

CONACYT
Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología



**UNIVERSIDAD MICHOACANA DE SÁN NICOLÁS
DE HIDALGO**

**DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

MAESTRÍA EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE
ENSAYOS ESTÁTICOS Y A FATIGA PARA ÁLABES DE
AEROGENERADORES DE BAJA CAPACIDAD**

Tesis para obtener el grado de:

MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

PRESENTA:

Ing. Erik Pérez Juárez

ASESORES:

Dr. Juan Felipe Soriano Peña

M.C. Víctor López Garza

Morelia, Michoacán, Mayo del 2019

Contenido

Resumen.....	4
Abstract.....	5
Introducción.....	6
Antecedentes.....	8
Planteamiento del problema.....	11
Justificación.....	12
Hipótesis.....	13
Objetivos.....	13
Objetivo general.....	13
Objetivos específicos:.....	13
Capítulo 1. Marco teórico.....	14
1.1 Principios generales.....	14
1.1.1 Propósito de las pruebas.....	14
1.1.2 Restricciones prácticas.....	14
1.1.3 Casos de carga.....	14
1.1.4 Áreas que se prueban.....	16
1.2 Diferencias entre las condiciones de carga de diseño y carga de prueba.....	17
1.2.1 General.....	17
1.2.2 Introducción de la carga.....	17
1.2.3 Momentos de flexión y cortante.....	18
1.2.4 Combinaciones de carga flatwise y edgewise.....	18
1.2.5 Cargas radiales.....	18
1.2.6 Cargas de torsión.....	19
1.2.7 Espectro de carga y secuencia.....	19
1.3 Carga de la prueba.....	19
1.3.1 General.....	19
1.3.2 Pruebas basadas en carga.....	20
1.3.2.1 Diseño de prueba de carga envolvente.....	20
1.3.3 Pruebas basadas en la resistencia.....	20
1.3.4 Reducción del tiempo de prueba.....	21
1.3.5 Límites para amplificación de carga y frecuencia.....	22
1.3.6 Secuencia de pruebas estáticas y de fatiga.....	23
1.4 Cálculo de la carga de prueba.....	23
1.4.1 Modelo de carga simplificado.....	23
1.4.1.1 Hipótesis de carga A: Operación normal.....	24
1.4.1.2 Hipótesis de carga I: Inmovilización con carga de viento, exposición máxima	

1.5	Procedimientos y métodos de prueba.....	27
1.5.1	Accesorios de introducción de carga	27
1.5.2	Tipo de carga.....	28
1.5.2.1	Carga de amplitud constante	29
1.5.2.2	Carga de bloque	29
1.5.2.3	Carga de amplitud variable	29
1.5.2.4	Carga axial única.....	30
1.5.2.5	Carga multiaxial.....	30
1.5.2.6	Múltiples puntos de carga	30
1.5.2.7	Carga de resonancia	31
1.5.3	Métodos de control de la prueba.....	31
1.5.3.1	Control de desplazamiento.....	31
1.5.3.2	Control de la fuerza	31
1.5.3.3	Prueba de resonancia	32
1.6	Dispositivos de carga	32
1.6.1	Actuadores hidráulicos	32
1.6.2	Masa giratoria excéntrica	34
1.6.3	Árbol de levas giratorio.....	35
1.7	Diseño para ensamble (DFA).....	36
1.7.1	Método Boothroyd-Dewhurst de DFA	36
2	Capítulo 2. Diseño conceptual de la máquina de ensayo a fatiga.	40
2.1	Introducción al diseño.	40
2.2	Selección de las cargas aplicadas	43
2.3	Selección del tipo de carga y lugar de aplicación	43
2.4	Selección del dispositivo de carga	44
2.5	Diseños propuestos.....	45
3	Capítulo 3. Análisis estructural del banco de pruebas	55
3.1	Determinación de las fuerzas aplicadas.....	55
3.2	Análisis de esfuerzos.....	56
4	Capítulo 4. Análisis de la manufactura y ensamble de las estructuras por el método Boothroyd-Dewhurst.....	64
5	Capítulo 5. Análisis de fatiga del banco de pruebas seleccionado.....	69
5.1	Determinación de la carga de prueba.	69
5.2	Determinación de la vida de fatiga	70
6	Capítulo 6. Manufactura de la máquina de ensayo a fatiga.....	74
6.1	Introducción a la manufactura	74
6.2	Metodología del proceso de manufactura de la máquina de ensayos.....	74
6.3	Procesos de selección y corte de los materiales	75
6.4	Proceso de barrenado.....	77

6.5	Proceso de soldadura	80
6.6	Pintura	83
6.7	Proceso de ensamblaje	84
	Conclusiones	86
	Difusión de los resultados de la investigación.	87
	BIBLIOGRAFIA.....	89
	ANEXOS.....	91

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Partes de un aerogenerador. [Fuente: https://vevor.manufacturer.spanish.globalsources.com , https://oremotor.com/]	6
Figura 2. Aparato de sujeción de álabes MTS-810 [6].	8
Figura 3. Diagrama de diseño de la máquina de fatiga [6].	8
Figura 4. Máquina de ensayo de fatiga desarrollada por la empresa CEAD.[Fuente: www.ceadgroup.com]	9
Figura 5. Máquina de prueba de fatiga de Epaarachchi [8].	9
Figura 6. Máquina de prueba de fatiga de Jorge Antonio Villar Alése [9].	10
Figura 7. Estructura de soporte de prueba de fatiga [10].	10
Figura 8. Sistema de coordenadas en la cuerda (flatwise, edgewise) [2].	15
Figura 9. Sistema de coordenadas del rotor (flapwise, lead-lag) preferido [2].	16
Figura 10. Diferencia en la distribución de momentos para la carga de prueba ideal y real [2].	18
Figura 11. Límites prácticos a la magnificación de carga [2].	23
Figura 12. Accesorio de fijación del álabe usando un manguito externo de madera [2].	28
Figura 13. Ejemplo de configuración de prueba uniaxial utilizando un actuador hidráulico (NREL, EE. UU.) [2].	33
Figura 14. Ejemplo de configuración de prueba de múltiples puntos de un solo eje utilizando actuadores hidráulicos (CRES, Grecia) [2].	33
Figura 15. Ejemplo de configuración de prueba utilizando una masa giratoria excéntrica (Riso, Dinamarca) [2].	34
Figura 16. Ejemplo de configuración de prueba usando un sistema de árbol de levas para la carga de fatiga (Japón) [2].	35
Figura 17. Valores de α y β para diferentes geometrías [18].	37
Figura 18. Partes del banco de pruebas de fatiga. Fuente: SOLIDWORKS 2017.	45
Figura 19. Mecanismo de ajuste de amplitud. Fuente: SOLIDWORKS 2017.	46
Figura 20. Mecanismo de fuerza. Fuente: SOLIDWORKS 2017.	46
Figura 21. Partes del banco de pruebas. Fuente: SOLIDWORKS 2017.	47
Figura 22. Cabezal 1 del banco de pruebas. Fuente: SOLIDWORKS 2017.	47
Figura 23. Vista explosionada del cabezal 1. Fuente: SOLIDWORKS 2017.	48
Figura 24. Álabe girado 15°. Fuente: SOLIDWORKS 2017.	48
Figura 25. Cabezal girado 90°. Fuente: SOLIDWORKS 2017.	49
Figura 26. Cabezal 2 del banco de pruebas. Fuente: SOLIDWORKS 2017.	49
Figura 27. Vista explosionada del cabezal 2. Fuente: SOLIDWORKS 2017.	50
Figura 28. Cabezal 3 del banco de pruebas. Fuente: SOLIDWORKS 2017.	50
Figura 29. Vista explosionada del cabezal 3. Fuente: SOLIDWORKS 2017.	51
Figura 30. Segundo banco de prueba propuesto. Fuente: SOLIDWORKS 2017.	51
Figura 31. Segundo banco de pruebas propuesto. Fuente: SOLIDWORKS 2017.	52
Figura 32. Cabezal 4 de banco de pruebas. Fuente: SOLIDWORKS 2017.	52
Figura 33. Vista explosionada del cabezal 4. Fuente: SOLIDWORKS 2017.	53
Figura 34. Tercer banco de prueba propuesto para fatiga. Fuente: SOLIDWORKS 2017.	53
Figura 35. Sistema de carga para el tercer banco de pruebas propuesto. Fuente: SOLIDWORKS 2017.	54
Figura 36. Cabezal para el tercer banco de pruebas propuesto. Fuente: SOLIDWORKS 2017.	54
Figura 37. Aplicación de las cargas en el banco de pruebas. Fuente: ANSYS R16.2.	57
Figura 38. Esfuerzos equivalentes de Von Mises en el primer banco de pruebas. Fuente: ANSYS R16.2.	58
Figura 39. Análisis de esfuerzos equivalentes de Von Mises en el cabezal 1. Fuente: ANSYS R16.2.	58
Figura 40. Análisis de esfuerzos equivalentes de Von Mises en el cabezal 2. Fuente: ANSYS R16.2.	59

Figura 41. Análisis de esfuerzos equivalentes de Von Mises en el cabezal 3. <i>Fuente: ANSYS R16.2.</i>	59
Figura 42. Aplicación de cargas en el banco de pruebas. <i>Fuente: ANSYS R16.2.</i>	60
Figura 43. Análisis de esfuerzos equivalentes de Von Mises en el segundo banco de pruebas. <i>Fuente: ANSYS R16.2.</i>	60
Figura 44. Análisis de esfuerzos equivalentes de Von Mises en el cabezal 4. <i>Fuente: ANSYS R16.2.</i>	61
Figura 45. Análisis de esfuerzos equivalentes de Von Mises en el tercer banco de pruebas. <i>Fuente: ANSYS R16.2.</i>	61
Figura 46. Análisis de esfuerzos equivalentes de Von Mises en el cabezal del 3er banco de pruebas. <i>Fuente: ANSYS R16.2.</i>	62
Figura 47. Aplicación de momento de fatiga en el cabezal del banco de ensayos.	72
Figura 48. Cálculo de fatiga utilizando la curva stress life. <i>Fuente: ANSYS R16.2.</i>	72
Figura 49. Cálculo de fatiga utilizando la curva strain life. <i>Fuente: ANSYS R16.2.</i>	73
Figura 50. Corte de vigas.	75
Figura 51. Corte de placa en pantógrafo.....	75
Figura 52. Acomodo de la placa en el corte.	76
Figura 53. Corte de las vigas en Angulo.	76
Figura 54. Marcado y perforación del cabezal.	77
Figura 55. Fabricación de las bases para niveladores.....	78
Figura 56. Perforación de placa.	78
Figura 57. Perforación de orificios en la base y el banco.	79
Figura 58. Construcción de la base y el banco.	80
Figura 59. Soldadura de esquineras.	80
Figura 60. Construcción del cabezal.	81
Figura 61. Soldadora de niveladores a la base.....	81
Figura 62. Unión de las partes del banco de ensayos.	82
Figura 63. Soldadura de placa al banco de pruebas.	82
Figura 64. Pintado de la máquina.....	83
Figura 65. Ensamble de máquina de ensayos a fatiga.	84
Figura 66. Vista de la máquina de ensayos a fatiga.	84
Figura 67. Colocación de barra de en la máquina de ensayos.....	85
Figura 68. Colocación del álabe en la máquina de ensayos.....	85
Figura 69. Ficha técnica del acero A36. <i>Fuente: https://terniumcomprod.blob.core.windows.net/terniumcom20/2016/06/Hoja-Tecnica-Placa-A36.pdf</i>	92
Figura 70. Figuras para estimar los Códigos y tiempos de ensamble para las bases diseñadas empleando el método Boothroyd-Dewhurst. <i>Fuente: SOLIDWORKS 2017.</i>	93
Figura 71. Figuras para estimar los Códigos y tiempos de ensamble para los cabezales diseñados empleando el método Boothroyd-Dewhurst. <i>Fuente: SOLIDWORKS 2017.</i>	94

ÍNDICE DE TABLAS Y GRÁFICOS

Tabla 1. Hipótesis de carga de diseño para el método de cálculo de cargas simplificado [16]. 24	
Tabla 2. Coeficientes de fuerza, Cf [16].	27
Tabla 3. Estimación de tiempos de inserción [18].	38
Tabla 4. Estimación de tiempos de manipulación [18].	39
Tabla 5. Proceso de diseño[19].	40
Tabla 6. Códigos y tiempos de ensamble para las bases diseñadas empleando el método Boothroyd-Dewhurst.....	64
Tabla 7. Códigos y tiempos de ensamble para los cabezales diseñados empleando el método Boothroyd-Dewhurst.....	65

Gráfico 1. Comparativa de esfuerzos máximos equivalentes de Von Mises en los cabezales.	62
Gráfico 2. Comparativa de factor de seguridad de los cabezales.	62
Gráfico 3. Comparativa de esfuerzos equivalentes de Von Mises de las diferentes bases.	63
Gráfico 4. Comparativa de factores de seguridad de las diferentes bases.	63
Gráfico 5. Tiempo de fabricación de las diferentes bases y cabezales.	67
Gráfico 6. Tiempo de fabricación de los bancos de prueba.....	67

TÉRMINOS Y DEFINICIONES

Spanwise: Dirección paralela al eje longitudinal del álabe de rotor.

Edgewise: Dirección paralela a la cuerda local.

Cuerda: Longitud de una línea recta de referencia que une, según ciertas convenciones definidas, los bordes anterior y posterior de una sección transversal del perfil aerodinámico del álabe.

Flapwise: Dirección que es perpendicular a la superficie barrida por el eje del álabe del rotor no deformado.

Flatwise: Dirección que es perpendicular a la cuerda local, y el eje spanwise del álabe.

Lead-lag: Dirección que es paralela al plano de la superficie barrida y perpendicular al eje longitudinal del álabe del rotor no deformado.

Inboard: Hacia la raíz del álabe.

Resumen.

Para verificar la confiabilidad y resistencia de un álabe de una micro turbina eólica se requiere una prueba estática y de fatiga del álabe completo, estas pruebas se realizan en un banco de pruebas, permitiendo certificar el álabe y mejorar el rendimiento, a través de las pruebas se garantiza su correcto funcionamiento y se disminuye la probabilidad de que no ocurrirá un fallo que pueda terminar en un accidente. La prueba además permite identificar diseños inadecuados y determinar las zonas de riesgo.

La presente investigación tiene por objeto desarrollar una máquina de ensayo de álabes de aerogeneradores que nos permita determinar el comportamiento mecánico estático y a fatiga de diferentes álabes desarrollados en la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, para ello, se realiza el diseño conceptual y de detalle del banco de ensayos, por medio de un software de elemento finito se analizan los esfuerzos del banco utilizando la norma IEC 61400-2 para la aplicación de las cargas.

Palabras clave: Análisis, Fabricación, Turbina Eólica, Banco de Prueba, Resistencia.

Abstract.

To verify the reliability and resistance of a blade of a micro wind turbine, a static and fatigue test of the complete blade is required, these tests are realized in a test bench allowing to certify the blade and improve the performance, through the test its correct functioning is guaranteed and the probability of failure that may result in accident decreases. The test also allows identifying inadequate designs and determining the zone of risk.

The purpose of this research is to develop a wind turbine blade testing machine that allows us to determine the static mechanical behavior and fatigue of different blades developed at the Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, for which the conceptual and detailed design of the test bench is carried out, by means of finite element software, the machine's efforts are analyzed using the IEC 61400-2 standard for the application of loads.

Introducción.

Un aerogenerador eólico es una maquina formada principalmente por una turbina eólica y un generador eléctrico, la turbina eólica transforma la energía cinética del viento en energía mecánica rotacional la cual es transformada en energía eléctrica por el generador[1].

La turbina eólica está compuesta por álabes considerados como los componentes más críticos del sistema debido a las cargas que actúan sobre ellos durante su funcionamiento [2].

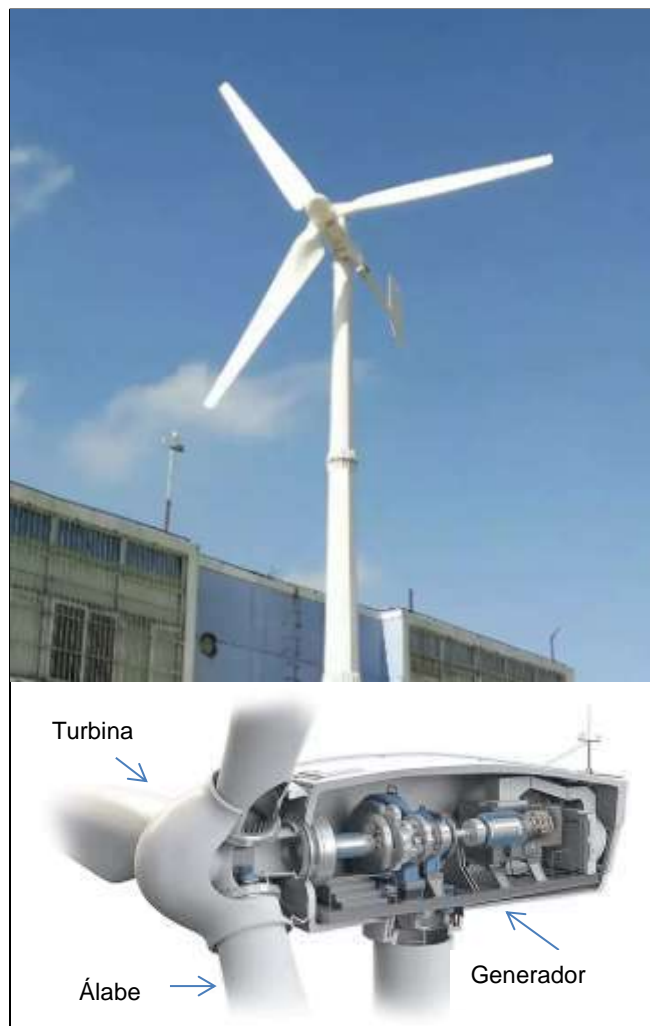


Figura 1. Partes de un aerogenerador. [Fuente: <https://vevor.manufacturer.spanish.globalsources.com>, <https://oremotor.com/>]

Los álabes son diseñados para resistir durante largos periodos de vida [3], el tiempo de vida de un álabe se determina mediante un análisis de fatiga.

La fatiga es un proceso de agrietamiento progresivo que culmina en la fractura de un material sujeto a cargas repetitivas o fluctuantes. Se estima que más del 50 % de las fallas en componentes mecánicos se deben a la fatiga. La fatiga es evaluada en términos del tiempo o del número de ciclos que tarda en ocurrir la fractura final [4].

En el mundo existen diferentes laboratorios que realizan pruebas estáticas y de fatiga de las álabes de las turbinas eólicas entre los que se encuentran; Riso National Laboratories en Dinamarca, el Centro de Energías Renovables y Fuentes (CRES) en Grecia, el Centro de Conocimiento de Materiales y Construcciones de Turbinas Eólicas (WMC) en TU Delft en los Países Bajos, los Laboratorios Nacionales de Energía Renovable (NREL) en los EE. UU, el Centro de Energía Renovable (NaREC) en el Reino Unido, la instalación de pruebas internas de LM Glasfiber ubicada en Lunderskov, Dinamarca, el Centro de Pruebas de Tecnología eólica de Massachusetts (WTTC) en Charlestown MA y la Instalación de pruebas de álabes grandes en Houston TX [5].

El propósito fundamental de una prueba con álabes de turbinas eólicas es demostrar con un nivel razonable de certeza que un tipo de álabes, cuando se fabrica según un determinado conjunto de especificaciones, tiene la confiabilidad prescrita con referencia a estados límite específicos, o más precisamente, para verificar que no se alcanzan los estados límite especificados y, por lo tanto, los álabes poseen la resistencia y la vida útil previstas en el diseño.[2]

Para todas las turbinas, se requiere un ensayo funcional y de seguridad y un ensayo de durabilidad [2].

Las normas IEC 61400-2 (Parte 2: Requisitos de diseño para pequeños aerogeneradores) y 61400-23 (Parte 23: ensayos estructurales de álabes a escala real) establecen consideraciones a tener en cuenta en el análisis y prueba de fatiga de los álabes.

Antecedentes.

Feng-Min Lai y Shin-Han Yang [6] desarrollaron dos sistemas de prueba estática y de fatiga para pequeños álabes de aerogeneradores, uno de los bancos desarrollados (Figura 2) permite generar un movimiento oscilatorio vertical a través de un dispositivo llamado MTS-810 y colocar masas a lo largo del álabe para simular las fuerzas.

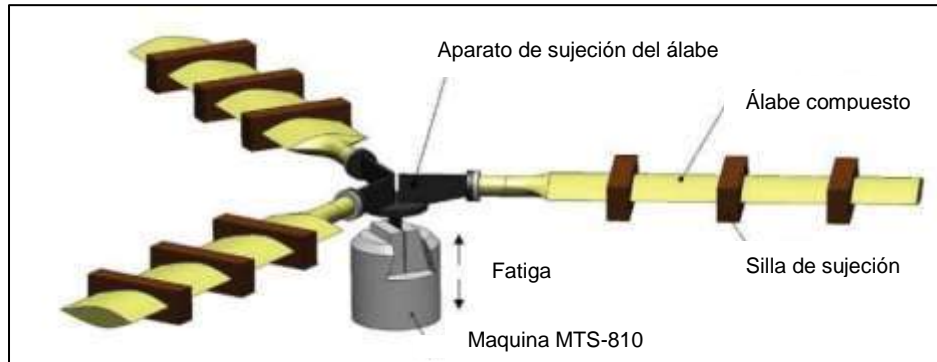


Figura 2. Aparato de sujeción de álabes MTS-810 [6].

El segundo banco de ensayos desarrollado (Figura 3) convierte el movimiento circular de un motor en movimiento lineal por medio de un servomotor y un mecanismo manivela-biela-corredera para hacer oscilar el álabe a una amplitud de esfuerzo constante, operando a una frecuencia de vibración de 3 a 6 Hz.

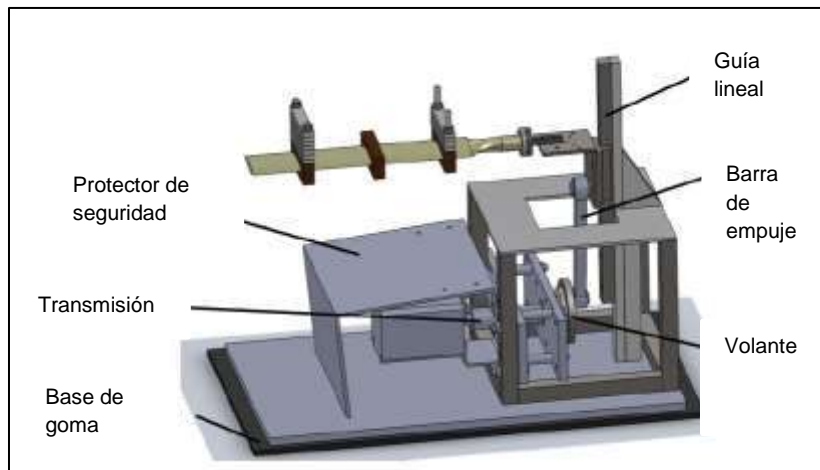


Figura 3. Diagrama de diseño de la máquina de ensayo [6].

La empresa CEAD ubicada en Róterdam Europa [7] desarrollo un banco de pruebas para álabes de pequeños aerogeneradores que permite la prueba estática y de fatiga por medio de un mecanismo de rodillos en la punta(Figura 4).



Figura 4. Máquina de ensayo estático y de fatiga desarrollada por la empresa CEAD.[Fuente:www.ceadgroup.com]

Epaarachchi [8] creo un banco de ensayos para análisis estáticos y de fatiga de álabes de 2.5m que operaba a una frecuencia de 3 Hz para determinar los ciclos y zonas a los cuales aparece daño en el álabe. El banco se muestra en la (Figura 5).



Figura 5. Máquina de prueba de Epaarachchi [8].

Más tarde *Jorge Antonio Villar Alése* [9] se basó en los trabajos desarrollados por Epaarachchi para desarrollar un banco de pruebas estáticas y de fatiga capaz de probar álabes de 2.7 m (Figura 6).



Figura 6. Máquina de prueba de Jorge Antonio Villar Alése [9].

Christopher James Nostim [10] Desarrolló una máquina de ensayo a fatiga que genera la oscilación por medio de un pivote fijo en la raíz de álabe conectado a un mecanismo manivela-biela(Figura 7).

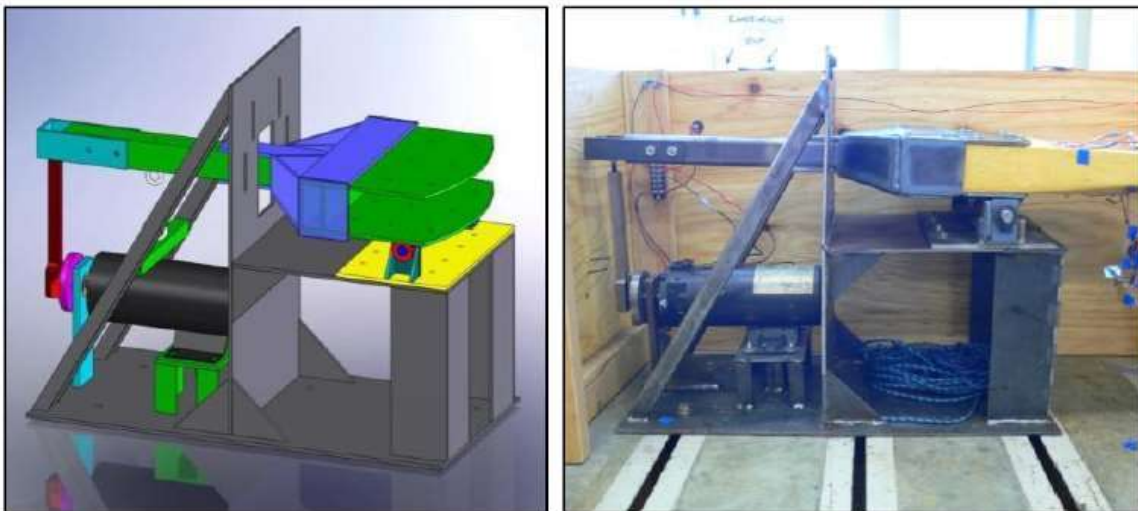


Figura 7. Máquina de prueba de Christopher James Nostim [10].

Planteamiento del problema.

Los álabes de las turbinas eólicas son sistemas complejos comúnmente de materiales compuestos de fibra de vidrio y resina epoxi, expuestos constantemente a cargas durante su funcionamiento, un diseño inadecuado o errores en la fabricación de un álabe pueden provocar su fractura o daño.

Diferentes accidentes han ocurrido en turbinas de viento durante su funcionamiento como se observa en [11],[12].

Por parte de investigadores de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo se han desarrollado álabes, los cuales por falta de confiabilidad no se han instalado para operación normal.

Justificación.

El crecimiento de aerogeneradores de baja capacidad ha aumentado significativamente en los últimos años tal y como indica el informe publicado de la World Wind Energy Association 2017 (WWEA)[13].

Uno de los elementos más importantes de los aerogeneradores son los álabes de los aerogeneradores ya estos se encuentran sometidos a cargas del viento durante su funcionamiento.

Una vez que se ha completado el diseño de un álabe de turbina eólica y se ha construido la turbina, no hay garantía de que funcionará según lo previsto. Estas estructuras altamente complicadas son susceptibles a los efectos de tamaño, variaciones de fabricación y diseños inadecuados. Las únicas pruebas reales del diseño de un álabe son a través de pruebas rigurosas en un entorno de laboratorio y en una turbina eólica operativa[14].

Por lo tanto, deben someterse a la verificación de confiabilidad a través de una prueba estática y de fatiga a gran escala. La prueba estática y de fatiga en la plataforma de prueba es la mejor manera de verificar la confiabilidad[15].

Para garantizar el funcionamiento de los álabes de aerogeneradores de baja capacidad, construidos en el posgrado de Ingeniería Mecánica de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo se requiere una máquina de ensayos que nos permitan analizar la resistencia y el tiempo de vida de estos álabes para poder instalarlos de forma segura.

Hipótesis.

Es posible diseñar y construir una máquina de ensayos estáticos y a fatiga para álabes de aerogeneradores de baja capacidad que permita realizar pruebas optimizando el tiempo de experimentación.

Objetivos.

Objetivo general.

Diseñar y construir una máquina de ensayos estáticos y a fatiga para álabes de aerogeneradores de baja capacidad.

Objetivos específicos:

1. Diseño conceptual de la máquina de ensayos estáticos y a fatiga de álabes de aerogeneradores.
2. Diseño a detalle de la máquina de ensayo.
3. Análisis de esfuerzos del banco de ensayos.
4. Construcción de la máquina de ensayo para álabes de aerogeneradores de hasta 2.5 metros de longitud.

Capítulo 1. Marco teórico

1.1 Principios generales

1.1.1 Propósito de las pruebas

El propósito fundamental de una prueba con álabes de turbinas eólicas es demostrar con un nivel razonable de certeza que un tipo de álabes, cuando se fabrica según un determinado conjunto de especificaciones, tiene la confiabilidad prescrita con referencia a estados límite específicos, o más precisamente, para verificar que no se alcanzan los estados límite especificados y, por lo tanto, los álabes poseen la resistencia y la vida útil previstas en el diseño. Debe demostrarse que el álabes puede resistir tanto las cargas finales como las cargas de fatiga a las que se espera someter el álabes durante su vida útil diseñada.

1.1.2 Restricciones prácticas

La ejecución práctica de las pruebas está sujeta a muchas limitaciones de carácter técnico y económico. Algunas de las más importantes se enumeran a continuación:

- La carga distribuida en el álabes se puede simular solo aproximadamente.
- Solo algunos álabes pueden ser probadas.
- Ciertas fallas son difíciles de detectar.

La prueba será un compromiso porque estas restricciones deben tratarse de tal manera que el resultado final de la prueba pueda usarse para la evaluación de los estados límites definidos. En cuanto a la interpretación de los resultados, debe tenerse en cuenta que el álabes utilizado para la prueba será normalmente uno de los primeros álabes de producción en serie que estará sujeto a modificaciones evolutivas. Incluso modificaciones menores podrían comprometer la validez de las pruebas.

1.1.3 Casos de carga

La carga de prueba generalmente es una reducción de los momentos distribuidos aerodinámicos e inerciales del álabes, en fuerzas discretas ubicadas a lo largo del álabes que describe un caso de carga particular.

Cada caso de carga de diseño debe definirse con hasta seis componentes de carga (F_x , F_y , F_z , M_x , M_y , M_z) a lo largo del álabes con suficientes puntos de

escala para permitir que la carga de prueba se evalúe con precisión en áreas críticas para ser probado. Deben darse los seis componentes de carga, incluida la información de fase y frecuencia requerida para generar casos de carga combinada. Sin embargo, no todas las cargas tienen la misma importancia y no todas las cargas se pueden aplicar durante la prueba.

El sistema de coordenadas relevante para los componentes de carga debe estar claramente especificado. Normalmente, se usa el sistema de coordenadas de la cuerda (Figura 8) o el sistema de coordenadas del rotor (Figura 9). Para fines de prueba, se recomienda el sistema de coordenadas del rotor en la Figura 9.

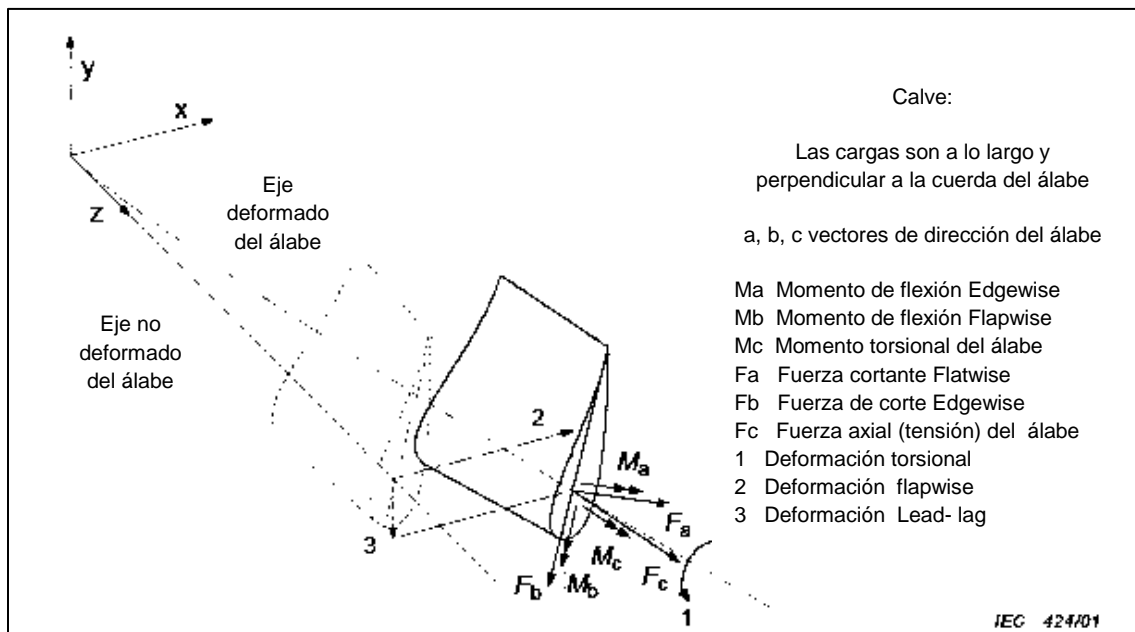


Figura 8. Sistema de coordenadas en la cuerda (flatwise, edgewise) [2].

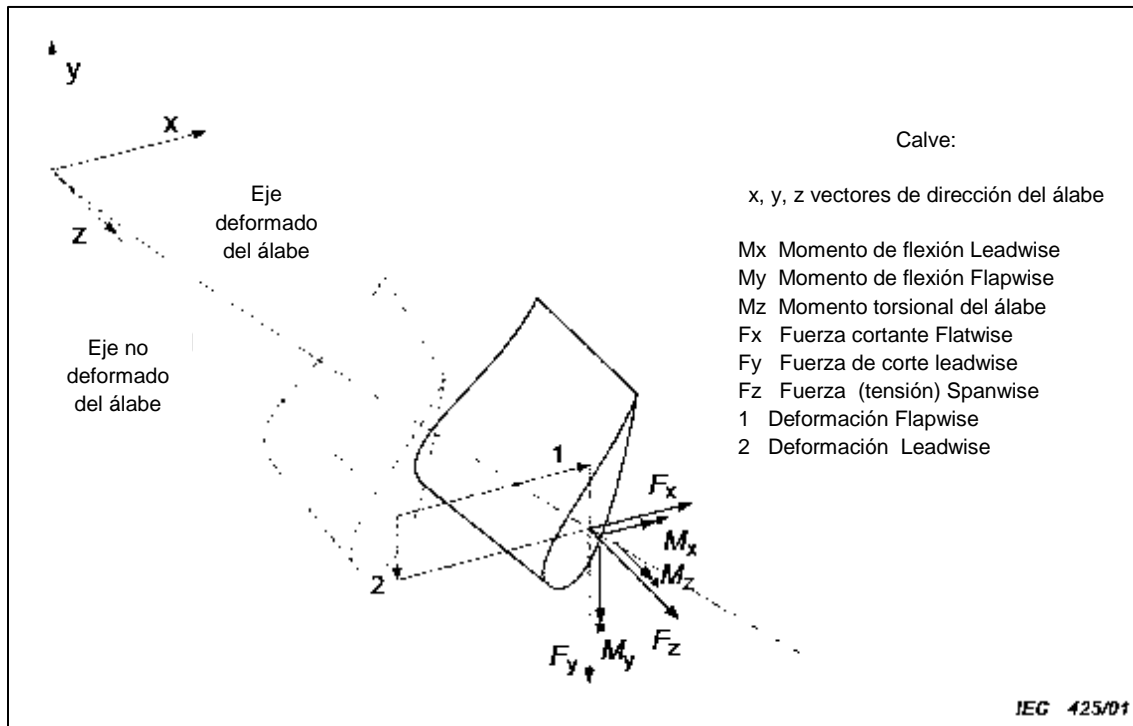


Figura 9. Sistema de coordenadas del rotor (flapwise, lead-lag) preferido [2].

1.1.4 Áreas que se prueban

Ninguna prueba única puede cargar todo el álabo de manera óptima. La carga representativa debe aplicarse a las áreas críticas. Deben tenerse en cuenta las siguientes áreas críticas potenciales:

- La parte interna del álabo (inboard) hacia el espacio donde las propiedades de la sección cambian solo gradualmente.
- Aquellas partes del álabo donde los cálculos muestran los factores de seguridad más pequeños contra pandeo, resistencia o fatiga.
- Si hay un dispositivo de frenado aerodinámico, esa parte del álabo que incorpora este dispositivo, particularmente donde la estructura se ve afectada por este dispositivo.

Las áreas a ser probadas deben ser especificadas.

1.2 Diferencias entre las condiciones de carga de diseño y carga de prueba

1.2.1 General

El diseño del álabe incluirá los siguientes componentes de carga:

- Momento de flexión flatwise
- Momento de flexión edgewise
- Carga de corte en dirección flatwise
- Carga de corte en dirección edgewise
- Momento torsional
- Carga radial.

Sin embargo, las pruebas de laboratorio necesariamente tienen limitaciones. En una prueba, no es práctico cargar el álabe con todos estos componentes y establecer las mismas condiciones que en el diseño. Más allá de eso, las pruebas de fatiga deben acelerarse al aumentar la carga de prueba por encima de las cargas de diseño para exponer al álabe a un daño de fatiga suficiente dentro de un período de prueba razonable. También se deben considerar otras diferencias con respecto a la carga ideal, como la aplicación de carga concentrada, el aumento de la carga de corte y la carga torsional. Además, generalmente no es posible probar todas las partes del álabe por igual. La carga, aunque simplificada, debe organizarse para probar al menos las áreas de interés definidas.

En muchos casos, puede ser necesario modificar la carga de prueba para tener en cuenta las diferencias entre las condiciones de prueba y el entorno asumidas en los conjuntos de datos de carga o resistencia (es decir, el entorno de laboratorio es generalmente diferente del entorno de diseño y funcionamiento).

1.2.2 Introducción de la carga

Durante una prueba, la introducción de la carga generalmente se concentra en las secciones spanwise del álabe. Debido a la concentración de carga y al posible refuerzo de la sección transversal, se podrían evitar las deformaciones normales de la sección transversal, lo que alteraría las tensiones del álabe localmente. Por lo tanto, estos puntos de introducción de carga deben estar alejados de las áreas especificadas para ser probadas.

1.2.3 Momentos de flexión y cortante

En una plataforma de prueba, la carga normalmente se aplicará a un número restringido de secciones, mientras que la carga de prueba ideal es continua. Esto da como resultado diferentes distribuciones de tramo de momentos de sección (Figura 10) y fuerzas de corte. Al aumentar el número de secciones transversales donde los actuadores aplican la carga, esto se puede mejorar. Sin embargo, aumentar el número de actuadores también aumenta el área del álabe que no se ha probado adecuadamente. Sin embargo, la distribución de los momentos y cizalladura en la prueba tiene que seguir la carga de diseño lo más cerca posible. En general, esto es más importante para la distribución del momento.

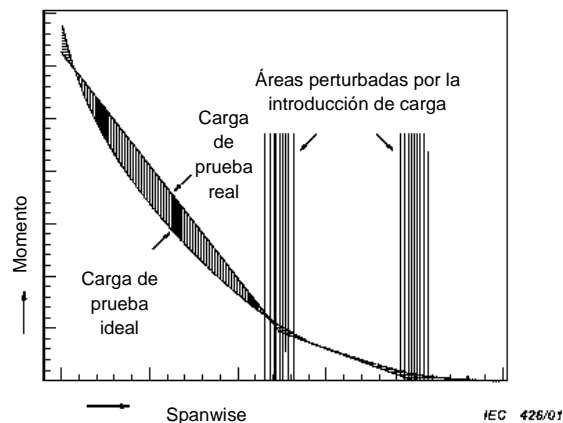


Figura 10. Diferencia en la distribución de momentos para la carga de prueba ideal y real [2].

1.2.4 Combinaciones de carga flatwise y edgewise

En pruebas estáticas y de fatiga, los resultados son más representativos cuando se aplican las combinaciones de cargas flatwise and edgewise. Al aplicar solo el momento de flexión flatwise o solo el momento de flexión edgewise, las tensiones y deformaciones resultantes y / o las tasas de daños pueden ser menores en algunas áreas que los valores de diseño. Particularmente, si las tensiones y deformaciones no son lineales con las cargas, y esto no se tiene en cuenta en la evaluación, entonces la evaluación es en principio menos precisa que cuando las cargas flatwise and edgewise se aplican simultáneamente.

1.2.5 Cargas radiales

Las cargas radiales en el álabe de una turbina eólica en funcionamiento surgen debido a las fuerzas gravitacionales y centrífugas. En general, no es práctico aplicar una carga centrífuga bien distribuida a un álabe en el banco de pruebas sin alterar significativamente la estructura. Las tensiones causadas por las fuerzas radiales son relativamente bajas. Las fuerzas radiales en combinación con la

flexión pueden ser significativas (por ejemplo, para el accesorio raíz). Esto se puede compensar ajustando el componente de flexión de manera apropiada.

1.2.6 Cargas de torsión

Para la mayoría de los álabes, los momentos de torsión a menudo son pequeños o insignificantes. Si se consideran relevantes, se pueden aplicar.

1.2.7 Espectro de carga y secuencia

La carga de diseño es normalmente un conjunto de casos de carga, con una variedad de ciclos de carga dentro de cada caso de carga, en función de la carga estocástica real. Por razones prácticas, la carga de prueba basada en la carga de diseño es una simplificación adicional. Puede ser una carga de amplitud variable con una variación restringida de amplitudes o incluso una carga de amplitud constante. Además, la cantidad de ciclos en la carga de prueba es mucho menor que en la carga de diseño. Debido a esta reducción en los ciclos y otros efectos, las amplitudes de carga y el valor medio son más altos para la carga de prueba. Como resultado, el espectro de carga de prueba es muy diferente de la carga de diseño.

Independientemente de esta diferencia, la carga de prueba y la carga de diseño pueden ser igualmente severas. Sin embargo, la conclusión al respecto dependerá de la precisión de la formulación de fatiga. Además, la secuencia de los ciclos de carga en la carga de diseño también será diferente. El efecto de secuencia de los ciclos de carga normalmente no se tiene en cuenta en las formulaciones de fatiga. Esto se debe a que la magnitud del efecto no siempre es del todo conocida e, incluso si se conoce, es bastante complejo de tener en cuenta.

1.3 Carga de la prueba

1.3.1 General

Las cargas de diseño o la resistencia del diseño se deben especificar claramente para que se puedan determinar las cargas de prueba. La carga de prueba puede basarse en la carga o en la resistencia. La prueba basada en la carga puede utilizar ya sea el diseño de carga-envolvente completa o un caso de carga seleccionado.

El propósito de la prueba de carga envolvente es mostrar que el álabe soportará las cargas previstas sin fallas, y normalmente se usa como parte de un proceso de certificación. La prueba de carga envolvente implicará necesariamente una evaluación previa a la prueba de la (s) carga (s) de prueba.

La prueba de carga seleccionada utiliza como base una distribución de carga elegida. Las pruebas basadas en la resistencia utilizan como base los datos de

resistencia del álabe según su fabricación. Ambos tipos de prueba son normalmente utilizados por el diseñador / fabricante para determinar la fuerza de reserva al cargar el álabe a la destrucción.

1.3.2 Pruebas basadas en carga

1.3.2.1 Diseño de prueba de carga envolvente

Este tipo de prueba se realiza para demostrar que el álabe probado, dentro de un cierto nivel de confianza, ha cumplido los requisitos de diseño estructural relativos a sus condiciones de operación o carga extrema. La prueba de la destrucción no se busca ni se requiere; más bien, el objetivo es mostrar que el álabe puede soportar las cargas requeridas sin fallas. La dirección de carga puede variar significativamente para diferentes condiciones de carga, por lo que para un álabe determinado, puede que no sea posible probar todas las condiciones críticas de carga y ubicaciones del álabe con una sola prueba. La base para las cargas de prueba es toda la envolvente de las cargas de diseño del álabe, derivadas de acuerdo con normas generalmente aceptadas como IEC 61400-2 o equivalente. Este tipo de prueba es el mínimo lógico para la verificación del diseño.

Se debe generar una carga de prueba que proporcione un daño por fatiga equivalente a las cargas de diseño en áreas críticas seleccionadas. Las cargas de prueba de fatiga generalmente se elegirán de tal forma que, por razones prácticas, el tiempo de prueba se reduzca. Para probar áreas alrededor de toda la sección transversal del álabe, se pueden emplear varias combinaciones de carga flatwise and edgewise.

Debido a que no se espera que el álabe falle durante la prueba de diseño carga envolvente, existe la opción de realizar pruebas no destructivas de carga de prueba estática, o una prueba de resistencia a la carga residual, una vez que se haya completado la prueba de fatiga. Esta es una de las ventajas de las pruebas de diseño de envolvente de carga.

1.3.3 Pruebas basadas en la resistencia

Las pruebas basadas en la resistencia permiten una verificación directa de la resistencia del álabe y una evaluación de las formas en que pueden mejorarse los cálculos de diseño y el diseño resultante. Este método se puede usar para encontrar la ubicación de menor resistencia, en relación con la resistencia esperada, dentro de una amplia región. La carga se elige para que sea proporcional a la resistencia para la mayor longitud posible del álabe en la región de interés. La naturaleza de la distribución de la fuerza y las limitaciones de la

configuración de la prueba determinarán finalmente el tamaño del área probada para la distribución de la fuerza. Luego es posible cargar a la destrucción estática o a un nivel de carga de fatiga de interés, con una gran región del álabe viendo la condición deseada con respecto a su resistencia esperada.

Para la prueba de fatiga, la curva de distribución de fuerza se basará en el rendimiento de fatiga calculado del álabe como una función de la ubicación de spanwise. Deben tenerse en cuenta los efectos de fatiga de las capas de pintura, la composición del material alterado y / u otros detalles estructurales, que pueden tener poco efecto en la carga estática. Estos detalles pueden tener un comportamiento de fatiga diferente. Por lo tanto, una sola curva de resistencia, con un factor de ajuste para el nivel del ciclo, puede no ser una base adecuada para todas las pruebas posibles. Los cambios en la dirección de carga pueden alterar tanto el modo de falla como la curva de resistencia, si diferentes tipos de materiales o características estructurales con diferentes respuestas de fatiga se convierten en el factor limitante. Se debe tener cuidado para asegurar que la curva de resistencia sea apropiada para la condición y orientación que se está probando.

1.3.4 Reducción del tiempo de prueba

El tiempo de prueba debe reducirse por razones prácticas. Esto puede hacerse mediante las siguientes modificaciones de la carga de diseño:

- Aumentar la frecuencia;
- Omisión de ciclos no dañinos;
- Aumentar la carga.

La frecuencia de prueba posible (que varía de 0,5 Hz a 5 Hz) a menudo no es mucho más alta que la frecuencia dominante de la carga de diseño. Suponiendo que el número de ciclos en la carga de diseño es de aproximadamente 500 millones para un álabe de 20 metros, la prueba a 1 Hz tomaría alrededor de 15 años, lo que claramente no es práctico. Incluso si se logran 2 Hz o 3 Hz, el tiempo es demasiado largo. Por lo tanto, además de aumentar la frecuencia, también se necesitarán otras modificaciones de la carga de diseño.

El efecto de omitir ciclos no dañinos depende del material (por ejemplo, pendiente de la curva S-N, límite de fatiga, etc.). Se necesita un análisis para ver qué parte de los ciclos totales se pueden considerar no dañinos. A menudo la carga debe aumentarse para obtener una prueba práctica de quizás 10 millones de ciclos, o menos para álabes más grandes. Este es un compromiso entre las pruebas lo más realista posible, y la obtención de un tiempo de prueba más razonable.

1.3.5 Límites para amplificación de carga y frecuencia

Debido a las consideraciones mencionadas anteriormente, las cargas de diseño pueden tener que ampliarse para llegar a una carga de prueba adecuada. A medida que se aumentan las cargas, aumentan las tensiones y las deformaciones. Esta ampliación debe conducir a la acumulación teórica de daño por fatiga equivalente apropiada. Sin embargo, hay limitaciones a esto. Los valores máximos de los esfuerzos o deformaciones pueden superar la resistencia estática del material y, en consecuencia, provocar daños o fallas estáticas.

Además, los esfuerzos o deformaciones pueden ser tan altos que ya no se aplica la suposición habitual de la linealidad entre esfuerzos y tensiones, como en el caso del pandeo. Las fuerzas internas resultantes o los movimientos estructurales que no ocurrirían con una carga no magnificada pueden dar como resultado una prueba que es poco realista o difícil de interpretar.

Por lo tanto, existen límites prácticos a los valores extremos de esfuerzos y deformaciones durante la carga de fatiga en el álabe debido a la resistencia estática y no linealidades. Especialmente, en el caso de la carga de amplitud variable, estos límites se pueden alcanzar con un factor de aumento de carga relativamente bajo. En ese caso, solo los ciclos de carga intermedios se pueden aumentar aún más, y la carga de prueba se vuelve cada vez más una carga de amplitud constante como consecuencia (ver Figura 11). Otro problema con el aumento de la carga de fatiga y la frecuencia puede ser el calentamiento interno de las áreas altamente tensionadas para algunos materiales. Esto también puede conducir a un daño por fatiga acelerado. El calentamiento debe reducirse al mínimo en la medida en que sea práctico y el aumento de la temperatura debe controlarse y registrarse cuando sea inevitable un calentamiento significativo, de modo que se pueda analizar su efecto.

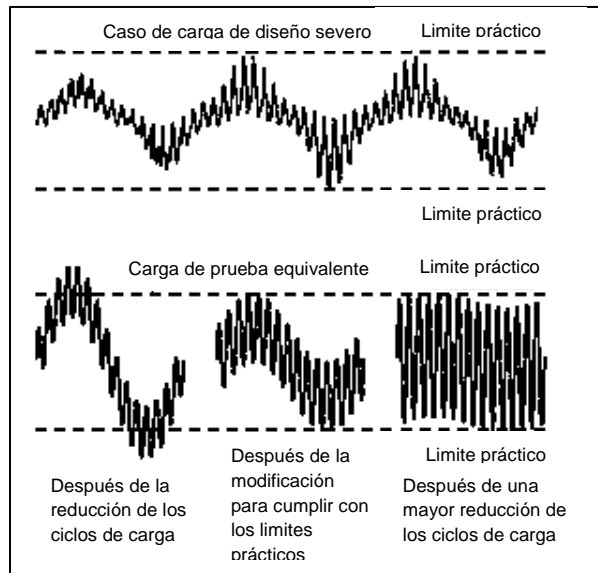


Figura 11. Límites prácticos a la magnificación de carga [2].

1.3.6 Secuencia de pruebas estáticas y de fatiga

La prueba de fatiga se puede realizar en un álabe de rotor después de haber sido utilizada para una prueba estática no destructiva, como una prueba de carga envolvente. Esto puede no ser válido para materiales como el acero que puede tener un comportamiento de fatiga mejorado después de una carga alta. Se recomienda realizar una prueba de resistencia residual después de completar la prueba de fatiga.

1.4 Cálculo de la carga de prueba

1.4.1 Modelo de carga simplificado

Las cargas pueden obtenerse utilizando ecuaciones conservativas y simples para un número limitado de hipótesis de carga.

Las hipótesis de carga considerados para el cálculo de carga simplificado se resumen en la Tabla 1.

Para cada estado de diseño, se expone el tipo apropiado de análisis por F y por U en la Tabla 1. F se refiere al análisis de las cargas por fatiga, a emplear en la valoración del esfuerzo por fatiga. U se refiere al análisis de las cargas límite tales

como el análisis para el exceso de resistencia máxima del material, el análisis de la deformación extrema, y el análisis de estabilidad.

Tabla 1. Hipótesis de carga de diseño para el método de cálculo de cargas simplificado [16].

Situación de diseño	Hipótesis de carga		Condición de velocidad de viento	Tipo de análisis	Observaciones
Producción de energía	A	Operación normal		F	
	B	Orientación	$V_{hub} = V_{design}$	U	
	C	Error de orientación	$V_{hub} = V_{design}$	U	
	D	Empuje máximo	$V_{hub} = 2,5V_{ave}$	U	Rotación del rotor pero puede estar plegándose o aleteando
Producción de energía más ocurrencia de fallo	E	Velocidad de rotación máxima		U	
	F	Cortocircuito en la conexión a la carga	$V_{hub} = V_{design}$	U	Par generador en cortocircuito máximo
Parada	G	Desconexión (frenado)	$V_{hub} = V_{design}$	U	
Inmovilizado (parado o al ralentí)	H	Inmovilización con carga de viento	$V_{hub} = V_{e50}$	U	
Condiciones de Inmovilización y de falta	I	Inmovilización con carga de viento y exposición máxima	$V_{hub} = V_{ref}$	U	La turbina es cargada con la exposición más desfavorable
Transporte, montaje, mantenimiento y reparación	J	Deberá estar declarado por el fabricante		U	

1.4.1.1 Hipótesis de carga A: Operación normal

La carga de diseño para operación normal es una carga de fatiga. La hipótesis de carga asume una carga de fatiga de rango constante para el álabe, dichos rangos vienen dados a continuación.

Cargas en el álabe:

$$\Delta F_{zB} = 2m_B R_{cog} \omega_{n,design}^2 \quad (1)$$

$$\Delta M_{xB} = \frac{Q_{design}}{B} + 2m_B g R_{cog} \quad (2)$$

$$\Delta M_{yB} = \frac{\lambda_{design} Q_{design}}{B} \quad (3)$$

Donde:

F_{zB}	Fuerza sobre el álabe en la raíz en la dirección z [N]
m_B	Masa del álabe [kg]
R_{cog}	Distancia entre el centro de gravedad del álabe y el centro del rotor [m]
ω_n	Velocidad de rotación del rotor [rad/s]
M_{xB}, M_{yB}	Momentos flectores en la raíz del álabe [Nm]
Q_{design}	Par en el eje de diseño [Nm]
B	Número de álabes [-]
g	Aceleración de la gravedad: 9,81 [m/s ²]
λ_{design}	Relación de velocidad de la punta del álabe [-]

El par en el eje de diseño y la relación de velocidad de punta del álabe se pueden calcular:

$$\lambda_{\text{design}} = \frac{V_{\text{tip}}}{V_{\text{hub}}} = \frac{\omega_n R}{V_{\text{hub}}} = \frac{R}{V_{\text{design}}} \frac{\pi n_{\text{design}}}{30} \quad (4)$$

Dónde:

V_{tip}	velocidad en la punta de álabes [m/s]
V_{hub}	Velocidad del viento a la altura del buje promediada en 10 minutos [m/s]
ω_n	Velocidad de rotación del rotor [rad/s]
R	Radio del rotor [m]
V_{design}	Velocidad de viento de diseño definida como $1,4 V_{\text{ave}}$ [m/s]
V_{ave}	Velocidad del viento media anual a la altura del buje [m/s]
n_{design}	Es la velocidad del rotor de diseño definida como la velocidad del rotor a V_{design} . [$r.p.m.$]

$$Q_{\text{design}} = \frac{Pr}{\omega_{n,\text{design}}} = \frac{P}{\eta \omega_n} = \frac{30P}{\eta \pi n_{\text{design}}} \quad (5)$$

Dónde:

Pr	Potencia en el rotor [W]
ω_n	Velocidad de rotación del rotor [rad/s]
P	Potencia eléctrica [W]
η	Eficiencia de los componentes entre la salida eléctrica y el rotor (típicamente generador, transmisión y sistema de conversión) [–]

1.4.1.2 Hipótesis de carga I: Inmovilización con carga de viento, exposición máxima

La hipótesis de carga I permite conocer la máxima fuerza a la que se encontrará el álabe expuesto.







La carga viene dada por:

$$F = C_f \frac{1}{2} \rho V_{ref}^2 A_{proj} \quad (6)(7)$$

Dónde:

C_f es el coeficiente de fuerza, que puede resultar de sustentación o de arrastre; y A_{proj} es la componente del área (en su posición más desfavorable) que es apropiada para el coeficiente de fuerza. Para las formas con perfil aerodinámico, el área debe ser el área proyectada, ver Tabla 2.

Tabla 2. Coeficientes de fuerza, C_f [16].

						
Longitud característica < 0,1 m	1,3	1,3	1,5	1,5	1,5	2,0
Longitud característica > 0,1 m	0,7	1,2	1,5	1,5	1,5	2,0

1.5 Procedimientos y métodos de prueba

Esta sección describe los diversos métodos y procedimientos utilizados para realizar pruebas de resistencia y fatiga.

1.5.1 Accesorios de introducción de carga

Todas las pruebas de resistencia requieren una superficie de montaje apropiada para unir el álabe y hacer reaccionar las cargas de prueba, y algunos medios para aplicar las cargas de prueba. Por razones prácticas, la raíz del álabe generalmente se fija a un banco de prueba y el álabe se carga de forma normal a su eje, aplicando la carga de prueba a lo largo de la envergadura del álabe. El álabe se fija utilizando un accesorio para adaptar el patrón de pernos del álabe al banco de pruebas.

El álabe debe protegerse en los puntos de aplicación de carga para evitar el daño local causado por la transferencia de carga de la presión concentrada en el área

de contacto y de la carga de alto cizallamiento. Esto se puede lograr construyendo un manguito externo alrededor del álabe entre la fuente de carga y el revestimiento del álabe para distribuir la carga mientras se evita la deformación de la sección transversal (Figura 12). Este método de fijación suele ser removible y no altera permanentemente la estructura del álabe. Por lo tanto, es posible probar esta área del álabe en un momento posterior. Para la carga puntual, cuando el punto de carga no se moverá, la estructura del álabe también se puede reforzar internamente para evitar el aplastamiento local de la sección. Se debe tener precaución para evitar cambiar la rigidez del álabe cerca del área a probar. El refuerzo interno suele ser irreversible y modificará permanentemente la estructura del álabe y las frecuencias naturales, lo que imposibilita la prueba del área modificada.



Figura 12. Accesorio de fijación del álabe usando un manguito externo de madera [2].

1.5.2 Tipo de carga

Hay muchas formas de cargar un álabe en pruebas de fatiga. Las cargas pueden aplicarse en un solo punto o en múltiples puntos.

Las cargas de flexión se pueden aplicar a un solo eje o a dos o más ejes. La carga puede ser de amplitud y frecuencias constantes o variables. Cada tipo tiene ventajas y desventajas. El tipo de carga utilizada a menudo dependerá del equipo de prueba utilizado.

1.5.2.1 Carga de amplitud constante

En la prueba de amplitud constante, la carga de prueba se caracteriza por un ciclo de carga única que se repite muchas veces y en el que se fijan los valores de carga máxima y mínima. Los datos de prueba del álabe de amplitud constante son generalmente más fáciles de comparar con los datos de una probeta del material porque comúnmente se determinan usando el mismo método. Con las pruebas de amplitud constante, los modos de falla no lineal son más fáciles de evitar cuando las cargas se amplifican para acelerar las pruebas. Las pruebas de amplitud constante ignoran la posibilidad de efectos de secuencia de carga e introducirán cierta incertidumbre adicional debido a su sensibilidad a la formulación de fatiga.

1.5.2.2 Carga de bloque

La carga de bloque es una variación de la prueba de amplitud constante donde la carga se cambia una o más veces después de una duración prescrita de ciclos de amplitud constante. Un objetivo puede ser generar una falla de fatiga aplicando bloques de ciclos de carga a amplitudes que aumentan progresivamente. Si el álabe sobrevive a un bloque de ciclos, la carga aumenta en una cantidad prescrita y se aplica un nuevo bloque de ciclos. Este proceso se repite hasta que una falla hace que la prueba se detenga. Este tipo de carga permite realizar una prueba a un nivel de carga razonable para calificar el diseño de un álabe (como con una prueba de verificación de diseño). Sin embargo, aumentar la carga permite que la prueba se acelere aún más para determinar la vida útil de la falla, el modo de falla probable y los márgenes o reservas de diseño.

La contribución del daño de cada bloque de carga se puede calcular utilizando la regla de Miner [17]. La carga en bloque generalmente se usa con carga de amplitud constante. La carga no se debe aumentar por encima del nivel que alteraría el modo de falla del modo de falla esperado durante el funcionamiento normal.

Otra variación de la carga del bloque es la carga variable del bloque donde se aplican alternativamente bloques de carga de diversas amplitudes. El objetivo de la carga de bloque variable es introducir algunas características de secuencia en una prueba de amplitud constante cuando no es posible la carga de amplitud variable continua.

1.5.2.3 Carga de amplitud variable

En carga de amplitud variable, la carga se caracteriza por una serie de ciclos de carga con diferentes magnitudes y valores medios. La serie de carga normalmente se repite muchas veces, pero el espectro de carga puede contener un rango de

relaciones y magnitudes de amplitud de carga. Estos espectros son más difíciles de comparar con los datos de cupones tomados a amplitud constante. La amplificación de carga puede ser más difícil para la carga de amplitud variable porque existen límites para cargar la ampliación. La carga de amplitud variable proporciona la mayor precisión para igualar el espectro de carga de diseño porque el cálculo de la fatiga no es tan sensible a la incertidumbre en la formulación de fatiga.

1.5.2.4 Carga axial única

Este tipo de carga simplifica la carga utilizando un único actuador o fuente de carga, pero no permite que cambie la dirección de la carga. En la carga axial única, los componentes de carga de fatiga se pueden aplicar por separado o combinados (por ejemplo, flap y lead-lag) para dar una carga resultante. La aplicación de los componentes por separado requiere la realización de dos pruebas. Sin embargo, el uso de dos pruebas separadas no dará como resultado un daño por fatiga que es igual al caso de aplicar las cargas simultáneamente, como con la carga multiaxial.

La aplicación simultánea de los componentes de (flap y lead-lag) requiere que estos componentes se produzcan en fase. Debido a que solo hay un eje de flexión, las pruebas realizadas con carga axial única presionarán más severamente las fibras extremas más alejadas del eje de flexión, pero descargarán las regiones más cerca del eje neutral. La carga axial única se puede usar con pruebas de amplitud constante o variable.

1.5.2.5 Carga multiaxial

En la carga multiaxial, los componentes de carga de fatiga, como flap y lead-lag, se aplican independientemente usando dispositivos de carga separados. La relación de fase entre los componentes de carga debe conocerse y controlarse durante toda la prueba. Este método es más representativo de las distribuciones de tensión reales alrededor de la sección transversal del álabe durante la operación. Con dos ejes de flexión, las fibras cerca del eje neutral de un componente de carga se tensionan desde la otra dirección de flexión. La carga multiaxial se puede usar con pruebas de amplitud constante o variable.

1.5.2.6 Múltiples puntos de carga

Para simplificar, a menudo se usa un punto de introducción de carga de una sola separación en la prueba de fatiga. Un único punto generalmente puede probar una gran parte de la envergadura del álabe, pero no toda la longitud. Para aumentar la longitud de la sección de prueba del álabe o la precisión de la distribución del

momento, se pueden usar múltiples puntos a lo largo del álabe para introducir la carga. Esto aumenta en gran medida la complejidad de la prueba, pero puede ser necesario involucrar a todas las regiones críticas del álabe para una combinación de carga única.

1.5.2.7 Carga de resonancia

La carga de resonancia se logra excitando el álabe a una frecuencia cercana a la frecuencia natural del álabe. Como la distribución de carga spanwise sigue la forma de modo del álabe, la carga deseada se puede obtener agregando masa en áreas seleccionadas, y así, una gran parte del álabe se puede probar en una prueba. La carga de resonancia se usa a menudo para la carga de amplitud constante monoaxial, pero con ciertas limitaciones también se puede usar para carga de amplitud variable cambiando la frecuencia de excitación.

1.5.3 Métodos de control de la prueba

Existen tres métodos básicos de control de la prueba que se utilizan ampliamente en la actualidad. En principio, el método de control utilizado no depende del tipo de carga utilizada.

1.5.3.1 Control de desplazamiento

Bajo control de desplazamiento, las deflexiones del álabe se controlan independientemente de la carga que se aplica. El control de desplazamiento puede ser necesario cuando las frecuencias de prueba están cerca (dentro de aproximadamente 20%) de la frecuencia natural del álabe. En estos casos, los efectos dinámicos del álabe cambiarán la fuerza aplicada de su nivel estático. En una estructura lineal-elástica, esto no es un problema, ya que la carga y la carrera cuasi-estáticas son proporcionales, y la carga puede determinarse a partir de los niveles de desplazamiento dinámico. La rigidez del álabe debe ser monitoreada y el rango de desplazamiento tendrá que ser ajustado si ocurren cambios significativos.

1.5.3.2 Control de la fuerza

El control de la fuerza usa la carga aplicada para determinar el movimiento del álabe. La fuerza se aplica independientemente de los desplazamientos del álabe o las frecuencias naturales. Si el álabe se debilita o falla, la fuerza permanece constante, lo que causa mayores desplazamientos. Se deben tomar medidas adicionales para monitorear y controlar estos desplazamientos. El control de la fuerza se puede utilizar cuando la frecuencia de prueba es suficientemente inferior a la frecuencia natural del sistema probado para garantizar una influencia dinámica mínima. El control de la fuerza es más apropiado cuando los

desplazamientos son pequeños o cuando los desplazamientos no dependen linealmente de la carga.

1.5.3.3 Prueba de resonancia

El principio del método de prueba de resonancia es excitar el álabe de prueba en un rango de frecuencia estrecha justo debajo de la frecuencia natural del álabe de prueba. Se agrega masa adicional al álabe para lograr la carga media deseada. Manteniendo la frecuencia justo por debajo de la frecuencia natural, la amplitud de los desplazamientos se puede ajustar variando la frecuencia del excitador. La resonancia del álabe se puede lograr mediante la unión de un excitador a la álabe o moviendo la base a la frecuencia fundamental de la álabe. Los grandes cambios en la temperatura ambiente pueden provocar cambios en la rigidez del álabe y en la deflexión media del álabe, lo que puede requerir ajustes en la prueba. Las cargas de los álabes se controlan manteniendo directamente las deflexiones o la deformación dentro de un rango de tolerancia específico o indirectamente utilizando acelerómetros.

1.6 Dispositivos de carga

Los siguientes tipos de equipos se han utilizado para realizar pruebas de fatiga en los álabes de las turbinas eólicas:

- Masa giratoria excéntrica.
- Actuadores hidráulicos.
- Árbol de levas.

1.6.1 Actuadores hidráulicos

Los actuadores hidráulicos se usan comúnmente para aplicar cargas de fatiga. El actuador está montado entre un soporte rígido o piso y el dispositivo de fijación del álabe. Los actuadores se pueden controlar monitorizando la carga o el desplazamiento. Los actuadores hidráulicos permiten una amplia variedad de condiciones de prueba y opciones de control. La frecuencia de prueba, la amplitud de carga y la secuencia, la distribución de carga y el número de ejes de carga se pueden variar. Los actuadores se pueden usar en un solo punto (Figura 13) o en múltiples combinaciones (Figura 14). Se usan múltiples actuadores para aplicar carga multiaxial. Se pueden usar dos actuadores en dos ubicaciones distintas de spanwise para aplicar una carga de fatiga distribuida al álabe. Se puede usar un único actuador para aplicar la carga combinada de cargas flatwise y edgewise, y la carga resultante se debe aplicar al álabe en el ángulo apropiado. Las cargas se pueden aplicar a amplitudes constantes o variables dependiendo del sistema de control hidráulico utilizado.

La principal desventaja de los actuadores hidráulicos es el costo. Además, aunque la mayoría de los tipos de carga son posibles, los grandes desplazamientos, las altas frecuencias o los múltiples puntos de carga de la envergadura requieren un costoso equipo especializado y generalmente grandes bombas hidráulicas de gran volumen.

La mayoría de los sistemas de prueba de actuadores hidráulicos utilizan sistemas de retroalimentación servos hidráulicos para controlar la carga aplicada. Se envía una señal de comando a la servo válvula y el controlador controla la respuesta deseada. Los actuadores se pueden controlar usando criterios de desplazamiento o carga. Se realizan ajustes para mantener la carga o la señal de desplazamiento dentro de los límites preestablecidos. Muchos factores pueden afectar la precisión y la estabilidad de la prueba.

La interacción de la hidráulica puede conducir a resonancia hidráulica o interacciones de sistema dinámico no deseado. Cada configuración de prueba puede requerir importantes ajustes de hardware.



Figura 13. Ejemplo de configuración de prueba uniaxial utilizando un actuador hidráulico (NREL, EE. UU.) [2].



Figura 14. Ejemplo de configuración de prueba de múltiples puntos de un solo eje utilizando actuadores hidráulicos (CRES, Grecia) [2].

1.6.2 Masa giratoria excéntrica

El principio del método de prueba de masa giratoria excéntrica es excitar el álabe del rotor a una frecuencia cercana a la frecuencia natural del álabe del rotor. Una unidad de excitación de velocidad variable con una masa giratoria excéntrica se sintoniza a la frecuencia de oscilación que proporciona la respuesta deseada. La tarea de la unidad excitadora es mantener la energía en la oscilación, lo que da como resultado una prueba con ciclos estables de carga de amplitud constante. En las pruebas de masa excéntricas, la distribución de carga spanwise sigue la primera forma modal del sistema probado (álabe que incluye el peso muerto de la precarga y el excitador). La relación R de la carga de prueba se ajusta aplicando una precarga al álabe en la ubicación del excitador. Las ventajas de este método de prueba son que la configuración de la prueba es simple y estable, y la prueba es económica. Las desventajas son que este método está limitado a una carga constante de amplitud o bloqueo y la frecuencia de prueba se limita a la frecuencia natural del sistema probado (álabe incluido la precarga).

El excitador y el peso muerto se colocan para dar la distribución de carga deseada en las áreas probadas del álabe. Por ejemplo, si la sección de raíz y las secciones internas del álabe están definidas como las áreas probadas, la carga puede establecerse montando la precarga y el excitador en la parte exterior del álabe (p. Ej., a 75% de la longitud del álabe).

Para la excitación del álabe, se puede usar un motor de velocidad controlable con una masa giratoria excéntrica. Para obtener la relación R deseada, se debe aplicar un peso muerto al álabe dando el valor medio del espectro de carga. La masa giratoria excéntrica y su frecuencia se deben ajustar para dar al álabe el desplazamiento deseado, que puede derivarse de la prueba de calibración. Los requisitos para el equipo de control y adquisición de datos estarán determinados en gran medida por la filosofía de control y monitoreo elegida.



Figura 15. Ejemplo de configuración de prueba utilizando una masa giratoria excéntrica (Riso, Dinamarca) [2].

1.6.3 Árbol de levas giratorio

La carga cíclica se puede aplicar a los álabes de la turbina eólica mediante la unión del álabe a una varilla de empuje conectada a un árbol de levas giratorio. El movimiento lineal de la varilla de empuje puede ajustarse para dar la deflexión deseada. Este método generalmente se limita al control de desplazamiento y a la carga de amplitud constante en una sola dirección. Los desplazamientos pueden ser fijados por el hardware utilizando un enlace rígido o se pueden usar más enlaces compatibles para suministrar amortiguación del sistema. Si el enlace es rígido, no es necesaria ninguna señal de desplazamiento adicional porque los desplazamientos están controlados por la geometría del sistema.

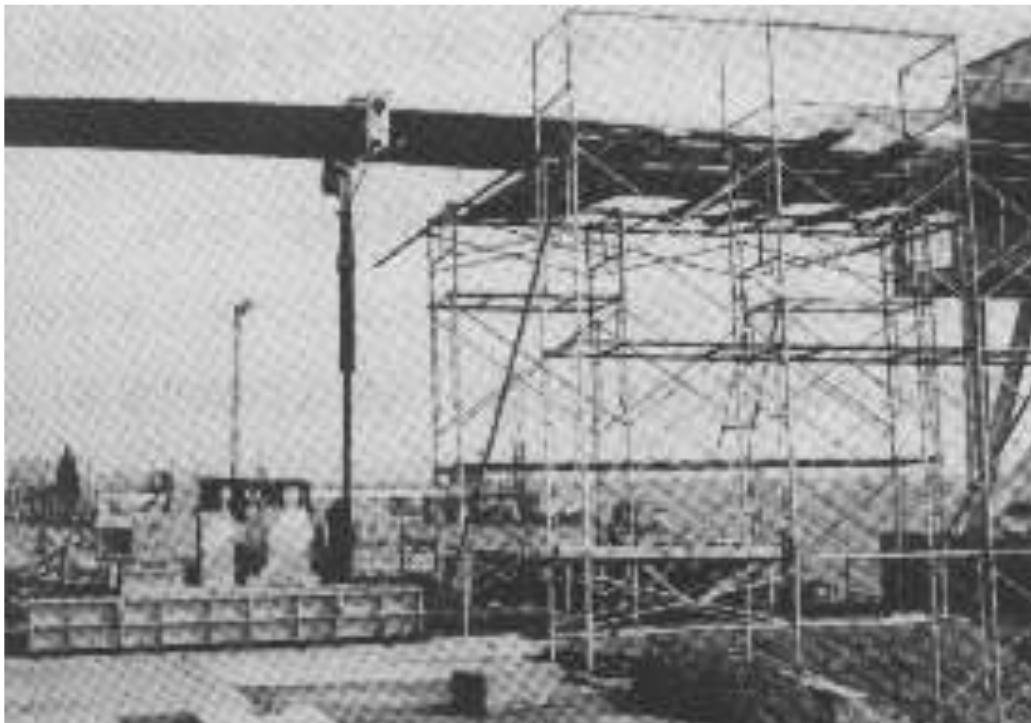


Figura 16. Ejemplo de configuración de prueba usando un sistema de árbol de levas para la carga de fatiga (Japón) [2].

1.7 Diseño para ensamble (DFA)

El diseño para ensamble es un enfoque para el diseño de productos que incluye consideraciones sobre facilidad de ensamble en el diseño.

Para conocer la facilidad de ensamble de las piezas se necesita un método para evaluarlas. Los métodos de diseño para ensamble sirven para identificar problemas en el proceso de ensamble desde la etapa de diseño de las piezas, es por ello que tienen gran utilidad en la industria.

Existen reglas generales para facilitar el ensamble y hay varios métodos de diseño para ensamble, estos incluyen el método Boothroyd-Dewhurst, el método Lucas desarrollado por K.G. Swift y el método Hitachi. Los métodos de diseño para ensamble evalúan las piezas a ensamblar mediante penalizaciones por características que dificulten el ensamble y de esta manera proveen a los diseñadores de una herramienta que asegure la facilidad de ensamble desde las primeras etapas del desarrollo de un producto.

1.7.1 Método Boothroyd-Dewhurst de DFA

En 1967 con el apoyo de la Universidad de Massachusetts, Geoffrey Boothroyd inició sus estudios referentes al diseño para ensamble con lo que desarrolló un método que se usa para estimar el tiempo de ensamble manual de un producto. La base del método es la geometría de las piezas por lo que se busca simetría en las mismas para evitar el tener que orientarlas en una posición determinada. La simetría de las piezas se define por los grados de giro que se requieren para que la pieza ya orientada vuelva a alcanzar la posición deseada para la inserción. La simetría se evalúa a lo largo y respecto al eje de inserción. Los grados necesarios para orientar la pieza a lo largo del eje de inserción corresponden al valor α y los grados necesarios respecto al eje de inserción corresponden al valor β . En la Figura 17 se ilustran los valores de α y β para algunas geometrías.

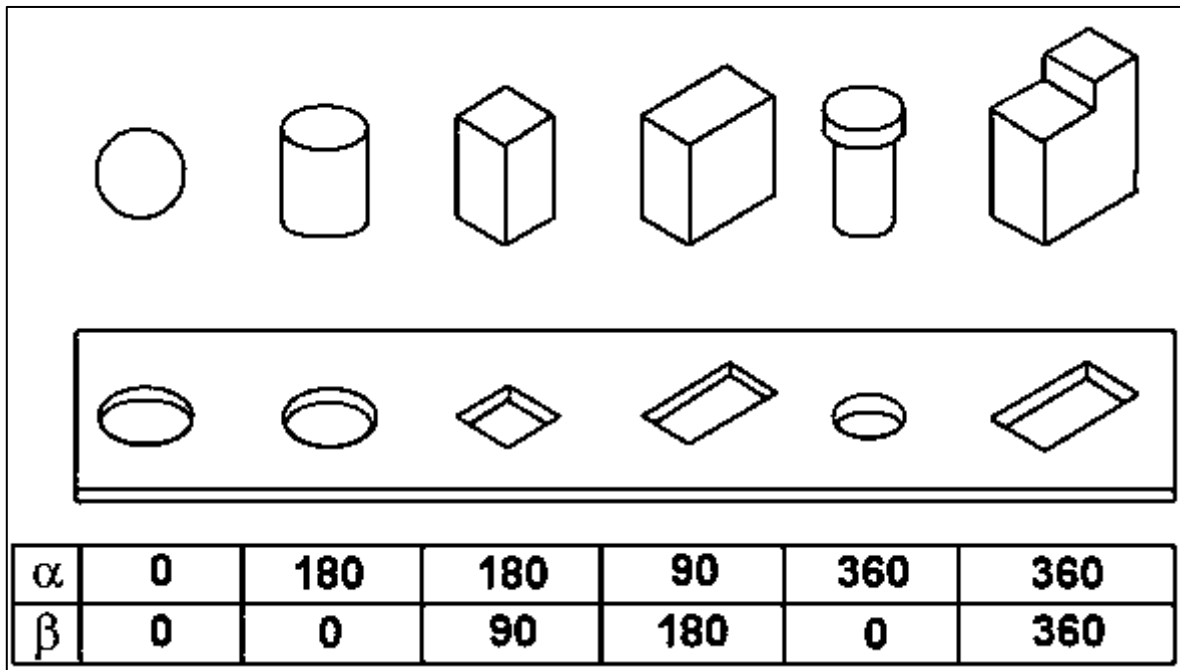


Figura 17. Valores de α y β para diferentes geometrías [18].

Este método hace uso de tablas para penalizar las características de las piezas de ensamble. El método abarca tanto el ensamble manual como el automático. Las tablas de evaluación que permiten estimar el tiempo de ensamble se presentan en la página siguiente (Tabla 3 y Tabla 4).

En lo referente a la manipulación manual se evalúa la dificultad de tomar las piezas, si se requiere más de una mano o alguna herramienta y la geometría de las mismas. La penalización mayor se da en el caso de tener piezas grandes o pesadas puesto que se necesita equipo para su manipulación.

En lo referente a la inserción se evalúa si las piezas requieren sujeción constante durante el ensamble o se requiere alguna operación secundaria para fijar las piezas.

En ambas tablas se obtiene un código de dos dígitos que identifica el tipo de ensamble que cada pieza maneja y está asociado a un tiempo estándar determinado por numerosos experimentos. Estos tiempos son una aproximación del tiempo real requerido.

INSERCIÓN MANUAL - TIEMPOS ESTIMADOS (segundos)

		DESPUES DEL ENSAMBLE NO SE REQUIERE BUEJAR LA PIEZA PARA MANTENER SU ORIENTACION Y LOCALIZACION				DESPUES DEL ENSAMBLE SE REQUIERE BUEJAR LA PIEZA PARA MANTENER SU ORIENTACION Y LOCALIZACION				
		FACIL DE ALINEAR Y POSICIONAR DURANTE EL ENSAMBLE		DIFICIL DE ALINEAR Y POSICIONAR DURANTE EL ENSAMBLE		FACIL DE ALINEAR Y POSICIONAR DURANTE EL ENSAMBLE		DIFICIL DE ALINEAR Y POSICIONAR DURANTE EL ENSAMBLE		
		NO HAY RESISTENCIA A LA INSERCIÓN	HAY RESISTENCIA A LA INSERCIÓN	NO HAY RESISTENCIA A LA INSERCIÓN	HAY RESISTENCIA A LA INSERCIÓN	NO HAY RESISTENCIA A LA INSERCIÓN	HAY RESISTENCIA A LA INSERCIÓN	NO HAY RESISTENCIA A LA INSERCIÓN	HAY RESISTENCIA A LA INSERCIÓN	
		0	1	2	3	6	7	8	9	
PIEZA AÑADIDA PERO NO ASEGURADA []	ADICIÓN DE CUALQUIER PIEZA EN DONDE LA PROPIA PIEZA NI LAS DEMÁS SE ASEGURAN INMEDIATAMENTE LA PIEZA Y EL HERRAMIENTAL APLICADO, INCLUIDO LOS MANOS, PUEDE CAMBIAR FÁCILMENTE LA POSICIÓN DE LA PIEZA.	1.5	2.5	2.5	3.5	5.5	6.5	6.5	7.5	
	DEBIDO A UN ACCESO RESTRINGIDO O A UNA RESTRICCIÓN EN LA VISIÓN	4	5	5	6	8	9	9	10	
	DEBIDO A UN ACCESO RESTRINGIDO Y A UNA RESTRICCIÓN EN LA VISIÓN	5.5	6.5	6	7.5	9.5	10.5	10.5	11.5	
PIEZA ASEGURADA INMEDIATAMENTE []	ADICIÓN DE OTRAS PIEZAS EN DONDE LA PROPIA PIEZA Y LAS DEMÁS SE ASEGURAN INMEDIATAMENTE LA PIEZA Y EL HERRAMIENTAL APLICADO, INCLUIDO LOS MANOS, PUEDE AL CAMBIAR FÁCILMENTE LA POSICIÓN DE LA PIEZA Y EL HERRAMIENTAL SE PUEDE OPERAR FÁCILMENTE.	2	5	4	5	6	7	8	9	
	DEBIDO A UN ACCESO RESTRINGIDO O A UNA RESTRICCIÓN EN LA VISIÓN	4.5	7.5	6.5	7.5	8.5	10.5	11.5	8.5	
	DEBIDO A UN ACCESO RESTRINGIDO Y A UNA RESTRICCIÓN EN LA VISIÓN	6	9	8	9	10	11	12	10	
	DEBIDO A UN ACCESO RESTRINGIDO O A UNA RESTRICCIÓN EN LA VISIÓN	2	5	4	5	6	7	8	9	
	DEBIDO A UN ACCESO RESTRINGIDO O A UNA RESTRICCIÓN EN LA VISIÓN	4.5	7.5	6.5	7.5	8.5	10.5	11.5	8.5	
OPERACIÓN SEPARADA []	PROCESOS DE ENSAMBLE DONDE TODAS LAS PIEZAS SÓLDAS ESTÁN EN SU LUGAR.	4	7	5	3.5	7	8	12	12	
	PROCESOS DE UNIÓN MECÁNICOS (LAS PIEZAS YA ESTÁN EN SU LUGAR PERO NO HAY BUEJADO INMEDIATAMENTE DESPUÉS DE LA INSERCIÓN)	NO HAY DEFORMACIÓN PLÁSTICA O ESTA NO AFECTA LOCALIZABA	RIVETADO O PROCESOS SIMILARES	APRIETE POR FROBIA O OTROS PROCESOS	PRESILLA DE PIEZA COMPRESIÓN RÁPIDA O UNIÓN POR PRESIÓN	NO SE REQUIERE MATERIAL ADICIONAL (ej. soldadura por fricción, por resistencia, etc.)	SE REQUIERE MATERIAL ADICIONAL	PROCESOS METALÚRGICOS	PROCESOS DE UNIÓN NO MECÁNICOS (LAS PIEZAS YA ESTÁN EN SU LUGAR PERO NO HAY BUEJADO INMEDIATAMENTE DESPUÉS DE LA INSERCIÓN)	PROCESOS QUE NO SON DE UNIÓN
	PROCESOS DE UNIÓN MECÁNICOS (LAS PIEZAS YA ESTÁN EN SU LUGAR PERO NO HAY BUEJADO INMEDIATAMENTE DESPUÉS DE LA INSERCIÓN)	DEFORMACIÓN PLÁSTICA INMEDIATAMENTE DESPUÉS DE LA INSERCIÓN	RIVETADO O OPERACIONES SIMILARES	ATORNILLADO O DEFORMACIÓN INMEDIATAMENTE DESPUÉS DE LA INSERCIÓN	ATORNILLADO O DEFORMACIÓN INMEDIATAMENTE DESPUÉS DE LA INSERCIÓN	ATORNILLADO O DEFORMACIÓN INMEDIATAMENTE DESPUÉS DE LA INSERCIÓN	ATORNILLADO O DEFORMACIÓN INMEDIATAMENTE DESPUÉS DE LA INSERCIÓN	ATORNILLADO O DEFORMACIÓN INMEDIATAMENTE DESPUÉS DE LA INSERCIÓN	ATORNILLADO O DEFORMACIÓN INMEDIATAMENTE DESPUÉS DE LA INSERCIÓN	ATORNILLADO O DEFORMACIÓN INMEDIATAMENTE DESPUÉS DE LA INSERCIÓN

Tabla 3. Estimación de tiempos de inserción [18].

MANIPULACIÓN MANUAL - TIEMPOS ESTIMADOS (segundos)

		LAS PIEZAS SON FÁCILES DE TOMAR Y MANIPULAR					LAS PIEZAS TIENEN DIFICULTADES DE MANIPULACIÓN						
		ESPESOR > 2mm		ESPESOR < 2mm			ESPESOR > 2mm		ESPESOR < 2mm				
		TAMAÑO > 15 mm	6 mm ≤ TAMAÑO ≤ 15 mm	TAMAÑO > 8 mm	TAMAÑO > 6 mm	TAMAÑO ≤ 6 mm	TAMAÑO > 15 mm	6 mm ≤ TAMAÑO ≤ 15 mm	TAMAÑO < 6 mm	TAMAÑO > 6 mm	TAMAÑO ≤ 6 mm		
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9		
LAS PIEZAS PUEDEN SER SUJETADAS Y MANIPULADAS CON UNA SOLA MANO SIN LA AYUDA DE HERRAMIENTAS	$(\alpha + \beta) < 360$	0	1.13	1.43	1.88	1.68	2.18	1.84	2.17	2.65	2.45	2.98	
	$360 < (\alpha + \beta) < 540$	1	1.5	1.8	2.25	2.06	2.55	2.25	2.57	3.06	3	3.38	
	$540 \leq (\alpha + \beta) < 720$	2	1.8	2.1	2.55	2.36	2.85	2.67	2.9	3.38	3.18	3.7	
	$(\alpha + \beta) = 720$	3	1.95	2.25	2.7	2.51	3	2.73	3.06	3.55	3.34	4	
LAS PIEZAS PUEDEN SER SUJETADAS Y MANIPULADAS CON UNA SOLA MANO PERO SÓLO CON LA AYUDA DE HERRAMIENTAS	$\alpha \leq 180$	$0 < \beta < 180$	4	3.8	6.86	4.35	7.6	5.6	8.36	6.35	8.6	7	7
		$\beta = 360$	5	4	7.25	4.75	8	6	8.75	6.75	9	8	8
	$\alpha = 360$	$0 < \beta < 180$	6	4.8	8.06	6.55	8.8	6.8	9.55	7.55	9.8	8	9
		$\beta = 360$	7	5.1	8.35	6.85	9.1	7.1	9.55	7.85	10.1	9	10
LAS PIEZAS SE ATORAN SEVERAMENTE O SE ENGANCHAN O SON FLEXIBLES PERO PUEDEN SER SUJETADAS Y LEVANTADAS CON UNA SOLA MANO (CON EL USO DE HERRAMIENTAS SI FUERA NECESARIO)	8	4.1	4.5	5.1	5.6	6.75	6	5.25	5.85	6.35	7		
	SE REQUIEREN DOS MANOS DEBIDO AL GRAN TAMAÑO	LAS PIEZAS PUEDEN SER MANIPULADAS POR UNA PERSONA SIN AYUDA MECÁNICA											
LAS PIEZAS NO SE ENGANCHAN NI SE ANIDAN NI SON FLEXIBLES													
SE REQUIEREN DOS MANOS PARA SUJETAR Y TRANSPORTAR LAS PIEZAS	LAS PIEZAS PESAN MENOS DE 10 lb				LAS PIEZAS SON PESADAS (> 10 lb)								
	LAS PIEZAS SON FÁCILES DE TOMAR Y MANIPULAR		LAS PIEZAS PRESENTAN OTRAS DIFICULTADES DE MANIPULACIÓN		LAS PIEZAS SON FÁCILES DE TOMAR Y MANIPULAR		LAS PIEZAS PRESENTAN OTRAS DIFICULTADES DE MANIPULACIÓN					LAS PIEZAS SE ANIDAN SEVERAMENTE O SE ENGANCHAN O SON FLEXIBLES	LAS PIEZAS NECESITAN HERRAMIENTAL ESPECIAL PARA SUJETARLAS Y MANIPULARLAS
$\alpha \leq 180$		$\alpha = 360$		$\alpha \leq 180$		$\alpha = 360$		$\alpha \leq 180$		$\alpha = 360$			
0		1		2		3		4		5		6	7
9		3		2		3		3		4		4	5

Tabla 4. Estimación de tiempos de manipulación [18].

Capítulo 2. Diseño conceptual de la máquina de ensayo a fatiga.

2.1 Introducción al diseño.

La palabra diseño se deriva del latín designare, que significa “diseñar” o “marcar”. El diccionario Webster proporciona varias definiciones, la más adecuada para el caso es “bosquejar, graficar o planificar, como acción o trabajo... concebir, inventar-idear”. El diseño de ingeniería se ha definido como el proceso de aplicar las diversas técnicas y principios científicos con el propósito de definir un dispositivo, un proceso o un sistema con suficientes detalles que permitan su realización.

Se ha investigado ampliamente la definición de varios “procesos de diseño” tratando de proporcionar los medios para estructurar un problema no estructurado y obtener una solución viable. Algunos de estos procesos presentan docenas de pasos, otros sólo unos cuantos. El presentado en la Tabla 5 contiene 10 pasos y ha demostrado que da buenos resultados [19].

Tabla 5. Proceso de diseño[19].

Un proceso de diseño
1 Identificación de la necesidad
2 Investigación preliminar
3 Planteamiento de objetivo
4 Especificaciones de desempeño
5 Ideación e invención
6 Análisis
7 Selección
8 Diseño detallado
9 Creación de prototipos y pruebas
10 Producción

Identificación de la necesidad

Este primer paso es realizado por alguien, jefe o cliente, al decir: “Lo que se necesita es...” Por lo general este enunciado será breve y sin detalles. Estará muy lejos de proporcionarle un planteamiento estructurado del problema.

Investigación preliminar

Ésta es la fase más importante del proceso, y desafortunadamente con mucha frecuencia la más ignorada. Es pertinente indagar si éste, o un problema similar, ya ha sido resuelto con anterioridad. Se puede aprender mucho sobre el problema investigando el “arte” existente asociado con tecnologías y productos similares. Muchas compañías adquieren, desarman y analizan los productos de sus competidores, un proceso en ocasiones conocido como “benchmarking”.

La red mundial es un recurso increíblemente útil para el ingeniero o estudiante en busca de información sobre cualquier tema. Los muchos motores de búsqueda disponibles proporcionan un caudal de información en respuesta a las palabras clave seleccionadas.

Planteamiento de objetivos

Una vez que se entiende por completo el antecedente del problema como originalmente se planteó, se estará listo para replantearlo en forma de enunciado de objetivos más coherentes. Este nuevo enunciado del problema deberá tener tres características. Deberá ser conciso, general e incoloro en cuanto a expresiones que predigan una solución.

Especificaciones de desempeño

Cuando se entiende el antecedente y se plantea el objetivo con claridad, se está listo para formular un conjunto de especificaciones de desempeño (también llamado especificaciones de tareas). Éstas no deberán ser especificaciones de diseño. La diferencia es que las especificaciones de desempeño definen lo que el sistema debe hacer, mientras que las especificaciones de diseño definen cómo debe hacerse. El propósito de las especificaciones de desempeño es definir y limitar con cuidado el problema de modo que pueda ser resuelto y se puede mostrar lo que se resolvió después del hecho.

Ideación e invención

Este paso está lleno tanto de diversión como de frustración. Esta fase es potencialmente la más satisfactoria para la mayoría de los diseñadores, pero también la más difícil. Se ha realizado una gran cantidad de investigación para explorar el fenómeno de “creatividad”. Ésta es, y la mayoría está de acuerdo, una cualidad humana. Ciertamente es una actividad exhibida en alto grado por todos los niños. La velocidad y grado de desarrollo que ocurre en el ser humano desde su nacimiento a lo largo de los primeros años de vida requiere algo de creatividad innata.

Lluvia de ideas es una técnica que algunos afirman es muy exitosa para generar soluciones creativas. Esta técnica requiere un grupo, de preferencia de 6 a 15 personas.

Análisis

Una vez que en esta etapa se ha estructurado el problema, por lo menos temporalmente, ahora se pueden aplicar técnicas de análisis más complejas para examinar el desempeño del diseño en la fase de análisis del proceso de diseño. Cuando el análisis técnico indica que se tienen algunos diseños potencialmente factibles, se debe seleccionar el mejor disponible para un diseño detallado, creación de prototipo y pruebas. El proceso de selección casi siempre implica un análisis comparativo de las soluciones de diseño disponibles.

Diseño detallado

Este paso en general incluye la creación de un conjunto completo de dibujos de ensamble detallados, o archivos de diseño asistido por computadora (CAD), por cada pieza utilizada en el diseño. Cada dibujo detallado debe especificar todas las dimensiones y las especificaciones de material necesarias para fabricar la pieza. Con estos dibujos (o archivos CAD) se debe construir un modelo (o modelos) de prototipos para experimentos físicos. Es muy probable que las pruebas descubran más fallas, que requieran más iteración.

Creación de prototipos y pruebas

Por último, se puede verificar la corrección o factibilidad de cualquier diseño hasta que esté construido y probado. Esto por lo general implica la construcción de un modelo físico del prototipo. Las pruebas del modelo o prototipo pueden variar desde simplemente accionarlo y observar su funcionamiento, hasta fijar instrumentos suficientes para medir con precisión sus desplazamientos, velocidades, aceleraciones, fuerzas, temperaturas y otros parámetros

Producción

Por último, con suficiente tiempo, dinero y perseverancia, el diseño estará listo para su producción. Ésta podría consistir en la manufactura de una versión final simple del diseño, pero muy probablemente significará hacer miles o incluso millones de piezas de ese artefacto. El peligro, gasto y turbación de encontrar fallas en su diseño después de hacer grandes cantidades de dispositivos defectuosos deberán obligarlo a tener el mayor cuidado en los primeros pasos del proceso de diseño para garantizar que éste sea ejecutado apropiadamente.

2.2 Selección de las cargas aplicadas

La máquina permitirá aplicar momentos de flexión flatwise y edgewise a los álabes, estos serán aplicados por separado.

Los momentos de torsión no se toman en cuenta debido a la norma IEC 61400-23 ya que son pequeños e insignificantes [2].

La máquina de prueba no aplicara fuerzas de tensión debido a las siguientes consideraciones:

- Las tensiones causadas por las fuerzas radiales son relativamente bajas[2] como se observa en [20].
- No es práctico aplicar una carga centrífuga bien distribuida a un álabe en el banco de pruebas sin alterar significativamente la estructura [2].
- Las fuerzas radiales en combinación con la flexión pueden ser significativas (por ejemplo, para la raíz del álabe). Esto se puede compensar ajustando el componente de flexión [2].

2.3 Selección del tipo de carga y lugar de aplicación

La máquina, será capaz de aplicar carga en un punto del álabe por medio de un soporte, ya que al aplicar cargas en múltiples secciones en álabes pequeños aumenta el área donde no se prueba.

Se aplicara una carga axial y carga variable por bloques debido a que este tipo de cargas muestran de manera más representativa el daño real ocurrido en el álabe.

2.4 Selección del dispositivo de carga

Existen diferentes dispositivos de carga utilizados para la prueba de fatiga de álabes de aerogeneradores, uno de ellos son los actuadores hidráulicos que permiten una amplia variedad de condiciones de prueba y opciones de control, no obstante los costos de equipo especializado (bombas hidráulicas, servo válvulas) son altos[8][2], existiendo muchos factores que pueden afectar la precisión y la estabilidad de la prueba como la temperatura del aceite, la resonancia hidráulica, fluctuaciones de presión en las líneas de presión y retorno. La frecuencia de prueba está limitada por la velocidad máxima de flujo de aceite hidráulico que se puede entregar. Los actuadores hidráulicos, son más adecuados para pruebas de álabes grandes ya que las fuerzas de flexión son altas y la frecuencia de flexión baja [8].

Otros dispositivos de carga son las masas excéntricas este tipo de prueba es simple y económica en comparación con los actuadores hidráulicos, no obstante la frecuencia de prueba se limita a la frecuencia natural del sistema probado y surgen problemas con el control de desplazamientos, ajuste de la amplitud y cambio de la rigidez [2].

Los árboles de levas también son utilizados en pruebas de fatiga de álabes una de las principales ventajas de este tipo de dispositivos son el costo. Este es el sistema que más se ha utilizado en las máquinas de ensayos de fatiga de pequeños aerogeneradores. Desafortunadamente, hay un inconveniente importante con el sistema mecánico: cada ciclo de flexión es un ciclo de desplazamiento constante mientras que durante el funcionamiento normal del álabe, cada ciclo de flexión es esencialmente un ciclo de fuerza constante. Esta distinción es importante cuando la estructura del álabe comienza a fatigarse, ya que se flexionará aún más bajo un régimen de carga dado. Esta limitación podría superarse midiendo la fuerza máxima aplicada al álabe en cada ciclo de flexión.[8]

2.5 Diseños propuestos

Se propusieron 3 distintos bancos de prueba para la aplicación de carga a los álabes, el primer banco de prueba (Figura 18) está conformado por las siguientes partes:

1. Base
2. Cabezal fijo
3. Cabezal móvil
4. Álabes
5. Sujetador del álabes (manguito)
6. Barras de empuje
7. Celda de carga
8. Sistema fatiga

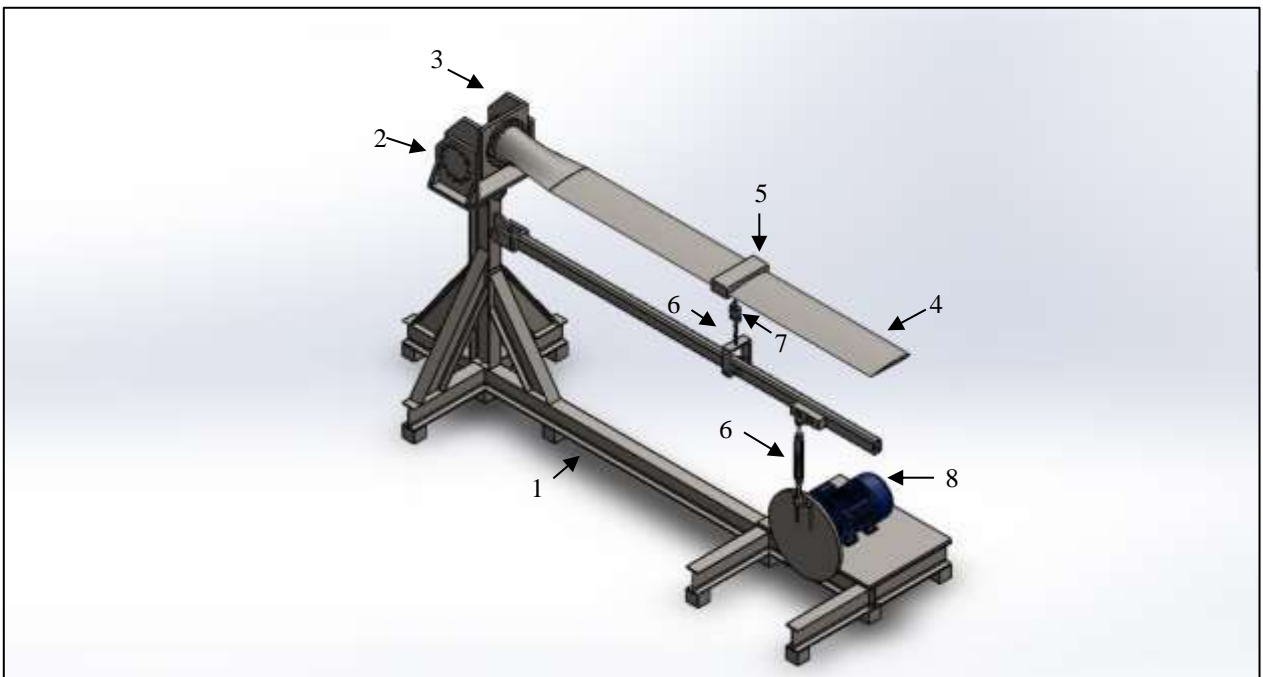


Figura 18. Partes del banco de pruebas de fatiga. Fuente: SOLIDWORKS 2017.

El sistema de fuerza está compuesto por un motor conectado a un volante a través del cual se puede ajustar la razón de amplitud de las cargas de $R=1$ y $R=-1$ (Figura 19), este mecanismo está conectado a una barra horizontal que actúa como palanca.

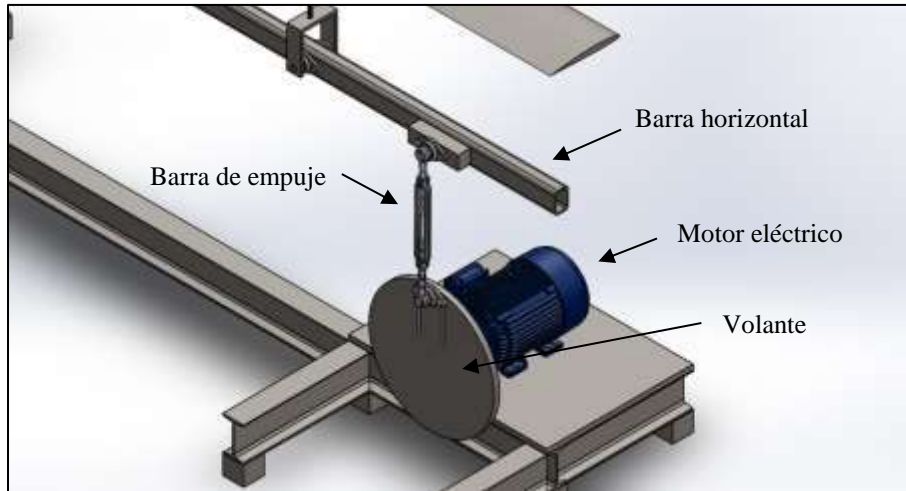


Figura 19. Mecanismo de ajuste de amplitud. *Fuente: SOLIDWORKS 2017.*

La barra horizontal también se encuentra conectada a un mecanismo que consta de una barra de empuje articulada en cada uno de sus puntos de apoyo con el objetivo de que la fuerza se aplique de forma perpendicular al álabe. Entre la barra de empuje se conecta una celda de carga con el objetivo de medir las fuerzas de aplicación. El álabe se sujeta a través de un soporte de madera (manguito) para distribuir la carga y evitar la deformación en la sección de aplicación (Figura 20).

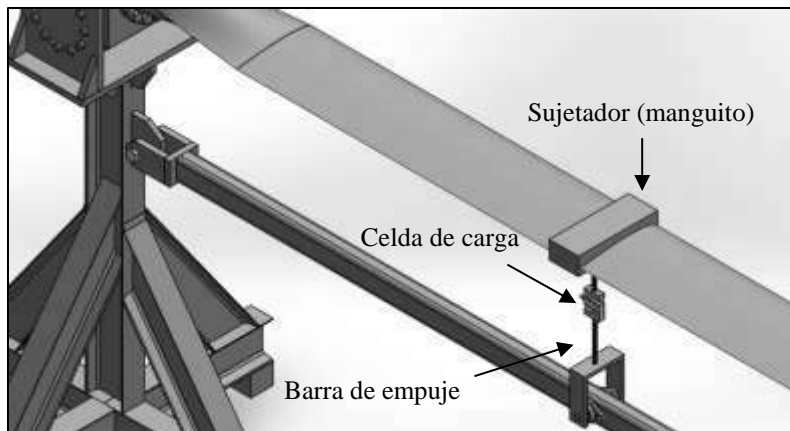


Figura 20. Mecanismo de fuerza. *Fuente: SOLIDWORKS 2017.*

El banco de pruebas propuesto, también permite la prueba estática de álabes esta puede realizarse colocando sacos de arena a lo largo del álabe [21] o a través de cargas puntuales ejercidas sobre álabe, en estas cargas por lo general se aplican por medio de cables usando actuadores neumáticos o polipastos.

En la Figura 21 se muestra al banco de pruebas propuesto conectado por medio de un sistema de fuerza compuesto por un polipasto manual, sujeto al álabe y a la base y una celda de carga para medir la fuerza aplicada.

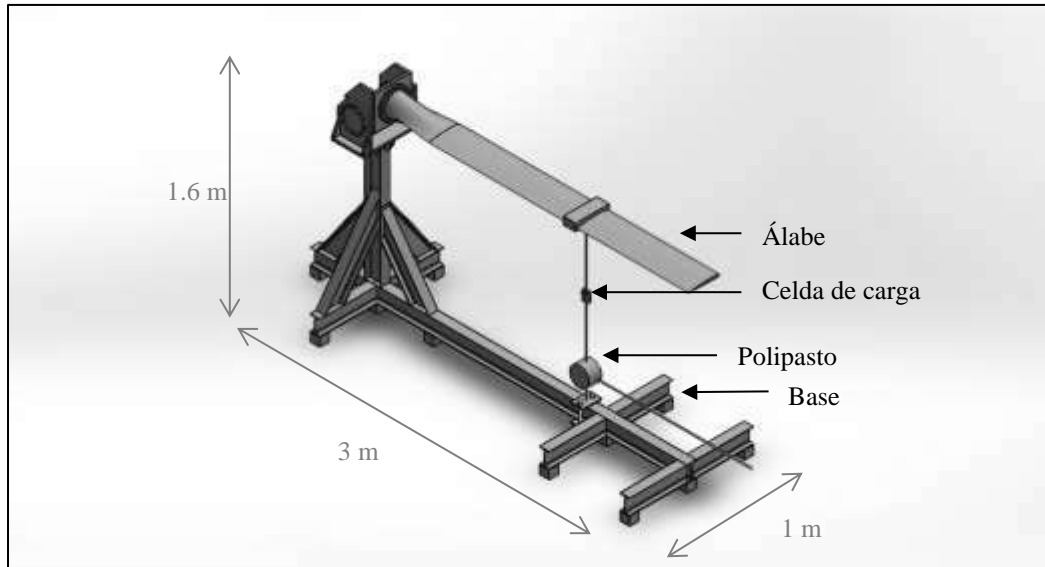


Figura 21. Partes del banco de pruebas. Fuente: SOLIDWORKS 2017.

El banco de pruebas tiene dimensiones generales de 3m de largo x 1m de ancho x 1.6m de alto (Figura 21).

Para la base anterior, se propusieron 3 tipos de cabezales encargados de sujetar al álabe que se muestran a continuación. En la Figura 22 se observa el cabezal 1 y en la Figura 23 se muestra una vista explosionada del cabezal.

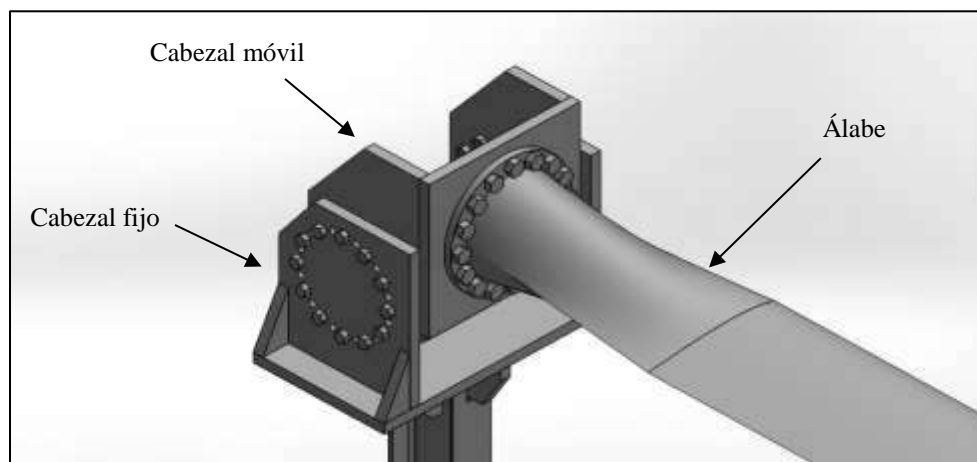


Figura 22. Cabezal 1 del banco de pruebas. Fuente: SOLIDWORKS 2017.

El Cabezal se encuentra soldado a la base y sujeto por medio de pernos. El cabezal consta de dos piezas principales una fija y una móvil afín de que se puedan configurar distintos ángulos de sujeción.

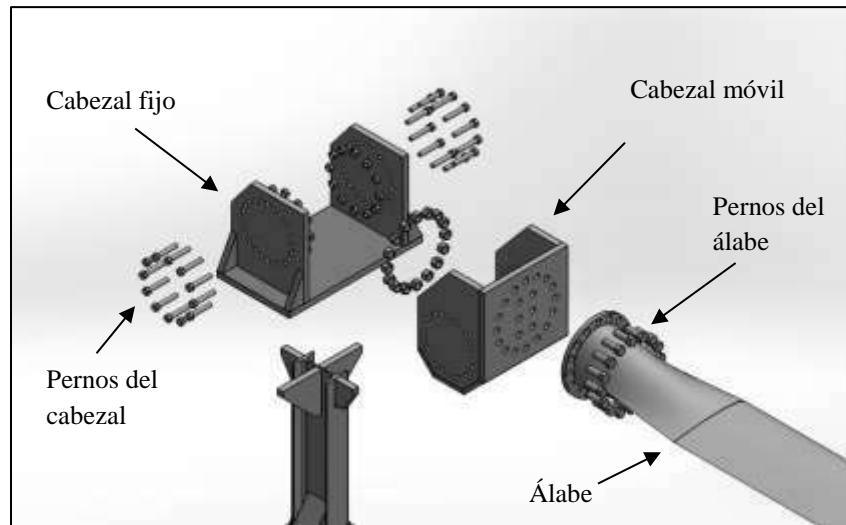


Figura 23. Vista explosionada del cabezal 1. Fuente: SOLIDWORKS 2017.

Los bancos de prueba propuestos permiten cargar el álabe de dos maneras ya que se puede girar el álabe 15 grados (Figura 24) desde la posición horizontal con el propósito de ser cargada con sacos de arena, y también ser cargada en un punto a través de un polipasto.

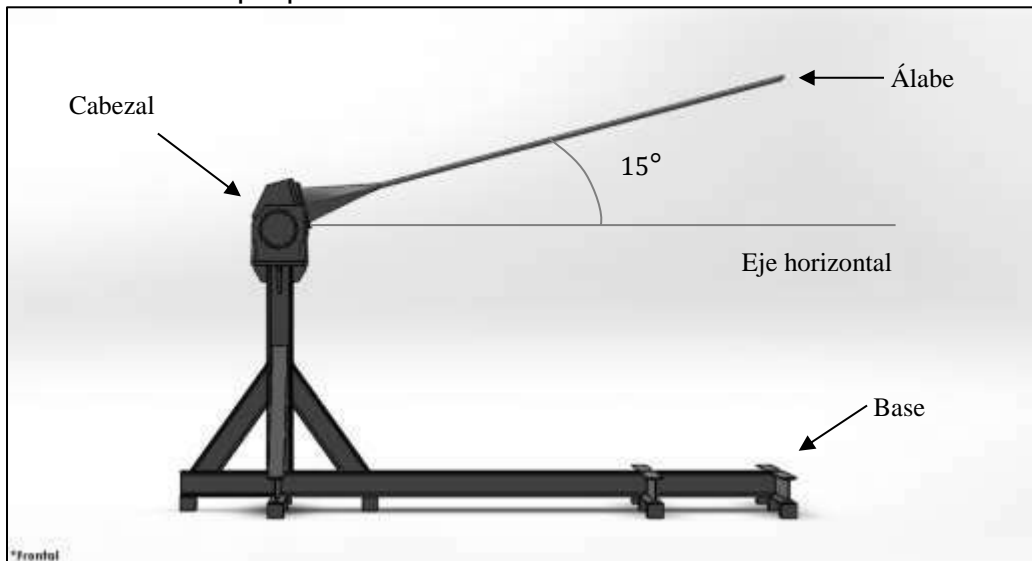


Figura 24. Álabe girado 15°. Fuente: SOLIDWORKS 2017.

Todos los álabes de un micro turbina se unen a un soporte llamado buje, este acoplamiento se hace a través de pernos los cuales pueden ir de manera paralela o perpendicular a la longitud del álabe, los bancos de prueba propuestos permiten sujetar los dos tipos de álabes con solo girar el cabezal 90 grados (ver Figura 25).

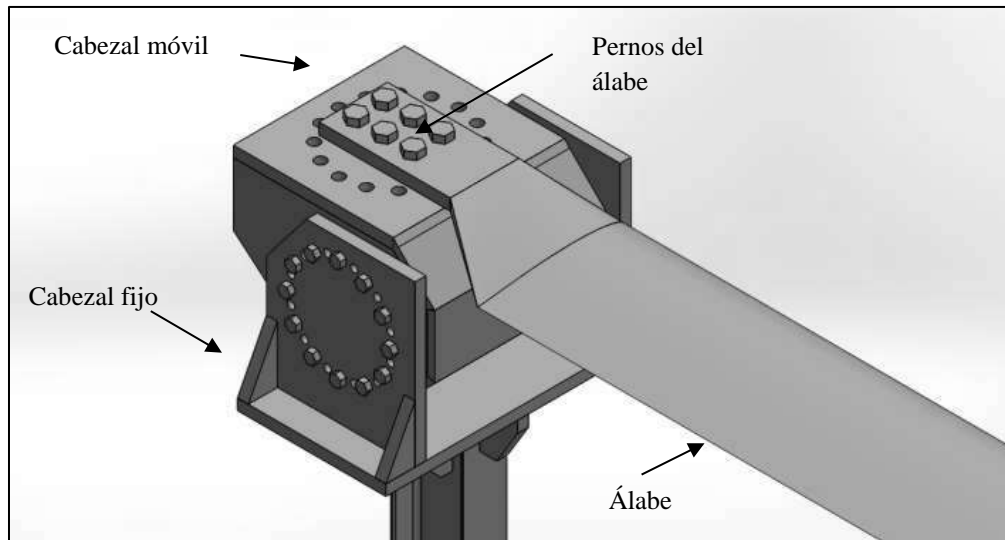


Figura 25. Cabezal girado 90°. Fuente: SOLIDWORKS 2017.

En la

Figura **26** se muestra el diseño del segundo cabezal propuesto en el cual el cabezal se sujeta por medio de pernos por la parte exterior.

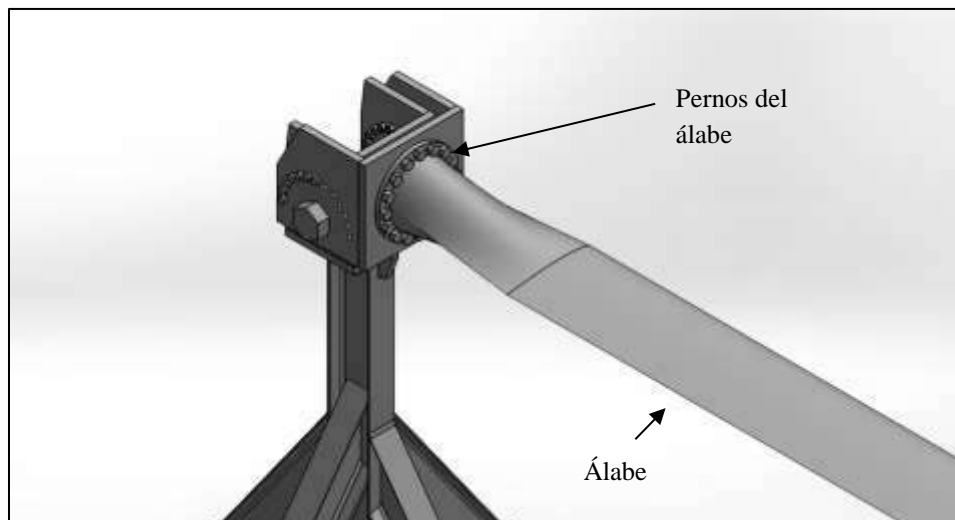


Figura 26. Cabezal 2 del banco de pruebas. Fuente: SOLIDWORKS 2017.

En la

Figura **27** se muestra una vista detallada del cabezal propuesto y de las partes que lo componen.

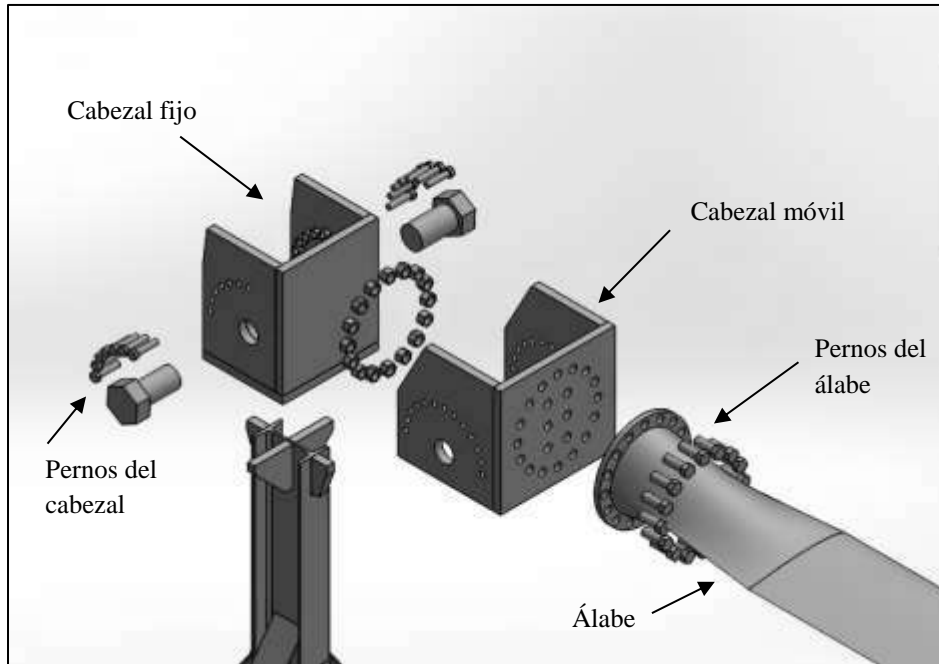


Figura 27. Vista explosionada del cabezal 2. Fuente: SOLIDWORKS 2017.

La tercera opción consiste en la unión del cabezal por medio un acoplamiento de forma de un perno utilizando ranuras para permitir el giro del cabezal (Figura 28).

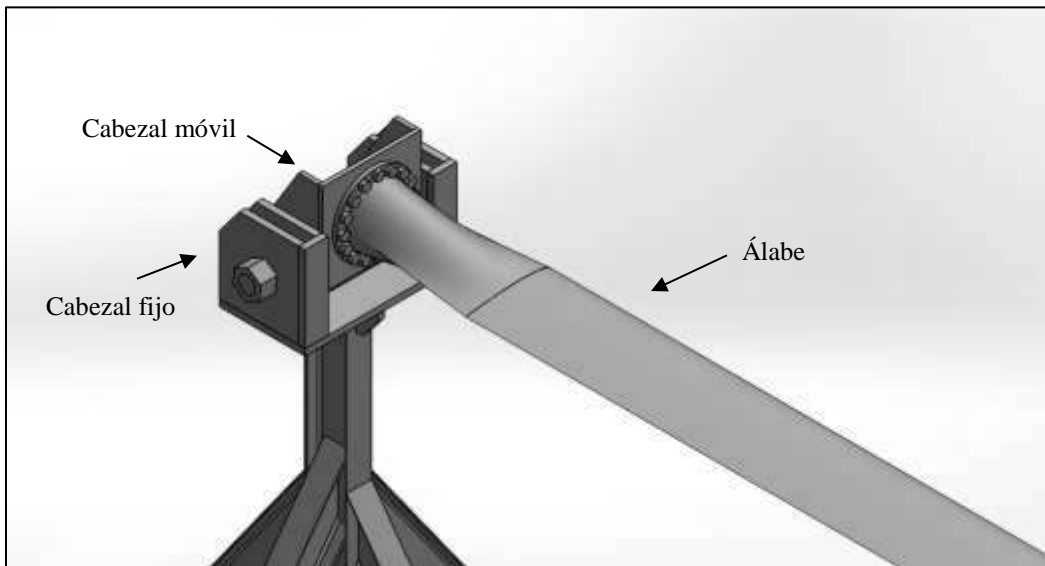


Figura 28. Cabezal 3 del banco de pruebas. Fuente: SOLIDWORKS 2017.

Una vista explosionada del cabezal 3 se muestra en la Figura 29.

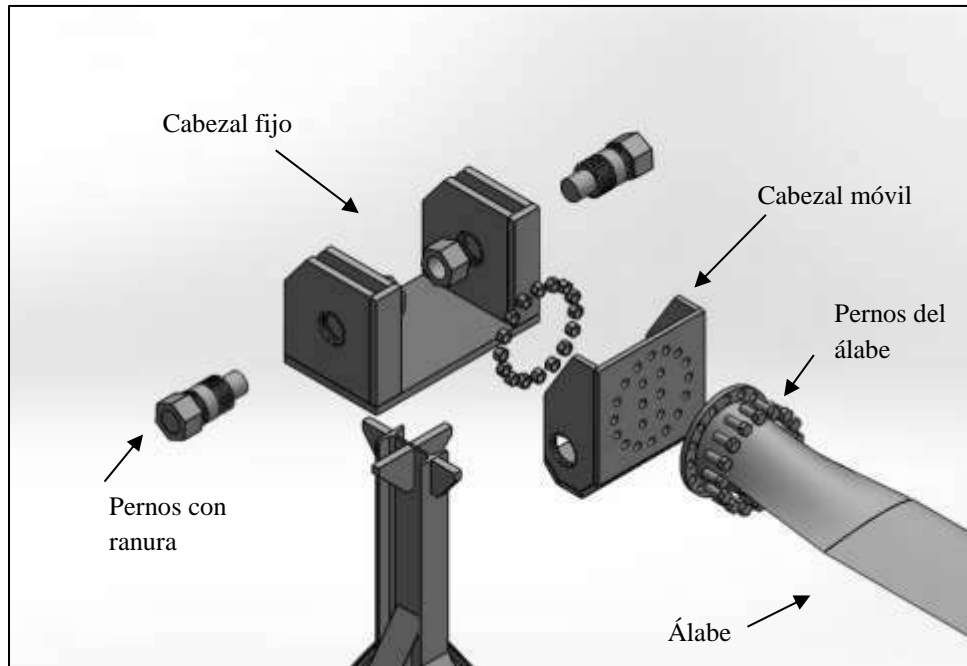


Figura 29. Vista explosionada del cabezal 3. Fuente: SOLIDWORKS 2017.

Para el segundo banco de pruebas propuesto se utilizó perfil estructural canal tipo C de 5 in (ver Figura 30).

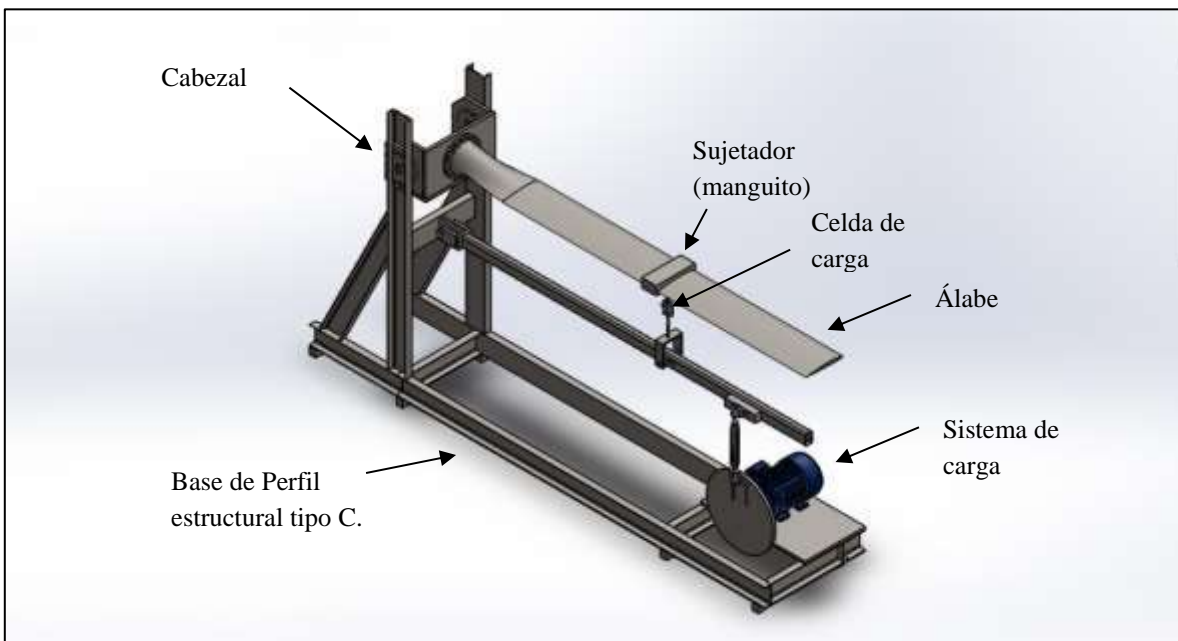


Figura 30. Segundo banco de prueba propuesto. Fuente: SOLIDWORKS 2017.

El banco de pruebas también permite la carga estática por medio de un polipasto (Figura 31).

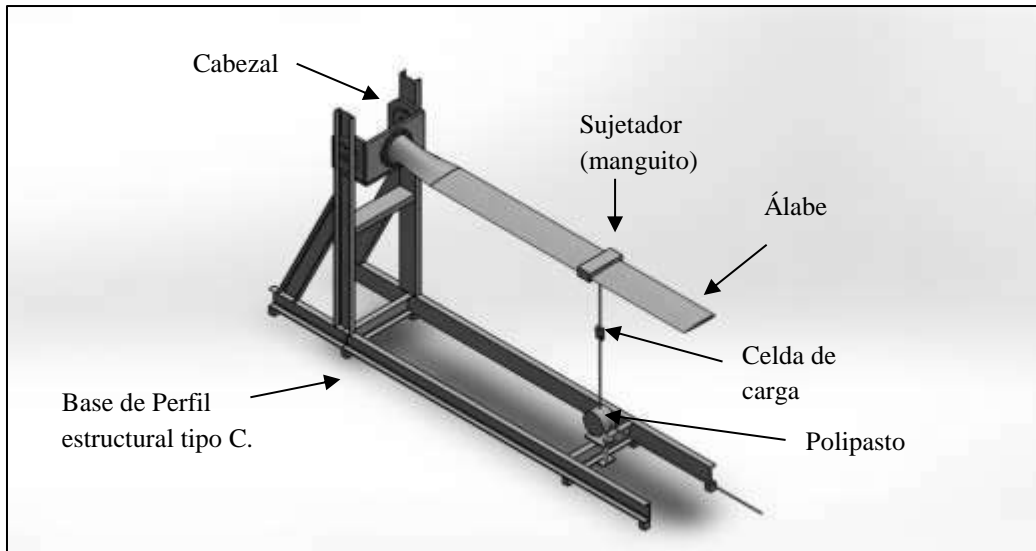


Figura 31. Segundo banco de pruebas propuesto. Fuente: SOLIDWORKS 2017.

La Figura 32, muestra el cabezal del segundo banco de pruebas, la sujeción utilizada es por medio de pernos, una vista explosionada del cabezal se muestra en la Figura 33.

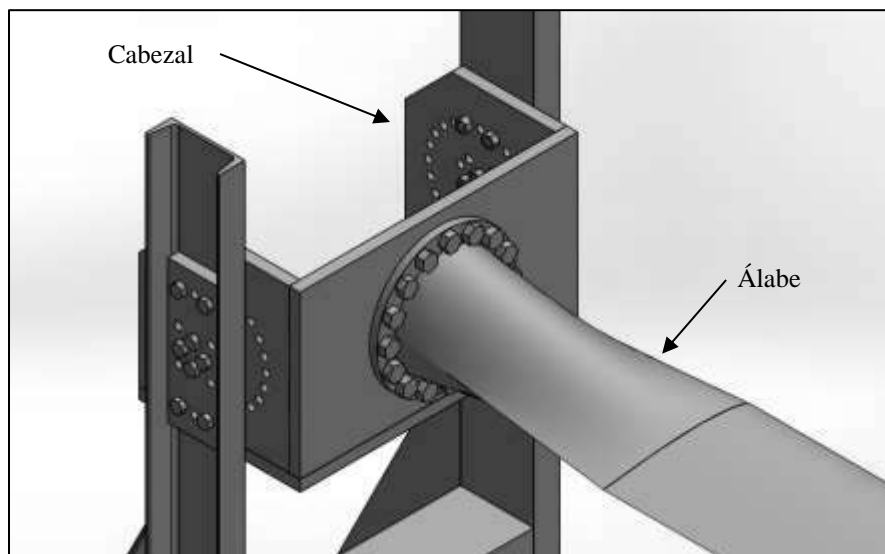


Figura 32. Cabezal 4 de banco de pruebas. Fuente: SOLIDWORKS 2017.

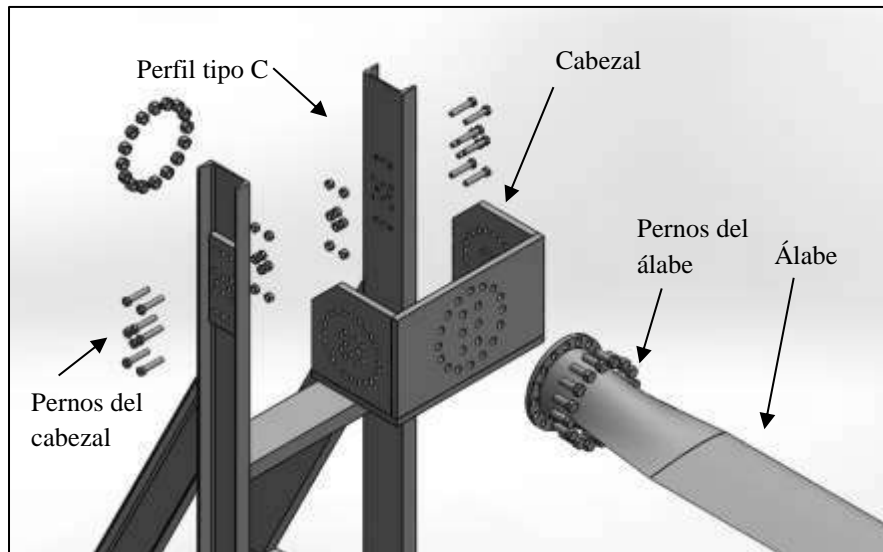


Figura 33. Vista explosionada del cabezal 4. Fuente: SOLIDWORKS 2017.

En esta propuesta se utiliza viga IPS de 5 in, para la base 1, y placa de $\frac{1}{2}$ in y $\frac{3}{4}$ in para todos los cabezales. El material de la viga IPS, canal C y de la placa es de acero ASTM A36 (ver anexo B).

El tercer banco de pruebas propuesto, permite mover el motor para colocarlo en diferentes puntos a lo largo del álabe según donde se desee aplicar la fuerza. El sistema de carga de fatiga se muestra en la Figura 34 y el sistema de carga estática se muestra en la Figura 35.

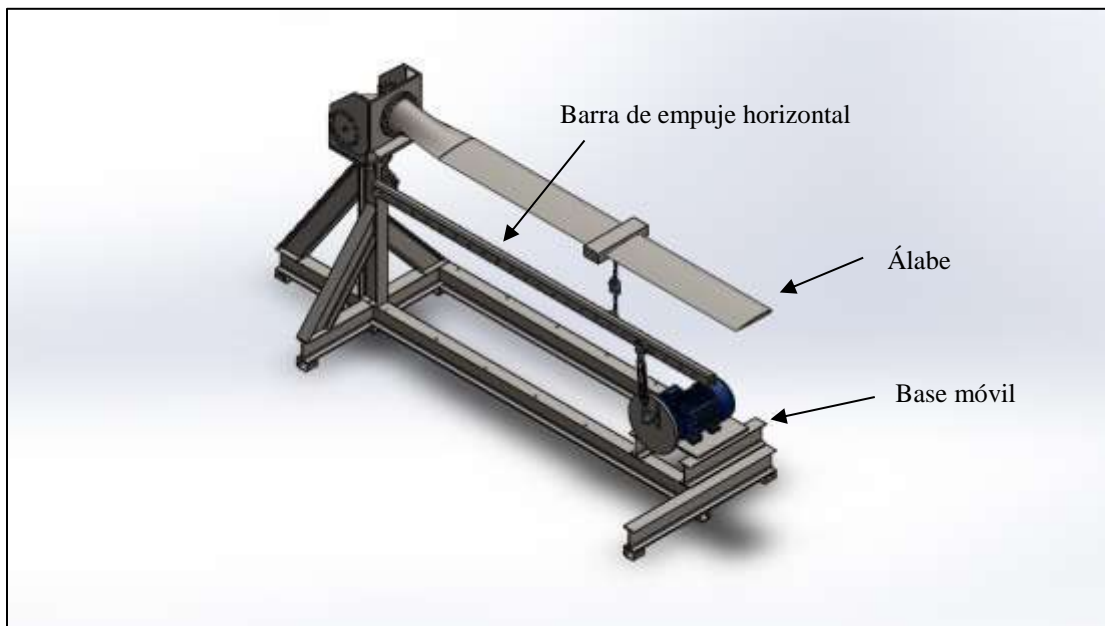


Figura 34. Tercer banco de prueba propuesto para fatiga. Fuente: SOLIDWORKS 2017.

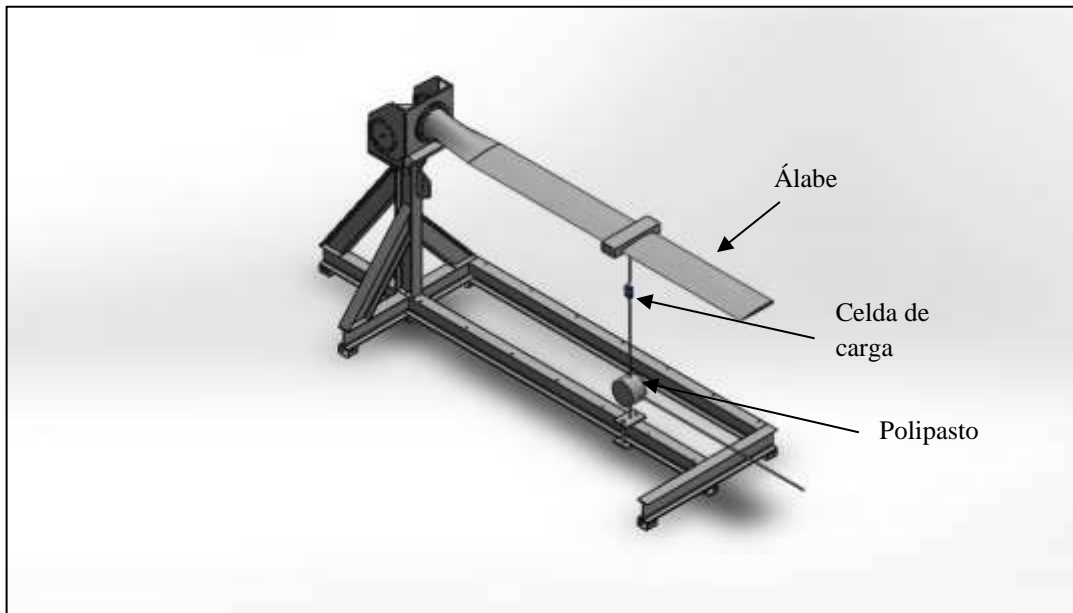


Figura 35. Sistema de carga para el tercer banco de pruebas propuesto. *Fuente: SOLIDWORKS 2017.*

En la Figura 36, se observa el cabezal propuesto para el tercer banco de pruebas, este cabezal a comparación de los anteriores es más fácil de acoplar. Y se colocó un perno centrado para poder girar el cabezal fácilmente.

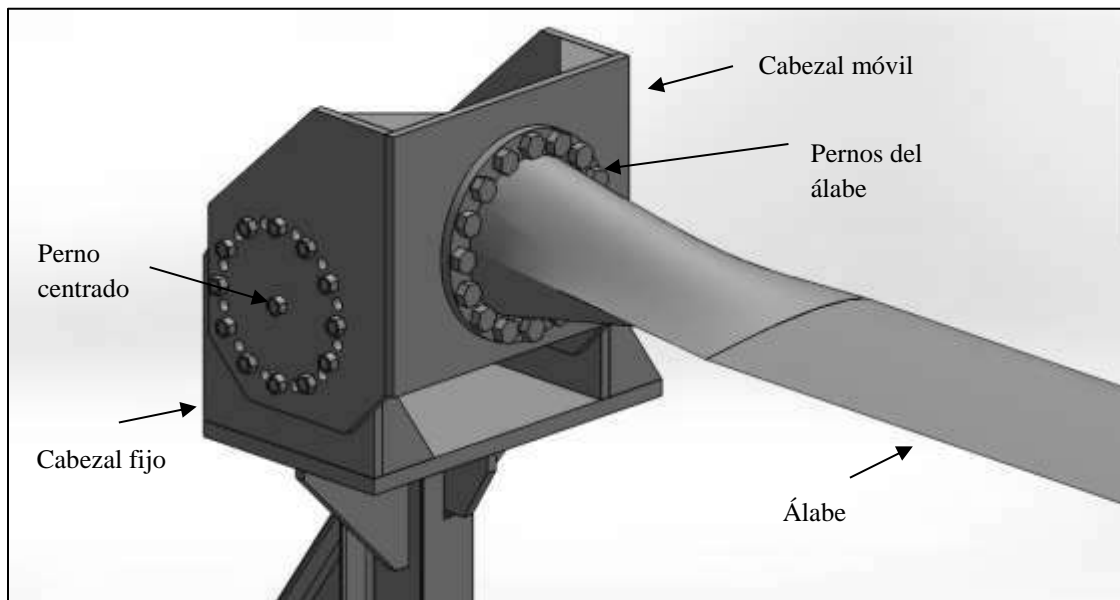


Figura 36. Cabezal para el tercer banco de pruebas propuesto. *Fuente: SOLIDWORKS 2017.*

Capítulo 3. Análisis estructural del banco de pruebas

3.1 Determinación de las fuerzas aplicadas.

El álabe durante su operación normal está expuesto a diferentes tipos de cargas (cargas inerciales, cargas de operación normal, ráfaga de viento, etc.). Sin embargo, las pruebas de laboratorio necesariamente tienen limitaciones. En una prueba, no es práctico cargar el álabe con todos componentes y establecer estas las mismas condiciones que en el diseño[2].

En una prueba de laboratorio, comúnmente se aplican fuerzas de flexión al álabe en dirección perpendicular (flatwise) y dirección paralela (edgewise) a la cuerda del álabe [2].

Estas fuerzas, que actúan sobre los álabes cuando se encuentran en funcionamiento, nos sirven para encontrar los esfuerzos a los cuales se encuentra sometido el banco de pruebas.

Para el cálculo de las fuerzas que actúan sobre el álabe se utiliza la norma IEC 61400-2 (Parte 2: Requisitos de diseño para pequeños aerogeneradores) estas fuerzas nos permiten conocer las cargas que hay que aplicar al banco de pruebas.

La norma IEC 61400-2 propone diferentes métodos para determinar las cargas que actúan sobre el álabe uno de ellos es el modelo de carga simplificado[21] este método permite encontrar la carga máxima a la que el álabe estaría expuesto.

Para determinar la carga máxima se emplea la Hipótesis de carga I (Inmovilización con carga de viento, exposición máxima) del método simplificado (Ec. 7).

$$F = C_f \frac{1}{2} \rho V_{ref}^2 A_{proj} \quad (7)$$

Dónde:

C_f es el coeficiente de fuerza, el cual se selecciona como 1.5(ver Tabla 2)

A_{proj} es el área proyectada en el plano perpendicular a la dirección del viento.

ρ es la densidad del aire considerada como 1.225 kg/m^3 .

Para esta turbina el álabe utilizado está compuesto de un perfil SG062 y el área total proyectada es de 0.6353 m^2 .

V_{ref}^2 es la velocidad de referencia del viento promediada en 10 minutos. Para calcular la velocidad de referencia se utiliza la clasificación propuesta por la norma IEC 61400-2 se utiliza la clase II de aerogeneradores con una V_{ref} de 42.5 m/s y una velocidad promedio de 8.5 m/s. [16]

Sustituyendo:

$$F = (1.5) \frac{1}{2} (1.225 \text{ kg/m}^3) \left(42.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 (0.6353 \text{ m}^2) \quad (8)$$

La fuerza calculada es de 1054.27 N.

3.2 Análisis de esfuerzos

Método de elementos finitos

El método de elementos finitos (MEF) es un método numérico para resolver problemas de alta complejidad empleado en la ingeniería, este método determina el comportamiento de una estructura ante las cargas sustituyendo la solución continua, exacta por una solución discontinua o discreta y, por tanto, aproximada. Para ello divide la estructura en elementos no diferenciales, o elementos finitos, interconectados entre sí a través de un determinado número de puntos, que se llaman nodos. Después de estudiar cada elemento por separado se recompone la estructura restableciendo el equilibrio y la compatibilidad de desplazamientos en los nodos, lo que da lugar a un sistema de ecuaciones algebraicas. La resolución de este sistema de ecuaciones permite hallar los desplazamientos de los nodos y, a partir de ellos, las restantes incógnitas de la estructura. La matriz de dicho sistema de ecuaciones se llama matriz de rigidez del elemento $[k_e]$. El método de los elementos finitos determina la matriz de rigidez del elemento que permite calcular los parámetros nodales (desplazamientos) de un elemento $\{\delta_e\}$ en función de las fuerzas nodales F_e que actúan sobre él. (Ec. 9).

$$[k_e]\delta_e = F_e \quad (9)$$

La matriz completa de rigidez de la estructura se construye componiendo las matrices de rigidez de los elementos en que se ha discretizado. Para ello, previamente es necesario expandir las matrices de rigidez de los elementos $[k_e]$ a tamaño de la estructura. Posteriormente se halla la matriz completa de rigidez utilizando la expresión 10.

$$[K_o] = \sum [k_e^o] \quad (10)$$

Donde $[k_e^o]$ representa la matriz de rigidez de cada elemento ampliada al tamaño de la estructura, de orden n_o igual al número de grados de libertad de la estructura discretizada. [22]

Aplicación del método de elementos finitos.

Se analizaron los diferentes bancos de prueba propuestos utilizando el software de elementos finitos ANSYS para el cálculo de los esfuerzos.

El material que se seleccionó para el álabe de la turbina eólica es E epoxi glass UD debido a que es un material comúnmente utilizado en los álabes de los aerogeneradores [23],[24],[25],[5].

Para el primer banco de pruebas, se aplicó una carga sobre el álabe a una distancia igual a $2/3$ de la raíz según la norma IEC 61400-2 y una carga de igual magnitud sobre la base en la zona donde se sujeta el álabe a la base por medio de un polipasto, la fuerza aplicada es 2108.6 N (Newtons), que el doble de la fuerza máxima calculada para permitir al banco de pruebas probar álabe hasta la ruptura. También se aplicaron soportes fijos en los 11 pies del banco de pruebas (Figura 37).

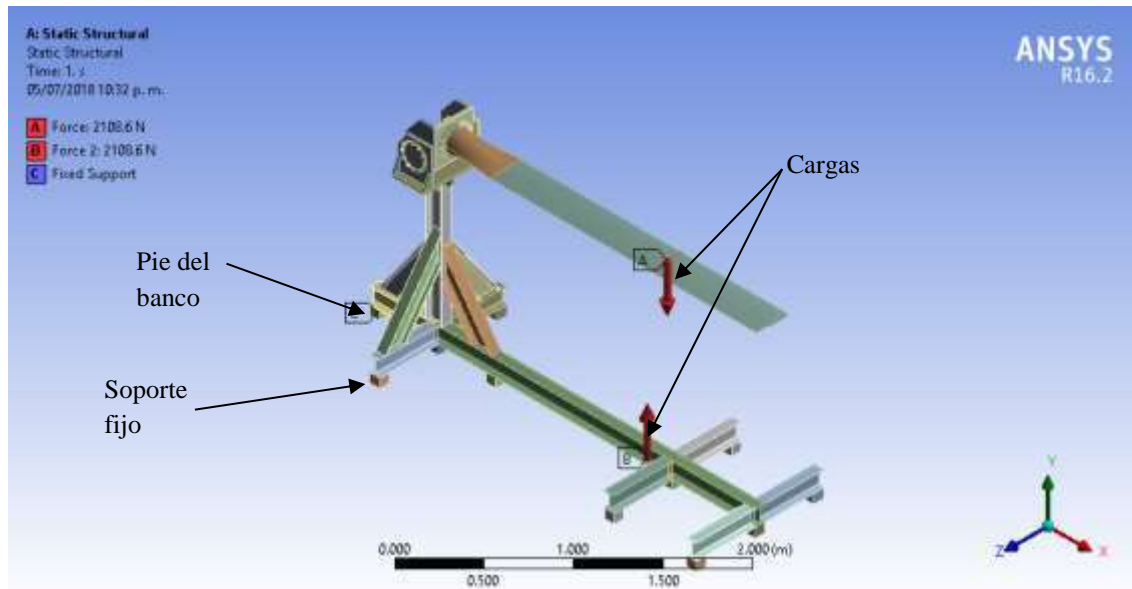


Figura 37. Aplicación de las cargas en el banco de pruebas. Fuente: ANSYS R16.2.

En la Figura 38, se muestran los esfuerzos sobre la base del primer banco de pruebas utilizando el cabezal 1.

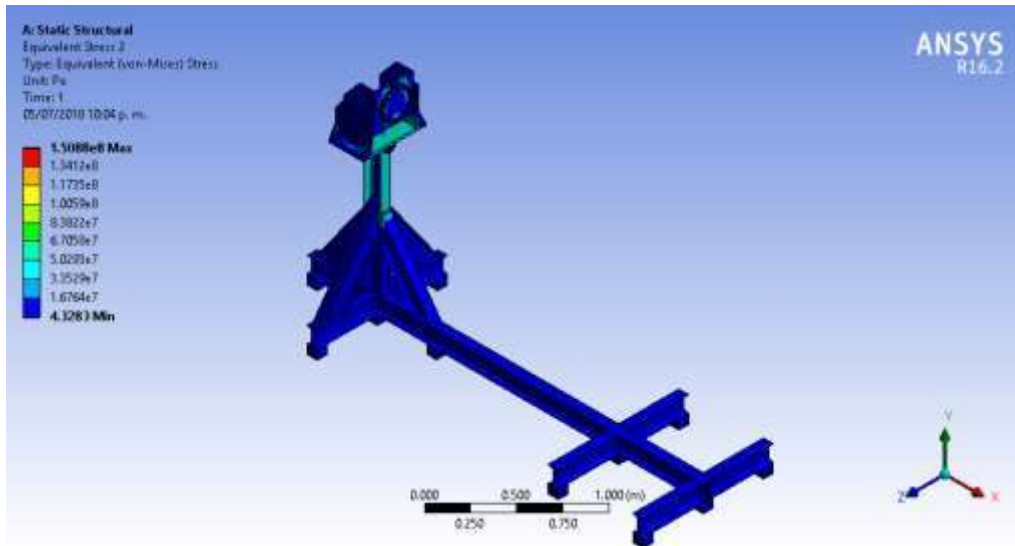


Figura 38. Esfuerzos equivalentes de Von Mises en el primer banco de pruebas. *Fuente: ANSYS R16.2.*

En la Figura 39, se observan los esfuerzos en el primer cabezal.

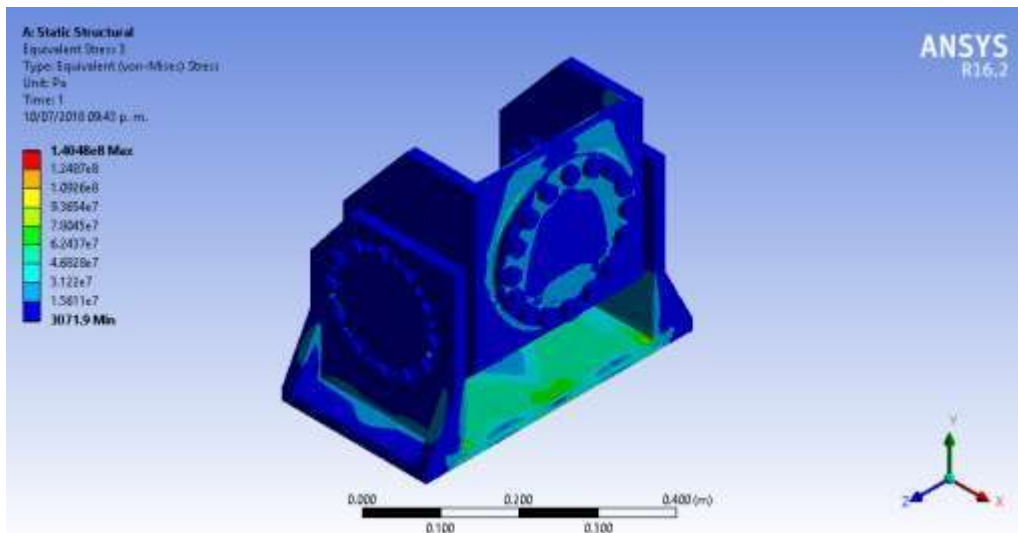


Figura 39. Análisis de esfuerzos equivalentes de Von Mises en el cabezal 1. *Fuente: ANSYS R16.2*

En la Figura 40, se muestran los esfuerzos en el segundo cabezal del banco de pruebas.

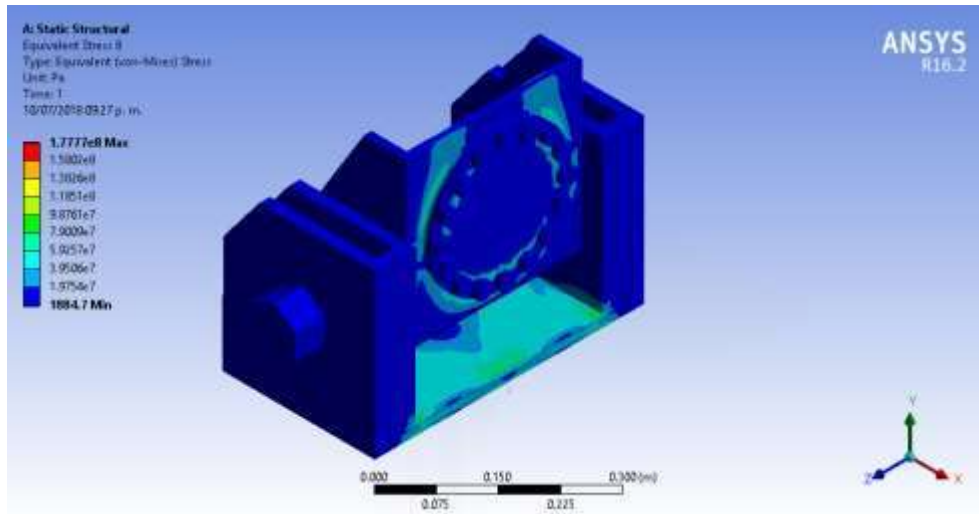


Figura 40. Análisis de esfuerzos equivalentes de Von Mises en el cabezal 2. *Fuente: ANSYS R16.2.*

En la Figura 41, se muestra el tercer cabezal propuesto para el primer banco de pruebas.

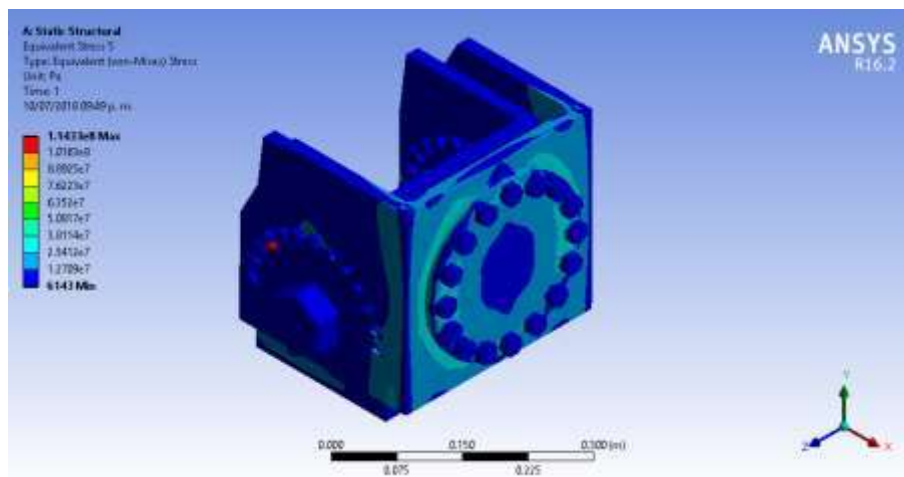


Figura 41. Análisis de esfuerzos equivalentes de Von Mises en el cabezal 3. *Fuente: ANSYS R16.2.*

Para el segundo banco de pruebas, propuesto, se aplicaron las cargas a 2/3 de la longitud del álabe desde la raíz, se establecieron como soporte fijo los 8 pies del banco de prueba (Ver Figura 42).

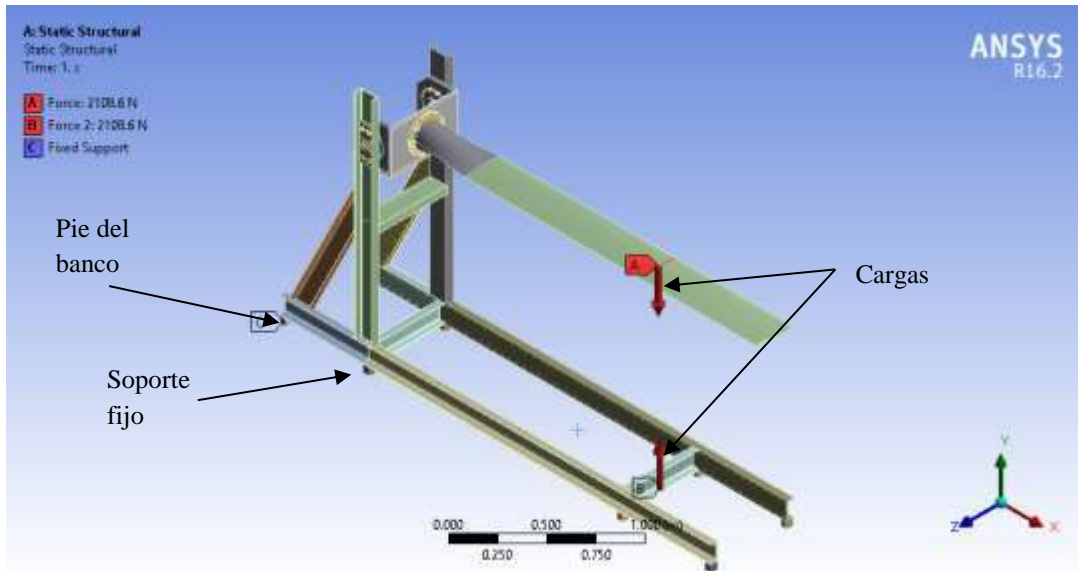


Figura 42. Aplicación de cargas en el banco de pruebas. *Fuente: ANSYS R16.2.*

Los resultados de los esfuerzos obtenidos del segundo banco de pruebas propuesto se muestran en la Figura 43.

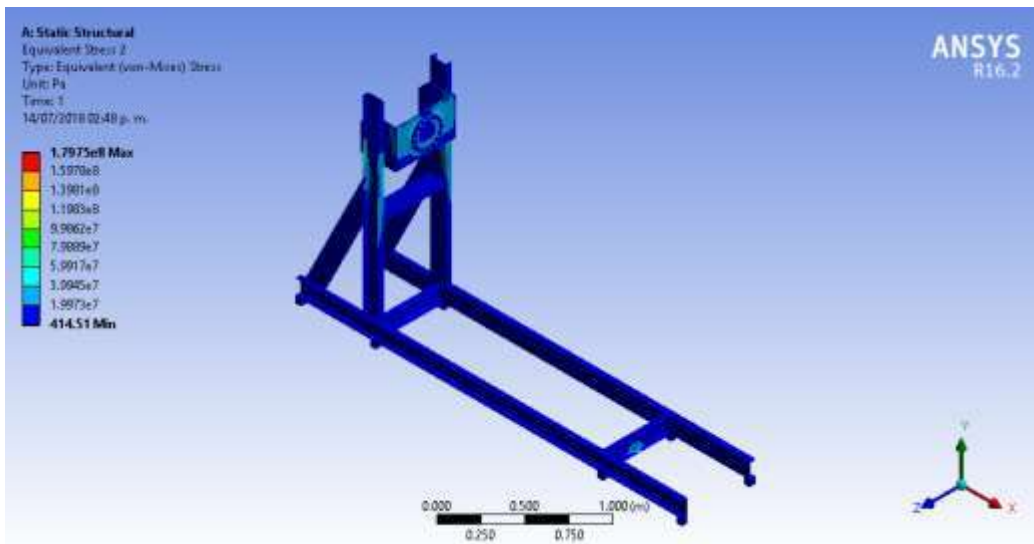


Figura 43. Análisis de esfuerzos equivalentes de Von Mises en el segundo banco de pruebas. *Fuente: ANSYS R16.2.*

En la Figura 44, se muestran los resultados de los esfuerzos en el cabezal del segundo banco de pruebas.

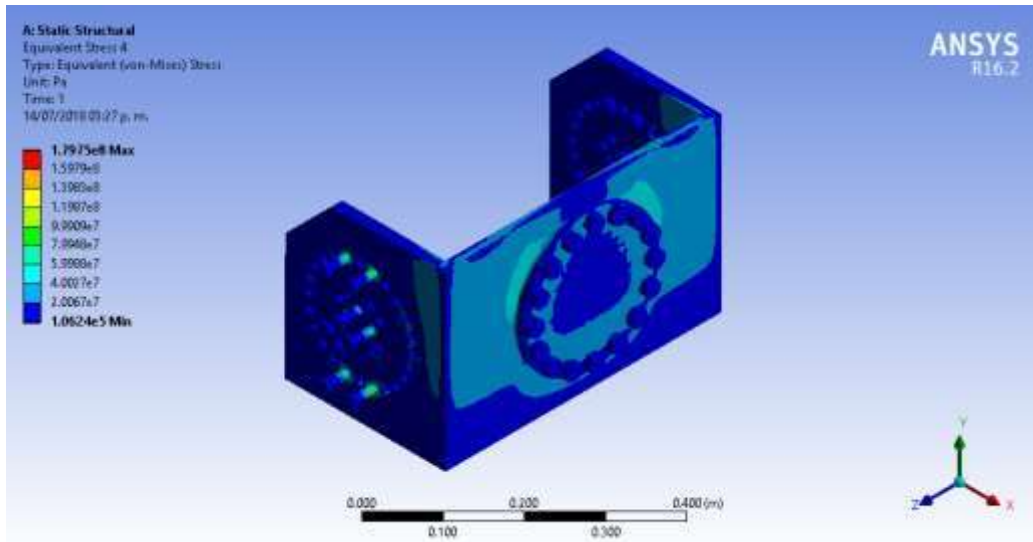


Figura 44. Análisis de esfuerzos equivalentes de Von Mises en el cabezal 4. *Fuente: ANSYS R16.2.*

De igual manera, para determinar los esfuerzos en el tercer banco de pruebas propuesto se aplicaron las cargas a una distancia igual a $2/3$ de la longitud del álabe desde la raíz, se establecieron como soporte fijo los 7 puntos de apoyo del banco de prueba (Figura 45).

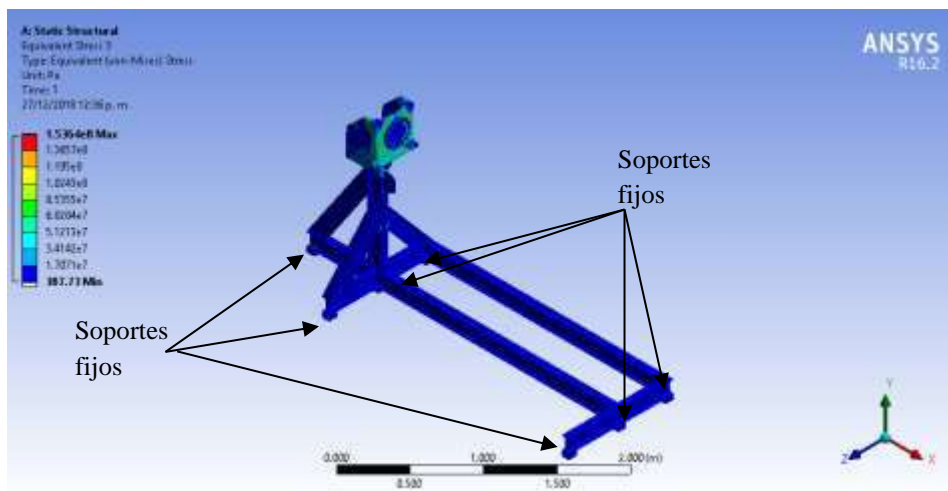


Figura 45. Análisis de esfuerzos equivalentes de Von Mises en el tercer banco de pruebas. *Fuente: ANSYS R16.2.*

En la Figura 46, se observan los esfuerzos en el cabezal del tercer banco de pruebas propuesto.

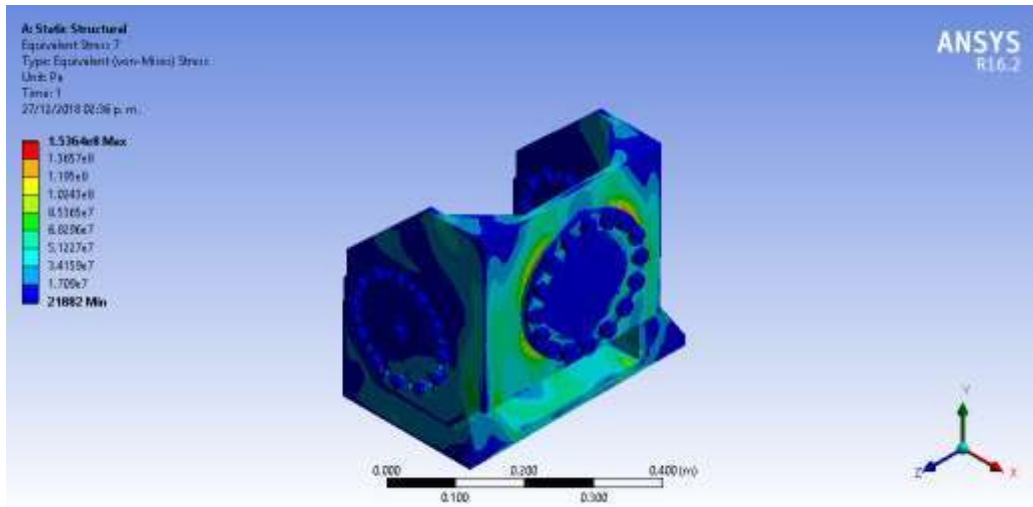


Figura 46. Análisis de esfuerzos equivalentes de Von Mises en el cabezal del 3er banco de pruebas. Fuente: ANSYS R16.2.

Se compararon los esfuerzos máximos y factores de seguridad más pequeños de los cabezales los cuales se muestran en el Gráfico 1 y Gráfico 2 respectivamente.

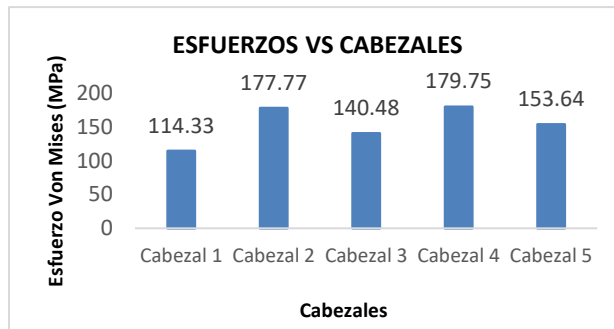


Gráfico 1. Comparativa de esfuerzos máximos equivalentes de Von Mises en los cabezales.

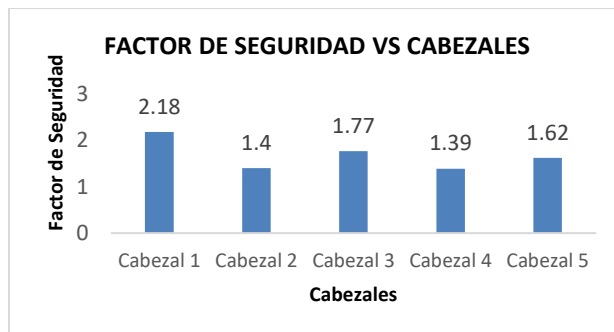


Gráfico 2. Comparativa de factor de seguridad de los cabezales.

En el grafico 1 se muestran los esfuerzos más bajos para el cabezal 1 con valor de 114.33 MPa, mientras que el cabezal 4 presenta los esfuerzos más altos con valor

de 177 MPa. El grafico 2 muestra los factores de seguridad más pequeños para el cabezal 4 y los más grandes para el cabezal 1.

El cabezales

Gráfico 3 y el Gráfico 4, muestran un análisis comparativo entre los esfuerzos máximos y los factores de seguridad en las bases de los distintos bancos de prueba con sus respectivos cabezales

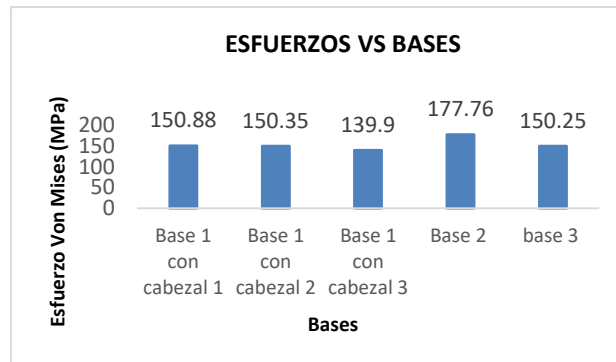


Gráfico 3. Comparativa de esfuerzos equivalentes de Von Mises de las diferentes bases.

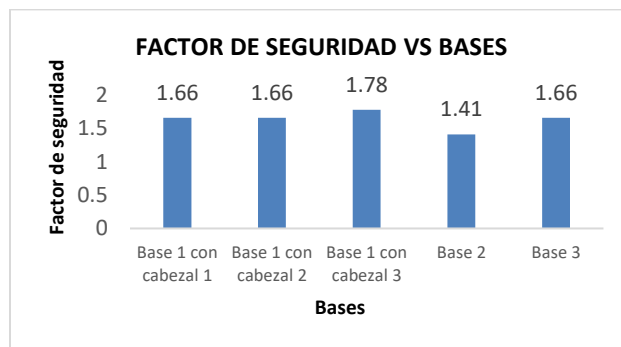


Gráfico 4. Comparativa de factores de seguridad de las diferentes bases.

En el grafico 3 se puede apreciar que la base 1 con el cabezal 3, y la base 3 presentan los más bajos esfuerzos con valor de 139.9 MPa y 150.25 MPa respectivamente, mientras que la base 2 presenta los más altos esfuerzos con valor de 177 MPa.

En el grafico 4 se muestran los factores de seguridad de los distintos cabezales, donde se observa el menor factor de seguridad en la base 2 y el mayor en la base 1 con el cabezal 3.

Capítulo 4. Análisis de la manufactura y ensamble de las estructuras por el método Boothroyd-Dewhurst

Otra herramienta de diseño que se utiliza para comparar los distintos bancos de prueba propuestos y poder determinar cuál es más fácil de fabricar, es el método de Boothroyd-Dewhurst [18], este método permite saber cuál de los bancos propuestos requiere menor tiempo de fabricación.

De acuerdo al método Boothroyd, a cada pieza se le asigna un código de manipulación y uno de inserción asociados a las características en que se llevan a cabo dichas operaciones. Con base en estas características, el método propone una estimación del tiempo para manipular e insertar cada pieza.

4.1 Aplicación del método Boothroyd-Dewhurst

Para la aplicación del método se utilizan las tablas 3 y 4 por medio de las cuales se pueden encontrar los tiempos de operación a través de códigos designados para situaciones específicas de cada pieza de ensamblaje.

El código asociado a cada pieza y los tiempos requeridos para manipulación e inserción se presentan en la Tabla 6.

Tabla 6. Códigos y tiempos de ensamble para las bases diseñadas empleando el método Boothroyd-Dewhurst.

Número de pieza	Nombre de la Pieza	1	2	3	4	5	6	7	8
		Veces que se ejecuta operación	Código de manipulación manual	Tiempo de manipulación manual(s)	Código de inserción manual	Tiempo de inserción manual (s)	Tiempo de operación(s)	Tiempo total por pieza (s)	Número de Piezas
Base 1 (ver anexo C)									
1	Pieza 1	1	99	9	08,98	15.5	24.5	24.5	27
2	Pieza 2	6	97	5	08,95, 98	23.5	28.5	171	
3	Pieza 3	4	97	5	08,95, 98	23.5	28.5	114	
4	Pieza 4	1	97	5	08,95, 98	23.5	28.5	28.5	

5	Esquinas	4	83	5.6	08,95,98	23.5	29.1	116.4	
6	Pies de maquina	11	10	1.5	06,95,98	22.5	24	264	
Tiempo total por ensamble (s)									
Base 2 (ver anexo C)									
1	Pieza 1	2	99	9	08,98	15.5	24.5	49	17
2	Pieza 2	3	97	5	08,95,98	23.5	28.5	85.5	
3	Pieza 3	2	97	5	08,95,98	23.5	28.5	57	
4	Pieza 4	2	99	9	08,95,98	23.5	32.5	65	
5	Pies de maquina	8	10	1.5	06,95,98	22.5	34	272	
Tiempo total por ensamble (s)									
Base 3 (ver anexo C)									
1	Pieza 1	1	99	9	08,98	15.5	24.5	24.5	19
2	Pieza 2	2	97	5	08,95,98	23.5	28.5	57	
3	Pieza 3	1	97	5	08,95,98	23.5	28.5	28.5	
4	Pieza 4	2	97	5	08,95,98	23.5	28.5	57	
5	Pieza 5	1	97	5	08,95,98	23.5	28.5	28.5	
6	Pieza 6	1	97	5	08,95,98	23.5	28.5	28.5	
7	Esquinas	4	83	5.6	08,95,98	23.5	29.1	116.4	
8	Pies de maquina	7	10	1.5	06,95,98	22.5	24	168	
Tiempo total por ensamble (s)									=508.4

Tabla 7. Códigos y tiempos de ensamble para los cabezales diseñados empleando el método Boothroyd-Dewhurst.

Numero de pieza	Nombre de la Pieza	1	2	3	4	5	6	7	8
		Veces que se ejecuta operación	Código de manipulación manual	Tiempo de manipulación manual (s)	Código de inserción manual	Tiempo de inserción manual (s)	Tiempo de operación (s)	Tiempo total por pieza (s)	Número de piezas
Cabezal 1 (ver anexo D)									
1	Pieza 1	1	80	4.1	06,95,98	22.5	26.6	26.6	
2	Pieza 2	2	83	6.75	06,95,98	22.5	29.2	58.5	

3	Pieza 3	2	12	2.25	08,95,98	23.5	25.75	51.5	62	
4	Pieza 4	1	12	2.25	08,95,98	23.5	25.75	25.75		
5	Cabezal total	1	99	9	08,98	15.5	24.5	24.5		
6	Sujetador 1	1	99	9	08,95,98	23.5	32.5	32.5		
7	Sujetador 2	2	83	5.6	08,95,98	23.5	29.1	58.2		
8	Sujetador 3	4	30	1.95	06,95,98	22.5	24.45	97.8		
	Tiempo total por ensamblaje (s)								=375.3	
Cabezal 2 (ver anexo D)										
1	Pieza 1	1	80	4.1	06,95,98	22.5	26.6	26.6	24	
2	Pieza 2	2	83	5.6	08,95,98	23.5	29.1	58.2		
3	Cabezal total	1	99	9	08,98	15.5	24.5	24.5		
4	Sujetador 1	1	99	9	08,95,98	23.5	32.5	32.5		
5	Sujetador2	2	83	5.6	08,95,98	23.5	29.1	58.2		
6	Sujetador 3	1	80	4.1	06,95,98	22.5	26.6	26.6		
	Tiempo total por ensamblaje (s)								=226.6	
Cabezal 3 (ver anexo D)										
1	Pieza 1	1	80	4.1	06,95,98	22.5	26.6	26.6	18	
2	Pieza 2	2	83	6.75	06,95,98	22.5	29.25	58.5		
3	Pieza 3	2	12	2.25	08,95,98	23.5	25.75	51.5		
4	Pieza 4	1	12	2.25	08,95,98	23.5	25.75	25.75		
5	Cabezal total	1	99	9	08,98	15.5	24.5	24.5		
6	Sujetador 1	1	99	9	08,95,98	23.5	32.5	32.5		
7	Sujetador 2	4	83	5.6	08,95,98	23.5	29.1	58.2		
8	Sujetador 3	2	30	1.95	06,95,98	22.5	24.45	48.9		
	Tiempo total por ensamblaje (s)								=326.4	
Cabezal 4 (ver anexo D)										
1	Pieza 1	1	80	4.1	06,95,98	22.5	26.6	26.6	29	
2	Pieza 2	2	83	5.6	06,95,98	22.5	28.1	56.2		
3	Pieza 3	1	83	5.6	06,95,98	22.5	28.1	28.1		
4	Cabezal total	1	99	9	08,98	15.5	24.5	24.5		

	Tiempo total por ensamblaje (s)							=135.4	
Cabezal 5 (ver anexo D)									
1	Pieza 1	1	80	4.1	06,95,98	22.5	26.6	26.6	66
2	Pieza 2	2	83	6.75	06,95,98	22.5	29.25	58.5	
3	Pieza 3	2	30	1.95	06,95,98	22.5	24.45	48.9	
4	Cabezal total	1	99	9	08,98	15.5	24.5	24.5	
5	Sujetador 1	1	99	9	08,95,98	23.5	32.5	32.5	
6	Sujetador 2	2	83	5.6	08,95,98	23.5	29.1	58.2	
7	Sujetador 3	4	30	1.95	06,95,98	22.5	24.45	97.8	
	Tiempo total por ensamblaje (s)							=347	

Los resultados generales de este método se muestran en el Gráfico 5, en el cual se observan los tiempos en porcentajes siendo 1 el que mayor tiempo requiere. Se puede observar que la base 1 es la que mayor tiempo requiere, mientras que el cabezal 4 requiere el menor tiempo de fabricación.

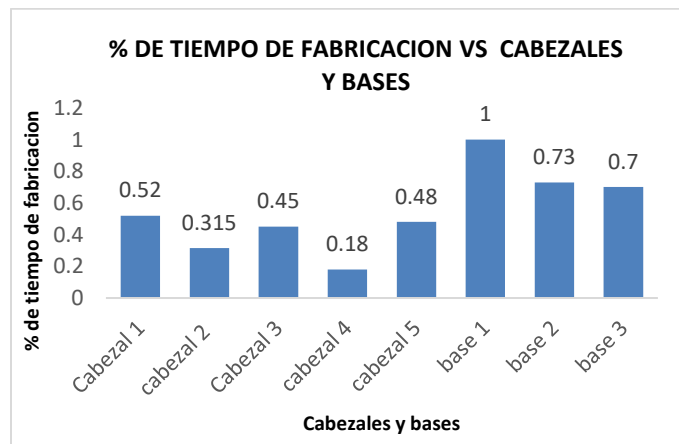


Gráfico 5. Tiempo de fabricación de las diferentes bases y cabezales.

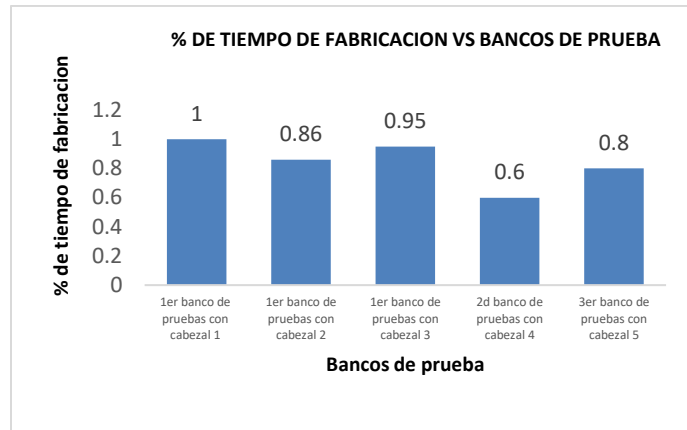


Gráfico 6. Tiempo de fabricación de los bancos de prueba.

El Gráfico 6, muestra el tiempo de fabricación de todos los bancos de prueba siendo 1 el porcentaje más alto correspondiente al mayor tiempo de fabricación. De los resultados del gráfico 6, se concluye que tanto en segundo banco como el tercer banco de pruebas son los que menor tiempo de fabricación requieren. El método, considera que el proceso se realiza en condiciones ideales del área de trabajo y no considera tiempos de descanso, el ritmo de trabajo de los trabajadores, el tiempo de preparación de equipos ni el tiempo de traslado de los trabajadores, teniendo estos factores un gran impacto en el tiempo total de ensamble. Mas sin embargo, es útil como herramienta de diseño para comparar los distintos bancos de prueba propuestos y ver cual requiere menor tiempo y cual es más fácil de fabricar.

Capítulo 5. Análisis de fatiga del banco de pruebas seleccionado.

5.1 Determinación de la carga de prueba.

Para el análisis de fatiga, se calculan las cargas de fatiga a través de la norma IEC 61400 2, se determinó el Momento de flexión flapwise (M_{yB}) a través de la ecuación (9) suponiendo un álabe de 2.75 m de longitud.

$$\Delta M_{yB} = \frac{\lambda_{\text{design}} Q_{\text{design}}}{B} \quad (11)$$

La relación de velocidad de punta del álabe λ_{design} se calcula de la ecuación (10).

$$\lambda_{\text{design}} = \frac{V_{\text{tip}}}{V_{\text{hub}}} = \frac{\omega_n R}{V_{\text{hub}}} = \frac{R}{V_{\text{design}}} \frac{\pi n_{\text{design}}}{30} \quad (12)$$

Dónde, R es el radio seleccionado como $R = 2.75 \text{ m}$, V_{design} es la Velocidad de viento de diseño definida como $1,4 V_{\text{ave}}$, V_{ave} es la velocidad del viento media anual a la altura del buje dada por la norma IEC 61400- 2 como 8.5 m/s para pequeños aerogeneradores clase 2 [16].

Sustituyendo para encontrar V_{design} :

$$V_{\text{design}} = 1,4 V_{\text{ave}} = 1,4 (8.5 \text{ m/s}) = 11.9 \text{ m/s} \quad (13)$$

Donde, n_{design} que es la velocidad del rotor de diseño la cual para álabes de pequeños aerogeneradores se encuentra en un rango de 900 rpm y 1800 rpm [21], debido a que lo que se desea es utilizar la carga más grande se toma la velocidad como $n_{\text{design}} = 1800 \text{ r. p. m.}$

Convirtiendo a rad/s:

$$n_{\text{design}} = 1800 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \left[\frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \right] \left[\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right] = 188.49 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (14)$$

Sustituyendo para encontrar λ_{design} :

$$\lambda_{\text{design}} = \frac{R}{V_{\text{design}}} \frac{\pi n_{\text{design}}}{30} = \frac{2.75 \text{ m}}{11.9 \text{ m/s}} \frac{\pi(188.49 \frac{\text{rad}}{\text{s}})}{30} = 4.56 \quad (15)$$

Para determinar el par en el eje de diseño par en el rotor (Q_{design}) se utilizó la ecuación 11.

$$Q_{\text{design}} = \frac{Pr}{\omega_n} = \frac{P}{\eta \omega_n} = \frac{30P}{\eta \pi n_{\text{design}}} \quad (16)$$

Dónde: P es la potencia eléctrica dada como $P = 5000 \text{ W}$, η es la eficiencia de los componentes entre la salida eléctrica y el rotor comúnmente como $\eta = .9025$ [21].

Sustituyendo:

$$Q_{\text{design}} = \frac{30P}{\eta \pi n_{\text{design}}} = \frac{30(5000\text{W})}{.9025\pi(188.49 \frac{\text{rad}}{\text{s}})} = 280.6763 \frac{\text{W}}{\text{s}} = 280.6763 \text{ Nm} \quad (17)$$

Para determinar el momento de flexión flapwise se toma el número de aspas como $B = 3$.

Sustituyendo:

$$\Delta M_{yB} = \frac{\lambda_{\text{design}} Q_{\text{design}}}{B} = \frac{4.56 (280.6763 \text{ Nm})}{3} = 426.6279 \text{ Nm} \quad (18)$$

5.2 Determinación de la vida de fatiga

El objetivo del análisis de fatiga es caracterizar la capacidad de un material para sobrevivir a los muchos ciclos que un componente puede experimentar durante su vida útil. En un sentido general, el análisis de fatiga tiene tres métodos principales, vida de tensión (strain life), vida de estrés (stress life) y mecánica de fractura; Los dos primeros están disponibles dentro del Módulo de Fatiga ANSYS.

El enfoque de vida de tensión (stain life) es ampliamente utilizado en la actualidad. La tensión se puede medir directamente y se ha demostrado que es una cantidad excelente para caracterizar la fatiga de ciclo bajo. Strain life se ocupa normalmente de la iniciación de grietas, mientras que vida de estrés (stress life) se ocupa de la vida total y no distingue entre iniciación y propagación. En términos de

ciclos, vida de tensión (Strain Life) generalmente trata con un número relativamente bajo de ciclos y, por lo tanto, trata la Fatiga de Bajo Ciclo (LCF), pero también funciona con un alto número de ciclos. La fatiga por ciclos bajos generalmente se refiere a menos de 10^5 ciclos. Stress life se basa en curvas S-N (esfuerzo - ciclos) y tradicionalmente ha tratado con un número relativamente alto de ciclos y, por lo tanto, trata la Fatiga de Ciclo Alto (HCF), superior a 10^5 ciclos, incluida la vida infinita.

Dentro del módulo de fatiga de ANSYS, la primera decisión que se debe tomar al realizar un análisis de fatiga es qué tipo de análisis de fatiga realizar: Stress Life o Strain Life.

Posteriormente se tiene que seleccionar el tipo de carga que se va aplicar Hay esencialmente 2 clases de carga de fatiga, con el módulo de fatiga ANSYS:

- Amplitud constante.
- Amplitud no constante.

La amplitud constante se refiere a que la carga no cambia con el tiempo y la amplitud no constante se refiere a que la carga varía con el tiempo.

Una vez que haya tomado la decisión sobre qué tipo de análisis de fatiga realizar, vida de tensión o vida de estrés, y haya determinado su tipo de carga, la siguiente decisión es si aplicar una corrección de tensión media. Las propiedades de fatiga cíclica de un material a menudo se obtienen a partir de pruebas de amplitud constante y totalmente invertidas. Los componentes reales rara vez experimentan este tipo de carga pura, ya que generalmente existe una tensión media. Si la carga es diferente a la totalmente invertida, existe una tensión media y se puede tener en cuenta.

Para el banco de ensayos es más conveniente utilizar vida de estrés (Stress Life), debido a que la maquina estará sometida a alto ciclaje, aunque también es conveniente hacer el análisis vida de tensión (Stain Life) debido a que también funciona en alto ciclaje.

Se utilizó una carga de amplitud constante, se aplicó un momento amplificado 3 veces al cabezal de $1279.8839 Nm$ (Figura 47) debido a que el tiempo de prueba debe reducirse, es necesario aumentar la carga para obtener un tiempo de prueba más razonable, ya que no es suficiente aumentar solo la frecuencia de la prueba.

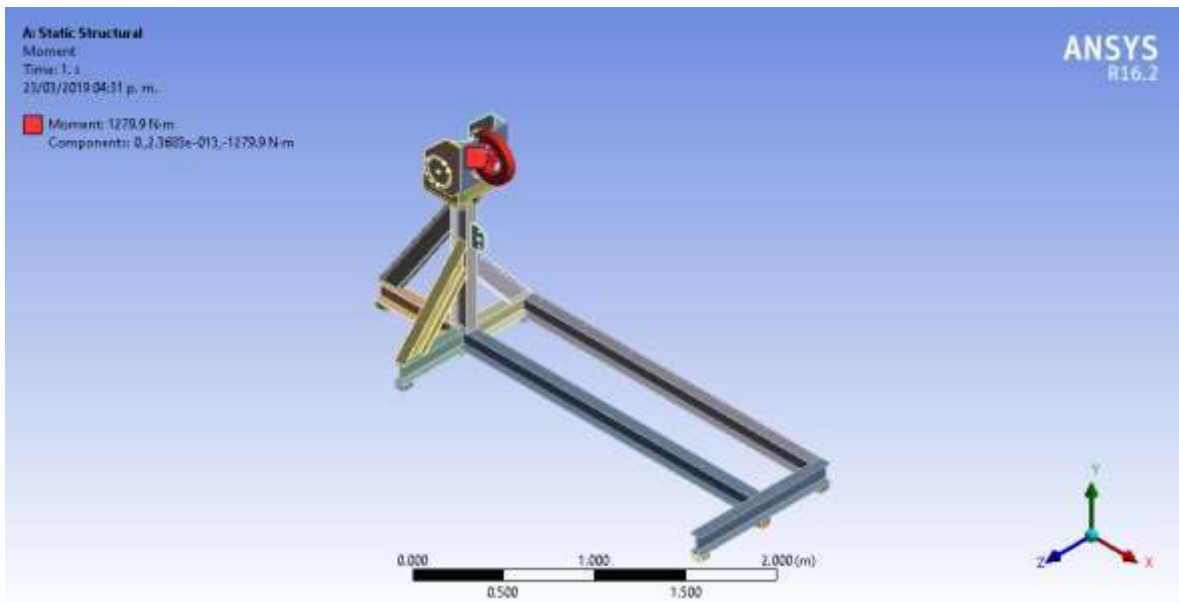


Figura 47. Aplicación de momento de fatiga en el cabezal del banco de ensayos.

En la Figura 48 y Figura 49, se muestran los resultados de la vida de fatiga y el número de ciclos utilizando las curvas de vida de estrés (Stress Life) y vida de tensión (Stain Life) respectivamente.

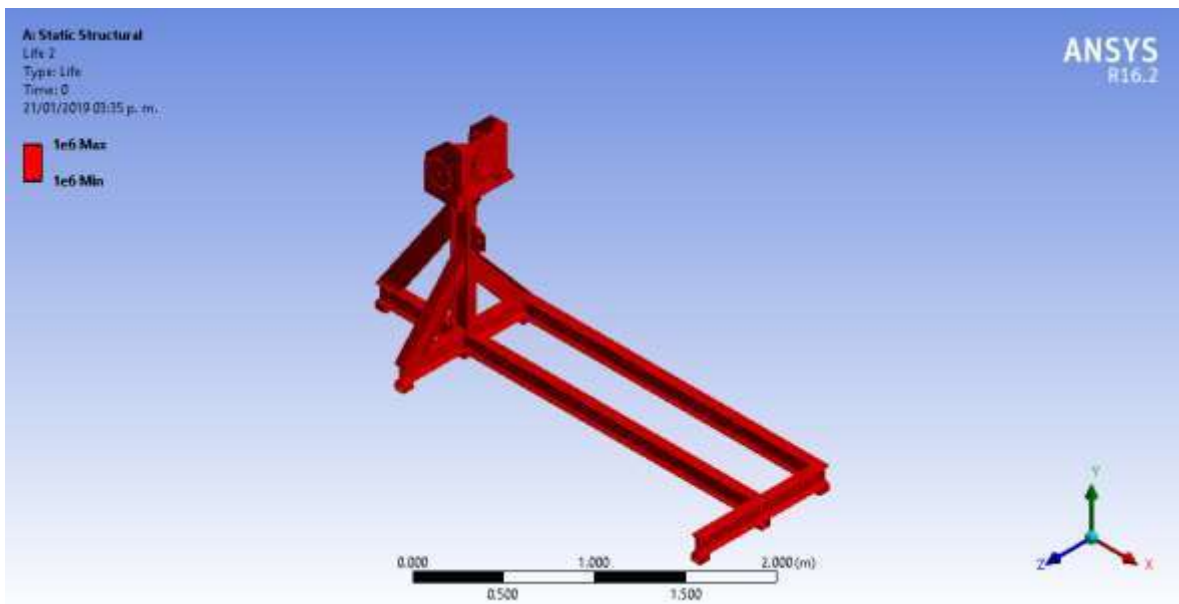


Figura 48. Cálculo de fatiga utilizando la curva stress life. *Fuente: ANSYS R16.2*

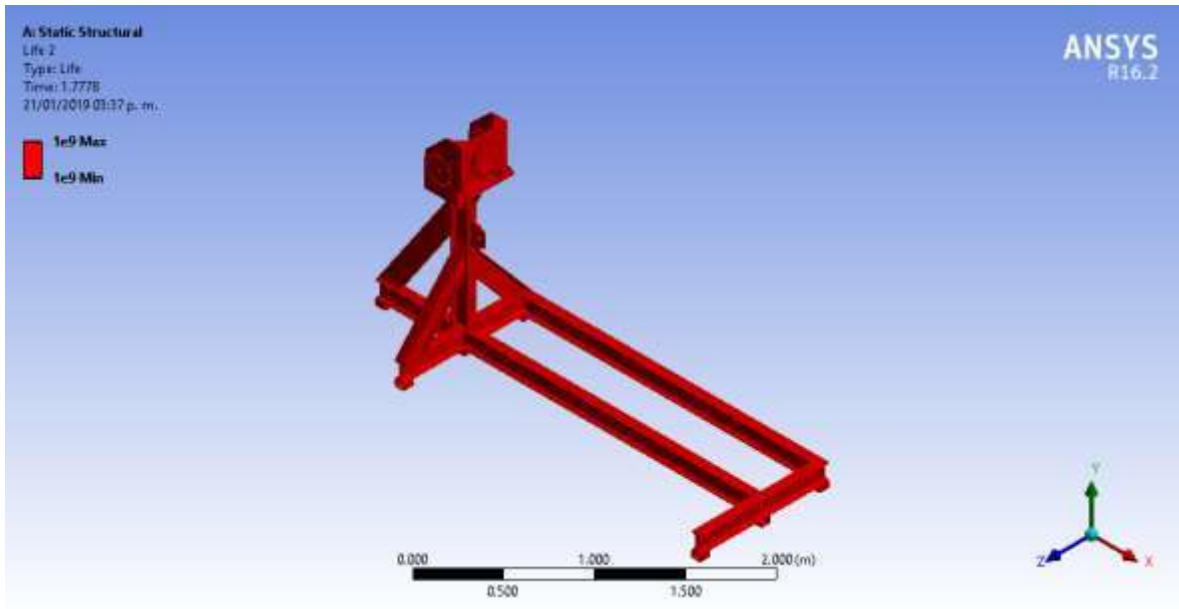


Figura 49. Cálculo de fatiga utilizando la curva strain life. *Fuente: ANSYS R16.2*

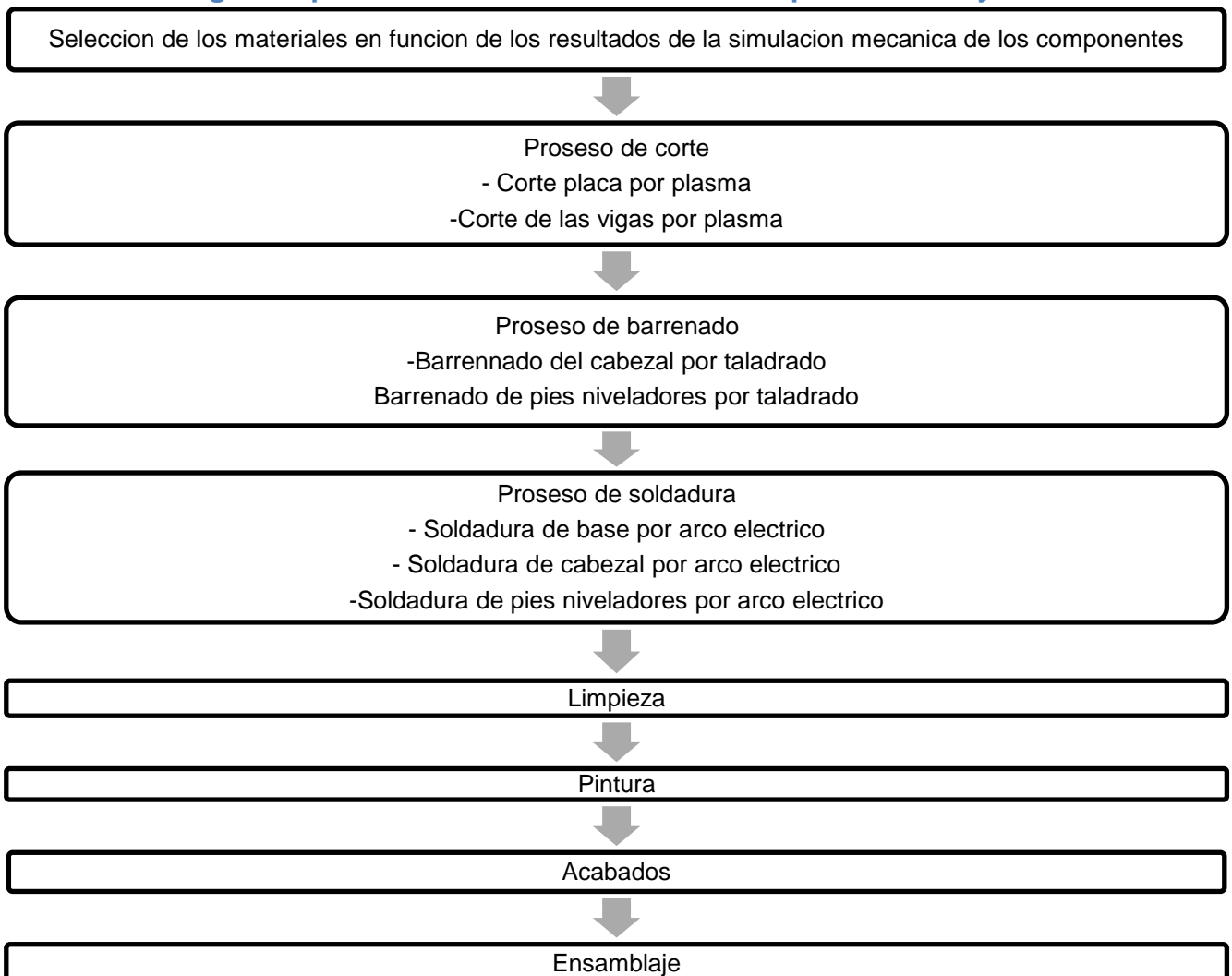
En la Figura 48 se muestra el análisis de fatiga utilizando la curva stress life donde se muestra de color rojo las zonas donde la estructura se encuentra segura para $1e6$ ciclos, mientras que en la Figura 49 se observa de igual manera la estructura de color rojo que indica que es segura para $1e9$ ciclos de carga.

Capítulo 6. Manufactura de la máquina de ensayo a fatiga.

6.1 Introducción a la manufactura

La manufactura es una actividad humana que se difunde en todas las fases de nuestra vida. Los productos de la manufactura se encuentran por doquier. Todo lo que vestimos, donde vivimos, en lo que viajamos, incluso la mayor parte de nuestros alimentos, ha pasado a través de algún proceso de manufactura. La palabra manufactura se deriva del latín (manus = mano, jactus = hecho), y en los diccionarios se define como "la fabricación de bienes y artículos a mano o, especialmente por maquinaria, frecuentemente en gran escala y con división del trabajo". Veremos que esta definición no es necesariamente completa, pero podemos utilizarla para entender la función de la manufactura en el desarrollo humano.[26]

6.2 Metodología del proceso de manufactura de la máquina de ensayos



6.3 Proceso de selección y corte de los materiales

Se compraron 2 vigas IPS de 5 in de peralte por 3 in de patín y espesor de alma de .21 in de 6 m de longitud de material A 36 y se realizó el corte según las especificaciones del diseño (Figura 50).



Figura 50. Corte de vigas.

Se utilizó un pantógrafo para el corte de placa de $\frac{1}{2}$ in de espesor (Figura 51) buscando el acomodo de las piezas para reducir la cantidad de material (Figura 52).



Figura 51. Corte de placa en pantógrafo.

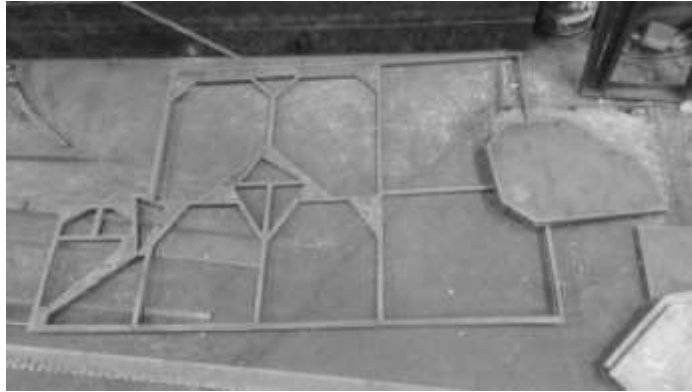


Figura 52. Acomodo de la placa en el corte.

Se cortaron las vigas IPS a los ángulos de diseño por medio de corte por plasma (Figura 53).



Figura 53. Corte de las vigas en Angulo.

6.4 Proceso de barrenado

Se marcaron orificios a la placa utilizando planos y punzón, después por medio de un taladro se perforaron, se utilizó una broca de 9/16 in (Figura 54).



Figura 54. Marcado y perforación del cabezal.

Se cortó un perfil estructural de canal C de 3 in de espesor en 7 tramos cada uno de 8 cm de longitud los cuales se barrenaron utilizando un taladro (Figura 55).



Figura 55. Fabricación de las bases para niveladores.

Se perforo una placa de $\frac{1}{2}$ in de espesor, cuya función es colocar el sistema a fatiga (Figura 56).



Figura 56. Perforación de placa.

Se perforaron orificios a la base y al banco para poder cambiar la posición y la aplicación de carga (Figura 57).



Figura 57. Perforación de orificios en la base y el banco.

6.5 Proceso de soldadura

Se unió la base por medio de soldadura SMAW (Shielded Metal Arc Welding), se utilizó electrodo 7018 para la unión de todas las partes (Figura 58).



Figura 58. Construcción de la base y el banco.

Se unieron la viga IPS, las esquineras y a la placa para formar la base del cabezal (Figura 59).



Figura 59. Soldadura de esquineras.

Posteriormente se unió el cabezal el cual se muestra Figura 60.



Figura 60. Construcción del cabezal.

Se soldaron los niveladores de la base (Figura 61), con la función de ajustar el banco de ensayos en superficies disperejas (Figura 61).



Figura 61. Soldadora de niveladores a la base.

Se unieron las vigas diagonales, la base y el cabezal por medio de soldadura SMAW (Figura 62).



Figura 62. Unión de las partes del banco de ensayos.

Se soldó el soporte de fatiga (Figura 63).



Figura 63. Soldadura de placa al banco de pruebas.

6.6 Pintura

Una vez terminada la maquina se aplicó un base de “primer” a cada uno de sus componentes para proteger contra corrosión y luego llevo a cabo el pintado de la estructura utilizando un sistema de pintado por medio de una pistola por gravedad (Figura 64).



Figura 64. Pintado de la máquina.

6.7 Proceso de ensamblaje

Se colocó el cabezal por medio de pernos a la maquina así como el banco móvil (Figura 65, Figura 66) y se cortaron 2 barras con longitud de 2 m y 1 m para aplicar las cargas, la barra de 2 metros se utilizara para álabes grandes mientras que la de 1 metro se utilizara para fatiga de álabes pequeños. Las barras son colocadas por medio de chumaceras en un extremo de la máquina (Figura 67).



Figura 65. Ensamble de máquina de ensayos a fatiga.



Figura 66. Vista de la máquina de ensayos a fatiga.



Figura 67. Colocación de barra de en la máquina de ensayos.

Se colocó un álabe de 90 cm desarrollado por investigadores de la universidad en la máquina de ensayos (Figura 68).



Figura 68. Colocación del álabe en la máquina de ensayos.

Conclusiones

Se diseñó una máquina de prueba estática y de fatiga para álabes de aerogeneradores de baja capacidad de hasta 2.5 m de longitud. Se propusieron diferentes diseños conceptuales los cuales se analizaron por medio de un software de elemento finito ANSYS a través de la norma IEC 61400-2, Se utilizó el método Boothroyd-Dewhurst para determinar la máquina que es más fácil fabricar, Se realizó un análisis de fatiga de la maquina por el modelo de carga simplificado y se llevó a cabo la construcción y ensamblaje de la máquina.

Difusión de los resultados de la investigación.

Se participó en el congreso multidisciplinario de energías renovables mantenimiento industrial, mecatrónica e informática 2018 llevado a cabo en la ciudad de Santiago Querétaro, Qro.



Se publicó un artículo en la revista de prototipos tecnológicos de ENCOFRAN-MÉXICO volumen 4 número 13 figura ISSN: 2444-4995. Revista que forma parte del patrón de calidad CONACYT.



CDMX, December - 2018

PÉREZ-JUÁREZ, Erik

ORC ID: 0000-0003-3069-7198, Researcher ID Thomson: G-4108-2018, Open ID: 111977551830633714492, CVU CONACYT ID: 815741

SORIANO-PÉÑA, Juan Felipe

ORC ID: 0000-0003-1370-2274, Researcher ID Thomson: O-5044-2016, Open ID: pC4EplIErIDbGLw7hMY7BwUR6M_cetz5Zw--#9565d, CVU CONACYT ID: 233426

LÓPEZ-GARZA, Víctor

ORC ID: 0000-0001-9090-9119, Researcher ID Thomson: H-6969-2018, Open ID: 107470673007841597382, CVU CONACYT ID: 554311

Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo

PRESENT:

Through this letter we state that **PÉREZ-JUÁREZ, Erik, SORIANO-PÉÑA, Juan Felipe, LÓPEZ-GARZA, Víctor y** has been published in *Revista de Prototipos Tecnológicos*, with an article entitled "Diseño de un banco de pruebas estáticas y de fatiga para Alabes de micro turbinas eólicas", with keywords "Design, Testing bench, Blade" in Volume 4 Number 13 with ISSN: 2444-4995, at pages 7-15 segment. Research Journal edited by ECORFAN-Mexico, S.C. Holding Spain. (2018).

This article is classified in:

Area: Engineering and technology
Field: Engineering
Discipline: Energy engineering
Subdiscipline: Operative investigation

This research is published in:

http://ecorfan.org/spain/researchjournals/Prototipos_Tecnologicos/volum4num13/Revista_de_Prototipos_Tecnologicos_V4_N13_2.pdf

The Research Journal is Arbitrated by peer review is Indexed and deposited in Databases:

LATINDEX (Scientific Journals of Latin America, Spain and Portugal)
RESEARCH GATE (Germany)
GOOGLE SCHOLAR (Citation indices-Google)
REDIB (Ibero-American Network of Innovation and Scientific Knowledge- CSIC)
MENDELEY (Bibliographic References Manager)

We issue this certificate for the purposes of science, technology and innovation

Regards,

Ramos-Escamilla, Maria. PhD.
CEO-ECORFAN-México, S.C.
CONACYT-RENIECYT: 1702902

ECORFAN-México, S.C.
244 – 2 Itzapan Street
La Florida, Ecatepec Hidalgo
Mexico State, 55120 Zipcode
Phone: +52 | 55 6158 2296
Skype: ecorfan-mexico.s.c.
E-mail: contacto@ecorfan.org
Facebook: EcorfanMexicoS.C.
Twitter: @EcorfanC

www.ecorfan.org

Holdings

Mexico	Colombia	Guatemala
Bolivia	Cameroon	Democratic Republic of Congo
Spain	El Salvador	
Ecuador	Taiwan	
Peru	Nicaragua	Paraguay

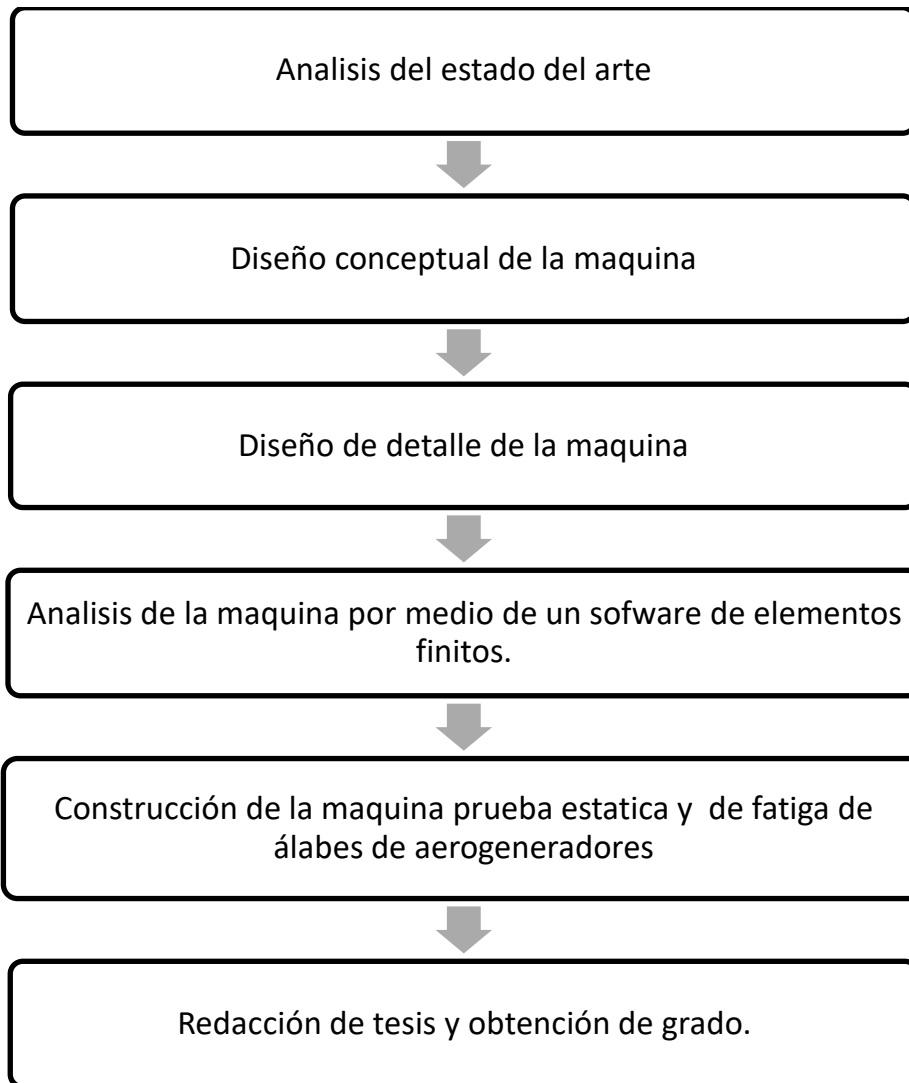
BIBLIOGRAFIA

- [1] Ramirez Raul Garduño, “investigación desarrollo e inovacion tecnológica de sistemas de control de aerogeneradores,” p. 3.
- [2] IEC TS 61400-23, “Wind Turbine generator systems - Part23: Full-scale structure testing of rotor blades.” 2001.
- [3] Jorge Luis González Velázquez, *Metalurgia mecánica*, Primera ed. 2003.
- [4] J.-S. Chou, C.-K. Chiu, I.-K. Huang, and K.-N. Chi, *Failure analysis of wind turbine blade under critical wind loads*, vol. 27. 2013.
- [5] P. Malhotra, R. W. Hyers, J. F. Manwell, and J. G. McGowan, “A review and design study of blade testing systems for utility-scale wind turbines,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 1, pp. 284–292, 2012.
- [6] F.-M. Lai *et al.*, “Development of Fatigue Test System for Small Composite Wind Turbine Blades,” *Procedia Eng.*, vol. 14, pp. 2003–2013, Jan. 2011.
- [7] *Wind Turbine rotor blade testing machine.* .
- [8] J. Epaarachchi and P. Clausen, “Accelerated Full Scale Fatigue Testing Of A Small Composite Wind Turbine Blade Using A Mechanically Operated Test Rig,” in *Structural Integrity and Fracture International Conference (SIF'04)*, 2004, pp. 111–117.
- [9] J. A. Villar, G. da Silva, and J. G. C. Astrada, “Procedures Laboratory For Small Wind Turbines Testing,” in *European Wind Energy Conference & Exhibition*, 2010.
- [10] C. J. Nosti, “Performance Analysis and Life Prediction for Small Wind Turbine Blades: a Wood Laminate Case Study,” California Polytechnic State University: San Luis Obispo., 2009.
- [11] S. Ataya and M. M. Z. Ahmed, “Damages of wind turbine blade trailing edge: Forms, location, and root causes,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 35, pp. 480–488, Dec. 2013.
- [12] H. G. Lee, M. G. Kang, and J. Park, “Fatigue failure of a composite wind turbine blade at its root end,” *Compos. Struct.*, vol. 133, pp. 878–885, Dec. 2015.
- [13] D. Pitteloud and S. Gsänger, “Small Wind World Report,” 2017.
- [14] H. J. Sutherland, *On The Fatigue Analysis of Wind Turbines*. United States, 1999.

- [15] Z. Pan and J. Wu, *A Novel Multi-Point Excitation Fatigue Testing Method for Wind Turbine Rotor Blades*, vol. 10. 2017.
- [16] IEC 61400-2, "Wind Turbine Part 2: Design Requirement for Small Wind Turbines," 2006.
- [17] M. Miner, "Cumulative damage in fatigue," *J. Appl. Mech.*, vol. 12, no. 3, pp. A159 – A164, 1945.
- [18] G. Boothroyd, P. Dewhurst, and W. Knight, *Product Design for Manufacture and Assembly*, 2nd ed. 2002.
- [19] ROBERT L. NORTON, *DISEÑO DE MAQUINARIA*, Cuarta. 2009.
- [20] J. H. Wu and F. M. Lai, "Fatigue Life Analysis of Small Composite Sandwich Wind Turbine Blades," *Procedia Eng.*, vol. 14, pp. 2014–2020, Jan. 2011.
- [21] S. W. Enevoldsen, *Small Wind Turbine Engineering: From Idea to Certification*, 1st ed. Randers, Denmark, 2015.
- [22] M. VAZQUEZ and E. LOPEZ, *El metodo de los elementos finitos aplicado al analisis estructural*. Madrid, 2001.
- [23] C. Kong, J. Bang, and Y. Sugiyama, "Structural investigation of composite wind turbine blade considering various load cases and fatigue life," *Energy*, vol. 30, no. 11–12, pp. 2101–2114, Aug. 2005.
- [24] C. Kong, T. Kim, D. Han, and Y. Sugiyama, "Investigation of fatigue life for a medium scale composite wind turbine blade," *Int. J. Fatigue*, vol. 28, no. 10, pp. 1382–1388, Oct. 2006.
- [25] B. Yang and D. Sun, "Testing, inspecting and monitoring technologies for wind turbine blades: A survey," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 22, pp. 515–526, Jun. 2013.
- [26] J. A. Schey, *Procesos de manufactura*, Tercera. Ontario, 2002.


ANEXOS.

ANEXO A. Metodología.



ANEXO B.

Ficha técnica del acero A36.


Hoja Técnica de Producto

Ternium Placa A36

Descripción

Placa de Acero al Carbón, Rolada en Caliente sin decapar, Calidad Estructural.

Composición Química (ASTM A36/A36M 06)

Elemento	Mínimo	Máximo
C ⁽¹⁾	—	0.260%
Mn ⁽¹⁾⁽²⁾	—	—
P	—	0.04%
S	—	0.05%
Si ⁽¹⁾	—	0.40%
Cu ⁽³⁾	0.200%	—

(1) El contenido de Manganeso de 0.05 – 1.35% y el contenido de Silicio de 0.15 – 0.40% está requerido para placas de espesor mayor a 75mm o con más de 634 Kg/m.
 (2) Para una reducción de 0.01% debido de lo especificado como máximo de Carbono, se permite un incremento de 0.08% de Manganeso sobre el mismo especificado, hasta un máximo de 1.35%.
 (3) Valor mínimo cuando es especificado el nivel de Cobre.

Propiedades Mecánicas (ASTM A36/A36M 06)

Propiedad		ksi	MPa
Límite Elástico (Yield Strength)	Min	36	250
	Max	—	—
Resistencia a la Tensión (Tensile Strength)	Min	58	400
	Max	80	550
Elongación en 200 mm (%) ⁽⁴⁾	Min	—	20
	Max	—	—
Elongación en 50 mm (%) ⁽⁴⁾	Min	—	23
	Max	—	—

(4) Para placas de ancho mayor a 600mm, los requerimientos de elongación se reduce en los puntos porcentuales.
 (5) La orientación de las placas para prueba deberán ser acorde a ASTM A6.

Tabla de Rango Dimensional, Espesores y Pesos

Espesor	Ancho		Largo		Peso aprox. Kg/m ² (lbs/ft ²)
	mm	pies	pies	m	
6.4	14	6	72	1.83	20
7.9	5/8	6	72	1.83	20
9.5	3/8	6	72	1.83	20
12.7	1/2	6	72	1.83	20
15.9	5/8	6	72	1.83	20
19.1	3/4	6	72	1.83	20
25.4	1	6	72	1.83	20
25.4	1	8	96	2.44	20
25.4	1	8	96	2.44	20

* Para dimensiones diferentes a las mostradas, favor de contactar a su ejecutivo de ventas.

Ternium proporciona la siguiente información como respaldo para la aplicación de los productos por lo que no se le podrá hacer responsable del mal uso que se le pudiera dar; se recomienda la asesoría de un ingeniero capacitado que verifique la aplicabilidad de la misma.

Ternium bajo ninguna circunstancia será responsable por la instalación y/o accesorios utilizados para la instalación de(l) el(los) producto(s) comercializado(s).

Ternium expresamente renuncia a cualquier garantía, expresa o implícita. Al hacer disponible esta información Ternium no está prestando servicios profesionales y no asume deberes o responsabilidades con respecto a persona alguna que haga uso de dicha información. De igual modo Ternium no será responsable por alguna reclamación, demanda, lesión, pérdida, gasto, costo o responsabilidad de algún tipo que en alguna forma surja de o este conectada con el uso de la información contenida en esta publicación, ya sea o no que tal reclamación, demanda, lesión, pérdida, gasto, costo o responsabilidad resulte directa o indirectamente de alguna acción u omisión de Ternium. Cualquier parte que utilice la información contenida en este manual asume toda la responsabilidad que surja de tal uso.

Puesto que existen riesgos asociados con el manejo, instalación o uso del acero y sus accesorios, recomendamos que las partes involucradas en el manejo, instalación o uso revisen los aspectos de seguridad aplicables, normas y reglamentos de la Administración de Salud y Seguridad Ocupacional y otras agencias de gobierno que tengan jurisdicción sobre tal manejo, instalación uso y otras publicaciones relevantes de prácticas de construcción.

www.ternium.com
 Edición 01, Agosto 2011. Ternium se reserva el derecho de modificar sin previo aviso los datos aquí expresados. file:///NO ETP CEA RD TER PLACA A36 / 2011 Rev 01

Figura 69. Ficha técnica del acero A36. Fuente: <https://terniumcomprod.blob.core.windows.net/terniumcom20/2016/06/Hoja-Tecnica-Placa-A36.pdf>

ANEXO C.

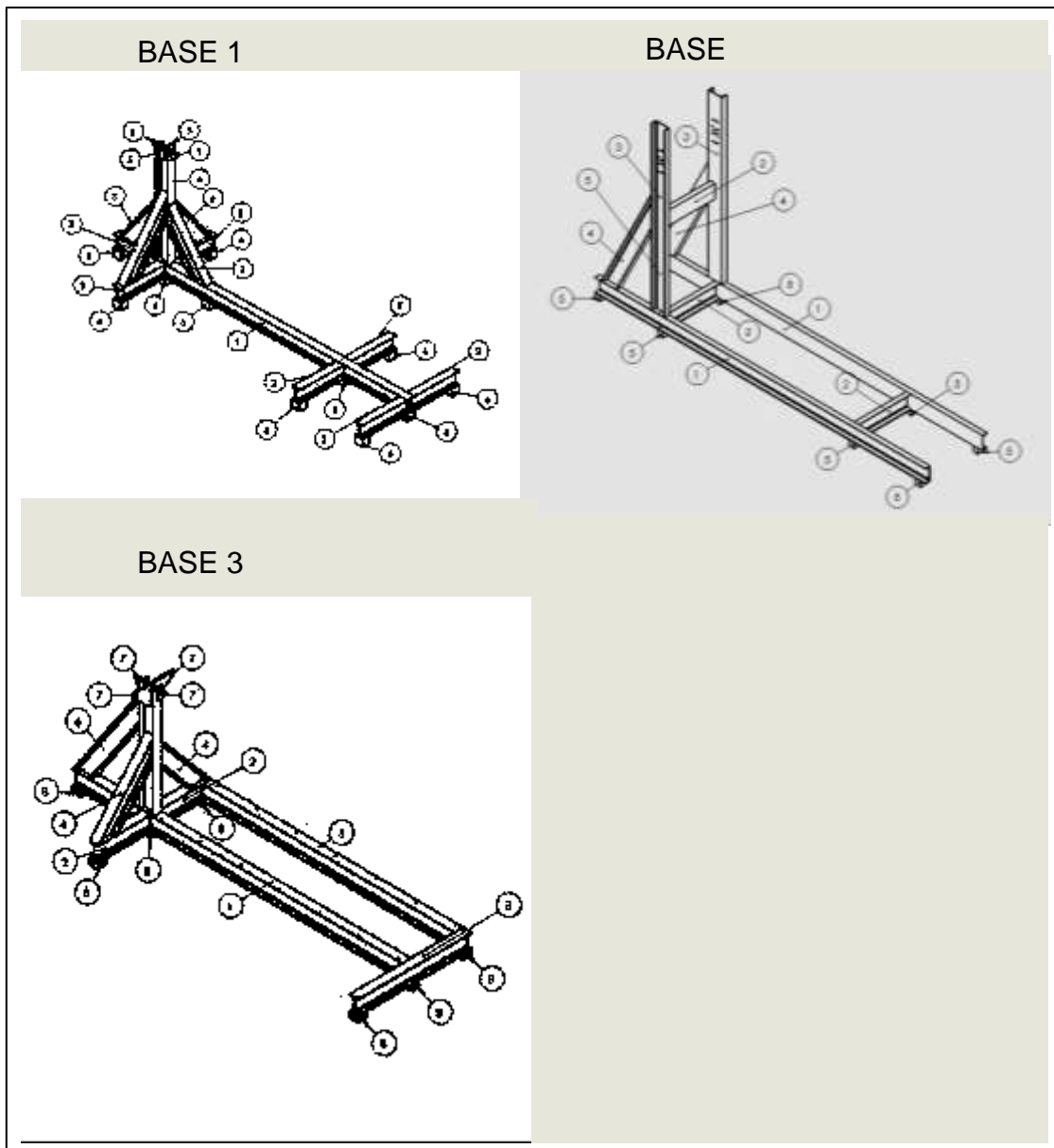


Figura 70. Figuras para estimar los Códigos y tiempos de ensamble para las bases diseñadas empleando el método Boothroyd-Dewhurst. *Fuente: SOLIDWORKS 2017.*

ANEXO D.

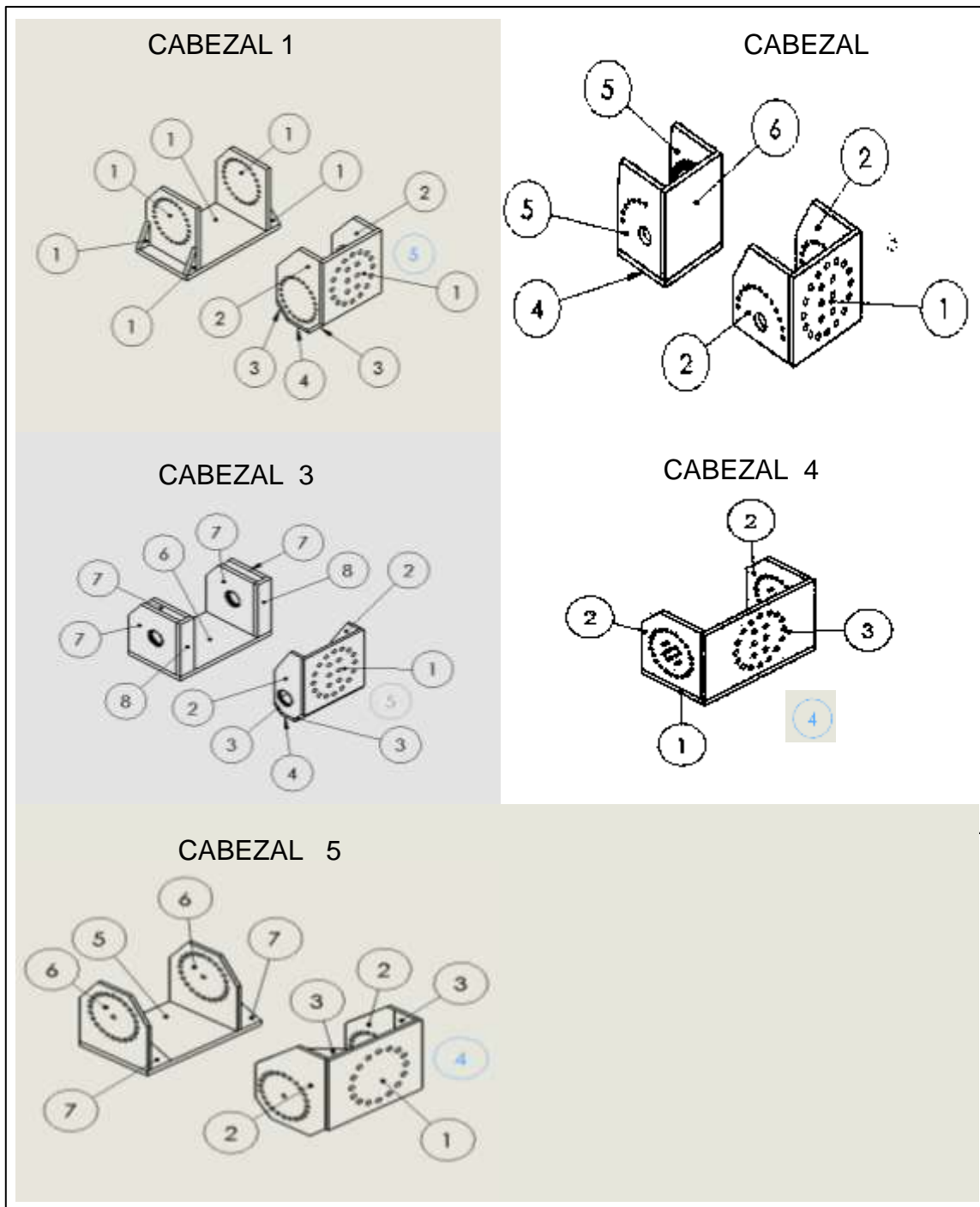


Figura 71. Figuras para estimar los Códigos y tiempos de ensamble para los cabezales diseñados empleando el método Boothroyd-Dewhurst. Fuente: SOLIDWORKS 2017.