



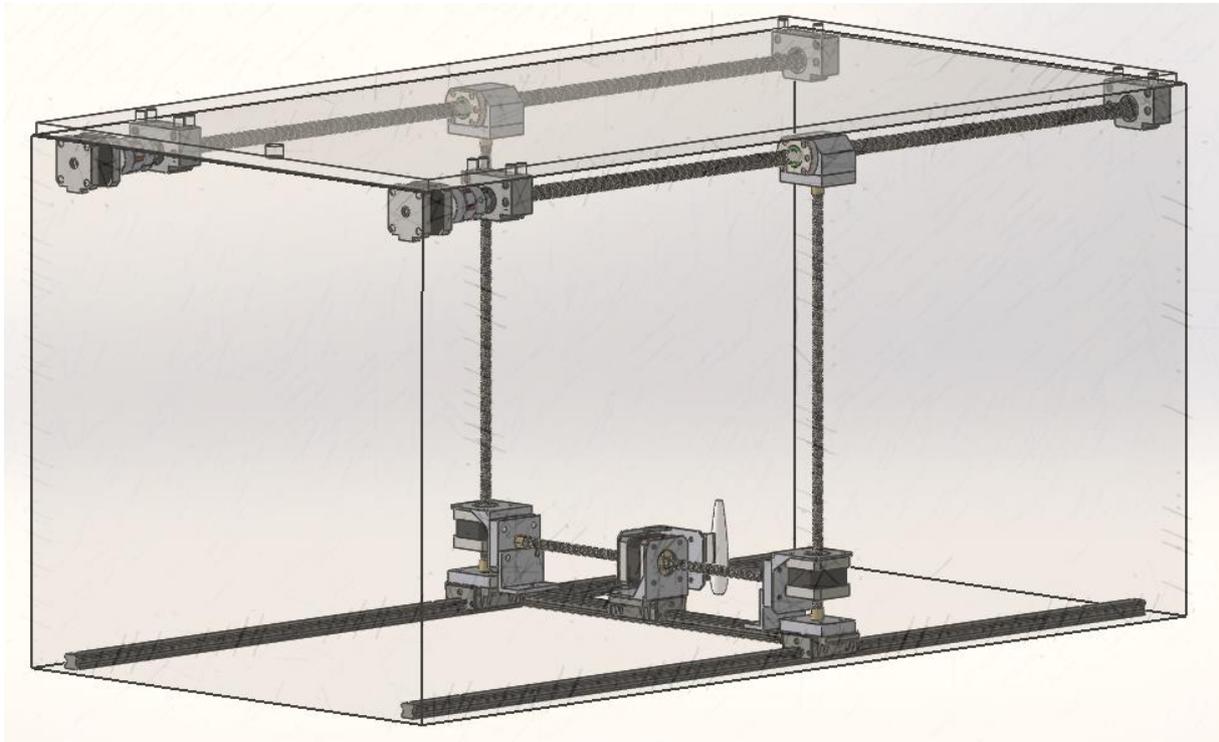
Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Diseño de una estructura para el posicionamiento automático de una sonda para un anemómetro de hilo caliente en un túnel aerodinámico



Máster Universitario en Ingeniería Aeronáutica

Julio 2019

Realizado por

Davinia González Morello

Tutorizado por

Pedro Martí Gómez-Aldaraví

“I could either watch it happen, or be part of it”

Elon Musk – CEO of SpaceX and Tesla

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, me gustaría agradecer a mi tutor, Pedro Martí, por toda su ayuda, dedicación y por ofrecerme la oportunidad de realizar este trabajo fin de máster cuando mis conocimientos sobre la materia eran mínimos, ya que durante el grado me especialicé en otros campos de la Aeronáutica. Y gracias, además, por la motivación sobre la Aeronáutica que me transmitiste en las asignaturas de Aerodinámica y Cálculo de Aviones durante el máster.

Gracias al instituto CMT- Motores Térmicos por permitirme desarrollar este trabajo en sus instalaciones y por asumir los costes del mismo.

Gracias a mi profesor de Estructuras Aeronáuticas, Vicente Albero, por ayudarme a través de tutorías con la parte de diseño estructural de este trabajo. Gracias también a José Martínez, profesor de Vibraciones, por atenderme cada vez que me surgía alguna duda de mecánica o de vibraciones, con la simpatía innata que tanto le caracteriza. Gracias a Luis Miguel García-Cuevas y al resto de profesores, técnicos y compañeros del CMT por sus aportaciones.

Gracias a los técnicos-amigos del hangar, en especial a Marta Ballester por todos sus sabios consejos durante el grado y el máster, a Carlos Sandía, por toda su ayuda en temas de diseño y a M^a Carmen Pérez, por darme tantas facilidades cuando era su becaria. También, agradecer enormemente a Enrique Ballester, el antiguo director de la ETSID, por todo su apoyo durante mi trayectoria.

Muchísimas gracias a mi padre por dedicarme mil horas, escuchándome y ayudándome, a larga distancia, con su gran experiencia a nivel industrial. Eres mi ídolo. Mil gracias a mi madre, por su apoyo diario y su positividad y alegría infinitas, a mi abuela, por cuidarme cada día por teléfono, a mi abuelo, por cuidarme desde aún más lejos, al resto de mi familia, por preocuparse por mí, y, a Nikole y a Bea, por ayudarme a desconectar de este trabajo cuando más lo necesitaba.

Por último, y no menos importante, dar las gracias a mi profesor Pedro Yuste que me insistió y me convenció para que me matriculara en este máster hace dos años, cuando yo no tenía ninguna intención de hacerlo. Siempre te estaré eternamente agradecida.

RESUMEN

El principal objetivo de este Trabajo Fin de Máster es diseñar una herramienta que permita el posicionamiento de una sonda en el interior de un túnel aerodinámico con el fin de poder analizar de manera experimental las características de perfiles alares. En concreto, se ha diseñado esta herramienta para posicionar un anemómetro de hilo caliente para obtener resultados de turbulencia, pero se podría adaptar para el uso de otras sondas.

Al tratarse de un túnel aerodinámico, están implícitos los requerimientos de estanqueidad dentro de la cámara y que el sistema de posicionamiento no perturbe el flujo libre aguas arriba para no alterar las mediciones de la sonda. Asimismo, tanto los componentes como el sistema completo deben ser resistentes mecánicamente a la corriente de aire y a las posibles vibraciones, cuando el túnel se encuentre en funcionamiento.

Desde la perspectiva de la investigación, tiene la finalidad de poder comparar resultados experimentales con resultados obtenidos de software de dinámica de fluidos computacional. Asimismo, desde el punto de vista docente, se podrá utilizar este sistema para realizar análisis de flujo en prácticas de asignaturas de aerodinámica y mecánica de fluidos de Grados y Másteres de la Universitat Politècnica de València.

Palabras clave: Aerodinámica externa, Experimental, Sonda, Posicionamiento, Anemómetro, Hilo caliente.

ABSTRACT

The aim of this Master's Thesis is to design a tool that is suitable for positioning of a probe inside an aerodynamic tunnel in order to be able to analyze experimentally the characteristics of wing airfoils. Specifically, the system has been designed to position a hot wire anemometer to obtain turbulence results, but it could be adapted for the use of other probes.

As it is an aerodynamic tunnel, there are requirements of tightness inside the chamber and that the positioning system does not disturb the flow upstream so as not to alter the measurements of the probe. Likewise, both the components and the whole system must be mechanically resistant to the air flow and to possible vibrations, when the tunnel is in operation.

From the perspective of the research, it has the purpose of being able to compare experimental results with results obtained from computational fluid dynamics software. Likewise, from an educational point of view, this system can be used to perform flow analysis in Aerodynamic and Fluid Mechanics subjects of Degrees and Masters at Universitat Politècnica de València.

Keywords: External Aerodynamics, Experimental, Probe, Positioning, Anemometer, Hot wire

RESUM

El principal objectiu d'aquest Treball Fi de Màster és dissenyar una ferramenta que permeta el posicionament d'una sonda a l'interior d'un túnel aerodinàmic a fi de poder analitzar de manera experimental les característiques de perfils aerodinàmics. En concret, s'ha dissenyat el sistema per a posicionar un anemòmetre de fil calent per a obtenir resultats de turbulència, però es podria adaptar per a l'ús d'altres sondes.

Al tractar-se d'un túnel aerodinàmic, estan implícits els requeriments d'estanqueïtat dins de la cambra i que el sistema de posicionament no pertorbe el flux lliure per davant per a no alterar els mesuraments de la sonda. Així mateix, tant els components com el sistema complet han de ser resistents mecànicament al corrent d'aire i a les possibles vibracions, quan el túnel es trobe en funcionament.

Des de la perspectiva de la investigació, té la finalitat de poder comparar resultats experimentals amb resultats obtinguts de programari de dinàmica de fluids computacional. Així mateix, des del punt de vista docent, es podrà utilitzar este sistema per a realitzar anàlisi de flux en pràctiques d'assignatures d'aerodinàmica i mecànica de fluids de Graus i Màsters de la Universitat Politècnica de València.

Paraules clau: Aerodinàmica externa, Experimental, Sonda, Posicionament, Anemòmetre, Fil calent

ÍNDICE

Agradecimientos	I
Resumen	III
Abstract	III
Resum	IV
Índice	V
Listado de figuras	VII
Listado de tablas	IX
Listado de ecuaciones	IX

I. Memoria

Capítulo 1. Introducción y planteamiento	3
1.1. Antecedentes	3
1.2. Objeto del proyecto	3
1.3. Justificación	3
1.4. Motivación	4
1.5. Viabilidad	4
1.6. Estructura del trabajo	5
Capítulo 2. Enfoques computacional y experimental.....	6
3.1. Introducción	6
3.2. Planteamiento computacional.....	6
3.3. Análisis experimental.....	7
Capítulo 3. Marco teórico.....	10
3.1. Introducción	10
3.2. Flujo alrededor de perfiles aerodinámicos	10
3.3. Modelado de la turbulencia en Mecánica de fluidos	15
3.4. Túnel de viento.....	17
Capítulo 4. Diseño de sistema para posicionamiento de sonda	20
4.1. Introducción	20
4.2. Fases y cronograma del diseño	20
4.3. Requerimientos	21
4.4. Estado del arte y alternativas	21
4.5. Configuración inicial.....	26

4.6. Selección de componentes	27
4.7. Estudio estructural previo	43
4.8. Modelado CAD 3D	47
4.9. Viabilidad estructural	49
4.10. Análisis del movimiento	53
4.11. Estudio de vibraciones	56
4.12. Estudio de la tapa	57
4.13. Estudio del cableado	61
4.14. Sistema de control de todo el ensamblaje.....	63
Capítulo 5. Conclusiones y trabajo futuro	66
Capítulo 6. Referencias bibliográficas	67
Apéndice A. Guía de montaje.....	68

II. Presupuesto

Capítulo 1. Introducción	75
Capítulo 2. Costes unitarios	76
2.1. Coste de mano de obra	76
2.2. Coste de equipamiento informático.....	76
2.3. Coste de software y licencias	77
2.4. Coste de componentes del sistema	77
Capítulo 3. Costes totales.....	79
Apéndice A. Órdenes de compra	81

III. Pliego de condiciones

Capítulo 1. Condiciones generales	107
1.1. Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo	107
1.2. Real Decreto 488/1997 de 14 de Abril	108
Capítulo 2. Condiciones de especificaciones técnicas	112
2.1. Especificaciones de materiales y equipos	112
2.2. Condiciones de garantía y mantenimiento	113
2.3. Reclamaciones	113
2.4. Condiciones legales y contractuales	113
2.5. Revisión de precios	113
2.6. Fianza	113
2.7. Aceptación	113

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Centro de investigación CMT. Edificio 6D UPV	4
Figura 2. Túnel de viento laminar DMMT UPV	7
Figura 3. Esquema anemómetro hilo caliente de temperatura constante.	8
Figura 4. Colocación de la sonda.	9
Figura 5. Geometría perfil alar	10
Figura 6. Componentes del perfil alar.	11
Figura 7. Perfil alar NACA 0012, generado con Airfoil Tools.	11
Figura 8. Distribución de presiones perfil simétrico.	11
Figura 9. Distribución de presiones perfil simétrico con ángulo de ataque positivo.	12
Figura 10. Curvas de sustentación.	13
Figura 11. Curva de resistencia.	13
Figura 12. Desarrollo de capa límite.	14
Figura 13. Fuerzas sobre el perfil aerodinámico simétrico	15
Figura 14. Fuerzas sobre el perfil aerodinámico asimétrico.	15
Figura 15. Túnel de viento de circuito abierto.	19
Figura 16. Túnel de viento de circuito cerrado.	19
Figura 17. NACA Technical Report 320. Túnel aerodinámico con anemómetro de hilo caliente.	22
Figura 18. NACA Technical Report 320. Colocación de la sonda.	22
Figura 19. DTU Wind Energy Report E-0006(EN). Sonda posicionada. }	23
Figura 20. Operational modal analysis of a cantilever in a wind tunnel using optical Fiber Bragg Grating Sensors.	23
Figura 21. CSM Senior Design Project - 3D Traverse System. Posicionamiento 3 Ejes.	24
Figura 22. Environmental Fate of Toxic Chemicals on Surface Materials in Laboratory Wind Tunnels: Measured and Computed Wind Speeds and Flow Fields.	24
Figura 23. Optical Sciences Ltd.	24
Figura 24. Sistema de posicionamiento de sonda en DMMT UPV.	25
Figura 25. Puente grúa o plataforma elevadora.	25
Figura 26. Brazo robótico.	26
Figura 27. Base impresora 3D.	26
Figura 28. Croquis de la configuración seleccionada.	27
Figura 29. Catálogo Tecnología lineal Rexroth. Modulo lineal.	28
Figura 30. Catálogo Tecnología lineal Rexroth. Módulo compacto.	28
Figura 31. TBI MOTION Technology Co. Ltd. Guías lineales formadas por patín y carril.	29
Figura 32. Sistema de husillo-motor-portatuercas.	29
Figura 33. Husillo de bolas.	30
Figura 34. Diferencia entre paso y avance.	30
Figura 35. Tuerca compatible con husillo de bolas.	31
Figura 36. Portatuercas.	31
Figura 37. Soporte con rodamiento fin de husillo.	31
Figura 38. Acoplamiento husillo-motor.	31
Figura 39. Servomotor paso a paso.	32
Figura 40. Patrón de operación del motor.	34

Figura 41. NEMA17 Especificaciones (1)	35
Figura 42. NEMA17 Especificaciones (2)	36
Figura 43. HIWIN Corporation. Guía lineal.	36
Figura 44. Motor paso a paso non-captive	37
Figura 45. Husillo trapezoidal (lead screw).	40
Figura 46. Soporte NEMA.	40
Figura 47. Soporte tubo de pitot.	42
Figura 48. Modelo CAD 3D para soporte sonda.	42
Figura 49. Placas de metacrilato.	43
Figura 50. Modelo CAD 3D Tapa.	43
Figura 51. Esquema y diagramas viga apoyada simple.	45
Figura 52. Esquema y diagramas viga simple en voladizo.	46
Figura 53. Ensamblaje eje X 3D en SolidWorks.	47
Figura 54. Ensamblaje eje Z 3D en SolidWorks.	47
Figura 55. Ensamblaje eje Y 3D en SolidWorks.	48
Figura 56. Ensamblaje modelo inicial 3D en SolidWorks.	48
Figura 57. Velocidad del flujo.	49
Figura 58. Análisis estático - desplazamiento unitario. Escala deformación: 3,2.	50
Figura 59. Configuración nueva 3D modelada en SolidWorks.	51
Figura 60. Trayectoria del flujo.	51
Figura 61. Análisis estático - desplazamiento unitario. Escala deformación: 10.	52
Figura 62. Movimiento en el eje X.	53
Figura 63. Movimiento en el eje Z.	54
Figura 64. Movimiento en el eje Y.	55
Figura 65. Modos de vibración (1), (2), (4) y (9).	57
Figura 66. Estado de transporte con carga centrada.	58
Figura 67. Tensiones von Mises - 10 mm.	58
Figura 68. Estado de transporte con carga desplazada.	59
Figura 69. Tensiones von Mises - 10 mm.	59
Figura 70. Tensiones von Mises - 8 mm.	60
Figura 71. Tensiones von Mises - 8 mm.	60
Figura 72. Tensiones von Mises - 6 mm.	60
Figura 73. Tensiones von Mises - 6 mm.	61
Figura 74. Igus Series E03 - cadena rellenable en el radio interior.	62
Figura 75. CAD 3D con cadena portacables.	62
Figura 76. Funda termoretráctil.	62
Figura 77. Fundas en espiral y en trenzada.	63
Figura 78. Driver A4988.	63
Figura 80. Arduino Uno R3.	64
Figura 81. Especificaciones Arduino Uno R3.	64
Figura 82. Esquema del montaje del motor.	65
Figura 83. Esquema del cableado del motor.	70
Figura 84. Esquema de conexiones del motor al driver A4988.	70
Figura 85. Esquema pines placa de Arduino Uno R3.	71
Figura 86. Configuración micropasos del driver A4988.	71

LISTADO DE TABLAS

Tabla 1. Cronograma del diseño del sistema de posicionamiento de sonda.	21
Tabla 2. Características husillos eje X.	33
Tabla 3. Características husillos eje Z.	37
Tabla 4. NEMA17 non captive Especificaciones.	39
Tabla 5. Volúmenes y pesos.	44
Tabla 6. Resistencias.	44
Tabla 7. Datos eje X.	45
Tabla 8. Datos eje Z.	46
Tabla 9. Frecuencias resonantes.	56
Tabla 10. Pesos y fuerzas.	58

LISTADO DE ECUACIONES

Ecuación 1. Principio funcionamiento hilocaliente de temperatura constante.	8
Ecuación 2. Ley de enfriamiento.	8
Ecuación 3. Velocidad media.	9
Ecuación 4. Desviación estándar.	9
Ecuación 5. Intensidad turbulenta.	9
Ecuación 6. Coeficientes aerodinámicos de sustentación y resistencia.	12
Ecuación 7. Sustentación para vuelo rectilíneo, horizontal y equilibrado.	13
Ecuación 8. Momento aerodinámico.	15

I. MEMORIA

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO

1.1. Antecedentes

El Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València dispone de varios túneles de viento para la realización mediciones experimentales. El túnel más grande fue diseñado hace unos años por alumnos y docentes del Departamento. Éste se puede emplear tanto para realizar prácticas de laboratorio con los alumnos del grado o máster de Ingeniería Aeronáutica, como para investigación en proyectos de innovación o ensayos con empresas.

Uno de los usos que es interesante desde el punto de vista de la Ingeniería Aeronáutica es la medición en el túnel de viento de diferentes parámetros de perfiles aerodinámicos. Para ello, se cuenta con un equipamiento de medición, como una balanza extensiométrica, anemómetros, tubos de Pitot, termopares, etc. En este equipo se incluyen anemómetros de hilo caliente que permiten obtener mediciones de la velocidad en diferentes componentes del flujo y analizar características como la turbulencia.

Para realizar estas mediciones es necesario sostener la sonda en una posición determinada que debe soportar la corriente de aire incidente. En el Departamento, a día de hoy, se cuenta con un sistema de posicionamiento externo a través de una tapa con orificios.

1.2. Objeto del proyecto

El principal objetivo de este proyecto es hacer posible la realización de experimentos en el túnel de viento con medida de hilo caliente aguas abajo de un perfil alar y su comparativa con cálculos LES realizados en OpenFOAM. La parte computacional se realizará como otro trabajo del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València. Este proyecto completo permitirá no solo la puesta en marcha de la instalación sino también la validación de la metodología de cálculo.

Asimismo, el desarrollo de este proyecto tiene como fin último la realización del Trabajo de Fin de Máster que otorga a la alumna la titulación de Ingeniera Aeronáutica por la Universitat Politècnica de València.

1.3. Justificación

Este proyecto inicialmente constaba de dos partes, como se ha mencionado en el *apartado Objeto del proyecto*: una parte computacional y otra experimental. Debido a la gran carga de trabajo que ha conllevado la parte experimental, en concreto, la realización del diseño, el análisis estructural y de viabilidad, los presupuestos y los pedidos, únicamente se desarrolla esta parte en este Trabajo Fin de Máster, que se complementará con otro trabajo que consistirá en la parte computacional. Posteriormente se podrá realizar una comparativa de los resultados de estos dos trabajos.

Por otro lado, se justifica el desarrollo de este nuevo sistema de posicionamiento de sonda, ya que el túnel de viento en el que se realizan las medidas experimentales no cuenta con ningún sistema similar. Hasta ahora se han realizado medidas con anemómetro de hilo caliente a través del uso

de una tapa de aluminio con orificios, pero tiene el inconveniente de que la estanqueidad no está asegurada, al tener que emplear tapones para el resto de los orificios que no se emplean en la medición, y que la posición para medir con la sonda está limitada a los orificios que contenga la tapa de la sección de medida del túnel de viento.

1.4. Motivación

En este apartado, se resumen los principales motivos para la realización de este proyecto.

El primero es poder profundizar y ampliar conocimientos en el campo de la Aerodinámica, tanto a nivel computacional como experimental, ya que durante el Grado en Ingeniería Aeroespacial me especialicé en otra rama de la Aeronáutica, la navegación aérea. Además de por mi interés personal, decidí realizar mi trabajo fin de máster sobre Aerodinámica porque es una materia muy ligada al diseño de nuevas aeronaves.

El segundo motivo es que me apasionan los retos y desarrollar este proyecto lo era para mí, ya que tuve que ampliar mi entendimiento en diferentes temas (CFD, turbulencia, análisis estructural, etc.).

Por último, el tercer motivo es que quería vivir la experiencia de realizar mi Trabajo Fin de Máster en el prestigioso instituto de investigación CMT – Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València, que colabora estrechamente con la industria de la automoción. En la Figura 1 se muestra el edificio 6D de la Universitat Politècnica de València, donde se encuentra el centro de investigación.



Figura 1. Centro de investigación CMT. Edificio 6D UPV

1.5. Viabilidad

Se debe analizar la viabilidad de este proyecto a través de tres aspectos fundamentales:

- Económico. Este es el más influyente. Se debe contar con un presupuesto que cubra los gastos asociados al diseño y a la fabricación del sistema de posicionamiento de la sonda. En este caso, será la Universitat Politècnica de València la que asuma los gastos del proyecto como costes de docencia.
- Tecnológico. Este es también un parámetro clave, ya que se requiere el uso de un túnel de viento y de material informático.

- Humano. Se debe contar con profesores y técnicos que colaboren en el desarrollo de este proyecto.

1.6. Estructura del trabajo

El trabajo se ha dividido en tres documentos principales: la memoria, el presupuesto y el pliego de condiciones.

Memoria

El primer capítulo, *Introducción y planteamiento*, consiste en una presentación del proyecto. En él se explican los antecedentes al proyecto, así como el objetivo principal y la justificación del desarrollo de este Trabajo Fin de Máster.

El segundo capítulo, *Enfoque computacional y experimental*, explica los dos puntos de vista de desarrollo de este proyecto, aunque en este Trabajo Fin de Máster solo se tratará la parte experimental.

El tercer capítulo, *Marco teórico*, describe brevemente los conceptos teóricos necesarios para comprender este trabajo.

En el cuarto capítulo, *Diseño de un sistema para posicionamiento de una sonda*, se desarrolla desde cero el diseño de un nuevo sistema de posicionamiento de una sonda de hilo caliente en el interior de un túnel de viento. Consiste en uno de los capítulos principales de este trabajo, ya que se empleará este sistema para la posterior medición y análisis de resultados en el Departamento de Motores Térmicos de la UPV.

En el quinto capítulo, *Conclusiones y trabajo futuro*, se resumen las principales conclusiones obtenidas tras realizar el trabajo y las posibles líneas futuras de trabajo derivadas de éste.

En el sexto capítulo, *Referencias Bibliográficas*, se incluyen las referencias empleadas tanto para el desarrollo como para la memoria de este trabajo.

Por último, en el *Apéndice*, se incluyen guía para el montaje del sistema diseñado para el posicionamiento de la sonda.

Presupuesto

En esta parte del trabajo se detalla el coste total del proyecto, incluyendo costes humanos, componentes y gastos asociados al diseño y al montaje del sistema de posicionamiento, y la inversión necesaria para llevarlo a cabo.

Pliego de condiciones

Por último, en el pliego de condiciones, se resumen los requisitos y condiciones para llevar a cabo el desarrollo del proyecto en el lugar de trabajo.

Capítulo 2

ENFOQUES COMPUTACIONAL Y EXPERIMENTAL

2.1. Introducción

Este proyecto, como se especifica en el capítulo 1, consta de una parte computacional, que consiste en la resolución del problema de las características de perfiles alares a través de técnicas CFD, y de una parte experimental, basada en la realización de experimentos en el túnel de viento. Este Trabajo Fin de Máster abarca únicamente la parte experimental, por lo que para cumplir con los objetivos generales de este proyecto sería necesario realizar una comparativa entre el trabajo que comprende la parte computacional y los resultados de utilizar la instrumentación específica diseñada en este trabajo, y extraer unas conclusiones finales.

A continuación, se explican los puntos clave de cada una de las partes de este proyecto, con el fin de comprender y contextualizar cada uno de los apartados de este trabajo.

2.2. Planteamiento computacional.

Las ecuaciones de la mecánica de fluidos no se pueden resolver de manera sencilla analíticamente, por lo que se suelen emplear técnicas CFD o de Dinámica de Fluidos Computacional (del inglés, *Computational Fluid Dynamics*), las cuales permiten obtener soluciones aproximadas al problema que se busca resolver. Este enfoque, tiene varias ventajas frente al experimental, como la posibilidad de estudiar sistemas donde los experimentos controlados son difíciles de realizar (por ejemplo, sistemas muy grandes) o bajo condiciones peligrosas, más allá de sus límites normales de funcionamiento; un nivel de detalle de resultados prácticamente ilimitado; y, la facilidad de cambiar de manera rápida y fácil parámetros en un experimento, entre otras. (An introduction to computational fluid dynamics, 2007)

Se ha planteado para la realización de esta parte del trabajo la elección de software CFD OpenFOAM, ya que es un software gratuito de código abierto y es distribuido bajo la Licencia Pública General (GPL), la cual les da a los usuarios la libertad de modificar y redistribuir el software y una garantía de uso libre continuo.

Independientemente del software CFD que se seleccione, todos contienen tres elementos principales:

- 1) Pre-procesado.

Consiste en la introducción de los datos de entrada para resolver el problema. Se incluyen en esta etapa: la definición de la geometría de la región de interés (dominio computacional), la generación de la malla (subdivisión del dominio en un número de subdominios más pequeños y no superpuestos), la selección de los fenómenos físicos y químicos que necesitan ser modelados, la definición de las propiedades del fluido, y la especificación de las condiciones de contorno apropiadas en las celdas que coinciden o que se encuentran en los límites del dominio.

La solución a un problema de flujo (velocidad, presión, temperatura, etc.) se define en los nodos de cada celda. La precisión de una solución CFD se rige por el número de celdas y la calidad de la malla. En general, cuanto mayor sea el número de celdas, mejor será la precisión de la solución. Tanto la precisión de una solución como su coste de hardware

necesario y el tiempo de cálculo dependen de la precisión de la malla. Las mallas óptimas a menudo no son uniformes: zonas más finas donde ocurren grandes variaciones de un punto a otro y más gruesas en regiones con relativamente poco cambio.

2) Resolución.

Consiste en el empleo de “*Solvers*” para la solución del problema. El algoritmo numérico consiste en los siguientes pasos: integración de las ecuaciones de gobierno del flujo en todos los volúmenes de control del dominio, discretización (conversión de las ecuaciones integrales resultantes en un sistema de ecuaciones algebraicas) y solución de las ecuaciones algebraicas mediante un método iterativo.

3) Post-procesado.

Consiste en la extracción y visualización de los resultados. Se incluyen la visualización de la geometría de dominio y la malla, gráficos vectoriales, gráficos de contorno de líneas y sombreados, gráficos de superficie 2D y 3D, seguimiento de partículas, manipulación de la vista (traslación, rotación, escalado, etc.).

En este proyecto, el pre-procesado consiste simplemente en la generación de una malla adecuada para un perfil aerodinámico simétrico y la introducción de las condiciones del flujo y de las condiciones de contorno, idénticas a las que se emplearán en el análisis experimental. La resolución comprende la selección del modelo de subgrid para un modelo LES y el método iterativo de resolución, y la selección de los parámetros de resolución, como el tiempo, el salto temporal, los parámetros de convergencia, etc. Finalmente, el post-procesado consiste en la extracción de los resultados de fuerzas, momentos, coeficientes aerodinámicos y velocidades y su tratamiento con software matemático, como Matlab, para obtener resultados de turbulencia, y poder compararlos con los obtenidos experimentalmente de medir con una sonda de hilo caliente.

2.3. Análisis experimental.

Para esta parte, se hará uso de la instalación de uno de los túneles de viento del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València (Figura 2).



Figura 2. Túnel de viento laminar DMMT UPV.

Para el análisis experimental se emplea un anemómetro de hilo caliente, que consiste en un dispositivo capaz de medir la velocidad y la dirección del fluido. Para realizar la medida, el hilo, calentado con corriente eléctrica, se coloca en la corriente del flujo y el calor se transfiere del hilo

al fluido. Así, la temperatura del hilo cambia por lo que también varía su resistencia. En concreto, el anemómetro que se emplea funciona bajo el principio de que la temperatura del hilo permanece constante. La corriente total requerida para llevar al hilo a la condición inicial es equivalente al caudal del fluido. (Circuit globe, s.f.)

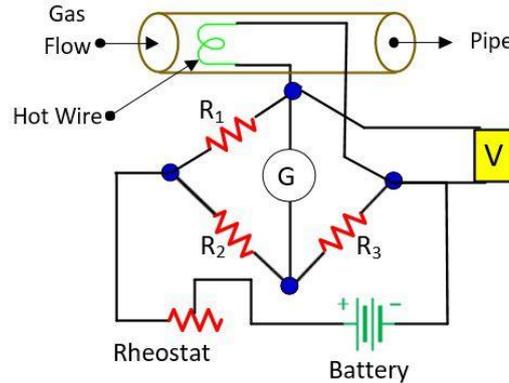


Figura 3. Esquema anemómetro hilo caliente de temperatura constante.

El principio de funcionamiento de este dispositivo, cuyo esquema se representa en la Figura 3, es el siguiente: (Vila)

$$I^2 R_w = h\pi DL(T_w - T_a)$$

$$I^2 R_w = k\pi L(T_w - T_a)Nu$$

Ecuación 1. Principio funcionamiento hilocaliente de temperatura constante.

Esta ecuación representa la potencia por efecto Joule es igual a la potencia disipada al entorno. La ley de enfriamiento del hilo depende del número de Nusselt, que se puede obtener a través de ecuaciones de correlación. La más utilizada es la ley de King:

$$Nu = A + B\Re^n$$

$$E^2 = A + BU^n$$

Ecuación 2. Ley de enfriamiento.

Donde E es la tensión del hilo, U es la velocidad del flujo en dirección normal al hilo, A, B y n son constantes. n suele ser 0,5 y A y B se pueden determinar midiendo la tensión para velocidades conocidas y ajustando con mínimos cuadrados.

En el caso de estudio se emplea el anemómetro para medir la turbulencia. La tensión que se obtiene de la medición se puede descomponer en dos partes, una media y otra pequeña que es la distorsión: $E = \bar{E} + e$. Lo mismo se hace con la velocidad: $U = \bar{U} + u$. El sensor se coloca perpendicular al flujo, como se indica en la Figura 4, de tal manera que E mide la componente longitudinal de la turbulencia, ya que: $e^2 = u^2$.

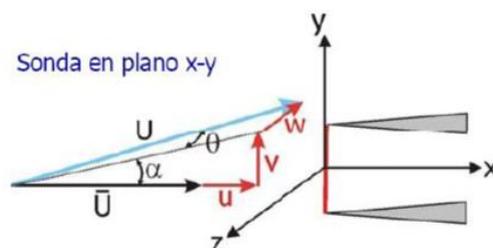


Figura 4. Colocación de la sonda.

A partir de esta velocidad instantánea, tras la recogida de un determinado número de muestras, se pueden obtener la media, la desviación estándar y la intensidad turbulenta. (Versteeg, 2007)

$$U_{mean} = \frac{1}{N} \sum N U_i$$

Ecuación 3. Velocidad media.

$$U_{rms} = \left(\frac{1}{N-1} \sum N (U_i - U_{mean})^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

Ecuación 4. Desviación estándar.

$$Tu = \frac{U_{rms}}{U_{mean}}$$

Ecuación 5. Intensidad turbulenta.

A partir del desarrollo del sistema de posicionamiento del anemómetro se podrán obtener las medidas de velocidad en el túnel de viento. Asimismo, en otro trabajo, se realizará el cálculo de la turbulencia a partir de la simulación del caso en CFD. A través de la Transformada rápida de Fourier o *fft* se pasa al dominio de la frecuencia. Además, la energía $E(f)$ se puede determinar dividiendo la potencia entre la frecuencia.

Según el teorema de muestreo de Nyquist-Shannon, para poder digitalizar una señal analógica y transmitirla por un medio eléctrico a grandes distancias y poder recuperarla en el extremo distante con la máxima fidelidad posible, se requiere que la señal analógica sea muestreada al menos dos veces su frecuencia máxima. Entonces, se debe comprobar en todos los experimentos que la frecuencia de muestreo es el doble de la que se mide.

Capítulo 3

MARCO TEÓRICO

3.1. Introducción

La aerodinámica es una subdisciplina de la mecánica de fluidos que estudia el movimiento de los fluidos y su interacción con objetos que hay a su alrededor, con la finalidad de obtener las fuerzas y los momentos que actúan sobre dichos objetos. Este proyecto se centra en estudiar la aerodinámica externa de perfiles alares.

3.2. Flujo alrededor de perfiles aerodinámicos

Dado que la finalidad de este trabajo es hacer posible el estudio experimental de las características de perfiles alares, se describe brevemente la aerodinámica de un perfil alar y el cálculo de los coeficientes y fuerzas aerodinámicas a partir de datos experimentales.

Un perfil aerodinámico, o *airfoil* en inglés, es una superficie diseñada de tal manera que el aire que fluye alrededor de ella produce un movimiento útil. La sección transversal del ala de un avión es un perfil aerodinámico, denominado también perfil alar. A continuación, en la Figura 5, vamos a definir la terminología del perfil. (Aerodinámica y actuaciones del avión, 2015)

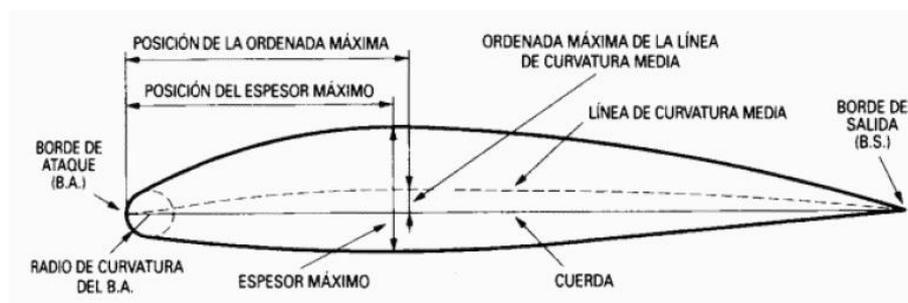


Figura 5. Geometría perfil alar.

- Cuerda: es la línea recta que une el borde de ataque (b.a.) con el borde de salida o fuga (b.s.).
- Línea de curvatura media: es una línea equidistante entre el intradós y el extradós. Esta línea fija la curvatura del perfil.
- Ordenada máxima de la línea de curvatura máxima: es la máxima distancia entre la línea de curvatura media y la cuerda. Define la forma de la línea de curvatura media.
- Espesor y distribución del espesor. El valor del espesor se expresa en % de cuerda, y varía de 3% en los delgados hasta 18% en los gruesos.
- Radio de curvatura del borde de ataque: define la forma del b.a. Su magnitud define la agudeza del b.a. y tiene efectos importantes en las características de pérdida.

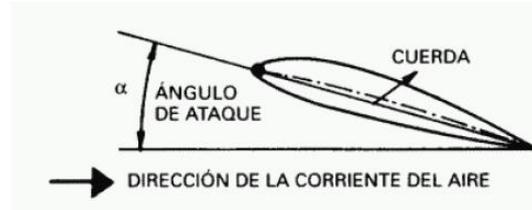


Figura 6. Componentes del perfil alar.

El paso de la corriente de aire alrededor de un perfil alar produce una fuerza aerodinámica, la cual se descompone en dos componentes: sustentación (componente perpendicular a la corriente) y resistencia (componente paralela a la corriente). Finalmente, el ángulo que forman la cuerda y la dirección de la corriente del aire es el denominado ángulo de ataque, como se ve en la Figura 6.

Con todos estos parámetros se pueden crear infinidad de perfiles con diferentes características. Existe una nomenclatura de perfiles NACA, los cuales fueron creados por la *National Advisory Committee for Aeronautics* (actualmente NASA), que se clasifican en familias o series, en función del número de dígitos que contengan, los cuales representan algunos de los parámetros anteriores. Por ejemplo, un perfil que se empleará en este proyecto será el NACA 0012 (Figura 7), el cual significa que tiene una curvatura máxima del 0% localizada en el 0% del b.a. (lo que quiere decir que el perfil es simétrico), y que tiene un espesor máximo del 12% de la cuerda.

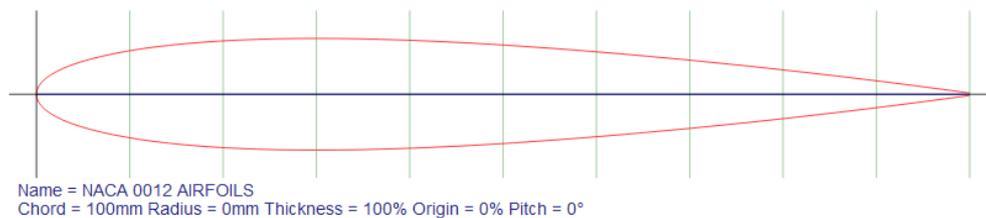


Figura 7. Perfil alar NACA 0012, generado con Airfoil Tools.

El estudio aerodinámico de un perfil alar se reduce a cálculo de las fuerzas y momentos que actúan sobre este. Para entender la aparición de estas fuerzas, se plantea un perfil simétrico, como el del ejemplo anterior, con un ángulo de ataque nulo. La distribución de presiones será la representada en la Figura 8.

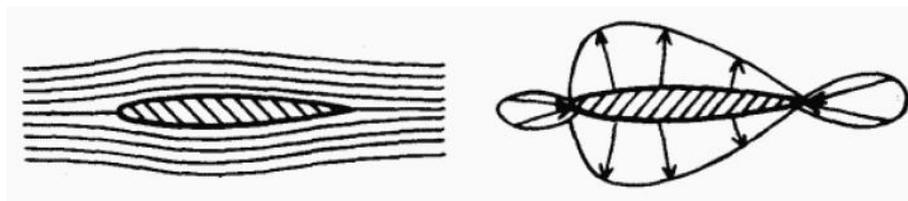


Figura 8. Distribución de presiones perfil simétrico.

Si el perfil tiene un ángulo de ataque positivo, la distribución de líneas de corriente cambia y será la representada en la Figura 9, con un aumento de velocidad en el extradós con respecto a la velocidad de la corriente libre, y una disminución de ésta en el intradós. Esta distribución de presiones da lugar a una fuerza de succión hacia arriba. Además, también existe una deflexión de la corriente hacia arriba en el b.a. y hacia abajo en el b.s. El efecto del ángulo de ataque puede suponerse igual a añadir una circulación en el caso del ángulo de ataque cero.

Por otro lado, el punto donde se puede suponer aplicada la fuerza resultante se denomina centro de presión. Si se aumenta el ángulo de ataque, la distribución de presiones cambia y la sustentación aumenta. Asimismo, la posición del centro de presiones varía con el ángulo de ataque, de tal manera que, a más ángulo de ataque, más adelante está situado el centro de presiones.



Figura 9. Distribución de presiones perfil simétrico con ángulo de ataque positivo

En resumen, las variables que se pueden considerar que afectan a las fuerzas que se producen en el perfil alar son: la forma del perfil, la superficie de las alas, la densidad y la viscosidad del aire, la velocidad, el ángulo de ataque y los efectos de compresibilidad.

Ahora, se supone que se introduce un ala completa que tiene un perfil alar asimétrico en un túnel aerodinámico capaz de originar una corriente de aire a una velocidad V y con una densidad ρ . Si se coloca el ala a diferentes ángulos de ataque, $\alpha_1, \alpha_2, \dots$ y se miden las fuerzas originadas, se obtiene L_1, L_2, \dots y D_1, D_2, \dots . Como se mantiene la densidad y la velocidad constantes, se pueden adimensionalizar estas fuerzas, siendo q la presión dinámica y S la superficie alar:

$$\frac{L}{q \cdot S} = C_L \quad \frac{D}{q \cdot S} = C_D$$

Ecuación 6. Coeficientes aerodinámicos de sustentación y resistencia.

Si se representan estos coeficientes en función del ángulo de ataque, se observa que, a mayor ángulo de ataque, mayor coeficiente de sustentación, hasta un valor máximo en el que la sustentación disminuye bruscamente, que es lo que se denomina pérdida. Si se realiza el mismo experimento a más velocidad, se obtiene más sustentación por cada ángulo de ataque, pero el denominador $q \cdot S$ también aumenta, por lo que el coeficiente de sustentación es el mismo, solo depende del ángulo de ataque, una vez alcanzado el régimen turbulento (Figura 10 a.).

En la Figura 10.b se observa, por un lado, la variación de C_L en función del espesor para perfiles simétricos, los cuales no producen sustentación a ángulo de ataque nulo. Sin embargo, los perfiles asimétricos, producen sustentación a ángulo de ataque nulo por la diferencia de velocidades en el extradós y el intradós. Por otro lado, el valor del C_L máximo depende de factores como el radio de curvatura del b.a. (aumenta con éste), la curvatura del perfil (aumenta con ésta, al aumentar la circulación sobre el perfil), el espesor (aumenta con éste hasta un valor determinado alrededor del 14%) y el número de Reynolds (aumenta con éste).

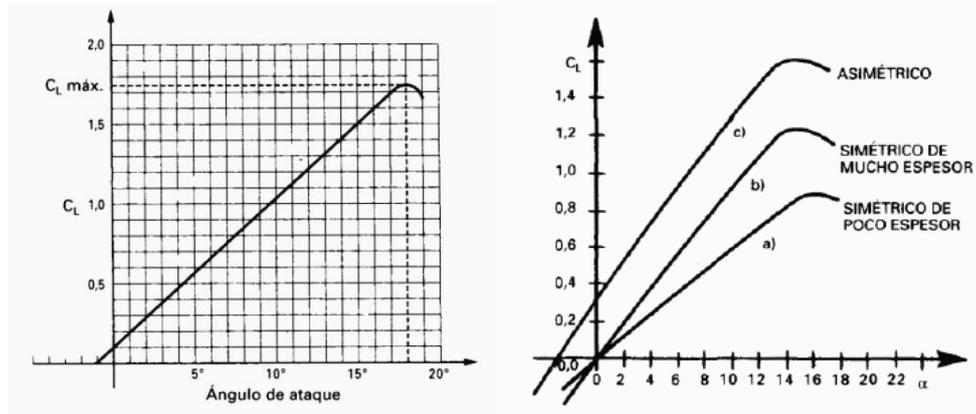


Figura 10. Curvas de sustentación.

Si en lugar de suponer que situamos el ala en un túnel de viento, ahora suponemos que se encuentra en un vuelo real, la sustentación debe tener un valor equivalente al peso, para un vuelo rectilíneo, horizontal y equilibrado:

$$W = \frac{1}{2} \cdot \rho_0 \cdot V_e^2 \cdot S \cdot C_L$$

Ecuación 7. Sustentación para vuelo rectilíneo, horizontal y equilibrado.

En la Ecuación 7, el primer miembro se impone que el peso tiene un valor fijo, y en el segundo miembro, la densidad tiene un valor fijo para una determinada altitud y la superficie alar también se considera fija, por lo que las variables son la velocidad (la que marca el anemómetro corregida por errores) y el coeficiente de sustentación (que depende del ángulo de ataque). Por lo tanto, a mucha velocidad, C_L será pequeño (poco ángulo de ataque), y a medida que disminuye la velocidad, C_L aumentará, hasta alcanzar el C_L máximo que corresponde a la entrada en pérdida. Para otra condición de vuelo que no fuera vuelo horizontal, el razonamiento sería análogo, y el peso estaría multiplicado por un factor de carga. Entonces, se puede concluir que, para un peso determinado y una condición de vuelo, a cada velocidad equivalente le corresponde un ángulo de ataque y viceversa.

De igual manera que ocurre con el coeficiente de sustentación, el coeficiente de resistencia solo depende del ángulo de ataque (Figura 11). Entonces, dado un avión con una configuración fija, las curvas se mantienen constantes y solo dependen del ángulo de ataque.

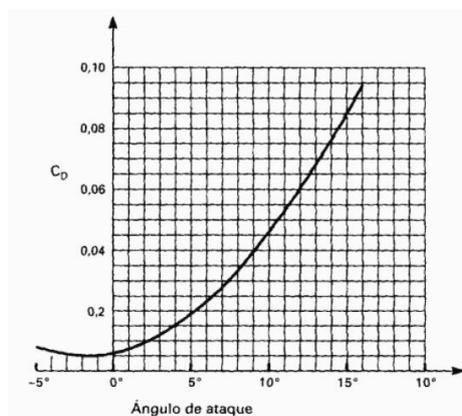


Figura 11. Curva de resistencia.

Éste es el caso de la resistencia inducida, originada por el ala y es debida a la sustentación producida por ésta y a que tiene envergadura finita. Además, existen tres tipos más de resistencia: la resistencia de fricción, debida a las fuerzas por rozamiento en la capa límite; la resistencia de presión o forma, debida a la distribución de presiones que se crea sobre el perfil; y la resistencia de onda, producida por la estela de las ondas de choque. La resistencia parásita se compone de la resistencia de fricción y la de forma, y se puede definir como la parte de la resistencia que no tiene como origen la generación de sustentación. Se suele suponer constante y en la práctica toma un valor fijo.

Además, muy cerca del perfil, las propiedades del fluido se ven fuertemente alteradas, es la zona que se denomina capa límite. Aunque existen varios tipos de capa límite, en este trabajo solo se estudia la capa límite cinemática, que analiza la influencia de la pared sobre el campo de velocidades cercano. En la superficie del cuerpo, debido a la condición de no deslizamiento, el campo de velocidades es nulo, y aumentará según se aleja de la pared hasta alcanzar la velocidad del flujo libre U_∞ . Comúnmente, se suele aplicar el criterio de delimitar la capa límite desde la pared hasta un 99% de U_∞ , aunque existen otros criterios.

El desprendimiento de la capa límite se produce cuando ésta tiene poca velocidad, y existen partículas dentro de ella con velocidad nula en la zona de gradiente de presión desfavorable. En general, cualquier dispositivo que aumente la velocidad de la corriente dentro de la capa límite, como los generadores de torbellinos, o que controle su espesor, evitará su desprendimiento y retrasará su entrada en pérdida. A bajos valores de Reynolds, se tiene una capa límite laminar, ordenada y que minimiza la fricción con el cuerpo. Por el contrario, una capa límite turbulenta tiene un movimiento caótico y un perfil de velocidades mucho más plano cerca de la pared (Figura 12). Debido a que existe una mayor velocidad cerca de la pared en una capa límite turbulenta, provocada por la mezcla continua de partículas de diferentes velocidades, este tipo de capa límite soporta mejor los gradientes adversos de presión y tiende a permanecer adherida.

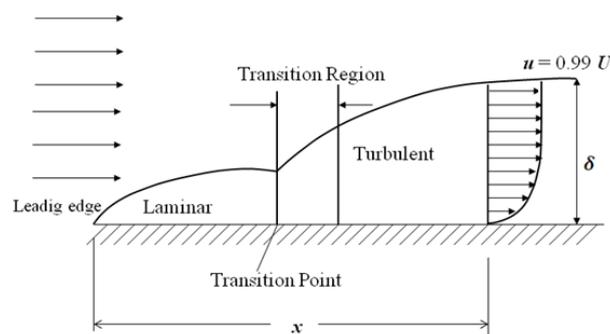


Figura 12. Desarrollo de capa límite.

La distribución de presiones no solo origina fuerzas, sino que también da lugar a momentos aerodinámicos. El criterio de signos del momento de cabeceo es positivo para el momento de encabritado y negativo para el de picado. En un perfil simétrico con ángulo de ataque nulo, las fuerzas en el extradós y en el intradós son iguales, por lo que el momento de cabeceo también será nulo. Si el mismo perfil simétrico tiene un ángulo de ataque positivo, habrá sustentación al ser la fuerza en el extradós mayor que en el intradós, pero al estar aplicadas en el mismo punto no habrá momento (Figura 13).

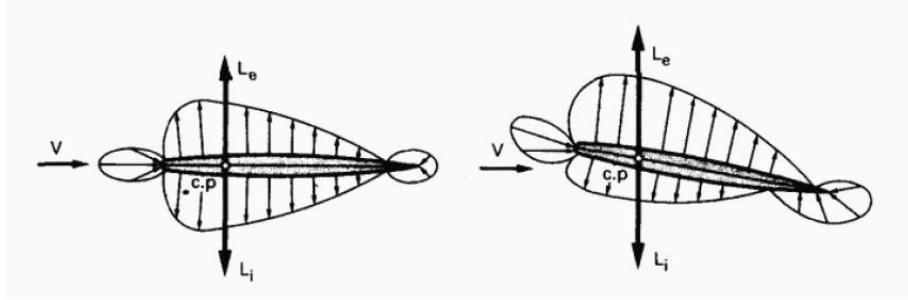


Figura 13. Fuerzas sobre el perfil aerodinámico simétrico

En un perfil asimétrico, la línea de curvatura media es una curva, y aunque el ángulo de ataque sea nulo, existirá sustentación, como se observa en la figura. Como las fuerzas en el extradós y el intradós no están aplicadas en el mismo punto, existirá un momento de picado (Figura 14). La sustentación será la resultante de estas fuerzas, aplicada en el centro de presión. Aunque el ángulo de ataque fuera negativo e hiciera que la sustentación fuera nula, existiría un momento de cabeceo.

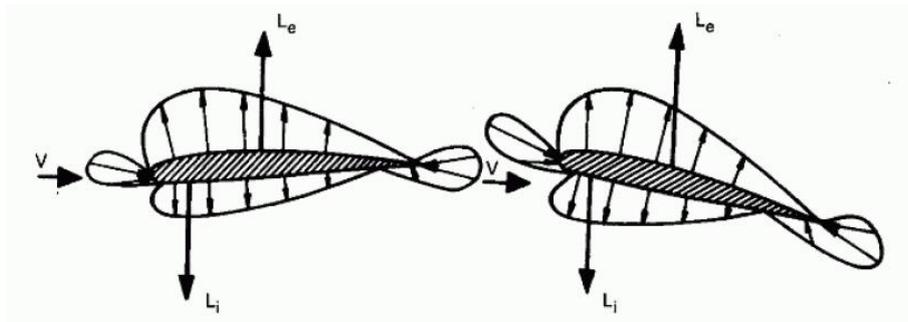


Figura 14. Fuerzas sobre el perfil aerodinámico asimétrico

El valor del momento de cabeceo M , dependerá de las mismas variables que la sustentación, ya que es debido a las mismas causas que ésta (Ecuación 8).

$$M = C_M \cdot q \cdot S \cdot c$$

Ecuación 8. Momento aerodinámico.

El valor de M también depende del punto donde se tomen los momentos. Por ejemplo, en el centro de presión el momento de cabeceo es nulo. Otro punto de interés es el centro aerodinámico, en el que el coeficiente de momento C_M es independiente de C_L , es decir, es constante para cada perfil e independiente del ángulo de ataque. En un perfil plano o curvo, sin espesor, y sin efectos de compresibilidad y viscosidad, el centro aerodinámico se encuentra a un 25% de la cuerda (Aerodinámica y actuaciones del avión, 2015).

3.3. Modelado de la turbulencia en Mecánica de Fluidos

Aunque no es objeto de este trabajo la resolución analítica y computacional del problema del flujo alrededor de perfiles alares, se explicará el concepto del modelado de la turbulencia aerodinámica, ya que se calcularán valores de ésta a través de valores obtenidos en mediciones experimentales.

Todos los flujos encontrados en la práctica de la ingeniería, tanto los chorros bidimensionales, las estelas, los flujos de tuberías, las capas límites de placas planas, como los flujos tridimensionales más complicados, se vuelven inestables por encima de un cierto número de Reynolds (UL / ν , donde U y L son la velocidad y la longitud características del flujo medio y ν es la viscosidad

cinemática). A números bajos de Reynolds los flujos son laminares. A mayor número de Reynolds, se observa que los flujos se vuelven turbulentos. En estos últimos, se desarrolla un estado de movimiento caótico y aleatorio en el que la velocidad y la presión cambian continuamente con el tiempo, lo que provoca la aparición de remolinos en el flujo con una amplia gama de escalas de longitud y tiempo que interactúan de una manera dinámica compleja. Una cantidad sustancial de esfuerzo de investigación se dedica al desarrollo de métodos numéricos para capturar los efectos importantes debidos a la turbulencia. Los métodos se pueden agrupar en las siguientes tres categorías: (An introduction to computational fluid dynamics, 2007)

- **Modelos de turbulencia para las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas por Reynolds (RANS):** se centra en el flujo medio y los efectos de la turbulencia en las propiedades del flujo medio. Antes de la aplicación de los métodos numéricos, las ecuaciones de Navier-Stokes se promedian en el tiempo (o se promedian los conjuntos en flujos con condiciones de contorno dependientes del tiempo). Los términos adicionales aparecen en las ecuaciones de flujo promediadas en el tiempo (o promediadas por Reynolds) debido a las interacciones entre diversas fluctuaciones turbulentas. Estos términos adicionales están modelados con modelos de turbulencia clásica: entre los más conocidos están el modelo $k - \epsilon$ y el modelo de estrés de Reynolds. Los recursos informáticos requeridos para cálculos de flujo razonablemente precisos son modestos, por lo que este enfoque ha sido el pilar de los cálculos de flujo de ingeniería en las últimas tres décadas.
- **Simulación de grandes remolinos (LES):** esta es una forma intermedia de cálculos de turbulencia que rastrea el comportamiento de los remolinos más grandes. El método implica el filtrado espacial de las ecuaciones de Navier-Stokes, que dejan pasar los remolinos más grandes y rechazan los remolinos más pequeños. Los efectos en el flujo resuelto (flujo medio más remolinos grandes) debido a los remolinos más pequeños y no resueltos se incluyen mediante el llamado modelo de escala de sub-malla o *subgrid*. Las ecuaciones de flujo deben resolverse, por lo que las demandas de recursos computacionales en términos de almacenamiento y volumen de cálculos son grandes, pero esta técnica está comenzando a abordar los problemas de CFD con geometría compleja.
- **Simulación numérica directa (DNS):** estas simulaciones calculan el flujo medio y todas las fluctuaciones de velocidad turbulentas. Las ecuaciones de Navier-Stokes se resuelven en mallas espaciales que son lo suficientemente finas para que puedan resolver las escalas de longitud de Kolmogorov en las que se produce la disipación de energía y con pasos de tiempo lo suficientemente pequeños para resolver el período de las fluctuaciones más rápidas. Estos cálculos son altamente costosos en términos de recursos computacionales, por lo que el método no se usa para cálculos de flujos industriales.

A pesar de los esfuerzos realizados para desarrollar modelos de turbulencia RANS, es difícil obtener un modelo de uso universal, debido en gran medida a las diferencias en el comportamiento de los remolinos grandes y pequeños. Los remolinos más pequeños son casi isotrópicos y tienen un comportamiento universal (para flujos turbulentos a números Reynolds suficientemente altos). Por otro lado, los remolinos más grandes, que interactúan y extraen energía del flujo medio, son más anisotrópicos y su comportamiento está definido por la geometría del dominio del problema, las condiciones de contorno y las fuerzas del cuerpo. Cuando se usan las ecuaciones promediadas por Reynolds, el comportamiento colectivo de todos los problemas debe ser descrito por un solo

modelo de turbulencia, pero la dependencia del problema de los remolinos más grandes complica la búsqueda de modelos ampliamente aplicables. Un enfoque diferente para el cálculo de flujos turbulentos acepta que los remolinos más grandes deben calcularse para cada problema con una simulación dependiente del tiempo. El comportamiento universal de los remolinos más pequeños, por otro lado, debería ser más fácil de capturar con un modelo compacto. Esta es la esencia del enfoque de la simulación de grandes remolinos (LES) para el tratamiento numérico de la turbulencia, y es el método que se empleará en la parte computacional de este proyecto.

En lugar de promediar el tiempo, LES utiliza una operación de filtrado espacial para separar los remolinos más grandes y más pequeños. El método comienza con la selección de la función de filtrado y un cierto ancho de filtrado con el objetivo de resolver solo aquellos remolinos con una escala de longitud mayor que el ancho de filtrado. En el siguiente paso, la operación de filtrado espacial se realiza en las ecuaciones de flujo dependientes del tiempo. Durante el filtrado espacial, la información relacionada con los remolinos turbulentos más pequeños y filtrados se destruye. Esto, y los efectos de interacción entre los remolinos más grandes y resueltos y los más pequeños no resueltos, dan lugar a tensiones de escala de sub-malla o tensiones de SGS. Su efecto en el flujo resuelto debe ser descrito por medio de un modelo SGS. Algunos de éstos son: el modelo de Smagorinsky-Lilly, el modelo dinámico de Smagorinsky-Lilly, el modelo WALE y el modelo dinámico de escala subgrid de energía cinética.

3.4. Túnel de viento

Un túnel de viento es una herramienta de investigación diseñada para generar flujos de aire a diferentes velocidades a través de un modelo. Se utilizan normalmente en la investigación aerodinámica para analizar el comportamiento de los flujos en diferentes condiciones, tanto dentro de los canales (aerodinámica interna) como sobre superficies sólidas (aerodinámica externa). Los expertos aerodinámicos pueden usar el entorno controlado del túnel de viento para medir las condiciones de flujo y las fuerzas en los modelos a medida que se diseñan. El hecho de poder recopilar información de los modelos permite a los ingenieros modificar diseños de bajo coste para un rendimiento aerodinámico sin construir numerosos prototipos completamente funcionales. En el caso de este proyecto, el túnel de viento servirá como una herramienta experimental para la toma de medidas de la velocidad del flujo alrededor de perfiles alares.

El uso de esta tecnología experimental tiene grandes ventajas como la capacidad de fijar una condición de flujo determinada, como el número de Mach y la incidencia, así como condiciones de vuelo peligrosas e incontrolables. Asimismo, permite la adquisición y el procesamiento de datos es más simple que si tuviéramos que recopilarlos sobre un vuelo experimental. Por otro lado, la principal desventaja del túnel de viento es que rara vez es posible reproducir exactamente la condición de movimiento a gran escala. Esto se debe principalmente al uso de modelos escalados por el coste del túnel y el consumo de energía.

Los elementos más comunes de un túnel de viento son: (Low-Speed Wind Tunnel Testing, 1984)

- Ventilador: proporciona un aumento de la presión del flujo para superar la pérdida de presión en el circuito del túnel.
- Sección de prueba: proporciona las condiciones de flujo deseables y espacio para el modelo.
- Difusor: es un dispositivo para disminuir la velocidad del flujo de aire y, en consecuencia, reducir la pérdida de presión debido a la fricción.

- Paletas de guía: para guiar el flujo a través de conductos con cambio de dirección y reducir la extensión de los flujos secundarios.
- Conducto de transición: es el dispositivo para conectar los componentes ascendentes y descendientes de diferentes formas de sección transversal.
- Cámara de asentamiento: un gran espacio para disminuir la velocidad del flujo de aire y para gestionar el flujo en una distribución uniforme y una menor intensidad de turbulencia.
- Boquilla: para acelerar la velocidad de flujo para alcanzar el nivel deseable en la sección de prueba, mientras que reduce la intensidad de la turbulencia.

La clasificación más apropiada de los túneles de viento es por el rango de velocidad que cubren: (Yang, 2012)

- i. **Túnel de viento de baja velocidad.** La velocidad de flujo en el túnel de viento subsónico bajo es del rango Mach desde cero hasta 0,3. Las fuerzas viscosas e inerciales son dominantes, mientras que los efectos de compresibilidad son insignificantes.
- ii. **Túnel de viento de alta velocidad.** La designación de velocidad alta generalmente incluye regímenes subsónicos, transónicos y supersónicos de alta velocidad, por lo que el rango de velocidad de flujo para este tipo de túnel es de Mach entre 0,3 y 1,4. Aquí, en principio, los efectos de compresibilidad son de importancia dominante. Sin embargo, los efectos viscosos también juegan un papel importante, en especial cuando la intersección de la capa límite conduce a la separación del flujo.
- iii. **Túnel de viento supersónico.** La velocidad de flujo en el túnel de viento supersónico es el rango de Mach de 1,4 a 5,0. Los efectos de compresibilidad son dominantes. La perturbación de la presión aumenta en el campo de flujo que se propaga aguas abajo.
- iv. **Túnel de viento hipersónico.** La velocidad de flujo en el túnel de viento hipersónico es de Mach por encima de 5,0. Se desea permitir que se produzcan efectos de gas reales. Esto requiere que además del alto número de Mach en la sección de prueba también se proporcionen altas temperaturas totales. Las altas temperaturas, que están relacionadas con altas presiones, producen la vibración de las moléculas de gas, posiblemente causando la disociación y la ionización. Estas son características dominantes de los flujos hipersónicos en los que el gas ya no puede tratarse como un gas ideal. A medida que aumenta el número de Mach, se tiende a túneles de viento de funcionamiento intermitente vinculados con un dispositivo de almacenamiento de energía apropiado.

La otra clasificación del túnel de viento está basada en la circulación del flujo:

- i. **Túnel de viento de circuito abierto.** Es el primer tipo de túnel de viento construido. Este túnel se conoce generalmente como un tipo de Eiffel. Consiste en una boquilla, en la sección de prueba, un difusor y una unidad de conducción. El trabajo principal de este túnel de viento es una aspiración directa del aire atmosférico que se encuentra fuera del túnel de viento que se introduce en la cámara de estabilización del túnel y continúa hasta el final del túnel de viento utilizando una unidad de conducción, hasta que el aire se expulsa a la atmósfera. La posición de las unidades motrices suele ser el extremo aguas abajo donde se opera el túnel como túnel de succión.

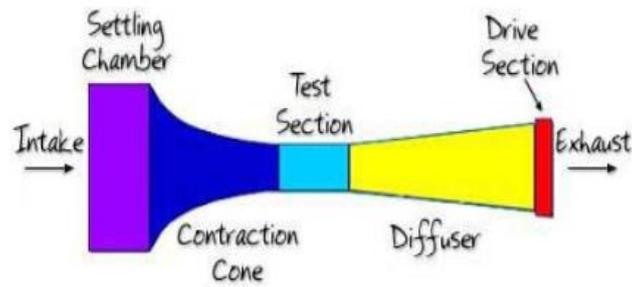


Figura 15. Túnel de viento de circuito abierto.

- ii. **Túnel de circuito cerrado.** El túnel de circuito cerrado se ha desarrollado para reducir la cantidad de energía utilizada. Este túnel también se conoce por el nombre de Gotinga. El trabajo principal de este túnel es hacer circular el flujo de aire usado que pasa por el difusor a la cámara de estabilización utilizando el canal de transición. Consta de tres tipos que incluyen retorno simple y doble. De estos, solo el primero es aceptado en la actualidad.

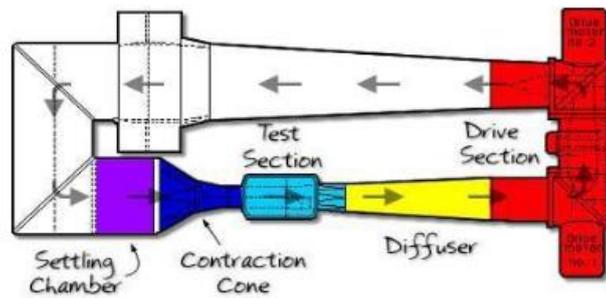


Figura 16. Túnel de viento de circuito cerrado.

Capítulo 4

DISEÑO DE SISTEMA PARA POSICIONAMIENTO DE SONDA

4.1. Introducción

En los túneles de viento, se emplean tubos de Pitot para medir la velocidad de la corriente, a través de la diferencia entre la presión de remanso y la presión estática, pero este instrumento solo permite obtener velocidades medias del flujo. Para medir las fluctuaciones o variaciones de la velocidad es necesario emplear otras metodologías como anemometría térmica o con hilo caliente (HW), anemometría con Láser Doppler (LDA) o velocimetría de imágenes de partículas (PIV). En este proyecto, se diseña y se fabrica una estructura para sostener y posicionar una sonda de hilo caliente para mejorar las mediciones de anemometría térmica.

Al tratarse de un túnel de viento, existe una serie de requerimientos específicos para la estructura que deben cumplirse.

En este capítulo, se presenta la configuración para dicha estructura y se detallan, en los siguientes apartados, las distintas fases del diseño de la misma, con el fin de justificar la viabilidad estructural y económica de esta propuesta.

4.2. Fases y cronograma del diseño

El diseño de un producto industrial está formado por diferentes fases o etapas. Las primeras suelen comprender el diseño del producto. Después, están las etapas de validación del diseño y fabricación. Y, por último, se encuentran las fases finales de salida al mercado, en el caso de que se quiera comercializar el producto. Este capítulo se centra principalmente en las etapas de diseño y validación para, posteriormente, pasar a la fabricación del sistema y realizar el análisis experimental a través de la toma de medidas del anemómetro en diferentes puntos de la sección de medida del túnel de viento mediante el posicionamiento de la sonda con este sistema.

A continuación, en el siguiente cronograma (Tabla 1), se resumen las diferentes etapas del diseño y la planificación temporal de las mismas.

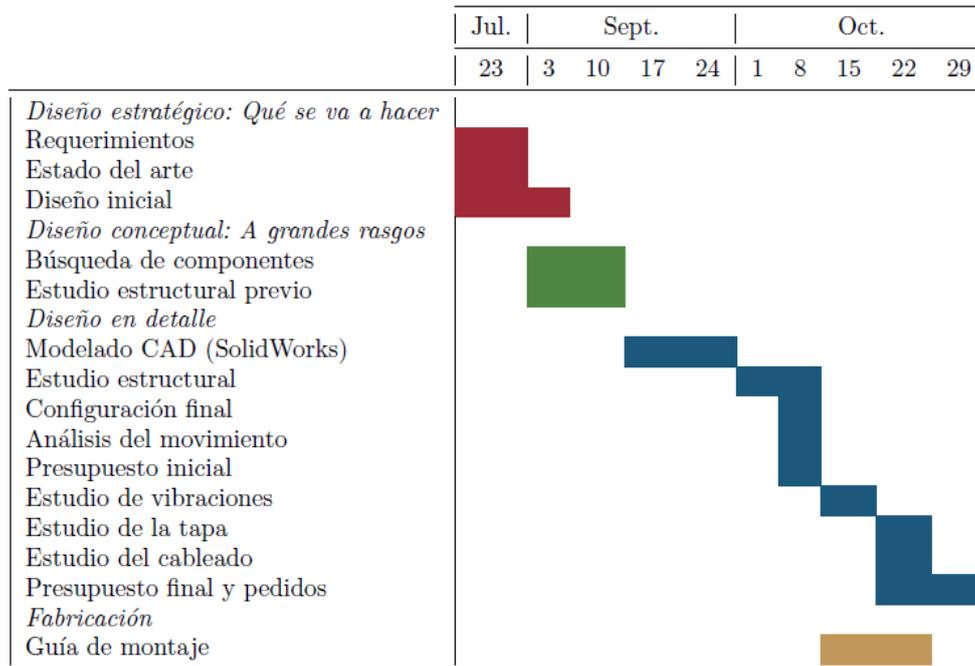


Tabla 1. Cronograma del diseño del sistema de posicionamiento de sonda.

4.3. Requerimientos

Las dimensiones de la cámara de medida son 880 mm de largo, 470 mm de anchura y 440 mm de altura. La tapa original de la cámara consiste en una placa de metacrilato sin ningún orificio. A continuación, se propone el diseño de un sistema de posicionamiento anclado a una nueva tapa que se diseñará específicamente para dicho sistema. Asimismo, se debe cumplir la condición de estanqueidad dentro de la cámara y que la estructura en sí no perturbe el flujo libre aguas arriba para no alterar las mediciones del anemómetro.

Además, la estructura deberá soportar como máximo una velocidad del flujo de aire de 60 m/s. Los componentes deberán ofrecer la mínima resistencia aerodinámica posible y, a la vez, ser resistentes mecánicamente a la corriente de aire y a las posibles vibraciones.

Otro requisito es que la estructura debe ser portable, es decir, se debe poder montar y desmontar, ya que el túnel de viento se puede utilizar para prácticas académicas y otros proyectos de investigación, en los que no se emplea el anemómetro. Por lo tanto, no se podrán modificar las paredes de la cámara de medida, esto quiere decir que no se podrá fijar, anclar o atornillar nada a ellas. Además, la estructura se tiene que poder transportar, por lo que tanto su peso como el de la tapa están limitados.

Por último, la solución propuesta debe ser viable desde un punto de vista económico.

4.4. Estado de arte y alternativas

Una vez establecidos los requerimientos, se ha realizado una compilación de instalaciones de anemómetros de hilo caliente y de otras sondas en túneles aerodinámicos.

Las primeras publicaciones referentes a anemómetros de hilo caliente como instrumentos de medida de velocidad son de L. V. King en 1914. Diez años más tarde, en 1924, E. Huguenard, A.

Magnan, y A. Planiol emplean anemómetros de este tipo para medir rachas de viento. En 1927, la *National Advisory Committee for Aeronautics* (NACA) publica un informe en el que verifican que es posible emplear este tipo de anemómetro para medir fluctuaciones de la velocidad, e incluyen esquemas y fotografías de la instalación. En ella, únicamente fijan la sonda cerca o lejos de la pared del túnel (Figura 17 y Figura 18).

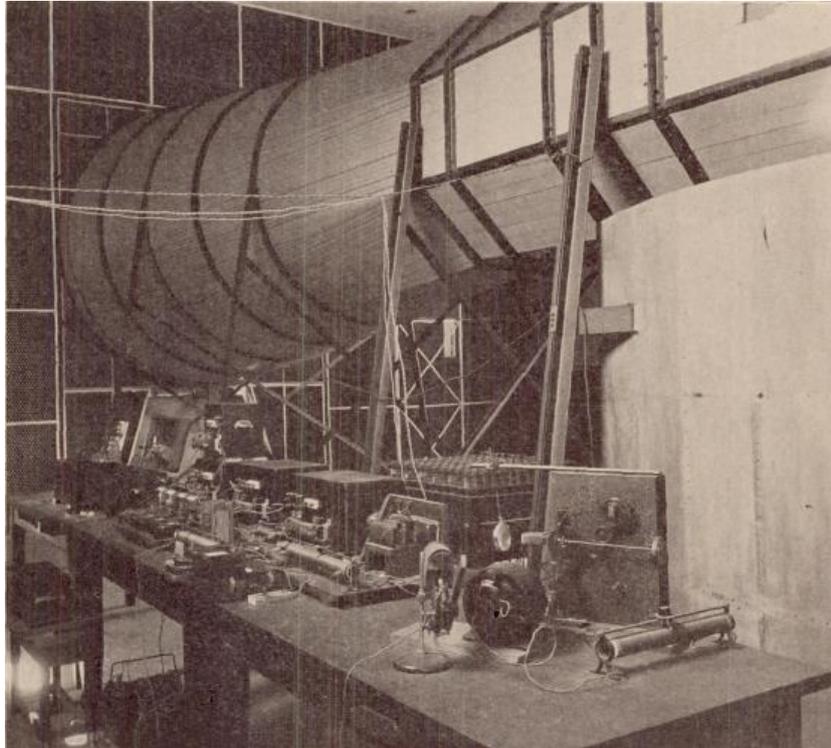


Figura 17. NACA Technical Report 320. Túnel aerodinámico con anemómetro de hilo caliente.

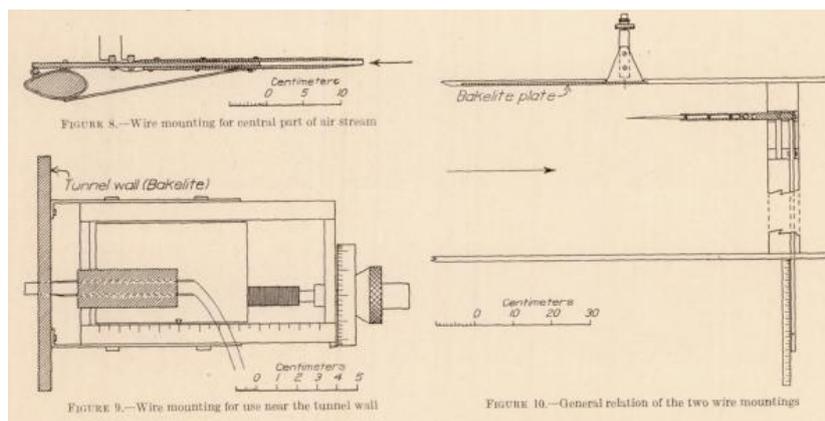


Figura 18. NACA Technical Report 320. Colocación de la sonda.

Únicamente en túneles de viento de dimensiones más grandes que las propuestas en este proyecto, se han encontrado estructuras diseñadas para el soporte de anemómetros de hilo caliente. Como ejemplo, se muestra el túnel de viento de LM Wind Power A/S de la Universidad DTU de Dinamarca, de dimensiones de 7 m de largo, por 1,3 m de ancho por 2,7 m de altura, que cuenta con un soporte para el anemómetro en dos de los ejes.



Figura 21. CSM Senior Design Project - 3D Traverse System. Posicionamiento 3 Ejes.

Con desplazamiento mecánico de la sonda, se han encontrado ejemplos donde el posicionamiento se realiza desde el exterior del túnel, como en el prototipo de túnel empleado, en el Edgewood Chemical Biological Center, de la Figura 22.

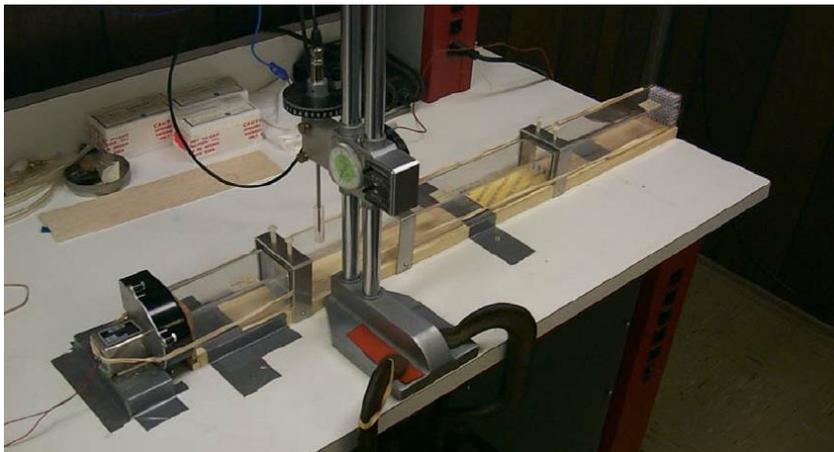


Figura 22. Environmental Fate of Toxic Chemicals on Surface Materials in Laboratory Wind Tunnels: Measured and Computed Wind Speeds and Flow Fields.

La empresa Optical Sciences, de igual modo, introduce la sonda desde un orificio en la cámara de medida (Figura 23).



Figura 23. Optical Sciences Ltd.

Todos los dispositivos encontrados en la literatura para túneles de viento de dimensiones similares a las propuestas, posicionan la sonda desde el exterior o la fijan en el interior del túnel, por lo que no se han encontrado precedentes del sistema de posicionamiento interior requerido.

Asimismo, como se mencionó en el apartado *Justificación* del primer capítulo, en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València, se dispone de un sistema de posicionamiento de sonda exterior al túnel de viento, pero no cumple el requerimiento de estanqueidad deseada y la posición de la sonda queda limitada a las posiciones de los orificios que contiene la tapa de la sección de medida del túnel de viento (Figura 24).



Figura 24. Sistema de posicionamiento de sonda en DMMT UPV.

Se valoran, entonces, diferentes alternativas de diseño para el sistema, teniendo en cuenta todos los requerimientos citados en el apartado 4.3.

Como primera idea se pensó en diseñar una estructura similar a un puente grúa industrial o de tipo pórtico (Figura 25), pero debe tenerse en cuenta que según se incluyen objetos en la sección de medida se pierde área efectiva.

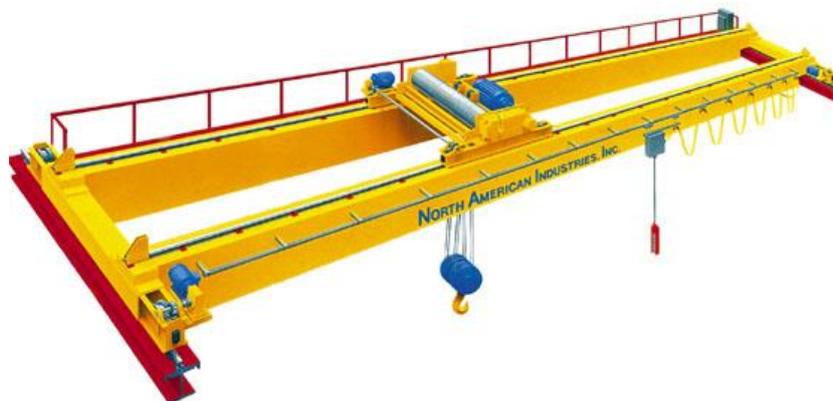


Figura 25. Puente grúa o plataforma elevadora.

Esto nos llevó a la segunda idea, la utilización de un brazo robótico (Figura 26), pero se descartó rápidamente al tener en cuenta que el sistema debe soportar una velocidad de 60 m/s, por lo que

las dimensiones del brazo deberían ser mayores que las esperadas. Además, esta opción requería de un gran desarrollo software para programar las distintas posiciones de la sonda.



Figura 26. Brazo robótico.

Entonces, se pensó en desarrollar un sistema similar a una impresora 3D (Figura 27) o un CNC, pero se descartó la idea de una mesa móvil, ya que perturbaría el flujo e interferiría en las medidas.

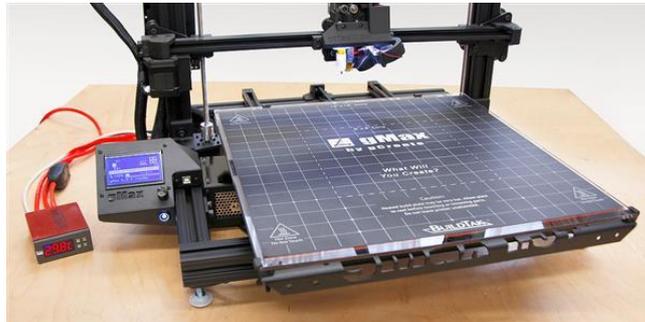


Figura 27. Base impresora 3D.

Finalmente, se retomó la primera idea de puente grúa, y se fusionó con la tercera, por lo que se diseñaría una estructura similar a un puente grúa, pero con el sistema de movimiento en los tres ejes de una impresora 3D.

4.5. Configuración inicial

Se ha elegido una configuración similar a un puente grúa o de pórtico, ya que se busca posicionar la sonda en los tres ejes (x, y, z). El modo de funcionamiento es similar a un CNC, esto es, se emplea una combinación de servomotores y husillos, también llamados tornillos de avance o de potencia, para conseguir el movimiento en cada uno de los ejes.

Se realiza un croquis a mano alzada de la configuración elegida (Figura 28). El eje X, en la dirección de la velocidad de la corriente, se encuentra anclado a la tapa, y consigue el movimiento del resto de la estructura a través de dos motores sincronizados que hacen girar dos husillos, lo que provoca el desplazamiento longitudinal de la estructura a través del deslizamiento de una tuerca en cada husillo. El eje vertical o Z consiste en un sistema similar, con la particularidad de que se emplean dos motores *non-captive*, que se deslizan a través de su respectivo husillo, los cuales se encuentran fijados en los extremos, consiguiendo así subir o bajar el eje Y. Por último, el eje lateral o Y, desplaza la sonda a lo ancho del túnel, mediante el mismo mecanismo que el eje Z. La sonda se encuentra anclada al motor de este eje a través de un soporte.

Con este sistema, solo es necesario un orificio en la tapa para introducir la sonda y los cables (además de los taladros para anclar la estructura). Además de la estanqueidad, tiene otra ventaja, como que el sistema está anclado a una tapa diseñada para esta estructura, y que, en caso de que no se requiera el uso del anemómetro, se puede retirar fácilmente del túnel de viento.

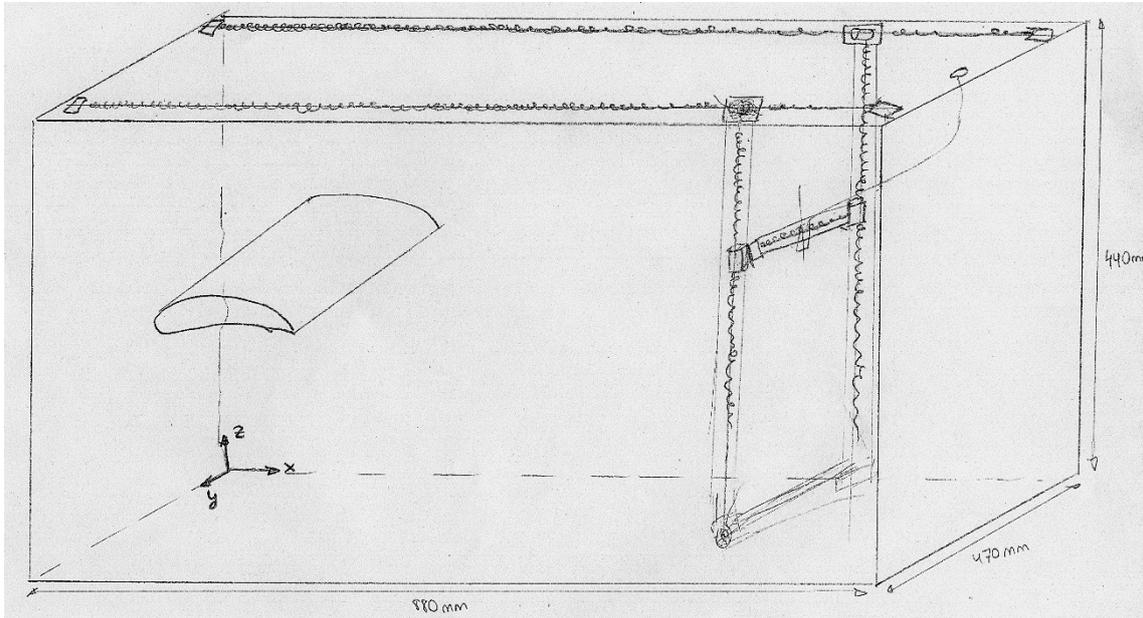


Figura 28. Croquis de la configuración seleccionada.

En el siguiente apartado, se procede a la búsqueda de componentes disponibles en el mercado que permitan los desplazamientos deseados de la estructura.

4.6. Selección de componentes, materiales y dimensionado

A continuación, se presenta un resumen de los componentes que se emplearán en cada eje de la estructura. Cada uno de ellos se detallará en cada uno de los siguientes subapartados, en los cuales se muestra una comparativa de diferentes opciones o variantes de modelos, con sus dimensiones y precios orientativos. Más adelante, tras el desarrollo del CAD 3D y la comprobación física mediante mediciones en el túnel de viento, se concretarán las dimensiones exactas de los componentes (disponibles en el mercado), y, en el documento de Presupuesto, se indicarán los proveedores y precios de los componentes seleccionados.

4.6.1. Eje longitudinal o X

El movimiento lineal en este eje es el primero a estudiar. Se podría decir que es el más sencillo de conseguir, ya que se realizará desde la parte superior de la cámara de medida, lo que quiere decir que se podrán anclar los componentes necesarios para hacer posible este movimiento a la tapa de la cámara, la cual se diseñará y fabricará específicamente para este proyecto. Esta es una ventaja de cara a conseguir una mayor rigidez de la estructura y resistencia frente a vibraciones producidas por el paso del aire cuando el túnel se encuentra en funcionamiento. Sin embargo, esta configuración tiene la desventaja de que esta parte deberá soportar el peso de toda la estructura del sistema de posicionamiento.

Se ha realizado una búsqueda de diferentes tipos de tecnologías lineales que existen en el mercado. En concreto, se han buscado mayoritariamente proveedores en España. Algunos de

ellos, como DBR AUTOMATION, S.L., distribuidor de Bosch Rexroth en Andalucía, ofrecen la posibilidad de comprar módulos lineales y compactos en diferentes medidas, como se observan en la Figura 29 y Figura 30. Tras solicitar presupuesto, se ha descartado esta opción debido a su elevado coste - según DBR AUTOMATION - no menos de 1.000 euros. Hay multitud de configuraciones distintas, accesorios, tamaños... esto sería solo el módulo lineal, el cual debería ir acompañado de su correspondiente motor y de todos los elementos para realizar la instalación.

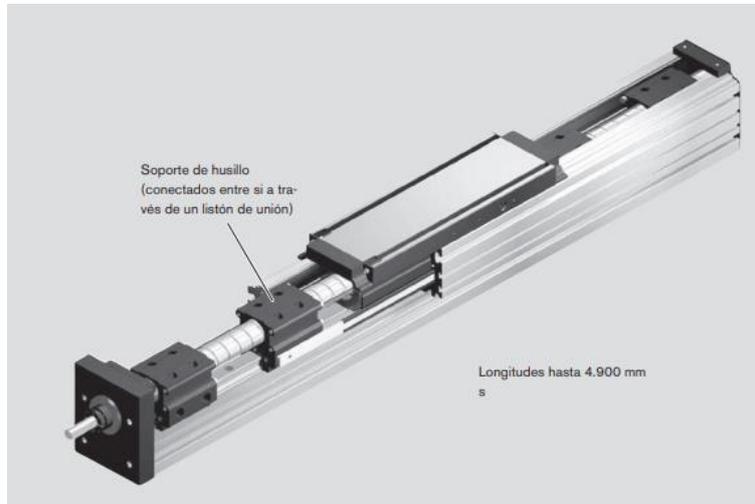


Figura 29. Catálogo Tecnología lineal Rexroth. Módulo lineal



Figura 30. Catálogo Tecnología lineal Rexroth. Módulo compacto.

Entonces, se estudió la posibilidad de que el sistema estuviera compuesto de patines guía y carriles lineales, como se muestra en la Figura 31. Estos patines pueden tener gran precisión por un precio bastante económico (en las páginas web de empresa españolas, como ADAJUSA y SUCARMO, S.L., se pueden encontrar desde aproximadamente 20 euros). Sin embargo, existe el inconveniente de que el movimiento debe ser generado de forma externa, por lo que esta combinación de patín y carril no es la más adecuada en nuestro caso, debido a que se busca conseguir el movimiento mediante un sistema lo más sencillo y compacto posible.



Figura 31. TBI MOTION Technology Co. Ltd. Guías lineales formadas por patín y carril.

Finalmente, se plantea una configuración a través de una unidad de accionamiento compuesta por un husillo de bolas, un servomotor que lo hace girar y un portatuercas que se deslizará con la tuerca a lo largo del husillo.



Figura 32. Sistema de husillo-motor-portatuercas.

Se presentan dos configuraciones en la Figura 32: una cerrada, con carcasa, y otra abierta. La segunda opción es más sencilla de fabricar y dado que la estructura estará anclada a la tapa, cercana a la pared superior de la cámara, no se perturbará el flujo en el interior de la cámara de medida. Si experimentalmente se observara que esto no se cumple, bastaría con diseñar una carcasa aerodinámica que envolviera cada eje X.

En resumen, los principales componentes de este eje son:

- 2 Husillos
- 2 Tuercas
- 2 Portatuercas
- 2 Anclajes soporte y fin de husillo (sujeción a la tapa)
- 2 Motores paso a paso
- 2 Acoplamientos motor-husillo
- 2 Uniones portatuercas-eje Z

Ensamblaje con husillos

Se ha optado por este tipo de componente, llamado también tornillo de avance o de potencia, para mover la sonda en los tres ejes (X, Y, Z) por ser un componente rígido, resistente, compacto,

preciso y por su simplicidad a la hora de mover la estructura. En el caso del eje longitudinal, dos motores servo harán girar los husillos, y ese giro hará que se transmita el movimiento a una tuerca, la cual deslizará el resto de la estructura a lo largo de este eje.

Éstos deben tener una dimensión algo inferior a la longitud de la cámara de medida, para dejar espacio al motor que mueve este eje. Se reservan 80 mm para motor y anclajes requeridos, por lo que en este eje los dos husillos tendrán una longitud de 800 mm aproximadamente.

Además, se han seleccionado husillos de bolas (Figura 33) ya que facilitan el deslizamiento de la estructura y tienen un coeficiente de fricción inferior a los husillos trapezoidales, lo cual es conveniente, ya que como se ha mencionado anteriormente, este eje deberá soportar el peso de toda la estructura.



Figura 33. Husillo de bolas.

Los husillos o tornillos de potencia se caracterizan por el paso, el ángulo de la hélice y el avance (Figura 34). El paso (*pitch*) se define como la distancia entre dos filetes consecutivos de la rosca medida en la dirección del eje del tornillo, mientras que el avance (*lead*) es la distancia recorrida por la tuerca al dar una vuelta completa. En husillos de una sola rosca, ambos coinciden. En husillos de entrada múltiple, el avance es el paso multiplicado por el número de entradas.

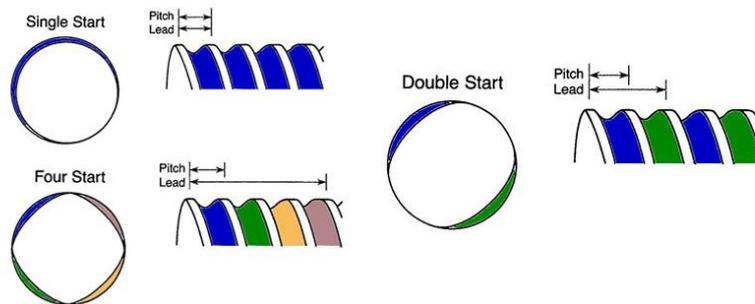


Figura 34. Diferencia entre paso y avance.

Conjuntamente con el husillo, se compra una tuerca compatible con éste, que cuente con una cadena de bolas, la cual facilita el deslizamiento al reducir la fricción entre husillo y tuerca (Figura 35).



Figura 35. Tuerca compatible con husillo de bolas.

A esta tuerca se acopla un portatuercas, con roscas en la parte inferior, para atornillar el eje Z a este eje (Figura 36).



Figura 36. Portatuercas.

Además, se precisa de un componente de soporte al inicio y al final de cada husillo, que permitirá el anclaje a la tapa (Figura 37).



Figura 37. Soporte con rodamiento fin de husillo.

Para acoplar el eje del motor al eje del husillo y permitir que le transfiera su movimiento rotatorio, se emplea un acoplamiento como el de la Figura 38. Este modelo tiene la ventaja de que permite acoplar dos ejes de diferentes diámetros.



Figura 38. Acoplamiento husillo-motor.

Finalmente, se deja abierta la posibilidad de recubrir el sistema de movimiento en este eje con una carcasa, si se perturbara el flujo aguas arriba del perfil introducido en el túnel.

Motores

Los servomotores son motores eléctricos cuya velocidad y posición del eje se pueden controlar. Se ha elegido este tipo de motor para poder automatizar el posicionamiento de la sonda a través de un sistema empotrado.

Hay varios tipos de servomotores, en función de su uso y el sistema mixto de piezas electromecánicas y electrónicas que los componen. Una clasificación de estos motores es la siguiente: de corriente continua, de corriente alterna, de imanes permanentes y paso a paso (en inglés, *stepper motor*). Estos últimos se caracterizan por girar de manera no continua, sino por pasos, es decir, se mueve una cantidad determinada de grados. Son ideales para mecanismos donde se requieren movimientos muy precisos. Es por ello que se ha optado por buscar y comparar motores de este tipo.

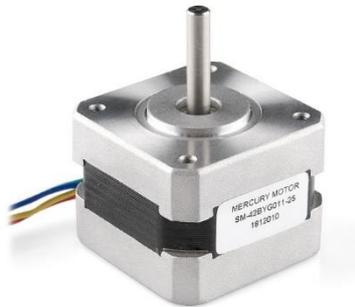


Figura 39. Servomotor paso a paso.

Antes de comenzar la búsqueda de este tipo de motor, es necesario calcular ciertas características, como el peso que los husillos tienen que mover y el par que debe tener el motor para hacerlos girar.

Los husillos son de acero, cuya densidad es 7900 kg/m^3 aproximadamente, varía con el tipo de acero (inoxidable, al cromo, férrico, etc.). En este eje se selecciona una métrica 12, ya que es la métrica más pequeña de la serie comercial de husillos SFU. Existen otras series, como la SFK, con métricas 8 y 10, pero son más difíciles de comprar. Más adelante, en los apartados de análisis estructural se comprobará si esta métrica es adecuada para este eje.

En este eje, los husillos tendrán una longitud de 800 mm aproximadamente, por lo que pesarán alrededor de 0,7 kg cada uno. El resto de husillos tienen longitudes inferiores, pero hay que tenerlos en cuenta ya que el husillo en el eje X deberá soportar la carga de estos. Otro dato a tener en cuenta es el peso de los motores y los soportes de sujeción, que se estima alrededor de 0,2 kg, variando con el modelo del motor. En total, se aborda el problema con la hipótesis de que se tienen tres husillos que miden en torno a 400 mm y tres motores paso a paso de 0,2 kg cada uno. Además, debe tenerse en cuenta el peso de los componentes de anclaje como soportes de los motores y husillos, tornillos, tuercas, por lo que el peso aproximado de la estructura será del orden de 3 kg, a repartir en cada eje X. Esta cifra es simplemente un valor estimado para deducir el rango de motores que pueden servir para mover este eje.

A continuación, en la tabla 2, se listan las características de la estructura y los husillos de este eje, para caracterizar el motor. Los coeficientes de fricción se han obtenido a través de tablas de coeficientes de rozamiento en función de los materiales de los husillos y las tuercas, y la eficiencia o trabajo útil realizado por un tornillo de potencia en una revolución del elemento que gira, mediante la relación entre el producto de la fuerza por distancia que recorre la carga y el trabajo aportado al sistema. Las tablas y las fórmulas que se han empleado se han obtenido de apuntes de Tornillos de Potencia del Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales (UPV) y del documento técnico “Selection Calculations For Motors” del proveedor de husillos de bolas Oriental Motor.

Se empleará la palabra *pulso* para referirse a los pasos del motor, para evitar que se confunda con el paso del husillo.

Masa estructura - m [kg]	1.5
Longitud husillo [mm]	800
Carrera husillo [mm]	750
Diámetro medio husillo - dm [mm]	12
Material husillo - acero, densidad - ρ [kg/m ³]	7900
Avance husillo - L [mm]	8
Coefficiente fricción superficie - μ [-]	0.25
Eficiencia del husillo de bolas - η [-]	0.45
Coefficiente fricción precarga tuerca - μ_0 [-]	0.3
Resolución deseada - ΔL [mm/pulso]	0.1
Tiempo posicionamiento - tp [s]	30
Inclinación - λ [°]	0

Tabla 2. Características husillos eje X.

A partir de las características del husillo seleccionado para el eje X, en primer lugar, se calcula la resolución requerida, es decir, cuántos grados debe recorrer el motor en un pulso:

$$\theta = \frac{360^\circ \cdot \Delta L}{L} = \frac{360^\circ \cdot 0,1}{8} = 4,5^\circ$$

Entonces, se calcula el número de pulsos del motor necesarios para completar una vuelta, y avanzar 8 mm en este caso:

$$\frac{\text{Pulsos}}{\text{vuelta}} = \frac{360^\circ}{\theta} = \frac{360^\circ}{4,5^\circ} = 80 \text{ pulsos/vuelta}$$

A continuación, se define el patrón de funcionamiento del motor (Figura 40). Para ello, se calculan los pulsos necesarios para recorrer la carrera del husillo, es decir, los pulsos de operación:

$$A = \frac{\text{carrera}}{L} \cdot \frac{360^\circ}{\theta} = \frac{750}{8} \cdot \frac{360^\circ}{4,5^\circ} = 7500 \text{ pulsos}$$

Se calcula el tiempo de aceleración (desaceleración) como un 25 por ciento del tiempo de posicionamiento seleccionado:

$$t1 = tp \cdot 0,25 = 30 \cdot 0,25 = 7,5 \text{ seg}$$

La frecuencia de operación es el cociente entre los pulsos de operación y el tiempo de posición menos el tiempo de aceleración del motor:

$$f_2 = \frac{A}{t_p - t_1} = \frac{7500}{30 - 7,5} = 333,33 \frac{\text{pulsos}}{\text{seg}} = 333,33 \text{Hz}$$

La velocidad de operación, en rpm, es:

$$N = \frac{\theta}{360^\circ} \cdot f_2 \cdot 60 = \frac{4,5^\circ}{360^\circ} \cdot 333,33 \cdot 60 = 250 \text{rpm}$$

Finalmente, la velocidad lineal, esto es, el desplazamiento horizontal de la estructura por el eje X por unidad de tiempo:

$$V = \frac{N \cdot L}{60} = \frac{250 \cdot 0,008}{60} = 0,033 \frac{\text{m}}{\text{seg}} = 33 \frac{\text{mm}}{\text{seg}}$$

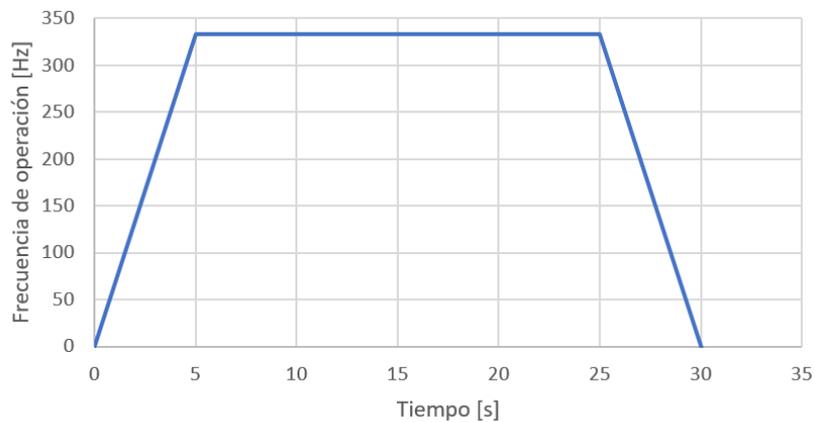


Figura 40. Patrón de operación del motor.

Finalmente, se obtiene el par requerido, dato imprescindible para la selección del motor. Para ello, primero se calcula el par de carga, y después, el par de aceleración del motor.

Fuerza en la dirección del eje:

$$F = m \cdot g \cdot (\sin \lambda + \mu \cos \lambda) = 1,5 \cdot 9,81 \cdot (\sin 0^\circ + \mu \cos 0^\circ) = 3,68 \text{ N}$$

Precarga de la unión de la tuerca y el husillo:

$$F_0 = \frac{F}{3} = 1,23 \text{ N}$$

Par de carga:

$$T_{carga} = \frac{F \cdot L}{2 \cdot \pi \cdot \eta} + \frac{\mu_0 \cdot F_0 \cdot L}{2 \cdot \pi} = \frac{3,68 \cdot 0,008}{2 \cdot \pi \cdot 0,45} + \frac{0,3 \cdot 1,23 \cdot 0,008}{2 \cdot \pi} = 0,0108 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Para calcular el par de aceleración es necesario previamente obtener las inercias del husillo y la carga.

Inercia del husillo de bolas:

$$J_{\text{husillo}} = \frac{\pi}{32} \cdot \rho \cdot L_{\text{husillo}} \cdot d_m^4 = \frac{\pi}{32} \cdot 7900 \cdot 800 \cdot 0,012^4 = 1,29 \cdot 10^{-5} \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Inercia de la carga:

$$J_{\text{carga}} = m \cdot \left(\frac{L}{2\pi}\right)^2 = 1,5 \cdot \left(\frac{0,008}{2\pi}\right)^2 = 2,43 \cdot 10^{-6} \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Inercia total:

$$J_{\text{total}} = J_{\text{husillo}} + J_{\text{carga}} = 1,53 \cdot 10^{-5} \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Par de aceleración:

$$\begin{aligned} T_{\text{acel}} &= (J_0 + J_{\text{total}}) \cdot \frac{\pi \cdot \theta}{180^\circ} \cdot \frac{f_2}{t_1} = (J_0 + 1,53 \cdot 10^{-5}) \cdot \frac{\pi \cdot 4,5^\circ}{180^\circ} \cdot \frac{333,33}{7,5} \\ &= 3,49J_0 + 5,34 \cdot 10^{-5} \text{N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

Par de total requerido con factor de seguridad 2:

$$T_{\text{total}} = (T_{\text{carga}} + T_{\text{acel}}) \cdot 2 = (0,0108 + 3,49J_0 + 5,34 \cdot 10^{-5}) \cdot 2 = 6,98J_0 + 0,021 \text{N} \cdot \text{m}$$

Finalmente, se hace una estimación de la potencia de motor requerida:

$$\text{Potencia} = \frac{\text{Fuerza} \cdot \text{carrera}}{tp} = \frac{1,5 \cdot 9,81 \cdot 0,25 \cdot 0,750}{30} = 0,092 \text{W}$$

Se han buscado proveedores de este tipo de motor que satisfagan estas características para sondear modelos y precios en el mercado.

La mayoría de los motores paso a paso (PaP) tienen una nomenclatura NEMAXX, donde NEMA es el acrónimo de *National Electrical Manufacturers Association* (EEUU) y XX es un número que indica la dimensión del motor en décimas de pulgadas. En general, más tamaño suele implicar más par del motor, pero no tiene por qué ser así, depende del fabricante y de las características del motor. Uno de los modelos más estándar es el NEMA17, que corresponde a dimensiones de 1,7 x 1,7 pulgadas (42,3 x 42,3 mm). Al consultar el *datasheet* este modelo en un proveedor de electrónica (Adafruit), se comprueba que el motor de este fabricante cumple con los requerimientos previos.

Item	Specifications
Step Angle	1.8°
Step Angle Accuracy	±5% (full step, no load)
Resistance Accuracy	±10%
Inductance Accuracy	±20%
Temperatru Rise	80°CMax. (rated current,2 phase on)
Ambient Temperatuar	-20°C~+50°C
Insulation Resistance	100M?Min.,500VDC
Dielectric Strength	500VAC/ for one minute
Shaft Radial Play	0.02Max. (450 g-load)
Shaft Axial Play	0.08Max. (450 g-load)
Max. radial force	28N (20mm from the flange)
Max.axial force	10N

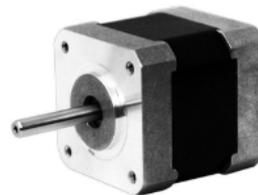


Figura 41. NEMA17 Especificaciones (1)

Model No	Rated Voltage	Current /Phase	Resistance /Phase	Inductance /Phase	Holding Torque	# of Leads	Rotor Inertia	Weight	Detent Torque	Length
XY42STH34-0354A	V	A	Ω	mH	Kg-cm		g-cm ²	kg	g-cm	mm
	12	0.35	34	33	1.6	4	35	0.22	120	34

Figura 42. NEMA17 Especificaciones (2)

En la Figura 41, se observa que el ángulo de paso es de $1,8^\circ$, por lo que es inferior al deseado, es decir, tiene una mayor resolución, y la máxima fuerza axial es de 10 N, y en este caso solo se requiere 3,68 N al tratarse de un sistema con husillo de bolas, como se ha calculado previamente. Por otro lado, en la Figura 42, se comprueba que la máxima potencia es de 4,2 W, cuando la mínima requerida para hacer girar el husillo es de 0,092 W, y que el par del motor o *Holding Torque* es de 1,6 kg-cm, que equivale a 0,16 N·m aproximadamente, siendo superior al par necesario de 0,022 N·m. Se ha tenido en cuenta una inercia de rotación J_o de $3,5 \cdot 10^{-6}$ [kg·m²] (la que aparece en las especificaciones del motor).

El precio de este motor es de 14,00 dólares. Se han consultado otros proveedores y los precios son similares.

Guía lineal

En el apartado de análisis estructural, se verá que es necesario incluir esta guía lineal, formada por un patín y un raíl, como la de la Figura 43, para evitar un desplazamiento excesivo de la estructura en la dirección longitudinal provocado por la corriente de aire.

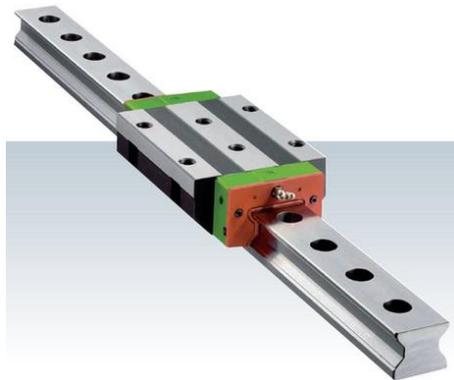


Figura 43. HIWIN Corporation. Guía lineal.

4.6.2 Eje vertical o Z

El movimiento en este eje se consigue a través de husillos y motores paso a paso, pero esta vez será el motor el que se deslice a través del husillo, el cual permanece inmóvil. Este eje se encuentra anclado al eje X. Esta parte de la estructura debe soportar menos peso que la parte longitudinal, por lo que se seleccionan husillos de una métrica inferior. Además, éstos serán husillos trapezoidales (en inglés, *lead screw*), ya que el sistema de rodamiento va embebido en el motor. Este tipo de motor se denominan en inglés *non-captive*, *through-type* o *threaded shaft*.

A continuación, se listan los componentes de este eje:

- 2 Motores paso a paso *non-captive*
- 2 Husillos trapezoidales
- 2 Placas fin de husillo

- 2 Anclajes motor - eje Y

Motores

En este caso, se seleccionan conjuntamente motor y husillo. Se ha optado por seguir con un modelo de motor NEMA17, pero en este caso, del tipo *non-captive*. Al realizar una búsqueda en internet, se han encontrado varios motores con diferentes métricas. Se ha optado por una métrica 8, ya que al no tener que soportar tanto peso, no es necesario que los husillos sean tan gruesos como en el eje longitudinal. Un problema de este motor es que son muy pocos los proveedores que lo venden, además de ser más habitual encontrar motores para esta métrica de husillo de modelos NEMA23, los cuales son más grandes (56·56mm), por lo que aparte de introducir más resistencia aerodinámica, reduciría la carrera del eje Y.



Figura 44. Motor paso a paso *non-captive*

Al igual que en el eje X, se calcula el par requerido para deslizar el motor a lo largo del husillo y, a continuación, se selecciona el motor.

A continuación, se listan las características de los componentes de este eje:

Masa estructura - m [kg]	1
Longitud husillo [mm]	400
Carrera husillo [mm]	380
Diámetro medio husillo - d_m [mm]	8
Material husillo - acero, densidad - ρ [kg/m ³]	7900
Avance husillo - L [mm]	4
Coefficiente fricción superficie - μ [-]	0.23
Eficiencia del husillo de bolas - η [-]	0.4
Coefficiente fricción precarga tuerca - μ_0 [-]	0.3
Resolución deseada - ΔL [mm/pulso]	0.1
Tiempo posicionamiento - t_p [s]	15
Inclinación - λ [°]	90

Tabla 3. Características husillos eje Z.

Del mismo modo que se hizo en el eje X, se calculan los parámetros característicos, el par y la potencia requeridos para el motor. Aunque se trate de un motor *non captive*, el sistema mecánico es el mismo, tornillo-tuerca, con la diferencia de que en este caso girará la tuerca.

Resolución requerida:

$$\theta = \frac{360^\circ \cdot \Delta L}{L} = \frac{360^\circ \cdot 0,1}{4} = 9^\circ$$

Pulsos del motor necesarios para completar una vuelta, y recorrer 4 mm en este eje:

$$\frac{\text{Pulsos}}{\text{vuelta}} = \frac{360^\circ}{\theta} = \frac{360^\circ}{9^\circ} = 40 \text{ pulsos/vuelta}$$

Se calculan los pulsos necesarios para recorrer la carrera del husillo, es decir, los pulsos de operación:

$$A = \frac{\text{carrera}}{L} \cdot \frac{360^\circ}{\theta} = \frac{380}{4} \cdot \frac{360^\circ}{9^\circ} = 3800 \text{ pulsos}$$

Se calcula el tiempo de aceleración (desaceleración) como un 25 por ciento del tiempo de posicionamiento seleccionado:

$$t1 = tp \cdot 0,25 = 15 \cdot 0,25 = 3,75 \text{ seg}$$

Frecuencia de operación del motor:

$$f2 = \frac{A}{tp - t1} = \frac{3800}{15 - 3,75} = 337,78 \frac{\text{pulsos}}{\text{seg}} = 337,78 \text{ Hz}$$

La velocidad de operación, en rpm, es:

$$N = \frac{\theta}{360^\circ} \cdot f2 \cdot 60 = \frac{9^\circ}{360^\circ} \cdot 337,78 \cdot 60 = 506,67 \text{ rpm}$$

Finalmente, la velocidad lineal, esto es, el desplazamiento vertical del eje Y de la estructura por unidad de tiempo:

$$V = \frac{N \cdot L}{60} = \frac{506,67 \cdot 0,004}{60} = 0,033 \frac{\text{m}}{\text{seg}} = 33 \frac{\text{mm}}{\text{seg}}$$

A continuación, como en el caso anterior, se calcula el par del motor, compuesto por el par de la carga y el par de aceleración.

Fuerza en la dirección del eje:

$$F = m \cdot g \cdot (\sin \lambda + \mu \cos \lambda) = 1 \cdot 9,81 \cdot (\sin 90^\circ + 0,23 \cos 90^\circ) = 9,81 \text{ N}$$

Precarga de la unión de la tuerca y el husillo:

$$F_0 = \frac{F}{3} = 3,27 \text{ N}$$

Par de carga:

$$T_{\text{carga}} = \frac{F \cdot L}{2 \cdot \pi \cdot \eta} + \frac{\mu_0 \cdot F_0 \cdot L}{2 \cdot \pi} = \frac{9,81 \cdot 0,004}{2 \cdot \pi \cdot 0,4} + \frac{0,3 \cdot 3,27 \cdot 0,004}{2 \cdot \pi} = 0,0162 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Para calcular el par de aceleración es necesario previamente obtener las inercias del husillo y la carga.

Inercia del husillo de bolas:

$$J_{\text{husillo}} = \frac{\pi}{32} \cdot \rho \cdot L_{\text{husillo}} \cdot d_m^4 = \frac{\pi}{32} \cdot 7900 \cdot 400 \cdot 0,008^4 = 1,27 \cdot 10^{-6} \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Inercia de la carga:

$$J_{\text{carga}} = m \cdot \left(\frac{L}{2\pi}\right)^2 = 1 \cdot \left(\frac{0,004}{2\pi}\right)^2 = 4,05 \cdot 10^{-7} \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Inercia total:

$$J_{\text{total}} = J_{\text{husillo}} + J_{\text{carga}} = 1,68 \cdot 10^{-6} \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Par de aceleración:

$$\begin{aligned} T_{\text{acel}} &= (J_0 + J_{\text{total}}) \cdot \frac{\pi \cdot \theta}{180^\circ} \cdot \frac{f_2}{t_1} = (J_0 + 1,68 \cdot 10^{-6}) \cdot \frac{\pi \cdot 9^\circ}{180^\circ} \cdot \frac{337,78}{3,75} \\ &= 14,15J_0 + 8,67 \cdot 10^{-5} \text{N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

Par de total requerido con factor de seguridad 2:

$$T_{\text{total}} = (T_{\text{carga}} + T_{\text{acel}}) \cdot 2 = (0,0162 + 14,15J_0 + 8,67 \cdot 10^{-5}) \cdot 2 = 28,3J_0 + 0,032 \text{N} \cdot \text{m}$$

Finalmente, se hace una estimación de la potencia de motor requerida:

$$\text{Potencia} = \frac{\text{Fuerza} \cdot \text{carrera}}{tp} = \frac{1 \cdot 9,81 \cdot 0,380}{15} = 0,25 \text{W}$$

En un proveedor de electrónica (Robotdigg), vemos en el *datasheet* que el motor de este fabricante cumple con los requerimientos previos.

General specification		Electrical specification	
Step angle	1.8°	Rated voltage	3.2V
Number of phase	2	Rated current	1.67A
Insulation resistanc	100MΩmin. (500V DC)	Resistance per phase	1.9Ω ± 10%
Insulation class	Class B	Inductance per phase	4.5mH ± 20%
Motor inertia	57g·cm ²	Holding torque	4Kg·cm
Mass	0.24kg	Resolution	0.02mm

Tabla 4. NEMA17 non captive Especificaciones.

En la Tabla 4, se observa que el ángulo de paso es de 1,8°, por lo que es inferior al deseado, es decir, tiene una mayor resolución. Por otro lado, se comprueba que la máxima potencia es de 5,34 W, cuando la requerida es de 0,25 W, y que el par del motor o *Holding Torque* es de 4 kg·cm, que equivale a 0,39 N·m aproximadamente, siendo superior al par necesario de 0,033 N·m. Se ha tenido en cuenta una inercia de rotación J_0 de $5,7 \cdot 10^{-6}$ [kg·m²] (la que aparece en las especificaciones del motor).

Dado que este motor es muy superior al requerido en cuanto a prestaciones, se han buscado motores NEMA 14 (35 X 35 mm), que suelen tener la mitad del par y serían totalmente válidos. Sin embargo, estos motores no se fabrican para métricas superiores a 5 mm, por lo que, por razones de estabilidad, se seleccionan NEMA 17.

El precio de este motor es de 39,00 dólares. Se han consultado otros proveedores y los precios son similares.

Para controlar este motor es necesario emplear un controlador compatible como el A4988 visto anteriormente. Éste se conectará a la misma placa de Arduino.

Husillos

Para este eje, como se ha dicho, los husillos serán trapezoidales (*lead screw*) porque es el único modelo que se ha encontrado para este tipo de motor.

Éstos deben tener una longitud algo inferior a la altura de la cámara de medida, ya que hay que restar el espacio que ocupa en este eje la parte longitudinal de la estructura y las sujeciones al eje X. Se reservan 20 mm.



Figura 45. Husillo trapezoidal (*lead screw*).

Además, al igual que en el eje X, se necesita un componente de soporte en los extremos del husillo. Para ello, se diseñarán unas placas roscadas para fijar el husillo con una tuerca, e impedir la rotación de éste al girar la tuerca embebida en el motor.

Finalmente, se emplean unos soportes similares a los *NEMA holders*, Figura 46, que existen en el mercado, para anclar a los motores de este eje el eje Y de la estructura.



Figura 46. Soporte NEMA.

4.6.3. Eje lateral o Y

El movimiento en este eje es similar al del eje Z, pero en posición horizontal. Se emplea un motor paso a paso *non-captive* y un husillo.

A continuación, se listan los componentes de este eje:

- Motor paso a paso *non-captive*
- Husillo
- 2 Placas fin de husillo
- Guía lineal + anclajes
- Anclaje motor-soporte sonda
- Soporte sonda

Motor

Por razones estructurales, al igual que en el eje Z, se ha seleccionado un motor NEMA 17, ya que permite emplear un husillo de métrica 8. En este caso no es necesario calcular el par requerido para deslizar el motor por el husillo, ya que las dimensiones del husillo son similares y las características de avance, fricción, eficiencia, etc. son las mismas. Además, este eje se encuentra orientado horizontalmente, por lo que, en lugar de emplear el peso de los componentes para calcular el par, se utiliza la fuerza de fricción, esto es, el peso multiplicado por el coeficiente de fricción de la superficie, por lo que será mucho menor el par requerido.

Husillo

Para este eje, el husillo será el mismo que los que se emplean en el eje Z. Debe tener una longitud algo inferior a la anchura de la cámara de medida, ya que hay que restar el espacio que ocupa en este eje la parte vertical de la estructura (motores y espacio entre cada motor y la pared, condicionado por la posición de los ejes X) y las sujeciones al eje Z.

Además, al igual que en el eje Z, se emplearán placas roscadas (y tuercas) como componente de soporte en los extremos del husillo.

Finalmente, se emplean unos soportes similares a los *NEMA holders* del eje Z, para anclar la el soporte de la sonda y el patín guía al motor.

Guía lineal

Para evitar que el motor gire sobre sí mismo en este eje, se va a emplear una guía lineal formada por un patín y un raíl, como el de la Figura 43. Debe emplearse un patín ancho con taladros para anclarlo a uno de los soportes del motor. El raíl se anclará al soporte del husillo a través de un ángulo en cada extremo del eje.

Soporte sonda

El anemómetro se moverá con el motor del eje Y. Para ello, se debe diseñar un sistema que permita sostener la sonda firme y a cierta distancia de la estructura, para que las mediciones no se vean afectadas por la influencia de ésta. Además, sería conveniente que el soporte no añadiera mucho más peso a la estructura.

Se plantea la opción de diseñar un modelo CAD 3D y, mediante el proceso de fabricación aditiva, obtener un soporte con forma aerodinámica, similar a los soportes de los tubos de Pitot (Figura 47).



Figura 47. Soporte tubo de pitot.

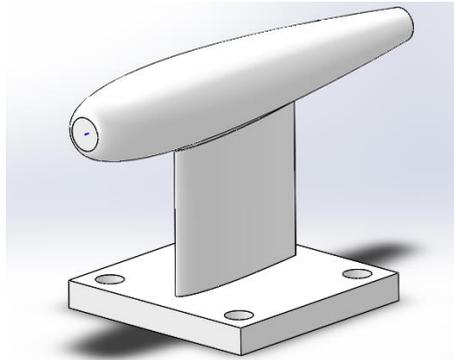


Figura 48. Modelo CAD 3D para soporte sonda.

4.6.4. Tapa

Como se mencionó en la introducción de la propuesta, se diseñará una tapa con solo un orificio para la entrada/salida de cableado, y el menor número posible de éstos para anclar el eje X de la estructura.

El material seleccionado es metacrilato, ya que es más ligero que otros materiales, como el aluminio (Figura 49). El peso es un elemento clave a la hora de seleccionar el material ya que las dimensiones de la tapa son 800 x 470 mm y se desea un espesor de aproximadamente 10 mm. En el apartado “Estudio de la tapa” se calculará cuál es el espesor mínimo con el que la tapa soportará la estructura sin deformarse.

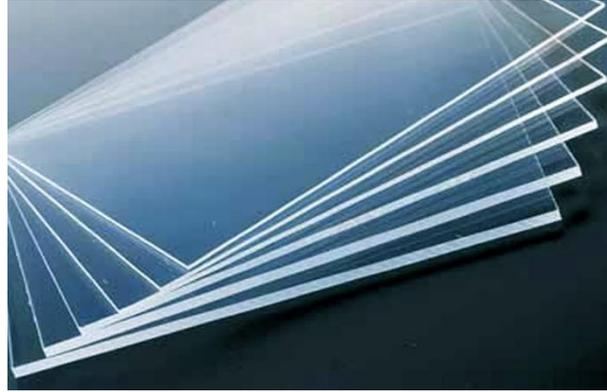


Figura 49. Placas de metacrilato.

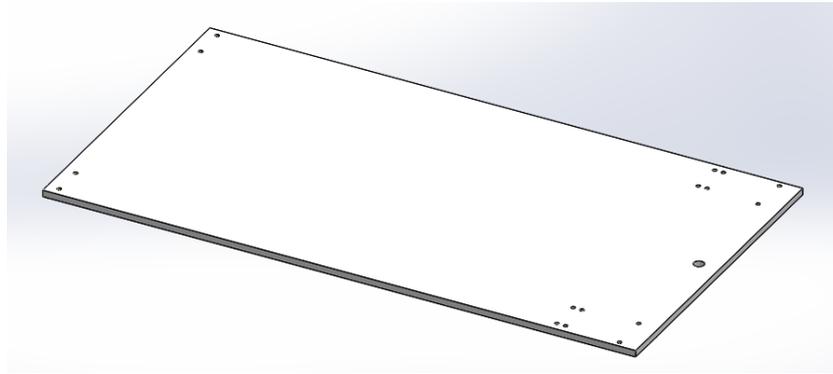


Figura 50. Modelo CAD 3D Tapa.

4.7. Estudio estructural previo

En este apartado, se analizan los ejes de la estructura en sus zonas más críticas, es decir, se calcularán las flechas o desplazamientos máximos en el punto medio de los husillos en el eje X y en el extremo inferior de los husillos del eje Z, suponiendo, además, que el eje Y se encuentra situado en el extremo inferior del eje Z. Si estos desplazamientos son inferiores a un umbral que se establece, entonces el diseño de la estructura queda validado. En principio, no es requerido estudio tensional ni de deformaciones debido a que las flechas no deben ser muy grandes, por lo que no se alcanzará el límite de rotura de los materiales.

En primer lugar, se deben definir qué fuerzas actuarán en cada eje. En el eje X, como éste se encuentra anclado a la tapa, solo le afectará el peso de los ejes Z e Y, más los portatuercas del eje X y el anclaje del eje X-Z. Por otro lado, en los eje Z e Y actuará la fuerza de resistencia aerodinámica debida a la circulación de la corriente en el túnel. Todas las fuerzas se calcularán de manera aproximada en esta fase del proyecto. Tras el modelado CAD y la selección definitiva de los componentes (modelos, dimensiones concretas, materiales, etc.), se realizará un estudio estructural más cercano a la realidad, con soporte informático.

En la siguiente tabla, se realiza un cálculo de las masas de los componentes a partir de la información encontrada en la literatura de las dimensiones (volumen) y el material (densidad) de éstos.

EJE LONGITUDINAL X								4,23
Componente	Descripción	Dimensiones	Cantidad	Volumen/Unidad [m3]	Material	Densidad [kg/m3]	Masa[kg]	
Husillo de bolas	SFU1204	M12 800mm	2	0,00009048	Acero inoxidable	7980,00	1,44	
Tuerca bolas	SFU1204-3	40mm*40mm	2	0,00001920	Acero	7850,00	0,30	
Soporte y fin husillo	BK10 + BF10	60 mm * 32 mm	2	0,00012870	Fundición Hierro	7800,00	2,01	
Acoplamiento	CM25C	Ø25 34mm	2	0,00000601	Aluminio	2700,00	0,03	
Motor paso a paso	NEMA17	42.3*42*3*58mm	2	0,00007056			0,44	
EJE VERTICAL Z								1,39
Componente	Descripción	Dimensiones	Cantidad	Volumen/Unidad [m3]	Material	Densidad [kg/m3]	Masa[kg]	
Anclaje Eje X (placa)		50*40*10mm	2	0,00002000	Aluminio	2700,00	0,11	
Caja de Tuerca Eje X	SFU1204	50*36*34,6mm	2	0,00004586	Aluminio	2700,00	0,25	
Placa roscada inferior		50*40*10mm	2	0,00002000	Aluminio	2700,00	0,11	
Tuercas		M8	4		Acero	7850,00	0,16	
Soporte motor	NEMA Holder	50*50*2mm*2	2	0,00001	Aluminio	2700,00	0,05	
Husillo trapezoidal		M8 400mm	2	0,00002011	Acero	7850,00	0,32	
Motor NC	NEMA17	42.3*42*3*40mm	2	0,00007056			0,4	
EJE LATERAL Y								1,39
Componente	Descripción	Dimensiones	Cantidad	Volumen/Unidad [m3]	Material	Densidad [kg/m3]	Masa[kg]	
Placa roscada		50*40*10mm	2	0,00002000	Aluminio	2700,00	0,11	
Tuercas		M8	2		Acero	7850,00	0,08	
Soporte motor	NEMA Holder	50*50*2mm*2	2	0,00001	Aluminio	2700,00	0,05	
Husillo trapezoidal		M8 400mm	1	0,00002011	Acero	7850,00	0,16	
Motor NC	NEMA17	42.3*42*3*40mm	1				0,2	
Patín	HGW15CC	47*61mm	1	0,00005508	Acero		0,17	
Rail guía	HIWIN HGR15	350mm	1	0,00007875	Acero		0,51	
Ángulos roscados		35*50*4+25*50*4	2	0,00001200	Aluminio	7851,00	0,09	
Soporte sonda	Impresión 3D		1	0,00001977	ABS/PLA	1140,00	0,02	
TAPA								
Componente	Descripción	Dimensiones	Cantidad	Volumen/Unidad [m3]	Material	Densidad [kg/m3]	Masa[kg]	
Tapa		880*470*10mm	1	0,004136	Metacrilato	1190	4,92184	
TOTAL								11,93

Tabla 5. Volúmenes y pesos

Para calcular la resistencia aerodinámica que actuará sobre los ejes Z e Y, se estima el valor de la resistencia parásita de cada componente, aplicando la analogía de la placa plana (del inglés, *Flat-plate skin friction coefficient*), la cual consiste en calcular el coeficiente de resistencia a partir de un coeficiente de fricción que depende del número de Reynolds, modificado por un factor de forma y un factor de interferencia (Aircraft design:a conceptual approach).

EJE VERTICAL Z												
Componente	Dimensiones	Cantidad	L _i	Re _i	Recrit	C _{f,i}	C _{f,i} turb	S _{wet,i}	S _{wet,tot}	FF	FI	C _{D,0}
Anclaje Eje X (placa)	50*40*10mm	2	0,0500	195478,7234	488075,3267	0,0030	0,0060	0,0005	0,0010	1,9582	1,2500	0,0148
Caja de Tuerca Eje X	50*36*34,6mm	2	0,0500	195478,7234	488075,3267	0,0030	0,0060	0,0012	0,0025	1,9583	1,2500	0,0148
Placa inferior	50*40*10mm	2	0,0500	195478,7234	488075,3267	0,0030	0,0060	0,0005	0,0010	1,9582	1,2500	0,0148
Soporte motor	50*50*2mm*2	2	0,0500	195478,7234	488075,3267	0,0030	0,0060	0,0002	0,0004	1,9588	1,2500	0,0148
Husillo trapezoidal	Ø8 400mm	2	0,0080	31276,5957	70863,9237	0,0075	0,0092	0,0032	0,0064	1,9582	1,2500	0,0225
Motor NC	42.3*42*3*40mm	2	0,0423	165375,0000	409268,0535	0,0033	0,0062	0,0018	0,0035	1,9585	1,2500	0,0153
EJE LATERAL Y												
Componente	Dimensiones	Cantidad	L _i	Re _i	Recrit	C _{f,i}	C _{f,i} turb	S _{wet,i}	S _{wet,tot}	FF	FI	C _{D,0}
Placa roscada	50*40*10mm	2	0,0500	195478,7234	488075,3267	0,0030	0,0060	0,0004	0,0008	1,9582	1,2500	0,0148
Soporte motor	50*50*2mm*2	2	0,0500	195478,7234	488075,3267	0,0030	0,0060	0,0002	0,0004	1,9588	1,2500	0,0148
Husillo trapezoidal	Ø8 400mm	1	0,0080	31276,5957	70863,9237	0,0075	0,0092	0,0024	0,0024	1,9582	1,2500	0,0225
Motor NC	42.3*42*3*40mm	1	0,0423	165375,0000	409268,0535	0,0033	0,0062	0,0032	0,0032	1,9585	1,2500	0,0153
Patín	47*61mm	1	0,0470	183750,0000	457288,7145	0,0031	0,0061	0,0009	0,0009	1,9582	1,2500	0,0150
Rail guía	350mm	1	0,0150	58643,6170	137371,1503	0,0055	0,0079	0,0053	0,0053	1,9582	1,2500	0,0193
Ángulos roscados	35*50*4+25*50*4	2	0,0500	195478,7234	488075,3267	0,0030	0,0060	0,0002	0,0005	1,9583	1,2500	0,0148

Tabla 6. Resistencias.

Finalmente, una vez que se han obtenido las fuerzas que actuarán en cada uno de los ejes, se acude a un prontuario para obtener las fórmulas de flecha máxima. En el caso del eje X, se hace la hipótesis de que se trata de una viga apoyada simple, donde la sección más crítica se encuentra en la mitad del eje longitudinal de la viga, y en ella se aplica una carga puntual de valor igual al

peso de la estructura (Figura 51). Como el eje X está formado por dos husillos, la carga se reparte entre éstos, por lo que la carga puntual aplicada en la viga tendrá el valor de la mitad del peso de la estructura. No se tiene en cuenta el peso de la tapa, ya que ésta descansa sobre las paredes de la cámara de medida.

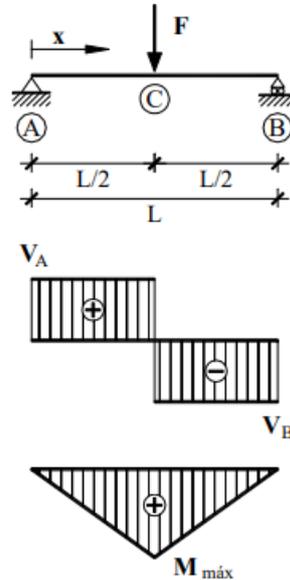


Figura 51. Esquema y diagramas viga apoyada simple.

Los datos para calcular la flecha máxima en este eje son:

Masa estructura [kg]	1.39
Longitud husillo [mm]	800
Diámetro husillo [mm]	12
Módulo Young (acero) [GPa]	210

Tabla 7. Datos eje X.

Carga puntual:

$$F = m \cdot g = 1,39 \cdot 9,81 = 13,67N$$

Inercia (se tiene en cuenta el dentado):

$$I = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot \left(\frac{dm}{2}\right)^4 = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot \left(\frac{0,011}{2}\right)^4 = 7,187 \cdot 10^{-10}m^4$$

Flecha máxima:

$$w = \frac{F \cdot L_{\text{husillo}}^3}{48EI} = \frac{13,67 \cdot 0,8^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 7,187 \cdot 10^{-10}} = 9,66 \cdot 10^{-4}m = 0,966mm$$

Se comprueba que el desplazamiento en esta sección será inferior a 1 mm, por lo que se concluye que la métrica 12 para los husillos del eje X es adecuada.

En el eje Z, la sección más crítica es la parte inferior, ya que no está anclada. Se acude a un prontuario para calcular la flecha máxima de una viga simple voladiza, con una carga puntual en el extremo, simulando la situación de máxima velocidad y el eje Y se encuentra en la parte inferior de la estructura (Figura 52). El área frontal y el CD_0 se obtienen de la (Tabla 6).

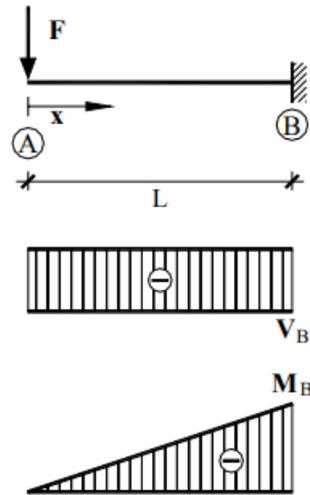


Figura 52. Esquema y diagramas viga simple en voladizo.

Longitud husillo [mm]	400
Diámetro husillo [mm]	8
Módulo Young (acero) [GPa]	210

Tabla 8. Datos eje Z.

Carga puntual:

$$Resistencia = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S_{frontal} \cdot CD_0 = \frac{1}{2} \cdot 1,225 \cdot 60^2 \cdot 0,0282 \cdot 0,213 = 12,20N$$

Inercia (se emplea el diámetro medio):

$$I = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot \left(\frac{dm}{2}\right)^4 = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot \left(\frac{0,007}{2}\right)^4 = 1,179 \cdot 10^{-10}m^4$$

Flecha máxima:

$$w = \frac{F \cdot L_{husillo}^3}{3EI} = \frac{12,20 \cdot 0,4^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 1,179 \cdot 10^{-10}} = 1,051 \cdot 10^{-2}m = 10,51mm$$

El desplazamiento de esta sección es de aproximadamente 10,5 mm, por lo que, probablemente, habrá que hacer modificaciones en el diseño de este eje. Una solución es dar más robustez a la estructura, pero no se quiere añadir complejidad ni más componentes, como carcasas, que puedan perturbar el flujo, por lo que la solución más sencilla es añadir una guía en la cara inferior de la cámara, para que los ejes Z e Y no queden suspendidos en el aire, sino que se deslicen por un raíl. Tras realizar el modelado CAD se simularán estos desplazamientos y se modelará esta alternativa.

4.8. Modelado CAD 3D

A través del software de diseño CAD 3D, SolidWorks, se han modelado los componentes de la configuración inicial, por separado, y se han ensamblado en tres ejes.

Para el eje longitudinal X, que se muestra en la Figura 53, se han modelado los siguientes componentes (de izquierda a derecha):

- Un motor paso a paso NEMA 17.
- Un acoplamiento para ejes 6.35 (motor) y 10 mm (final husillo).
- Un husillo de bolas SFU 12-04, de métrica 12, paso 4 mm, de dos entradas.
- Un anclaje soporte de husillo BK10.
- Una tuerca para husillo de bolas SFU 12-04.
- Una caja de tuerca SFU 12.
- Un anclaje fin de husillo BF10.



Figura 53. Ensamblaje eje X 3D en SolidWorks.

El eje Z, que hace posible el movimiento vertical de la sonda, está formado por los siguientes componentes (desde la parte superior a la inferior):

- Una placa roscada de aluminio de anclaje con el eje X.
- Un husillo trapezoidal, de métrica 8, paso 4 mm, con una única entrada.
- Un motor paso a paso NEMA 17 *non-captive*.
- Una placa "L" de aluminio roscada, similar a *NEMA holder*, para anclaje del motor con el eje Y.
- Una placa roscada de aluminio final de husillo.



Figura 54. Ensamblaje eje Z 3D en SolidWorks.

Por último, para el eje Y, que mueve la sonda a lo ancho de la cámara, se han modelado sus componentes, como se observan en la Figura 55:

- Dos placas roscadas de aluminio para anclaje con el eje Z.
- Un husillo trapezoidal, de métrica 8, paso 4 mm, con una única entrada.
- Un motor paso a paso NEMA 17 *non-captive*.
- Dos placas “L” de aluminio roscada, similares a *NEMA holder*, para anclaje del motor con el soporte de la sonda y con el patín (este último no se aprecia bien en la figura 50).
- Soporte sonda, fabricado mediante impresión 3D.
- Patín Hiwin HGW15CC (versión ancha, con roscas exteriores).
- Raíl guía Hiwin HGR15.
- Dos ángulos “L” para anclaje de raíl a las placas roscadas.

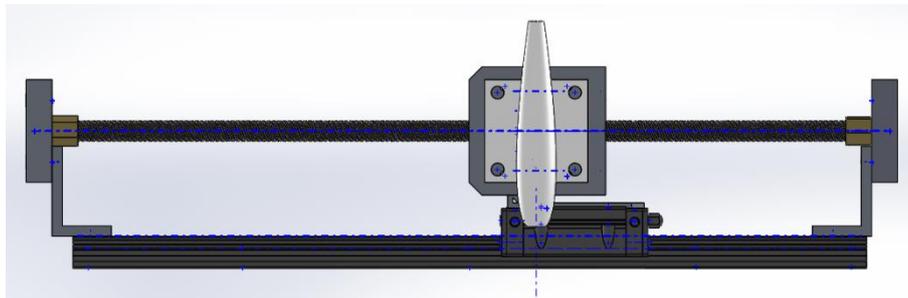


Figura 55. Ensamblaje eje Y 3D en SolidWorks.

Finalmente, se ha realizado el ensamblaje 3D de los tres ejes. En la Figura 56, se observa cómo quedaría la estructura ensamblada en la cámara de medición del túnel.

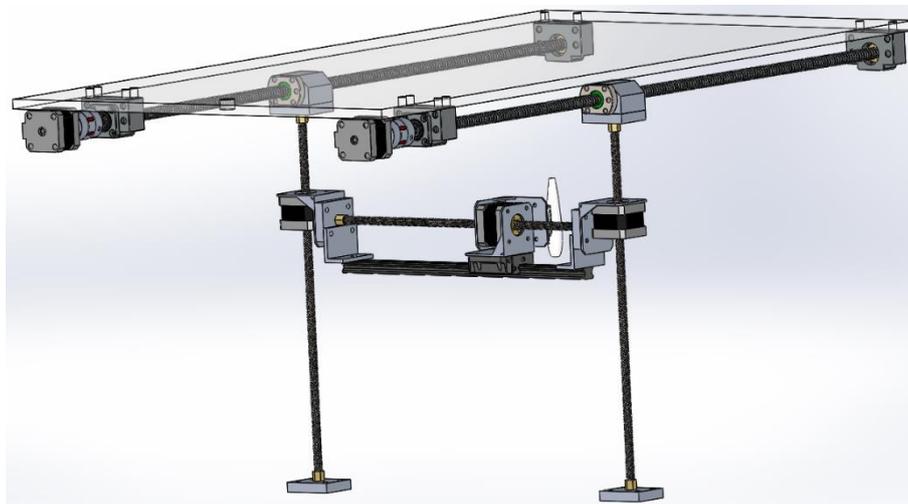


Figura 56. Ensamblaje modelo inicial 3D en SolidWorks.

4.9. Viabilidad estructural

4.9.1. Configuración inicial

Para verificar los resultados de desplazamientos obtenidos en el apartado 4.7. *Estudio estructural previo*, se ha empleado la herramienta Simulación de Solidworks.

Se comienza realizando un análisis de simulación de fluidos, con el complemento Flow Simulation de SolidWorks. Primero, se definen las propiedades del fluido, en este caso, aire, y se indica la dirección del flujo. Entonces, se determina el dominio de cálculo, que coincide con las dimensiones de la cámara de medida, y se establecen las propiedades de mallado para el cálculo. Por último, se indica al programa las variables que queremos obtener, como fuerzas, presiones, velocidades, etc., y se ejecuta la simulación (Figura 57).

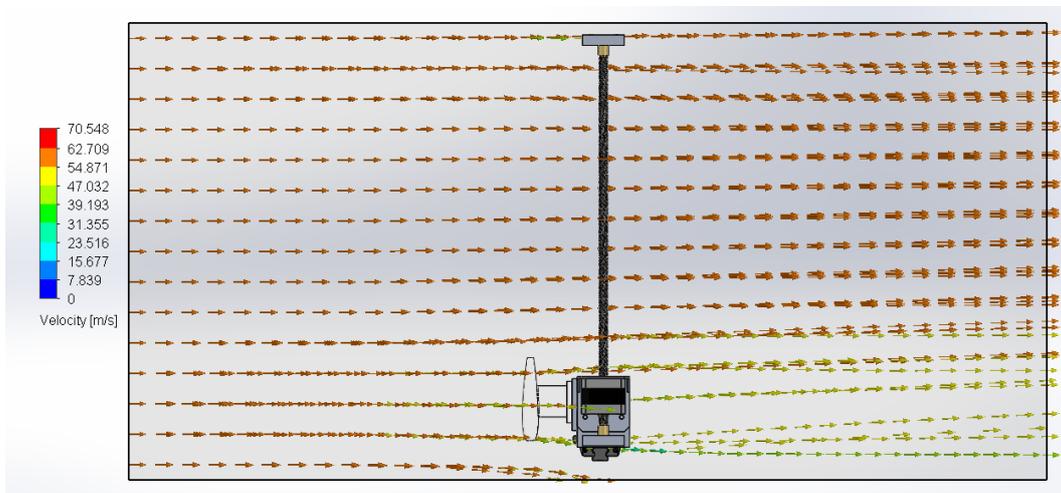


Figura 57. Velocidad del flujo.

Este primer análisis se ha realizado sobre los ejes Z e Y, para importar las fuerzas aerodinámicas que actúan sobre estos ejes, y calcular en el posterior análisis estático los desplazamientos. Se simula la situación más crítica, que es cuando el eje Y se encuentra en la parte inferior de la cámara de medida. Se ha comenzado por analizar este desplazamiento porque en el apartado de “Estudio estructural previo” era igual a 10,5 mm aproximadamente, y si esto se confirma, no será necesario simular la flecha producida en el husillo del eje longitudinal por el peso de la estructura, ya que habrá que realizar cambios en el diseño.

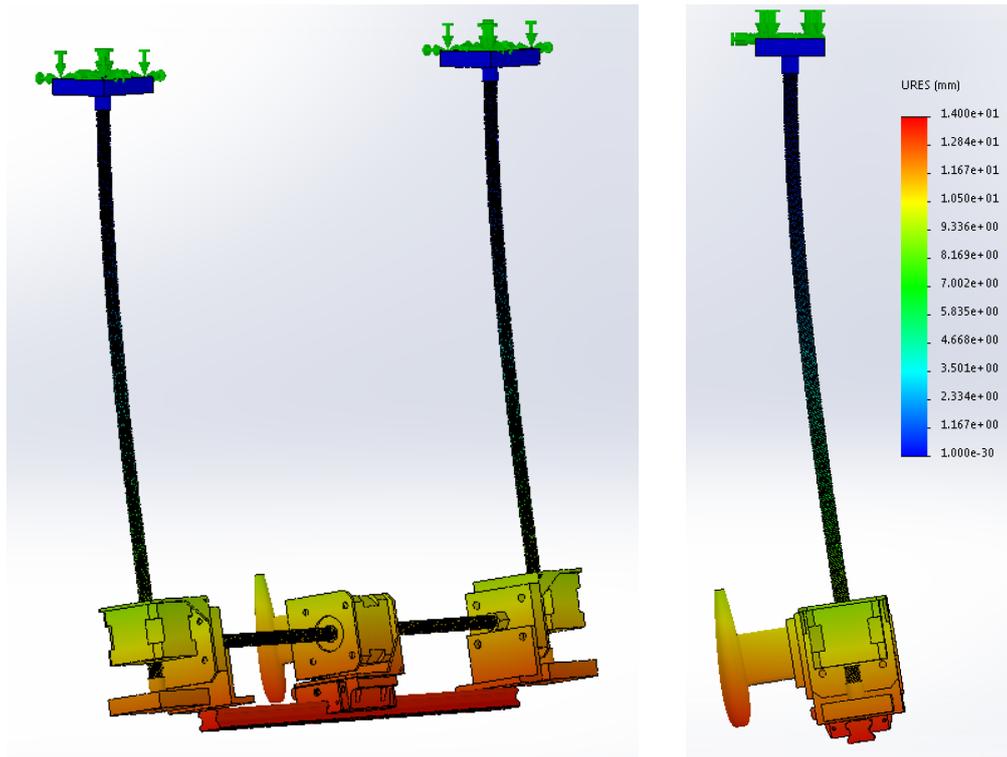


Figura 58. Análisis estático - desplazamiento unitario. Escala deformación: 3,2.

Tras realizar el análisis estático, se visualizan los desplazamientos unitarios, como se muestra en la Figura 58, y se comprueba que el desplazamiento es incluso superior a los 10,5 mm que se obtenían en el cálculo estructural previo de la viga en voladizo con la carga puntual, por lo que se modifica el diseño de la configuración inicial.

4.9.2. Configuración inicial modificada

Se añade una guía lineal, formada por un patín y un raíl, idénticos a los del eje Y, solo varía la longitud de los raíles. Como éstos no se pueden anclar a la base de la cámara de medida, ya que el túnel se utilizará para otros propósitos y la estructura debe ser portable, como se mencionaba en el apartado de los requerimientos, se pegarán a la base con unas ventosas regulables. Esta configuración, además de hacer la estructura más estable a la corriente de aire, tiene la ventaja de que el eje longitudinal ya no tendrá que soportar el peso del resto de la estructura.

Se añade al modelo CAD los patines y los raíles, como se muestra en la Figura 59.

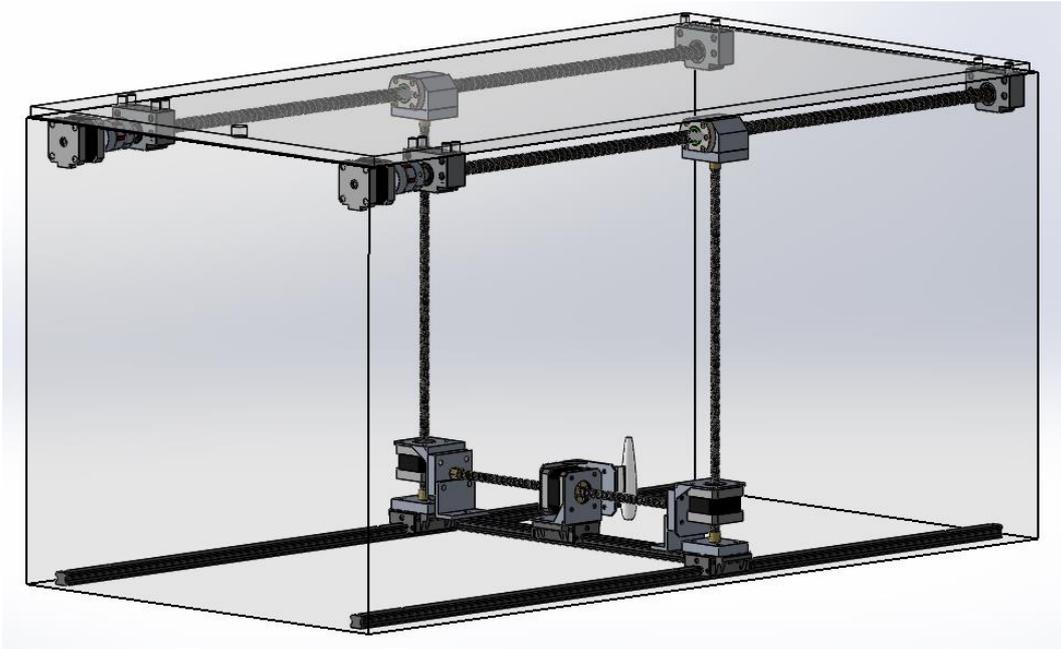


Figura 59. Configuración nueva 3D modelada en SolidWorks.

Finalmente, se realiza el ensamblaje de los tres ejes, y se realiza de nuevo la simulación del fluido. Entonces, se realiza el estudio estático y se visualizan los desplazamientos unitarios (Figura 61). Se observa que éstos son inferiores a un milímetro.

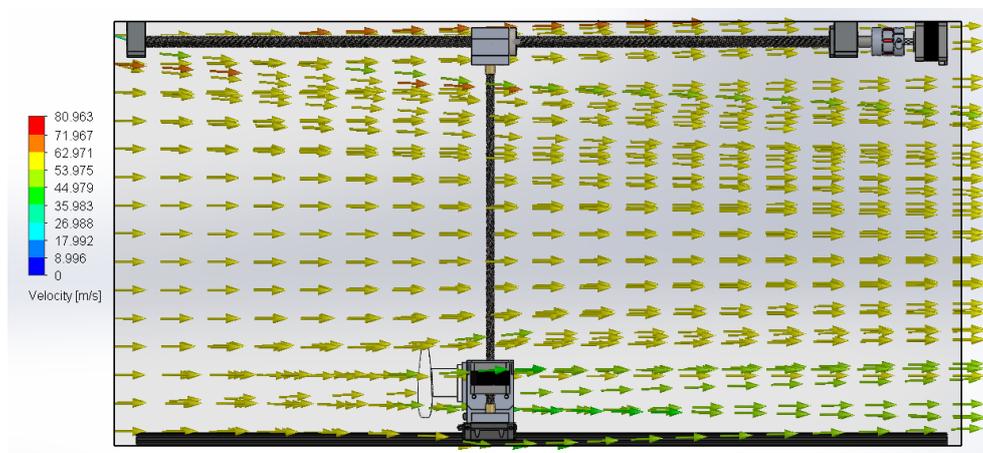


Figura 60. Trayectoria del flujo.

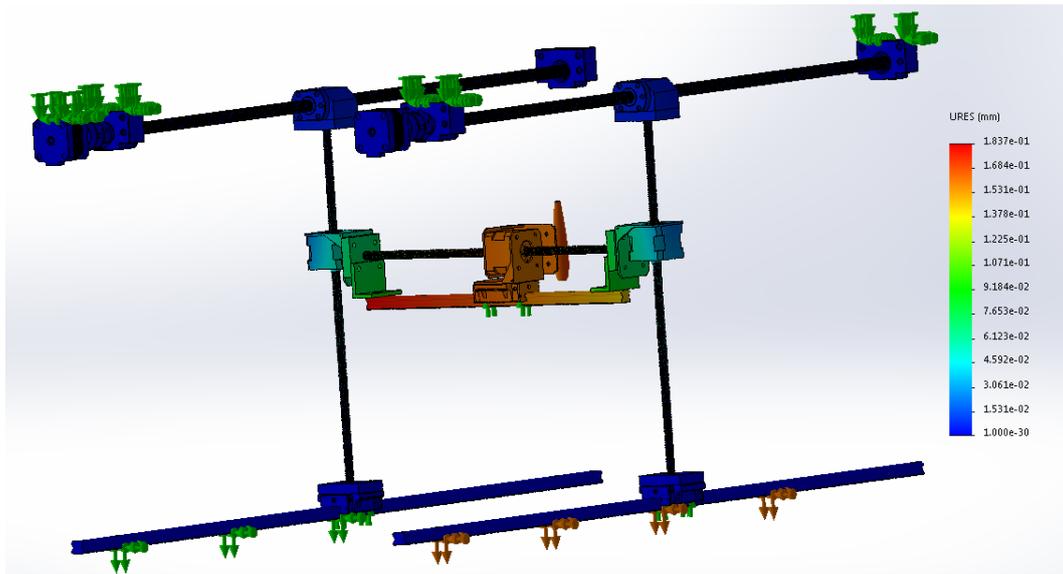


Figura 61. Análisis estático - desplazamiento unitario. Escala deformación: 10.

Otro elemento estructural muy importante para comprobar es si el sistema tiene autorretención en todos sus ejes, para evitar el movimiento o desplazamiento lineal de la estructura debido a la corriente de aire, en el caso de los ejes orientados horizontalmente, o al peso de los propios motores, en el caso del eje vertical. La autorretención depende de la fricción entre el husillo y la tuerca, y debe cumplir la siguiente condición:

$$f > \frac{L \cdot \cos\alpha}{\pi \cdot dm}$$

siendo L, el avance, α el ángulo de rosca, y dm, el diámetro medio. Se comprueba esta condición para los tres ejes. El ángulo de rosca es un dato que los proveedores de husillos no proporcionan, por lo que se ha seleccionado 0° porque sería el caso más desfavorable, ya que hace máximo el segundo término de la inequación.

Eje X:

$$f > \frac{L \cdot \cos\alpha}{\pi \cdot dm} = \frac{0,008 \cdot \cos 0^\circ}{\pi \cdot 0,011} = 0,212$$

Eje Z:

$$f > \frac{L \cdot \cos\alpha}{\pi \cdot dm} = \frac{0,004 \cdot \cos 0^\circ}{\pi \cdot 0,007} = 0,159$$

En el eje X, el coeficiente de fricción es de 0,25 (husillo de acero laminado y tuerca de acero) y, en el eje Z, 0,23 (husillo de acero y tuerca interior del motor de latón), por lo que habrá autorretención en ambos ejes. En el eje Y también habrá autorretención, puesto que el husillo y el motor es el mismo que en el eje Z.

Por lo tanto, se concluye que esta nueva configuración de la estructura es válida desde el punto de vista estructural, y es la configuración final seleccionada.

4.10. Análisis del movimiento

En este apartado, se realiza el análisis en detalle de cómo se realizará el movimiento de la estructura en cada uno de los tres ejes, de acuerdo a los componentes seleccionados.

4.10.1. Eje longitudinal o X

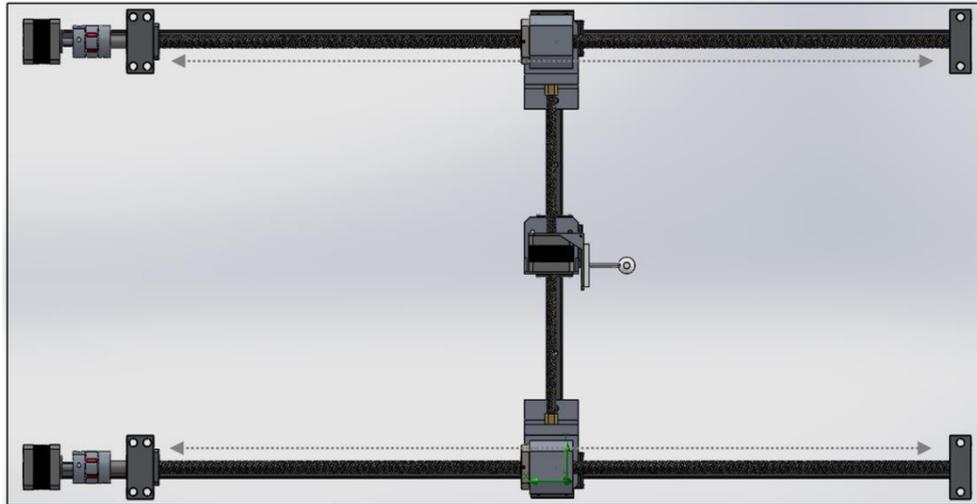


Figura 62. Movimiento en el eje X.

En este eje, el motor paso a paso hace girar un husillo de bolas SFU 12-04, a través de un acoplamiento. El giro del husillo causa el desplazamiento lineal de la tuerca, a la cual se ensambla un portatuercas, al que están anclados los ejes Z e Y. En la cara inferior de la cámara, se adapta un raíl guía con ventosas, y, a través de un patín atornillado a la parte inferior del eje Z, la estructura se deslizará en el eje longitudinal.

En el apartado “Motores”, se seleccionó el tiempo de posicionamiento máximo, 30 segundos, y la resolución mínima deseada, 0,1 milímetros. A partir de estos dos parámetros de entrada, se definieron los mínimos de resolución angular, frecuencia de operación y velocidad de funcionamiento. Pero los motores que se han seleccionado tienen una resolución mínima diferente. A partir de las características específicas del motor seleccionado, se recalcula la frecuencia de operación, es decir, los pulsos/pasos de motor por segundo que debe dar el motor para cumplir con el tiempo de posicionamiento definido. La velocidad lineal con la que se moverá la estructura en este eje es la misma, independientemente de la resolución angular del motor.

Se recalcula primero el número de pulsos del motor necesarios para completar una vuelta y avanzar 8 mm, que es el avance que tiene este husillo, ya que su paso es 4 mm y tiene dos entradas. La resolución angular del motor, θ , es $1,8^\circ$.

$$\frac{\text{Pulsos}}{\text{vuelta}} = \frac{360^\circ}{\theta} = \frac{360^\circ}{1,8^\circ} = 200 \text{ pulsos/vuelta}$$

La resolución longitudinal es:

$$\Delta L = \frac{\text{avance} \cdot \theta}{360^\circ} = \frac{0,008 \cdot 1,8^\circ}{360^\circ} = 0,04 \text{ mm}$$

A continuación, se define el patrón de funcionamiento del motor. Para ello, se calculan los pulsos necesarios para recorrer la carrera del husillo, es decir, los pulsos de operación:

$$A = \frac{\text{carrera}}{L} \cdot \frac{360^\circ}{\theta} = \frac{750}{8} \cdot \frac{360^\circ}{1,8^\circ} = 18750 \text{ pulsos}$$

El tiempo de aceleración (desaceleración) es un 25 por ciento del tiempo de posicionamiento seleccionado, en este caso, 7,5 segundos. La nueva frecuencia de operación es el cociente entre los pulsos de operación y el tiempo de posición menos el tiempo de aceleración del motor:

$$f2 = \frac{A}{t_p - t1} = \frac{18750}{30 - 7,5} = 833,33 \frac{\text{pulsos}}{\text{seg}} = 833,33 \text{ Hz}$$

La velocidad lineal seguirá siendo 33 mm/s, como se indicaba en el apartado de Motores.

4.10.2. Eje vertical o Z

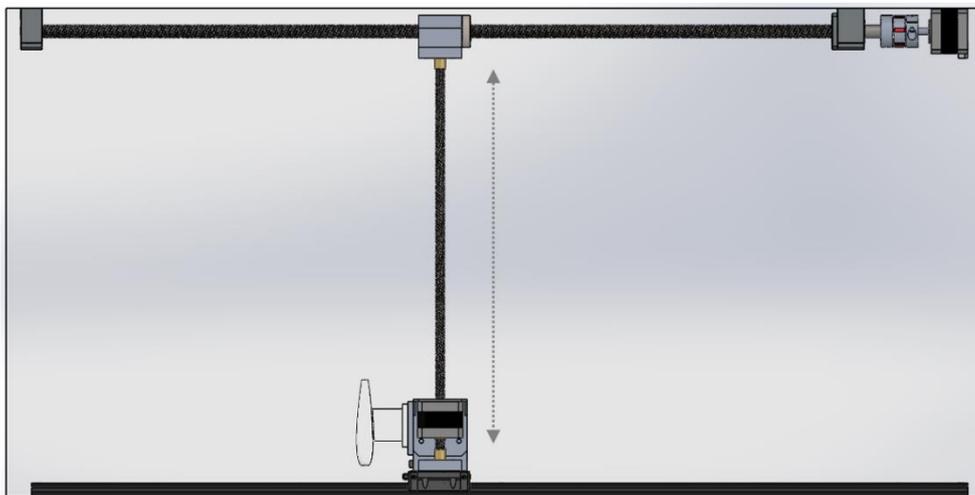


Figura 63. Movimiento en el eje Z.

El movimiento en el eje vertical se consigue a través de un husillo que está fijo, de métrica 8 y paso de 4 mm, y un motor paso a paso *non captive*, que contiene una tuerca en su interior que gira. Por lo tanto, el motor podrá ascender y descender por el husillo colocado en posición vertical, anclado en la parte superior al portatuercas y en la parte inferior al patín del eje X.

Al igual que en el caso anterior, la resolución de este motor es de 1,8°, por lo que se recalculan los pulsos para completar la carrera del husillo y la frecuencia de operación. El tiempo de posicionamiento es 20 segundos.

$$\frac{\text{Pulsos}}{\text{vuelta}} = \frac{360^\circ}{\theta} = \frac{360^\circ}{1,8^\circ} = 200 \text{ pulsos/vuelta}$$

La resolución longitudinal es:

$$\Delta L = \frac{\text{avance} \cdot \theta}{360^\circ} = \frac{0,004 \cdot 1,8^\circ}{360^\circ} = 0,02 \text{ mm}$$

dos ejes, con dos motores que se desplazan de manera sincronizada, y al tener anclado el eje Y de la estructura, no permite el giro en el eje Z.

Los modelos de motor y de husillo son los mismos que en el eje Z. Los pasos/vuelta y la resolución longitudinal, serán los mismos. Sin embargo, al variar la carrera del husillo, cambian los pulsos/carrera y la frecuencia de operación.

$$A = \frac{\text{carrera}}{L} \cdot \frac{360^\circ}{\theta} = \frac{350}{4} \cdot \frac{360^\circ}{1,8^\circ} = 17500 \text{pulsos}$$

El tiempo de posicionamiento es de 20 segundos, y el de aceleración, en este caso, es de 5 segundos. La nueva frecuencia de operación es la siguiente:

$$f2 = \frac{A}{tp - t1} = \frac{17500}{20 - 5} = 1555,56 \frac{\text{pulsos}}{\text{seg}} = 1555,56 \text{Hz}$$

4.11. Estudio de vibraciones

En este apartado, se realiza un análisis modal de la estructura, con el fin de obtener características dinámicas del sistema, como las frecuencias y los modos naturales.

El análisis modal se puede realizar de manera teórica, basado en métodos analíticos y simulaciones, o experimental, basado en ensayos. En este caso, se realizará un análisis teórico, a través de simulaciones con el software Solidworks.

Para ello, a partir del modelo CAD que se empleó para el análisis estático, se crea un nuevo estudio de simulación general, y se selecciona el tipo “Estudio de frecuencia”. Aunque se podrían realizar más simplificaciones en el modelo para realizar este estudio, se ha aprovechado el modelo y el mallado del análisis estático. Las sujeciones de la estructura se simulan como empotramientos de los soportes de los husillos y los motores del eje X a la tapa, empotramientos de los raíles del eje X a la cara inferior de la cámara de medida, y se aplican controles de deslizamiento en los patines.

Se ejecuta el estudio para su resolución y se obtienen las siguientes frecuencias resonantes:

Nombre de estudio: Estudio de frecuencia 1			
Nº de modo	Frecuencia(Rad/seg)	Frecuencia(Hertz)	Período(Segundos)
1	176,12	28,03	0,036
2	225,11	35,83	0,028
3	386,04	61,44	0,016
4	462,30	73,58	0,014
5	505,75	80,49	0,012
6	641,63	102,12	0,010
7	713,86	113,61	0,009
8	838,73	133,49	0,007
9	1343,60	213,84	0,005

Tabla 9. Frecuencias resonantes.

Si la frecuencia a la que se excita el sistema coincide con alguna de estas frecuencias, se producirá el fenómeno de resonancia, el cual provocará que se amplifiquen las vibraciones y producirán cada vez desplazamientos más grandes de en los componentes de la estructura.

A continuación, se presentan algunos de los modos de vibración de la estructura (Figura 65), es decir, los movimientos armónicos que podrían aparecer cuando la excitación del sistema es nula. Hay tantos modos de vibración como grados de libertad tiene el sistema, y la respuesta de la estructura será una superposición lineal de todos los modos de vibración excitados.

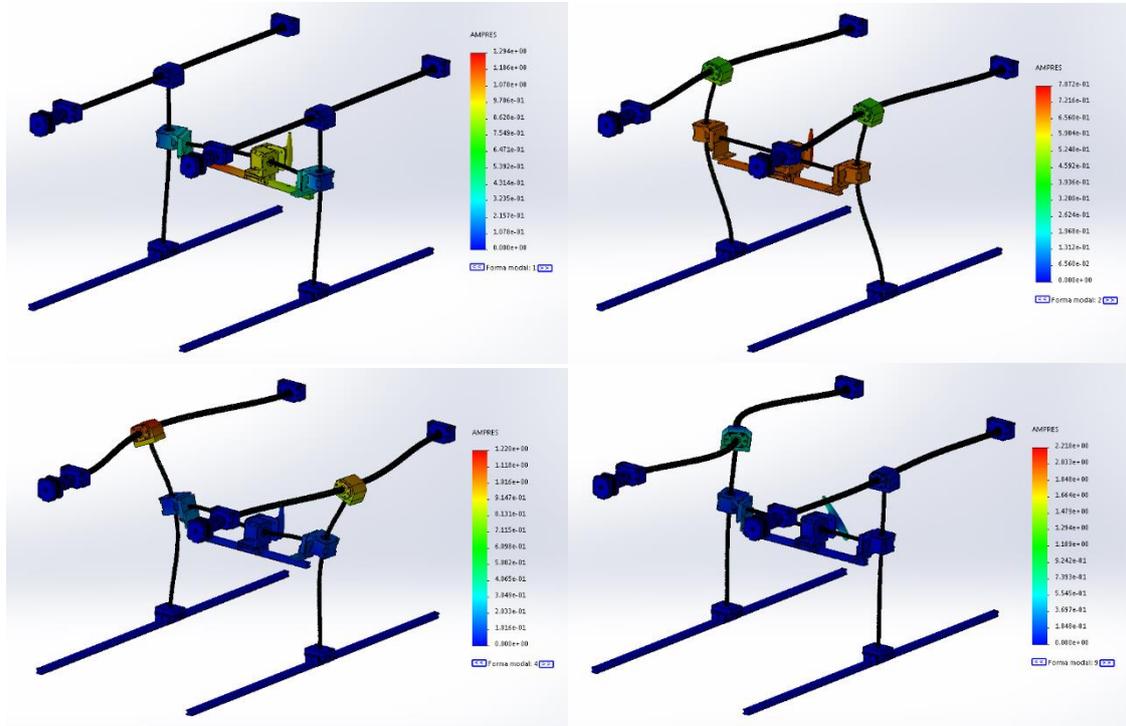


Figura 65. Modos de vibración (1), (2), (4) y (9).

4.12. Estudio de la tapa

Se realiza un estudio estático de la tapa con el objetivo de seleccionar un espesor óptimo para ésta.

Existen dos estados en los que se puede encontrar la tapa: montada en la cámara de medida del túnel, es decir, descansando sobre las paredes, y en posición de transporte, esto es, cuando se levanta la tapa para transportar el sistema. Esta última situación es la más desfavorable, ya que la tapa deberá soportar todo el peso de la estructura.

Se simulan esta última situación con diferentes espesores, comenzando con 10 mm. Para ello, se emplea la herramienta Simulación de SolidWorks y se ejecuta un estudio estático por cada caso.

En primer lugar, se modela el caso más desfavorable, suponiendo que la estructura se encuentra en la posición central del husillo del eje longitudinal, por lo que cada soporte aguantará $1/4$ del peso total de la estructura, como se muestra en la Figura 66.

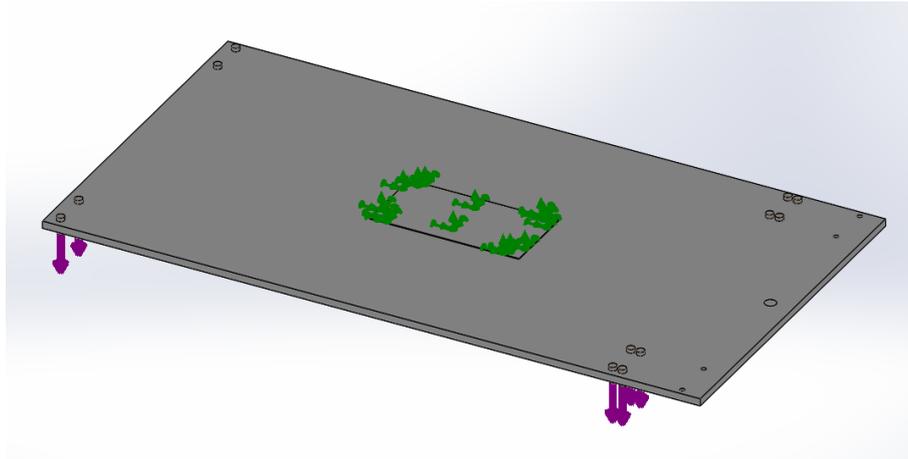


Figura 66. Estado de transporte con carga centrada.

El peso total de la estructura, se ha calculado como la suma del peso componentes de la tabla 10, más la suma del peso de los dos railes del eje longitudinal y los dos patines, incluidos en la configuración final, en el apartado de “Viabilidad estructural”. Las fuerzas aplicadas a la tapa son las siguientes:

Masa componentes [kg]	7,01
Masa 2 patines + 2 railes [kg]	2,66
Masa total [kg]	9,67
p/4 [N]	23,72308
p/2 [N]	47,44616

Tabla 10. Pesos y fuerzas.

Los resultados de tensiones de von Mises, para un espesor de 10 mm, son:

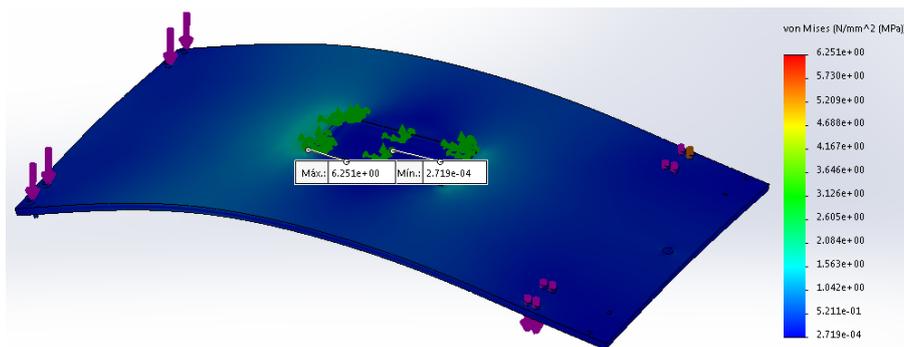


Figura 67. Tensiones von Mises - 10 mm.

Otro caso que se podría dar es que se transportara el sistema cuando la sonda se encuentra en uno de los extremos longitudinales del túnel, como se muestra en la Figura 68. El peso total de la estructura estaría soportado únicamente por los soportes finales, es decir, soportarían p/2.

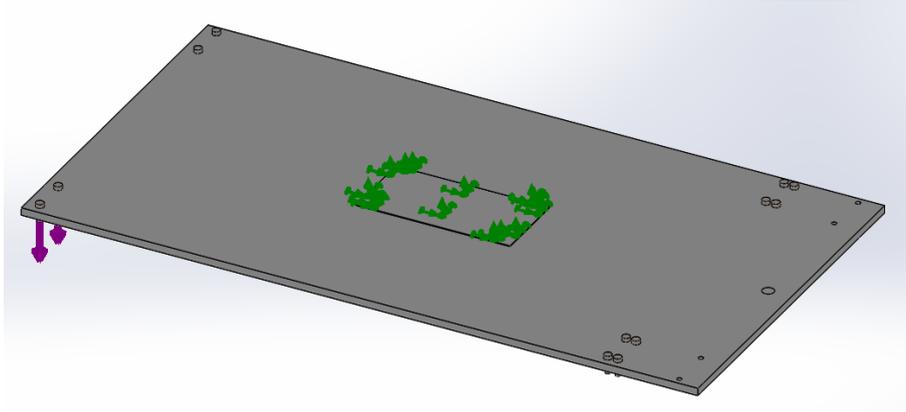


Figura 68. Estado de transporte con carga desplazada.

Los resultados de tensiones, en este caso, son:

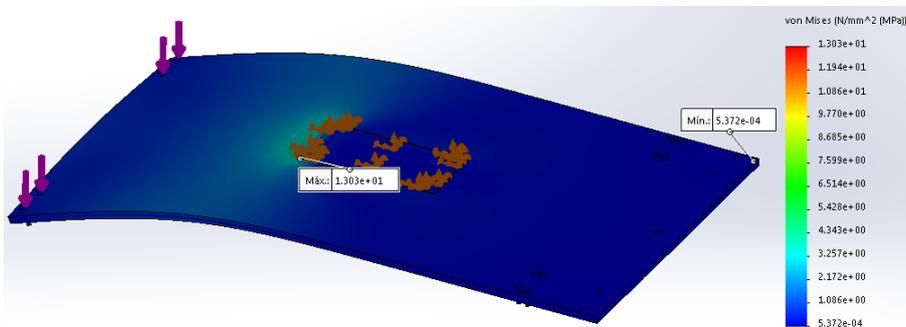


Figura 69. Tensiones von Mises - 10 mm.

El límite de fluencia del material, metacrilato, tiene un valor entre 40 y 70 MPa. Para este estudio se selecciona un valor intermedio, 55 MPa. Se impone un factor de seguridad de 2, esto es:

$$X = \frac{S_y}{\sigma_{ym}} > 2$$

En las dos situaciones anteriores, las tensiones de von Mises se encuentran por debajo del valor del límite de fluencia, y el coeficiente de seguridad es mayor que 2. Sin embargo, el desplazamiento en los extremos es considerable, en comparación con el espesor. En el primer caso es de casi 6 mm, y en el segundo, de 13 mm.

Si se reduce el espesor a 8 mm, la tapa pesará un kilo menos. Se simulan las dos situaciones anteriores con el nuevo espesor.

Los resultados de tensiones, con carga centrada, son:

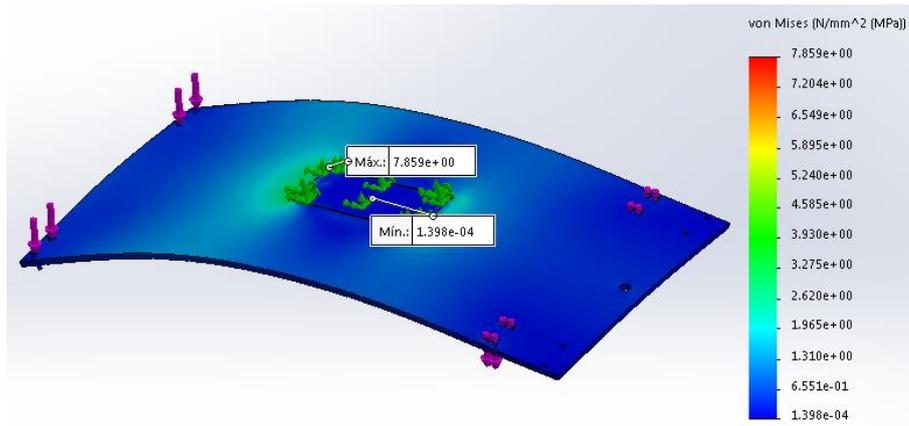


Figura 70. Tensiones von Mises - 8 mm.

Los resultados de tensiones, con carga desplazada, son:

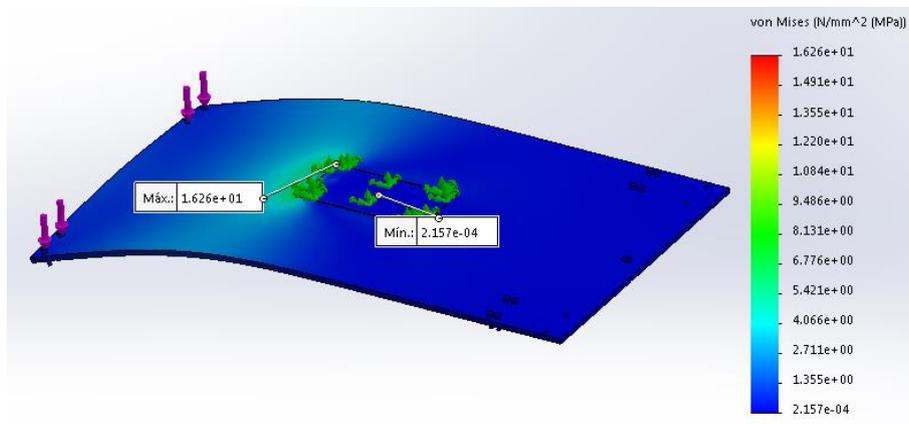


Figura 71. Tensiones von Mises - 8 mm.

Con 8 mm de espesor, las tensiones de von Mises siguen estando por debajo del límite de fluencia y no se sobrepasa el factor de seguridad 2. Los desplazamientos aumentan a 13 mm con la carga centrada, y a 25 mm con la estructura desplazada. Se decide reducir el espesor 2 mm más y simular de nuevo el caso. Los resultados de tensiones, con carga centrada, son:

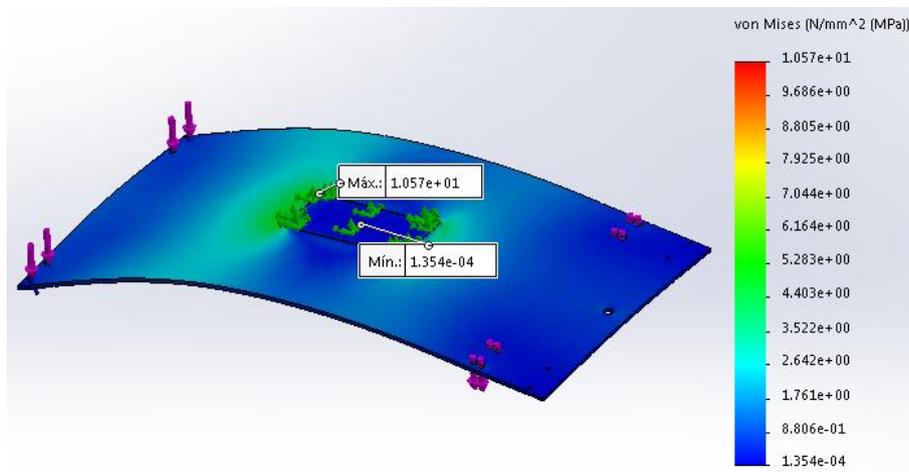


Figura 72. Tensiones von Mises - 6 mm.

Los resultados de tensiones, con carga desplazada, son:

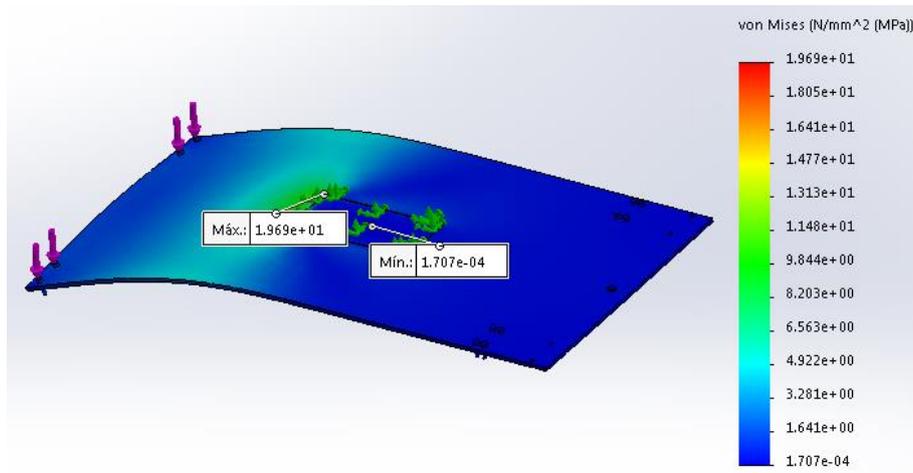


Figura 73. Tensiones von Mises - 6 mm.

Los resultados de tensiones con 6 mm de espesor siguen cumpliendo la condición del factor de seguridad. Los desplazamientos en los extremos son 29 mm con carga centrada y 53 mm con carga desplazada. Se decide seleccionar este espesor y no seguir reduciéndolo, ya que, si el límite de fluencia del material es cercano a 55 MPa, el factor de seguridad sería aproximadamente 2. En el peor de los casos, en el que el límite de fluencia es igual a 40 MPa, se satisface un factor de seguridad de 1,5.

Tras realizar este estudio, debe tenerse en cuenta que hay que incluir espacio para el sellado a través de una tórica, por lo que deberá consultarse con el proveedor si es posible o, si no es así, se debería intentar usar una junta plana, para conservar este espesor de 6mm, ya que reduciría el peso del sistema completo.

4.13. Estudio del cableado

El cableado de los tres ejes está formado por los cuatro cables de cada motor y el cable de la sonda. Los motores del eje X son fijos, por lo que simplemente habrá que guiarlos hacia el orificio de entrada/salida de cables. En cambio, los motores de los ejes Z e Y, y la sonda, son móviles. Además, estos últimos habrá que guiarlos desde la parte superior del túnel, ya que el orificio se encuentra en la tapa.

Para este propósito, se proponen unas cadenas portacables, de la marca Igus, en concreto, ya que comercializan versiones con eslabones de muy pequeño tamaño (8 x 8,7 mm), como se muestra en la Figura 74.

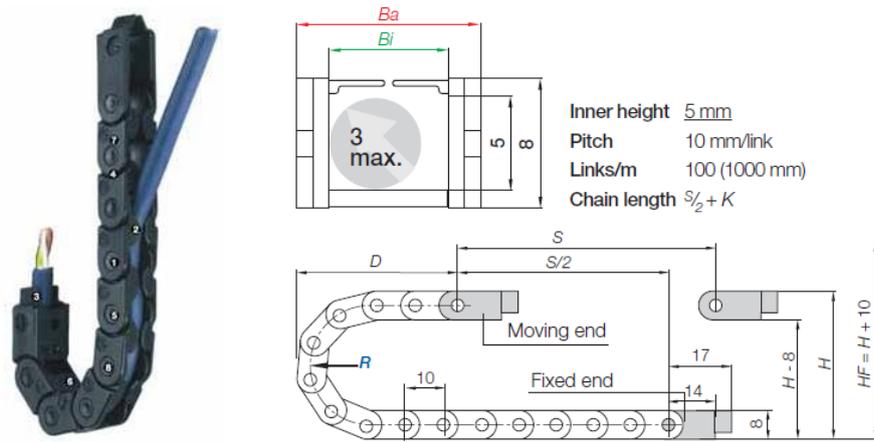


Figura 74. Igus Series E03 - cadena rellenable en el radio interior.

En la Figura 75, se muestra este modelo de cadena portacables ensamblada en el modelo CAD de la estructura. Esta configuración permite fijar la cadena hasta la mitad de la longitud del eje. Habrá una cadena por cada eje X.

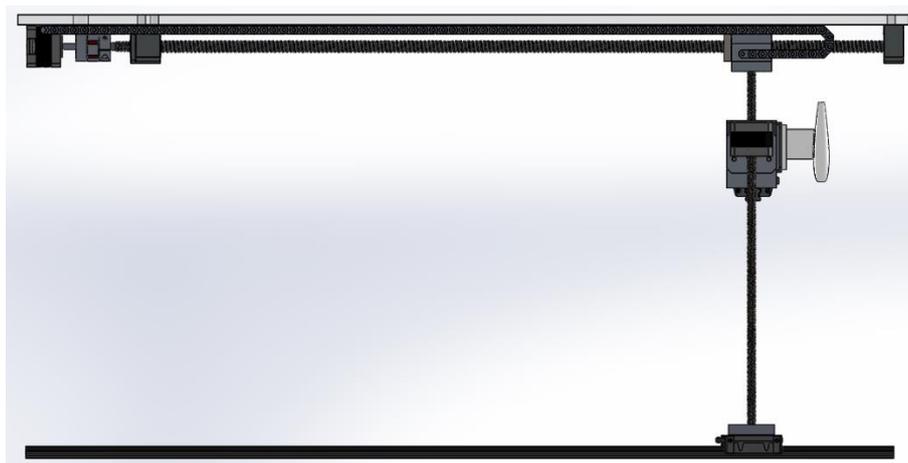


Figura 75. CAD 3D con cadena portacables.

Para los ejes móviles, se decide agrupar los cables y recubrirlos con una funda, para compactarlos y evitar enredos. Se han encontrado fundas termoretráctiles flexibles (Figura 76), que se contraen al aplicar calor, fundas trenzadas y fundas en espiral (Figura 77)

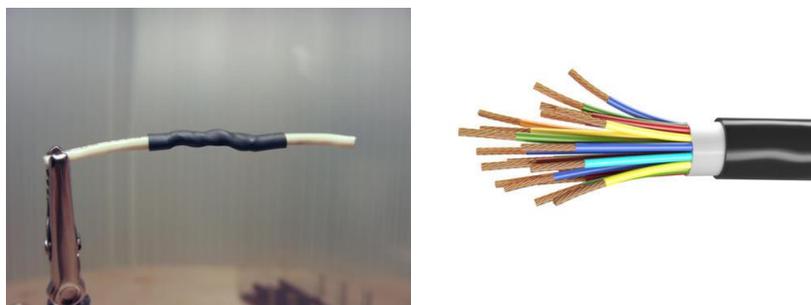


Figura 76. Funda termoretráctil.

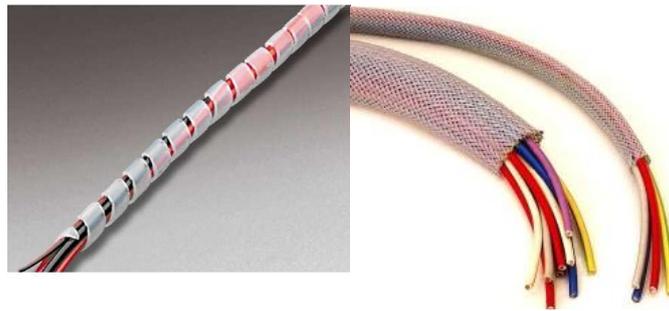


Figura 77. Fundas en espiral y en trenzada.

Para el cable de la sonda, se propone incorporar un muelle retráctil o retractable, que permite recoger y tensar el cable, similar al de las cintas retráctiles. No se aplica esta solución a los cables de los motores de los ejes Z e Y, ya que podrían hacer que éstos perdieran pasos de motor.

Una alternativa original para estos ejes es emplear carriles electrificados, similares a los del juego Scalextric. Bastaría con montar los carriles paralelos a los husillos Z e Y, y añadir una escobilla a cada cable del motor con la salida de los cables. Otra solución serían los sistemas de cable para iluminación, disponibles en tiendas como Leroy Merlin, aunque esta solución sería un poco más complicada de implementar.

4.14. Sistema de control de todo el ensamblaje

Este apartado es el último de este capítulo debido a que no influye en el análisis estructural y mecánico del sistema. Para mover el sistema en los tres ejes (X o longitudinal, Y o transversal y Z o vertical), se han empleado motores paso a paso. Para controlar este tipo de motor es necesario emplear un controlador compatible como el A4988. Estos drivers suelen ser baratos y se pueden encontrar en Ebay desde 2,50 euros.



Figura 78. Driver A4988.

Para controlar este driver, a su vez, se necesita un sistema empotrado o embebido, como pueda ser una placa de Arduino, STMicroelectronics o Texas Instruments. Para cubrir las necesidades de este proyecto con una placa de Arduino será suficiente, ya que únicamente debemos controlar los cinco motores paso a paso.



Figura 79. Arduino Uno R3.

Se ha seleccionado la placa Arduino Uno R3. En las especificaciones se observa que la placa tiene 14 pines de entrada/salida digitales, lo cual es un dato de los más importantes a la hora de seleccionar la placa, ya que se deben conectar los 5 drivers correspondientes a los 5 motores.

Microcontroller	ATmega328P
Operating Voltage	5V
Input Voltage (recommended)	7-12V
Input Voltage (limit)	6-20V
Digital I/O Pins	14 (of which 6 provide PWM output)
PWM Digital I/O Pins	6
Analog Input Pins	6
DC Current per I/O Pin	20 mA
DC Current for 3.3V Pin	50 mA
Flash Memory	32 KB (ATmega328P) of which 0.5 KB used by bootloader
SRAM	2 KB (ATmega328P)
EEPROM	1 KB (ATmega328P)
Clock Speed	16 MHz
LED_BUILTIN	13
Length	68.6 mm
Width	53.4 mm
Weight	25 g

Figura 80. Especificaciones Arduino Uno R3.

Además, se observa que la tensión de entrada recomendada es de 7 a 12 V, aunque no es nada recomendable que la placa trabaje durante mucho tiempo a la tensión máxima, ya que se podrían dañar los componentes. Por otro lado, los motores necesitan ser alimentados con una tensión de 12 V, por lo que se necesita una fuente de alimentación externa.

Se ha adjuntado en el apéndice A de este documento la guía de montaje del sistema completo. Una vez realizado el ensamblaje del sistema y extraídos los cables, se realiza la conexión de los

motores, por un lado a su fuente de alimentación externa, y por otro, a los drivers o controladores, que se conectarán a su vez al microcontrolador (Figura 81).

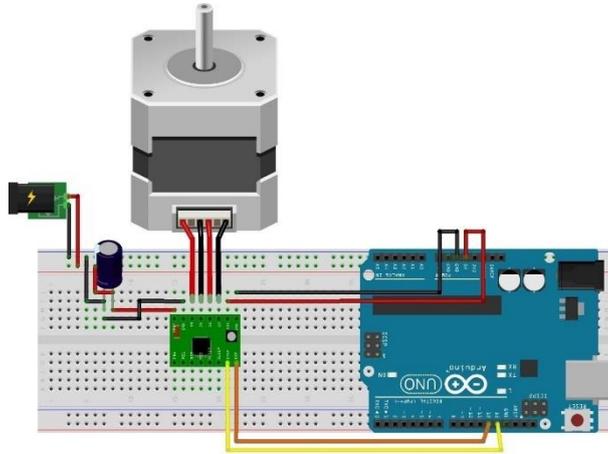


Figura 81. Esquema del montaje del motor.

Finalmente, solo es necesario programar el microcontrolador para que efectúe el movimiento de los motores. La placa de Arduino es fácilmente programable desde su entorno de desarrollo Arduino IDE. El lenguaje de programación es propio de este entorno pero es muy similar a C.

Capítulo 5

CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

5.1. Conclusiones de la realización de este trabajo

Este trabajo pertenecía a un proyecto inicial que consistía en el estudio de las características de perfiles alares a través de la comparación de las metodologías computacional y experimental. Este trabajo se centró en el desarrollo de una herramienta que permitiera el posicionamiento de una sonda en el interior de un túnel de viento para la realización de mediciones como parte de la metodología experimental. El objetivo inicial de desarrollar esta herramienta se cumplió. Sin embargo, a pesar de que la propuesta de compra se presentó en el mes de Noviembre de 2018, la realización de este trámite tuvo una duración de 8 meses, por lo que no fue posible realizar la fabricación de la herramienta en el curso 2018/19, y, por tanto, no se pudieron obtener y analizar resultados experimentales.

Otra conclusión inmediata de este trabajo es la importancia de trabajar en un equipo multifuncional, ya que es complicado y requiere tiempo desarrollar una única persona una herramienta como la de este trabajo al tener que trabajar con diferentes disciplinas. Es importante ser una persona proactiva y autodidacta, pero como conclusión creo que es mucho más eficiente trabajar en equipo.

5.2. Líneas de trabajo futuras

Este trabajo abre principalmente dos líneas de trabajo. Por un lado, debe fabricarse la herramienta diseñada en este trabajo y realizarse el análisis experimental a través de la medición con el anemómetro de hilo caliente de velocidades, y el post-procesado de estas medidas. Posteriormente, debería realizarse la comparación con los resultados computacionales, para la validación de estos últimos.

Por otro lado, se abre una segunda línea de trabajo que consiste en la mejora del propio sistema de posicionamiento de sonda. En esta línea se incluye la mejora en las características de precisión y calibración, el estudio del mantenimiento de los componentes y el sistema, y la adaptación de éste para otras sondas que se quieran usar en el túnel de viento.

Capítulo 6

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 02, μ.-T. (s.f.). *Acoplamiento desplazador de husillo a motor paso a paso*. microPaP.
- Aluflex. (s.f.). *Ball screws*.
- Circuit globe*. (s.f.). Obtenido de circuitglobe.com/hot-wire-anemometer.html
- Isidoro Carmona, A. (2015). *Aerodinámica y actuaciones del avión*. Paraninfo.
- Motors, O. (s.f.). *Selection Calculations For Motors*.
- Niasa. (s.f.). 07 Husillos y Tuercas. *sgtransmisiones*.
- Pope, S. B. (2000). *Turbulent Flows*. Cambridge University Press.
- Pope, S. B. (2003). Ten questions concerning the large-eddy simulation. *New Journal of Physics*.
- Rae, W. H. (1984). *Low-Speed Wind Tunnel Testing*. John Wiley and sons.
- Raymer, D. P. (2012). *Aircraft design: a conceptual approach*. AIAA education series.
- UA – Caminos, 4. O. (s.f.). Prontuario básico de estructuras simples. .
- Versteeg, H. K. (2007). *An introduction to computational fluid dynamics*. Harlow, England: Pearson Education Ltd.
- Vila, M. L. (s.f.). *Estudio y calibración de un túnel de viento cerrado con aplicaciones docentes y de investigación*. Proyecto Fin de Carrera.
- Yang, N. K. (2012). *Design of wind tunnel (fluid flow analysis)*. Universiti Malaysia Pahang.

Apéndice A

GUÍA DE MONTAJE

A.1. Cableado inicial

Antes de comenzar el ensamblaje de los ejes, es necesario preparar el cableado de los motores, ya que es mucho más cómodo trabajar con los motores cuando éstos no están ensamblados.

Se alargan los cables de los motores de los ejes Z e Y y se recubren con la funda. Los del eje Z se alargan hasta 3 m y los del eje Y, hasta 3,5 m.

A.2. Eje X

Componentes:

- 2 Husillos
- 2 Tuercas
- 2 Portatuercas
- 2 Anclajes soporte y fin de husillo (sujeción a la tapa)
- 2 Motores paso a paso
- 2 Soportes motores
- 2 Acoplamientos motor-husillo
- 16 Tornillos pasantes y tuercas

Proceso de montaje:

1. Se atornilla el soporte fin de husillo BF10 a la tapa en los 4 orificios correspondientes.
2. Se introduce el husillo en el rodamiento del soporte BF10.
3. Se introduce la tuerca de bolas y el portatuercas en el husillo, y se atornillan estos dos.
4. Se introduce el rodamiento del soporte BK10 en el husillo, se desplaza hasta su posición habilitada en el husillo, y se atornilla a la tapa en los 4 orificios correspondientes.
5. Se introduce el acoplamiento en el eje del husillo.
6. Se introduce el eje del motor en el acoplamiento, se coloca el soporte de motor, y se atornilla este a la tapa en los 2 orificios correspondientes.

A.3. Eje Z

Componentes:

- 2 Motores paso a paso \textit{non-captive}
- 2 Husillos trapezoidales
- 2 Placas husillo - unión eje X
- 2 Placas fin de husillo
- 2 Anclajes motor - eje Y

Proceso de montaje:

1. Se enrosca el husillo en la cara roscada de la placa husillo superior, y se introduce una tuerca por el husillo para fijar éste.
2. Se atornilla el soporte de motor al motor, y se introduce por el extremo inferior del husillo.
3. Se introduce una tuerca por el husillo, se enrosca el husillo en la cara roscada de la placa husillo inferior, y se aprieta la tuerca para fijar el husillo.

A.4. Eje Y

Componentes:

- Motor paso a paso \textit{non-captive}
- Husillo
- 2 Placas fin de husillo
- Anclaje motor-dispositivo sonda
- Guía lineal + anclajes

Proceso de montaje:

1. Se enrosca el husillo en la cara roscada de una de las placas de husillo, y se introduce una tuerca por el husillo para fijar éste.
2. Se atornillan los dos soportes de motor al motor, y se introduce por el extremo inferior del husillo.
3. Se introduce una tuerca por el husillo, se enrosca el husillo en la cara roscada de la otra placa husillo, y se aprieta la tuerca para fijar el husillo.
4. Se atornillan los ángulos de soporte raíl a las placas de husillo.
5. Se atornilla el patín al soporte de motor en la parte inferior del motor.
6. Se introduce el raíl guía por el patín, y se atornilla a los ángulos.
7. Se atornilla el soporte de la sonda al otro soporte de motor.

A.5. Ensamblaje

1. Se atornillan las placas de husillos superiores de los ejes Z a la caja tuerca de cada eje X.
2. Se atornillan las placas de husillo del eje Y al soporte motor de cada eje Z.
3. Se atornillan los patines del eje longitudinal a la placa de husillo inferior de cada eje Z.
4. Se acoplan ventosas a los raíles longitudinales inferiores y se introducen éstos por los

A.6. Cableado final

1. Se fijan a la tapa los tramos correspondientes (desde los motores hasta la mitad de la longitud de los husillos) de las cadenas portacables de cada eje X.
2. Se fija el extremo final de cada cadena a los motores del eje Z.
3. Se pasan todos los cables de los motores del eje Z e Y, y el de la sonda, por las cadenas portacables, hasta sacarlos por el orificio de la tapa.
4. Se adapta el muelle retráctil a uno de los motores del eje Z, y se tensa el cable de la sonda.

A.6. Motores

Los motores son bifásicos, por lo que el conjunto de cables de cada motor está formado por cuatro cables, dos por cada bobina. Para el motor seleccionado, se comprueba en el *datasheet* qué cables pertenecen a cada bobina (figura 76).

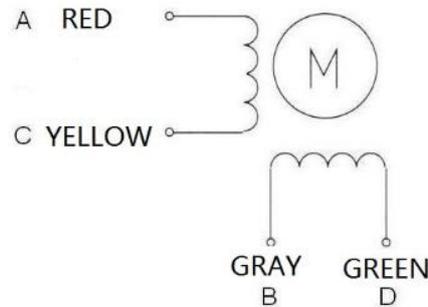


Figura 82. Esquema del cableado del motor.

1. Se conecta cada grupo de cables de cada motor a un driver A4988, como se indica en el siguiente esquema:

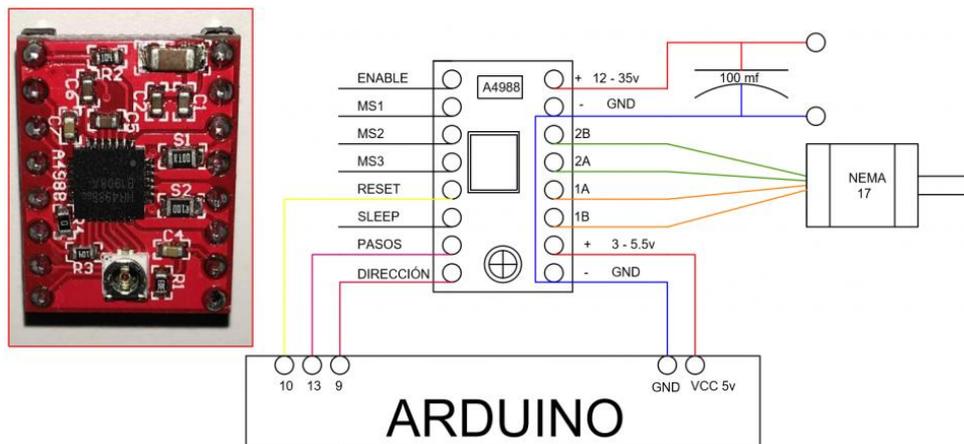


Figura 83. Esquema de conexiones del motor al driver A4988.

Los cables de la primera bobina, el rojo al pin 1A y el amarillo al pin 1B. Los cables de la segunda bobina, el gris al pin 2A y el verde al pin 2B.

2. Se conecta la fuente de alimentación externa (12V) a uno de los drivers, como se muestra en el esquema 65, sin encenderla. El resto de drivers se conectan en paralelo a la fuente de alimentación.

La placa de Arduino Uno R3 dispone de 14 pines entrada/salida digitales y 6 analógicos, que se podrán usar como digitales también. En total se tienen 20 pines.

Cada driver es alimentado desde los pines 5V y GND de la placa de Arduino, conectados, una vez más, en paralelo.

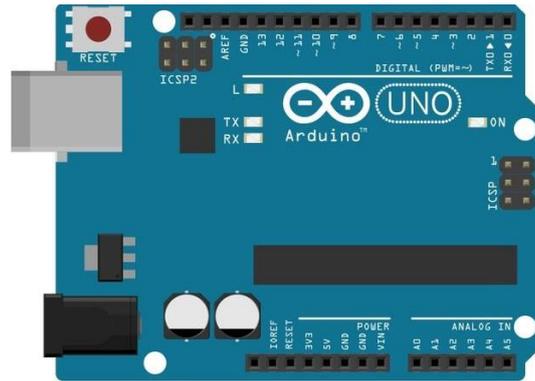


Figura 84. Esquema pines placa de Arduino Uno R3.

Para hacer funcionar el motor, cada driver necesita dos pines: uno para efectuar los pasos/pulsos del motor, y otro para controlar su dirección o sentido de giro. Esto suma 10 pines.

Es recomendado conectar también los pines Enable, Sleep y Reset del driver a la placa. El primero habilita el motor, no es necesario habilitarlo cada vez, pero así se evita tener que revisar la electrónica de nuevo en caso de que por alguna razón se deshabilitara. El segundo, permite el ahorro de consumo de potencia de los motores cuándo no se están usando. Y, el tercero, permite resetear la placa después del modo Sleep. Solo serán necesarios 3 pines en la placa, ya que el estado de todos los motores es común.

Finalmente, existe la posibilidad de realizar micropasos. Esta técnica permite aumentar la resolución, reduciendo el ángulo por pulso, a través de la combinación de encendido/apagado de tres pines del driver.

MS1	MS2	MS3	Microstep Resolution	Excitation Mode
L	L	L	Full Step	2 Phase
H	L	L	Half Step	1-2 Phase
L	H	L	Quarter Step	W1-2 Phase
H	H	L	Eighth Step	2W1-2 Phase
H	H	H	Sixteenth Step	4W1-2 Phase

Figura 85. Configuración micropasos del driver A4988.

Se tienen dos modelos de motores, los del eje longitudinal, que son externos lineales, y los del eje Z e Y, que son *non-captive*. Todos ellos tienen una resolución angular de 1,8°/pulso, que se traduce en una resolución lineal de 0.04 mm en el primer modelo, y 0,02 mm, en el segundo. En este caso, estas resoluciones son más que suficiente. En otras aplicaciones, como impresión 3D o CNCs es más útil. Por otro lado, en el datasheet del primer modelo de motor se observa que la precisión es del 5% por paso. Del segundo modelo no hay información. Existe la idea errónea de que esta técnica aumentaría la precisión. Sin embargo, esto no ocurre ya que el error de precisión se va acumulando. Además, al realizar microstepping, se pierde par de motor, por lo que al estar sometido a cargas, la resolución angular podría disminuir, ya que el motor no tiene la misma fuerza para realizar un paso completo, y podría desviar el eje. Por todo ello, no se aplicará esta técnica, aunque si se quisiera implementar, se dispone de 6 pines libres en la placa de Arduino para conectar los 3 pines de micropasos del driver (ms1, ms2, ms3), por cada modelo de motor.

3. Se conectan los pines de pasos, dirección, enable, sleep, reset y alimentación del driver, a la placa de Arduino, como se comentaba anteriormente.

Finalmente, solo hace falta programar la placa de Arduino para hacer funcionar los motores.

4. Se conecta la placa de Arduino, con el programa cargado a una fuente de alimentación externa de 7 V.

II. PRESUPUESTO

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN

En este documento se presenta el presupuesto necesario para el desarrollo de este trabajo. Para ello, primero se han calculado los costes unitarios del material empleado, software y material fungible. Asimismo, se han incluido los costes de los componentes del sistema de posicionamiento, ya que forma parte de este trabajo la búsqueda y validación de los componentes para la fabricación del sistema, así como la realización de la propuesta de compra del Instituto Universitario CMT-Motores Térmicos a la Universitat Politècnica de València. Se excluye de este, los gastos asociados a la fabricación, el montaje y la puesta en marcha del sistema. A continuación, tras la suma de todos los costes, se aplicará el 21 % correspondiente al IVA (Impuesto sobre el Valor Añadido).

Debe tenerse en cuenta que no se presenta un presupuesto de todo el proyecto, ya que la parte computacional y el análisis experimental conlleva unos costes que no se pueden estimar fácilmente si no se ha participado en el desarrollo de esta parte del trabajo y no se conocen las horas empleadas en éste.

Capítulo 2

COSTES UNITARIOS

2.1. Costes de mano de obra

En este apartado, se incluyen los costes relacionados con las personas que han trabajado o colaborado en el trabajo. En este caso, los implicados son la alumna de máster y autora del trabajo, el profesor contratado y doctor que ha tutorizado el mismo, y los profesores que han concedido tutorías relacionadas con el trabajo a la autora. Los costes se evalúan por tiempo, es decir, por €/hora.

Antes de calcular el coste unitario de cada persona, se obtiene el cálculo de horas trabajadas por año, descontando las 7 semanas no lectivas. Se supone que se trabajan 40 horas semanales, se obtiene el siguiente número de horas anuales:

$$\frac{\text{horas}}{\text{año}} = \frac{(52 - 7) \cdot 40}{\text{año}} = 1800 \text{ horas/año}$$

- Alumna

La alumna ha desarrollado el trabajo durante aproximadamente 6 meses, de julio a noviembre (sin incluir agosto) de 2018 y durante los meses de junio y julio de 2019. Sin embargo, el coste de la alumna ha sido nulo ya que el trabajo se ha realizado como Trabajo Fin de Máster, sin cobrar ni ser beneficiaria de ninguna beca.

- Tutor

Según el Presupuesto de la Universitat Politècnica de València 2019 publicado en la web de la UPV, el sueldo anual (sin complementos) de un profesor contratado/doctor a tiempo completo es de 15.234,76€. Si se considera que se trabajan las 1800 horas, el coste del tutor es de aproximadamente:

$$t_h = \frac{15234,76}{1800} = 8,44\text{€/hora}$$

- Resto de profesores

Para el resto de profesores que han colaborado en el trabajo, se supone el mismo coste unitario, ya que al haber participado en proporción menos horas apenas variará el coste global del trabajo.

2.2. Costes de equipamiento informático

Para todo el desarrollo del trabajo, tanto para la búsqueda de información, el diseño del sistema, los cálculos mecánicos como para la redacción de la memoria y la preparación del trabajo, se ha empleado un ordenador portátil, con las siguientes características:

- Procesador Intel Celeron CPU N2830 @ 2.16GHz
- Memoria RAM 4,00 GB
- Disco duro 500 GB
- Tarjeta gráfica integrada Intel HD Graphics
- Sistema operativo Windows7 64 bits

Si se supone un periodo de amortización de 3 años, con un precio aproximado cuando se compró de 300 € y un valor actual de 100 €, el coste unitario del portátil es el siguiente:

$$A_a = \frac{300 - 100}{1800} = 0,11€/hora$$

$$t_h = \frac{0,11}{4} = 0,03€/hora$$

2.3. Costes de software y licencias

- Solidworks: el coste de la licencia anual profesional, que contiene los módulos de simulación de fluidos, mecánica y vibraciones, es de aproximadamente 8.000 €.

$$t_h = \frac{8000}{1800} = 4,44€/hora$$

- Microsoft Office: el coste de la licencia anual profesional es de 70 €.

$$t_h = \frac{70}{1800} = 0,04€/hora$$

- Latex y TexMaker: la licencia es gratuita.

2.4 Coste de componentes del sistema

Tras el diseño del sistema de posicionamiento de sonda, se realizó una propuesta de compra por el Instituto CMT de la UPV, para comprar todos los materiales y componentes necesarios para realizar la fabricación de dicho sistema. Al tratarse de una inversión nueva, no se tendrá en cuenta en los costes unitarios, en €/hora, sino que se sumará como un coste global.

EJE LONGITUDINAL

Componente	Descripción	Cantidad	Precio/Unidad	Precio Total	Precio Total €
Husillo de bolas	SFU1204	2	34,50 €	69,00 €	69,00 €
Tuerca bolas	SFU1204-3	2	28 €	56,00 €	56,00 €
Soporte y fin husillo	BK10 + BF10	2	14,87 €	29,74 €	29,74 €
Acoplamiento	CM25C	2	\$ 4,95	\$ 9,90	8,51 €
Caja de Tuerca	SFU1204	2	17,85 €	35,70 €	35,70 €
Motor paso a paso	NEMA-17	2	14 €	28,00 €	24,08 €
Placa roscada sup		2	17,60 €	35,20 €	35,20 €
Patín	CNW15CA	2	20,00 €	40,00 €	40,00 €
Rail guía	CNR15R	2	26,90 €	53,80 €	53,80 €

EJE VERTICAL Z

Componente	Descripción	Cantidad	Precio/Unidad	Precio Total	Precio Total €
Placa roscada inf		2	17,90 €	35,80 €	35,80 €

Soporte motor	NEMA Holder	2	21,20 €	42,40 €	42,40 €
Motor NC + Husillo	NC17HS3001-400T84	2	\$ 40,00	\$ 80,00	68,80 €
<i>EJE LATERAL Y</i>					
Componente	Descripción	Cantidad	Precio/Unidad	Precio Total	Precio Total €
Placa roscada sup		2	17,60 €	35,20 €	35,20 €
Soporte motor	NEMA Holder	2	21,20 €	42,40 €	42,40 €
Motor NC + Husillo	NC17HS3001-400T84	1	\$ 40,00	\$ 40,00	34,40 €
Patín	CNW15CA	1	20,00 €	20,00 €	20,00 €
Rail guía	CNR15R	1	13,70 €	13,70 €	13,70 €
Ángulos roscados		2	15,80 €	31,60 €	31,60 €
<i>SOPORTE SONDA</i>					
Componente	Descripción	Cantidad	Precio/Unidad	Precio Total	
Soporte sonda	Impresión 3D	1			
<i>ELECTRONICA 3</i>					
<i>EJES</i>					
Componente	Descripción	Cantidad	Precio/Unidad	Precio Total	Precio Total €
Driver Motor	A4988	1	7,99 €	7,99 €	7,99 €
Placa de Arduino	Arduino Uno R3	1	23,20 €	23,20 €	23,20 €
Fuentes alimentación	5V y 12V				
<i>Otros</i>					
Componente	Descripción	Cantidad	Precio/Unidad	Precio Total	Precio Total €
Portacables	Serie E03	2	19,93 €	39,86 €	39,86 €
Cableado y fundas					
Tuercas	Abrocha placa husillo	6			
Ventosas					
<i>TAPA</i>					
Componente	Descripción	Cantidad	Precio/Unidad	Precio Total	Precio Total €
Tapa túnel	Metacrilato, orificios	1	68,15 €	68,15 €	68,15 €
<i>TOTAL:</i>	<i>815,53 €</i>				

No se incluyen los costes de porte o envío ni el IVA en los productos de España. Para más detalles consultar el Apéndice A de este documento que contiene las órdenes de compra.

Capítulo 3

COSTES TOTALES

En este capítulo, se incluyen todos los costes totales, con impuestos incluidos, de todo el trabajo.

Para realizar este cálculo, previamente se estima el período empleado por el personal y por el material informático.

- Como se ha mencionado en el capítulo anterior, la duración del proyecto ha sido de 6 meses. Trabajando todos los días en él (con más frecuencia los fines de semana debido a la disponibilidad), se ha trabajado una media de 3 horas diarias, por lo que el total de horas dedicada por la alumna al trabajo es de:

$$P_{alumna} = 6 \cdot 30 \cdot 3 = 540 \text{ horas}$$

- Se estima a groso modo que el tutor ha dedicado 1 horas semanal, a resolver dudas, tramitar y corregir el trabajo/memoria.

$$P_{tutor} = 6 \cdot 26 \cdot 1 = 156 \text{ horas}$$

- También se estima el tiempo dedicado a tutorías con otros profesores, en torno a 10 horas.
- Las horas del material informático se estima que ha sido aproximadamente el tiempo dedicado por la alumna al trabajo.
- El período de uso de las licencia en horas ha sido aproximadamente el mismo para cada software, por lo que se usará el valor medio del precio unitario de las licencias, y el tiempo será el mismo que el del material informático.

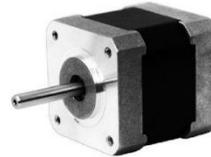
Concepto	Período (h)	Tasa horaria (€/h)	Importe bruto (€)	IVA (€)	Importe (€)
PERSONAL					
Alumna	540	0	0	0	0
Tutor	156	8,44	1316,64	276,50	1593,14
Profesores	10	8,44	84,40	17,72	102,12
MATERIAL INFORMÁTICO Y SOFTWARE					

Portátil	540	0,03	16,20	3,40	19,60
Licencias	540	2,24	1209,60	254,02	1463,62
COMPONENTES			815,53	171,26	986,79
Portes de envío					200,00
TOTAL					4365,27€
TOTAL (CON BENEFICIO 6%)					4627,19€

Datasheet - Stepper motor - NEMA-17 size - 200 steps/rev, 12V 350mA

1.8° 42MM High Torque Hybrid Stepping Motor

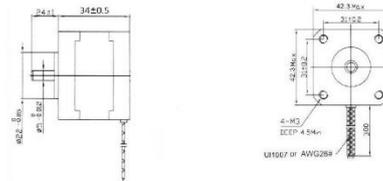
Item	Specifications
Step Angle	1.8°
Step Angle Accuracy	±5% (full step, no load)
Resistance Accuracy	±10%
Inductance Accuracy	±20%
Temperatru Rise	80°CMax. (rated current,2 phase on)
Ambient Temperatuar	-20°C→+50°C
Insulation Resistance	100M?Min.,500VDC
Dielectric Strength	500VAC/ for one minute
Shaft Radial Play	0.02Max. (450 g-load)
Shaft Axial Play	0.08Max. (450 g-load)
Max. radial force	28N (20mm from the flange)
Max.axial force	10N



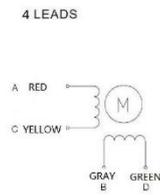
● 42MM Hybrid Stepping Motor Specifications

Model No	Rated Voltage	Current /Phase	Resistance /Phase	Inductance /Phase	Holding Torque	# of Leads	Rotor Inertia	Weight	Detent Torque	Length
	V	A	Ω	mH	kg-cm		g-cm ²	kg	g-cm	mm
XY425TH34-0354A	12	0.35	34	33	1.6	4	35	0.22	120	34

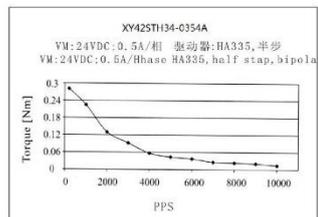
● Dimension



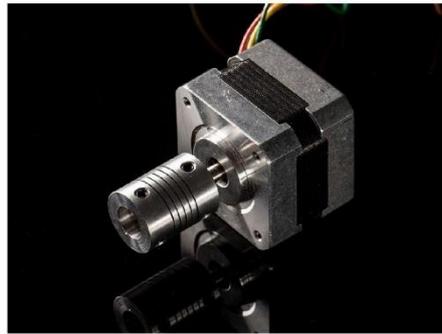
● Wiring Diagram



● Pull out Torque Curve



Technical Data - Aluminum Flex Shaft Coupler - 5mm to 10mm



DESCRIPTION

Connect this to that with a set-screw coupler. These couplers are made of machined aluminum and have a spiral cut that makes them slightly flexible so they can be fit to two shafts even if they are not perfectly co-linear and will help reduce binding effects. The way they're cut, they're a little springy in the X Y and Z linear axis but not in the rotational axis. That means that you won't get increased backlash - so they're suitable for precision CNC work.

This coupler will connect a 5mm diameter shaft to a 10mm diameter shaft. A perfect add on for our stepper motors. Comes with two sets of double set-screws (two per side) for secure attachment. You'll need a 2mm allen wrench to tighten/loosen the set-screws.

TECHNICAL DETAILS

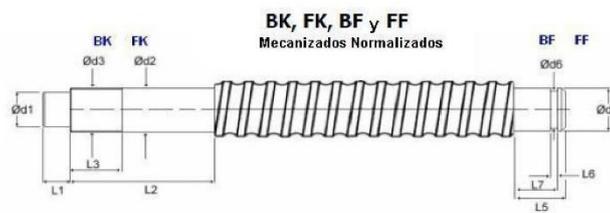
- Outer Diameter: 20mm / 0.8"
- Inner Diameter (wide side): 10mm / 0.4"
- Inner Diameter (small side): 5mm / 0.2"
- 15 grams

Datasheet - Husillo de Bolas 12-04 Corte a 800 mm



Ref.	Type	ø	øBall mm	Adv. mm	Precision
CNC30081	1204	12	2.381	4	C7
CNC30082	1605	16	3.175	5	C7
CNC30083	1610	16	3.175	10	C7
CNC30084	1616	16	3.175	16	C7
CNC30085	2005	20	3.175	5	C7
CNC30086	2010	20	3.175	10	C7
CNC30087	2020	20	3.175	20	C7
CNC30088	2505	25	3.175	5	C7
CNC30089	2510	25	4.763	10	C7
CNC30090	2525	25	3.969	25	C7

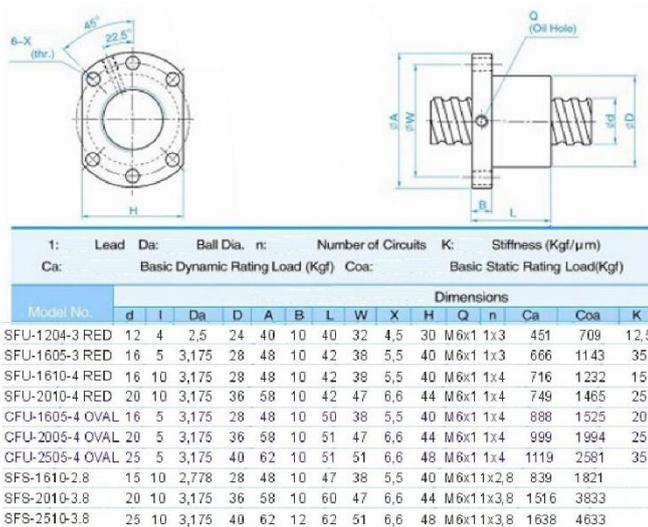
Mecanizado de husillo BK10/BF10



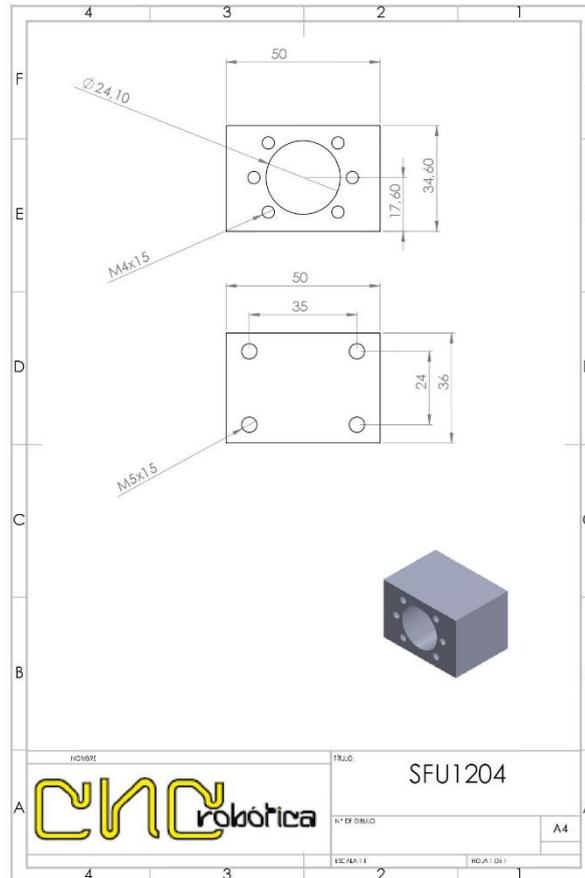
Spindle ø	Fixed Ballscrew Support	d1 (h6)	d2 (g6)	L1	L2	d3	L3	Ballscrew ø	Trapezoidal ø
6mm to 16mm	BK12 FK12	10.0	12.0	15	39	M12x1.0	16	16	18 & 20
18mm to 25mm	BK15 FK15	12.0	15.0	20	41	M15x1.0	16	20	22

Spindle ø	Floating Ballscrew Support	d5 (g6)	d6 (g6)	L5	L6	L7	Ballscrew ø	Trapezoidal ø
6mm to 16mm	BF12 FF12	10	12	9.6	1.15	9.15	16	18 & 20
18mm to 25mm	BF15 FF15	15	12	14.3	1.15	10.15	20	22

Datasheet - Tuerca de bolas SFU 1204-3 RED



Datasheet - Caja de Tuerca SFU1204 Aluminio



Datasheet - Guía Prismática de 15 mm CNR15R Corte a 800mm

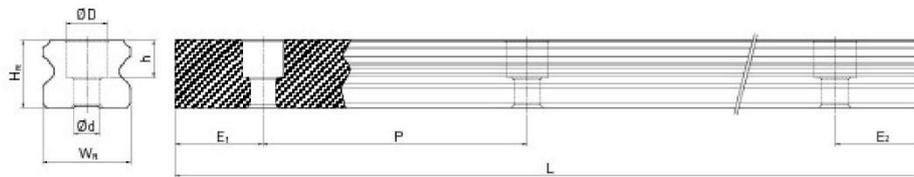
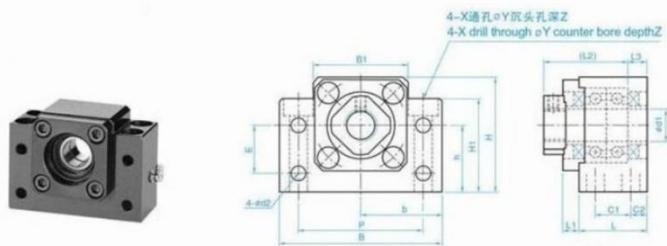
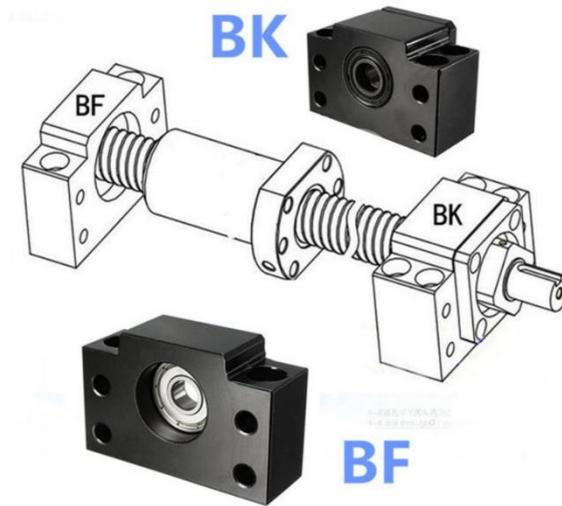


Table Dimensions of the rail HGR_R

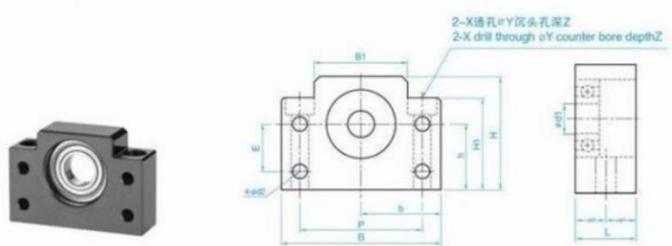
Series/ size	Assembly screw for rail [mm]	Dimensions of rail [mm]						Max. length [mm]	Max. length E ₁ = E ₂	E _{1/2} min [mm]	E _{1/2} max [mm]	Weight [kg/m]	CAD
		W _R	H _R	D	h	d	p						
HGR15R	M4 x 16	15	15,0	7,5	5,3	4,5	60,0	4000	3900	6	54	1,45	CAD
HGR20R	M5 x 16	20	17,5	9,5	8,5	6,0	60,0	4000	3900	7	53	2,21	CAD
HGR25R	M6 x 20	23	22,0	11,0	9,0	7,0	60,0	4000	3900	8	52	3,21	CAD
HGR30R	M8 x 25	28	26,0	14,0	12,0	9,0	60,0	4000	3920	9	71	4,47	CAD
HGR35R	M8 x 25	34	29,0	14,0	12,0	9,0	80,0	4000	3920	9	71	6,30	CAD
HGR45R	M12 x 35	45	38,0	20,0	17,0	14,0	105,0	4000	3885	12	93	10,41	CAD
HGR55R	M14 x 45	53	44,0	23,0	20,0	16,0	120,0	4000	3840	14	106	15,08	CAD
HGR65R	M16 x 50	63	53,0	26,0	22,0	18,0	150,0	4000	3750	15	135	21,18	CAD

Datasheet - Machifit 2pcs BK10 BF10 Bola Tornillo



单位(Unit) : mm

公称型号 Model No.	d1	L	L1	L2	L3	C1	C2	B	H	b ^{+0.02}	h ^{+0.02}	B1	H1	E	P	d2	X	Y	Z
BK 10	10	25	5	29	5	13	6	60	39	30	22	34	32.5	15	46	5.5	6.6	10.8	5
BK 12	12	25	5	29	5	13	6	60	43	30	25	34	32.5	18	46	5.5	6.6	10.8	1.5
BK 15	15	27	6	32	6	15	6	70	48	35	28	40	38	18	54	5.5	6.6	11	6.5
BK 17	17	35	9	44	7	19	8	86	64	43	39	50	55	28	68	6.6	9	14	8.5
BK 20	20	35	8	43	8	19	8	88	60	44	34	52	50	22	70	6.6	9	14	8.5
BK 25	25	42	12	54	9	22	10	106	80	53	48	64	70	33	85	9	11	17.5	11
BK 30	30	45	14	61	9	23	11	128	89	64	51	76	78	33	102	11	14	20	13
BK 35	35	50	14	67	12	26	12	140	96	70	52	88	79	35	114	11	14	20	13
BK 40	40	61	18	76	15	33	14	160	110	80	60	100	90	37	130	14	18	26	17.5



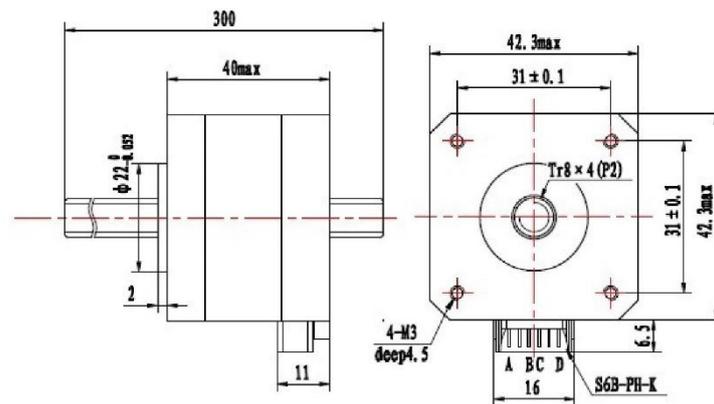
单位(Unit) : mm

公称型号 Model No.	d1	L	B	H	b ^{+0.02}	h ^{+0.02}	B1	H1	E	P	d2	X	Y	Z
BF 10	8	20	60	39	30	22	34	32.5	15	46	5.5	6.6	10.8	5
BF 12	10	20	60	43	30	25	34	32.5	18	46	5.5	6.6	10.8	1.5
BF 15	15	20	70	48	35	28	40	38	18	54	5.5	6.6	11	6.5
BF 17	17	23	86	64	43	39	50	55	28	68	6.6	9	14	8.5
BF 20	20	26	88	60	44	34	52	50	22	70	6.6	9	14	8.5
BF 25	25	30	106	80	53	48	64	70	33	85	9	11	17.5	11
BF 30	30	32	128	89	64	51	76	78	33	102	11	14	20	13
BF 35	35	32	140	96	70	52	88	79	35	114	11	14	20	13
BF 40	40	37	160	110	80	60	100	90	37	130	14	18	26	17.5

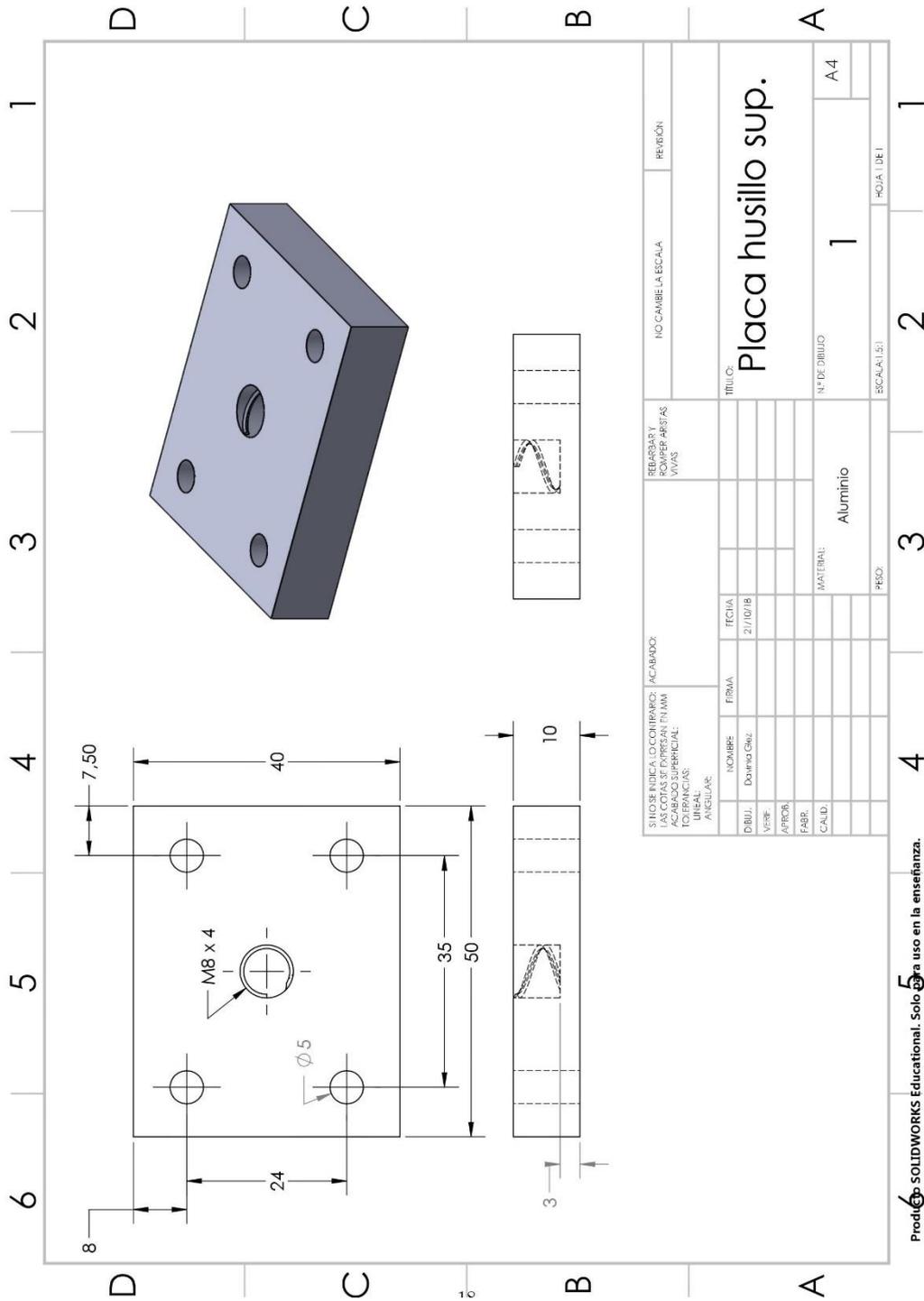
Datasheet - Non-captive Nema17 Linear Stepper



General specification		Electrical specification		Wiring diagram
Step angle	1.8°	Rated voltage	3.2V	
Number of phase	2	Rated current	1.67A	
Insulation resistance	10MΩmin. (500V DC)	Resistance per phase	1.9Ω ± 10%	
Insulation class	Class B	Inductance per phase	4.5mH ± 20%	
Rotor inertia	57g·cm²	Holding torque	4kg·cm	
Mass	0.24kg	Resolution	0.02mm	

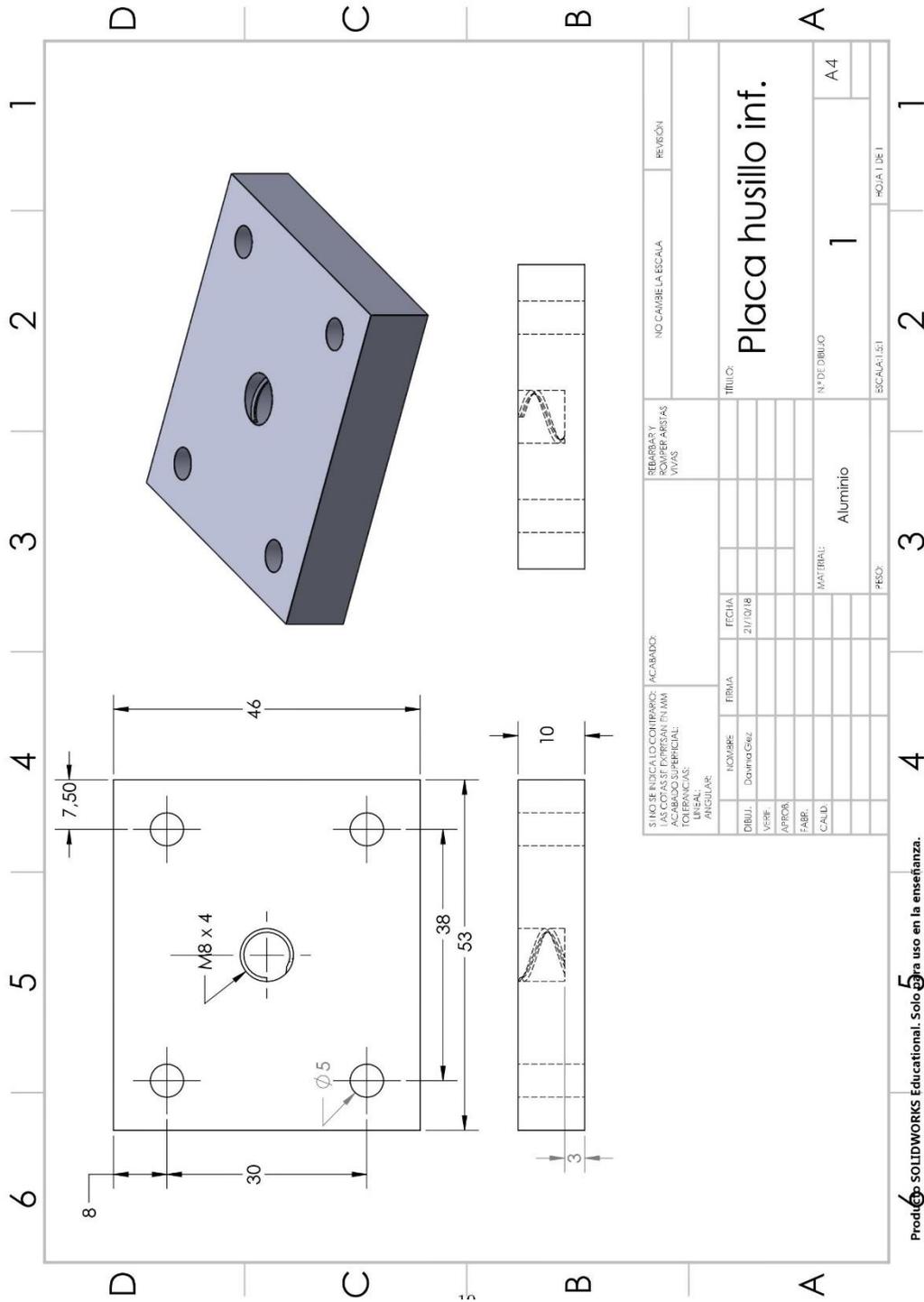


Plano - Placa husillo superior

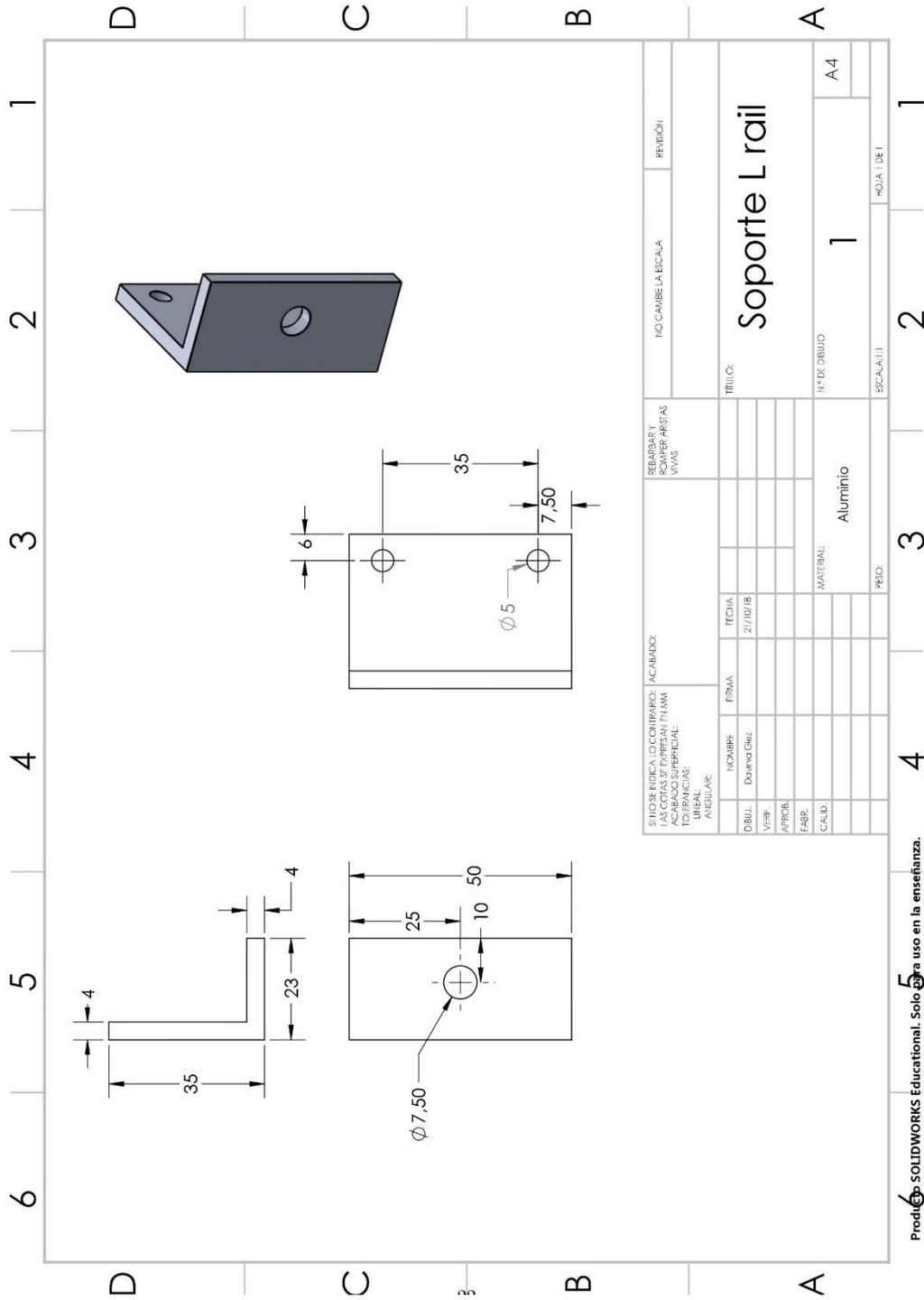


Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Plano - Placa husillo inferior



Soporte L rail

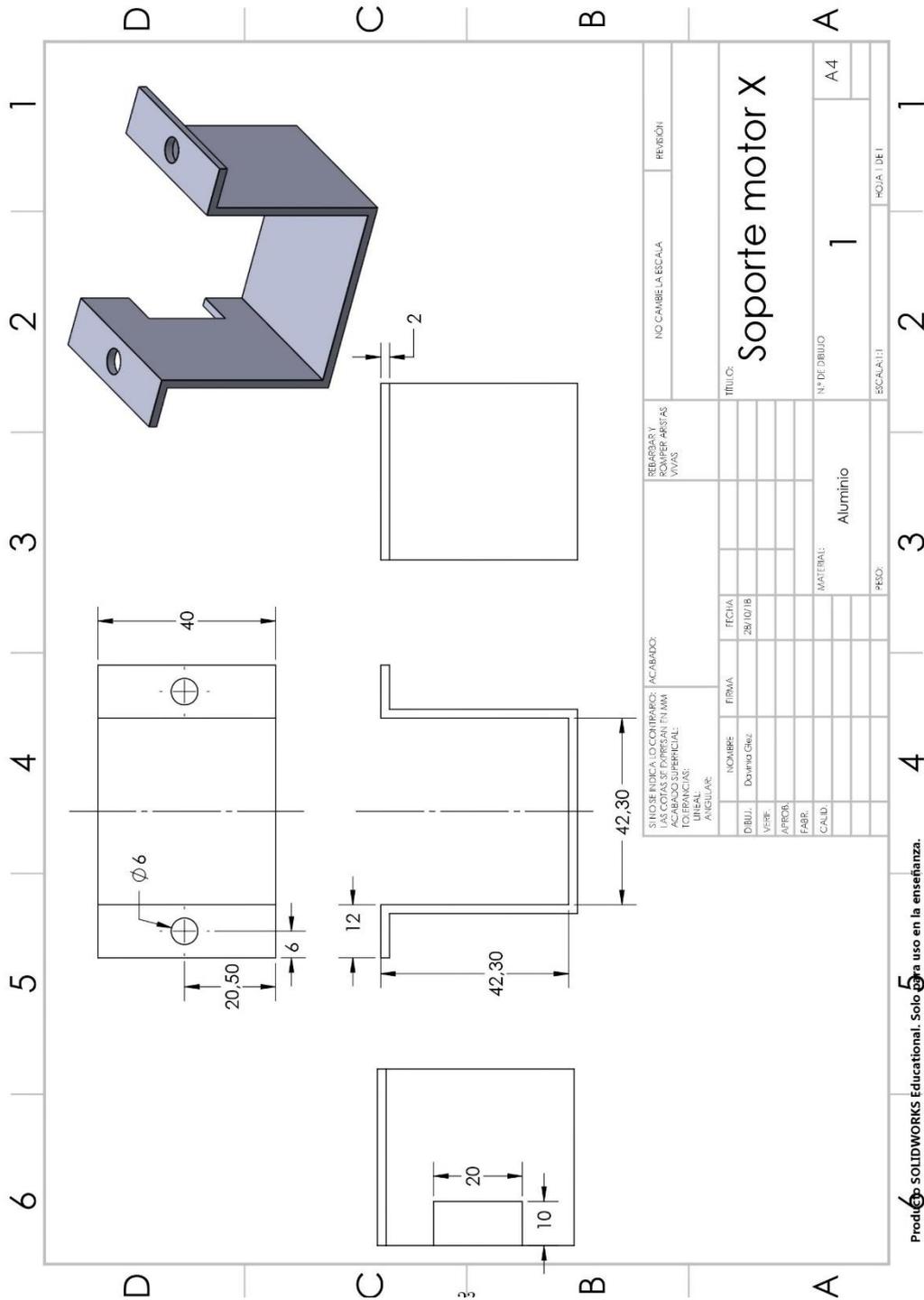


ESTUDE EN UNO DE LOS CENTROS DE ACABADO:		FECHA:	
DIBUJ. DOMINGO GIBZ.		21/10/18	
VERIF.:			
APROB.:			
FABR.:			
CALIB.:			
MATERIAL: Aluminio			
PESO:			

REVISIÓN	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
Soporte L rail		
TÍTULO:		
Nº DE DIBUJO		1
MATERIAL:		Aluminio
PESO:		
ESCALA: 1:1		
HOJA: 1 DE 1		

Producción SOLIDWORKS Educativa. Solo para uso en la enseñanza.

Soporte Omega motor X



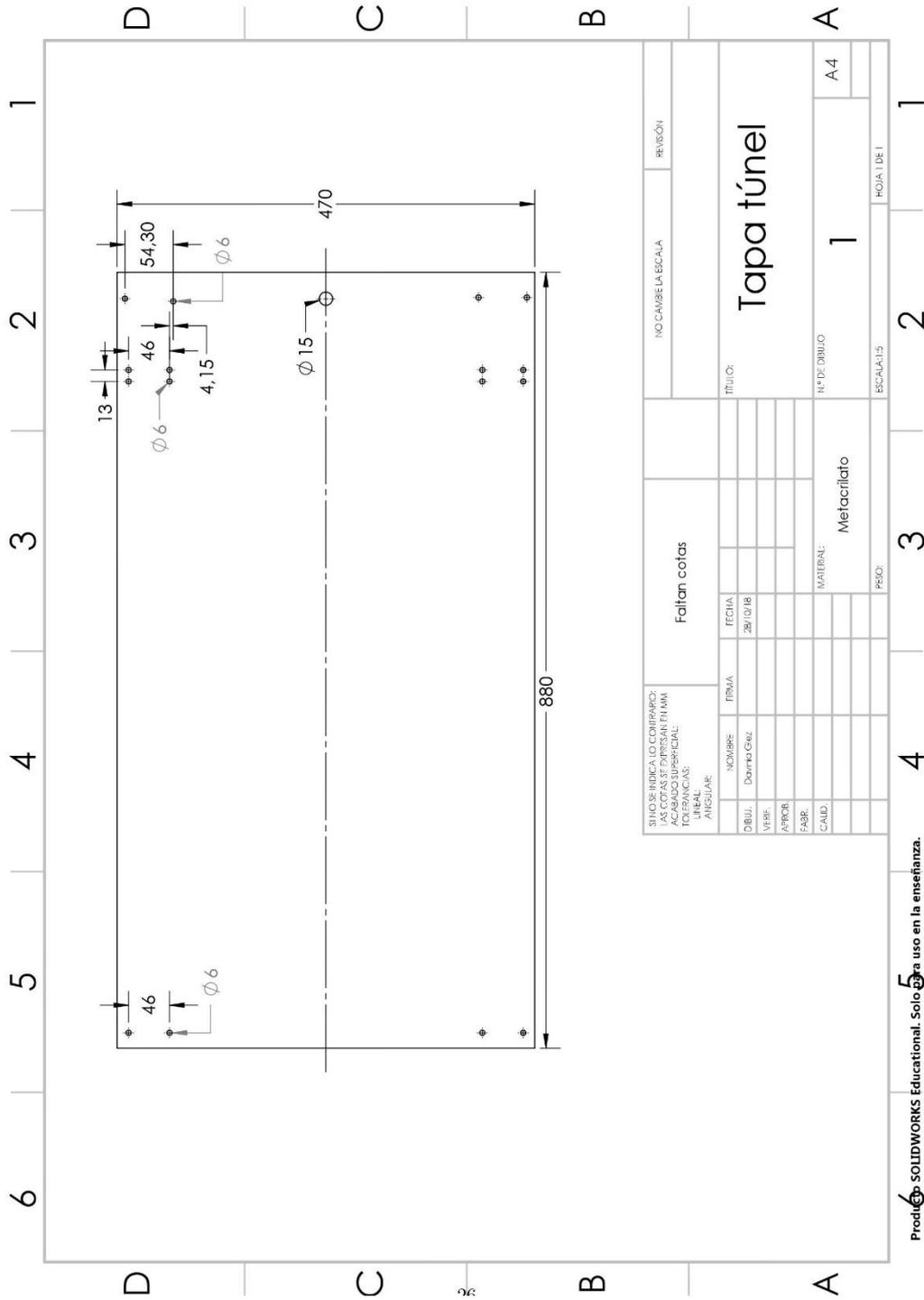
Producto 5 en uso en la enseñanza.

Datasheet - Arduino Uno R3

Microcontroller	ATmega328P
Operating Voltage	5V
Input Voltage (recommended)	7-12V
Input Voltage (limit)	6-20V
Digital I/O Pins	14 (of which 6 provide PWM output)
PWM Digital I/O Pins	6
Analog Input Pins	6
DC Current per I/O Pin	20 mA
DC Current for 3.3V Pin	50 mA
Flash Memory	32 KB (ATmega328P) of which 0.5 KB used by bootloader
SRAM	2 KB (ATmega328P)
EEPROM	1 KB (ATmega328P)
Clock Speed	16 MHz
LED_BUILTIN	13
Length	68.6 mm
Width	53.4 mm
Weight	25 g

Más información en la página web de Arduino: <https://store.arduino.cc/usa/arduino-uno-rev3>.

Plano tapa túnel - (Faltan cotas por determinar)



Producción SOLIDWORKS Educativa. Solo para uso en la enseñanza.

3. PLIEGO DE CONDICIONES

Capítulo 1

CONDICIONES GENERALES

En este documento se indican los requisitos generales y técnicos para el desarrollo de este Trabajo Fin de Máster. Según la Orden de 9 de Marzo de 1971 por la que se aprueba la Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo se deben de cumplir una serie de requerimientos en el lugar de trabajo. Por otro lado, el Decreto 488/1997 de 14 de Abril establece las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización de equipos por los trabajadores.

1.1. Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo

Artículo 13. Seguridad estructural

1. Todos los edificios, permanentes o provisionales, serán de construcción segura y firme para evitar riesgos de desplome y los derivados de los agentes atmosféricos.
2. Los cimientos, pisos y demás elementos de los edificios ofrecerán resistencia suficiente para sostener y suspender con seguridad las cargas para los que han sido calculados.
3. Se indicará por medio de rótulos o inscripciones las cargas que los locales puedan soportar o suspender, quedando prohibido sobrecargar los pisos y plantas de los edificios.

Artículo 14. Superficie y cubicación

1. Los locales de trabajo reunirán las siguientes condiciones mínimas:
 - a) Tres metros de altura desde el piso al techo.
 - b) Dos metros cuadrados de superficie por cada trabajador.
 - c) Diez metros cúbicos por cada trabajador.
2. No obstante, en los establecimientos comerciales, de servicios y locales destinados a oficinas y despachos la altura a que se refiere el apartado a) del número anterior podrá quedar reducida hasta 2,50 metros, pero respetando la cubicación por trabajador que se establece en el apartado c), y siempre que se renueve el aire suficientemente.
3. Para el cálculo de la superficie y volumen no se tendrán en cuenta los espacios ocupados por máquinas, aparatos, instalaciones y materiales.

Artículo 25. Iluminación

1. Todos los lugares de trabajo o tránsito tendrán iluminación natural, artificial o mixta apropiada a las operaciones que se ejecuten.
2. Siempre que sea posible se empleará la iluminación natural.
3. Se intensificará la iluminación de máquinas peligrosas, lugares de tránsito con riesgo de caídas, escaleras y salidas de urgencia.
4. Se deberá graduar la luz en los lugares de acceso a zonas de distinta intensidad luminosa.

Artículo 30. Ventilación, temperatura y humedad.

1. En los locales de trabajo y sus anexos se mantendrán, por medios naturales o artificiales, condiciones atmosféricas adecuadas, evitando el aire viciado, exceso de calor y frío, humedad o sequía y los olores desagradables.

2. Las emanaciones de polvo, fibras, humos, gases, vapores o neblinas, desprendidos en locales de trabajo, serán extraídos, en lo posible, en su lugar de origen, evitando su difusión por la atmósfera.

3. En ningún caso el anhídrido carbónico o ambiental podrá sobrepasar la proporción de 50/10.000, y el monóxido de carbono, la de 1/10.000.

Se prohíbe emplear braseros, salamandras, sistemas de calor por fuego libre, salvo a la intemperie y siempre que no impliquen riesgo de incendio o explosión.

4. En los locales de trabajo cerrados, el suministro de aire fresco y limpio por hora y trabajador será, al menos, de 30 a 50 metros cúbicos, salvo que se efectúe una renovación total del aire varias veces por hora, no inferior a seis veces para trabajos sedentarios ni diez veces para trabajos que exijan esfuerzo físico superior al normal.

5. La circulación de aire en locales cerrados se acondicionará de modo que los trabajadores no estén expuestos a corrientes molestas y que la velocidad del aire no exceda de 15 metros por minuto con temperatura normal, ni de 45 metros por minuto en ambientes muy calurosos.

6. En los centros de trabajo expuestos a altas y bajas temperaturas serán evitadas las variaciones bruscas por el medio más eficaz.

Cuando la temperatura sea extremadamente distinta entre los lugares de trabajo, deberán existir locales de paso para que los operarios se adapten gradualmente a unas y otras.

7. Se fijan como límites normales de temperatura y humedad en locales y para los distintos trabajos, siempre que el procedimiento de fabricación lo permita, los siguientes:

Para trabajos sedentarios: De 17 a 22 grados centígrados.

Para trabajos ordinarios: De 15 a 18 grados centígrados.

Para trabajos que exijan acusado esfuerzo muscular: De 12 a 15 grados centígrados.

La humedad relativa de la atmósfera oscilará del 40 al 60 por 100, salvo en instalaciones en que haya peligro por generarse electricidad estática, que deberá estar por encima del 50 por 100.

8. Las instalaciones generadoras de calor o frío se situarán con la debida separación de los locales de trabajo para evitar en ellos peligros de incendio o explosión, el desprendimiento de gases nocivos, irradiaciones directas de calor o frío y las corrientes de aire perjudiciales al trabajador.

9. Todos los trabajadores estarán debidamente protegidos contra las irradiaciones directas y excesivas de calor.

10. En los trabajos que hayan de realizarse en locales cerrados con extremado frío o calor se limitará la permanencia de los operarios estableciendo, en su caso, los turnos adecuados.

1.2. Real Decreto 488/1997 de 14 de Abril**Artículo 1. Objeto.**

1. El presente Real Decreto establece las disposiciones mínimas de seguridad y de salud para la utilización por los trabajadores de equipos que incluyan pantallas de visualización.
2. Las disposiciones de la Ley 31/1995, de 8 de noviembre, de Prevención de Riesgos Laborales, se aplicarán plenamente al conjunto del ámbito contemplado en el apartado anterior.
3. Quedan excluidos del ámbito de aplicación de este Real Decreto:
 - a) Los puestos de conducción de vehículos o máquinas.
 - b) Los sistemas informáticos embarcados en un medio de transporte.
 - c) Los sistemas informáticos destinados prioritariamente a ser utilizados por el público.
 - d) Los sistemas llamados portátiles, siempre y cuando no se utilicen de modo continuado en un puesto de trabajo.
 - e) Las calculadoras, cajas registradoras y todos aquellos equipos que tengan un pequeño dispositivo de visualización de datos o medidas necesario para la utilización directa de dichos equipos.
 - f) Las máquinas de escribir de diseño clásico, conocidas como máquinas de ventanilla.

Artículo 2. Definiciones.

A efectos de este Real Decreto se entenderá por:

- a) Pantalla de visualización: una pantalla alfanumérica o gráfica, independientemente del método de representación visual utilizado.
- b) Puesto de trabajo: el constituido por un equipo con pantalla de visualización provisto, en su caso, de un teclado o dispositivo de adquisición de datos, de un programa para la interconexión persona/máquina, de accesorios ofimáticos y de un asiento y mesa o superficie de trabajo, así como el entorno laboral inmediato.
- c) Trabajador: cualquier trabajador que habitualmente y durante una parte relevante de su trabajo normal utilice un equipo con pantalla de visualización.

Artículo 3. Obligaciones generales del empresario.

1. El empresario adoptará las medidas necesarias para que la utilización por los trabajadores de equipos con pantallas de visualización no suponga riesgos para su seguridad o salud o, si ello no fuera posible, para que tales riesgos se reduzcan al mínimo.

En cualquier caso, los puestos de trabajo a que se refiere el presente Real Decreto deberán cumplir las disposiciones mínimas establecidas en el anexo del mismo.

2. A efectos de lo dispuesto en el primer párrafo del apartado anterior, el empresario deberá evaluar los riesgos para la seguridad y salud de los trabajadores, teniendo en cuenta en particular los posibles riesgos para la vista y los problemas físicos y de carga mental, así como el posible efecto añadido o combinado de los mismos.

La evaluación se realizará tomando en consideración las características propias del puesto de trabajo y las exigencias de la tarea y entre éstas, especialmente, las siguientes:

- a) El tiempo promedio de utilización diaria del equipo.
- b) El tiempo máximo de atención continua a la pantalla requerido por la tarea habitual.

c) El grado de atención que exija dicha tarea.

3. Si la evaluación pone de manifiesto que la utilización por los trabajadores de equipos con pantallas de visualización supone o puede suponer un riesgo para su seguridad o salud, el empresario adoptará las medidas técnicas u organizativas necesarias para eliminar o reducir el riesgo al mínimo posible. En particular, deberá reducir la duración máxima del trabajo continuado en pantalla, organizando la actividad diaria de forma que esta tarea se alterne con otras o estableciendo las pausas necesarias cuando la alternancia de tareas no sea posible o no baste para disminuir el riesgo suficientemente.

4. En los convenios colectivos podrá acordarse la periodicidad, duración y condiciones de organización de los cambios de actividad y pausas a que se refiere el apartado anterior.

Artículo 4. Vigilancia de la salud.

1. El empresario garantizará el derecho de los trabajadores a una vigilancia adecuada de su salud, teniendo en cuenta en particular los riesgos para la vista y los problemas físicos y de carga mental, el posible efecto añadido o combinado de los mismos, y la eventual patología acompañante. Tal vigilancia será realizada por personal sanitario competente y según determinen las autoridades sanitarias en las pautas y protocolos que se elaboren, de conformidad con lo dispuesto en el apartado 3 del artículo 37 del Real Decreto 39/1997, de 17 de enero, por el que se aprueba el Reglamento de los servicios de prevención. Dicha vigilancia deberá ofrecerse a los trabajadores en las siguientes ocasiones:

a) Antes de comenzar a trabajar con una pantalla de visualización.

b) Posteriormente, con una periodicidad ajustada al nivel de riesgo a juicio del médico responsable.

c) Cuando aparezcan trastornos que pudieran deberse a este tipo de trabajo.

2. Cuando los resultados de la vigilancia de la salud a que se refiere el apartado 1 lo hiciese necesario, los trabajadores tendrán derecho a un reconocimiento oftalmológico.

3. El empresario proporcionará gratuitamente a los trabajadores dispositivos correctores especiales para la protección de la vista adecuados al trabajo con el equipo de que se trate, si los resultados de la vigilancia de la salud a que se refieren los apartados anteriores demuestran su necesidad y no pueden utilizarse dispositivos correctores normales.

Artículo 5. Obligaciones en materia de información y formación.

1. De conformidad con los artículos 18 y 19 de la Ley de Prevención de Riesgos Laborales, el empresario deberá garantizar que los trabajadores y los representantes de los trabajadores reciban una formación e información adecuadas sobre los riesgos derivados de la utilización de los equipos que incluyan pantallas de visualización, así como sobre las medidas de prevención y protección que hayan de adoptarse en aplicación del presente Real Decreto.

2. El empresario deberá informar a los trabajadores sobre todos los aspectos relacionados con la seguridad y la salud en su puesto de trabajo y sobre las medidas llevadas a cabo de conformidad con lo dispuesto en los artículos 3 y 4 de este Real Decreto.

3. El empresario deberá garantizar que cada trabajador reciba una formación adecuada sobre las modalidades de uso de los equipos con pantallas de visualización, antes de comenzar este tipo de trabajo y cada vez que la organización del puesto de trabajo se modifique de manera apreciable.

Artículo 6. Consulta y participación de los trabajadores.

La consulta y participación de los trabajadores o sus representantes sobre las cuestiones a que se refiere este Real Decreto se realizarán de conformidad con lo dispuesto en el apartado 2 del artículo 18 de la Ley de Prevención de Riesgos Laborales.

Disposición transitoria única. Plazo de adaptación de los equipos que incluyan pantallas de visualización.

Los equipos que incluyan pantallas de visualización puestos a disposición de los trabajadores en la empresa o centro de trabajo con anterioridad a la fecha de entrada en vigor del presente Real Decreto deberán ajustarse a los requisitos establecidos en el anexo en un plazo de doce meses desde la citada entrada en vigor.

Disposición final primera. Elaboración de la Guía Técnica para la evaluación y prevención de riesgos.

El Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo, de acuerdo con lo dispuesto en el apartado 3 del artículo 5 del Real Decreto 39/1997, de 17 de enero, por el que se aprueba el Reglamento de los Servicios de Prevención, elaborará y mantendrá actualizada una Guía Técnica para la evaluación y prevención de los riesgos relativos a la utilización de equipos que incluyan pantallas de visualización.

Disposición final segunda. Habilitación normativa.

Se autoriza al Ministro de Trabajo y Asuntos Sociales para dictar, previo informe de la Comisión Nacional de Seguridad y Salud en el Trabajo, las disposiciones necesarias en desarrollo de este Real Decreto y, específicamente, para proceder a la modificación del anexo del mismo para aquellas adaptaciones de carácter estrictamente técnico en función del progreso técnico, de la evolución de las normativas o especificaciones internacionales o de los conocimientos en el área de los equipos que incluyan pantallas de visualización.

Dado en Madrid a 14 de abril de 1997.

JUAN CARLOS R.

El Ministro de Trabajo y Asuntos Sociales,

JAVIER ARENAS BOCANEGRA

Capítulo 2

CONDICIONES DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Este trabajo se ha desarrollado principalmente con software y literatura de diseño, análisis mecánico y electrónica. Para ello, se ha empleado un ordenador portátil, conexión a Internet, software específico, acceso a material educativo, conocimientos ingenieriles previos, y personal cualificado que supervise el trabajo.

2.1. Especificaciones de materiales y equipos

Hardware

Se ha empleado únicamente un ordenador portátil, ya que era el ordenador personal de la alumna. Aunque las prestaciones no son muy altas, han sido suficiente para diseñar modelos CAD y realizar simulaciones mecánicas sobre éstos.

Software

Los programas utilizados en la realización del trabajo se detallan a continuación:

- Solidworks
- Microsoft Office
- Latex y TexMaker

Conexión a internet

Se ha hecho uso de una conexión a internet para la mayoría de documentación de este trabajo, ya que al tratarse de diseñar un nuevo sistema, que no existe en el mercado, ha sido necesario realizar una búsqueda y un trabajo de investigación exhaustivo (artículos, foros de ayuda, comunicación vía correo electrónico con proveedores de componentes y con profesores de la UPV), etc.

Conocimientos previos

Ha sido necesaria una previa formación ingenieril en las siguientes asignaturas: resistencia de materiales, estructuras, mecánica, vibraciones, aerodinámica, turbulencia, matemáticas, estadística, electrónica, electricidad, diseño gráfico, informática.

Asimismo, es recomendable ser una persona proactiva, autodidacta, con capacidad analítica y síntesis, y con paciencia y perseverancia.

Se recomienda también conocimientos de idiomas, principalmente el inglés, a la hora de manejar bibliografía.

Supervisión

El tutor encargado de la dirección del proyecto deberá tener experiencia en ingeniería y disponer del tiempo necesario para la supervisión del trabajo.

2.2. Condiciones de garantía y mantenimiento

La empresa contratada para la realización del proyecto debe garantizar durante el periodo de dos años el producto final, de tal forma que se compromete a solventar cualquier problema surgido en el uso cotidiano de éste, así como ofrecer un servicio de ayuda sobre el manejo del mismo. El plazo de garantía comenzará a ser efectivo desde el momento de la recepción provisional del sistema. La garantía quedará invalidada en el caso que no se hayan seguido las pautas de uso que se indica en las instrucciones del mismo, así también como las condiciones que se deben de cumplir para que la garantía sea válida.

2.3. Reclamaciones

Únicamente se atenderán las reclamaciones formuladas por escrito en un plazo de quince días hábiles a partir del momento de la entrega de la herramienta al contratista. El plazo anteriormente citado se prolonga por espacio de un mes en el caso de que la entrega se realice fuera de España. En el caso de que alguna de las mercancías entregada resulte defectuosa el vendedor únicamente se compromete a la sustitución de las mismas declinando así cualquier otra responsabilidad.

Ante envíos equivocados o la ausencia de los mismos, el vendedor igualmente únicamente se compromete al suministro de la mercancía estipulada en las condiciones establecidas por el cliente, siendo ajeno a cualquier otra responsabilidad.

2.4. Condiciones legales y contractuales

En el hipotético caso de que durante la ejecución del proyecto, el comprador quisiera extender el contrato a otros suministros, estos serán objeto de nuevo presupuesto. En el caso de modificaciones, variaciones u otras causas que implicasen la suspensión temporal del suministro o retraso en el periodo de entrega, se podrá solicitar una prórroga equivalente del término del ejecutivo contractual, a condición de que adelante tal solicitud antes de que el término haya caducado. Los aumentos o disminuciones que en el suministro tuvieran que verificarse serán valorados sobre la base de los precios vigentes.

2.5. Revisión de los precios

Los precios que se muestran en el presupuesto son fijos e invariables, cualesquiera que sean las variaciones del coste de los materiales o mano de obra.

2.6. Fianza

El contratista se compromete a obtener aval bancario a favor del comprador, en concepto de fianza por el 10% del valor total del contrato, para responder del cumplimiento de todas y cada una de las obligaciones previstas en el mismo. Dicho aval deberá mantenerse desde el inicio del trabajo hasta el término del periodo de garantía. La fianza será devuelta al contratista una vez firmada la recepción definitiva de la aplicación.

2.7. Aceptación

La aceptación, referida a los puntos objeto de la presente compraventa, será cumplida mediante el uso de procedimientos de prueba, o programas establecidos por el vendedor. Cuando la obligación de instalación corresponda al vendedor, como es el caso, por estar incluido este servicio en el precio de los productos, la aceptación se producirá en el lugar de la instalación al demostrar el vendedor que, tanto los procedimientos de diagnóstico como los de prueba funcionan correctamente o que, resulta probado que el producto se encuentra en condiciones normales de funcionamiento. Si la instalación fuese programada o demorada por el comprador más de treinta

días con posterioridad a la fecha de entrega, entonces el vendedor considerará que los productos han sido aceptados con efectividad del trigésimo primer día, contado a partir de la fecha de entrega.