necesita elegir uno que presente un buen margen de velocidades de operación. Ya que éste debe ser lo suficientemente amplio para colocar en este rango la frecuencia natural, a través del diseño de la flecha, y así observar las vibraciones que se generan durante la primera velocidad crítica y también el comportamiento vibratorio del sistema después de la resonancia.

4. Metodología de diseño y de CAD/CAE/CAM.

Primero se toman en cuenta las necesidades de diseño y a partir de ellas se generan las especificaciones y requerimientos del sistema. Las cuales se basan en la seguridad y el rango de velocidades de operación de la plataforma rotor-chumaceras, para lo cual se utilizará la bibliografía correspondiente de diseño mecánico. Una vez concluido esto, se dispondrá a conceptualizar el diseño y a observar las mejoras realizadas que se hicieron sobre el prototipo del Dr. Arias. Posteriormente, el diseño se modelará en un software tipo CAD que nos permita analizar y documentar las propiedades del sistema. Finalmente, se hará la planificación del proceso de producción con lo cual se elegirá el tipo de máquina las herramientas y el tipo de maquinado que se necesitará para manufacturar las piezas y para finalizar, en caso de ser necesario, se utilizará la herramienta CAM para generar el código para las máquinas de control numérico en caso de que la geometría de las piezas diseñadas lo requiera, es decir, fuera difícil de manufacturar a través de máquinas de uso manual.

5. Manufactura de componentes

Aquí se hará uso de las máquinas disponibles dentro de esta universidad para manufacturar las piezas del paso anterior. Esto precisa tener los conocimientos necesarios para hacer uso de la maquinaria, lo cual recalca la importancia de la etapa de recopilación bibliográfica y el apoyo de los técnicos en el manejo de las máquinas y herramientas para la elaboración de las piezas.

6. Ensamble del prototipo

Se comenzará con el ensamblaje de las piezas mecánicas, el acomodo del motor y el variador, y la colocación de los sensores en los lugares establecidos para obtener como producto final la plataforma rotor-chumaceras. Se harán las pruebas necesarias para corroborar el funcionamiento adecuado del sistema electromecánico.

7. Desarrollo de la etapa de acondicionamiento de señales y de adquisición de datos

A continuación, se realizará el trabajo de acondicionar la señal obtenida de los sensores elegidos e instalados en la plataforma, ya sea a través de la amplificación y/o el filtrado de la señal. Una vez cumplida esta tarea, se adecuará la tarjeta de adquisición de datos

y el puerto PCI de la computadora que se encargará de llevar la señal acondicionada a la interfaz gráfica PC-usuario.

8. Pruebas experimentales y resultados

Una vez que se hayan realizado todas las tareas anteriores se procederá a hacer las pruebas necesarias al sistema completo, de esta forma se observará el comportamiento del sistema rotor-chumacera en la interfaz PC-usuario a través de gráficas en el dominio del tiempo, en el dominio de la frecuencia y las órbitas. Estas pruebas consistirán en dos diferentes tipos: a velocidades constantes y con aceleración constante. Ambas pruebas arrojarán resultados que, a través de un análisis básico, brindarán conclusiones acerca del funcionamiento de la máquina y señalarán el valor real de la frecuencia natural del sistema.

9. Conclusiones.

Finalmente, se hará la comparativa de la máquina que se contruyó durante este proyecto de tesis con el prototipo del Dr. Arias a través de una tabla comparativa. Además, se realizarán las debidas conclusiones del trabajo en base a los objetivos que se plantearon para esta tesis y, posteriormente, se hablarán de los trabajos a futuro que se pueden realizar a partir del prototipo construido.

1.7. Organización de la tesis

El presente trabajo de tesis se encuentra dividido en seis capítulos. El primer capítulo muestra todos los precedentes del trabajo; los objetivos correspondientes y la metodología para el desarrollo del proyecto. Además, se presentan algunos conceptos básicos relacionados con el tema de tesis, como es el caso del análisis rotodinámico y el problema del desbalance. En el Capítulo 2 se presenta matemáticamente el modelo Jeffcott utilizando la metodología de Eurler-Lagrange, desarrollando el modelo en base a dos condiciones: cuando se presenta amortiguamiento en el sistema y cuando no es amortiguado. En el Capítulo 3 se establece todo lo referente a la elección y/o diseño de los elementos de la plataforma experimental (por ejemplo el motor, la flecha, los rodamientos, etc.), especificando el proceso de diseño de cada parte, así como de las piezas finales con sus respectivos dibujos técnicos, utilizando *Software CAD* como herramienta para crear los modelos de las piezas y los dibujos técnicos. Para el caso de las piezas compradas, se mencionan los criterios básicos de selección para estas. Posteriormente, en el Capítulo 4 se especifican todos los aspectos de maquinado para cada pieza del prototipo, utilizando máquinas como la fresadora y el torno manual. Además del maquinado, también se menciona el tipo de acabado que recibió cada pieza manufacturada. En el mismo capítulo se hace alusión al procedimiento de ensamble del prototipo e instrumentación utilizando los sensores de proximidad y su *driver* de amplificación. Así mismo, se hace mención del proceso de adquisición de datos utilizando como herramientas de *hardware* una tarjeta de adquisición de datos y una PC; como herramientas de *software* se utiliza *Matlab*[®] & *Simulink*[®] y el *toolbox Real-Time Windows Target*. Además, se habla

del uso de un circuito sumador inversor como acondicionamiento de la señal. En el Capítulo 5 se muestran dos aspectos importantes, el procedimiento previo de balanceo del rotor y, también, se incluyen los resultados obtenidos para las distintas pruebas realizadas. Estas pruebas experimentales se clasifican en dos tipos: a velocidad constante, en donde se exhiben gráficas en el dominio del tiempo y las órbitas de la línea central de la flecha; en las pruebas con diferentes tiempos de aceleración se muestran gráficas en el dominio del tiempo, los espectros en amplitud y las órbitas. Esto, con el fin de observar el comportamiento dinámico del prototipo. Además, se discuten los resultados obtenidos. Finalmente, en el Capítulo 6 se muestra una tabla en donde se realiza una comparativa entre el prototipo anterior y la máquina construida en este proyecto de tesis a fin de definir las mejoras que se realizaron. También se presentan las conclusiones finales en base a los objetivos general y específicos y, así mismo, se plantean ciertos trabajos a futuro para mejorar el rendimiento de la máquina construida en este proyecto de tesis.

Capítulo 2

Modelo del rotor Jeffcott

El rotor Jeffcott es un modelo simplificado de otros modelos de rotores más realistas. El arreglo geométrico, como se muestra en la Fig. 2.1, consiste en un disco rígido y plano soportado por un eje flexible, uniforme, isotrópico y sin masa. El disco está localizado a la mitad del eje que está considerado como una viga simple, y está soportado por chumaceras o cojinetes [19], [20].

En la Fig. 2.1 el sistema inercial de coordenadas es XYZ y el eje Z es el eje nominal de rotación formado por las líneas centrales de las chumaceras. El sistema xyz está fijo al disco y su origen está definido por el vector \mathbf{R} relativo al sistema XYZ. El centro de masa del disco, relativo al origen del sistema xyz está definida por el vector \mathbf{a} , pues el centro de masa no concuerda con el centro geométrico de la flecha. La rotación del centro de masa está definida por el ángulo $\phi = \omega t$. Para encontrar las ecuaciones de movimiento del sistema se utiliza, por lo general, el formalismo de Euler-Lagrange o el de Newton, en este caso se ocupará el primero.

Sean x_G y y_G las coordenadas de la posición del centro de gravedad respecto al sistema inercial XYZ, tenemos que:

$$x_G = R_x + a_x \cos \omega t \quad (2.1)$$

$$y_G = R_y + a_y \sin \omega t \quad (2.2)$$

Y las respectivas derivadas:

$$\dot{x}_G = \dot{R}_x - a_x \omega \sin \omega t \quad (2.3)$$

$$\dot{y}_G = \dot{R}_y + a_y \omega \cos \omega t \quad (2.4)$$

definiendo la energía potencial del sistema como:

$$V = \frac{1}{2}kR_x^2 + \frac{1}{2}kR_y^2 \quad (2.5)$$

La energía cinética está dada por:

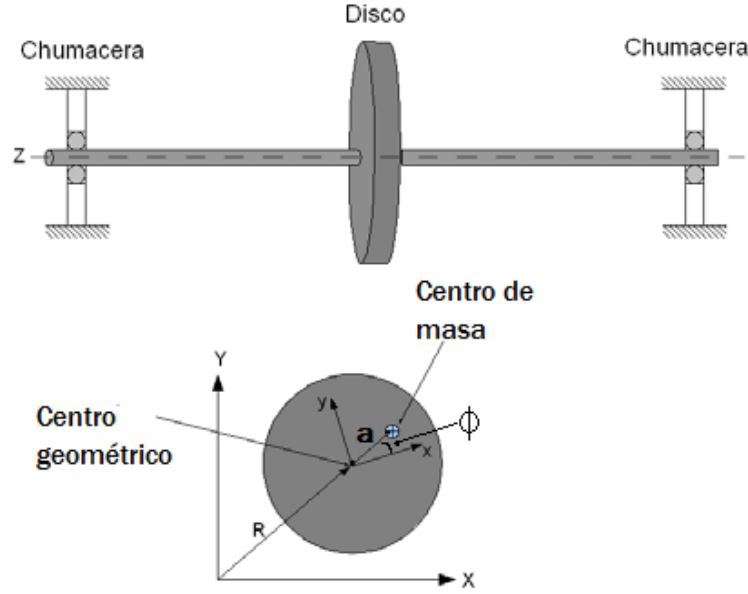


Figura 2.1: Modelo del rotor Jeffcott

$$T = \frac{1}{2}m\dot{x}_G^2 + \frac{1}{2}m\dot{y}_G^2 + \frac{1}{2}J\omega^2 = \frac{1}{2}m(\dot{x}_G^2 + \dot{y}_G^2) + \frac{1}{2}J\omega^2 \quad (2.6)$$

donde k es el coeficiente de rigidez de la flecha, m es la masa del disco, J es el momento inercial alrededor del eje z .

Sustituyendo las ecuaciones (2.3) y (2.4) en (2.6) se tiene que:

$$T = \frac{1}{2}m \left[\left(\dot{R}_x - a\omega \sin \omega t \right)^2 + \left(\dot{R}_y + a\omega \cos \omega t \right)^2 \right] + \frac{1}{2}J\omega^2 \quad (2.7)$$

Y finalmente, se define la función de disipación de Rayleigh como:

$$D = \frac{1}{2}c\dot{R}_x^2 + \frac{1}{2}c\dot{R}_y^2 \quad (2.8)$$

donde c es el coeficiente de amortiguamiento viscoso del sistema, que es un aproximado a la resistencia del aire que actúa sobre el disco y la flecha, además del efecto que causa el rosamiento de la flecha con partes estáticas, etc. [39].

Ahora, aplicando las ecuaciones de Euler-Lagrange, se obtienen las ecuaciones de movimiento del modelo del rotor Jeffcott con velocidad constante, tal que $\dot{\phi} = \omega = cte.$ y $\dot{\omega} = 0$.

$$F_x = \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial}{\partial \dot{R}_x} (T - V) \right] - \frac{\partial}{\partial R_x} (T - V) + \frac{\partial D}{\partial \dot{R}_x} \quad (2.9)$$

$$F_y = \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial}{\partial \dot{R}_y} (T - V) \right] - \frac{\partial}{\partial R_y} (T - V) + \frac{\partial D}{\partial \dot{R}_y} \quad (2.10)$$

$$\tau = \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial}{\partial \dot{\phi}} (T - V) \right] - \frac{\partial}{\partial \phi} (T - V) + \frac{\partial D}{\partial \dot{\phi}} \quad (2.11)$$

donde las componentes del vector de fuerzas externas son F_x y F_y , y el par torsional externo del eje z es τ .

Resolviendo estas tres últimas ecuaciones, se obtienen las ecuaciones dinámicas del sistema:

$$F_x = m\ddot{R}_x + c\dot{R}_x + kR_x - ma_x\omega^2 \cos \omega t \quad (2.12)$$

$$F_y = m\ddot{R}_y + c\dot{R}_y + kR_y - ma_y\omega^2 \sin \omega t \quad (2.13)$$

$$\tau = J\ddot{\phi} \quad (2.14)$$

Las ecuaciones (2.12) y (2.13) muestran que el vector de fuerzas externas puede excitar el movimiento transversal del rotor, sin embargo, es posible también que esta excitación sea provocada por el vector de desbalance \mathbf{a} . Estas ecuaciones pueden ser reducidas utilizando las variables complejas de las expresiones 2.15, 2.16 y 2.17.

$$\mathbf{R} = R_x + jR_y \quad (2.15)$$

$$\mathbf{A} = a_x + ja_y \quad (2.16)$$

$$\mathbf{a} = a_x + ja_y \quad (2.17)$$

Despreciando el amortiguamiento c y utilizando las tres expresiones en variable compleja anteriores, se obtiene la expresión:

$$\ddot{\mathbf{R}} + \lambda^2 \mathbf{R} = \omega^2 \mathbf{a} e^{j\omega t} = \omega^2 \mathbf{A} \quad (2.18)$$

donde λ es la frecuencia natural del sistema y se determina por la expresión (2.19).

$$\lambda^2 = \frac{k}{m} \quad (2.19)$$

La solución en estado estacionario cuando $\omega \neq \lambda$ es:

$$\mathbf{R} = B(\omega) \mathbf{a} e^{j\omega t} = B(\omega) \mathbf{A} \quad (2.20)$$

donde:

$$B(\omega) = \frac{1}{\left(\frac{\lambda}{\omega}\right)^2 - 1}$$

La amplitud del vector \mathbf{R} queda definida como:

$$\mathbf{R} = \mathbf{a}B(\omega) = \frac{\mathbf{a}}{\left(\frac{\lambda}{\omega}\right)^2 - 1} \quad (2.21)$$

Cuando la velocidad coincide con la frecuencia natural ($\omega = \lambda$), se llega al siguiente resultado:

$$\mathbf{R} = \frac{t\lambda}{2} \mathbf{a}e^{j(\omega t - \frac{\pi}{2})} = \frac{t\lambda}{2} \mathbf{A}e^{-j\frac{\pi}{2}} \quad (2.22)$$

Estas soluciones particulares muestran que el vector de desplazamiento \mathbf{R} y el vector de desbalance \mathbf{a} se encuentran en fase para velocidades menores a la crítica. Cuando $\omega = \lambda$, es decir, cuando la velocidad de operación es igual a la frecuencia natural, el vector \mathbf{a} se desfasa 90° de \mathbf{R} haciendo que la amplitud de este último vector se incremente con el tiempo, tendiendo al infinito. Cuando la velocidad de operación supera la primera velocidad crítica (que para el modelo Jeffcott, la primera velocidad crítica del rotor es indistinguible de su frecuencia natural [20]) el vector \mathbf{a} se desfasa 180° de \mathbf{R} haciendo que la dirección de la fuerza de desbalance se invierta y se reduzca la amplitud de la vibración inmediatamente.

2.1. Respuesta al desbalance del sistema sin amortiguamiento

Para observar la respuesta del modelo Jeffcott en estado estacionario sin amortiguamiento se utilizó la ecuación 2.21 y los parámetros del *rotor kit de Bently Nevada*[®] (véase Tabla 2.1).

Parámetro	Valor
Masa m	0.806 [Kg]
Diámetro d	0.01 [m]
Módulo de Young E	209 [GPa]
Longitud entre soportes l	0.45 [m]
Parámetro de Excentricidad a	1×10^{-6} [m]

Cuadro 2.1: Parámetros del rotor kit Bently Nevada

La rigidez de la flecha se puede estimar con la fórmula de la rigidez equivalente de una viga simplemente apoyada y esta dada por la expresión (2.23).

$$K = \frac{48EI}{l^3} \quad (2.23)$$

donde E es el módulo de elasticidad de la flecha, I es el momento inercial dado por la expresión (2.24) y l es la longitud que existe entre los soportes de la flecha.

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (2.24)$$

en donde d es el diámetro de la flecha.

En la Fig. 2.2 se presenta la respuesta del modelo en un barrido frecuencial, en la cual se observa que la amplitud de \mathbf{R} depende de los parámetros de masa y de rigidez del sistema no amortiguado. Como se mencionó anteriormente, la amplitud de vibración va aumentando a medida que la velocidad de operación ω se aproxima a la frecuencia natural λ . Cuando la velocidad de operación coincide con la frecuencia natural, la amplitud del vector \mathbf{R} tiende a infinito. Una vez que se supera esta velocidad la amplitud de vibración el sistema intenta regresar al punto de equilibrio, sin embargo, debido al desbalance del rotor, esta amplitud de vibración tiende a la magnitud del vector de excentricidad $|\mathbf{a}|$ al aumentar la velocidad ω .

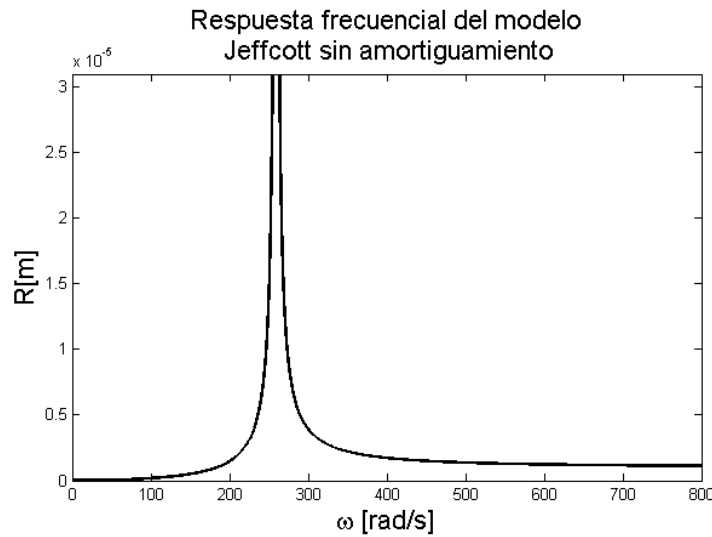


Figura 2.2: Respuesta frecuencial en simulación del rotor Jeffcott sin amortiguamiento.

Para obtener una respuesta normalizada, se define la relación de frecuencias como

$$\Omega = \frac{\omega}{\lambda}$$

De esta manera, la ecuación (2.21) queda reescrita de esta forma:

$$R = \frac{a\Omega^2}{1 - \Omega^2} \quad (2.25)$$

y su respuesta frecuencial se presenta en la Fig. 2.3. Analizando esta Fig. se nota, precisamente, que la amplitud máxima es cuando la relación de frecuencias es unitaria.

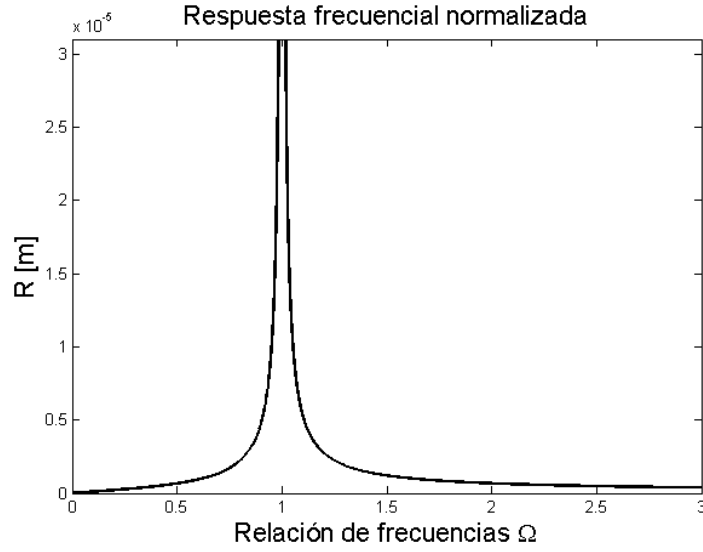


Figura 2.3: Respuesta frecuencial normalizada del rotor Jeffcott sin amortiguamiento.

2.2. Respuesta al desbalance del sistema con amortiguamiento

A continuación, se analizarán los efectos del amortiguamiento viscoso externo en el modelo Jeffcott. La fuerza debida al amortiguamiento viscoso externo se define como [20]:

$$\mathbf{F}_{de} = -c_e(\mathbf{I}\dot{R}_x + \mathbf{J}\dot{R}_y) = -c_e\dot{\mathbf{R}} \quad (2.26)$$

donde la fuerza \mathbf{F}_{de} es proporcional al vector de velocidad $\dot{\mathbf{R}}$, sin embargo se encuentra en la dirección contraria.

Del conjunto de ecuaciones (2.12),(2.13) y (2.14), ahora sin despreciar el término del amortiguamiento viscoso y utilizando nuevamente las expresiones en variable compleja (2.15), (2.16) y (2.17) se llega a la expresión (2.27):

$$\ddot{\mathbf{R}} + 2\zeta_e\lambda\dot{\mathbf{R}} + \lambda^2\mathbf{R} = \omega^2\mathbf{a}e^{j\omega t} = \omega^2\mathbf{a} \quad (2.27)$$

donde

$$2\zeta_e\lambda = \frac{c_e}{m} \quad (2.28)$$

De esta forma, la solución en estado estacionario es

$$\mathbf{R} = C(\omega)\mathbf{a}e^{j\omega t} = |C(\omega)|\mathbf{A}e^{j\psi}$$

donde

$$C(\omega) = \frac{\omega^2}{\sqrt{(\lambda^2 - \omega^2)^2 + 4\zeta_e^2 \lambda^2 \omega^2}} \quad (2.29)$$

$$\tan \psi = \frac{-2\zeta_e \lambda \omega}{\lambda^2 - \omega^2} \quad (2.30)$$

Finalmente, la amplitud del vector R se define como

$$R = a |C(\omega)| = \frac{a\omega^2}{\sqrt{(\lambda^2 - \omega^2)^2 + 4\zeta_e^2 \lambda^2 \omega^2}} \quad (2.31)$$

En términos físicos, el rotor en velocidades pequeñas ($\omega \ll \lambda$) se encuentra en fase con el vector de desbalance \mathbf{a} . En velocidades superiores a la velocidad crítica ($\omega \gg \lambda$) el vector de desbalance se desfasa 180° haciendo que la amplitud de la vibración disminuya. Cuando $\omega = \lambda$ la amplitud de dicha vibración tiende a infinito. Este comportamiento es similar al caso cuando no se presenta amortiguamiento, sin embargo, el efecto que tiene este factor de amortiguamiento viscoso en la respuesta del sistema es una limitación en la amplitud de la vibración durante la primera velocidad crítica y un cambio en la velocidad de convergencia del ángulo de fase Ψ .

En la Fig. 2.4 se muestra la solución de la ecuación (2.29) para diferentes factores de amortiguamiento ζ_e . En la Fig. 2.4 es notorio el efecto que tiene el amortiguamiento en la respuesta frecuencial del modelo Jeffcott. La amplitud de la vibración es inversamente proporcional al valor del amortiguamiento, es decir, cuando este factor es pequeño la amplitud es más grande, pero cuando aumenta las amplitudes van disminuyendo.

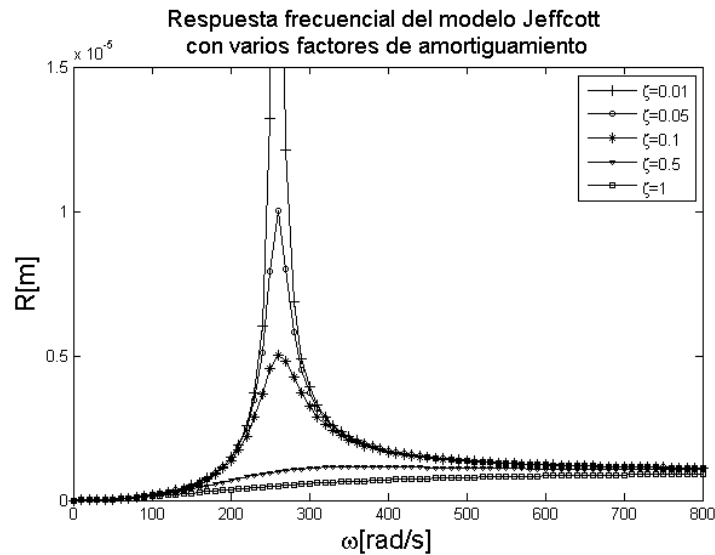


Figura 2.4: Respuesta frecuencial del rotor Jeffcott con diferentes relaciones de amortiguamiento.

En la Fig. 2.5, se muestra el comportamiento del ángulo de fase del vector de desbalance \mathbf{a} sobre el vector de desplazamiento \mathbf{R} , lo cual muestra que para valores pequeños de ω ambos vectores se encuentran en fase. Para cuando se presenta la resonancia ($\omega = \lambda$) el ángulo de fase de \mathbf{a} es de 90° , haciendo que se presente la mayor amplitud de vibración. Para cuando ω se aleja de λ , el ángulo de fase tiende al valor de 180° respecto de \mathbf{R} . El efecto del amortiguamiento sobre el ángulo de fase de \mathbf{a} es visible, haciendo que este ángulo tenga una diferente velocidad de convergencia a 90° en la resonancia y a 180° a velocidades superiores a la velocidad crítica. Entre más pequeño sea el valor del amortiguamiento la convergencia es más rápida y viceversa.

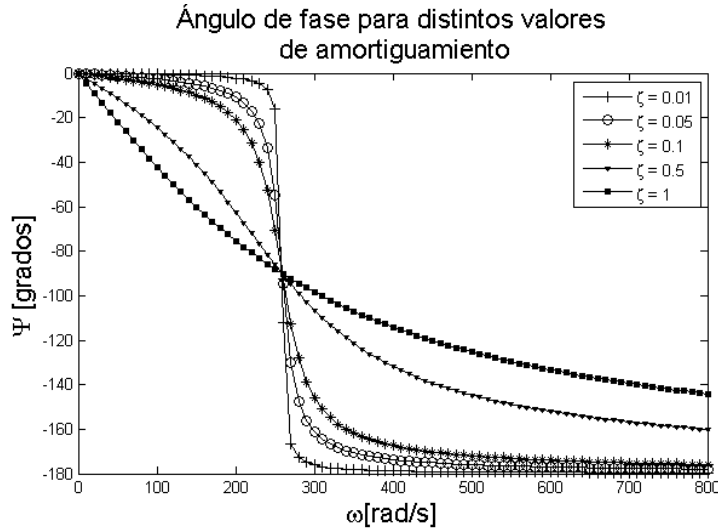


Figura 2.5: Ángulo de fase de la respuesta frecuencial amortiguada del rotor Jeffcott.

Por otra parte para encontrar la respuesta normalizada, se define la relación de frecuencias como

$$\Omega = \frac{\omega}{\lambda}$$

De esta manera, la ecuación (2.31) se puede reescribir como

$$R = \frac{\mathbf{a}\Omega^2}{\sqrt{(1 - \Omega^2)^2 + 4\zeta_e^2\Omega^2}}$$

Su respuesta frecuencial se muestra en las Figs. 2.6 y 2.7 en donde muestran que cuando $\omega = \lambda$ se presenta la resonancia y el cambio en el ángulo de fase de \mathbf{a} . Es notorio que en este par de figuras se presenta el mismo comportamiento descrito en las Figs. 2.4 y 2.5 cuando la relación de frecuencias es unitaria.

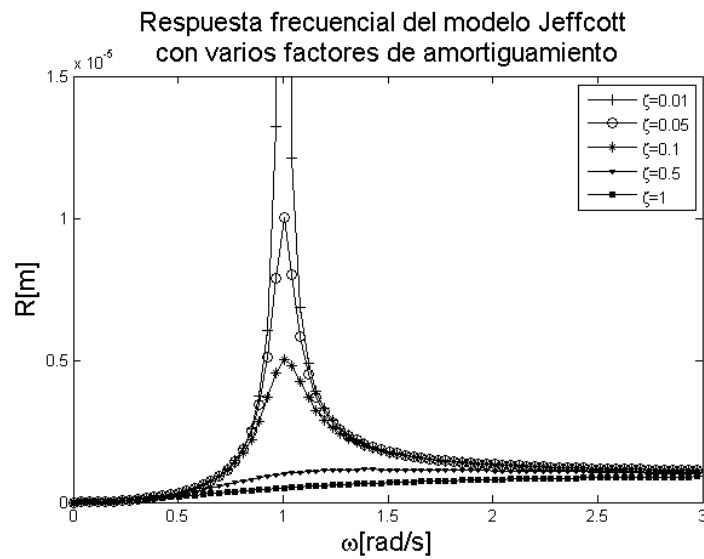


Figura 2.6: Respuesta frecuencial normalizada del rotor Jeffcott con diferentes relaciones de amortiguamiento.

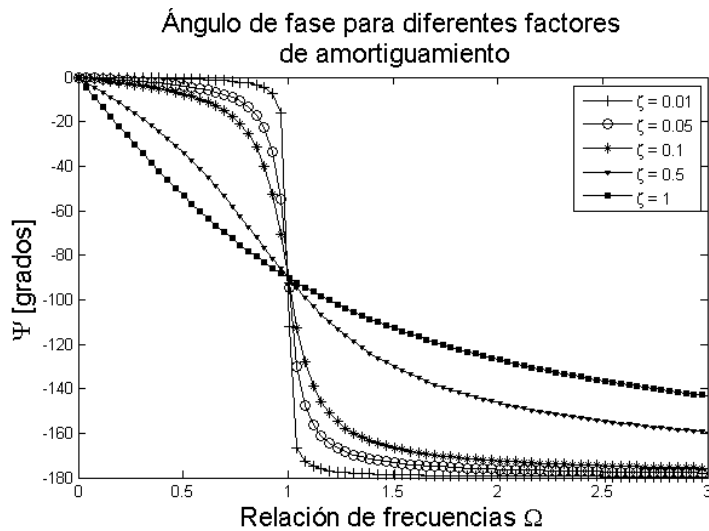


Figura 2.7: Ángulo de fase de la respuesta frecuencial normalizada amortiguada.

Todas las gráficas de la respuesta frecuencial del modelo Jeffcott indican que el factor de amortiguamiento externo del sistema, ayuda a disminuir significativamente el pico de resonancia y aumentar o disminuir la velocidad de convergencia del ángulo de fase del vector de desbalance a medida que se modifique el amortiguamiento.

Capítulo 3

Diseño del prototipo

En el presente capítulo se explican los procedimientos de diseño y selección de componentes del prototipo, tomando en cuenta las necesidades y los requerimientos previamente mencionados en el Capítulo 1. Los dibujos técnicos de cada pieza, del ensamble y una vista explosionada del ensamble, en donde se muestran todas las piezas del prototipo en sus posiciones nominales, se describen en este capítulo y se muestran en los apéndices correspondientes.

3.1. Selección de componentes

La primera etapa de selección de componentes consistió en elegir el motor, el variador de frecuencia y los sensores. En el caso del motor, cuya función es la de ser la fuente de movimiento del prototipo, se considera que su rango de velocidades de operación debe ser amplio. Esto permite tener un margen mayor de velocidades en el cual se coloque la frecuencia natural del sistema durante la etapa de diseño, de tal manera que se pueda observar el fenómeno de resonancia. Así mismo, el sistema, al no necesitar de gran potencia para su funcionamiento, permite que la potencia nominal del motor a elegir, sea relativamente pequeña (no más de 1.5 [HP]).

Observando el catálogo de motores de *Siemens*[®], se eligió un motor trifásico de uso general GP10 con No. de catálogo *A7B10000046342*, cuyas especificaciones técnicas se muestran en el Apéndice A.1. Este motor cuenta con un rango de velocidades que va desde las 0 hasta las 3600 [rpm] y una potencia nominal de 1 [HP] cumpliendo con las exigencias mencionadas anteriormente.

El variador de frecuencia fue el siguiente elemento para seleccionar. Se eligió un variador de frecuencia de la serie 15J de *Baldor*[®] modelo *ID15J201*. Este variador se puede configurar para trabajar con cualquier modelo de motor trifásico, que posea una potencia máxima de 1.5 [HP], ingresando los datos de placa del motor (como la velocidad máxima nominal, el límite de corriente pico, etc.). Las conexiones entre el motor y el variador serán trifásicas; el modo de operación del mismo, será a través del teclado del variador, es decir, se controlará manualmente el encendido/apagado del motor así como su velocidad y sentido de giro,

ingresando la velocidad deseada y el tiempo de aceleración en la memoria del variador. Las especificaciones generales del variador, la serie de pasos para configurar y utilizar el control del motor se muestran en el Apéndice A.2.

Posteriormente, se eligieron los sensores. Como se mencionó previamente, se optó por trabajar con los sensores de proximidad debido a que pueden colocarse directamente sobre la flecha de prototipo y en una posición cercana al disco en donde registren las máximas vibraciones del sistema. Los sensores elegidos se muestran en el Apéndice C.1 con sus respectivas hojas de datos. Estos sensores ya cuentan con su propio circuito de amplificación, con lo cual, se evitó la construcción de un circuito para cumplir con este propósito.

El último elemento considerado para el prototipo en proceso de diseño fue el disco, cuya masa es esencial para la determinación de la frecuencia natural de la máquina. El disco a utilizar fue tomado del prototipo experimental *Machinery Fault & Rotor Dynamics Simulator* de *SpectraQuest*[®], el cual se encuentra maquinado bajo un estricto control de calidad. La masa del disco es de 1.5 [Kg], su diámetro es de 12.7 [cm] y tiene un espesor de 1.5 [cm]. En el Apéndice A.7 se muestran fotos de las vistas frontal, lateral y posterior del disco.

3.2. Diseño de la flecha

Una vez elegido el motor, se realizaron varias simulaciones utilizando *Matlab*[®], las cuales permitieron encontrar y elegir las dimensiones de diseño de la flecha del prototipo (la longitud dada por la distancia entre soportes y el diámetro) con las cuales quedará determinada la frecuencia natural del sistema. Dichas dimensiones deben elegirse cuidadosamente para garantizar que se cumpla con un factor de seguridad que evite el fallo de la flecha y que la frecuencia natural se encuentre dentro del rango de operación del motor. Las simulaciones consistieron en un barrido en diámetro y longitud para observar el efecto de las variaciones de esos parámetros en la frecuencia natural del sistema con ayuda de las ecuaciones de momento de inercia (2.24), de rigidez del sistema (2.23) y la ecuación (3.1) con la cual se determina la frecuencia natural [rad/s].

$$\omega_n = \lambda = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (3.1)$$

El material de la flecha será acero, por lo que se utiliza un valor típico para el módulo de Young $E = 209[GPa]$. Los valores iniciales de la flecha para la primera simulación son $d = 3.175 [mm]$, $m = 0.5[Kg]$ y la distancia entre soportes se estableció inicialmente de $l = 0.5[m]$. Tales valores iniciales se fueron modificando con incrementos de $3.175[mm]$ y $0.05[m]$ para el diámetro y la masa respectivamente, dejando a la longitud como un valor constante. Los valores de las frecuencias naturales se manejaron en [Hz], a través del factor de conversión $f = 2\pi\omega$. Estos valores se ven en la Fig. 3.1.

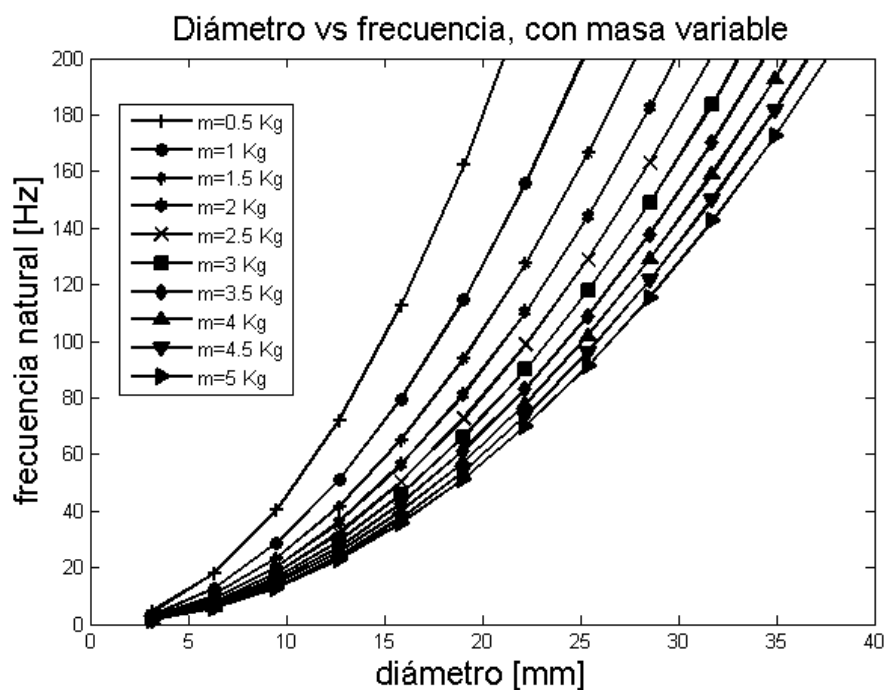


Figura 3.1: Barrido de masa y diámetro del sistema rotor-chumaceras.

Como ya se mencionó anteriormente, ya se contaba con un disco seleccionado cuyo peso es de $1.5 [kg]$. Por lo tanto, se analizó únicamente la gráfica correspondiente a este valor de masa. A partir de dicha observación, se notó que con un diámetro de $12.7 [mm]$ (un valor comercial muy fácil de encontrar) la frecuencia natural del sistema resultó ser de $41.6 [Hz]$. Valor que permite observar el fenómeno de resonancia a una velocidad teórica de $2496 [rpm]$.

La siguiente simulación consistió, únicamente, en mostrar la influencia del incremento o decremento de la distancia entre soportes en el valor de la frecuencia natural del sistema. Por lo tanto, se realizó un simple barrido en longitud (distancia entre soportes) colocando al parámetro inicial con un valor de $0.3 [m]$. La masa de $1.5 [kg]$ y el diámetro de $12.7 [mm]$ se tomaron como valores constantes. Las frecuencias naturales resultantes nuevamente en $[Hz]$ se presentan en la Fig. 3.2.

Como se puede observar en esta figura, los valores de la frecuencia natural disminuyen a medida que la longitud entre soportes aumenta. De aquí, se tomó la decisión de trabajar con el valor de $0.7 [m]$ debido a que la frecuencia natural se encontró en los $25.11 [Hz]$ y nos permite llegar a la resonancia teórica del sistema en las $1506.8 [rpm]$. Esta velocidad resultante se encuentra aproximadamente a la mitad del rango de velocidades del motor.

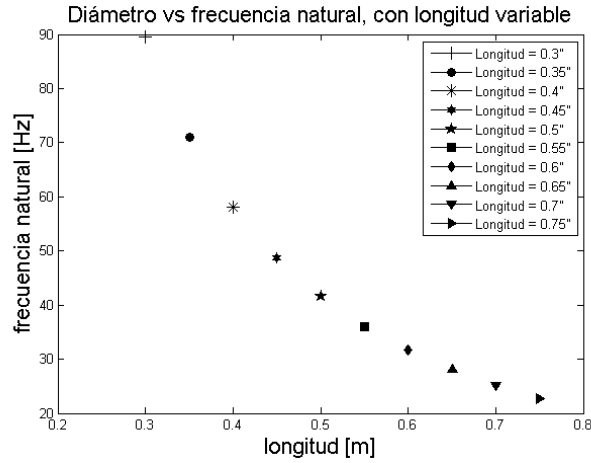


Figura 3.2: Influencia de la variación de la distancia entre soportes en la frecuencia natural del sistema.

Una vez que se obtuvieron las dimensiones previas de la flecha y la distancia entre soportes para cuantificar el valor de la frecuencia natural de diseño, se utilizó el procedimiento de diseño de ejes descrito en [35] para verificar que el diámetro de diseño de la flecha permita soportar las cargas dinámicas y estáticas que se ejercen en los soportes y a la mitad de la misma sin llegar a la fractura.

La carga estática es igual al peso total que cargan los rodamientos cuando la máquina se encuentra apagada. Esta carga está determinada por la primera Ley de Newton ($F = ma$) y es igual a la suma del peso del disco más el peso de la flecha. La carga constante se posiciona geoméricamente a la mitad de la flecha en el diagrama de cuerpo libre. Matemáticamente esta fuerza se expresa como lo indica la ecuación (3.2).

$$F_{estática} = P_{disco} + P_{flecha} = m_{disco}g + (\rho_{acero}V_{flecha})g \quad (3.2)$$

en donde g es la aceleración de la gravedad, ρ_{acero} es la densidad del acero y V_{flecha} es el volumen de la flecha. El valor resultante de la carga estática fue de 21.54 [N].

Para determinar si la flecha sería lo suficientemente resistente, además de encontrar el valor de la carga estática, también se determinó la magnitud de la carga dinámica que soportará durante el periodo de operación, dicha carga se encuentra mediante la ecuación de fuerza centrífuga [40] (Ec. 3.3):

$$F_c = m\omega^2(|\mathbf{a}| + |\mathbf{R}|) \quad (3.3)$$

donde $|\mathbf{a}|$ es la excentricidad. Este valor se determinó a través de los valores permitidos por la norma ISO 1940-1 [41] de desbalance residual, el cual se encuentra determinado por el producto de la excentricidad $|\mathbf{a}|$ y la masa del disco m . El proceso para obtener este valor teórico requirió solo de dos pasos, los cuales se muestran a continuación:

1. Conocer el tipo de aplicación que tiene la máquina en cuestión y, de esta forma, encontrar el grado de calidad de desbalance. La máquina construida en el proyecto de tesis

es básicamente un rotor, así que mirando en la Fig.3.3 se determinó que el grado de calidad de balanceo es G2.5 ya que se encuentra dirigida para el uso de seres humanos.

Tipos de maquinaria: Ejemplos generales	Grado de calidad de balanceo	Magnitud e per. Ω
Cigüeñales para motores marinos lentos de diesel (velocidad del pistón debajo de 9m/s) no balanceados.	G4000	4000
Cigüeñales para motores marinos lentos de diesel (velocidad del pistón debajo de 9m/s) balanceados.	G1600	1600
Cigüeñales motandos elásticamente y no balanceados.	G 630	630
Cigüeñales motandos rígidamente y no balanceados.	G250	250
Motores alternativos para autos, camiones	G100	100
Llantas de autos, árboles de transmisión, cigüeñales elásticamente montados y balanceados	G40	40
Maquinaria para la agricultura Árboles de transmisión Máquinas trituradoras	G16	16
Turbinas de gas de aeronaves Maquinaria en general Turbinas de agua Bombas Herramientales	G6.3	6.3
Compresores y discos duros de computadora Motores eléctricos y generadores Turbinas de vapor y de gas Máquinas textiles	G2.5	2.5
Discos de audio y video Máquinas rectificadoras	G1	1
Giróscopos Husillos de sistemas de alta precisión	G0.4	0.4

Figura 3.3: Grados de calidad de balanceo.

2. Con el valor de la velocidad máxima y grado de calidad de balanceo, observar las gráficas que se muestran en la Fig. 3.4 para obtener el valor del desbalance residual permitido. Eligiendo una velocidad, cercana a la velocidad crítica de la máquina, de 1400 [rpm] se observó en la gráfica que el máximo valor permisible de desbalance residual es de 16 [$g \cdot mm/kg$]. Esto implicó que el valor máximo de excentricidad permitido para la velocidad de 1400 [rpm] y con un peso en el disco de 1.5 [kg] sea de 16 [μm].

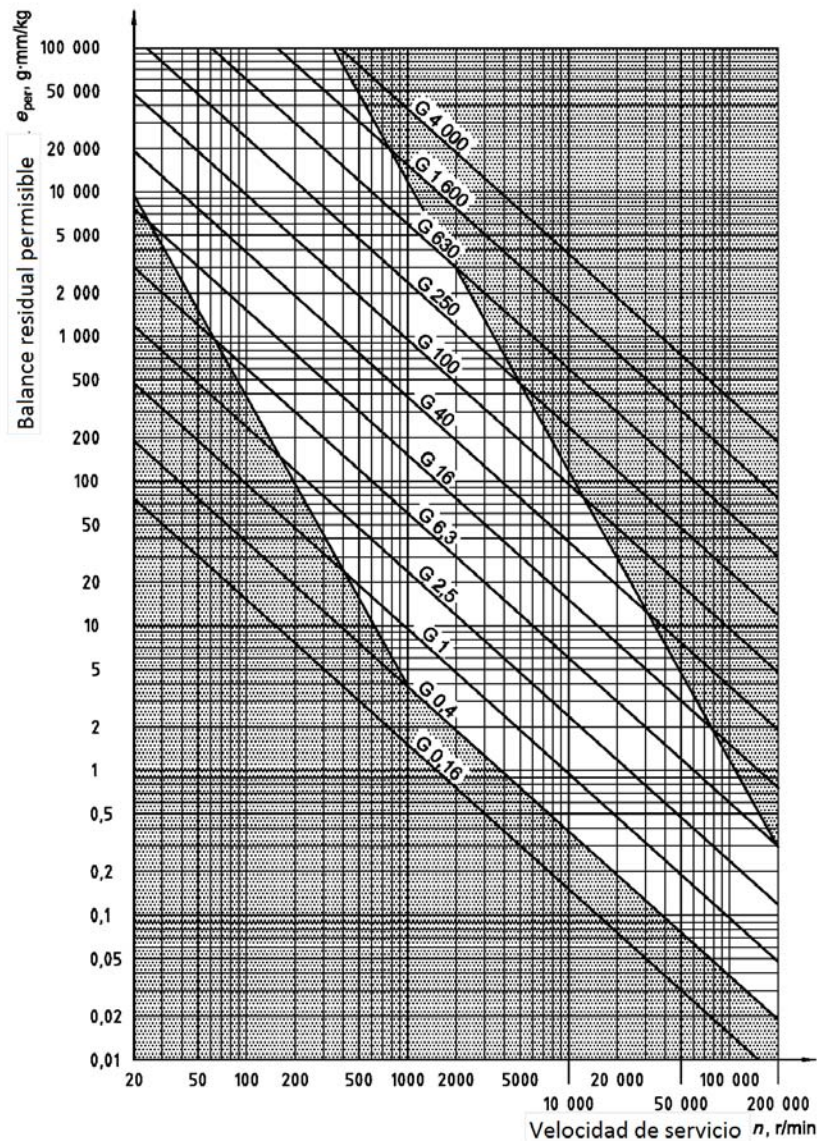


Figura 3.4: Desbalance residual permisible basado en el grado de calidad de balanceo G y la velocidad de servicio n .

El término $|\mathbf{R}|$ en la ecuación 3.3 es la deflexión de la flecha, que indica la distancia desde el centro geométrico del disco a la línea que forman los centros de los soportes. La magnitud de \mathbf{R} se puede encontrar mediante la expresión (3.4) mencionada también en el Capítulo 2 de esta tesis, la cual muestra que depende de la velocidad a la cual se requiera encontrar.

$$|\mathbf{R}| = \frac{|\mathbf{a}|}{\left(\frac{\omega_n}{\omega}\right)^2 - 1} \quad (3.4)$$

El valor de velocidad ω a la cual se calculó el valor de $|\mathbf{R}|$ fue a los 1400 [rpm], valor muy cercano a la frecuencia natural ω_n . Con todos los datos anteriores, el valor de la deflexión fue de 1.08×10^{-4} [m], la fuerza centrífuga F_c resultó ser de 3.82 [N]

Una vez determinada la carga dinámica, esta se sumó a la fuerza estática para encontrar el valor de la fuerza total a la cual estaría sujeta la máquina. Esta fuerza F_T tuvo una magnitud de 25.37 [N]. Posteriormente, se buscaron las fuerzas resultantes en los soportes. Dado que el sistema es simétrico y la fuerza se localiza a la mitad de la distancia entre soportes, las reacciones en las chumaceras son $F_a = F_b = \frac{F_T}{2} = 12.68$ [N].

Los diagramas de fuerzas cortantes transversales y momentos flexionantes se muestran en las Figs. 3.5 y 3.6 respectivamente.

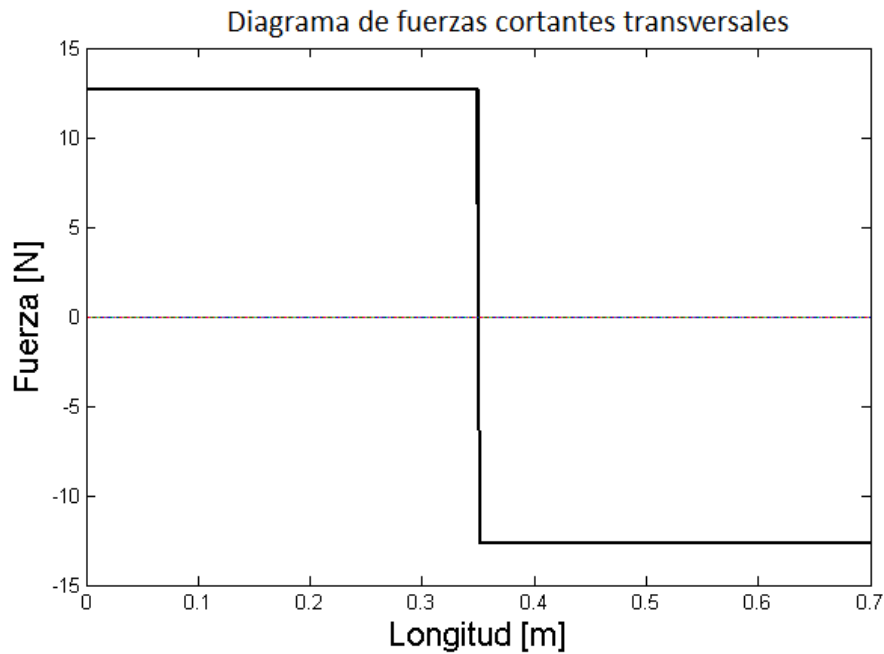


Figura 3.5: Diagrama de fuerzas cortantes transversales.

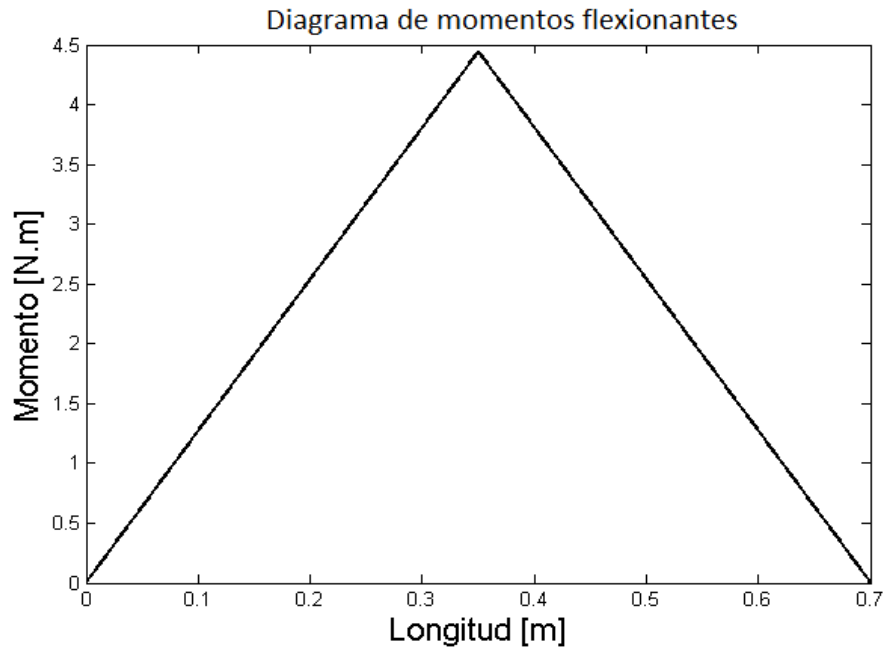


Figura 3.6: Diagrama de momentos flexionantes.

El momento flexionante con mayor magnitud se presenta a la mitad de la flecha, con una amplitud de 4.44 $[N.m]$.

Siguiendo el procedimiento de diseño de la flecha [35], se eligió el tipo de material para la flecha. En este caso, para saber qué tipo de acero se podía utilizar para la fabricación de la flecha, se realizaron distintos análisis para tres tipos de acero (recocido SAE 4140, SAE 4130 WQT1000 y SAE 4340 OQT1000). El primer análisis fue usando el acero recocido SAE 4140 cuyas propiedades son las siguientes:

$$\begin{aligned} S_u &= 655[MPa] \\ S_y &= 414[MPa] \\ \text{Elongación} &= 25\% \end{aligned}$$

Siguiendo con el procedimiento, se estimó que el valor de la resistencia a la fatiga S_n se aproxima a los 240 $[MPa]$. Posteriormente, se buscó el valor de la resistencia a la fatiga real S'_n , para ello fue necesario utilizar la ecuación 3.5 y encontrar previamente el valor de los diferentes factores de dicha ecuación.

$$S'_n = S_n \cdot C_m \cdot C_{st} \cdot C_R \cdot C_s \quad (3.5)$$

El factor de material C_m se encontró que es igual a 1 debido a que es un acero forjado. El valor del factor de seguridad C_R con un 0.999 de confiabilidad fue de 0.75. El factor de tamaño C_s se obtuvo con la expresión (3.6), el cuál resultó ser de 0.9454. El factor de tipo de esfuerzo C_{st} tiene un valor de 1 debido a que se presenta un esfuerzo flexionante.

$$C_s = \left(\frac{D}{0,3} \right)^{-0,11} \quad (3.6)$$

donde D es el valor del diámetro de la flecha (12.7 [mm]).

Con estos valores la fatiga real S'_n resultó ser de aproximadamente de 255 [MPa].

Por otra parte el valor del factor de concentración de esfuerzos K_t es 1, debido a que no se presenta ninguna discontinuidad a lo largo de la flecha. Utilizando los diagramas de fuerzas cortantes transversales y de momentos flexionantes (Figs. 3.5 y 3.6 respectivamente) se determinó el factor de seguridad que el diámetro de diseño de 12.7 [mm] devuelve en cada punto de relevancia (A, B y C) a lo largo de la flecha.

Como se puede observar, en el punto A (extremo izquierdo de la flecha) solo existen cargas cortantes, por lo tanto se utilizó la ecuación (3.7) que sirve para determinar el diámetro mínimo para soportar aquella carga.

$$D = \sqrt{\frac{2,94 N \cdot V \cdot K_t}{S'_n}} \quad (3.7)$$

Despenjando el factor de seguridad N , quedó la siguiente expresión

$$N = \frac{D^2 S'_n}{2,94 V \cdot K_t} \quad (3.8)$$

donde $V = F_a = 12.68$ [N], con lo cual se obtiene un factor de seguridad de 736. Este valor tan grande indica que el diámetro de diseño de 12.7 [mm] es capaz de soportar la carga cortante que se presenta en el soporte A. En el punto B (extremo derecho de la flecha), sucede lo mismo que en el punto A por lo tanto, se utilizó la misma ecuación (3.8) y el resultado fue el mismo (736).

Finalmente, en el punto C, que se encuentra posicionado en el centro del eje, se utilizó la ecuación (3.9), ya que en este punto se encuentra el momento flexionante de mayor amplitud. Al no haber algún elemento sobre la flecha que transfiera potencia, el término T de dicha ecuación se anula, lo cual deja a la ecuación (3.9) únicamente en función del momento flexionante M_c .

$$D = \left(\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t \cdot M_c}{S'_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.9)$$

Despejando al factor de seguridad de (3.9), éste quedó determinado por la expresión (3.10).

$$N = \frac{D^3 \pi S'_n}{32 K_t M_c} \quad (3.10)$$

El valor del factor de seguridad en este punto es 7.71. Este valor es mucho más pequeño que el encontrado en los soportes, sin embargo, vuelve a indicar que la flecha tiene la ca-

pacidad de soportar todas las cargas, tanto dinámicas como estáticas, durante el período de operación.

Después de haber encontrado el factor de seguridad en los tres puntos de relevancia sobre la flecha en base al primer tipo de acero, se realizaron dos análisis similares más para los dos tipos de acero restantes. Sus respectivas propiedades se muestran respectivamente a continuación:

$$\begin{aligned} S_u &= 986[MPa] \\ S_y &= 910[MPa] \\ \text{Elongacion} &= 16\% \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_u &= 1180[MPa] \\ S_y &= 1090[MPa] \\ \text{Elongacion} &= 16\% \end{aligned}$$

los procedimientos para determinar los factores de seguridad fueron análogos al del primer análisis. Por lo tanto, en la Tabla 3.1 se muestran los valores resultantes del factor de seguridad en cada uno de los puntos de interés y cada uno de los tres procedimientos:

Tipo de acero	Factor de Seguridad N	Valor
SAE 4140	Punto A	736
	Punto B	736
	Punto C	7.71
SAE 4130 WQT1000	Punto A	1021
	Punto B	1021
	Punto C	10.7
SAE 4340 OQT1000	Punto A	1104
	Punto B	1104
	Punto C	11.6

Cuadro 3.1: Resumen final de los factores de seguridad para los tres tipos de acero

Finalmente, de los tres análisis anteriores se concluyó que el diámetro de diseño de 12.7 [mm] es apto para ser utilizado como diámetro final para la flecha del sistema rotor-chumaceras debido a que el menor factor de seguridad resultante es mucho mayor, comparado con aquel que se considera en [35] para elementos de máquina que se encuentran bajo una incertidumbre en el valor de las cargas dinámicas que soportarán, en las propiedades de los materiales y en el análisis de esfuerzos, cuyo valor es de 2.5. De esta manera existe un margen más amplio de seguridad en la máquina. Finalmente, se optó por utilizar el acero recocido 4140 por ser el más fácil de adquirir con los fabricantes de la flecha.

Es importante mencionar que para que estos factores de seguridad sean válidos, se necesita asegurar que la máquina posea un desbalance residual menor al valor máximo permitido por la norma ISO 1940-1. Ésto se logra a través de experimentos con el prototipo ya construido, por lo tanto los valores de los factores de seguridad encontrados solo son estimaciones.

3.3. Selección de los rodamientos

Después de conseguir las características de la flecha, lo siguiente fue elegir los rodamientos correctos que se ajusten a nuestras necesidades de trabajo. El tipo de soportes fueron dos rodamientos de bolas autoalineantes¹ de la marca SKF[®] con sus respectivos soporte de pie. Sin embargo, para cumplir con las exigencias de diseño se utilizaron dos ecuaciones de vida nominal (3.11) y (3.12) presentes en [35] para elegir el rodamiento que permitiera soportar las cargas dinámicas en los extremos de la flecha. La primera ecuación expresa la relación entre la vida nominal del rodamiento y la vida nominal esperada de la máquina, ambas dadas en rpm; la segunda es la misma relación de vida nominal sin embargo los términos L_1 y L_2 se expresan en horas de funcionamiento.

$$\frac{L_2}{L_1} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^k \quad (3.11)$$

$$\frac{L_2}{L_1} = \frac{1}{60n} \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^k \quad (3.12)$$

En la ecuación (3.12) L_2 es la vida esperada en horas de funcionamiento del rodamiento. Análogamente, L_1 es la vida estimada del rodamiento con la carga P_1 , siendo esta última la capacidad de carga dinámica del rodamiento expresada en $[N]$. P_2 es la carga equivalente sobre el rodamiento y se calcula en función de las cargas radiales y axiales que lo afectan. Su fórmula depende del tipo de rodamiento a utilizar. El coeficiente k es 3 para los rodamientos de bolas y 3.33 para los rodamientos de rodillos. El factor n es la velocidad máxima del eje en $[rpm]$

Para encontrar el rodamiento adecuado, se utilizó la ecuación (3.12) despejando el término P_1 para buscar dentro de los catálogos del fabricante aquel rodamiento que pueda soportar esta carga. Por lo tanto, la ecuación quedó expresada de la siguiente manera:

$$P_1 = P_2 \left(\frac{L_2 60n}{L_1}\right)^{\frac{1}{k}} \quad (3.13)$$

Ajustando los parámetros del prototipo a los términos de la ecuación (3.13), n tiene el valor de 4000 $[rpm]$ para aumentar el rango de seguridad a la hora de elegir el rodamiento. L_2 , siendo la vida esperada de nuestro prototipo, se ajustó a 30000 $[hr]$ ya que para motores eléctricos, sopladores industriales o máquinas industriales en general, la duración de diseño en horas de funcionamiento tiene ese valor [35]. P_2 es la carga dinámica que soportarán los rodamientos, este término tiene el valor es de 12.68 $[N]$ L_1 tiene un valor de 10^6 debido a que en el catálogo del fabricante los rodamientos están especificados para trabajar bajo un

¹Se recomienda utilizar rodamientos de bolas autoalineantes cuando la alineación entre el eje y el alojamiento es complejo de conseguir y puede que el eje se doble. El anillo externo tiene un camino esférico de rodadura, el centro de curvatura del cual coincide con el centro de curvatura del rodamiento; por tanto el eje del anillo interior, bolas y jaula pueden flexar hasta cierto punto alrededor del centro del rodamiento. La capacidad de carga axial es baja, ya que el ángulo de contacto es pequeño. El desalineamiento dinámico es aproximadamente entre 0.07 y 0.12 radianes (de 4° a 7°).

régimen de $10^6 rev$ como vida nominal esperada. El factor k tiene un valor de 3 ya que es un rodamiento de bolas..

La carga P_1 resultante fue de 244.85 [N]. Después de encontrar esta carga, en el catálogo de SKF[®] se buscaron rodamientos que tuvieran un diámetro interno de 12.7 [mm] y que tengan la capacidad de soportar cargas con valores mayores a la de P_1 . Para elegir el modelo de rodamiento correcto, se compararon las cargas dinámicas que pueden soportar dichos rodamientos con la carga P_1 , las cuales resultaron ser superiores a P_1 . Lo cual implica, que sin importar que rodamiento con un diámetro interno de 12.7 [mm] se eligiera, este sería útil para el proyecto de tesis. Por lo tanto, se eligió el rodamiento autoalineante de bolas con su soporte de pie modelo YAT 203-008 ya que era uno de los rodamientos económicamente fáciles de adquirir. Estos rodamientos se muestran en el Apéndice A.3.

3.4. Selección del cople

El último elemento a elegir fue el cople, el cual tiene dos exigencias: la primera es reducir significativamente el efecto de la inercia del motor sobre la flecha. La segunda es soportar cierto grado de desalineamiento de los componentes, es decir, que el ensamble sea flexible. Se optó por utilizar aluminio como material del cople

Otra cuestión importante para elegir el cople correcto estuvo en base a los diámetros de la flecha de la plataforma y de la flecha del motor, con valores de 12.7 [mm] y 22.22 [mm] ($\frac{7}{8}[in]$) respectivamente. Debido a que estos diámetros eran diferentes, originalmente se buscó un cople que tuviera ambos diámetros internos a cada extremo. Sin embargo, no se localizó dicho cople, por lo tanto se buscó como alternativa utilizar un cople que tuviera ambos diámetros internos de 12.7 [mm] y después diseñar un buje con un prisionero que permita el ensamble de la flecha del prototipo con el cople y la flecha del motor.

El tipo de cople que se buscó en el catálogo de Ruland[®] fue del tipo flexible, el cual se maquina desde una sola pieza de aluminio y presenta múltiples cortes helicoidales en la mitad del cople. Estos cortes mejoran su capacidad para soportar pares torsionales y, al mismo tiempo, reducen los efectos de par torsional de un componente, conectado en un extremo, al otro lo cual es una de las necesidades de diseño. Además, en su maquinado presenta una par de ranuras en forma de espiral, las cuales ayudan a contrarrestar de mejor manera, comparados con otros tipos de cople rígidos, el desalineamiento paralelo, angular o una combinación de ambos.

El cople que finalmente se eligió, es el que se presenta en el Apéndice A.4, cuyas características cumplen con todas las exigencias mencionadas.

3.5. Resumen de características de los componentes

En base a todas las decisiones de diseño anteriores, las características más importantes de los componentes primarios del prototipo se muestran en la Tabla 3.2:

Elemento	Características
Motor	Marca: <i>Baldor</i> [®]
	1 HP
	Trifásico
	0-3600 rpm
Variador de frecuencia	Marca: <i>Siemens</i> [®]
	Configuración trifásica/monofásica
Sensores	Marca: <i>SpectraQuest</i> [®]
	De proximidad
	Driver amplificador de señales
Disco	1.5 [kg]
Flecha	12.7 [mm] de diámetro
	Acero recocido SAE 4140
	Distancia entre soportes de 70 [cm]
Rodamientos	Marca: <i>SKF</i> [®]
	Diámetro interno de 12.7 [mm]
	De bolas y autoalineantes
	Capacidad de carga dinámica de 9.56 [kN]
Cople	Marca: <i>Ruland</i> [®]
	Flexible
	Aluminio
	Diámetros internos de 12.7 [mm]

Cuadro 3.2: Características primarias de los elementos del prototipo

3.6. Diseño y selección de elementos complementarios

Una vez determinado lo anterior, se diseñaron elementos para ajustar las alturas entre los ejes de la flecha del motor, la flecha del prototipo y los centros de los rodamientos. El diseño de estas partes estuvo en función de las dimensiones del motor y de los rodamientos.

El primer componente a considerar fue la placa base para el prototipo. Esta placa, como se mencionó en el Capítulo 1, a diferencia de la placa del prototipo de referencia (Fig. 1.1) tiene que evitar que el prototipo se desplace durante su operación debido a las vibraciones. Por lo tanto se eligió el acero como material para su manufactura, ya que tiene una densidad de $7850 \left[\frac{Kg}{m^3}\right]$ lo cual proporcionará el peso adecuado a la placa base para no desplazarse a causa de las vibraciones originadas en el sistema durante su operación. Las medidas de esta pieza se especifican en el Apéndice B.2. El dimensionamiento se realizó en base a las distancias relativas entre las demás piezas del prototipo, el mismo caso para los tamaños y distancias entre barrenos que sirven para ensamblar las piezas sobre la placa. Para aumentar la estabilidad de la base, se pensó en la creación de bases niveladoras con pie de caucho para

evitar que el prototipo resbale durante la operación de la máquina. Para soportar el peso de toda la máquina se pensó en colocar ocho bases niveladoras en la placa base, de tal forma que el peso se distribuya uniformemente. Estas bases se muestran en el Apéndice B.6.

Posteriormente, para ensamblar el motor con la placa de acero y, con la finalidad de que el ensamble sea robusto pero desmontable, se diseñaron un par de bases para el motor. Las dimensiones de estas bases se muestran en el Apéndice B.3. La altura se determinó de tal manera que entre la placa y la base del motor hubiera espacio suficiente para colocar tornillos para las uniones motor-base y base-placa. Así mismo, la longitud de la pieza quedó determinada por la distancia entre los orificios del motor para los tornillos y el espacio para los tornillos de la unión base-placa. El tipo de tornillos elegidos para esta pieza fue de $\frac{5}{16}$ "-18 UNC debido a que, dentro de las especificaciones del motor, este posee agujeros pasados para tornillos de esta medida. En la parte superior de la pieza se colocaron agujeros roscados para tornillos de cabeza hexagonal y en los extremos de la base se colocaron barrenos pasados para tornillo Allen con su respectiva caja cilíndrica para alojar la cabeza del tornillo.

Una vez diseñadas las bases para el motor, la nueva altura en la que se posiciona la flecha del motor sirvió como referencia para ajustar la altura propia de los rodamientos y diseñar sus respectivas bases. Así mismo, estas bases se muestran en el Apéndice B.4 y cumplen con la tarea de compensar la distancia entre el centro de la flecha y el centro de los diámetros internos de los rodamientos. La forma que tiene esta pieza es bastante simple, cortes rectos y de 45° ; los barrenos fueron diseñados en base a las especificaciones de los rodamientos, estos cuentan con agujeros pasados para tornillos de $\frac{3}{8}$ "-16 UNC. En la parte superior de la pieza se colocaron barrenos roscados para tornillo de cabeza hexagonal de $\frac{3}{8}$ "-16 UNC. Para la parte de la unión entre la base se colocaron dos agujeros pasados para este tamaño de tornillo y, como en el caso de las anteriores bases, se decidió colocar un orificio con caja cilíndrica para tornillo Allen.

El siguiente elemento para diseñar fue el buje, pieza que sirve para ensamblar el rotor del motor con el cople flexible. Debido a que ambos diámetros son distintos, se tuvo que diseñar un buje que en un extremo tenga un agujero de 22.225 [mm] o $\frac{7}{8}$ [in] y en el otro extremo posea una saliente con diámetro de 12.7 [mm] o $\frac{1}{2}$ [in]. Esta pieza se muestra con sus respectivas dimensiones en el Apéndice B.5.

Para colocar los sensores, se tomaron en cuenta ciertas especificaciones de diseño para construir su respectiva base. En primer lugar se consideró que esta debe ser móvil, ya que si en algún momento se deseara colocar más discos sobre el prototipo, la movilidad y flexibilidad de posición de la base permitiría colocar los sensores en cualquier lugar a lo largo de la distancia entre soportes (70 cm). Además, se consideró que para mantener estable la base se tendría que sujetar a la placa de acero a través de tornillos. Sin embargo, para garantizar la movilidad de la base y su estabilidad durante la operación de la máquina, se consideró utilizar un perfil de aluminio (véase Apéndice A.5) como riel en donde se pueda mover libremente la base y ser atornillada en cualquier posición sobre el perfil, cumpliendo de esta forma las exigencias de diseño. Para unir este perfil a la placa de acero, se consideró utilizar pegamento epóxico. Para atornillar la base de los sensores, se utilizaron tuercas especiales para el perfil de aluminio (véase Apéndice A.6). Se consideró que el perfil de aluminio, que sirve como riel, no necesita ser atornillado a la placa de acero, por lo tanto se optó por utilizar pegamento

epóxico para metales (Apéndice D.4) para la unión entre el riel y la placa.

Finalmente, el diseño de la base para los sensores de proximidad consistió en una geometría básica. Sus respectivas dimensiones están en función del ensamble que se realizó en *Solid Works*[®] y se muestran en el Apéndice B.7. Para garantizar una lectura completa de lo ocurrido en la flecha del prototipo, se le colocaron en la parte superior y posterior orificios con cuerda fina de $\frac{1}{4}$ "-28 UNF para montar en esas posiciones los sensores (posiciones X y Y, como referencia véase la Fig. 3.7) ya que estos poseen una cuerda externa para poder modificar su distancia con el objeto sentido de manera precisa a través de movimientos rotacionales. Se les dispuso de un orificio extra en la parte anterior con fines prácticos, de manera que se facilite la colocación del sensor que va en el eje X y, además, dejar pasar el cable a través del orificio. Para unir esta base al riel, se ideó colocar un par de ángulos en la parte inferior de la base, por lo cual se colocó un barreno más para poder atornillar estos ángulos con la base para sensores. Este orificio tendría que atravesar toda la pieza y tener un roscado para tornillo de $\frac{1}{4}$ "-13 UNC. Ya que esta pieza consiste de pequeños bloques rectangulares, se consideró que para garantizar que el ensamble de dichos bloques sea lo más preciso posible se pegaría a través de pegamento epóxico en vez de atornillarlos. Ya que haciendo el sub-ensamble a través de tornillos y operando una máquina manual para hacer el taladrado, los barrenos podría quedar en posiciones que difícilmente se pueden corregir en caso de algún error.

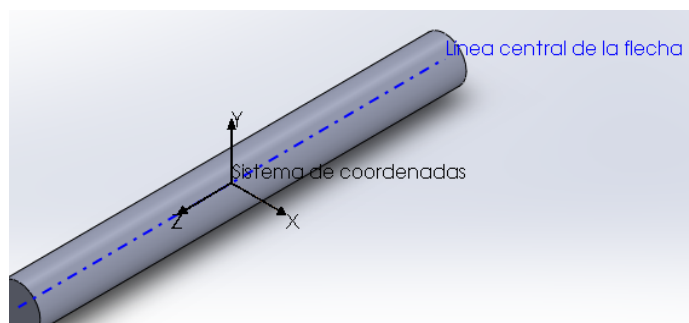


Figura 3.7: Sistema cartesiano de referencia para los sensores relativo al eje central de la flecha.

Los tamaños de las brocas para cada barreno roscado se eligieron en base a la información proporcionada en [42] y que se incluye en el Apéndice D.1 de este documento. Además, se tomó en consideración, para el caso de los barrenos y tamaños de tornillos, el sistema inglés debido a la gran facilidad para conseguir elementos estándar para estos propósitos.

Todas las piezas complementarias se diseñaron y modelaron en *SolidWorks*[®]. Además, se crearon sus respectivos dibujos técnicos que servirían para manufacturar dichas piezas. La variación entre el uso del sistema inglés y el sistema internacional para el dimensionamiento de cada pieza, en su respectivo dibujo técnico, quedó en función de la pieza con la cual tiene una relación directa. Por ejemplo, el dimensionamiento de las bases para motor está basado en el sistema inglés debido a que las medidas del motor se encuentran pulgadas, por otro

lado, las bases para rodamientos se dimensionan bajo el Sistema Internacional debido a que es el mismo sistema que usa SKF en sus rodamientos.

Finalmente, se realizó el ensamble del prototipo en 3D que se muestra en el Apéndice B.8 con sus respectivas medidas y una vista explosionada (Apéndice B.9) con la lista de componentes del ensamble y el número de piezas requeridas.

Capítulo 4

Manufactura, ensamblaje e instrumentación

En este capítulo se describen los procedimientos técnicos para la manufactura de los elementos complementarios del sistema rotor-chumaceras; incluyendo el renderizado de las piezas finales para mostrar las formas específicas para cada pieza. Por otra parte, se ilustra el procedimiento del ensamble del prototipo paso a paso y, finalmente, se describen todos los pasos que se realizaron en el proyecto para instrumentar la plataforma y de esta forma preparar todo lo necesario para la etapa de pruebas experimentales.

4.1. Manufactura de los componentes diseñados

Después del proceso de selección y diseño de componentes, se continuó con la obtención de los elementos comprados así como de la materia prima para las partes diseñadas. El lugar de trabajo para la manufactura de estas piezas fue el Laboratorio de Tecnología Avanzada de Manufactura, utilizando las máquinas que se encuentran allí. Se decidió por trabajar con máquinas manuales en vez de máquinas CNC y herramientas de *software* CAM debido a la simplicidad de la geometría de las piezas.

Las primeras piezas que se maquinaron fueron las bases para motor y para rodamientos, para ello se compraron dos placas de aluminio de 1 [in] de espesor. Posteriormente, con ayuda de la cortadora de sierra modelo TS-2504 se cortó cada una de las placas en dos más pequeñas. Esto se realizó con el fin de contar con la materia prima para las dos bases para motor y las dos bases para rodamientos de manera individual.

Antes de la elaboración de cada pieza se llevó a cabo un proceso de alineación de la materia prima con los ejes de la fresadora vertical (esto aplicó para todas las piezas manufacturadas, excepto el buje). Con ayuda de un indicador de carátula (véase Apéndice D.2) se alineó la orilla, con menos defectos de corte, de cada placa de forma paralela al carro de la fresadora, de tal manera que se garantizara que los cortes siempre fueran en dirección de los ejes de la máquina, es decir rectos. Como referencia véase la Fig. 4.1

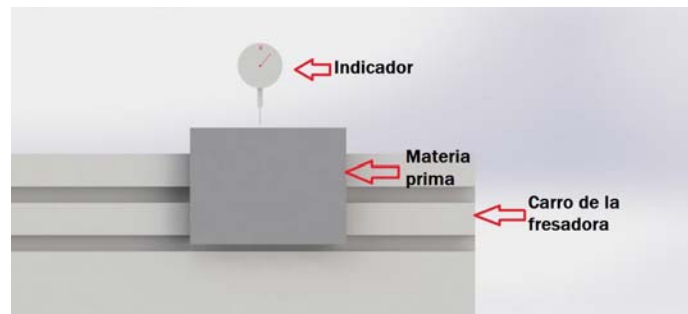


Figura 4.1: Vista superior del proceso de alineación de la materia prima previa a la manufactura de la pieza correspondiente.

Utilizando la fresadora vertical manual y un cortador vertical de cuatro gavilanes de $\frac{3}{4}[in]$ de diámetro se llevó a cabo el proceso de *escuadre* (veáse Fig. 4.2), en donde se corrigieron las imperfecciones que tenían las placas de aluminio en las orillas y, al mismo tiempo, se ajustó el tamaño de las placas a uno que estuviera cerca de las dimensiones finales de las piezas. Con esto se pretendía facilitar y reducir el tiempo del proceso de desbaste para la elaboración de cada componente.

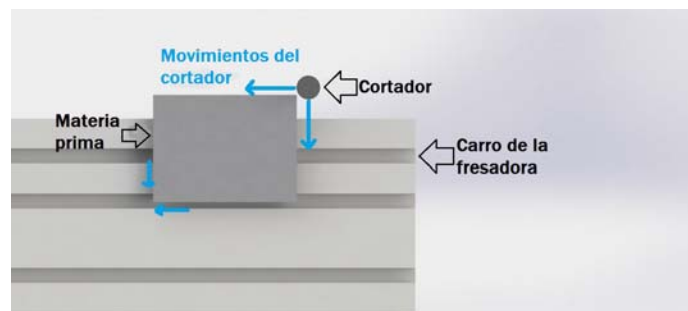


Figura 4.2: Vista superior del proceso de escuadre.

En seguida, se maquinó el primer par de bases para motor, para ello se siguió utilizando la misma máquina y mismo cortador. Se realizaron desbastes continuos sobre las orillas de las placas de aluminio hasta acercarse a la forma de las piezas. Es decir, se creó una pieza con forma similar a las respectivas bases pero con un tamaño mayor en todas las dimensiones. Esto sirvió para que, con ayuda de un vernier digital (Apéndice D.3), el proceso de desbaste se aproximara lentamente a las dimensiones de las piezas originales con precisión, hasta adoptar el tamaño debido. Los desbastes se realizaron con referencia a los ejes X y Y de la fresadora vertical. Para los barrenos pasados y roscados se utilizaron las respectivas brocas y un machuelo de $\frac{5}{16}$ "-18 UNC para el orificio roscado. La pieza final se muestra en la Fig. 4.3.



Figura 4.3: Base de motor finalizada.

Para el caso de las bases para rodamientos el proceso fue similar. Sin embargo, debido a que estas piezas llevaban un corte de 45° o chaflán, se utilizó una prensa especial que permite una rotación máxima de 140° de la pieza sujeta. Se alineó dicha base sobre el carro de la fresadora para garantizar que el origen de la pieza se colocará a 0° respecto del carro. En seguida, la base se rotó 45° y se desbastó lentamente la pieza para obtener el chaflán. En el caso de los barrenos pasados y roscados se utilizaron las respectivas brocas y el machuelo de $\frac{3}{8}$ "-16 UNC. La pieza final se muestra en la Fig. 4.4.

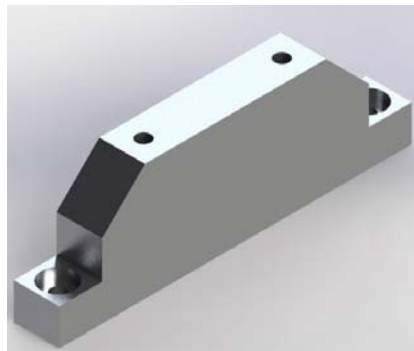


Figura 4.4: Base para rodamiento finalizada.

Una vez finalizada la manufactura de las bases para motor y para rodamiento, se pasó a la etapa de acabado superficial. En donde se optó por solo pulir las piezas y darles un recubrimiento para evitar una futura oxidación de las mismas. Se utilizaron lijas de agua con diferentes tamaños de grano (120, 240, 280 y 500) para pulir las piezas. Posteriormente, se lavaron con agua y jabón para quitar todo rastro de grasa y, en seguida, se les aplicó una capa de limpiador líquido y una mezcla de líquidos: reductor, catalizador y barniz transparente como recubrimiento final.

La siguiente pieza que se manufacturó fue la placa de acero que sirve como base para el prototipo. Sin embargo, debido a su longitud que era mayor que la del carro de la fresadora se tuvo que realizar el proceso de escuadre y desbaste por partes. Es decir, se empezó trabajando

con el lado derecho de la placa hasta darle las dimensiones requeridas, y en seguida se recorrió hacia la derecha para trabajar con el lado izquierdo de la placa. Dicho procedimiento fue tedioso, además de lento ya que el acero es un material más duro que el aluminio, por lo que la velocidad de avance fue más lenta (50%) que cuando se trabajó con el aluminio.

El proceso de barrenado y machueleado para esta placa fue mayor, debido a que se necesitaban colocar más barrenos y además de diferente tamaño. Se utilizaron brocas y machuelos de $\frac{5}{16}$ "-18 UNC (para los barrenos que unen las bases para motor), de $\frac{3}{8}$ "-16 UNC (para las bases para rodamiento) y de $\frac{1}{2}$ "-13 UNC (para colocar las bases niveladoras para la placa).

Debido al estado de oxidación en la que se encontraba la placa, una vez terminada de maquinarse, se procedió a quitar el óxido de la superficie. Con ayuda de lijas de agua, se pulió la superficie hasta quitar el exceso de este óxido y posteriormente se aplicó una capa de laca Primer de Comex[®] para en seguida colocarle una capa de pintura cromo de color negra marca Dupont[®] para evitar que se llegara a oxidar. Además al mismo tiempo se trató de darle un acabado superficial que pudiera darle un contraste detallado frente a las demás piezas de aluminio del prototipo. La pieza finalizada se muestra en la Fig. 4.5.

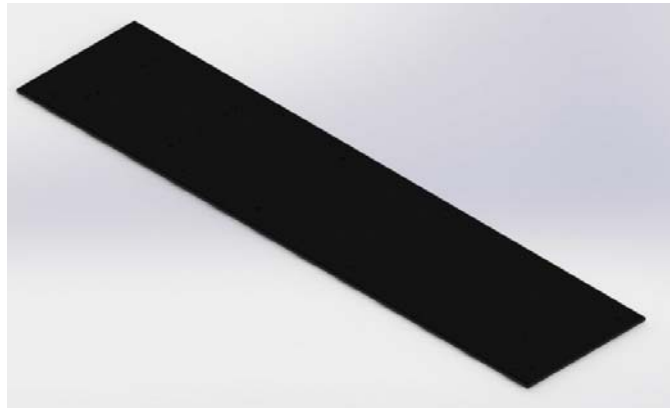


Figura 4.5: Placa de acero finalizada.

El tiempo de maquinado para cada pieza vino determinada por dos factores. El primero de ellos fue la experiencia en el uso de la máquina, que en un comienzo fue nulo lo que quiere decir que el tiempo de maquinado fue mayor (aprox. 4 hrs.) por cada pieza. Sin embargo una vez que se logró comprender el funcionamiento de la fresadora vertical, el tiempo de maquinado se redujo considerablemente a aprox. 2 hrs. (estos tiempos son en base al trabajo sobre las piezas de aluminio, en el caso de la placa de acero estos tiempos se incrementan en un 100%). El segundo factor fue la disposición de dicha máquina. No siempre estaba disponible para trabajar.

El buje se maquinó con el torno manual modelo. La forma se determinó, como ya se ha mencionado anteriormente, en base a los dos diferentes diámetros de la flecha y del rotor. El proceso para centrar la materia prima se llevó a cabo con ayuda del indicador de carátula.

Una vez logrado esto, se procedió a realizar el respectivo desbaste para manufacturar la forma final del buje. La pieza final se muestra en la Fig. 4.6.



Figura 4.6: Buje finalizado.

La penúltima pieza a elaborar fue la base de los sensores. Para ellos se requirió de un perfil de aluminio de 0.5 [in] de espesor y 1 [in] de ancho como materia prima. Se cortaron tres piezas de ese perfil: un par de bloques rectangulares de 4.5 [in] de largo y otro de 1.5 [in] de largo. Utilizando el mismo cortador de $\frac{3}{4}$ [in] se escuadró y desbastó cada una de las piezas hasta lograr obtener las medidas exactas. En seguida se hicieron los barrenos correspondientes y se machuelearon los orificios correspondientes. Por último, se pegaron las piezas con ayuda del pegamento epóxico y se dejó secar por un día completo. Una vez secado el sub-ensamble se procedió a atornillar los ángulos en la parte inferior de la pieza, y así, finalmente acabar de armar la base en su totalidad. La pieza final se muestra en la Fig. 4.7



Figura 4.7: Base para los sensores finalizada.

Finalmente, se pasó a construir las bases niveladoras para la placa de acero. Lo primero

que se hizo fue cortar un espárrago con cuerda de $\frac{1}{2}$ "-13 UNC y colocarlo dentro de las piezas de hule, que servirían como bases antideslizantes (Fig. 4.8.a). Para que la unión fuera firme, se soldaron pequeños discos de metal al espárrago en la parte inferior del hule (Fig. 4.8.b). Posteriormente se colocaron en cada base rondanas y tuercas para tornillo de $\frac{1}{2}$ "-13 UNC. Se ajustó la tuerca con la finalidad de hundir el disco de metal en el caucho, para evitar que éste entrará en contacto con la superficie de la mesa. Finalmente se colocó una contratuerca que sirve como nivelador para la altura de la placa de acero del prototipo (Fig. 4.8.c).



Figura 4.8: Proceso de construcción de las bases niveladoras. a) Inserción del espárrago dentro del hule. b) Soldadura del espárrago con un disco de metal. c) Colocación de la rondana, la tuerca y contratuerca.

Finalmente, con el armado de las bases niveladoras se terminó de manufacturar las piezas del prototipo que así lo requerían. Y, una vez que se consiguieron todas las piezas por parte de los fabricantes (motor, rodamientos, etc.) el prototipo estuvo listo para comenzar a ensamblarse.

4.2. Ensamble del prototipo

Antes de ensamblar el prototipo se realizaron pruebas con el motor y el variador de frecuencia para verificar su buen funcionamiento. Se optó por trabajar con el variador a través de conexiones trifásicas de 230/460 V 60 Hz, por lo que se realizaron las conexiones pertinentes entre el motor, el variador de frecuencia y la red trifásica respetando el diagrama de conexiones mostrado en la Fig. 4.9. Para que el motor trabaje en modo trifásico las líneas T1, T2 y T3 provenientes del variador se conectaron a las líneas del motor, como se muestra la Fig. 4.10. Se optó por no utilizar ningún reactor de carga en la instalación trifásica, debido a que solo son recomendados para redes eléctricas industriales.

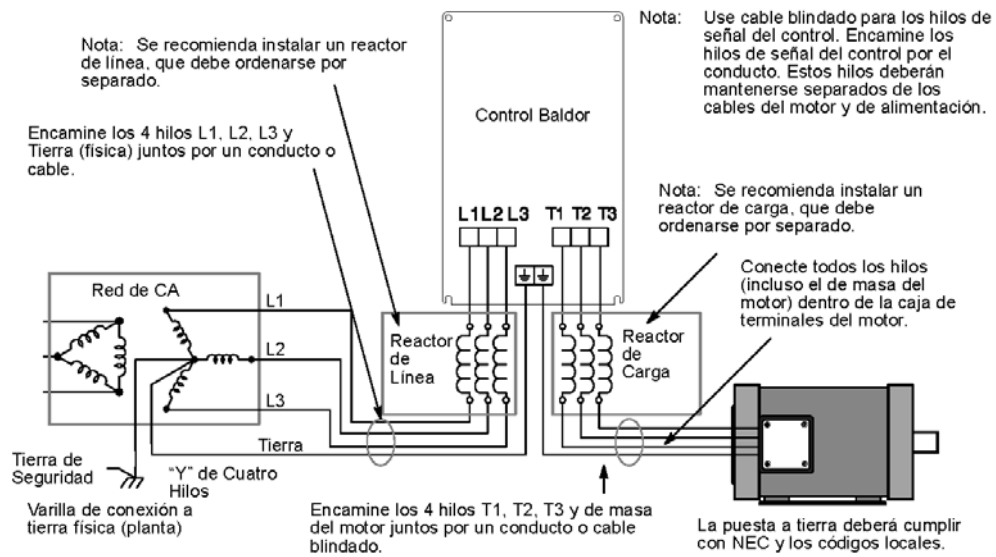


Figura 4.9: Diagrama de conexiones de la red trifásica con el variador de frecuencia y el motor.

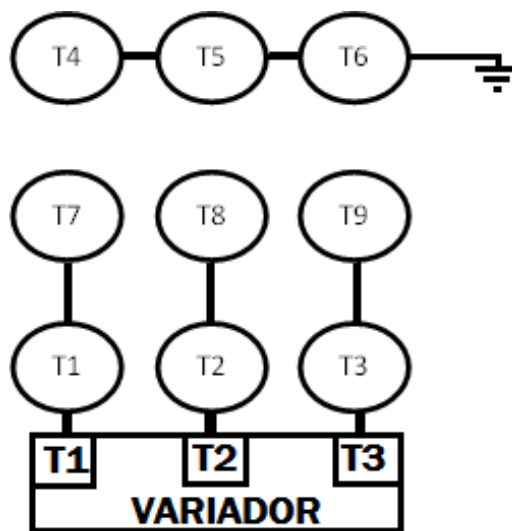


Figura 4.10: Conexiones de las líneas del motor al variador de frecuencia.

Una vez que se tuvieron las conexiones listas, se realizó la energización inicial del equipo, conectando el variador de frecuencia a la red trifásica y verificando que en la pantalla del mismo no existiera algún mensaje de falla. Se indicó el modo de operación manual del variador

y en seguida se introdujeron los datos de placa del motor (frecuencia máxima, corriente pico límite, la velocidad nominal) y se programó el tiempo de aceleración del sistema. En los Apéndices A2.2, A.2.3 y A.2.4 se muestran más detallados los pasos para la energización inicial, información tomada directamente del manual del variador de frecuencia.

Posteriormente, se realizaron corridas del motor a diferentes velocidades y con diferentes tiempos de aceleración utilizando la programación manual desde el teclado para ingresar las velocidades de referencia y las pendientes de aceleración. Un ejemplo se ilustra en la Fig. 4.11, en donde se ingresa una velocidad de referencia de 600 [RPM] o una frecuencia de 10 [Hz].

Acción	Descripción	Display
Conecte la alimentación	Si no hay fallas y está programado para operación LOCAL.	<pre>STP 0V 0 RPM LOC 0.0 R 0.0 HZ</pre>
Pulse la tecla ENTER	Selecciona la referencia de velocidad local.	<pre>LOCAL SPEED REF △ 000.00 0.00 HZ</pre>
Pulse la tecla SHIFT	Mueve el cursor intermitente un dígito hacia la derecha.	<pre>LOCAL SPEED REF △ 000.00 0.00 HZ</pre>
Pulse la tecla ▲	Aumenta en un dígito el valor de las decenas.	<pre>LOCAL SPEED REF △ 010.00 0.00 HZ</pre>
Pulse la tecla ENTER	Guarda el nuevo valor y retorna al modo de Display.	<pre>STP 0V 0 RPM LOC 0.0 R 0.0 HZ</pre>
Pulse la tecla FWD o la tecla REV	El motor marcha en FWD o REV a la velocidad mandada.	<pre>FWD 230V 600 RPM LOC 2.0R 10.0 HZ</pre>
Pulse la tecla STOP	Se emite un mando de parada del motor.	<pre>STP 0V 0 RPM LOC 0.0 R 0.0 HZ</pre>

Figura 4.11: Pasos para hacer girar al motor a 600 RPM.

Una vez probado el funcionamiento del variador sobre el sistema, para fines del ensamble de todas las piezas de la máquina, se quitaron temporalmente las conexiones entre el variador de frecuencia y el motor.

La primera etapa de ensamble se llevó a cabo dentro del Laboratorio de Tecnología Avanzada de Manufactura. Los primeros elementos para el ensamble fueron las placas para motor, la placa de acero, el motor y los respectivos tornillos (véase Fig. 4.12.a). Se colocaron las bases para motor sobre la placa de acero ajustándolas con los tornillos correspondientes y, en seguida, se colocó el motor sobre las bases. Esto fue así, ya que se estableció como prioridad en el ensamble crear una referencia para las demás piezas y, de esta forma, reducir el desalineamiento dentro de la máquina. Para ello, se alineó la flecha del motor de forma paralela con la orilla de la placa con ayuda del indicador de carátula. Una vez terminado este proceso, se ajustaron al máximo los dos tipos de tornillos para evitar que esta referencia

llegara a moverse posteriormente. El sub-ensamble se muestra en la Fig. 4.12.b a través de una fotografía del mismo.

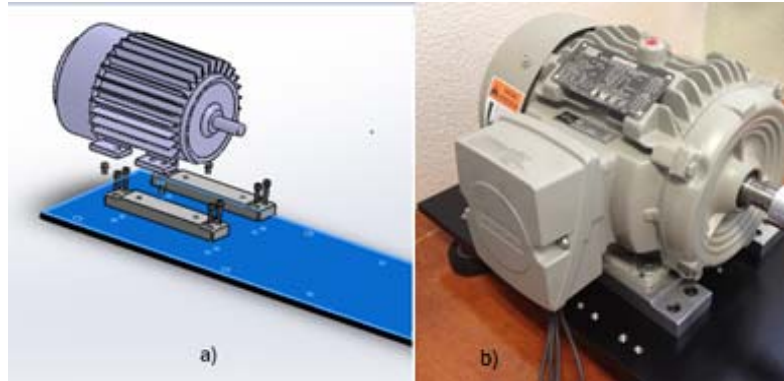


Figura 4.12: Primera etapa de ensamblaje. a) Posicionamiento previo de todos los elementos del sub-ensamble. b) Sub-ensamble del motor, bases y placa.

Posteriormente, a los rodamientos autoalineantes que se encontraban dentro de sus soportes de pie se les aplicó un movimiento de palanca (véase Fig. 4.13) en el centro de los rodamientos con el fin de facilitar su movimiento rotulado.

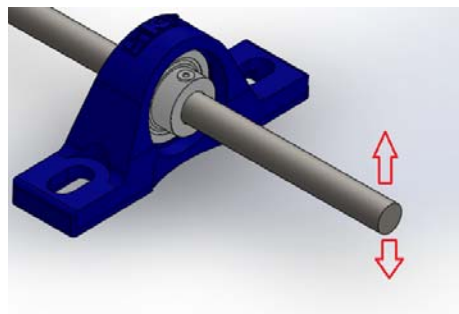


Figura 4.13: Movimiento de palanca para facilitar la rotulación de los rodamientos.

En seguida, se colocaron las bases de rodamientos en sus respectivas posiciones a través de tornillos. Una vez colocadas las bases, se dispuso a posicionar los rodamientos con soporte de pie. Antes de ajustar los tornillos que unen a los rodamientos y a sus bases, se colocó el disco a la mitad de la distancia entre rodamientos y en seguida se colocó la flecha entre los rodamientos y el disco, de tal forma que este quedará entre los dos soportes y con la flecha atravesándolo (véase Fig. 4.14); se colocó el cople flexible en un extremo de la flecha y enseguida se ajustó al buje (Fig. 4.15). Este último se colocó dentro de la flecha del motor y se ajustó con el prisionero.

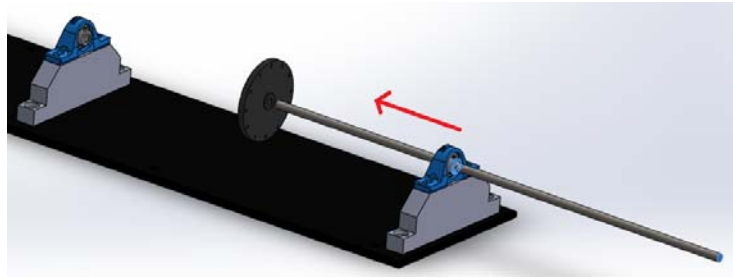


Figura 4.14: Inserción de la flecha.

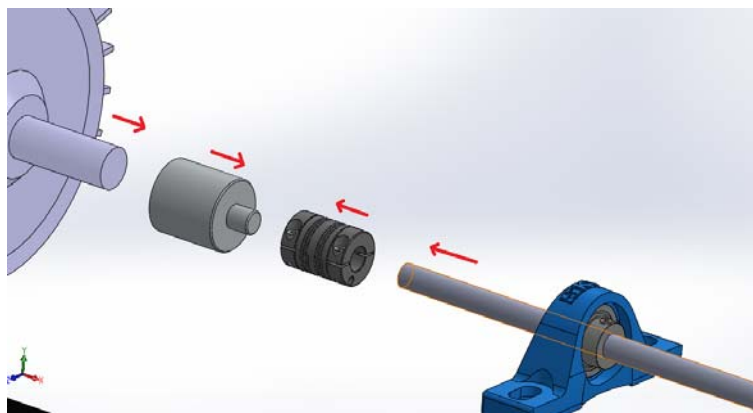


Figura 4.15: Inserción del buje, el cople, el motor y la flecha en el ensamble.

La fotografía mostrada en la Fig. 4.16.a exhibe como quedó el ensamble de la flecha del motor con el buje, el cople flexible y la flecha del motor. En la Fig. 4.16.b se muestra una fotografía del ensamble de la base para rodamientos y la flecha.

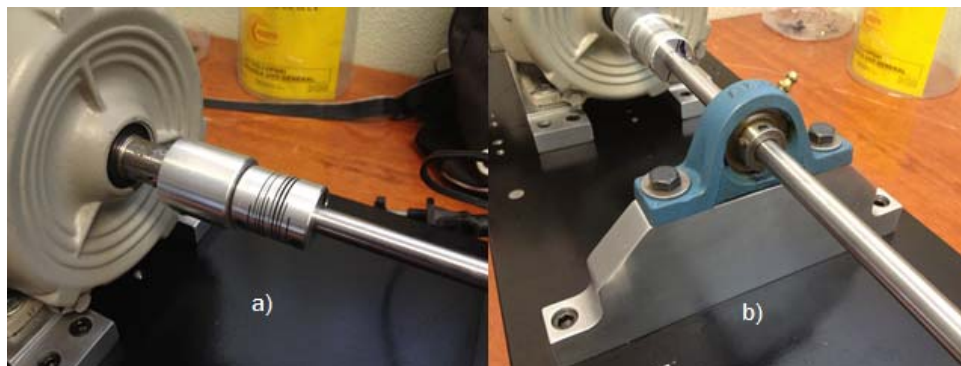


Figura 4.16: Colocación y ensamble de las piezas complementarias del prototipo. a) Ensamble de la flecha del motor, el buje, el cople y la flecha del prototipo. b) Ensamble de la base para rodamientos, rodamientos y flecha.

Lo que se llevó a cabo a continuación fue alinear, nuevamente con el indicador de carátula, los demás componentes como se hizo con el motor. Esto, para evitar que el desalineamiento del prototipo aumentara. Una vez realizado este procedimiento se ajustaron todos los tornillos. El sub-ensamble quedó entonces como se muestra en la Fig. 4.17.

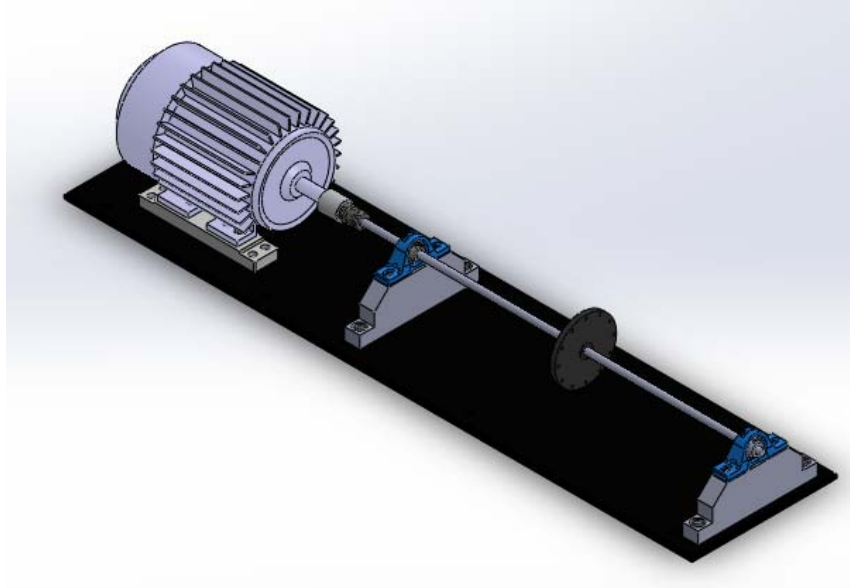


Figura 4.17: Prototipo sin bases niveladoras.

Antes de colocar las bases niveladoras para placa de acero, se transportó todo el sub-ensamble hasta el Laboratorio de Automatización y Sistemas Mecatrónicos, en el instituto de Electrónica y Mecatrónica. Una vez allí, se colocaron las bases. Se ajustó la altura de la placa base con ayuda de las bases niveladoras y, enseguida, se niveló la base. Después de esto, se restablecieron las conexiones del motor junto con las del variador de frecuencia a la red trifásica. Utilizando el pegamento epóxico, se colocó el perfil de aluminio en la placa. Esta unión se dejó secar un día entero. Con ayuda de tuercas especiales para este perfil se ajustó la base de los sensores lo más cercano al disco, es decir en el punto medio más cercano posible. Finalmente se montaron los sensores en su base.

En la Fig. 4.18.a se muestra en más detalle el ensamble del disco, la flecha y la base para sensores. En la Fig. 4.18.b se observa la posición nominal del riel y la base para sensores respectiva al disco y la flecha.

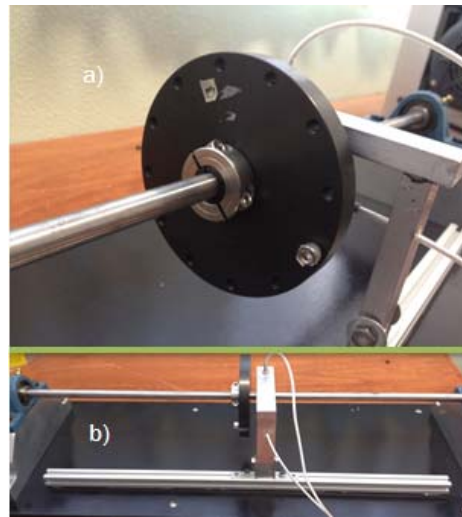


Figura 4.18: Colocación y ensamble de las piezas complementarias del prototipo. a) Ensamble del disco, flecha del prototipo y la base para sensor. b) Ensamble del riel y la base para sensores.

Y de esta forma, se terminó de ensamblar el sistema rotor-chumaceras. En la Fig. 4.19 se muestra una fotografía exhibiendo al prototipo armado.

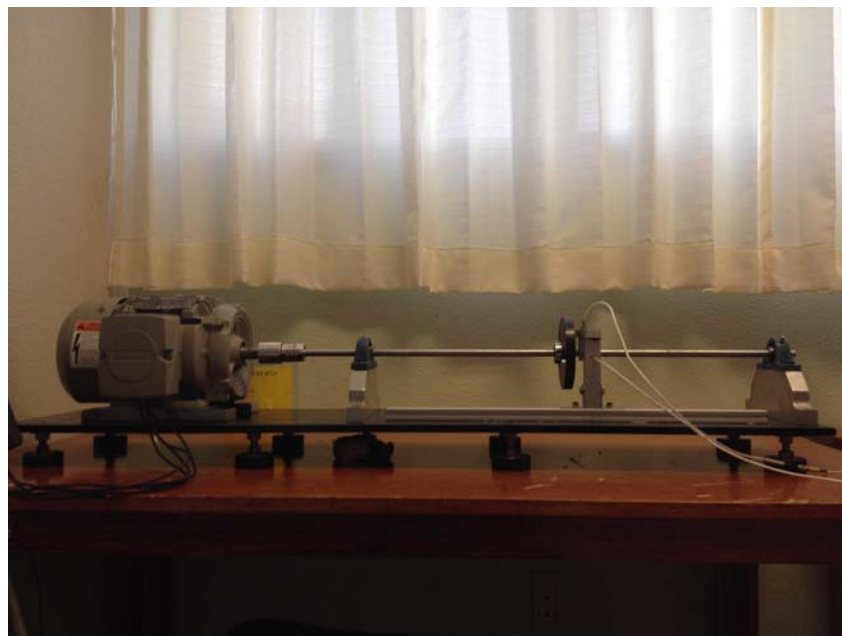


Figura 4.19: Prototipo finalizado.

4.3. Instrumentacion, acondicionamiento y adquisición de señales

4.3.1. Instrumentación

Para esta etapa, los sensores se encontraban colocados en sus respectivas posiciones sobre su base (eje X y eje Y). La distancia en la que se posicionaron respecto a la flecha fue de aproximadamente 1.8 [mm]. Para ello, fue necesario utilizar las hojas de datos, que consisten básicamente en gráficas de calibración en base a varias pruebas experimentales que el fabricante realizó para verificar el funcionamiento y linealidad para cada sensor en donde se dispone de los valores específicos de voltaje por milímetro [V/mm]. Para ello se conectó cada sensor a su respectiva entrada en el *driver* amplificador y las señales de salida se conectaron a un osciloscopio para observar el valor de las señales en volts [V] y así, con ayuda de la ganancia [V/mm], se referenció la posición de los sensores. En las Figs.4.20 y 4.21 se muestran los datos experimentales de calibración y la curva aproximada que éstos generan, además de la ganancia de cada sensor (para más detalle consultar los Apéndices C.1.1 y C.1.2).

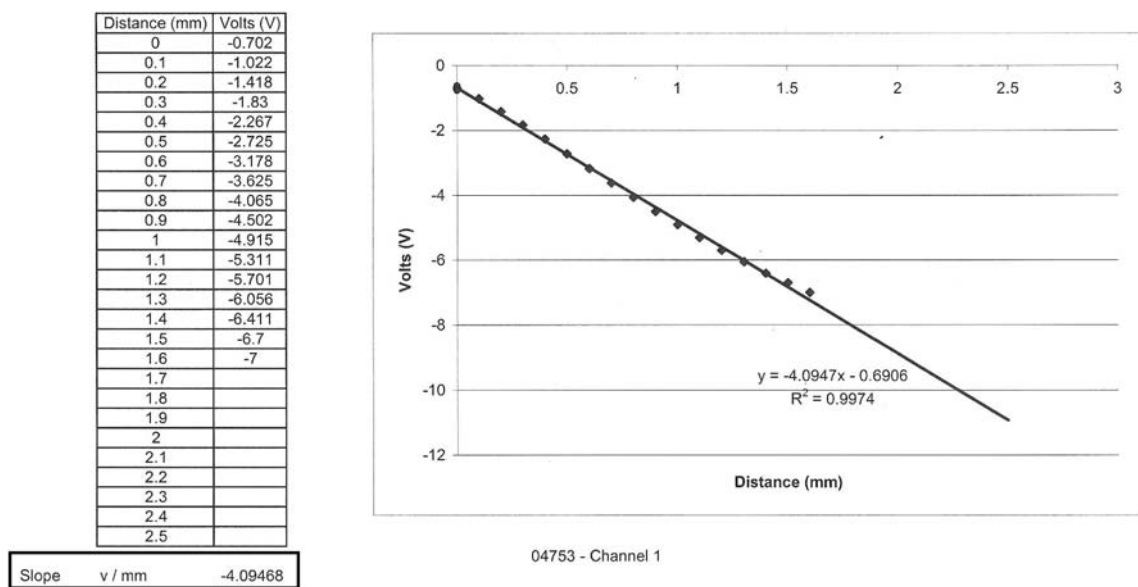


Figura 4.20: Gráfica de calibración para el sensor que se posiciona sobre el eje X.

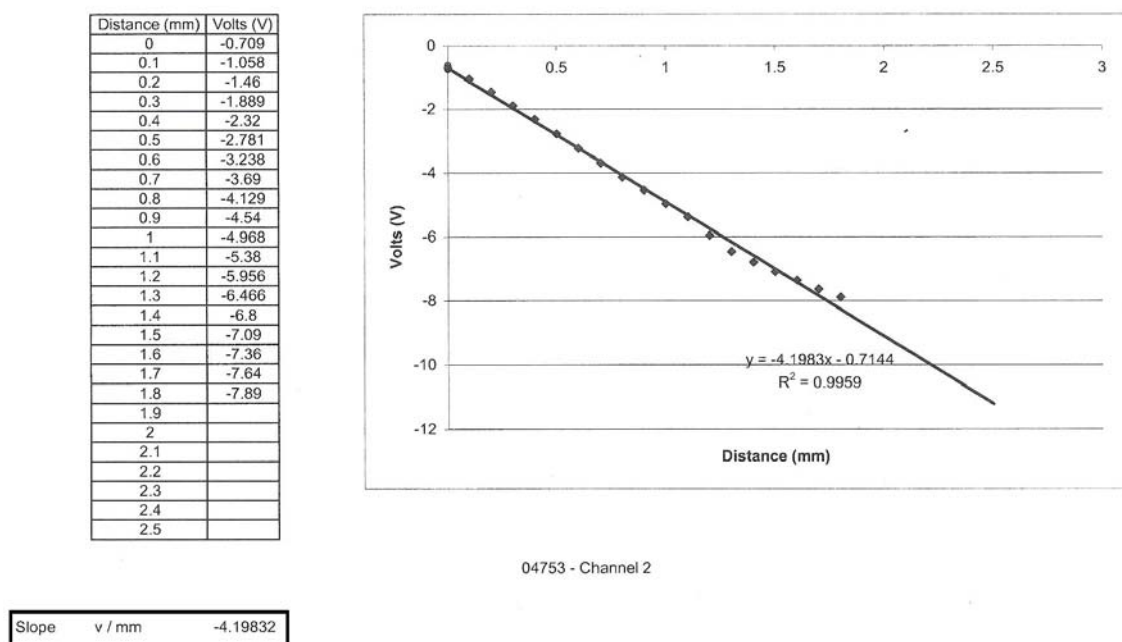


Figura 4.21: Gráfica de calibración para el sensor que se posiciona sobre el eje Y.

4.3.2. Acondicionamiento

Como se puede notar en las hojas de datos de los sensores, la ganancia de cada sensor es negativa. En base a esto, se optó por crear un circuito sumador inversor para otorgarle un offset a cada señal de los sensores, con la finalidad práctica de que ambas señales queden centradas en 0 V. Este circuito básico (véase Fig.4.22) se realizó en *ISIS Proteus* de *Labcenter Electronics*[®] y para la creación del circuito impreso se utilizó el *ARES Proteus*[®] de la misma empresa.

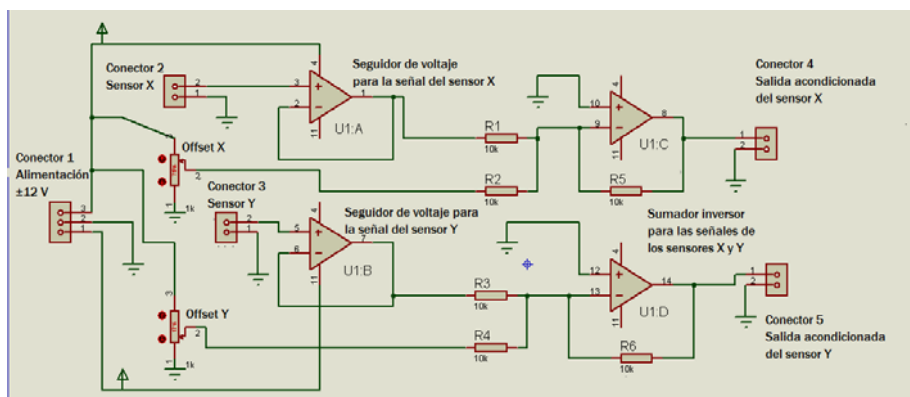


Figura 4.22: Circuito sumador inversor creado en Isis Proteus.

4.3. INSTRUMENTACION, ACONDICIONAMIENTO Y ADQUISICIÓN DE SEÑALES 55

Finalmente, se realizó el circuito físico y este se muestra en la Fig. 4.23. No se utilizó ningún circuito de filtrado debido a que la calidad de las señales que entrega el *driver* amplificador es muy buena.

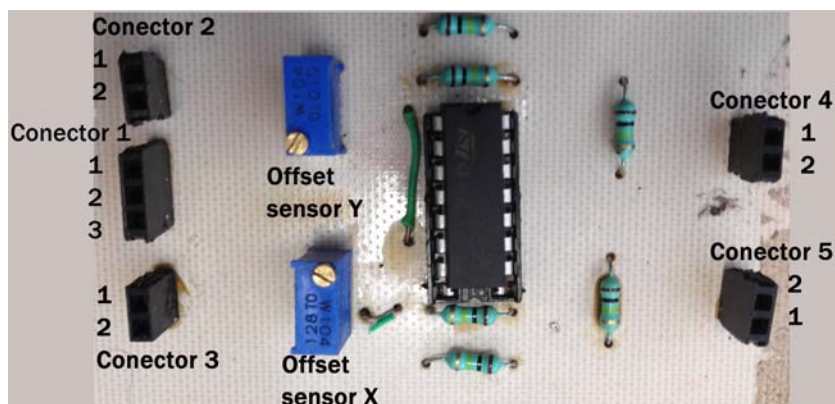


Figura 4.23: Circuito sumador inversor.

Se utilizó un par de divisores de voltaje en las entradas de cada sumador inversor, que brinda un voltaje inverso pero de la misma amplitud que las señales estáticas que otorgan los sensores con el fin de colocar estas señales centradas en 0 V. A la entrada del circuito se colocaron un par de circuitos seguidores de voltaje para garantizar que no exista una caída de voltaje en el circuito. Para lo anterior y para el circuito sumador inverso se utilizó un amplificador operacional *tl084*. En la Tabla 4.1 se coloca la lista de los conectores y sus señales de entrada o salida del circuito sumador inversor.

Etiqueta	Señal de entrada/salida
Conector 1.1	-12V
Conector 1.2	Tierra
Conector 1.3	+12V
Conector 2.1	Señal sensor X
Conector 2.2	Tierra sensor X
Conector 3.1	Señal sensor Y
Conector 3.2	Tierra sensor Y
Conector 4.1	Señal acondicionada sensor X
Conector 4.2	Tierra
Conector 5.1	Señal acondicionada sensor Y
Conector 5.2	Tierra

Cuadro 4.1: Lista de las conexiones del circuito de acondicionamiento de la señal

4.3.3. Software para la adquisición y procesamiento de datos y tarjeta de adquisición de datos

MATLAB[®] & *SIMULINK*[®] de *MathWorks*[®] es un entorno de computación y desarrollo de aplicaciones totalmente integrado, orientado para el desarrollo de proyectos con elevados cálculos matemáticos y la visualización gráfica de estos. Consta de diferentes *toolboxes* especializados, sin embargo para la simulación en tiempo real, la *toolbox Real-Time Windows Target*[®] es la herramienta que permite realizar toda clase de aplicaciones de control y simulaciones en tiempo real para plantas físicas.

El *Real-Time Windows Target* permite capturar y generar señales en tiempo real mediante diagramas de bloques generados con *Simulink*. Además, permite la visualización de estas señales, cambiando y controlando parámetros en tiempo real. Para hacerlo posible, es necesario configurar la placa de adquisición de datos para, posteriormente, obtener las señales de entrada y/o salida analógicas y digitales.

El hardware para adquisición de datos es una tarjeta de la empresa *National Instruments*[®] modelo NI-6024-E. Las características de la tarjeta se muestran en el Apéndice C.2. Para hacer funcionar la placa fue necesario tener los drivers e instalarlos en el PC. Para trabajar en el entorno de *Matlab*[®], la *Toolbox Real-Time Windows Target* es la encargada de detectar automáticamente el dispositivo de *hardware* para darle funcionalidad.

4.3.4. Adquisición de señales

Para el proceso de adquisición de datos, como ya se mencionó, se utilizó la tarjeta PCI-6024E de *National Instruments*[®] en conjunto con una PC con *Matlab*[®] & *Simulink*[®] como interfaz para mostrar los datos obtenidos. Además del *Toolbox* y del *Kernel* de *Real-Time Windows Target* como herramienta de control y simulación en tiempo real. La configuración de todo el *software* se muestra en los siguientes pasos numerados.

1. Lo que se hizo primero fue instalar el controlador correspondiente para que la PC reconociera la tarjeta colocada en el puerto PCI. Este *driver*, es el *Traditional NI-DAQ (Legacy) 7.4.4 - Windows XP/2000* de *National Instruments*[®] para dispositivos PCI. Fue determinante que el controlador se instalara antes de colocar la tarjeta en el puerto PCI, debido a que en el manual del fabricante se menciona que es necesario hacer esto para que la PC pueda reconocer la tarjeta sin ningún problema.
2. Lo siguiente fue la instalación de todo el *software* en la PC. Para ello, durante la instalación de *Matlab* se marcó la opción de instalación completa asegurando que todos los componentes se instalen correctamente. Una vez que *Matlab*[®] estuvo listo, se instaló manualmente el *Kernel Real-Time Windows Target*, ya que, aunque se hayan copiado todos los archivos durante la instalación, se tiene que instalar individualmente para garantizar su funcionamiento y detección por parte de *Matlab*[®].
3. Dentro de la ventana de comandos de *Matlab* se escribió el comando *rtwintgt -setup*, con lo cual se obtuvo la siguiente respuesta:

4.3. INSTRUMENTACION, ACONDICIONAMIENTO Y ADQUISICIÓN DE SEÑALES 57

```
>> rtwintgt -setup
```

You are going to install the Real-Time Windows Target

Kernel.

Do you want to proceed? [y]:

4. Para confirmar se tecleó la letra *y*, a lo cual el programa respondió con la confirmación de que se había logrado instalar el *kernel*.

The Real-Time Windows Target kernel has been

successfully installed.

5. Para corroborar la instalación correcta se tecleó el comando *rtwintgt -version* en la ventana de comandos de Matlab

```
>> rtwintgt -version
```

The installed version of the Real-Time Windows Target

kernel is 2.7.1

6. Posteriormente, se trabajó sobre *Matlab*[®] con el fin de que la plataforma reconociera la tarjeta de adquisición de datos. Lo primero que se realizó fue la instalación de la tarjeta y acceso al *kernel* de la *toolbox*, utilizando el comando *rtwho*, obteniendo el siguiente resultado:

```
>> rtwho
```

Real-Time Windows Target version 2.6.1 (c) The

MathWorks, Inc. 1994-2005

Running on Uniprocessor APIC computer.

MATLAB performance = 100.0 %

Kernel timeslice period = 1 ms

7. En la respuesta que produjo, Matlab reconoció el driver de la tarjeta de adquisición de datos. Posteriormente, para indicar manualmente el driver de la placa se tecleó el comando *rtload*, con lo cual apareció la ventana (véase Fig. 4.24) en la cual se selecciona el driver.

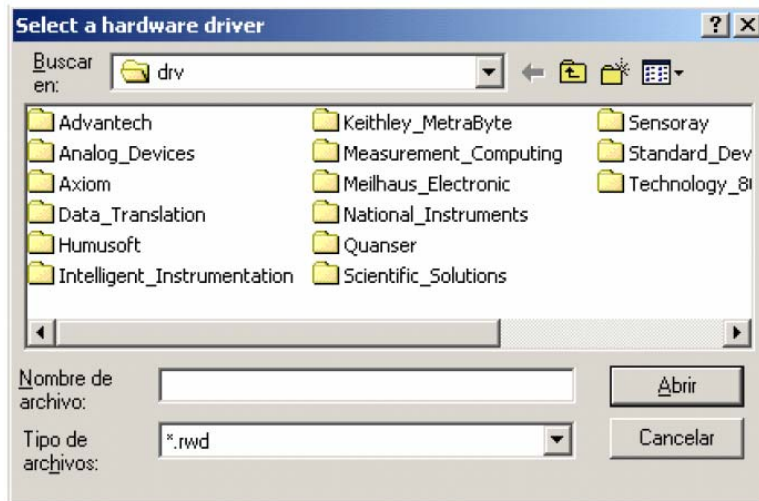


Figura 4.24: Pantalla de selección manual del *driver* de la tarjeta de adquisición de datos.

8. En la ventana se buscó la carpeta de *National Instruments* (NI) y se seleccionó el fichero correspondiente a la tarjeta *pci-6024e.rwd*. Para comprobar si ha reconocido el driver, se tecleó el comando *rtwho*. En la respuesta se puede ver claramente que fue correcta la elección ya que muestra la dirección que ocupa la tarjeta.

```
>> rtwho
```

```
Real-Time Windows Target version 2.6.1 (c) The  
MathWorks, Inc. 1994-2005
```

```
Running on Uniprocessor APIC computer.
```

```
MATLAB performance = 100.0 %
```

```
Kernel timeslice period = 1 ms
```

```
DRIVERS:                Name      Address
```

```
        National Instruments PCI-6024E    0x2
```

```
[0 0 0 0 0]
```

9. Una vez completado todo el proceso de reconocimiento de la tarjeta de adquisición de datos por parte de *Matlab*[®], se creó un archivo nuevo en *Simulink*[®] que serviría para hacer la interfaz del programa para la recolección y procesamiento de datos. En este archivo se colocaron dos bloques de la *toolbox RTWT* llamados *Analog Input*, uno para cada sensor. Los cuales se tuvieron que configurar para que trabajen con la tarjeta PCI-6024E (véase Fig.4.25). Dentro de los parámetros de configuración se eligió la tarjeta en cuestión y se especificó el canal de entrada¹ y en seguida se conectó un

¹Los canales que se pueden seleccionar dentro del bloque van del 1 al 16. Sin embargo, los canales físicos de la tarjeta van enumerados del 0 al 15.

par de bloques de ganancia específica para cada sensor, que servirían para convertir la señal de entrada dada en $[V]$ a $[mm]$. En seguida se conectó un par de bloques *Scope* para mostrar las gráficas con los datos obtenidos a través de la tarjeta de adquisición de datos. El diagrama final se muestra en la Fig. 4.26.

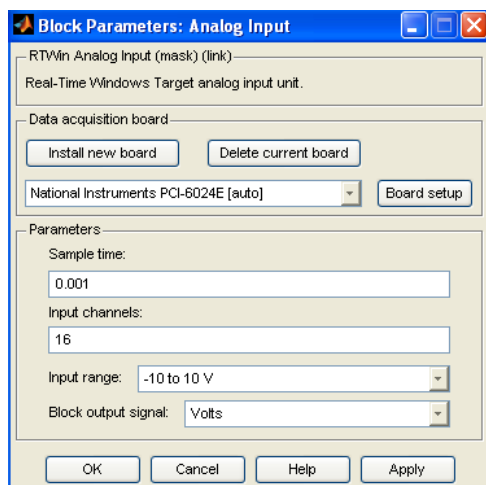


Figura 4.25: Configuración de los bloques de entrada analógica.

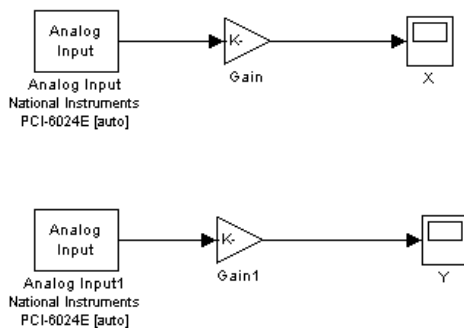


Figura 4.26: Diagrama de bloques para adquirir las señales de entrada provenientes de los sensores.

10. Para hacer la prueba de la adquisición de datos, después de haber construido el diagrama a bloques, se configuraron los parámetros de simulación y además la herramienta del *kernel* del *RTWT*. Los parámetros de simulación fueron los que se muestran en la Fig.4.27. Se eligió el algoritmo *Fixed-Step Discrete* ya que el *Real Time Workshop*² lo utiliza para generar el código de la simulación.

²El *Real-Time Workshop* genera y ejecuta código C y C++ desde los diagramas de *Simulink* y funciones de *Matlab*. Éste código generado se utiliza para aplicaciones en tiempo real y en tiempo no-real.

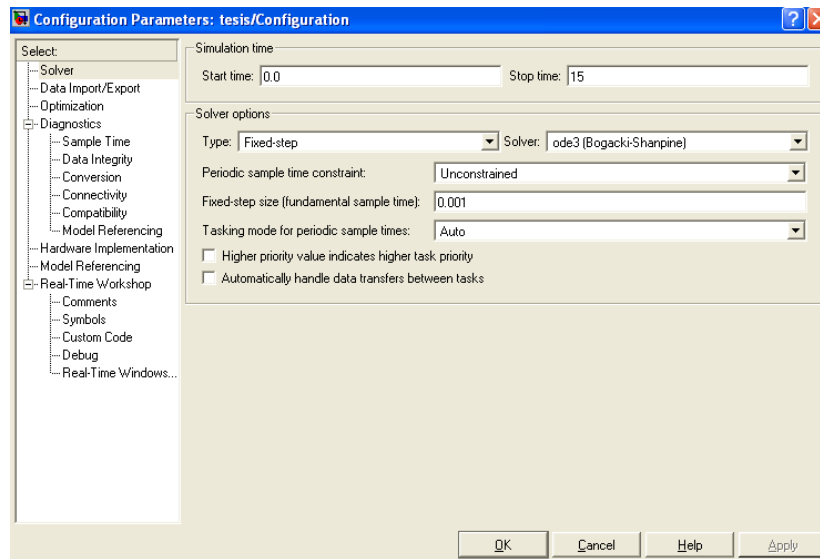
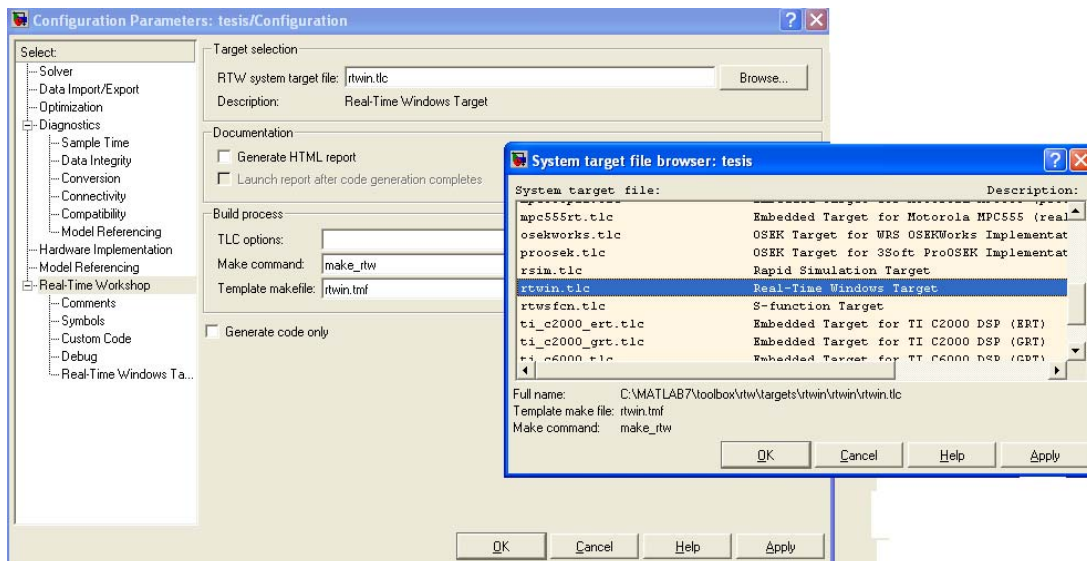


Figura 4.27: Parámetros de simulación.

11. Para la correcta configuración del *kernel* de *RTWT* se eligió en *System Target File*³ la opción *rtwin.tlc*, que permite trabajar con el *RTWT*. Automáticamente los campos de *Make command* y *Template makefile* se actualizaron. Véase Fig. 4.28.

Figura 4.28: Selección del *System Target File*.

12. Una vez configurado todos los parámetros de simulación, se utilizó la herramienta *Build*

³El System Target File determina la estructura de la generación del código.

4.3. INSTRUMENTACION, ACONDICIONAMIENTO Y ADQUISICIÓN DE SEÑALES61

Model, que se encuentra en el menú *Tools* → *Real-Time Workshop* → *Build Model* para invocar al compilador de *Matlab*[®] y las herramientas necesarias para trabajar con el *kernel* del *RTWT* y, de esta forma con la aplicación en tiempo real.

13. Finalmente, para comenzar la adquisición de datos desde la tarjeta, se utilizó la herramienta *External Mode Control Panel* (Fig. 4.29) que permite, entre otras cosas, la conexión/desconexión del programa con el hardware de adquisición de datos; iniciar/detener la adquisición de datos también es otra de sus funciones.

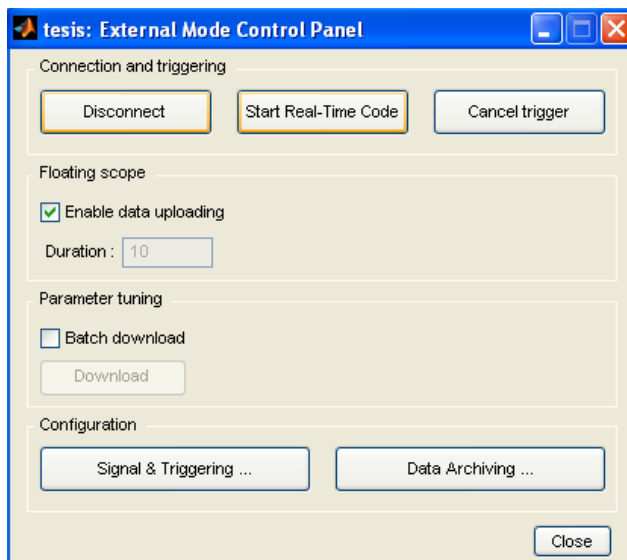


Figura 4.29: *External Mode Control Panel*.

14. Para iniciar la adquisición de datos en tiempo real se seleccionó la opción *Connect* y en seguida se seleccionó *Start Real Time Code* dentro del *External Mode Control Panel*. La prueba consistió en conectar una fuente de voltaje modelo *GPC-3030D* entregando una señal constante de 2.5 [V] en cada entrada analógica de la tarjeta para comprobar que la etapa de adquisición estuviera correcta. Para cada prueba ya no fue necesario reconfigurar los parámetros de simulación, sino, únicamente se cambió el canal de entrada de la tarjeta en el bloque de *Analog Input* y se reconstruyó el modelo con la herramienta *Build Model*.
15. Para probar las salidas analógicas del sistema fue necesario incluir dos pares más de bloques llamados *Analog Output* y un bloque de constante (véase la Fig. 4.30) que servirían para generar un voltaje de salida en los pines 22 y 21 de la placa con una magnitud igual a la que se indicó en el bloque de constante. Se colocaron dos valores de 2.25 y 1 en los bloques de constante. En la placa de pines se colocó un multímetro para medir el voltaje de salida de la tarjeta. El procedimiento para iniciar la prueba consistió en configurar los bloques *Analog Output* eligiendo nuevamente a la tarjeta *PCI-6024E* como herramienta de *hardware* y reconstruir el modelo nuevamente.

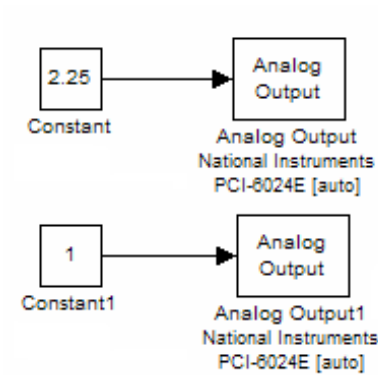


Figura 4.30: Diagrama de bloques para probar las salidas analógicas de la tarjeta de adquisición de datos.

A partir de la finalización de esta etapa, la adquisición de datos estaba lista para las pruebas experimentales. En la Fig. 4.31 se muestran las debidas conexiones entre los sensores, el *driver* de amplificación, el circuito de acondicionamiento de la señal, la tarjeta de adquisición de datos y la PC.

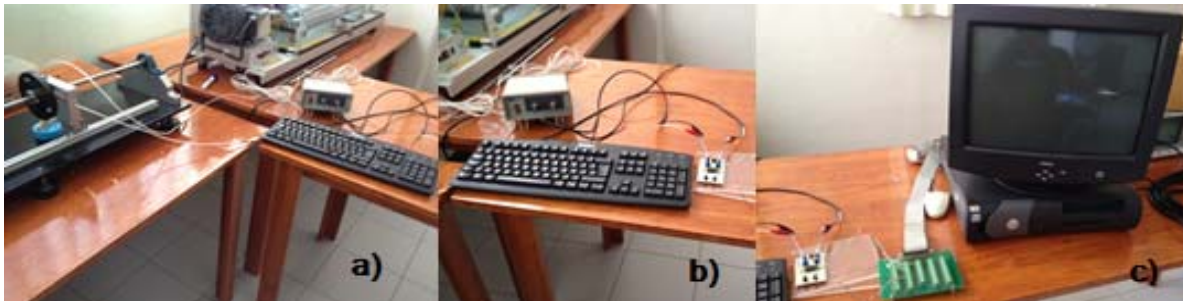


Figura 4.31: *Hardware* para la adquisición de las señales. a) Unión sensores con su *driver*. b) Unión del *driver* con la etapa de acondicionamiento de la señal. c) Unión del circuito de acondicionamiento con la placa de adquisición de datos y la PC.

Capítulo 5

Pruebas experimentales

En este capítulo se menciona el desarrollo del método de balanceo previo a las pruebas experimentales que se realizaron. Posteriormente, se explican a detalle en qué consistieron las pruebas experimentales sobre el sistema rotor-chumaceras recién construido e instrumentado, las cuales consistieron en dos tipos:

- El primer tipo de pruebas que se hicieron fueron a velocidades constantes (en las 300, 600, 900 y 1200 rpm).
- El segundo tipo de pruebas se llevó a cabo con distintas rampas de velocidad que iban desde las 0 hasta las 2400 rpm (alcanzando y superando la velocidad crítica del sistema).

Los canales de la tarjeta de adquisición de datos utilizados para la etapa de pruebas experimentales y a las cuales se conectaban las señales acondicionadas del sensor X y sensor Y fueron los canales de entrada analógicos 15 y 14 respectivamente. El canal 15 se encuentra representado por el par de pines 23 y 24, el primero para la señal de entrada y el segundo para la tierra de la señal. El canal 14, en la placa, es el par de pines 58 (señal de entrada) y 59 (tierra).

Además, es importante mencionar que el tipo de gráficas utilizadas en este capítulo fueron consideradas importantes para exhibir el comportamiento del sistema rotor-chumaceras debido a que en [43] se resalta su importancia ya que la presencia de estas gráficas es efectiva para un análisis básico del comportamiento rotodinámico del sistema.

5.1. Balanceo del rotor

Para hacer las pruebas de balanceo, se desmontaron previamente la base para sensores y los sensores. Ya que por cuestiones de seguridad y al no conocer el comportamiento dinámico del sistema, ni la magnitud de la vibración durante la resonancia, la mejor opción para evitar un posible daño a los sensores fue quitarlos momentáneamente.

Una vez desmontados los sensores, con ayuda del variador de frecuencia se puso en marcha el motor con una rampa de velocidad que fue de las 0 rpm hasta las 2000 rpm en 10 segundos.

El comportamiento del sistema durante la frecuencia natural fue muy descontrolado, es decir, la amplitud de las vibraciones durante la resonancia fue relativamente grande.

Este resultado, al no ser cuantificado debido a que no se colocaron los sensores, fue una vibración de amplitud considerable. Por lo tanto, se determinó que debía reducirse esa amplitud para evitar que los sensores, que al estar posicionados cerca de la flecha, pudieran recibir algún daño permanente y quedar inoperantes. El método que se eligió es el *método de las cuatro corridas sin fase* ("*Four-Run method without phase*" [37]). Se estableció este método debido a la simpleza de sus pasos, a la rápida convergencia de la solución y a que solo se necesita de un sensor que mida la amplitud de las vibraciones, en vez de dos sensores (para amplitud y fase) en comparación con el método de *Single-Phase Balancing* descrito en la misma bibliografía. Este otro sensor tendría que colocarse en otra posición cerca de la flecha del motor, y no se tenían los medios para hacerlo inmediatamente.

El primer paso del procedimiento indica que se debe elegir una velocidad cercana a la velocidad crítica, con lo cual se eligió la velocidad de 1400 rpm para que en ella se hicieran las cuatro corridas correspondientes al método. Se utilizó un tornillo de cabeza plana tipo Allen con una masa de 2.3 g como peso de prueba y el *software CAD SolidWorks*[®] para dibujar los círculos correspondientes a las pruebas, como lo menciona el método. Para ello, solo se montó el sensor en la dirección de X de la flecha, a una distancia aproximada de 1.5 [mm] respecto de la misma.

La primera prueba fue sin utilizar la masa de referencia, arrojó que la amplitud de la vibración a esa velocidad de aproximadamente 2.4 Vpp. En el software correspondiente se dibujo el primer círculo (denotado como O) con diámetro de 2.4 unidades arbitrarias [u.a.] (véase Fig. 5.1).

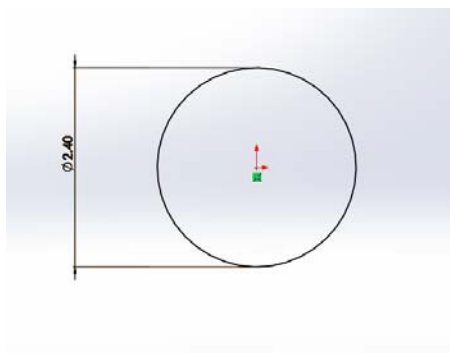


Figura 5.1: Circunferencia resultante de la primera prueba.

Siguiendo con el procedimiento se hicieron 3 pruebas más, con la característica de que la masa de prueba se colocaría en tres posiciones distintas sobre la circunferencia del disco con un ángulo de separación de 120° entre ellas. Esta, la segunda prueba de las cuatro correspondientes, se realizó marcando un punto de referencia sobre el disco que representaría los primeros 0° . En este punto se colocó el tornillo y se realizó la respectiva corrida. En el osciloscopio se observó una amplitud de 3.2 Vpp. Por consiguiente, se dibujó el segundo círculo con diámetro de 3.2 u.a. centrado en el punto que representa los 0° , (véase Fig. 5.2).

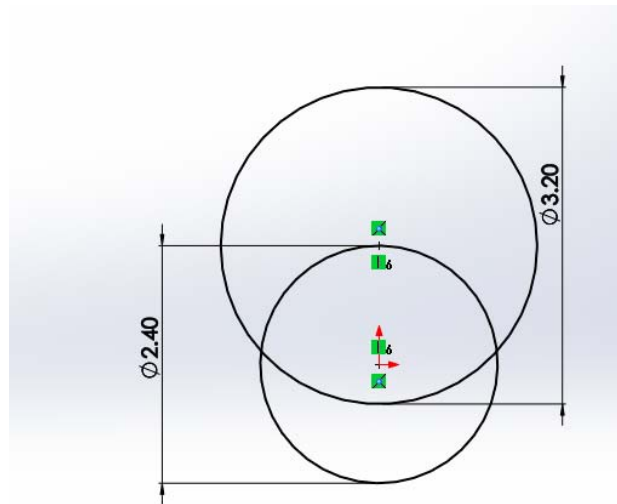


Figura 5.2: Circunferencia resultante de la segunda prueba centrada a 0° .

Para la tercera prueba, se recorrió 120° en sentido horario la masa. En el osciloscopio se notó una reducción considerable de la vibración, ya que se registró una amplitud de 1.4 Vpp. En seguida se realizó su respectivo círculo, cuyo centro se encuentra sobre la circunferencia del primer círculo a 120° (véase Fig. 5.3).

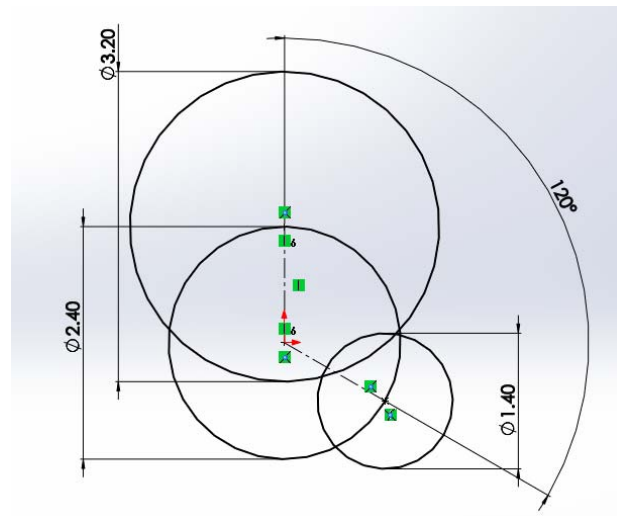


Figura 5.3: Circunferencia resultante de la segunda prueba centrada a 120° .

Para la cuarta y última prueba, se recorrió otros 120° al tornillo, posicionándolo a 240° de la referencia (véase Fig. 5.4). En esta ocasión la amplitud fue de 3.0 Vpp.

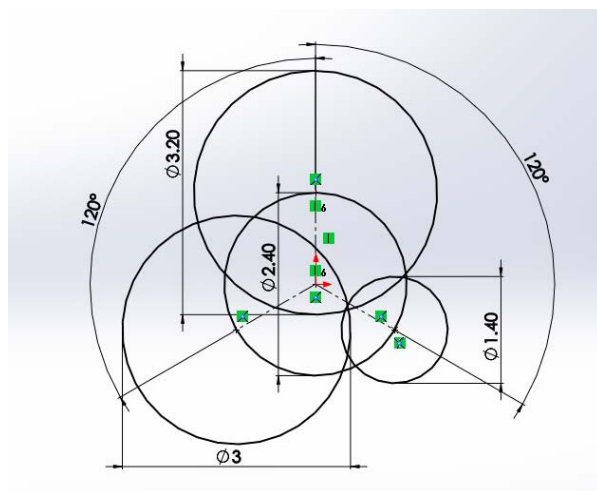


Figura 5.4: Circunferencia resultante de la segunda prueba centrada a 240° .

Una vez realizado el último círculo, se buscó la intersección de los tres círculos. Sin embargo, como se puede notar en la Fig.5.5 no existe dicha intersección. Por lo que se buscó el punto medio entre las diferentes intersecciones de los círculos. Con ayuda del mismo *software*, este punto medio quedó localizado a una distancia de 0.526 u.a con un ángulo de 128.05° (véase Fig. 5.5). Este punto sirvió para localizar la posición de la masa de corrección.

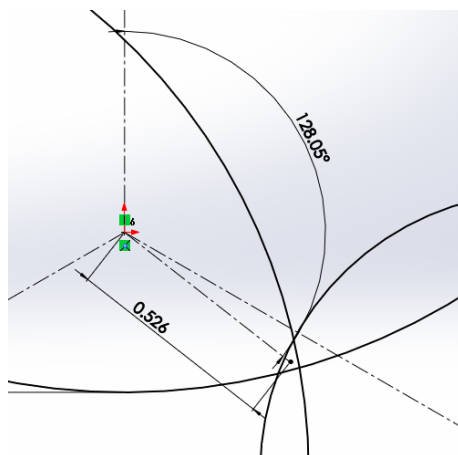


Figura 5.5: Localización del punto de referencia para determinar la posición y tamaño de la masa de corrección.

Lo siguiente fue encontrar el valor de la masa de corrección, la cual esta dada por la Ec. (5.1).

$$M_c = \frac{D_0}{D_f} M_p \quad (5.1)$$

En donde D_0 es el diámetro del primer círculo, cuyo valor fue de 3.2, D_f es la distancia del centro del primer círculo al punto que ayudará a localizar la posición la masa de corrección, su valor fue de 0.526. M_p es el valor de la masa de prueba (2.3 [g]), con lo cual se obtuvo una masa de corrección M_c de 14 [g] posicionado a 128° de la referencia. Sin embargo, como las posiciones en las cuales se puede colocar la masa están separadas cada 30° , no fue posible colocar la masa con ese ángulo. Se optó por posicionarla a 120° de la referencia. Con esto, y haciendo la prueba a las 1400 [rpm], se notó una disminución de hasta del 62.5% de la amplitud original, ya que se obtuvo una nueva amplitud de 1.2 Vpp.

Para corroborar si el valor del desbalance residual de la máquina se encuentra dentro del rango máximo permitido por la norma ISO 1940-1 [41] se utilizó nuevamente la Fig. 3.4 en donde viene la tabla de valores de desbalance residual permitidos. Sabiendo que el grado de calidad de desbalance es G2.5, con un peso del disco de 1.5 [kg] y a una velocidad de operación ω de 1200 [rpm] se encontró un desbalance residual máximo de aproximadamente 15 [$g \cdot mm/kg$], el cual correspondió a un valor de excentricidad de 15 [μm]. Con este valor de excentricidad, se encontró el valor de la amplitud de \mathbf{R} con la ecuación 2.21 el cual resultó de 26.085 [μm].

Por otro lado, el valor de la amplitud de la vibración a 1200 [rpm] se determinó de la gráfica (Fig. 5.6). El valor máximo de amplitud fue 0.116 [mm] y el valor mínimo fue -0.138 [mm], de aquí se tomó el valor de 0.127 [mm] como valor pico de la señal (que se determinó restandole al valor máximo el valor mínimo y dividiendo entre dos el resultado). Este valor de 127 [μm] se comparó con el valor 26.085 [μm], resultando ser mucho mayor que el máximo valor permitido por la norma ISO 1940-1. Esto indicó que es necesario un proceso de balanceo más fino para asegurar que la amplitud de la vibración sea menor que la permitida por la norma. Sin embargo, al no contar con la instrumentación necesaria para dicho trabajo, se optó por colocar ésto en los trabajos a futuro de la tesis.

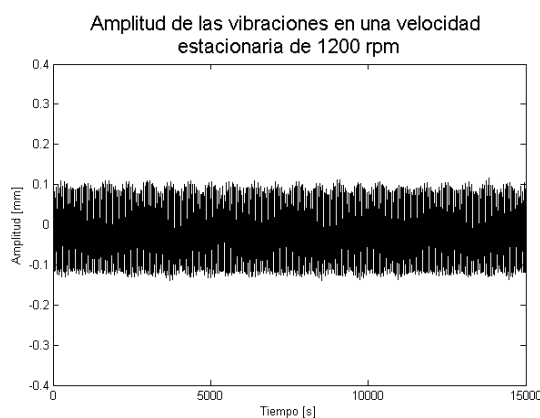


Figura 5.6: Prueba a velocidad de 1200 rpm.

5.2. Pruebas a velocidad constante

Después de la etapa de balanceo, y ya con la amplitud de la vibración reducida, se montó el segundo sensor referente a la dirección Y a una distancia de aproximadamente 1.5 [mm].

Las pruebas a velocidad constante consistieron en capturar las amplitudes de las vibraciones en [mm] sobre los ejes X y Y durante un lapso de tiempo de 15 segundos. Se utilizaron cuatro velocidades de operación constantes para las pruebas. Los tipos de gráficas mostradas en esta sección son de dos tipos, las gráficas en el dominio del tiempo y las *órbitas*. El primer tipo es una representación gráfica fundamental de los datos dinámicos de la maquinaria. Este muestra el cambio de un parámetro individual (a menudo desplazamiento, velocidad o aceleración) sobre un periodo de tiempo corto desde la perspectiva de un sensor. El segundo tipo de gráficas que se utiliza es la órbita, la cual representa el patrón de la línea centro de la flecha relativo a un par de sensores colocados ortogonalmente. El código que se utilizó para mostrar ambos tipos de gráficas se muestra en el Apéndice E.1.

Ahora bien, el primer conjunto de gráficas obtenidas experimentalmente fueron de datos recopilados en una velocidad de operación constante de 300 [rpm] y los resultados en el dominio del tiempo se muestran en las Figs.5.7. Se incluye, además, la órbita de la flecha en la Fig. 5.8..

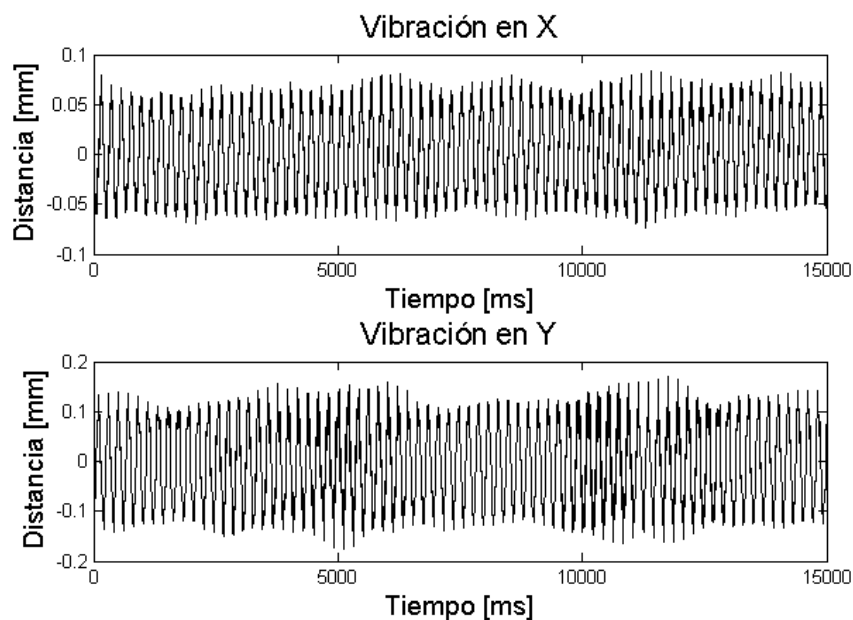


Figura 5.7: Comportamiento del sistema a 300 rpm. a) Sensor X. b) Sensor Y.

En la Fig. 5.7 se nota que la amplitud de las vibraciones son relativamente pequeñas, sin embargo la amplitud de la vibración sobre el eje X de la flecha es menor que la presente en el eje Y. Esto se puede apreciar aún mejor en la órbita del centro de la flecha mostrada en la

Fig. 5.8 ya que el patrón que dibuja la línea centro de la flecha es un óvalo extendido hacia el eje Y, es decir, la longitud mayor se presenta sobre este eje.

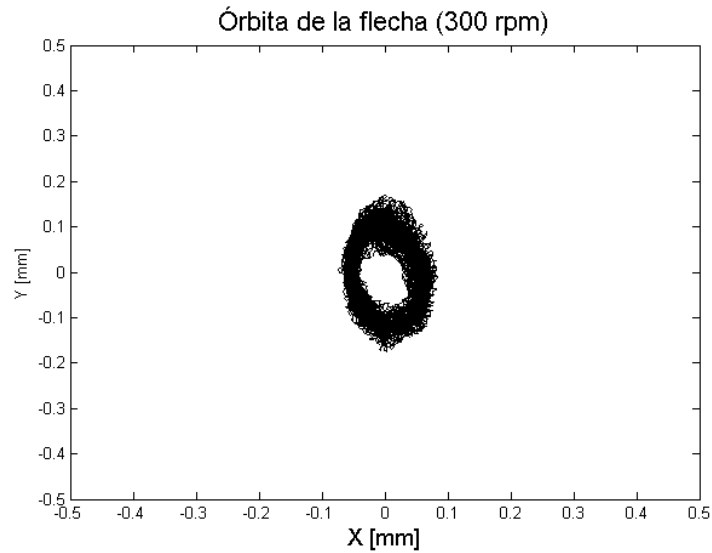


Figura 5.8: Órbita del centro de la flecha a una velocidad de 300 rpm.

El siguiente conjunto de gráficas fueron obtenidas en las 600 [rpm]. La Fig. 5.9 muestra el comportamiento en el dominio del tiempo y la Fig. 5.10 la órbita.

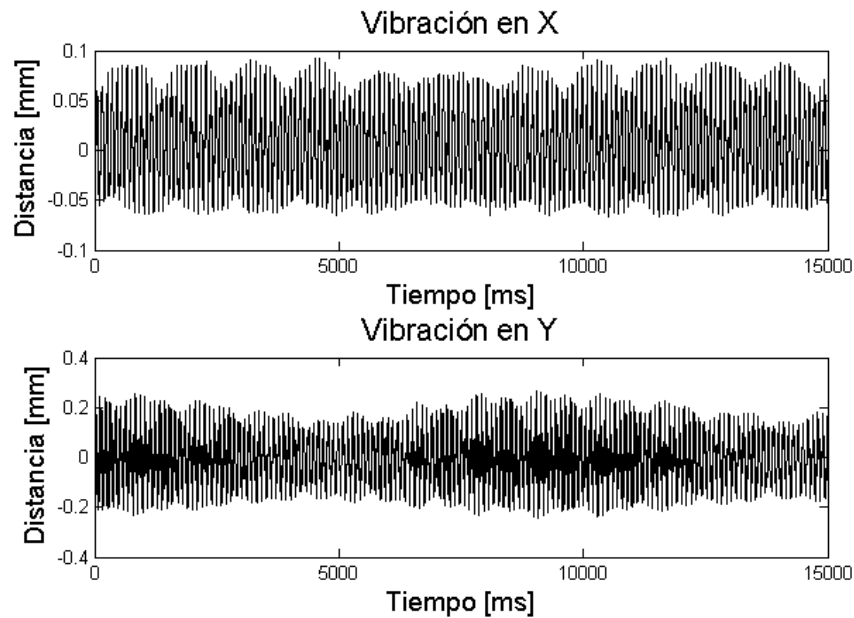


Figura 5.9: Comportamiento del sistema a 600 rpm. a) Sensor X. b) Sensor Y.

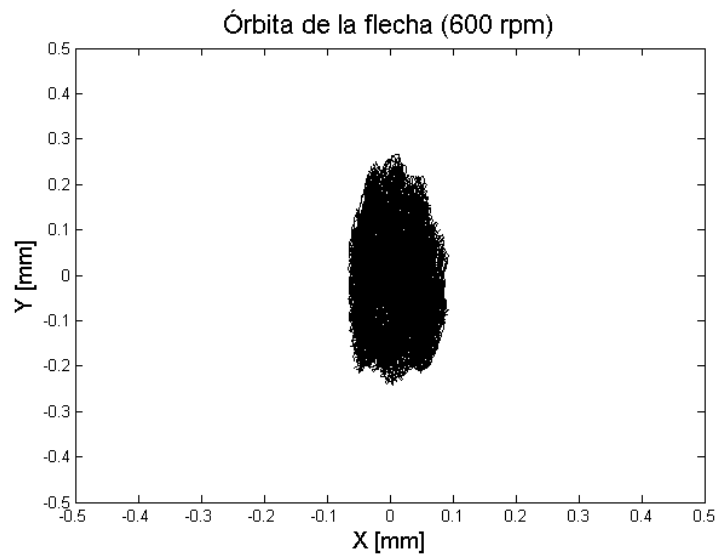


Figura 5.10: Órbita del centro de la flecha a una velocidad de 600 rpm.

En este conjunto de gráficas es notoria la diferencia con respecto a las gráficas mostradas para la velocidad de 300 $[rpm]$. La amplitud de las vibraciones sobre el eje Y son mucho mayores que las presentes en el eje X. Además, el comportamiento de la órbita (Fig. 5.10) muestra que el patrón circular ha desaparecido. Para detallar el comportamiento de la de la flecha, se graficó la órbita durante un solo ciclo de revolución, la Fig. 5.11 es la gráfica resultante. Esta figura muestra el patrón del centro de la flecha por ciclo de revolución, y el símbolo “+” indica el inicio de la órbita.

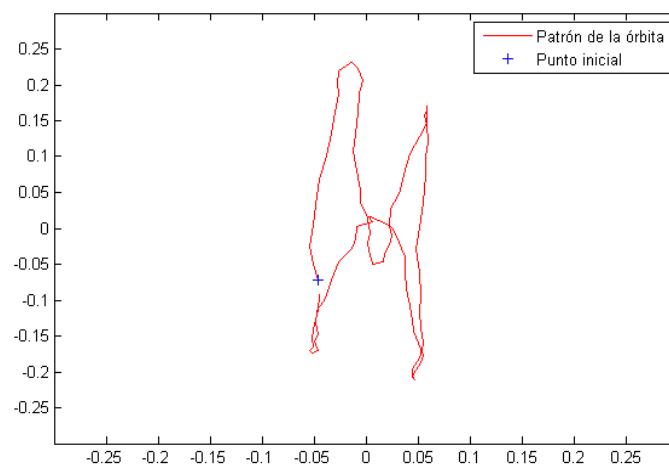


Figura 5.11: Patrón de la órbita durante un ciclo de revolución de la flecha.

Este patrón rota en sentido anti horario por cada revolución, por lo cual, a la hora de observar con detalle la Fig.5.10 no se identifica un solo patrón, contrario al caso de la órbita descrita por la flecha en las 300 [rpm] (Fig. 5.8).

Las gráficas de las pruebas experimentales para 900 [rpm] se muestran la Fig. 5.12 así mismo, la órbita se muestra en las Fig. 5.13.

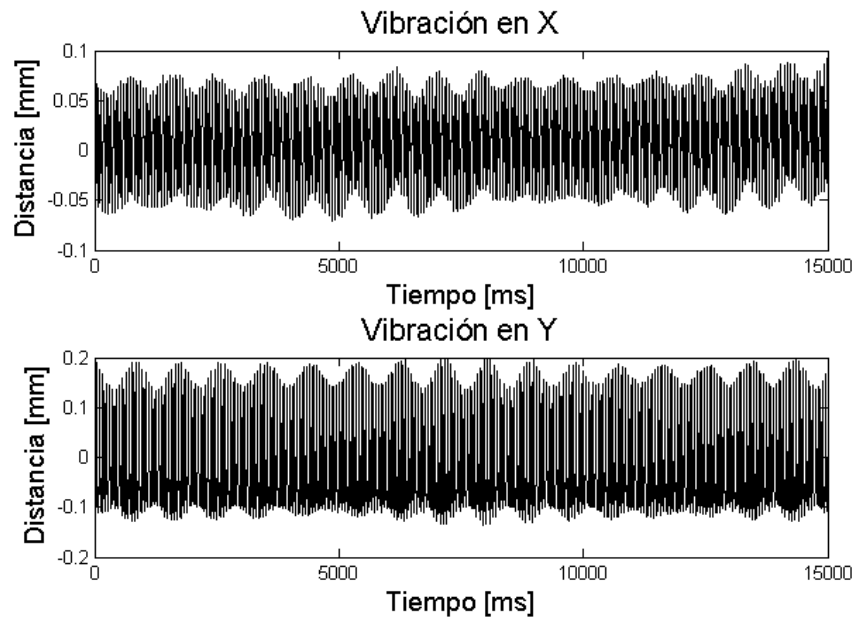


Figura 5.12: Comportamiento del sistema a 900 rpm. a) Sensor X. b) Sensor Y.

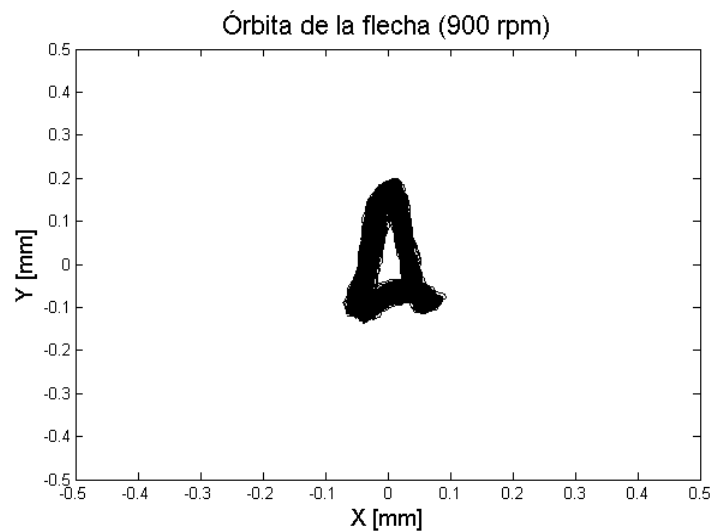


Figura 5.13: Órbita del centro de la flecha a una velocidad de 900 rpm.

El patrón de órbita de la flecha durante la velocidad constante de 900 [rpm] se nota, nuevamente, distinto a las anteriores. Esta vez el patrón presenta dos picos positivos en la dirección de Y (números 1 y 2 en color negro) y uno pico positivo en la dirección de X (número 1 en color mas claro).

Las Fig. 5.14 respectivamente, muestran las gráficas resultantes de la prueba a velocidad constante de 1200 [rpm] en el dominio del tiempo. y la Fig. 5.15 la órbita.

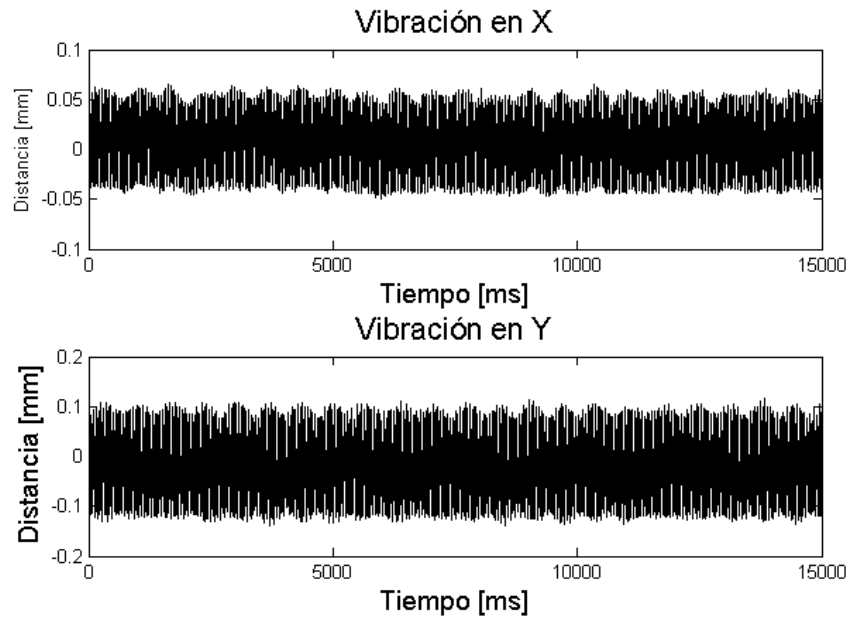


Figura 5.14: Comportamiento del sistema a 1200 rpm. a) Sensor X. b) Sensor Y.

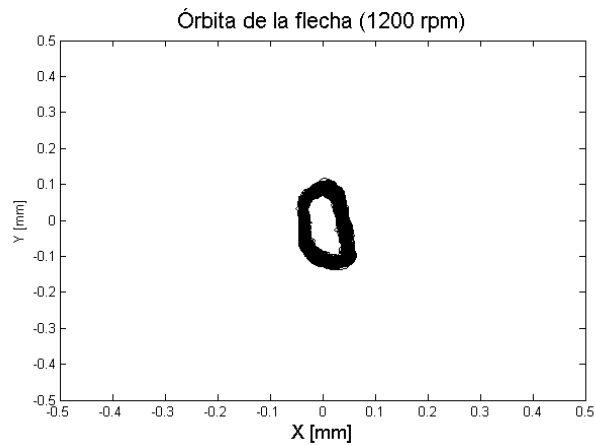


Figura 5.15: Órbita del centro de la flecha a una velocidad de 1200 rpm.

Para cuando se aumentó la velocidad a 1200 [rpm], las gráficas en el dominio del tiempo (Fig 5.14) vuelven a mostrar un comportamiento normal, por lo tanto, como se nota en la órbita del centro de la flecha (Fig. 5.15) esta volvió a tomar la forma de una elipse, en donde el mayor diámetro se presenta en la dirección de Y.

5.3. Pruebas a velocidad variable

Se realizaron pruebas experimentales con rampas de aceleración constante con diferente tiempos de duración (5, 10 y 15 segundos). Este tipo de experimentos se hizo para observar el comportamiento rotodinámico, tanto en el dominio del tiempo como en el dominio frecuencial, del prototipo cuando alcance y supere la frecuencia natural del sistema ya sea de manera rápida o lenta (esto depende del tiempo de aceleración que se predisponga en el variador de frecuencia). Como referencia, obsérvese la Fig. 5.16.

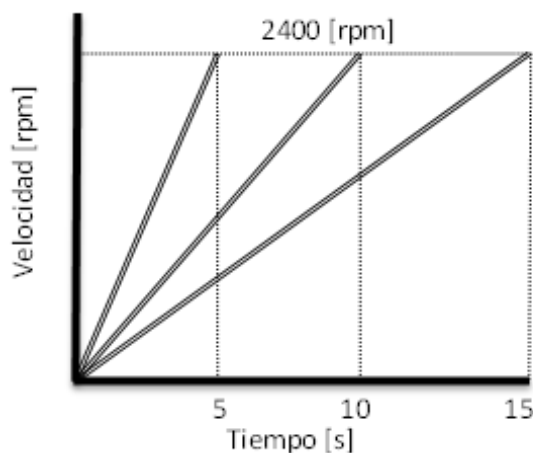


Figura 5.16: Rampas de aceleración con distintos tiempos de duración.

Para poder encontrar el espectro frecuencial de las señales en el dominio del tiempo se utilizó el algoritmo de la transformada rápida de Fourier (FFT, por sus siglas en inglés). Éste se muestra en el Apéndice E.2 y se utilizó dentro de Matlab[®].

5.3.1. Conjunto de gráficas experimentales del comportamiento rotodinámico para la rampa de 5 segundos.

Como se mencionó anteriormente, las pruebas con velocidad variable consistieron en utilizar un solo tipo de rampa de aceleración que hacía rotar a la flecha desde las 0 hasta las 2400 [rpm], la diferencia entre todas las pruebas fue el tiempo de duración que permitía al motor alcanzar esa velocidad deseada. La primera prueba utiliza una rampa de aceleración que dura 5 segundos. Las gráficas en el dominio del tiempo resultantes se muestran en la Fig.5.17.

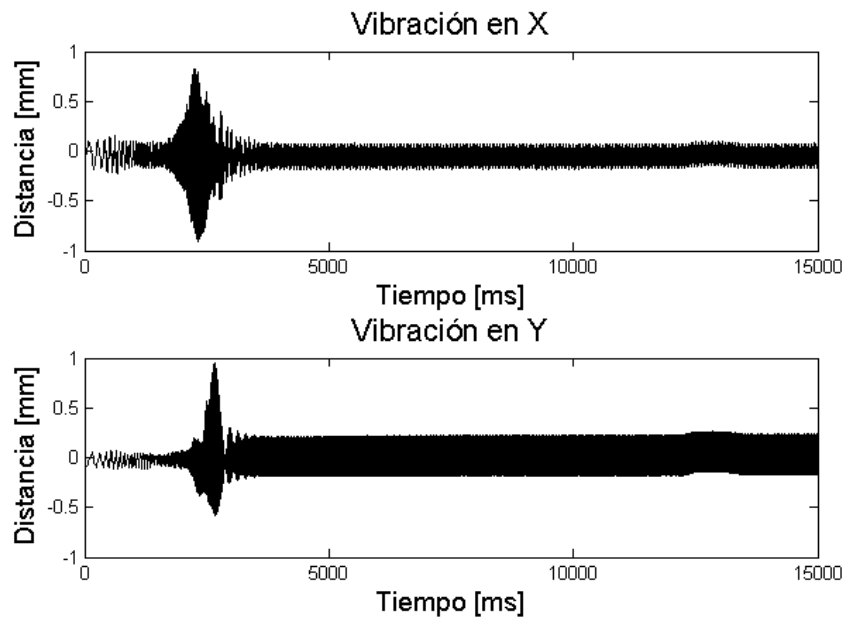


Figura 5.17: Comportamiento dinámico de la flecha con una rampa de aceleración de 5 segundos. a) Sensor X. b) Sensor Y.

Una vez que se graficaron los datos experimentales en el dominio del tiempo, se realizó el *plot* de la órbita del centro de la flecha durante el periodo de operación experimental. En la Fig. 5.18

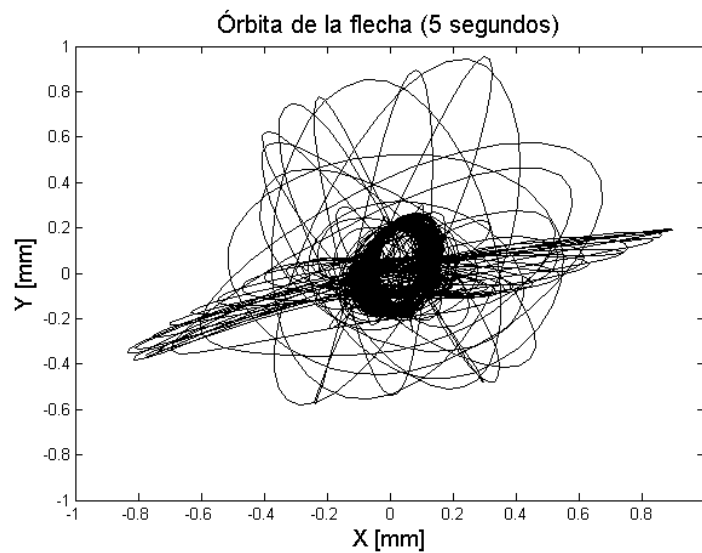


Figura 5.18: Comportamiento de la órbita del centro de la flecha durante la rampa de aceleración de 5 segundos.

Posteriormente, se realizaron los espectros en amplitud de los datos experimentales. Estos espectros en amplitud para los datos en los ejes X y Y se muestran en la Fig. 5.19.

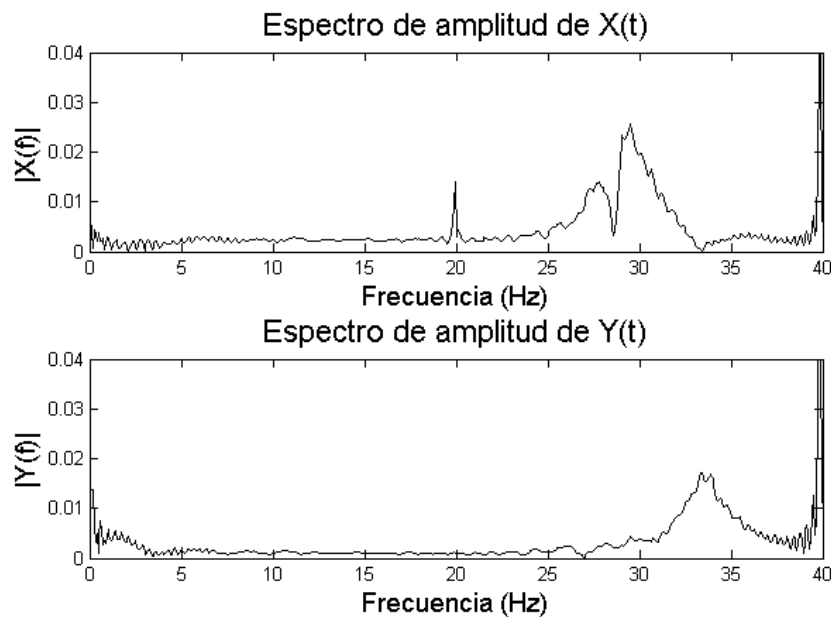


Figura 5.19: Espectros en amplitud de los datos recopilados. a) Eje X. b) Eje Y.

En las gráficas en dominio del tiempo (Fig. 5.17) se nota una desfase en el tiempo entre la vibración que registra el sensor colocado en el eje X y el sensor del eje Y. Esta diferencia también es notoria en los espectros de amplitud (Fig. 5.19 en donde la frecuencia en la cual entra en resonancia el sistema en la dirección de X se presenta en los 30 $[Hz]$ y en los 33 $[Hz]$ en la dirección de Y.

El conjunto de patrones de la órbita mostrados en la Fig. 5.18 corresponden a todas las órbitas que se forman durante los 5 segundos de aceleración constante. Este conjunto de órbitas van cambiando conforme la velocidad de operación del eje se va incrementando. En la Fig. 5.20 se muestra claramente este cambio. Durante la resonancia que capta el sensor posicionado en el eje de las X (Segundo 3), el patrón de la órbita tiende a alargarse sobre ese eje, después la órbita intenta retomar la forma circular, hasta que después de pasar la resonancia logra formar este tipo de órbita.

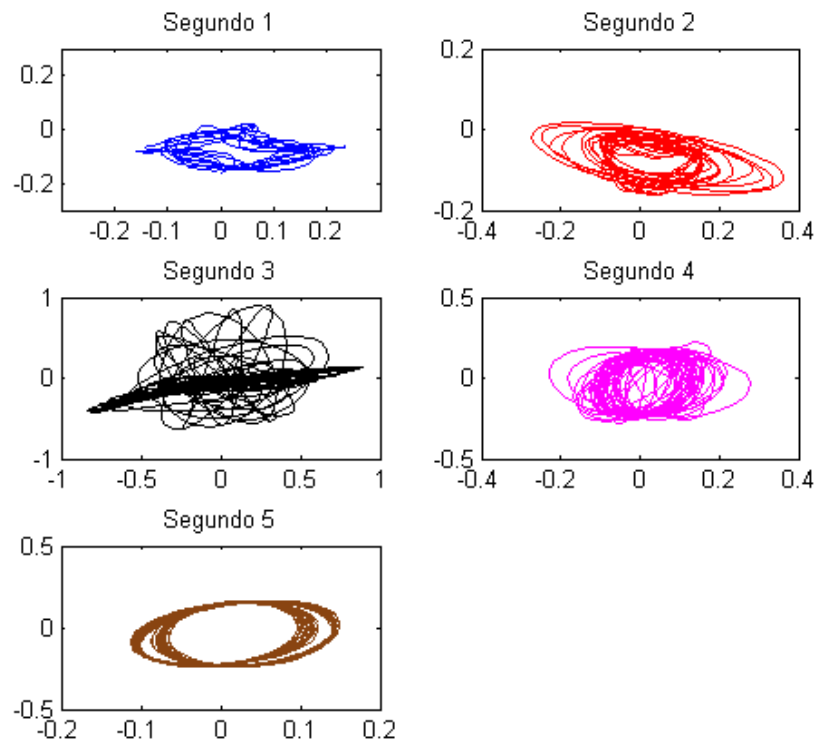


Figura 5.20: Cambios en el patrón de órbita durante los 5 segundos de aceleración.

5.3.2. Conjunto de gráficas experimentales del comportamiento rotodinámico para la rampa de 10 segundos.

En esta nueva prueba experimental la rampa de aceleración fue de 10 segundos. Las gráficas en el dominio del tiempo se muestran en la Fig. 5.21.

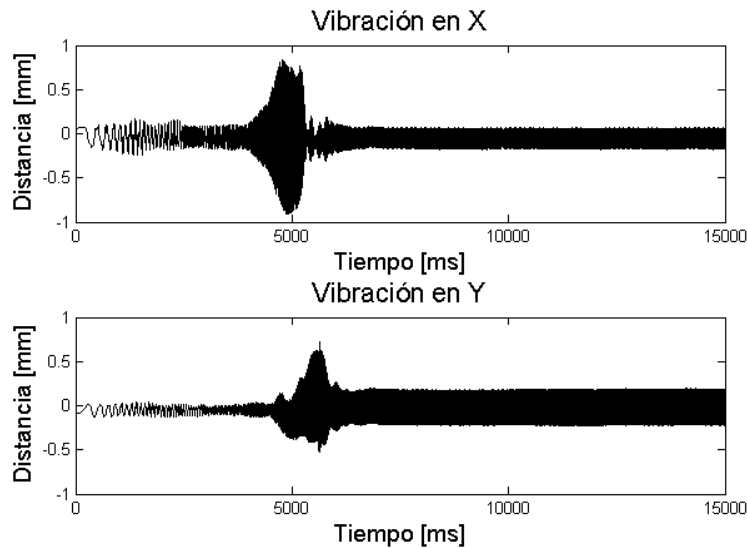


Figura 5.21: Comportamiento dinámico de la flecha con una rampa de aceleración de 10 segundos. a) Sensor X. b) Sensor Y.

El camino de la órbita a través de la prueba experimental se muestra en la Fig. 5.22.

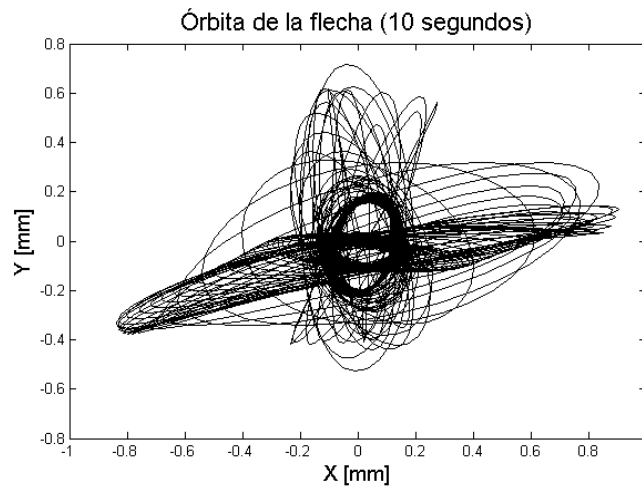


Figura 5.22: Comportamiento de la órbita del centro de la flecha durante la rampa de aceleración de 10 segundos.

El espectro en amplitud de los datos en el tiempo se muestran en la Fig. 5.23.

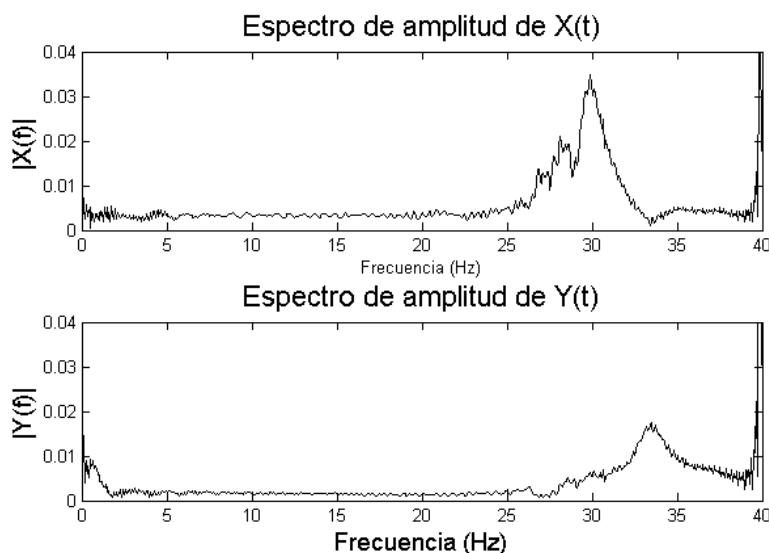


Figura 5.23: Espectros en amplitud de los datos recopilados. a) Eje X. b) Eje Y.

Como se puede notar comparando las Figs. 5.18 y 5.22 el patrón de cambio (véase como referencia la Fig. 5.24) de la órbita de la flecha a través del aumento de velocidad es bastante similar en ambas pruebas experimentales. La única diferencia a considerar, es la que se nota en las órbitas que se presentan en los 3 segundos en la Fig. 5.20 y de los 4 a los 6 segundos en en la Fig. 5.24, ya que después de la resonancia registrada sobre el eje X, el comportamiento de la órbita para la primera prueba no tiene un patrón definido. En cambio, en la segunda prueba la órbita muestra un comportamiento elíptico, en donde su diámetro más largo se encuentra direccionado sobre el eje Y.

Ahora bien, al analizar los espectros de amplitud, estos siguen mostrando la misma frecuencia de resonancia tanto en X (30 [Hz]) como en Y (33 [Hz]) que en la prueba de aceleración de 5 segundos. Sin embargo, el pico de amplitud que se muestra en los 20 [Hz] en la Fig. 5.19.a ha desaparecido en esta segunda prueba. Las amplitudes de los picos de resonancia se mantienen similares a las de la primera prueba.

La diferencia más notoria entre ambas pruebas experimentales, que se observa entre las gráficas de tiempo (Fig.5.17) con respecto a las de la prueba anterior, es que las amplitudes vistas desde el sensor posicionado en el eje Y son diferentes. En esta prueba, la amplitud de la vibración durante la resonancia es menor a la que se observa en la Fig. 5.17.b. La forma de la onda también es diferente, ya que el pico positivo presente en el eje Y tiende a ser mayor que el pico negativo. Esto es aún más fácil de percibir observando la Fig 5.22, ya que durante la resonancia registrada en el eje Y el patrón de la órbita, visto desde la perspectiva del sensor, tiende a vibrar más cerca de la parte positiva del eje Y.

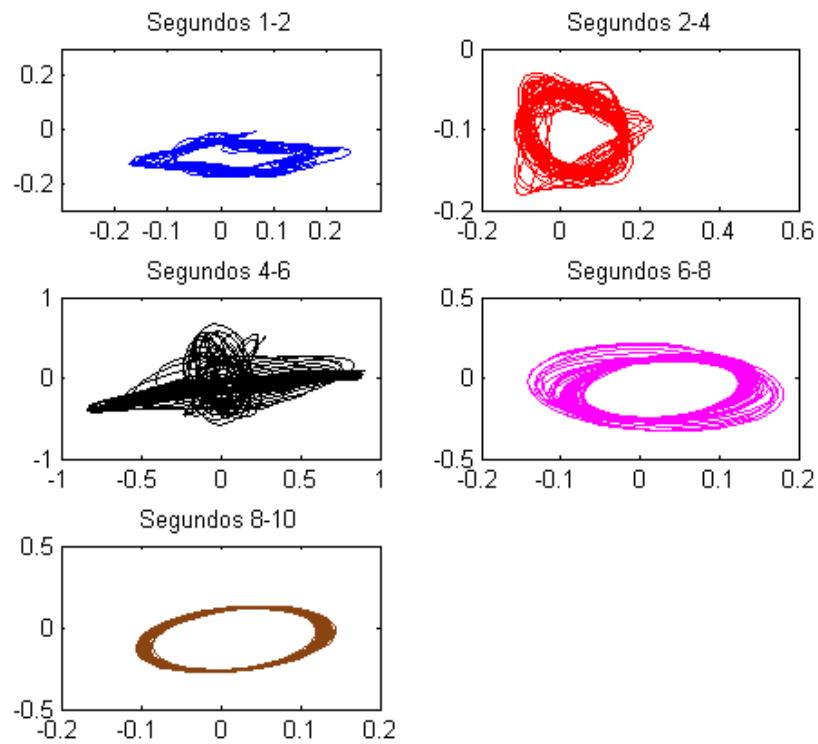


Figura 5.24: Cambios en el patrón de órbita durante los 10 segundos de aceleración.

5.3.3. Conjunto de gráficas experimentales del comportamiento rotodinámico para la rampa de 15 segundos.

Finalmente, para la última prueba se muestran las gráficas resultantes en el dominio del tiempo en la Fig. 5.25.

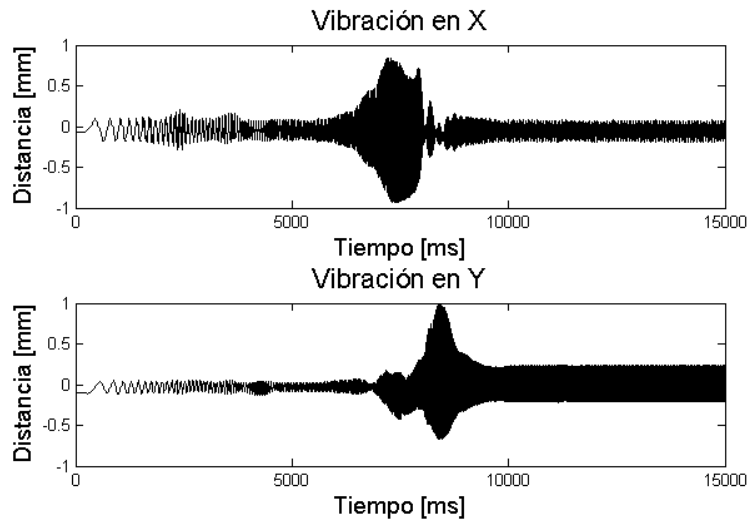


Figura 5.25: Comportamiento dinámico de la flecha con una rampa de aceleración de 15 segundos. a) Sensor X. b) Sensor Y.

El comportamiento de la órbita se muestra en la Fig. 5.26.

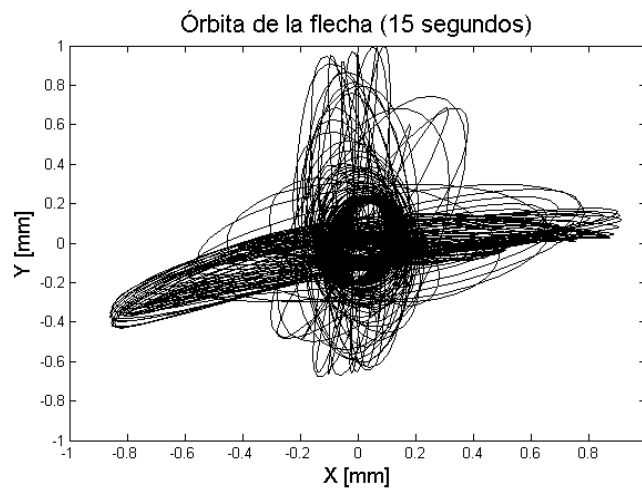


Figura 5.26: Comportamiento de la órbita del centro de la flecha durante la rampa de aceleración de 15 segundos.

Finalmente los espectros de amplitud se muestran en la Fig. 5.27.

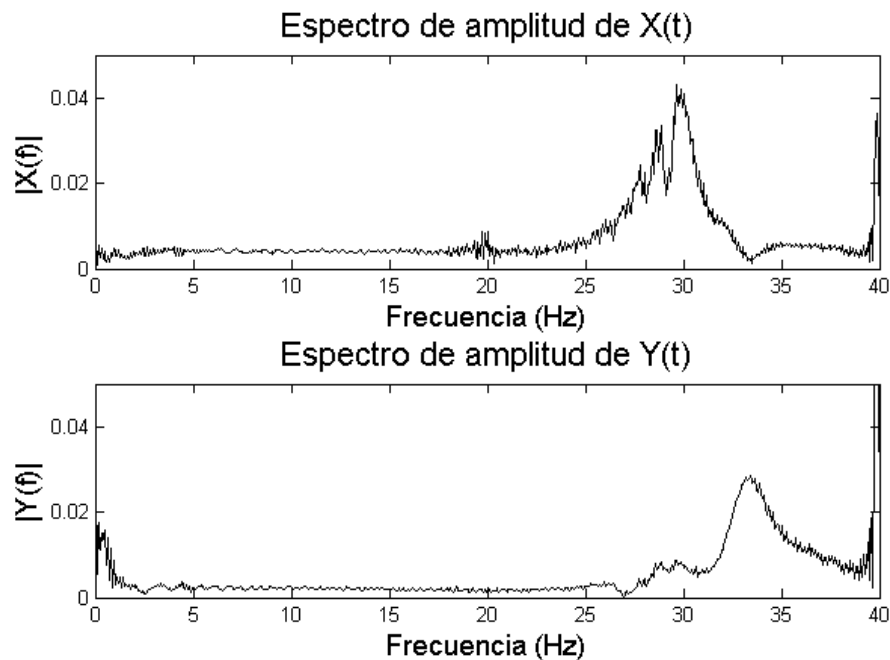


Figura 5.27: Espectros en amplitud de los datos recopilados. a) Eje X. b) Eje Y.

Los espectros en amplitud mostrados en la Fig. 5.25 vuelven a hacer notar esa diferencia en frecuencia entre la resonancia captada desde el eje de las X respecto a la captada desde el eje Y. El hecho de que este suceso ocurra en las tres pruebas experimentales demuestra que sin importar el tiempo de aceleración de la flecha, la frecuencia de resonancia es la misma siempre en cada uno de los ejes.

Ahora bien, el patrón de cambio (Figs. 5.26 y 5.28) en la forma de la órbita es muy similar a los vistos en las dos pruebas anteriores. De nuevo la durante la resonancia localizada a los 30 [Hz] el patrón de la órbita muestra una forma elíptica bastante alargada sobre el eje X. A medida que la velocidad aumenta, la resonancia comienza a deformar el patrón de la órbita haciendo que éste tienda a formar nuevamente un patrón de órbita elíptico alargado, pero ahora sobre el eje Y. Este órbita se localiza en los 33 [Hz] y tiene a acercarse a la zona positiva del eje Y. Posteriormente, la órbita tiende a regresar y formar un patrón circular una vez que se supera la primera velocidad crítica y las amplitudes de las vibraciones disminuyen en gran medida.

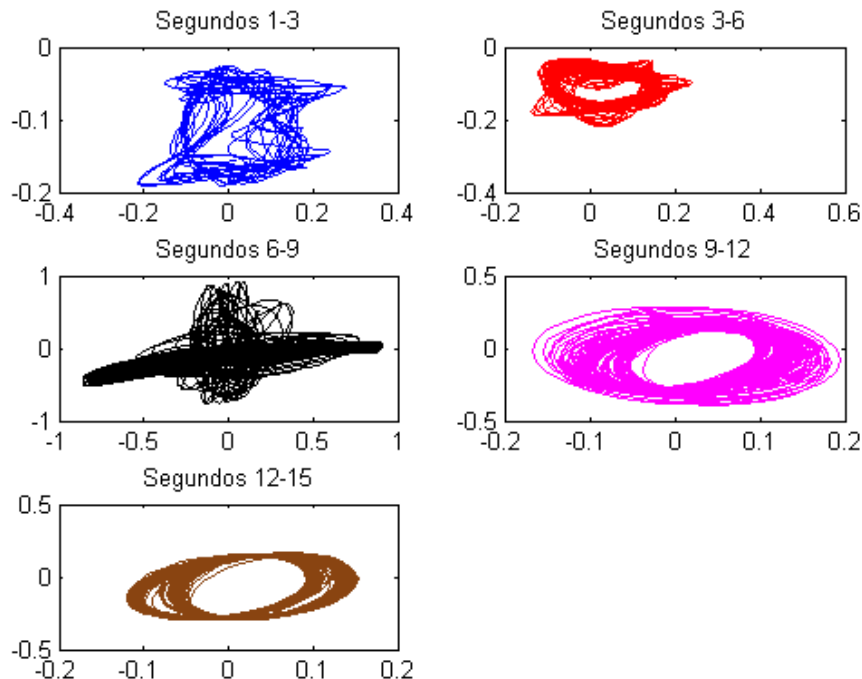


Figura 5.28: Cambios en el patrón de órbita durante los 15 segundos de aceleración.

En cuanto a las gráficas en el dominio del tiempo (Fig. 5.25) se nota un incremento en la amplitud de las vibraciones durante la resonancia, sin embargo en esta última prueba es más notorio que existen un par de regiones después de la resonancia, en donde la amplitud de la vibración disminuye repentinamente, incluso, a tal grado que aparente desaparecer (como referencia véase la Fig.5.29.c). Este mismo comportamiento ocurre en las anteriores pruebas experimentales, sin embargo, la pendiente de aceleración al ser más rápida en las primeras, la apreciación de este efecto es casi nulo (Figs.5.29.a y 5.29.b.).

Cabe mencionar que aún con la reducción de la amplitud de la vibración gracias al método de balanceo, la amplitud de las vibraciones durante la etapa de resonancia seguía siendo superior al rango de sensibilidad del sensor que se colocó en el eje Y (aprox. 2 [mm], en el cual su comportamiento es lineal). Esto presentó un inconveniente a la hora de registrar las vibraciones desde este sensor, ya que existía un rango en la respuesta de la máquina (distancia entre la flecha y el sensor) que se alejaba del rango lineal permitido, provocando que las respuestas obtenidas desde el eje Y no sean simétricas. Para esto, es necesario recordar que la ganancia del sensor es negativa y, a mayor distancia mayor será la amplitud del voltaje negativo que se registre. Por lo tanto entre más se aleje la flecha del sensor y su rango de linealidad, la señal dejará de ser proporcional y la respuesta perderá la simetría.

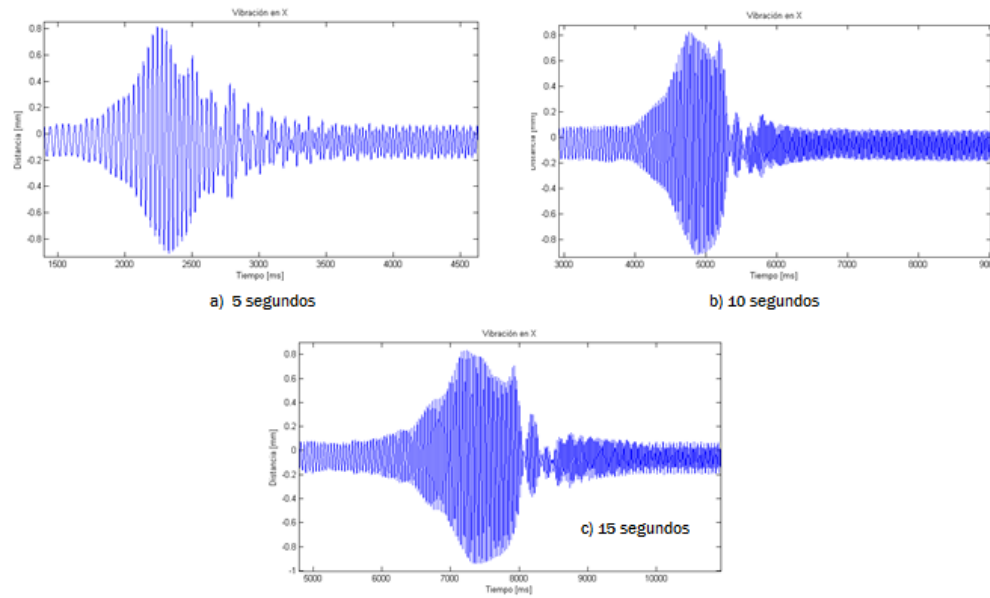


Figura 5.29: Anomalías en las formas de onda tomadas con el sensor en X para las tres pruebas experimentales con aceleración constante.

5.3.4. Discusión de resultados

Observando las gráficas de las pruebas experimentales a velocidad constante (Figs. 5.7, 5.9, 5.12 y 5.14) se puede observar, entre otras cosas, que la amplitud de las oscilaciones se van incrementando a medida que se aumenta la velocidad y, en el caso de las órbitas (Figs. 5.8, 5.10, 5.13 y 5.15), éstas se modifican también con el aumento en la velocidad.

La presencia de órbitas con formas anormales (Figs. 5.11, 5.10 y 5.13) indican la presencia de fricción en el sistema rotor-chumaceras.

Las pruebas con el sistema a velocidad variable arrojaron resultados interesantes y referentes a la condición de la máquina:

- La amplitud de la vibración va amplificándose conforme la velocidad de operación se va acercando a la frecuencia natural, esta amplitud se maximiza durante la resonancia y después disminuye. Este comportamiento fue el esperado para dicho sistema al pasar por la primera velocidad crítica. Esta velocidad se encuentra dentro del rango de operaciones del motor y beneficia la observación del fenómeno de resonancia, cumpliendo parcialmente uno de los objetivos de la tesis. En la etapa de diseño de la máquina, al encontrar un buen factor de seguridad se cumplió la otra parte del mismo objetivo.
- La frecuencia natural del sistema teórica se posiciona en $25.11 [Hz]$, sin embargo, en las gráficas de los datos recopilados, tanto en el dominio del tiempo como en el de la frecuencia se nota una discrepancia con el valor experimental de esta frecuencia ya que en donde se presenta el fenómeno de resonancia es en una frecuencia mayor ($\approx 30 [Hz]$)

Las razones para que exista la discrepancia entre la frecuencia natural ω_n real y teórica son varias. Una de ellas y, al mismo tiempo, la más significativa es el efecto que causa el *desalineamiento externo* en la respuesta del sistema. Esta condición existe cuando la máquina, operando en condiciones normales y bajo un equilibrio térmico, la línea central de la flecha *no* es colineal a la del cople, rodamientos y flecha del motor.

El desalineamiento presente en el sistema es debido a que, durante el proceso de ensamble, no se contó con las herramientas especiales y necesarias para asegurar el alineamiento. Además, existe incertidumbre en las posiciones nominales de los barrenos de la placa de acero, provocando que las posiciones de las bases para motor y chumaceras no se encuentren 100% en sus locaciones debidas. Lo cual genera un desalineamiento de tipo axial y radial en las piezas de la máquina. El hecho de que exista desalineamiento en el prototipo provoca la existencia de un estado de fricción radial entre la flecha y los rodamientos, lo cual agrega una restricción adicional en el movimiento de la flecha. Mismo que se nota en las pruebas a velocidad constante.

La ecuación de rigidez de la flecha, está dada por la ecuación (5.2), la cual muestra que la rigidez es bastante susceptible a un cambio en la longitud entre soportes l .

$$K = \frac{48EI}{l^3} \quad (5.2)$$

Cuando en el acoplamiento entre la flecha y los rodamientos existe contacto se crea un efecto de fricción del tipo *normal-tight*¹, lo cual disminuye la longitud entre soportes y aumenta la rigidez y consecuentemente, la frecuencia natural se recorre hacia una frecuencia mucho más alta.

Otra cuestión que causa esa diferencia entre lo teórico y lo experimental, aunque en menor proporción, es la incertidumbre que existe en los parámetros reales de la flecha como su densidad y su módulo de elasticidad, en el factor de amortiguamiento del sistema, el hecho de que los rodamientos no son totalmente rígidos, y que el modelo teórico no contempla el factor del desalineamiento en la respuesta del sistema. Todo esto hace que el valor teórico de la frecuencia natural del sistema no sea tan exacto.

El último factor que contribuye a la diferencia entre la ω_n real y teórica es la existencia de un valor distinto a los 70 [cm] de la distancia entre soportes, debido, nuevamente a la existencia de errores en la manufactura de la placa base, en donde se disminuyó esta distancia aumentando con esto, el valor de la rigidez y a la par el valor de la frecuencia natural.

Existen muchas explicaciones a este problema, sin embargo es acertado decir que todo el anterior conjunto de factores son los causantes del error de $\approx 20\%$ entre la frecuencia natural teórica y real.

- Por otra parte, como es visible en las gráficas en el dominio del tiempo, existe un desfase en el tiempo entre la vibración que se presenta en los ejes X y Y de la flecha de la máquina. Esta diferencia tiene un valor en porcentaje aproximado de 0.05% del tiempo

¹En la fricción del tipo *normal-tight*, el rotor de la máquina opera normalmente bajo una condición sin restricciones. Cuando el rotor entra en contacto con la pared de los rodamientos o alguna otra parte estacionaria, esto se convierte en una restricción (*tight*) que incrementa la rigidez del sistema [43].

total de la rampa de aceleración (5 [s], 10 [s] y 15 [s]). Este efecto se resalta más cuando se observan los espectros en frecuencia de cada uno de las pruebas experimentales. Las vibraciones de mayor amplitud se presentan con un desfase de 3Hz entre las gráficas del eje X y las del eje Y. También, en relación a esto, al mirar los patrones de cambio en la órbita del centro de la flecha para cada prueba experimental demuestran que a los 30 [Hz] la órbita se alarga y cuya dirección tiende hacia el eje X, y en los 33 [Hz] lo hace hacia el eje Y en menor proporción. Todos estos efectos mostrados por los tres tipos de gráficas se presentan cuando un material no es *isotrópico*.

La palabra *isotrópico* se refiere a aquella condición presente en un material cuando en alguno de sus parámetros (ya sea masa, rigidez, amortiguamiento, etc.) presenta el mismo valor en todas las direcciones radiales, en caso contrario se considera a dicho parámetro como no isotrópico (véase como referencia la Fig. 5.30). Este efecto es muy común en la maquinaria rotatoria y tiene un fuerte efecto en la respuesta del sistema

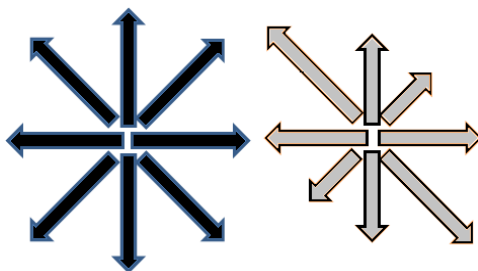


Figura 5.30: Sistemas isotrópicos (oscuro) y no isotrópicos (claro).

Como se describe en [43], el hecho de que la flecha no sea isotrópica puede deberse a defectos de manufactura como imperfecciones presentes en la superficie y/o imperfecciones en el material de la flecha del sistema. Esto causa que la rigidez de la flecha (rigidez dinámica) no tenga el mismo valor a lo largo de todas la pieza y, en la mayoría de los casos, la rigidez angular alrededor del centro de la flecha es significativamente mucho menor que la rigidez vertical (eje Y), haciendo que la rigidez horizontal (eje X) sea relativamente más débil.

Por otra parte, la posición relativa de los sensores respecto a estos ejes modifica la visualización del comportamiento vibratorio. Como un ejemplo simple, si se colocan ambos sensores a 0° respecto del eje X de la flecha y, además, son colocados perpendicularmente entre ellos, los datos recolectados no serán los mismos en relación a que si el arreglo de sensores se posicionan a 45° en sentido anti horario del eje X. Esto se debe nuevamente, a la condición no isotrópica de la rigidez de la flecha, ya que los efectos en el comportamiento vibratorio serán distintos dependiendo del ángulo en donde se midan.

Como ya es sabido, la frecuencia natural de la flecha esta descrita por la ecuación (5.3), la cual depende de dos parámetros como lo son la rigidez y la masa. Si existe un cambio en cualquiera de los parámetros, el valor original de la frecuencia natural se alteraría.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (5.3)$$

En el caso del sistema construido en este trabajo de tesis, la condición debida a la rigidez no isotrópica obviamente altera la frecuencia en la cual se presenta la resonancia. Además, conociendo el factor de que la rigidez horizontal es mucho menor que la vertical [43], [44]. Por otra parte, se sabe que la respuesta del sistema siempre es diferente mirándola desde cualquier punto al rededor del centro geométrico del disco, ya que los vectores de desbalance y de la fuerza de restauración tendrán un ángulo de fase distinto de un punto a otro sobre esa circunferencia. Con todo lo anterior, se logra explicar el por qué existe un desfase de 3 [Hz] en las resonancias recopiladas por el sensor colocado en el eje Y respecto a la del sensor del eje X.

Capítulo 6

Conclusiones y trabajo a futuro

A continuación se discutirán las pruebas experimentales y se formulan las conclusiones referentes a este proyecto de tesis, basadas en los objetivos. Posteriormente se hará mención de los posibles trabajos a futuro que se pueden realizar a partir de la finalización del prototipo rotor-chumaceras.

6.1. Conclusiones

El objetivo de rediseñar y mejorar la plataforma de referencia fue cumplido exitosamente. En la Tabla 6.1 se muestran las principales mejoras a la plataforma del Dr. Manuel [33] y que fueron consideradas para el prototipo construido durante el desarrollo de esta tesis.

La etapa de selección de componentes y de diseño de la máquina, ayudó en gran medida a cumplir con el objetivo de crear una máquina segura. Ésto, debido a que el factor de seguridad más pequeño que se localizó durante la etapa de diseño de la flecha fue de 7.71, lo cual indicó que la flecha era capaz de soportar las cargas dinámicas y estáticas a las que está sujeta sin ningún problema. La elección de los rodamientos autoalineantes de bolas también se justificó, en base a la comparación entre la carga real que estos tendrían que soportar y, la carga máxima a la cual fueron diseñados por el fabricante. Esta comparación evidenció que los rodamientos poseen la capacidad para soportar en gran medida las cargas reales. El cople flexible y los mismo rodamientos permiten un cierto grado de desalineamiento, lo cual ayudó a disminuir en gran medida este factor.

Por otra parte, las piezas, aún siendo manufacturadas manualmente, mantienen una geometría fiel a su diseño original. Sin embargo, la etapa de ensamble significó, al final del proyecto, un serio inconveniente debido a la falta de maquinaria especial que ayudara a transportar todo el prototipo experimental desde el lugar de manufactura y ensamble a su lugar de operación en una sola pieza. Por lo tanto, se decidieron realizar varios sub-ensambles para facilitar el transporte del Laboratorio de Tecnología Avanzada de Manufactura al Laboratorio de Automatización y Sistemas Mecatrónicos y, finalmente, permitir el ensamble final del sistema. Además, la falta de herramientas especiales para el alineamiento de todos los elementos de la máquina ayudó a provocar que el desalineamiento en el sistema aumentara gradualmente en todas las piezas rotatorias de la máquina (flechas del motor y del sistema,

Prototipo de referencia	Prototipo construido en esta tesis
	
<p>Base de aluminio, ligera, formada por dos piezas unidas por tornillos y remaches. No impide que la máquina permanezca estable y sin deslizarse durante el período de operación.</p>	<p>Base de acero, pesada, formada de una sola pieza. Tiene ocho bases niveladoras que con ayuda del peso de la placa evitan que la máquina se deslice durante la operación de la misma.</p>
<p>La posición de los sensores quedó pre-dispuesta por los barrenos que se hicieron sobre la placa. No es posible colocarlos en todo el largo de la flecha.</p>	<p>El uso del riel de aluminio y con ayuda de la base para sensores y las tuercas especiales, logran que los sensores tengan la flexibilidad de posicionarse en cualquier parte a lo largo de la flecha.</p>
<p>El análisis para determinar el valor del factor de seguridad no se encuentra registrado en el documento de tesis, por lo tanto se desconoce si la flecha de la máquina tiene la capacidad para soportar todas las cargas dinámicas y estáticas.</p>	<p>El factor de seguridad más pequeño que se encontró durante el proceso de diseño fue de 7.71, lo cual indica que la máquina es capaz de soportar todas las cargas durante el período de operación, ya que un F. S. apropiado para este tipo maquina es de 2.5 [35].</p>
<p>La elección de los rodamientos no se encuentra justificada en el documento de tesis. Por lo tanto se desconoce si los rodamientos son capaces de soportar todas las cargas presentes en ellos.</p>	<p>Durante la etapa de selección de rodamientos se determinó que la carga que soportarán será mucho menor a la cual fueron diseñados por los fabricantes. Esto implica que soportarán todas las cargas durante la operación.</p>

Cuadro 6.1: Tabla comparativa entre el prototipo construido por el Dr. Arias y el construido durante esta tesis.

buje, cople y rodamientos).

En las etapas de instrumentación, adquisición y procesamiento de datos se necesitó de la instalación correcta del *driver* de la tarjeta y de la realización de pruebas para corroborar el funcionamiento de la misma. Además, se requirió del conocimiento en el uso del *toolbox RTWT* y del algoritmo de la transformada rápida de Fourier para visualizar las gráficas de los datos recopilados, tanto en el dominio del tiempo como en el dominio de la frecuencia respectivamente, así como también para la visualización de las órbitas de la flecha durante su periodo de operación.

Para la etapa de pruebas experimentales, se necesitó fuertemente de un proceso de balanceo del rotor debido a que durante la resonancia, la amplitud de la vibración era tan alta que, además de que podría provocar un daño permanente sobre los sensores, esta amplitud quedaba fuera del rango lineal de los sensores (aprox. 2 [mm]) lo cual implicaba que no fuera posible la medición de dichas vibraciones. El proceso de balanceo, como ya se mencionó anteriormente, estuvo basado en el método de las cuatro corridas, el cual disminuyó la amplitud de la vibración un 62.5 % posibilitando el muestreo seguro de los datos. Sin embargo, el desbalance residual resultó ser mayor que el permitido por la norma ISO 1940-1, por lo que se concluyó de que se necesita un proceso de balanceo mucho más fino y que permita reducir el desbalance residual aún más, de tal forma que éste quede dentro de los rangos permitidos por la norma.

Las conclusiones acerca del comportamiento de la máquina durante la etapa de operación fueron hechas en base al análisis de los resultados experimentales y de la lectura de bibliografía relacionada con el comportamiento rotodinámico de rotores [43]. Estas conclusiones se muestran a continuación:

El sistema rotor-chumaceras, construido en el presente proyecto de tesis, a través del proceso de diseño tiene una frecuencia natural ω_n teórica de 25.11 [Hz] posicionada a una velocidad de operación de 1506 [rpm]. Sin embargo, las pruebas indicaron que esta frecuencia natural real se presenta en los 30 [Hz]. A través del análisis de los resultados experimentales discutidos al final del Capítulo 5, se concluyó que existen tres causas específicas que son las causantes de esta discrepancia entre los valores de ω_n real y teórica, mencionadas en los siguientes puntos:

1. La rigidez del sistema K no presenta una propiedad isotrópica y que además dependa de la velocidad de operación, haciendo que la ω_n incremente su valor y la resonancia del sistema se presente a una velocidad mayor a la de 1506 [rpm].
2. Existe una condición de desalineamiento en los elementos rotatorios de la máquina que provoca, durante la operación de la máquina, una fricción del tipo *normal-tight* entre la flecha y los rodamientos. Este efecto repentino hace que la rigidez K aumente y a su vez provoca que la frecuencia natural real ω_n incremente su valor. Esto también hace que la resonancia se presente a una frecuencia mayor a la estimada teóricamente.
3. El modelo Jeffcott no contempla todos los factores externos e internos que pueden existir en un ambiente de trabajo real, lo cual hace que el valor teórico de la frecuencia natural sea distinto al valor real.

Finalmente, es útil concluir que el comportamiento del sistema desde velocidades pequeñas, hasta velocidades más allá de la primera velocidad crítica obedece al patrón de comportamiento del modelo del rotor Jeffcott. Es decir, las amplitudes fueron aumentando a medida que la velocidad de operación se acercaba a la frecuencia natural, se volvieron máximas cuando la velocidad hizo llegar al sistema a la etapa de resonancia e inmediatamente después de atravesarla, las amplitudes comenzaron a disminuir.

6.2. Trabajos a futuro

En base a este trabajo se proponen los siguientes trabajos a futuro:

- Utilizar herramientas sofisticadas para el alineamiento de los elementos rotatorios de la máquina, permitiendo asegurar que el desalineamiento real se mantenga en un rango menor al permitido por las especificaciones de los rodamientos y del cople flexible. Así mismo, para el balanceo del disco, de tal forma que las amplitudes de las vibraciones presentes en la máquina disminuyan aún más. En el caso del balanceo del disco, se debe siempre mantener el desbalance residual del disco dentro de los límites permitidos por la norma ISO 1940-1. Esto implica que se necesita un proceso de balanceo mucho más fino para lograr el cometido de reducir la amplitud de las vibraciones mucho más abajo de los límites recomendados por la norma anteriormente mencionada.
- Aumentar la cantidad de discos en la plataforma, así mismo, el número de sensores para crear un sistema con más grados de libertad, capaz de generar comportamientos rotodinámicos de mayor complejidad.
- Mejorar la instrumentación de la plataforma, es decir, agregar un sensor que permita medir la fase de las vibraciones. Esto permitirá que con solo observar las órbitas de la flecha y conocer el valor de la fase, se pueda hacer un mejor análisis que ayude a comprender y conocer más a fondo el comportamiento rotodinámico de la máquina durante todo el período de operación.
- Construir dispositivos como chumaceras activas para la aplicación de técnicas de control semi-activo o activo sobre la plataforma. Esto con el fin de compensar los efectos de resonancia y desbalance en el sistema rotor-chumaceras.
- Generar una interfaz gráfica, propia y fácil de utilizar, además, en la cual pueda integrarse un control sobre el perfil de velocidad del motor, a través de un generador de funciones digital colocado dentro de la interfaz gráfica. El cual mandará señales analógicas hacia el variador de frecuencia que las interpretará como perfiles de velocidad, todo esto se lograría utilizando las salidas analógicas de la tarjeta de adquisición de datos. Un ejemplo sencillo sería una onda senoidal, la cual haría que el variador de frecuencia logre que la velocidad del motor siga este perfil.

Bibliografía

- [1] W. J. M. Rankine, “On the centrifugal force of rotating shafts,” *Engineer*, vol. 249, no. 9, 1869.
- [2] A. Greenhill, “On the strength of shafting when exposed both to torsion and to end thrust,” *Proc. I. Mech.*, p. 182, 1883.
- [3] A. D. Dimarogonas, “The origins of vibration theory,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 140, no. 2, pp. 181–189, 1990.
- [4] A. D. Dimarogonas, “A brief history of rotor dynamics,” *Springer - Keynote Paper Session*, 1992.
- [5] J. S. Rao, *Rotor Dynamics*. Halsted Press, 1996.
- [6] A. Foppl, “Das problem der delaval’schen turbinewelle,” *Civilingenieur*, vol. 61, pp. 333–342, 1895.
- [7] J. W. S. Rayleigh, “Theory of sound,” *Dober Publications*, 1889.
- [8] H. H. Jeffcott, “The lateral vibration of loaded shafts in the neighborhood of a whirling speed—the effect of want of balance,” *Phil. Mag.*, vol. 37, 1919.
- [9] B. L. Newkirk, “Shaft whipping,” *Gen. Electr. Rev.*, vol. 27, 1924.
- [10] B. L. Newkirk and H. Taylor, “Shaft whipping due to oil action in journal bearings,” *Gen. Electr. Rev.*, vol. 28, p. 559, 1925.
- [11] S. Graham, *Mechanical Vibration, Theory and applications*. CL Engineering, 2011.
- [12] A. B. Stodola, *Steam and gas turbines: with a supplement on the prospects of the thermal prime mover*. Wiley, 1927.
- [13] O. Pinkus and B. Sternlicht, *Theory of hydrodynamic lubrication*. McGraw Hill, 1961.
- [14] M. A. Prhol, “A general method for calculating speeds of flexible rotors,” *Journal of Applied Mechanics*, vol. 12, no. 3, pp. 142–148, 1945.

- [15] N. O. Myklestad, "A new method of calculating natural modes of uncoupled bending vibration of airplane wings and other types of beams," *Journal of Aeronautics Sciences*, vol. 11, no. 2, pp. 153–162, 1944.
- [16] C. Biezeno and B. Grammel, *Engineering dynamics*. D. Van Nostrand Co., 1959.
- [17] J. W. Lund, "Stability and damped critical speeds of a flexible rotor in fluid film bearings," *Journal of Engineering Industry*, vol. 96, no. 2, pp. 509–517, 1974.
- [18] A. Muszynska, "Whirl and whip-rotor/bearing stability problems," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 110, 1986.
- [19] J. M. Vance, *Rotordynamics of Turbomachinery*. Jhon Wiley and Sons, 1988.
- [20] D. Childs, *Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling and analysis*. Jhon Wiley and Sons, 1993.
- [21] A. Blanco, F. Beltran, and G. Silva, "Active disk for automatic balancing of rotor-bearing systems," *American Control Conference*, 2008.
- [22] Y. Guozhi, Y. F. Fah, and C. Guang, "Electro-rheological multi-layer squeeze film damper and its application to vibration control of rotor system," *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 122, pp. 7–11, 2000.
- [23] Q. Jinhao, J. Tani, and T. Kwon, "Control of self-excited vibration of a rotor system with active gas bearings," *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 125, pp. 328–334, 2003.
- [24] B. Palazzolo, S. Jagannathan, and A. Kaskaf, "Hybrid active vibration control of rotor-bearing systems using piezoelectric actuator," *Journal of vibration and acoustics*, 1993.
- [25] G. Sheu, S. Yang, and C. Yang, "Design of experiments for the controller of rotorsystems with a magnetic bearing," *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 119, no. 2, pp. 200–207, 1997.
- [26] S. Zhou, S. Dyer, and K. K. Shin, "Extended influence coefficient method for rotor active balancing during acceleration," *Journal of Dynamics Systems, Measurements and Control*, vol. 126, pp. 219–223, 2001.
- [27] Z. Gosiewsky and A. Mystkowsky, "Robust control of active magnetic suspension: Analytical and experimental results," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 22, no. 6, pp. 1297–1303, 2008.
- [28] S. Lei and A. Palazzolo, "Control of flexible rotor systems with active magnetic bearings," *Journal of Vibration and Control*, vol. 314, no. 12, pp. 19–38, 2008.

- [29] D. J. Xuan, Y. W. Kim, and Y. B. Kim, "Magnetic bearing application by time delay control," *Journal of Vibration and Control*, vol. 15, no. 9, pp. 1307–1324, 2009.
- [30] H. C. Yu, Y. H. Lin, and C. L. Chu, "Robust modal vibration suppression of a flexible rotor," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 21, no. 1, pp. 334–347, 2007.
- [31] G. Silva and A. Cabrera, "Semiactive sliding-mode control of the unbalance response in a rotor-bearing system supported on mr dampers," *CD-ROM Proceedings of the 46th IEEE Conference on Decision and Control*, pp. 4513–4518, 2007.
- [32] G. Silva and A. Cabrera, "A semiactive control scheme using mr dampers for the unbalance response in a rotor-bearing system," *CD-ROM Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration Engineering*, pp. 353–366, 2008.
- [33] M. Arias, "Modelado por elemento finito y compensación activa del desbalance en maquinaria rotatoria de tipo asimétrica," *Departamento de Ingeniería en Mecánica, Centro de Investigación y Estudios Avanzados del IPN, Tesis Doctoral*, 2010.
- [34] C. W. D. Silva, *Vibration: Damping Control and Design*. CRC Press, 2007.
- [35] R. L. Mott, *Diseño de elementos de maquina*. Pearson Educacion, 2006.
- [36] W. W. Seto, *Vibraciones mecánicas*. McGraw Hill, 1970.
- [37] V. Wowk, *Machinery vibration: Balancing*. McGraw Hill, 1995.
- [38] C. Lee, "Mechatronics in rotating machinery," *7th IFToMM Conference*, pp. 1–16, 2006.
- [39] J. M. Vance, *Machinery vibration and rotordynamics*. Jhon Wiley and Sons, 2010.
- [40] L. Meirovitch, *Elements of vibration analysis*. McGraw Hill, 1986.
- [41] "Iso 1940-1: Mechanical vibration. balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state — part 1: Specification and verification of balance tolerances." International Standar, 2003.
- [42] S. A. Villanuev and J. Ramos, *Manual de métodos de fabricación metalmecánica*. AGT Editor S.A., 2001.
- [43] D. E. Bently, *Fundamentals of rotating machinery diagnostics*. Pressurized Bearing Co., 1995.
- [44] A. Muszynska, *Rotordynamics*. Taylor and Francis, 2005.

Apéndice A

Hojas del fabricante de piezas compradas

A.1. Motor de CA Siemens

Motores trifásicos

Motores totalmente cerrados con ventilación exterior (TCCVE)

Datos típicos característicos en 460V

Alta eficiencia, totalmente cerrados con ventilación exterior (TCCVE)

Tipos GP10, JM10, SD10

208-230/460V 60Hz. Diseño NEMA B, 40°C ambiente

HP	Velocidad		Armazón	Corriente (A) 460			kVA/HP	Eficiencia nominal %			Factor de potencia %			Par			Conexión
	síncrona	asíncr. plena carga		en vacío	plena carga	arranque		1/2	3/4	plena carga	1/2	3/4	plena carga	Nom. lb-pie	Rotor Bloq.	Max.	
0.5	900	870	143T	1.2	1.3	6.3	M	62	69	72.0	0.31	0.41	0.5	3.0	1.50	2.3	Y
0.75	1800	1750	143T	0.8	1.1	10.0	M	77	81	82.5	0.55	0.67	0.75	2.3	3.30	4.3	Y
	1200	1150	145T	0.7	1.2	6.5	J	78.8	80.7	80.0	0.54	0.67	0.75	3.4	1.80	3.0	Y
	900	860	145T	1.5	2.1	9	K	67.0	71.2	72.0	0.39	0.51	0.61	4.5	1.80	2.5	Y
1	3600	3520	143T	0.8	1.4	14	N	75.5	79.0	80.0	0.63	0.74	0.81	1.5	2.40	4.6	Y
	1800	1750	143T	1	1.5	13	M	80.0	82.5	82.5	0.53	0.66	0.76	3.0	2.9	4.1	Y
	1200	1150	145T	0.95	1.6	9	J	79.5	81.0	80.0	0.53	0.66	0.73	4.6	1.9	3.0	Y
	900	870	182T	1.5	2.1	9	J	77.0	80.0	81.5	0.36	0.47	0.56	6.0	2.1	3.9	Y
	3600	3490	143T	0.9	2	16	L	81.5	83.5	82.5	0.69	0.81	0.85	2.3	2.2	3.8	Y
1.5	1800	1750	145T	1.4	2.2	20	M	82.0	84.0	84.0	0.55	0.69	0.76	4.5	3.4	4.2	Y
	1200	1170	182T	1.4	2.4	15	K	84.0	85.5	85.5	0.52	0.64	0.68	6.7	2.2	4.2	Y
	900	865	184T	2.3	3.0	17	H	78.5	82.0	82.5	0.35	0.47	0.56	9.1	2.2	3.8	Y
	3600	3495	145T	1.2	2.6	23	L	82.5	84.5	84.0	0.66	0.78	0.85	3.0	2.3	4.0	Y
2	1800	1740	145T	1.8	3.0	25	L	83.0	84.5	84.0	0.54	0.68	0.77	6.0	3.7	4.4	Y
	1200	1170	184T	1.8	3.1	25	K	85.0	87.0	86.5	0.49	0.61	0.70	9.0	2.3	4.0	Y
	900	870	213T	2	3.3	16	H	84.0	84.5	84.0	0.51	0.63	0.68	12.1	1.7	3.4	Y
	3600	3515	182T	1.5	3.7	32	K	83.0	85.5	85.5	0.67	0.8	0.85	4.5	1.7	3.4	Y
3	1800	1750	182T	2	4	32	K	86.5	88.0	87.5	0.59	0.72	0.78	9.0	2.1	3.7	Y
	1200	1170	213T	2.2	4.2	32	K	86.5	87.5	87.5	0.57	0.70	0.76	13.5	2.2	3.6	Y
	900	870	215T	3	4.8	25	H	85.5	86.5	85.5	0.45	0.59	0.68	18.1	2.0	3.1	Y
	3600	3505	184T	2.3	6.2	46	J	87.0	88.0	87.5	0.72	0.82	0.85	7.5	1.9	4.0	Y
5	1800	1735	184T	2.9	6.7	46	J	88.5	88.5	87.5	0.64	0.75	0.79	15.1	1.9	3.2	Y
	1200	1165	215T	3.3	6.8	46	J	88.0	88.5	87.5	0.62	0.74	0.79	22.5	2.0	3.4	Y
	900	875	254T	5.5	8.8	33	F	85.5	87.0	86.5	0.43	0.54	0.62	30.0	1.9	2.0	Y
	3600	3520	213T	3.5	9	63	H	86.5	88.5	88.5	0.75	0.84	0.89	11.2	1.9	3.6	Y
7.5	1800	1750	213T	4.1	9.5	63	H	89.5	90.0	89.5	0.66	0.77	0.82	22.5	2.0	3.4	Y
	1200	1175	254T	5.5	10.5	63	H	88.5	90.0	89.5	0.55	0.68	0.78	33.5	1.6	2.8	Y
	900	875	256T	7.9	13	50	G	87.0	88.0	87.5	0.44	0.55	0.62	45.0	1.9	2.0	Y
	3600	3515	215T	4	11.5	81	H	90.0	90.5	89.5	0.79	0.86	0.89	14.9	1.9	3.8	Y
10	1800	1750	215T	5.7	12.5	81	H	89.5	90.0	89.5	0.66	0.77	0.82	30.0	2.1	3.6	Y
	1200	1175	256T	7	13.5	81	H	89.0	90.0	89.5	0.58	0.69	0.75	44.7	1.7	2.6	Y
	3600	3530	254T	5.6	18	116	G	88.0	89.5	90.2	0.78	0.85	0.87	22.3	2.1	2.9	Y
	1800	1760	254T	8.8	19	116	G	90.0	91.0	91.0	0.64	0.75	0.81	44.8	2.3	2.6	Y
20	3600	3515	256T	6.5	23.5	145	G	88.5	90.0	90.2	0.81	0.87	0.88	29.9	2.1	2.7	Y
	1800	1755	256T	11	25	145	G	91.5	91.5	91.0	0.66	0.77	0.79	59.8	2.2	2.5	Y

Datos sujetos a cambios sin previo aviso

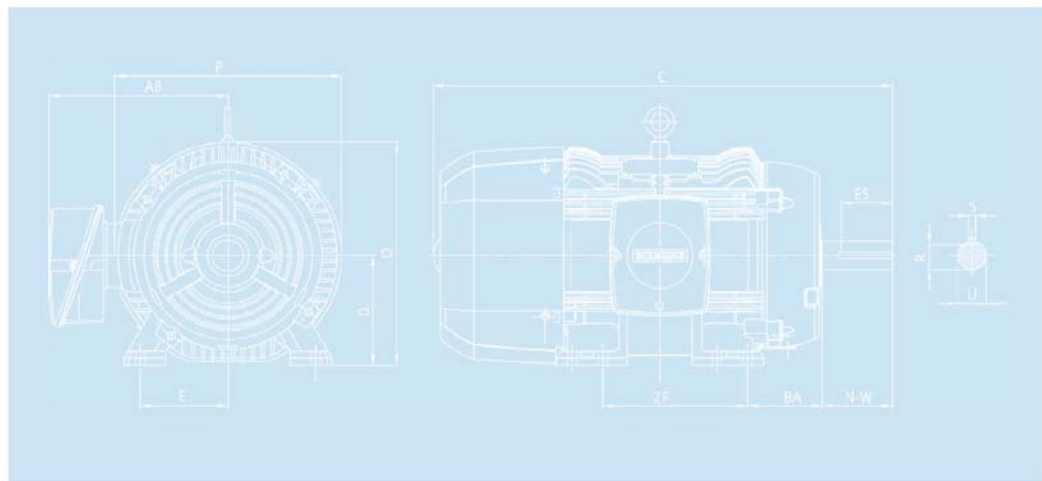
Motores trifásicos

**Motores Totalmente Cerrados Con Ventilación Exterior (TCCVE)
GP10 (Uso General carcasa en fundición gris)**

Dimensiones de motores horizontales en pulgadas

Armazón	S	R	ES	C	D	E	2F	BA	N-W	O	P	AB	U
143T	0.188	0.77	1.41	14.44	3.50	2.75	4.0	2.25	2.25	7.52	8.24	6.49	0.875
145T	0.188	0.77	1.41	14.44	3.50	2.75	5.0	2.25	2.25	7.52	8.24	6.49	0.875
182T	0.250	0.990	1.78	16.71	4.50	3.75	4.5	2.75	2.75	9.15	9.52	6.96	1.125
184T	0.250	0.990	1.78	16.71	4.50	3.75	5.5	2.75	2.75	9.15	9.52	6.96	1.125
213T	0.312	1.2	2.41	20.65	5.25	4.25	5.5	3.50	3.38	10.65	11.42	8.23	1.375
215T	0.312	1.2	2.41	20.65	5.25	4.25	7.0	3.50	3.38	10.65	11.42	8.23	1.375
254T	0.375	1.42	2.91	26.16	6.25	5.00	8.25	4.25	4.0	12.75	13.35	9.29	1.625
256T	0.375	1.42	2.91	26.16	6.25	5.00	10.0	4.25	4.0	12.75	13.35	9.29	1.625

Datos sujetos a cambios sin previo aviso



A.2. Variador de frecuencia Baldor

A.2.1. Especificaciones técnicas del variador

Product Overview: ID15J202-ER



Catalog Number: ID15J202-ER
Description: AC INVERTER,230V,15J,-
/2HP/-,1,DYN TRANS
Ship Weight: 5 lbs.
List Price: \$843 USD
Multiplier Symbol: E1

FEATURES

- Dual microprocessor controlled PWM output
- Selectable preset speeds
- Dynamic braking
- DC injection braking
- Analog meter output
- Relay contact output
- Two analog inputs
- Process control (PID)
- 16 character, multi language keypad
- Digital speed control
- Optional remote mount keypad

APPLICATIONS

Variable torque, constant torque or constant horsepower applications. New installations, replacements and original equipment manufacturers (OEM). NEMA 1 Enclosure as standard.

Specifications: ID15J202-ER

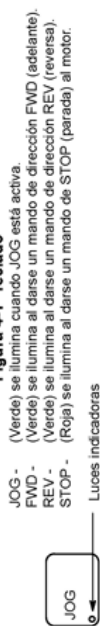
Catalog Number:	ID15J202-ER
Specification Number:	IN0677C00
Horsepower/Kilowatt:	2/1.5
Input Voltage/Hertz:	50/60
Input Phase Rated:	3
Output Frequency - Maximum:	120
Enclosure:	NEMA 1
Cooling Type:	FORCED AIR
Ambient Temperature Minimum:	0
Ambient Temperature Maximum:	40
Control Type:	Inverter - General Purpose
Number of Axis:	1
Operator Interface:	KEYPAD
Dynamic/Regenerative Braking:	DYNAMIC
DC Injunction Braking:	Y
Agency Approvals	
UL:	Approved
CUL:	Approved
CE:	N/A
IEEE519:	N/A
Installed Options	
RS232:	N/A
RS422/RS485:	Optional
Pneumatic-In/Relay-Out:	N/A
Isolated Input:	N/A
Master/Pulse/Follower:	N/A
DC Tach Interface:	N/A
Hi-Res Analog Input:	N/A
Isolated Encoder:	N/A
Resolver Input:	N/A
Analog Relay Output:	N/A
Macro:	N/A
Dimensions:	7.21"h x 4.83"w x 4.45"d

A.2.2. Teclado del variador

Sección 4 Programación y Operación

Resumen El teclado se usa para programar los parámetros del control, para operar el motor y para monitorear el estado y las salidas del control (mediante el acceso a las opciones del display [visualizador, pantalla], los menús de diagnóstico y el registro [lista] de fallas).

Figura 4-1 Teclado



JOG
 Pulse JOG para seleccionar la velocidad de jog preprogramada. Luego de pulsar la tecla JOG, use las teclas de FWD o REV para hacer marchar al motor en la dirección que se requiera. La tecla JOG está activa sólo en modo Local.

FWD

Pulse FWD para iniciar la rotación del motor hacia adelante.

REV

Pulse REV para iniciar la rotación reversa del motor.

STOP

Pulse STOP para iniciar una secuencia de parada. Dependiendo de la configuración del control, la parada del motor será regenerativa o por inercia [libre]. Esta tecla funciona en todos los modos de operación, a menos que sea inhabilitada por el parámetro Keypad Stop en el bloque de Keypad Setup (programación).

LOCAL

Pulse LOCAL para cambiar entre operación local (teclado) y remota.

DISP

Pulse DISP para retornar al modo de Display desde el modo de Programación. En el menú de Diagnóstico, al apretar esta tecla se avanza a la siguiente pantalla de diagnóstico.

SHIFT

Pulse SHIFT en el modo de Programación para controlar el movimiento del cursor. Pulsando la tecla SHIFT una vez se mueve la posición del cursor intermitente un carácter hacia la derecha. En modo de Programación, se puede restaurar un parámetro a su valor predefinido en fábrica pulsando la tecla SHIFT hasta que parpadeeen los símbolos de flecha al extremo izquierdo del display, y pulsando luego una tecla de flecha.

RESET

Pulse RESET para borrar todos los mensajes de falla (en modo Local). Esta tecla puede usarse también para retornar al tope del menú de programación del bloque sin guardar cambios en valores de parámetros.

PROG

Pulse PROG para entrar al modo de Programación de manera de verificar o editar el valor de un parámetro.

▲ – (Flecha hacia ARRIBA)

Pulse ▲ para cambiar el valor del parámetro que se está visualizando. Pulsando ▲ se lo incrementa al valor mayor siguiente. Asimismo, al mostrarse el registro de fallas o la lista de parámetros, la tecla ▲ permite desplazarse hacia arriba de la lista. En modo Local, pulsando ▲ se aumenta la velocidad del motor a su valor mayor siguiente.

ENTER

Pulse ENTER para guardar cambios en valores de parámetros y retornar al nivel anterior en el menú de Programación. En modo de Display, la tecla ENTER se usa para definir directamente la Referencia de Velocidad Local.

▼ – (Flecha hacia ABAJO)

Pulse ▼ para cambiar el valor del parámetro que se está visualizando. Pulsando ▼ se lo reduce al valor menor siguiente. Asimismo, al mostrarse el registro de fallas o la lista de parámetros, la tecla ▼ permite desplazarse hacia abajo de la lista. En modo Local, pulsando ▼ se reduce la velocidad del motor a su valor menor siguiente.

A.2.3. Procedimiento para ingresar los datos de placa del motor

ADVERTENCIA: Asegúrese que un movimiento inesperado del eje [flecha] del motor durante el arranque no vaya a causar lesiones a personas ni daños al equipo.

Procedimiento de Energización Inicial

1. Conecte la alimentación del equipo. Asegúrese que no se indican fallas en el display [pantalla, visualizador] del teclado.
2. Defina el parámetro "Operating Mode" (modo de operación), bloque de Entrada, Nivel 1 para "Keypad" (teclado).
3. Defina el parámetro "MIN Output FREQ" (frecuencia mínima de salida), bloque de Límites de Salida, Nivel 2.
4. Defina el parámetro "MAX Output FREQ" (frecuencia máxima de salida), bloque de Límites de Salida, Nivel 2.
5. Si el ajuste del límite de corriente pico [de cresta o punta] no es correcto, defina el parámetro "PK Current Limit" (límite de corriente pico) del bloque de Límites de Salida, Nivel 2, con el valor deseado.
6. Introduzca los siguientes datos del motor en los parámetros del bloque de Datos del Motor, Nivel 2:
Motor Rated Amps [Amperios Nominales del Motor] (FLA, o sea amperios de plena carga)
Motor Rated Speed [Velocidad Nominal del Motor] (velocidad base)
Motor Rated Frequency [Frecuencia Nominal del Motor] (valor en placa indicadora)
7. Si se usa hardware de Frenado Dinámico Externo, defina los parámetros del bloque de Ajuste de Frenado, Nivel 2, con los valores deseados.
8. Defina el parámetro "V/Hz Profile" (curva o perfil de V/Hz) del bloque de Refuerzo de V/Hz, Nivel 1, en base a la relación [razón] de V/Hz correcta para su aplicación específica
9. Si la carga es del tipo de alto par inicial de arranque, puede ser necesario aumentar el refuerzo de par y el tiempo de aceleración. Defina "Torque Boost" (refuerzo de par) del bloque de Refuerzo de V/Hz, Nivel 1, y "Accel Time #1" (tiempo de aceleración #1) del bloque de Aceleración/Desaceleración, Nivel 1, como se requiera.
10. Seleccione y programe parámetros adicionales de acuerdo a su aplicación específica.

El control estará ahora listo para utilizarse en el modo de teclado. Se puede cambiar la conexión de la regleta de terminales y utilizar diferentes valores de parámetros para otro modo de operación.

A.2.4. Modos de operación del variador

Ejemplos de Operación		
Operando el Control desde el Teclado		
<p>Si el control está configurado para control remoto o serie, se deberá activar el Modo LOCAL antes de poder operarlo desde el teclado. Para activar el Modo LOCAL, primero se debe parar el motor usando la tecla STOP (si está habilitada), mandos [comandos] remotos o mandos serie.</p> <p>Nota: Al pulsar la tecla STOP (si está habilitada) se emitirá automáticamente un mando de parada del motor y se cambiará al modo LOCAL.</p> <p>Una vez que el motor ha parado, el Modo LOCAL se activa pulsando la tecla "LOCAL". La selección del Modo LOCAL anula las entradas de control remoto o serie, excepto las entradas External Trip (disparo externo), Local Enable (habilitación local) o STOP (parada).</p> <p>El control puede operar el motor desde el teclado de tres (3) maneras diferentes:</p> <ol style="list-style-type: none"> Mando de JOG [avance]. Ajuste de velocidad con valores introducidos desde el Teclado. Ajuste de velocidad usando las teclas de flecha del Teclado. <p>Nota: Si el control ha sido configurado para Teclado en el parámetro Operating Mode (modo de operación) (bloque de Entrada, nivel 1), no se permitirá otro medio de operación que desde el teclado.</p>		
Acceso al Mando de JOG del Teclado		
Acción	Descripción	Display
Conecte la alimentación	Si no hay fallas y está programado para operación LOCAL.	STP 0V 0 RPM LOC 0.0 R 0.0 HZ
Pulse la tecla JOG	Acceso a la velocidad de JOG programada.	STP 0V 0 RPM LOC 0.0 R 0.0 HZ
Pulse y mantenga apretada la tecla FWD o la tecla REV	Movimiento de la unidad hacia adelante o en reversa a la velocidad de JOG.	FWD 4.5V 208RPM LOC 0.3 R 1.00 HZ
Pulse la tecla JOG	Desactiva el modo de JOG.	STP 0V 0 RPM LOC 0.0 R 0.0 HZ
Ajuste de Velocidad usando Referencia de Velocidad Local (En este ejemplo se cambia el parámetro Local Speed Ref de 0Hz a 10Hz).		
Acción	Descripción	Display
Conecte la alimentación	Si no hay fallas y está programado para operación LOCAL.	STP 0V 0 RPM LOC 0.0 R 0.0 HZ
Pulse la tecla ENTER	Selecciona la referencia de velocidad local.	LOCAL SPEED REF 01000.00 0.00 HZ
Pulse la tecla SHIFT	Mueve el cursor intermitente un dígito hacia la derecha.	LOCAL SPEED REF 01000.00 0.00 HZ
Pulse la tecla ▲	Aumenta en un dígito el valor de las decenas.	LOCAL SPEED REF 01100.00 0.00 HZ
Pulse la tecla ENTER	Guarda el nuevo valor y retorna al modo de Display.	STP 0V 0 RPM LOC 0.0 R 0.0 HZ
Pulse la tecla FWD o la tecla REV	El motor marcha en FWD o REV a la velocidad mandada.	FWD 230V 300 RPM LOC 2.0 R 10.0 HZ
Pulse la tecla STOP	Se emite un mando de parada del motor.	STP 0V 0 RPM LOC 0.0 R 0.0 HZ
Ajuste de Velocidad usando las Teclas de Flecha		
Acción	Descripción	Display
Conecte la alimentación	Si no hay fallas y está programado para operación LOCAL.	STP 0V 0 RPM LOC 0.0 R 0.0 HZ
Pulse la tecla FWD o la tecla REV	El motor marcha en FWD o REV a la velocidad mandada.	FWD 0V 0 RPM LOC 0.0 R 0.0 HZ
Pulse la tecla ▲	Aumenta la velocidad del motor.	FWD 230V 300 RPM LOC 2.0 R 10.0 HZ
Pulse la tecla ▼	Disminuye la velocidad del motor.	FWD 0V 0 RPM LOC 0.0 R 0.0 HZ
Pulse la tecla ▲	Aumenta la velocidad del motor.	FWD 230V 300 RPM LOC 2.0 R 10.0 HZ
Pulse la tecla STOP	Se emite un mando de parada del motor.	STP 0V 0 RPM LOC 0.0 R 0.0 HZ
Pulse la tecla FWD o la tecla REV	El motor marcha en FWD o REV a la velocidad mandada.	FWD 230V 300 RPM LOC 2.0 R 10.0 HZ
Pulse la tecla STOP	Se emite un mando de parada del motor.	STP 0V 0 RPM LOC 0.0 R 0.0 HZ

A.3. Rodamiento SKF



Group Products Bearings, ... Bearing... Y-bearing... Y-bearing... Y-bearing plummer block units, ...

Y-bearing plummer block units, cast housing, grub screw locking

Find a distributor [Contact](#)

Calculation

[Print](#)

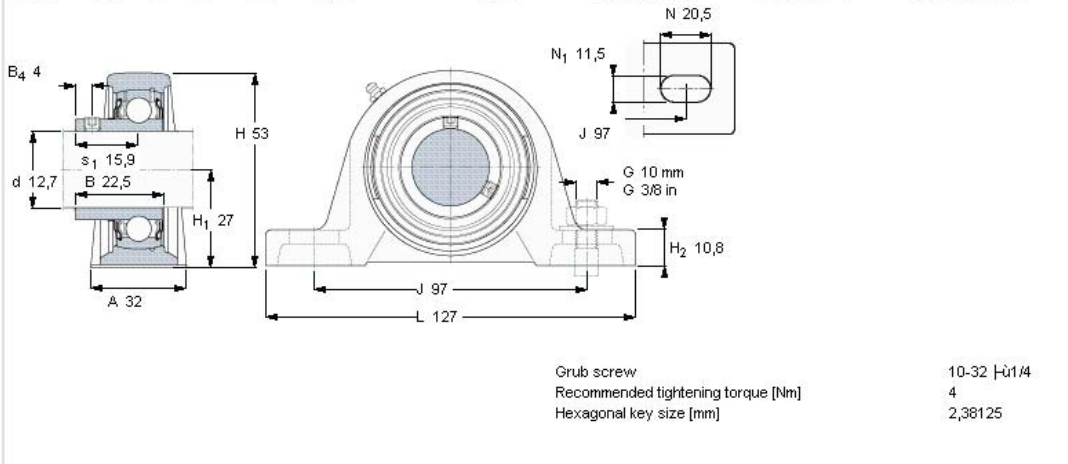
CAD model [3D view](#)

[View full table](#)

[Imperial](#)

[Metric](#)

Principal dimensions	Basic load ratings		Designations		
	dynamic	static	Bearing unit	Housing	Bearing
d	C	C ₀			
mm	kN		-		
12,7	9,56	4,75	SYH 1/2 RM	SYH 503 U	YAT 203-008



A.4. Cople Flexible Ruland

27/12/12

Catalog - Product Details



Product Details for PCR20-8-8-A

Category: undefined

[Print this page](#)

Attributes	Values
Bore B1 (in)	0.500
Bore B2 (in)	0.500
Outer Diam. OD (in)	1.250
Length L (in)	1.500
Shaft Penetration (in)	0.670
Cap Screw	M4
Static Torque (lb-in)	52
Torsional Stiffness (Deg/lb-in)	0.120
Moment of Inertia (lb-in ²)	0.0340
Angular Misalign. (Deg)	3
Parallel Misalign. (in)	0.015
Axial Motion (in)	0.010
Note 1	Static torque ratings are at maximum misalignment. To obtain dynamic rating, static ratings should be divided by 2 for non-reversing applications and by 4 for reversing applications.
Note 2	Hardware is alloy steel with black oxide finish. PCR series parts have socket head cap screws on each end.
Note 3	Performance ratings are for guidance only. The user must determine suitability for a particular application.
Note 4	Coupling torque and wind-up are determined by the largest bore selected.
Note 5	Torque ratings for the couplings are based on the physical limitations/failure point of the machined beams. Under normal/typical conditions the hubs are capable of holding up to the rated torque of the machined beams. In some cases, especially when the smallest standard bores are used or where shafts are undersized, slippage on the shaft is possible below the rated torque of the machined beams. Keyways are available to provide additional torque capacity in the shaft/hub connection when required. Please consult technical support for more assistance.

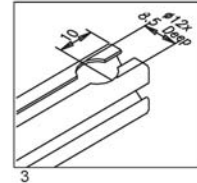
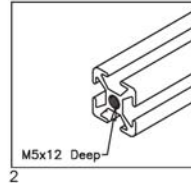
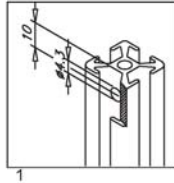
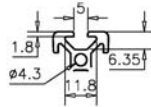
A.5. Perfil de aluminio

Catalog 1816
Profiles

8Nextel 4981 0846

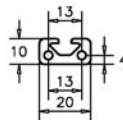
IPS
ID 92*14*72847

20 Series Profiles

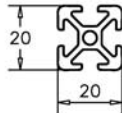


1

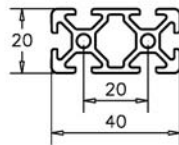
12-120



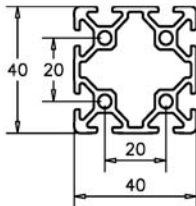
12-020



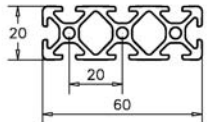
12-124



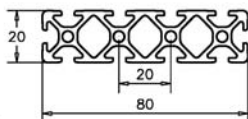
12-040



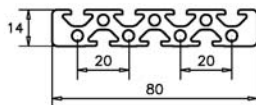
12-126



12-125



12-081



Application

20 series profiles can be used for light duty enclosures and miniature modeling. Also useful as an accessory extrusion where small profiles are needed. 5mm T-slot requires 20 series hardware.

- 1-2 Servicing for Std. Fastener 20 (20-021)
- 3 Servicing for Univ. Fastener 20 (20-040)



Technical Data

Al, clear anodized

Part #	I_x [cm ⁴]	I_y [cm ⁴]	W_x [cm ³]	W_y [cm ³]	Section [cm ²]	Weight [kg/m]
12-120	0.12	0.53	0.24	0.53	1.29	0.35
12-020	0.72	0.72	0.72	0.72	1.85	0.52
12-124	1.27	5.01	1.27	2.50	3.18	0.86
12-040	8.55	8.55	4.27	4.27	4.90	1.32
12-126	2.04	16.02	2.04	5.34	4.73	1.28
12-125	2.70	36.40	2.70	9.10	6.19	1.67
12-081	1.14	41.01	1.57	10.25	6.65	1.80

Description

Profile 20x10

Unit

cut off max. 3M
pkg of 32 at 3M ea.

Part

12-120
12-120-3

Profile 20x20

cut off max. 3M
pkg of 32 at 3M ea.

12-020
12-020-3

Profile 20x40

cut off max. 3M
pkg of 16 at 3M ea.

12-124
12-124-3

Profile 40x40, 20 Series

cut off max. 3M
pkg of 8 at 3M ea.

12-040
12-040-3

Profile 20x60

cut off max. 3M

12-126

Profile 20x80

cut off max. 3M

12-125

Profile 80x14

cut off max. 3M

12-081

Saw cut necessary for cut to length

19-001

End Cap 20x10

1 pc

18-830

End Cap 20x20

1 pc

18-802

End Cap 20x40

1 pc

18-831

End Cap 40x40, 20 Series

1 pc

18-832

End Cap 20x60

1 pc

18-834

End Cap 20x80

1 pc

18-835

End Cap 80x14

1 pc

18-833

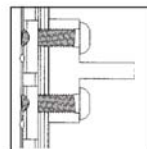
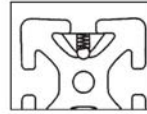
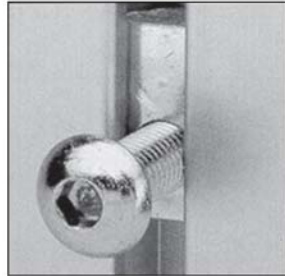
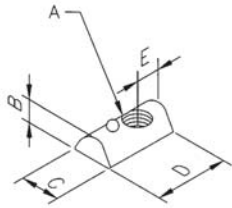
A.6. Tuerca para el perfil de aluminio

Catalog 1816
Hardware

B.Nextel. 4981 0846

IPS
ID 92*14*72847

T-Slot Nut St



Locating the T-slot nut using the spring/ball locking feature for easy locating and mounting on vertical profiles.

Application

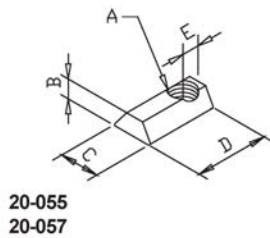
Universal mounting element for profiles. 40, 30 and 20 series nuts can be inserted into profile T-slot at any location. Positive location using ball/spring thrusting mechanism.

Technical Data

Metric - clear zinc plated
English - black zinc plated
Parts designated with "SS" at the end are stainless steel

28 series T-slot nut slides into profile slot from end face of profile.

* Due to the almost identical geometric and dimensional shape of M5 and #10-32 UNF threads, standard #10-32 screws will fit in all M5 T-slot nuts.

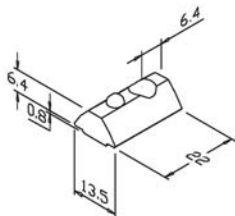


20-055
20-057

Profile Series	Dimensions (mm)					Weight (g)	Part #
	A	B	C	D	E		
40, 30	M5*	7.3	13.8	23	7.5	11	20-052
	M6				5.5	11	20-056
	M8				6.5	11	20-056SS
	1/4"-20				7.5	10	20-058
	5/16"-18				6.5	11	20-058SS
28	M6	7.3	13.8	23	7.5	10	25-001
	M8				7.5	9	25-002
20	M6	4	8	11.5	4	1	20-055
	M4						20-057
	M5*						20-044
							20-045

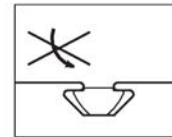
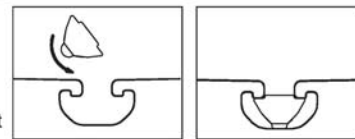
Inquire about quantity discounts

Self-Aligning T-Slot Nut



Application

Rolls into the profile T-slot 40 at any location. Held in position using spring-loaded ball. Raised area fits into T-slot to prevent twisting. The nut should not be used in applications where the raised area might interfere with other object such as alignment tabs on universal fasteners, hinges, etc. The nut also fits T-slot 28 and 30 but must be inserted from the profile end.



Technical Data

St, zinc plated

Description

Self-Aligning T-Slot Nut 40, M6
Self-Aligning T-Slot Nut 40, M8

Unit	Weight	Part #
1pc	10 g	20-066
1pc	10 g	20-068

2

A.7. Disco

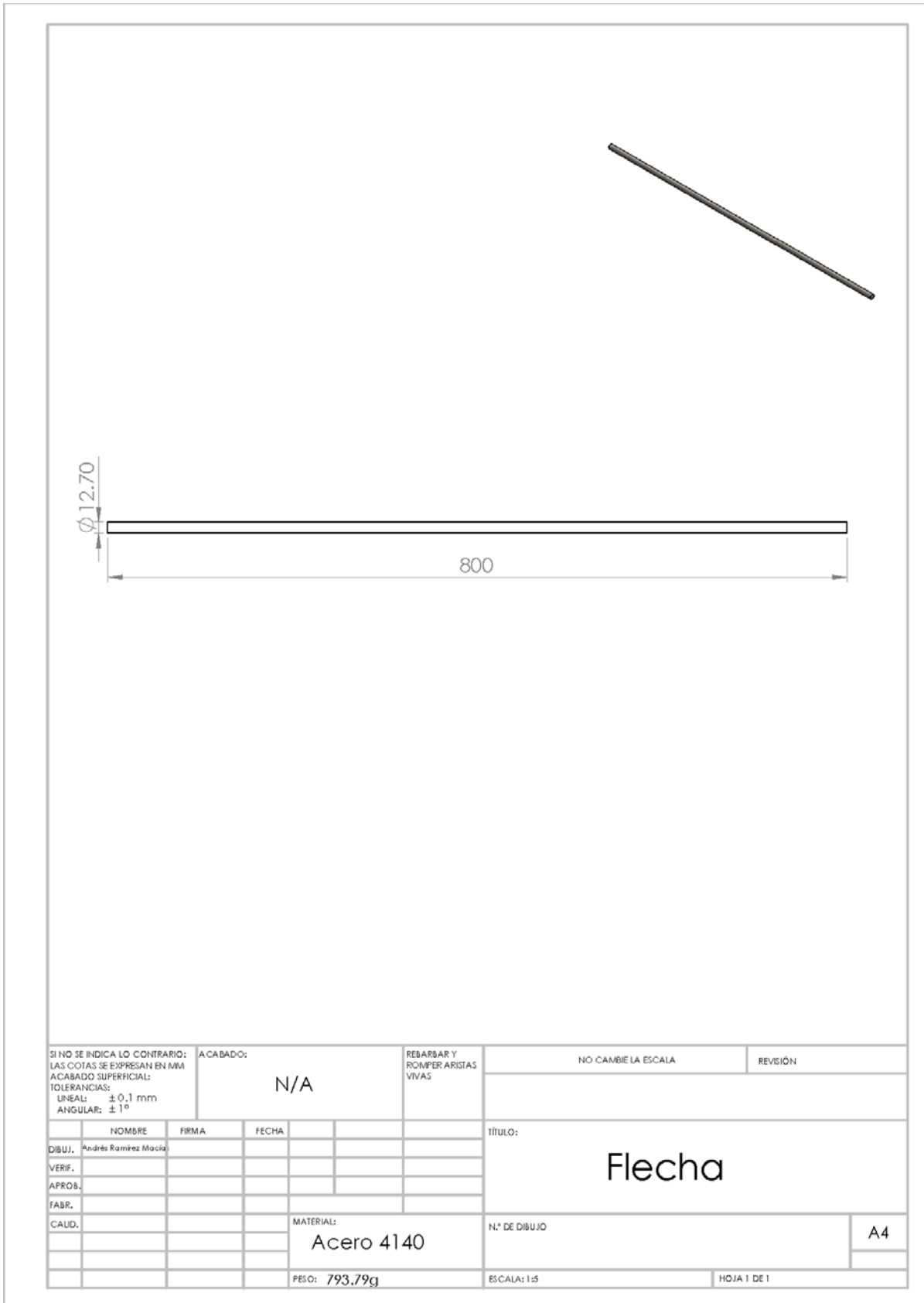




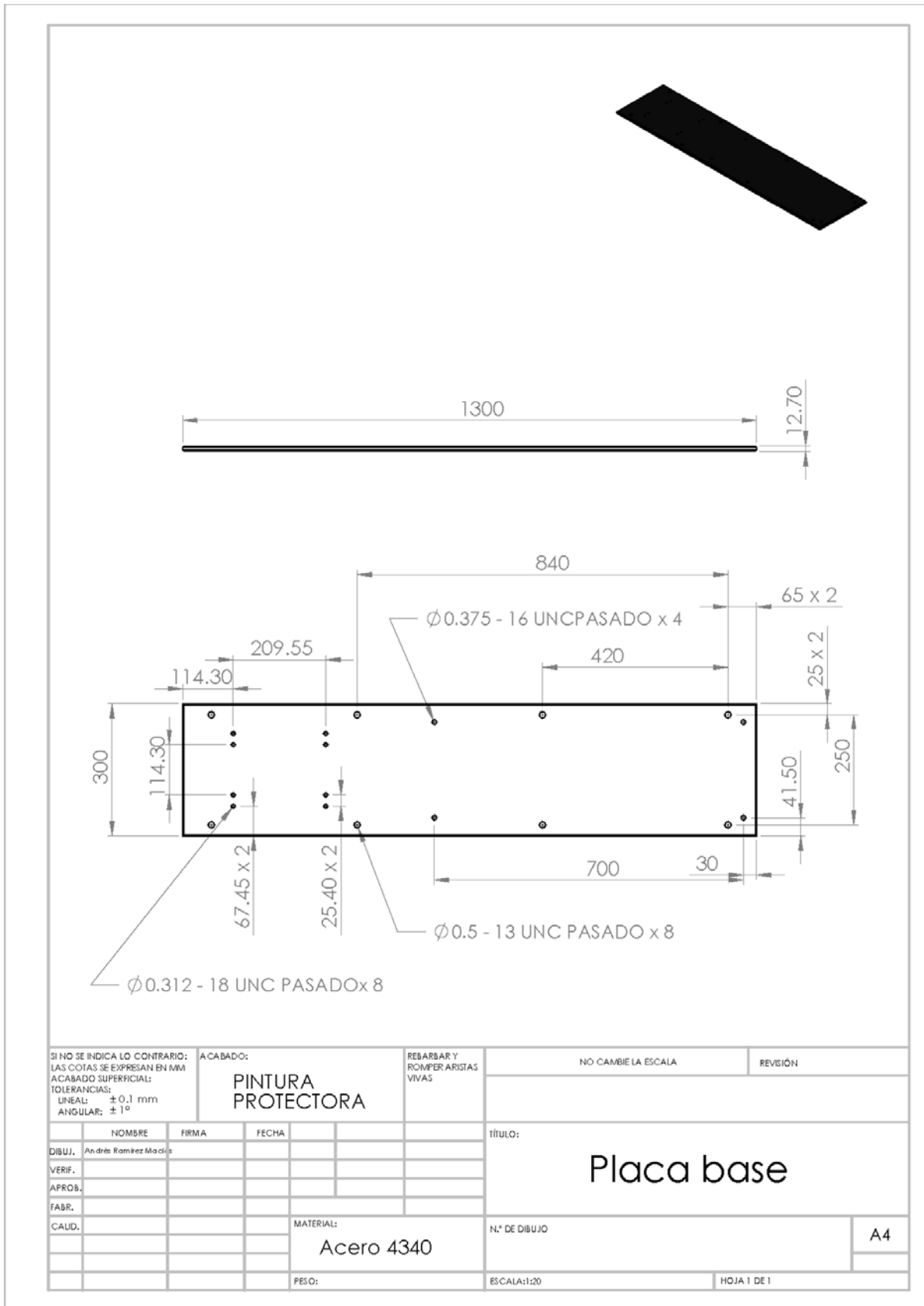
Apéndice B

Dibujos técnicos

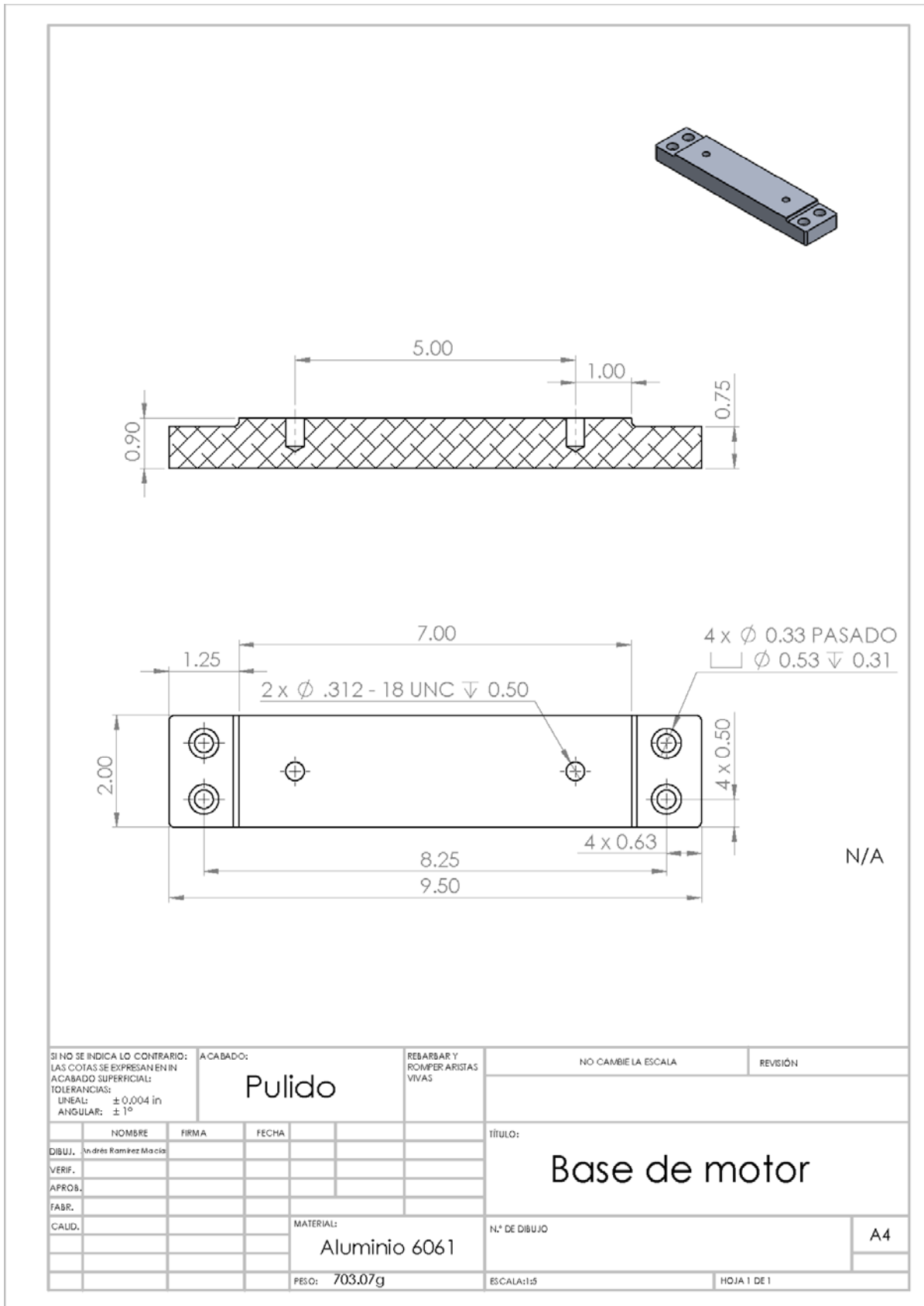
B.1. Flecha del prototipo



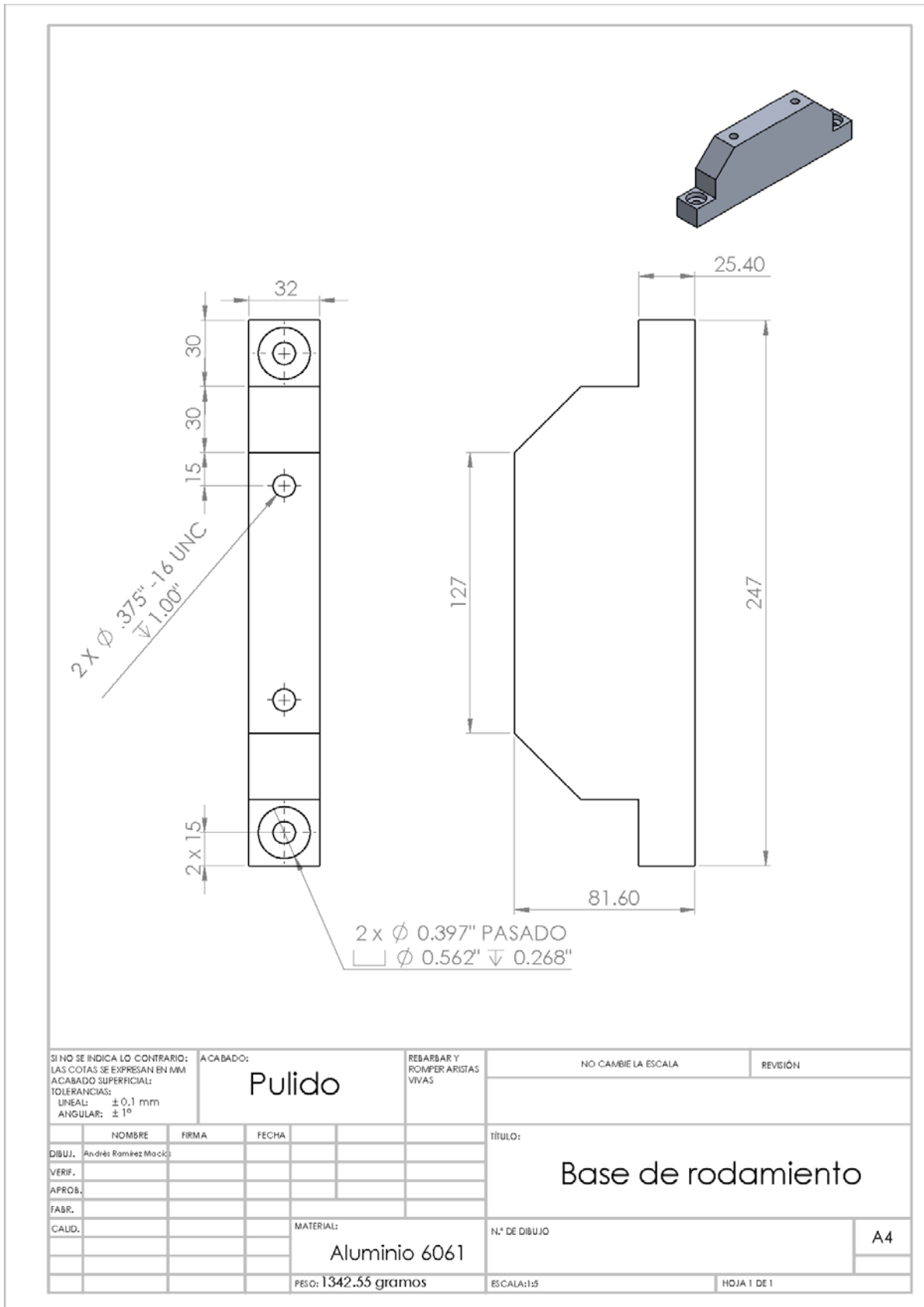
B.2. Placa de acero



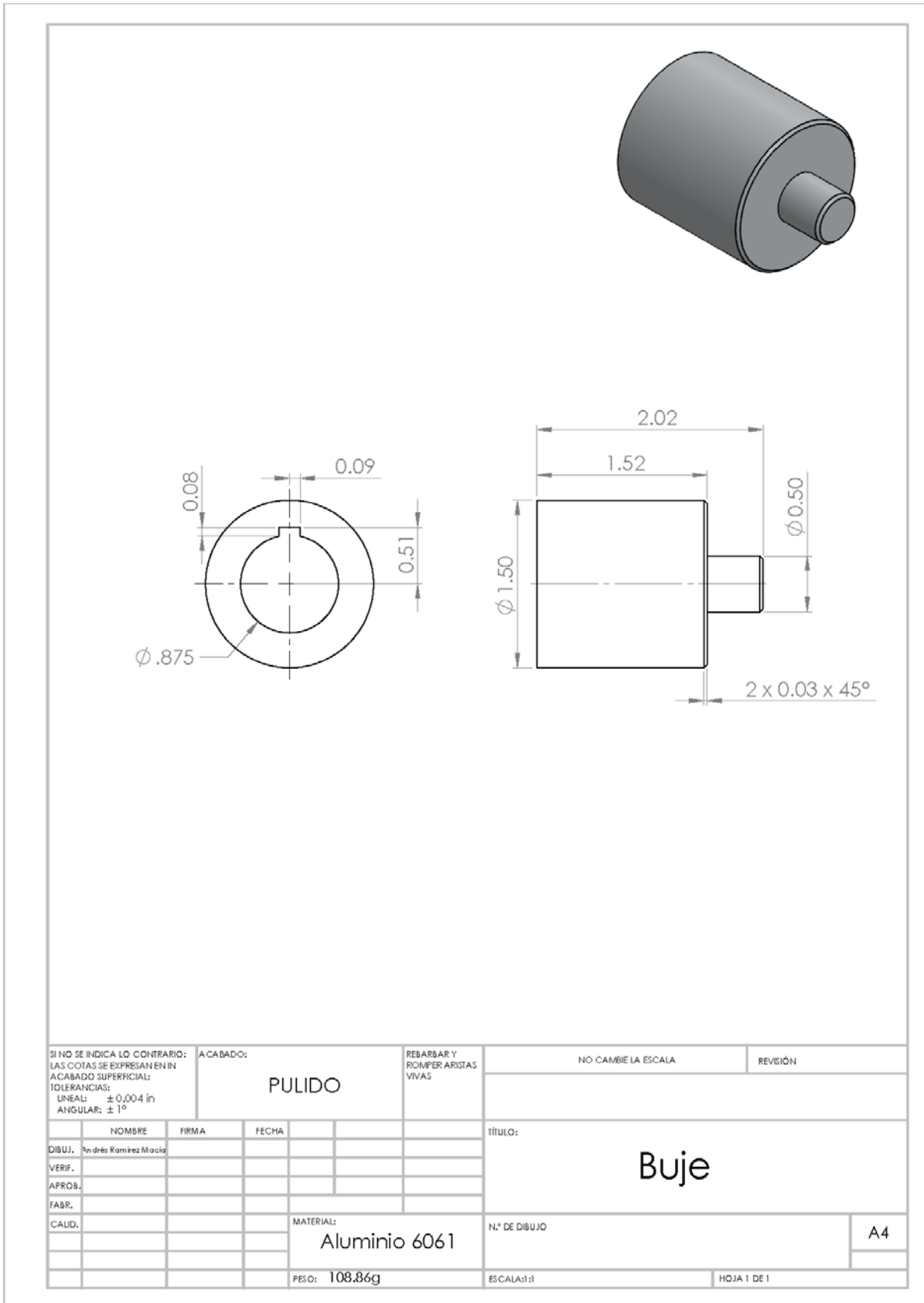
B.3. Base para el motor



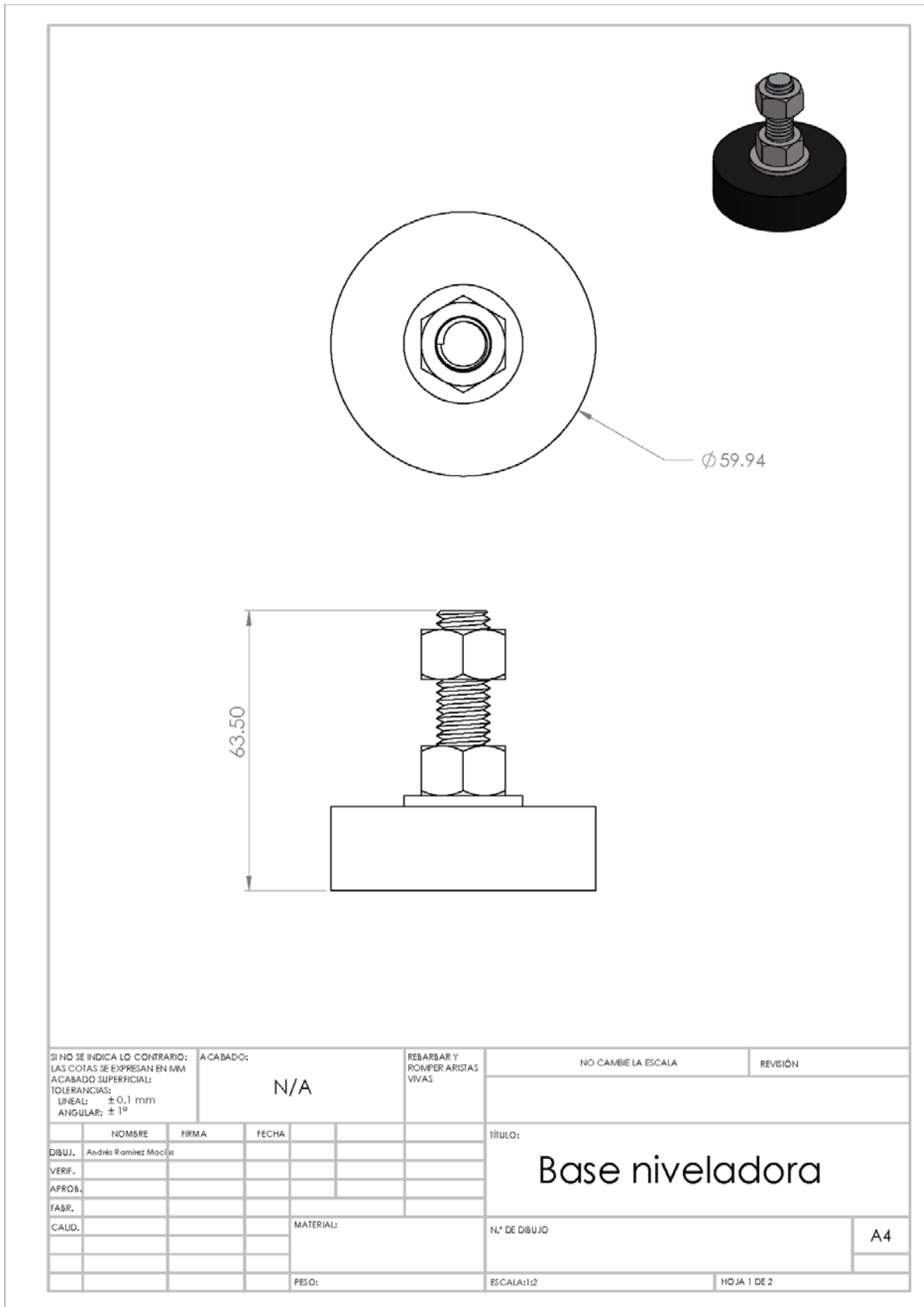
B.4. Base para los rodamientos



B.5. Buje

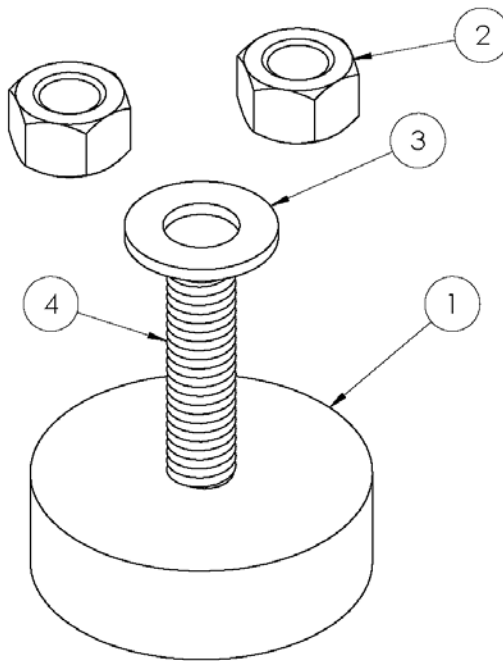


B.6. Base niveladora



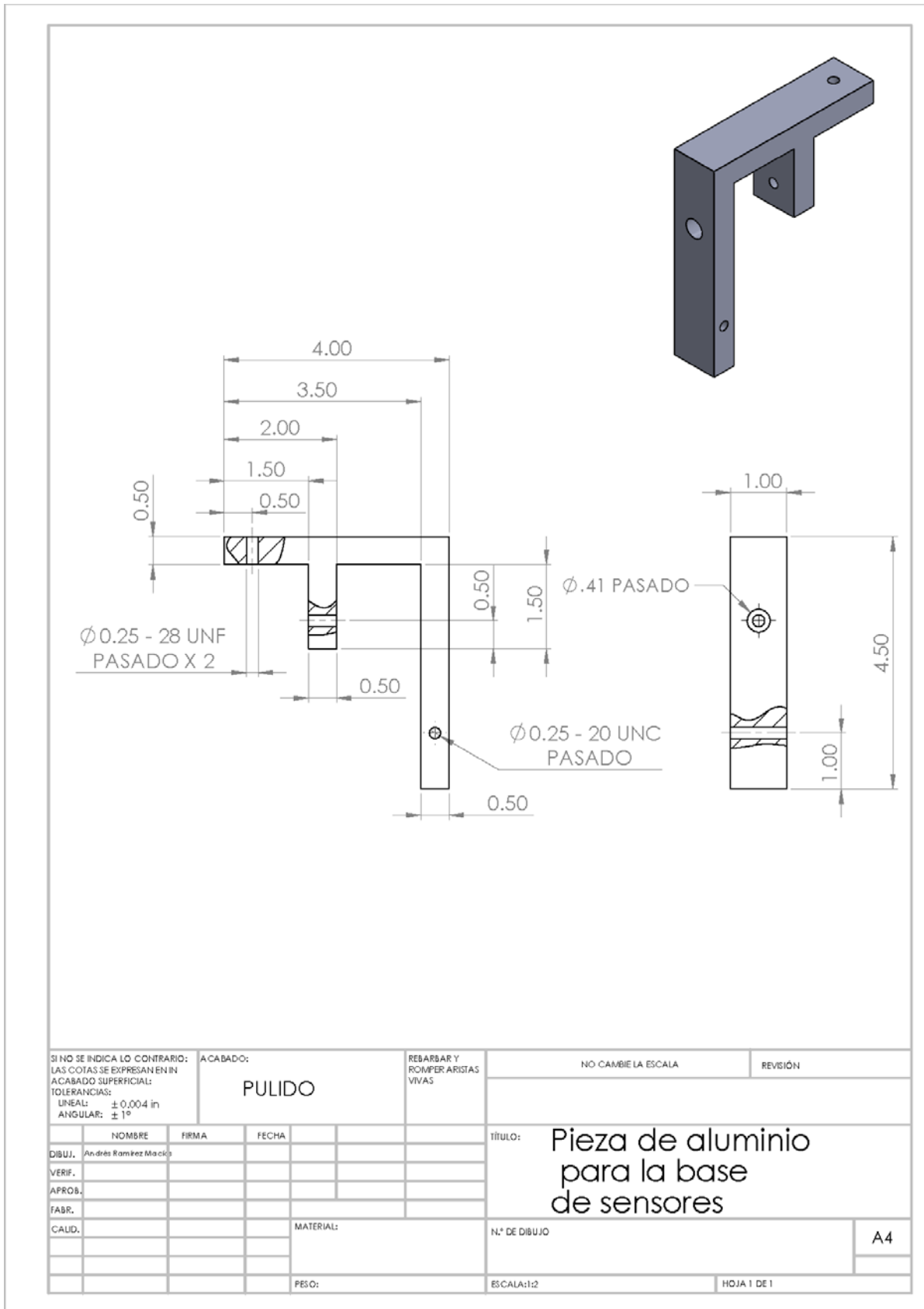
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN NMM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ± 0,1 mm ANGULAR: ± 1°		ACABADO: N/A		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
NOMBRE		FIRMA		FECHA		TÍTULO: Base niveladora			
DIBUJ.		Andrés Ramirez Macías							
VERIF.									
APROB.									
FABR.									
CALID.				MATERIAL:		N.º DE DIBUJO		A4	
				PESO:		ESCALA: 1:2		HOJA 1 DE 2	

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Base de caucho	1
2	Tornillo cabeza hexagonal 0.5-13 UNC	2
3	Rondana 0.5	1
4	Espárrago 0.5-13 UNC	1

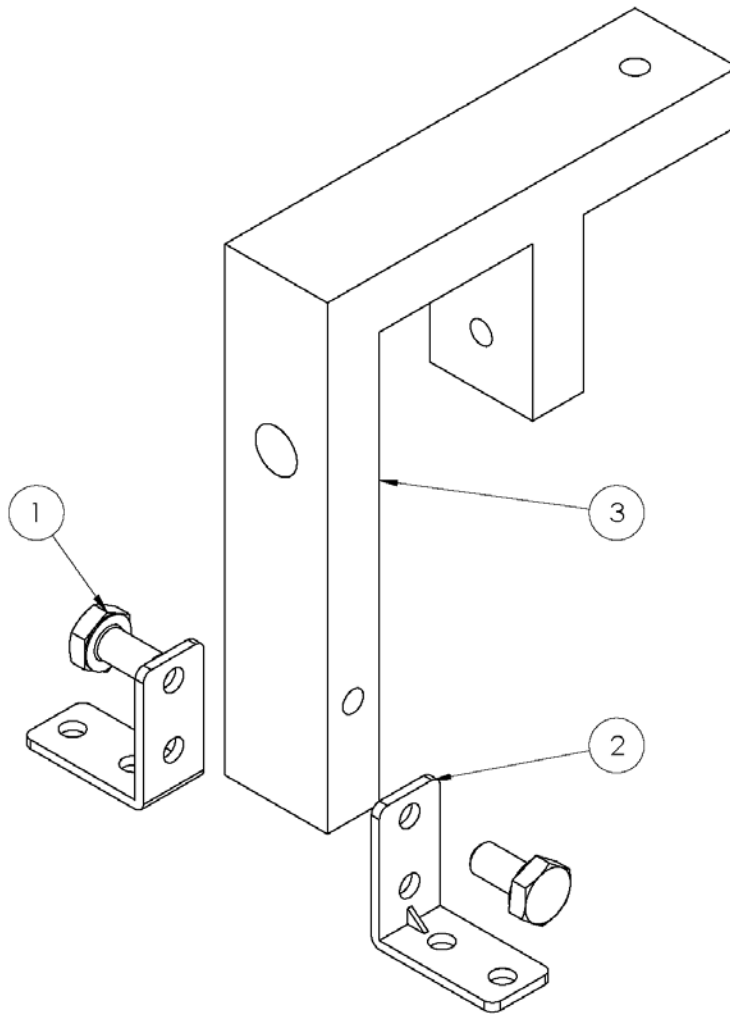


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ± 0,1 mm ANGULAR: ± 1º		ACABADO: N/A	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO: Base niveladora		
DBUJ.	Andrés Ramírez Macías		N.º DE DIBUJO A4		
VERIF.					
APROB.					
FABR.					
CALD.		MATERIAL:	ESCALA: 1:2		
		PESO:	HOJA 2 DE 2		

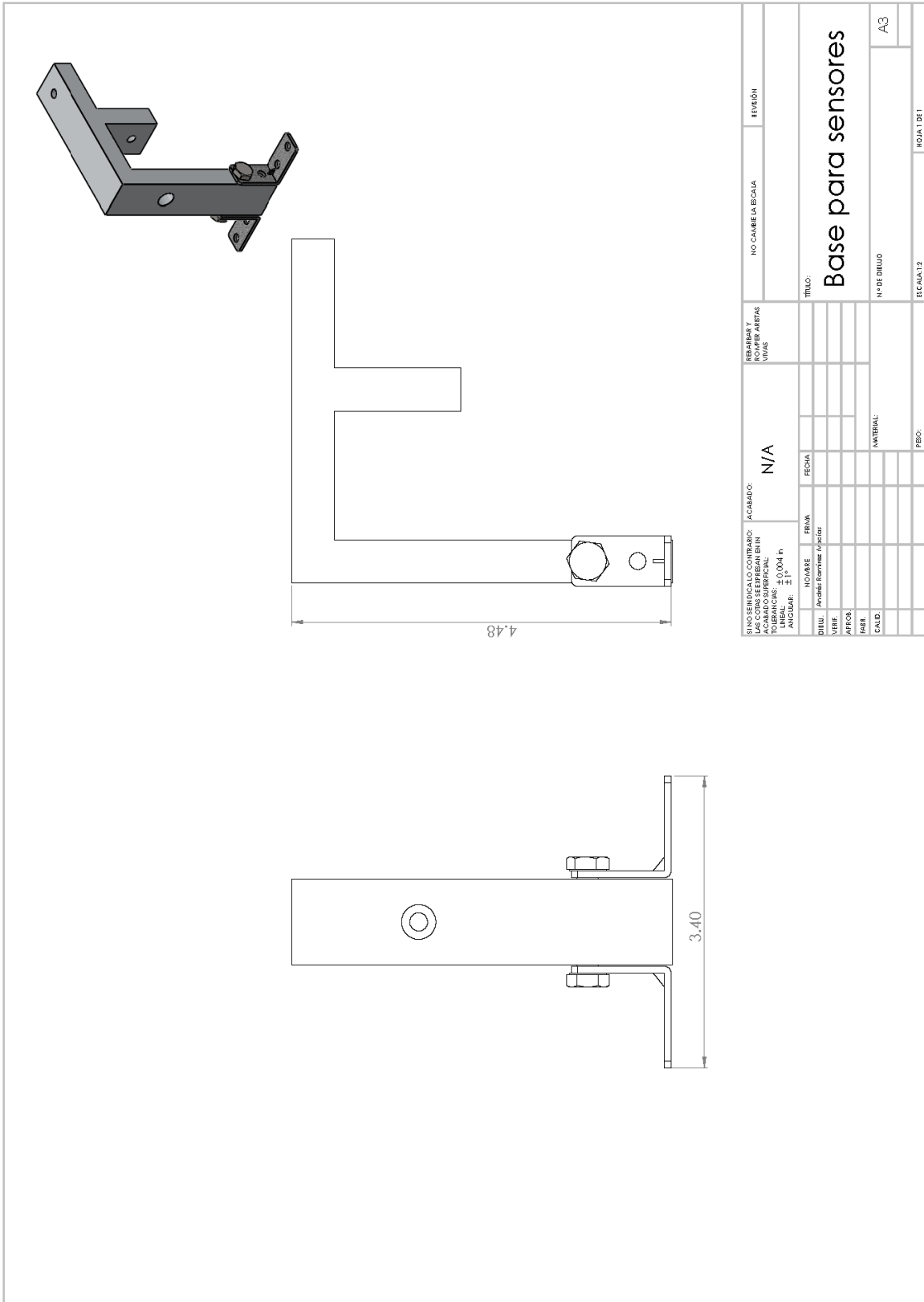
B.7. Base para sensores



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Tornillo cabeza hexagonal 0.25- 20 UNC x 0.5	2
2	Ángulo	2
3	Base para sensor	1

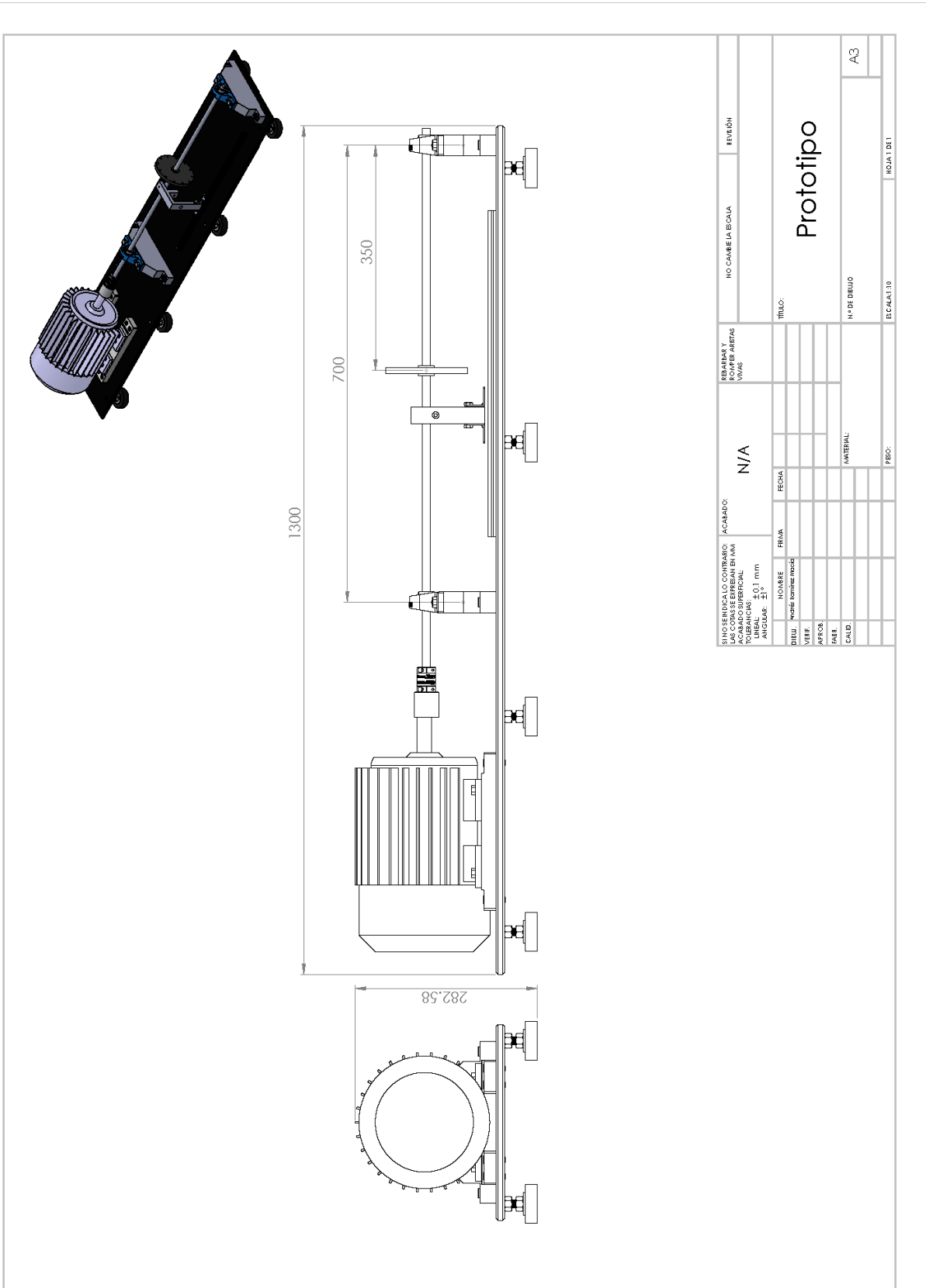


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ± 0,1mm ANGULAR: ± 1°		ACABADO: N/A	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO: Base para sensores		
DEBUJ.	Andrés Ramirez Maciá				
VERIF.					
APROB.					
FABR.					
CALD.		MATERIAL:	N.º DE DIBUJO	A4	
		PESO:	ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE 2	



BUSQUEDA Y CONTROL DE LAS COTAS SE EFECTUAN EN UN ACABADO SUPERFICIAL DE ±0,004 in (0,1028 mm) ANGLADUR: 3°		ACABADO: N/A	ESCALAS Y PUNTERAS: N/A	NO CAMBIA EL CALA	REVISION
DIBU:	INCI@RE:	FECHA:	TITULO:	NO DE DIBUO	A3
VERIF:	APROB:	FECHA:	Base para sensores	ESCALAS:	HOJA 1 DE 1
FABR:	CALID:	MATERIAL:	PESO:	ECALAS:	ECALAS:

B.8. Ensamble del prototipo



B.9. Dibujo del prototipo explosionado con lista de partes

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Motor1	1
2	Buje	1
3	Cople flexible	1
4	Tornillo cabeza hexagonal 0.375-16 UNC x 1	4
5	Base para sensores	1
6	Disco1	1
7	Flecha1	1
8	Rodamiento de bolas	2
9	Tornillo cabeza Allen 0.312-18 UNC x1	4
10	Base de rodamiento	2
11	Placa base	1
12	Base niveladora	8
13	Perfil de aluminio riel	1
14	Base de motor	2
15	Tornillo cabeza Allen 0.375-16 UNC x1	8
16	Tornillo cabeza hexagonal 0.3125-18 UNC x 0.5	4

TITULO: Prototipo explosionado N.º DE DISEÑO: A3 ESCALA: 1:1	NO CAMBIE LA ESCALA FEUDÓN:
REVISIÓN Y INICIACIÓN DE NUEVAS PARTES	FEUDÓN:
N/A	FEUDÓN:
ACABADO: ACABADO SUPERFICIAL: RUGOSIDAD: 4.0, 1.6mm ANGULAR: 2.5°	FEUDÓN:
NOMBRE: Nombre: Prototipo	FEUDÓN:
FECHA:	FEUDÓN:
FIRMA:	FEUDÓN:
VERIF.:	FEUDÓN:
APROB.:	FEUDÓN:
FABR.:	FEUDÓN:
CALIF.:	FEUDÓN:
MATERIAL:	FEUDÓN:
FEUDÓN:	FEUDÓN:

Apéndice C

Herramientas para la adquisición de datos

C.1. Sensores



Proximity Probes

Proximity Probes

A proximity probe is a displacement transducer, providing an output voltage directly proportional to the distance between the probe tip and the observed conductive surface. It is capable of both static (position) and dynamic (vibration) measurements, and is primarily used for vibration and position measurement applications on fluid-film bearing machines, as well as in speed measurement applications.

Eddy Current Proximity Probe (SQPPC)

- Probe diameter: 6 mm
- Thread length 2-inch (with probe tip)
- Probe length: 0.5 m
- Extension cable length: 4.5 m
- Probe-extension connector: L6
- Each signal conditioner takes two (2) probes.
- Signal conditioner output: BNC (female)
- Power supply: 110 V – 60 Hz/ 220 V-50 Hz
- Voltage output : 0 ~ -10 V
- Linear range: 0 ~ 2 mm
- Non-linearity error: <2%
- Sensitivity: 4.5 mV/ μm (nominal)
- Resolution: 1 μm
- Frequency response: 0 ~ 5kHz, ± 3 dB
- Temperature range: -30 ~ 120 °C for probe, 0 ~ 65 °C for signal conditioner
- This kit consists of one 5mm proximity probe, one extension cable, one signal conditioner, and one power supply.
- Comes in 2 pack and 4 pack



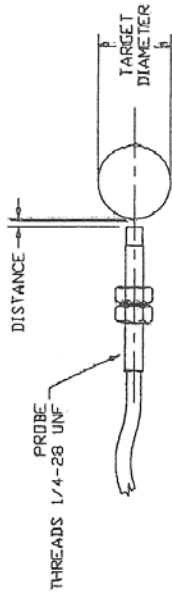
5 mm 1/4 28 Proximity Probe Mounting Kit (M-PPMK)

- Avoids the magnetic field interference commonly encountered in small diameter shafts.
- AIPE standard proximity probes, eddy current sensors, LVDT's, may be mounted both vertically and horizontally.
- Adjustable in the axial direction for measurements at various locations along the rotor shaft.
- This kit consists of one bracket assembly.



C.1.1. Hojas de datos del sensor 1

DISTANCE (mm)	OUTPUT (V)
0.0	-0.702
0.1	-1.022
0.2	-1.418
0.3	-1.830
0.4	-2.267
0.5	-2.725
0.6	-3.178
0.7	-3.625
0.8	-4.065
0.9	-4.502
1.0	-4.915
1.1	-5.311
1.2	-5.701
1.3	-6.056
1.4	-6.411
1.5	-6.70
1.6	-7.00
1.7	-7.28
1.8	-7.54
1.9	
2.0	
2.1	
2.2	
2.3	
2.4	
2.5	
2.6	
2.7	
2.8	
2.9	



TARGET DIAMETER: 5/8" Stainless steel

CHANNEL NUMBER: 1

EXTENSION CABLE SERIAL NO: 04753

PROBE SERIAL NO: 04753

SENSITIVITY (V/mm): 4.09468

DATE: 12/2/11

Spectra Quest

Copyright Spectra Quest, Inc. All Rights Reserved. THIS DOCUMENT IS UNCLASSIFIED AND UNCONTROLLED. CONFIDENTIAL, SECRET AND EXCLUSIVE PROPERTY OF SPECTRA QUEST INCORPORATED AND ARE NOT TO BE COPIED, REPRODUCED OR USED IN ANY MANNER FOR ANY PURPOSE, WHATSOEVER, WITHOUT WRITTEN CONSENT OR PERMISSION.

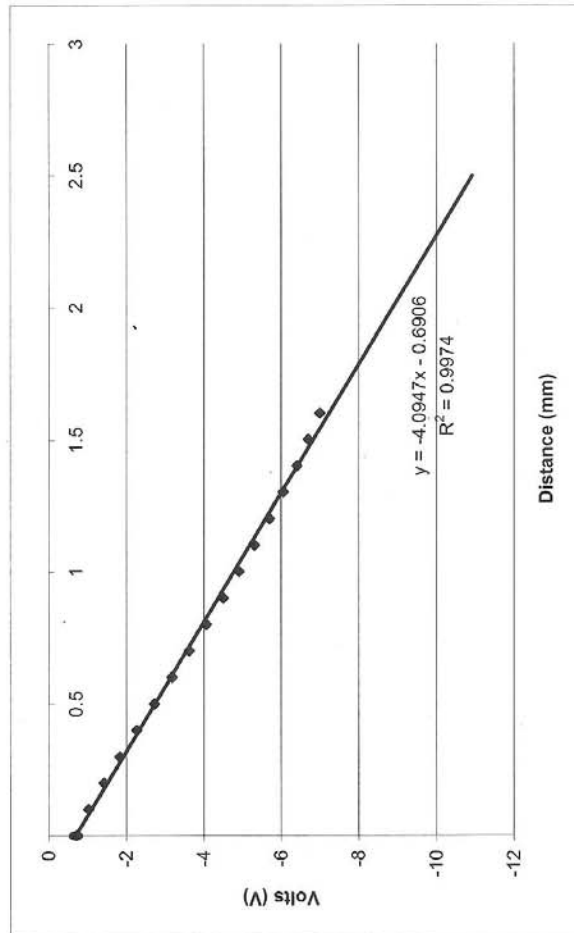
MFS

PROXIMITY PROBE CALIBRATION

DESIGN	DRAWN	DATE	APPROVED	DATE
		2006-05		
SCALE	FILENAME	REVISION DATE		REVISION NUMBER
PROJECT:		2361 970 99 0		0

Distance (mm)	Volts (V)
0	-0.702
0.1	-1.022
0.2	-1.418
0.3	-1.83
0.4	-2.267
0.5	-2.725
0.6	-3.178
0.7	-3.625
0.8	-4.065
0.9	-4.502
1	-4.915
1.1	-5.311
1.2	-5.701
1.3	-6.056
1.4	-6.411
1.5	-6.7
1.6	-7
1.7	
1.8	
1.9	
2	
2.1	
2.2	
2.3	
2.4	
2.5	

Slope v / mm -4.09468



04753 - Channel 1

C.1.2. Hojas de datos del sensor 2

DISTANCE (mm)	OUTPUT (V)
0.0	-0.709
0.1	-1.008
0.2	-1.460
0.3	-1.889
0.4	-2.320
0.5	-2.781
0.6	-3.238
0.7	-3.690
0.8	-4.129
0.9	-4.540
1.0	-4.968
1.1	-5.380
1.2	-5.786
1.3	-6.166
1.4	-6.580
1.5	-7.09
1.6	-7.36
1.7	-7.64
1.8	-7.89
1.9	-8.12
2.0	-8.25
2.1	
2.2	
2.3	
2.4	
2.5	
2.6	
2.7	
2.8	
2.9	

TARGET DIAMETER: 5/8" stainless steel.

CHANNEL NUMBER: 2

EXTENSION CABLE SERIAL NO: 04753

PROBE SERIAL NO: 04753

SENSITIVITY (V/mm): -6.1983

DATE: 12/2/11

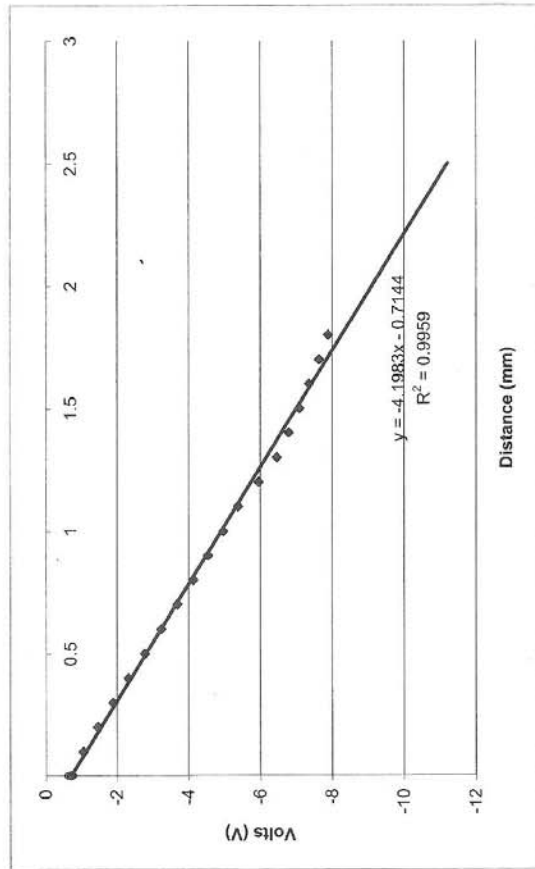
Spectra Quest

Copyright Spectra Quest, Inc. All Rights Reserved.
THE DRAWINGS, INFORMATION AND SUBJECT MATTER HEREOF ARE THE CONFIDENTIAL, SOLE AND EXCLUSIVE PROPERTY OF SPECTRA QUEST INCORPORATED AND ARE NOT TO BE COPIED, REPRODUCED OR USED IN ANY MANNER FOR ANY PURPOSE WHATSOEVER WITHOUT WRITTEN CONSENT OR DIRECTION.

MFS

PROXIMITY PROBE CALIBRATION

DESIGN	DRAWN	DATE	APPROVED	DATE
		2006-05		
SCALE	---	FILENAME:	REVISION DATE:	REVISION NUMBER
PROJECT:			2361 970 99 0	0



Distance (mm)	Volts (V)
0	-0.709
0.1	-1.058
0.2	-1.46
0.3	-1.889
0.4	-2.32
0.5	-2.781
0.6	-3.238
0.7	-3.69
0.8	-4.129
0.9	-4.54
1	-4.968
1.1	-5.38
1.2	-5.956
1.3	-6.466
1.4	-6.8
1.5	-7.09
1.6	-7.36
1.7	-7.64
1.8	-7.89
1.9	
2	
2.1	
2.2	
2.3	
2.4	
2.5	

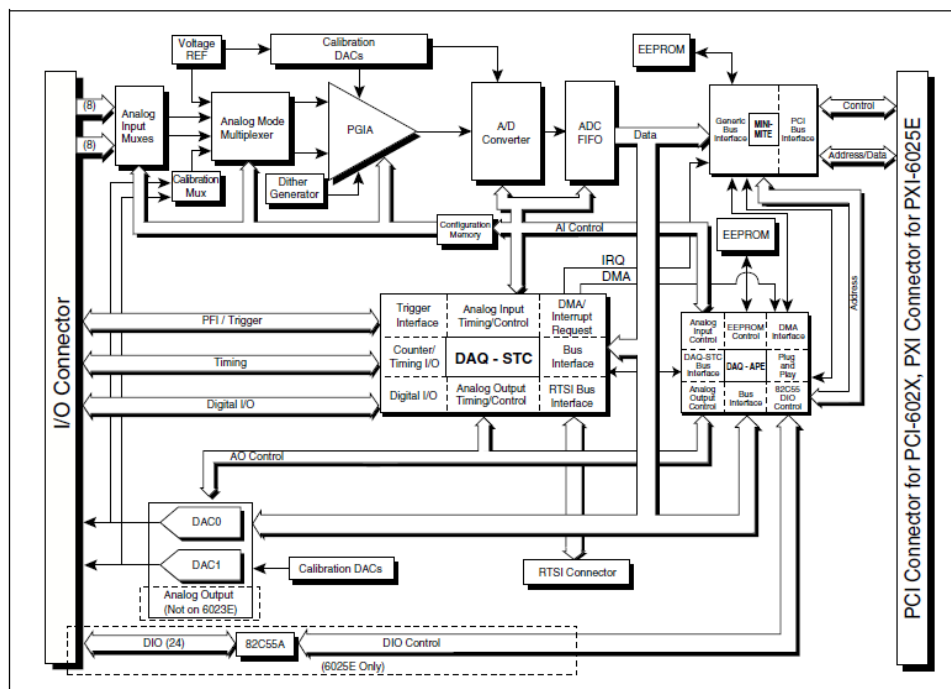
04753 - Channel 2

Slope v / mm -4.19832

C.2. Tarjeta de Adquisición de datos

Descripción de la tarjeta de adquisición de datos NI-6024-E

- 16 canales de entrada analógica (8 diferenciales)
- 2 canales de salida analógica
- 8 líneas de entrada/salida digital
- Conector de 86 pines
- Sistema de control de tiempo propio(DAQ-STC). Consta de tres grupos para el control de entradas y salidas analógicas, y para funciones de contador para propósitos generales. Estos grupos incluyen un total de siete contadores de 24 bits y tres de 16 bits con una resolución máxima de tiempo de 50 ns.
- Sistema específico que permite la sincronización de varias funciones de medida a un mismo disparo o evento de reloj, y lo hacen mediante los sistemas de bus de integración en tiempo real (Real-Time System Integration, RTSI).
- Conexión a bus de PC mediante ranura PCI.



C.2.1. Tabla con las señales de entrada y salida con más relevancia

Signal Name	Reference	Direction	Description
AIGND	—	—	Analog input ground—these pins are the reference point for single-ended measurements in RSE configuration and the bias current return point for DIFF measurements. All three ground references—AIGND, AOGND, and DGND—are connected on your device.
ACH<0..15>	AIGND	Input	Analog input channels 0 through 15—you can configure each channel pair, ACH<i, i+8> (i = 0..7), as either one DIFF input or two single-ended inputs.
AISENSE	AIGND	Input	Analog input sense—this pin serves as the reference node for any of channels ACH <0..15> in NRSE configuration.
DAC0OUT ¹	AOGND	Output	Analog channel 0 output—this pin supplies the voltage output of analog output channel 0.
DAC1OUT ¹	AOGND	Output	Analog channel 1 output—this pin supplies the voltage output of analog output channel 1.
AOGND	—	—	Analog output ground—the analog output voltages are referenced to this node. All three ground references—AIGND, AOGND, and DGND—are connected together on your device.
DGND	—	—	Digital ground—this pin supplies the reference for the digital signals at the I/O connector as well as the +5 VDC supply. All three ground references—AIGND, AOGND, and DGND—are connected on your device.
DIO<0..7>	DGND	Input or Output	Digital I/O signals—DIO6 and 7 can control the up/down signal of general-purpose counters 0 and 1, respectively.
PA<0..7> ²	DGND	Input or Output	Port A bidirectional digital data lines for the 82C55A programmable peripheral interface on the 6025E. PA7 is the MSB. PA0 is the LSB.
PB<0..7> ²	DGND	Input or Output	Port B bidirectional digital data lines for the 82C55A programmable peripheral interface on the 6025E. PB7 is the MSB. PB0 is the LSB.
PC<0..7> ²	DGND	Input or Output	Port C bidirectional digital data lines for the 82C55A programmable peripheral interface on the 6025E. PC7 is the MSB. PC0 is the LSB.
+5 V	DGND	Output	+5 VDC Source—these pins are fused for up to 1 A of +5 V supply on the PCI and PXI devices, or up to 0.75 A from a DAQCard device. The fuse is self-resetting.

C.2.2. Lista de pines de la placa de adquisición de datos

ACH8	34	68	ACH0
ACH1	33	67	AIGND
AIGND	32	66	ACH9
ACH10	31	65	ACH2
ACH3	30	64	AIGND
AIGND	29	63	ACH11
ACH4	28	62	AISENSE
AIGND	27	61	ACH12
ACH13	26	60	ACH5
ACH6	25	59	AIGND
AIGND	24	58	ACH14
ACH15	23	57	ACH7
DAC0OUT ¹	22	56	AIGND
DAC1OUT ¹	21	55	AOGND
RESERVED	20	54	AOGND
DIO4	19	53	DGND
DGND	18	52	DIO0
DIO1	17	51	DIO5
DIO6	16	50	DGND
DGND	15	49	DIO2
+5 V	14	48	DIO7
DGND	13	47	DIO3
DGND	12	46	SCANCLK
PF10/TRIG1	11	45	EXTSTROBE*
PF11/TRIG2	10	44	DGND
DGND	9	43	PF12/CONVERT*
+5 V	8	42	PF13/GPCTR1_SOURCE
DGND	7	41	PF14/GPCTR1_GATE
PF15/UPDATE*	6	40	GPCTR1_OUT
PF16/WFTRIG	5	39	DGND
DGND	4	38	PF17/STARTSCAN
PF19/GPCTR0_GATE	3	37	PF18/GPCTR0_SOURCE
GPCTR0_OUT	2	36	DGND
FREQ_OUT	1	35	DGND

¹ Not available on the 6023E

C.3. Características de la PC

Sistema operativo: Windows XP Profesional Versión 2002 Service Pack 3

Procesador: Intel (R) Pentium (R) 4 CPU 2.00GHz

Memoria RAM: 2 GB

Disco duro: 15 GB

Apéndice D

Herramientas de diseño, manufactura y ensamble

D.1. Tablas para elegir el tamaño de broca para los barrenos pasados y roscados

II – DIAMETROS DE BROCAS PARA MACHUELEAR

ROSCA UNIFICADA		
MACHUELO	HILOS/PULGADA	φ BROCA (pulgadas)
1/16	64NS	3/64
3/32	48NS	49
1/8	40NS	38
5/32	32NS	1/8
5/32	36NS	30
3/16	24NS	26
3/16	32NS	22
7/32	24NS	16
7/32	32NS	12
1/4	20NC	7
1/4	28NF	3
5/16	18NC	F
5/16	24NF	I
3/8	16NC	5/16
3/8	24NF	O
7/16	14NC	U
7/16	20NF	25/64
1/2	13NC	27/64
1/2	20NF	29/64
9/16	12NC	31/64
9/16	18NF	33/64
5/8	11NC	17/32
5/8	18NF	37/64
11/16	11NS	19/32
11/16	16NS	5/8
3/4	10NC	21/32
3/4	16NF	11/16
13/16	10NS	23/32
7/8	9NC	49/64
7/8	14NF	13/16
7/8	18NS	53/64
15/16	9NS	53/64
1	8NC	7/8
1	14NF	15/16
1 1/8	7NC	63/64
1 1/8	12NF	1 3/64
1 1/4	7NC	1 7/64
1 1/4	12NF	1 11/64
1 3/8	6NC	1 13/64
1 3/8	12NC	1 19/64
1 1/2	6NC	1 11/32
1 1/2	12NF	1 27/64
1 5/8	5 1/2NS	1 29/64
1 3/4	5NC	1 9/16
1 7/8	5NS	1 11/16
2	4 1/2NC	1 25/32

ROSCA METRICA ISO		
MACHUELO	PASO (mm)	φ BROCA (mm)
1,6	0,35	1,25
1,8	0,35	1,45
2,0	0,40	1,60
2,2	0,45	1,75
2,5	0,45	2,05
3,0	0,50	2,50
3,5	0,60	2,90
4,0	0,70	3,30
4,5	0,75	3,70
5,0	0,80	4,20
6,0	1,00	5,00
7,0	1,00	6,00
8,0	1,25	6,80
9,0	1,25	7,80
10,0	1,50	8,60
11,0	1,50	9,50
12,0	1,75	10,20
14,0	2,00	12,00
16,0	2,00	14,00
18,0	2,50	15,50
20,0	2,50	17,50
22,0	2,50	19,50
24,0	3,00	21,00
27,0	3,00	24,00
30,0	3,50	26,50
33,0	3,50	29,50
36,0	4,00	32,00
39,0	4,00	36,00
42,0	4,50	37,50
45,0	4,50	40,50
48,0	5,00	43,00
52,0	5,00	47,00

ROSCA NPT PARA TUBO		
MACHUELO	HILOS/PULGADA	φ BROCA (pulgadas)
1/16	27,0	D
1/8	27,0	R
1/4	18,0	7/16
3/8	18,0	37/64
1/2	14,0	45/64
3/4	14,0	59/64
1	11,5	1 5/32
1 1/4	11,5	1 1/2
1 1/2	11,5	1 47/64
2	11,5	2 7/32

NUMERO DE ROSCA		
MACHUELO	HILOS/PULGADA	φ BROCA
0	80NF	3/64
1	64NC	53
1	72NF	53
2	56NC	51
2	64NF	49
3	48NC	46
3	56NF	45
4	36NS	44
4	40NC	43
4	48NF	42
5	40NC	38
5	44NF	37
6	32NC	36
6	40NF	33
8	32NC	29
8	36NF	29
10	24NC	25
10	32NF	21
12	24NC	16
12	28NF	14

D.2. Indicador de carátula



Artículo	Indicadores de Carátula AGD Económicos
Graduación	.001"
Color Carátula	Blanco
Lectura	0-100
Incluye	Carátula 2-1/4"

D.3. Vernier digital

Calibrador Digimatic ABSOLUTE

SERIE 500 — Con Tecnología Exclusiva de Codificador ABSOLUTE

El Calibrador Digimatic absolute de Mitutoyo es la siguiente generación de calibradores electrónicos. Mantiene el punto de origen una vez que se fija. Cada vez que se enciende la pantalla LCD muestra la posición actual del cursor quedando lista para iniciar la medición. Con la tecnología de codificador absolute no se necesita repetir el fijado del cero ni tampoco preocuparse por los errores de sobrevelocidad.

Acabado de la superficie de la escala de alta calidad para desplazamiento suave del cursor

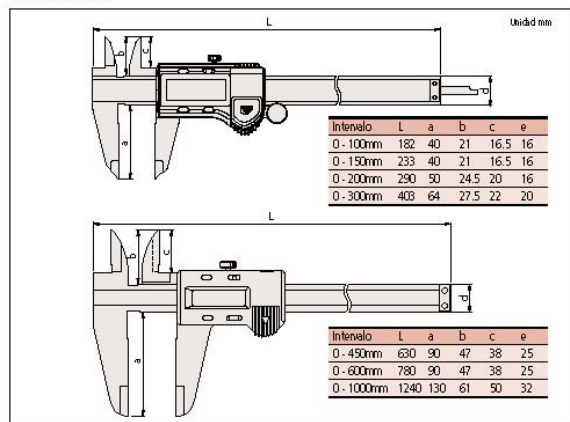


CARACTERÍSTICAS

- Pantalla de lectura LCD grande y clara.
- El botón CERO/ABS permite poner el cero en la pantalla en cualquier posición a lo largo de la escala para mediciones de comparación incremental. También permitirá regresar a las coordenadas absolutas (ABS) y mostrar la posición verdadera des de el punto de origen (usualmente con la puntas de medición cerradas).
- La unidad de Mantener el Dato (959143) es opcional.
- Calibradores tipo punta de carburo están disponibles.



DIMENSIONES



SPC

ABSOLUTE

(Referirse a la página 8 para detalles)



(Referirse a la página 8 para detalles)
*Modelo de intervalo hasta 300mm /12pulg

Datos Técnicos

Error instrumental: $\pm 0.02\text{mm}$ ($\pm 200\text{mm}$),
 $\pm 0.03\text{mm}$ ($\pm 300\text{mm}$) $\pm 0.05\text{mm}$ ($\pm 600\text{mm}$),
 $\pm 0.07\text{mm}$ ($\pm 1000\text{mm}$)
 (excluye error de conteo)
 Resolución: 0.01mm ó .0005pulg/0.01mm
 Repetibilidad: 0.01mm
 Pantalla: LCD
 Patrón de longitud: Codificador lineal tipo capacitancia
 electrónica ABSOLUTE
 Velocidad máx. de respuesta: ilimitada
 Pila: SR44 (1 paa.), 541 580
 Vida de la pila: Aproximadamente 3.5 años bajo uso normal

Funciones

Fijado del origen, Fijado del cero, Salida de datos, Conversión
 pulg/mm (modelos en pulg/mm)
 Alarmas: bajo voltaje, Error de composición del valor de
 conteo

Accesorios Opcionales

959143: Unidad para Mantener el Dato
 959149: Cable para SPC con botón de dato (1m)
 959150: Cable para SPC con botón de dato (2m)
 02AZD7-0CC: Cable de SPC para U-Wave con botón de datos
 (180mm)



D.4. Pegamento

PLASTIACERO RAPIDO LIQUIDO



Clave: R5-45

Descripcion:

Adhesivo epoxico con carga de acero, de endurecimiento rápido. Tiene buena resistencia mecánica y resiste hasta 93°C de temperatura. Puede machuelarse, lijarse, pintarse. Resiste gasolina y algunos otros productos químicos usados normalmente en la industria. Ideal para reparaciones de emergencia, para reparar mototes, carcazas, maquinarias, formar piezas, pegar partes rotas.

Ejemplos de aplicaciones:

Repara y recupera cuerdas barridas, tuberías con fugas o fracturas, partes de maquinaria rotas y recipientes perforados.

recuperar cartees y monoblocks de motores, tanques de gasolina, radiadores, pegar carburadores. Recuperar material

Perdido por desgaste. Reparar equipo en sustitución de la soldadura en áreas de almacenamiento de productos inflamables,

Como combustible. Forma nichos de maquinado. Recuperar fundición con defectos y porosidades. Reparar carcazas, soportes,

aspas, válvulas, compresores, etc. y muchas aplicaciones donde el tiempo de curado sea un factor determinante.

Apéndice E

Códigos de Matlab[®]

E.1. Código para las gráficas en el dominio del tiempo y las órbitas

```

Fs = 1000;                % Frecuencia de muestreo
T = 1/Fs;                % Tiempo de la muestra
L = 15000;               % Longitud de la senal
t = (0:L-1)*T;           % vector de tiempo
%X_5s es el arreglo que contiene la informacion recolectada
%del sensor colocado en el eje X
%Y_5s es el arreglo que contiene la informacion recolectada
%del sensor colocado en el eje Y

%Gráficas en el dominio del tiempo
plot(Fs*t, X_5s(1:15000,2), 'b')
title('Vibraci\U{f3}n en X')
xlabel('Tiempo [ms]')
ylabel('Distancia [mm]')
%legend()
%axis([0,15000,-1.4,1.4])

figure
%hold on
plot(Fs*t,Y_5s(1:15000,2))
title('Vibraci\U{f3}n en Y')
xlabel('Tiempo [ms]')
ylabel('Distancia [mm]')
%axis([0,15000,-1.4,1.4])

figure
plot(X_5s(:,2)+0.08,Y_5s(:,2)-0.15) %Orbitas
title('\U{d3}rbita de la flecha (5 segundos)')
xlabel('X [mm]')
ylabel('Y [mm]')
axis([-0.5,0.5,-.5,.5])

```

E.2. Algoritmo de la Transformada Rápida de Fourier

```
Fs = 1000;           % Frecuencia de muestreo
T = 1/Fs;           % Tiempo de la muestra
L = 15000;          % Longitud de la senal
t = (0:L-1)*T;      % vector de tiempo
%X_5s es el arreglo que contiene la informacion recolectada
%del sensor colocado en el eje X
%Y_5s es el arreglo que contiene la informacion recolectada
%del sensor colocado en el eje Y

NFFT = 15000;
%Transformada de Fourier
X = fft( X_5s(1:15000,2),NFFT)/L;
Y = fft(Y_5s(1:15000,2),NFFT)/L;
f = Fs/2*linspace(0,1,NFFT/2+1);

% Espectros de amplitud de X y Y
figure
plot(f,2*abs(X(1:NFFT/2+1)))
title('Espectro de amplitud de X(t)')
xlabel('Frecuencia (Hz)')
ylabel('|X(f)|')

figure
plot(f,2*abs(Y(1:NFFT/2+1)))
title('Espectro de amplitud de Y(t)')
xlabel('Frecuencia (Hz)')
ylabel('|Y(f)|')
```