

Diseño de un Banco de Pruebas para la Puesta en Marcha de Subsistemas de Producción Avícola

Cristian Giovanni Mantilla Moreno y Silvia Fernanda Orduz Oviedo

Trabajo de Grado para Optar al Título de Ingeniero Mecánico

Director

Óscar Rodolfo Bohórquez Becerra

PhD. Ingeniería de Materiales

Codirector

Alberto David Pertuz Comas

PhD. Ingeniería Mecánica

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2024

Dedicatoria

Tía Amparo, por ti que hoy no estás, pero me acompañan tus recuerdos.

Silvia Fernanda Orduz Oviedo

Mamá, papá. Rita. Nunca dudaron de mí. Esto va por ustedes.

Sebas. También va por ti.

Cristian Giovanni Mantilla Moreno

Agradecimientos

Principalmente a Dios y a la Virgen por permitirnos culminar esta etapa de la mejor manera.

La mujer más valiosa y generosa, sin su amor no podría estar acá, Alicia.

Nayibe, Amparo y Ana. Mi inspiración para crecer como persona.

Al apoyo incondicional de mis padres.

Por su confianza, paciencia y consejos a Oscar Bohórquez.

Al semillero SIMA y a la UIS por brindarnos espacios de enseñanza.

A ti, por tu compañía.

GE, bonitos recuerdos.

A Haaland y Aston, ¿por qué no?

Silvia Fernanda Orduz Oviedo

Por el universo, las oportunidades, la vida, y la salud, gracias a ti, Jesucristo.

Por la paciencia, mucha. Por sus consejos. Por ser un colega. Gracias Óscar Bohórquez.

Gracias a la Universidad Industrial de Santander, alma mater por siempre.

GE, fue un trayecto lindo.

Silvia, nos tuvimos fe y confianza. Gracias por estar.

Mamá, papá, ¿cómo les agradezco?, ¿solo palabras? Imposible. Gracias por ser.

Sebas, gracias por existir.

Rita. Me viste progresar, caer y seguir. Sin ti hubiera sido más difícil.

A Zatoru, ¿por qué no?

Cristian Giovanni Mantilla Moreno

Tabla de Contenido

	Pág.
Introducción	14
1. Objetivos.....	15
1.1 Objetivo general.....	15
1.2 Objetivos específicos	15
2. Marco Teórico.....	16
2.1 Galpón Avícola	16
2.2 Sistemas de un galpón avícola	17
2.2.1 Sistema de climatización.....	17
2.2.1.1 Túnel door.....	17
2.2.1.2 Malacate manual	18
2.2.1.3 Panel evaporativo.....	18
2.2.1.4 Motobomba.....	19
2.2.1.5 Motores eléctrico y motorreductores	20
2.2.1.6 Controlador PLATINUM XL	21
2.2.2 Sistema de iluminación	22
2.2.2.1 Dimmer	22
2.2.2.2 Cableado y lámparas led.	22
2.2.3 Sistema de abastecimiento de agua.....	22
2.2.3.1 Bebedero	23
2.2.3.2 Regulador de presión	23
2.2.3.3 Panel hidráulico	24

2.2.4 Sistema de alimentación	24
2.2.4.1 Comedero automático	25
2.3 Comisionamiento de los equipos	25
3. Marco metodológico	26
3.1 Requerimientos y condiciones de los sistemas	26
3.2 Diseño de la estación hidráulica	27
3.2.1 Diseño conceptual de la estación hidráulica	27
3.2.2 Modelamiento de la estación hidráulica	28
3.2.3 Dimensionamiento de la estación hidráulica	33
3.3 Diseño de la estación mecánica	38
3.3.1 Diseño conceptual de la estación mecánica	38
3.3.2 Modelamiento de la estación mecánica completa.....	41
3.3.2.1 Estación de potencia al freno.	41
3.3.2.2 Sistema de levantamiento de carga.	50
3.3.2.3 Estación de pruebas para malacates manuales.....	58
3.4 Diseño de la estación electrónica.....	64
3.4.1 Diseño conceptual de la estación electrónica.....	64
3.4.2 Modelamiento de la estación electrónica.....	65
4. Análisis de viabilidad económica	75
4.1 Análisis de flujo de caja asociado a la implementación del banco de pruebas.....	77
4.2 Valor presente neto	80
4.3 Tasa interna de retorno.....	80
4.4 Periodo de recuperación de capital	81

5. Conclusiones.....	82
6. Recomendaciones	83
Referencias Bibliográficas	85
Apéndices.....	87

Lista de Tablas

	Pág.
Tabla 1. Parámetros iniciales de diseño para los equipos a probar y condiciones del entorno ...	27
Tabla 2. Propiedades del fluido, accesorios y parámetros hidráulicos conocidos	30
Tabla 3. Diámetros nominales, constantes y longitudes conocidas del tramo L1 de la estación.	31
Tabla 4. Longitud total por cada tramo de tubería (mm).....	36
Tabla 5. Volumen de agua estático alojado en cada tramo de tubería (litros).....	37
Tabla 6. Propiedades mecánicas de materiales a utilizar	42
Tabla 7. Resultados obtenidos del análisis estático para la mordaza inferior	43
Tabla 8. Resultados obtenidos del análisis estático para el eje del freno Prony	46
Tabla 9. Factores de corrección en la resistencia a la fatiga del material	47
Tabla 10. Parámetros conocidos del sistema de levantamiento de carga	55
Tabla 11. Resultados del análisis estático para el eje del sistema de levantamiento de carga.....	55
Tabla 12. Resultados del análisis estático para el eje del sistema pruebas para malacates	60
Tabla 13. Consumo de equipos por bornera	66
Tabla 14. Elección de elementos del circuito borneras.....	67
Tabla 15. Consumo de potencia del circuito arranque directo para maquinaria rotativa	69
Tabla 16. Consumo de corriente del arranque directo para maquinaria rotativa	69
Tabla 17. Costos estimado mensual por falla de equipo avícola dentro de un galpón	76
Tabla 18. Costo de fabricación de cada estación del banco de pruebas	77
Tabla 19. Parámetros financieros estimados para el proyecto.....	78
Tabla 20. Resumen del flujo de caja planteado	79

Lista de Figuras

	Pág.
Figura 1. Estructura externa de un galpón avícola.....	16
Figura 2. Túnel door en chapas galvanizadas.	17
Figura 3. Malacate manual de 1350Kg.....	18
Figura 4. Panel evaporativo con motobomba a un extremo.....	19
Figura 5. Conexión de motobomba con panel evaporativo	20
Figura 6. Conjunto motor eléctrico – reductor de tornillo sinfín.....	21
Figura 7. Controlador PLATINUM XL.....	21
Figura 8. Dimmer 2000W 120-240V 50/60Hz.....	22
Figura 9. Sistema de abastecimiento de agua	23
Figura 10. Panel hidráulico con tubería PVC diámetro 50mm.....	24
Figura 11. Sistema de alimentación demostrativo	25
Figura 12. Esquema conceptual propuesto para la estación hidráulica	28
Figura 13. Gráfico hidráulico de ambas configuraciones de panel evaporativo.....	31
Figura 14. Versus entre el comportamiento real del panel y el simulado con la estación.....	32
Figura 15. Tuberías PVC presión PAVCO Wavin y sus valores RDE con presiones admisibles.....	33
Figura 16. Línea principal para simular condiciones reales de un panel evaporativo (L1).	34
Figura 17. Línea para la construcción de curva característica de las bombas (L2)	35
Figura 18. Línea de pruebas para instrumentos de un panel hidráulico para bebederos (L3)	36
Figura 19. Tanque de almacenamiento de agua para capacidad de 78 litros de agua.....	37
Figura 20. Bastidor completo de la estación hidráulica.....	38

Figura 21. Diseño conceptual del freno de Prony accionado por tuercas mariposa	39
Figura 22. Diseño conceptual de la estación de pruebas para malacates manuales.....	40
Figura 23. Diseño conceptual del sistema de levantamiento de carga para motorreductores.....	40
Figura 24. Plato universal para sujeción de maquinaria rotativa	41
Figura 25. Celda de carga modelo SHB-MA marca Lexus	42
Figura 26. Relación de cargas sobre la mordaza inferior.....	43
Figura 27. Diagrama de fuerzas internas sobre la mordaza inferior del freno Prony	44
Figura 28. Factor concentrador de esfuerzo para placa plana con entalle	45
Figura 29. Relación de cargas en régimen estacionario sobre el eje del freno Prony.....	45
Figura 30. Diagrama de fuerzas internas sobre el eje del freno Prony	46
Figura 31. Diagrama para seleccionar el factor de tamaño.....	47
Figura 32. Especificaciones técnicas de una chumacera NTN UCP204D1.....	49
Figura 33. Duración estimada de vida para chumaceras NTN según su aplicación.....	49
Figura 34. Diseño conceptual del sistema de levantamiento de carga.....	50
Figura 35. Diagrama de cuerpo libre en apertura máxima para un sistema de compuertas.....	51
Figura 36. Ilustración del movimiento y torque en el sistema de levantamiento de carga	52
Figura 37. Sistema de carga con apilamiento de discos de 25 kg.....	52
Figura 38. Especificaciones técnicas de electrofrenos con resorte	53
Figura 39. Relación de cargas sobre el prisionero del sistema de levantamiento de carga	54
Figura 40. Cargas en régimen estacionario sobre el eje del sistema de levantamiento de carga.	55
Figura 41. Diagrama de fuerzas internas sobre el eje del sistema de levantamiento de carga	56
Figura 42. Especificaciones técnicas de los acoples flexibles de araña.....	57
Figura 43. Especificaciones técnicas de una chumacera NTN UCP206D1.....	57

Figura 44. Factor de seguridad para rodamientos de bolas según condiciones de operación.....	58
Figura 45. Configuración de poleas y fuerza de tensión para un cable de malacate de 1350 kg.	59
Figura 46. Cargas en régimen estacionario para el eje del sistema de pruebas para malacates...	59
Figura 47. Diagrama de fuerzas internas sobre el eje del sistema de pruebas para malacates	60
Figura 48. Dimensiones recomendadas para cuñas rectangulares estándar.....	61
Figura 49. Especificaciones técnicas de celdas de carga tipo S modelo 620 marca Utilcell	62
Figura 50. Diagrama de conexión para visualización de fuerza en malacates.....	63
Figura 51. Estación de pruebas mecánicas	63
Figura 52. Simulación de factor de seguridad para bastidor mecánico	64
Figura 53. Diseño conceptual de la estación electrónica	65
Figura 54. Diagrama de conexión para circuitos de borneras.....	68
Figura 55. Circuito de arranque para maquinaria rotativa	70
Figura 56. Circuito de control para maquinaria rotativa.....	71
Figura 57. Circuito de protección para controladores.....	72
Figura 58. Consumo de corriente del circuito.....	73
Figura 59. Diagrama de conexión completo de la estación electrónica.....	73
Figura 60. Diseño de los componentes de la estación electrónica en SolidWorks	74
Figura 61. Estación electrónica SolidWorks.....	75
Figura 62. Esquema para flujo de caja planteado	79

Lista de Apéndices

	pág.
Apéndice A. Código para funcionamiento de celdas de carga	87
Apéndice B. Código para calibración de celdas de carga.....	88
Apéndice C. Planos de fabricación del banco de pruebas	90
Apéndice D. Hoja de registro de datos para curva característica de las bombas.....	90
Apéndice E. Manual instructivo del banco de pruebas.....	90
Apéndice F. Flujo de caja a tres años	90

Resumen

Título: Diseño de un Banco de Pruebas para la Puesta en Marcha de Subsistemas de Producción Avícola*

Autor: Cristian Giovanni Mantilla Moreno y Silvia Fernanda Orduz Oviedo**

Palabras Clave: Banco de pruebas, Galpón avícola, Comisionamiento de equipos

Descripción: El proyecto tuvo como objeto el diseño de un banco de pruebas para presentar una solución al problema de falta de calidad en equipos avícolas importados y fallas que surgen tras su instalación. Es frecuente que una compañía encargada de instalar facilidades avícolas para la crianza de pollo se encuentra con defectos operativos después de la instalación del galpón. Esto debido a la falta de comisionamiento de los activos. La metodología de diseño inició con un levantamiento de requerimientos de los equipos que suelen presentar averías, como las condiciones del entorno que tiene el banco de pruebas. La segunda etapa se basó en dividir en tres categorías los equipos a probar, dando como resultado tres estaciones a diseñar: mecánica, hidráulica y electrónica. En la tercera etapa se obtuvo los modelos matemáticos correspondientes a las condiciones reales de funcionamiento de los equipos, para simular estas exigencias en cada estación. En la cuarta etapa se modeló y validó el diseño. Se obtuvo como resultado los planos de fabricación e instrucciones de funcionamiento para las tres estaciones: la estación mecánica evalúa motorreductores pequeños y malacates. La estación hidráulica evalúa bombas e instrumentos hidráulicos. La estación electrónica prueba arranque directo de motores eléctricos, señales de módulos y componentes electrónicos encontrados en un sistema de ambiente controlado. El sistema realiza verificaciones en el funcionamiento de los equipos durante pruebas que no sobrepasan los 15 minutos por equipo. Por último, se realizó un análisis de viabilidad económica con un flujo de caja correspondiente a los ahorros estimados que conlleva la implementación del banco de pruebas. El proceso se llevó a cabo de la mano de indicadores financieros como el VPN, TIR y PayBack, arrojando como resultados un beneficio económico dentro de los primeros dos años.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Ingeniería Mecánica. Director: Óscar Rodolfo Bohórquez Becerra. PhD. Ingeniería de Materiales. Codirector: Alberto David Pertuz Comas. PhD. Ingeniería Mecánica.

Abstract

Title: Design of a Test Bench for Poultry Production Subsystem Commissioning*

Author(s): Cristian Giovanni Mantilla Moreno and Silvia Fernanda Orduz Oviedo**

Key Words: Test Bench, Poultry house, Equipment commissioning

Description: The purpose of the project is to design a test bench to present a solution for the problem of lack of quality in imported poultry equipment and failures that arise after installation. It is common for a company in charge of installing poultry facilities to find operational defects after the installation of the poultry house. This is due to the lack of commissioning of the assets. The design methodology started with a survey of the requirements of the equipment that usually present failures, such as the conditions of the environment that the test bench is set to experiment. The second stage was based on dividing the equipment into three categories, resulting in three stations to be designed: mechanical, hydraulic and electronic. In the third stage, the mathematical models corresponding to the real operating conditions of the equipment were obtained to simulate these requirements in each station. In the letter stage, the design was modeled and validated. As a result, manufacturing drawings and operating instructions were obtained for the three stations: the mechanical station evaluates small geared motors and winches. The hydraulic station evaluates pumps and hydraulic instruments. The electronic station tests direct start of electric motors, module signals and electronic components found in a controlled environment system. The system performs equipment performance checks during tests that do not exceed 15 minutes per piece of equipment. Finally, an economic feasibility analysis was performed with a cash flow corresponding to the estimated savings from the implementation of the test bench. The process was carried out using financial indicators such as NPV, IRR and PayBack, resulting in an economic benefit within the first two years.

* Degree work

**Faculty of Physical-Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Mechanical Engineering. Director: Óscar Rodolfo Bohórquez Becerra. Mechanical Engineering PhD. Materials Engineering. Codirector: Alberto David Pertuz Comas. PhD. Mechanical Engineering.

Introducción

El sector avícola en Colombia se ha desarrollado en los últimos años a tal punto que se considera actualmente como uno de los sectores más influyentes de la industria agropecuaria y un agente indispensable en la reactivación económica después del COVID-19. De acuerdo con el Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural (Minagricultura, 2021) en 2020, la participación del PIB agropecuario creció un 2,8%, y generó aproximadamente 400.000 empleos de manera directa e indirecta dentro de la cadena avícola. El año 2022 cerró con una tasa de crecimiento del 7,3%, la más alta del último quinquenio (Fenavi, 2023).

En esta industria se han encontrado problemas relacionados con la falta de control de calidad de los equipos avícolas importados que son comercializados dentro del país. En plantas de procesamiento local, el cliente que adquiere el producto afirma que la puesta en marcha representa incertidumbre, como consecuencia de fallas operativas después de la instalación. Este hecho supone pérdidas económicas, debido al tiempo muerto que significa una avería imprevista. Como solución, numerosas compañías distribuidoras de equipos avícolas despliegan alternativas basadas en pruebas operativas una vez se reciben los productos importados. Entendiendo este paso dentro de los controles de calidad, y los sistemas de precomisionamiento y comisionamiento de las instalaciones entregadas.

En respuesta a la necesidad de garantizar la calidad de estas instalaciones y su puesta en marcha, el presente proyecto tiene como objetivo el diseño de un sistema de banco de pruebas enfocado en el comisionamiento de equipos avícolas como estrategia de gestión productiva. Este beneficiará tanto al sector agropecuario en Santander y Colombia a mediano plazo, como a las comunidades avícolas adyacentes.

1. Objetivos

1.1 Objetivo general

Diseñar un banco de pruebas para el comisionamiento de los equipos de un galpón avícola con ambiente controlado para crianza de pollo en pie con un área de 1440 metros cuadrados.

1.2 Objetivos específicos

- Diseñar un banco de pruebas que abarque tres sistemas funcionales: mecánico, hidráulico y electrónico; cuyos equipos abarcan los siguientes rangos operativos:
 - Sistema mecánico: motores eléctricos trifásicos y reductores mecánicos con relación de velocidad entre 1:500 y 1:1000, con potencia entre 0,25 y 1 HP, y malacates manuales de 700 y 1350 kg.
 - Sistema hidráulico: bombas centrífugas con potencia entre 0,75 y 1 HP, y componentes hidráulicos con caída de presión de hasta 40 psi.
 - Sistema electrónico: paneles eléctricos trifásicos con potencia entre 0,5 y 1 HP, tarjetas eléctricas, controladores y sensores.

El diseño se basará en normas y estándares como: norma IEC 60034-2-1:2014, IEE Std. 43:2000 y AR100-2015 para el sistema mecánico; ISO 9906:2012 y ASME PTC 8.2 para el sistema hidráulico.

- Realizar un análisis de viabilidad económica asociada a la de fabricación de los bancos de pruebas en función de su impacto en los parámetros de producción avícola.

2. Marco Teórico

El desarrollo del proyecto requiere definir las generalidades de un galpón avícola y sus subsistemas. A su vez, se precisa conocer el marco conceptual del confinamiento de los equipos.

2.1 Galpón Avícola

Un galpón avícola es un establecimiento enfocado en la cría y producción de aves, basado en el acondicionamiento de un entorno seguro y controlado con sistemas específicos que cumplan con las necesidades de las aves. Se clasifican en galpones naturales y de ambiente controlado. Los primeros, son los más comunes de encontrar, puesto que se basan en costados abiertos y un sistema de cortinas. Por otra parte, los segundos crean un ambiente 100% artificial por medio de sistemas automatizados (Fenavi, 2019).

Figura 1

Estructura externa de un galpón avícola



Nota. Adaptado de *Galpones para la producción Avícola – Informe INDIV*, por Departamento Técnico INDIV, 2011, https://www.engormix.com/avicultura/galpones-avicolas/galpones-produccion-avicola-informe_a28807/

2.2 Sistemas de un galpón avícola

Los sistemas que se pueden encontrar en un galpón avícola de ambiente controlado son: sistema de climatización, sistema de iluminación, sistema de abastecimiento de agua y sistema de alimentación.

2.2.1 Sistema de climatización

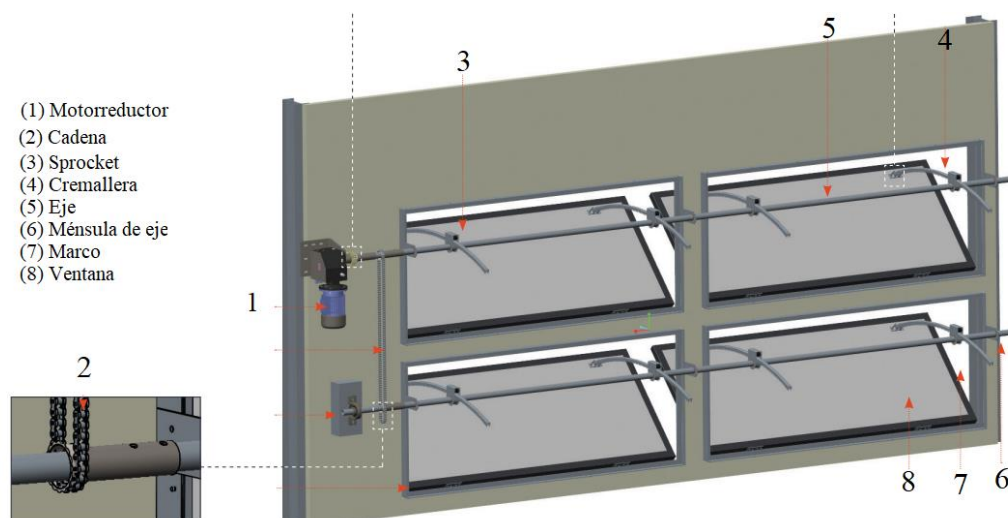
Se encarga de mantener las aves en condiciones confortables de temperatura y humedad gracias a una buena circulación de aire, con el fin de prevenir la mortalidad por estrés térmico.

Algunos de sus componentes son:

2.2.1.1 Túnel door. Dispositivo con simple o doble ventana que controla la entrada de aire al galpón. Su accionamiento se compone de cables, poleas malacates manuales y motorreductores. Puede albergar hasta un arreglo de 7 filas, llegando a tener masas de 300 kg en total.

Figura 2

Túnel door en chapas galvanizadas.



Nota. Adaptado de *Tunel door* (p. 3), por PLASSON Livestock, 2023, https://plassonlivestock.com/wp-content/uploads/2023/01/Tunnel_Door_30110-Manual.pdf

2.2.1.2 Malacate manual. Dispositivo que permite descender, elevar y mover equipos de masa elevada mediante un cable que gira en torno a su eje (Plasson, 2020d). En un galpón se puede encontrar malacates que accionan sistemas de compuertas, sistemas de cortina y pesaje. En función de los tamaños del galpón puede encontrarse malacates con tambores de hasta 55mm para cables de acero de 3/16”. Adicionalmente, la capacidad de levantamiento encontrada en un galpón para crianza de pollo en pie oscila entre 500 y 1350 Kg.

Figura 3

Malacate manual de 1350Kg



Nota. Adaptado de *Guincho levantamiento de ROBUSTEC*, por *Avicultura online*, s.f., <https://www.aviculturaonline.com.br/>

2.2.1.3 Panel evaporativo. Sistema que aprovecha la energía del aire al hacerlo pasar a través de una superficie húmeda, con el fin de disminuir su temperatura cuando es absorbida por agua y posteriormente evaporada (Morejón, 2017). Existen modelos con hasta 25,6 metros de longitud, con altura estándar de 1,8 metros. Se puede presentar tres tipos de configuraciones dentro de un galpón avícola representativo:

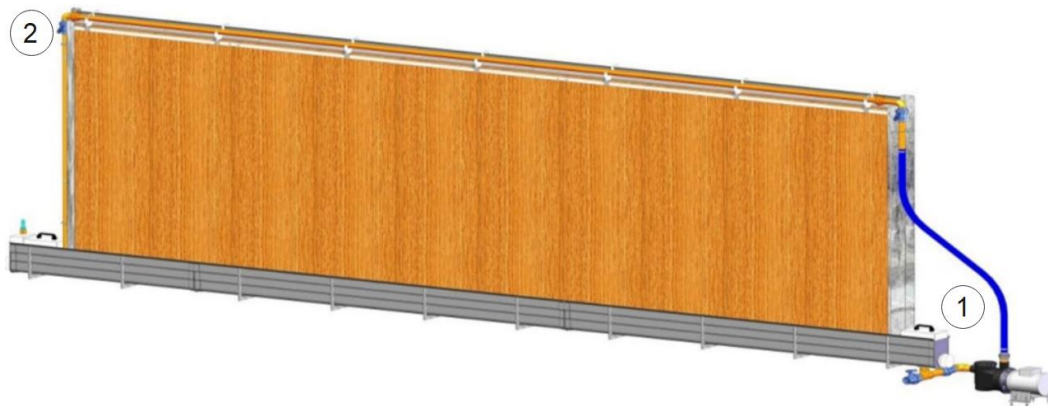
- Panel evaporativo con bomba al extremo: se utiliza para paneles cuyo espacio de instalación es relativamente reducido, ofertándose así medidas con longitud de hasta 12 metros.

- Panel evaporativo con bomba al centro: se instala la bomba en la parte central del panel, con el fin de repartir el flujo de la bomba a ambos extremos del panel. Se presentan con longitudes de hasta 19 metros.

-Panel evaporativo con dos bombas: es la configuración con longitud más larga para galpones con altas capacidades de espacio, llegando a tener longitudes de hasta 25 metros. Se instalan dos motobombas a los costados que reparten el flujo equitativamente.

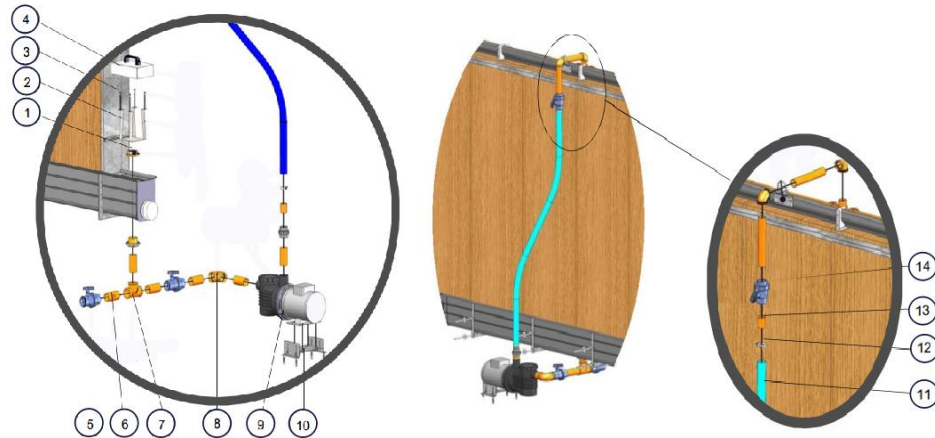
Figura 4

Panel evaporativo con motobomba a un extremo



Nota. 1. Tanque de succión como eje de referencia y 2. Final de tubería de distribución. Adaptado de *MANUAL DE INSTALACIÓN PANEL EVAPORATIVO* (p. 5), por PLASSON, 2020, <https://www.plasson.com.br/livestock/>

2.2.1.4 Motobomba. Una bomba centrífuga es una turbomáquina que añade energía a un fluido acelerándolo mediante la acción de un impulsor giratorio accionado por un motor eléctrico (Mott et al., 2015). Un galpón automatizado promedio cuenta con bombas centrífugas acopladas a paneles evaporativos cuya potencia oscila entre 0,75 y 1,5 HP. Caudales de hasta 265 L/min.

Figura 5*Conexión de motobomba con panel evaporativo*

Nota. 1. Adaptador PVC, 2. Protección anticavitación, 3. Tornillo, 4. Tapa inspección INOX, 5,12. Válvula esfera PVC 2", 6-7-8-11-13. Tubería PVC, 9. Motobomba, 10. Soporte motobomba y 14. Abrazadera metálica. Adaptado de *MANUAL DE INSTALACIÓN PANEL EVAPORATIVO* (p. 9,13), por PLASSON, 2020, <https://www.plasson.com.br/livestock/>

2.2.1.5 Motores eléctrico y motorreductores. Un motor eléctrico es una máquina rotativa que transforma la energía eléctrica en mecánica, para hacer girar un eje mediante la acción de un campo magnético generado por un bobinado. Son encontrados en forma de voladizo en extractores de ventilación, sistema de abastecimiento de comida, accionamiento de reductores para cortinas y compuertas, entre otros.

Un motorreductor recibe potencia del motor acoplado a él a través de un eje giratorio y la transmite mediante engranajes que reducen la velocidad de giro y aumentan el torque (Mott, 2006). Un galpón automatizado promedio cuenta con motores eléctricos con potencia entre 0,25 y 1,5 HP, y motorreductores con relación de velocidad entre 1:30 y 1:1000.

Figura 6

Conjunto motor eléctrico – reductor de tornillo sinfín



Nota. Adaptado de *Produtos MOTORREDUTORES PRA*, por PIERINI REDUTORES, s.f., <https://www.pieriniredutores.com.br/produto/pr-28>

2.2.1.6 Controlador PLATINUM XL. Dispositivo que controla apertura y cierre de cortinas, extractores, sistemas de climatización, tarjetas de memoria, conexiones de medidores electrónicos de consumo de agua y alarmas. Además, permite establecer contraseñas para cambios de parámetros en el sistema y la visualización de información en la pantalla. Controla hasta 30 relés, 6 zonas distintas de calefacción, 8 sistemas independientes de enfriamiento, 20 grupos de extractores, 18 sensores de temperatura (Plasson, 2020c).

Figura 7

Controlador PLATINUM XL



Nota. Adaptado de *SOLUCIONES PARA CLIMATIZACIÓN Y CONTROL* (p. 9), por PLASSON Livestock, 2020, <https://plasson.com.mx/images/products/climatizacion.pdf>

2.2.2 Sistema de iluminación

Proporciona luz necesaria para el crecimiento y desarrollo de las aves. Se utiliza en sistemas controlados para regular el ciclo de luz y oscuridad, influenciando la actividad y el comportamiento del ave. Se compone de:

2.2.2.1 Dimmer. Dispositivo con sistema digital que controla la intensidad lumínica entre el 1 y 100%, con dos canales independientes de 1 kW máximo (Plasson, 2020d).

Figura 8

Dimmer 2000W 120-240V 50/60Hz

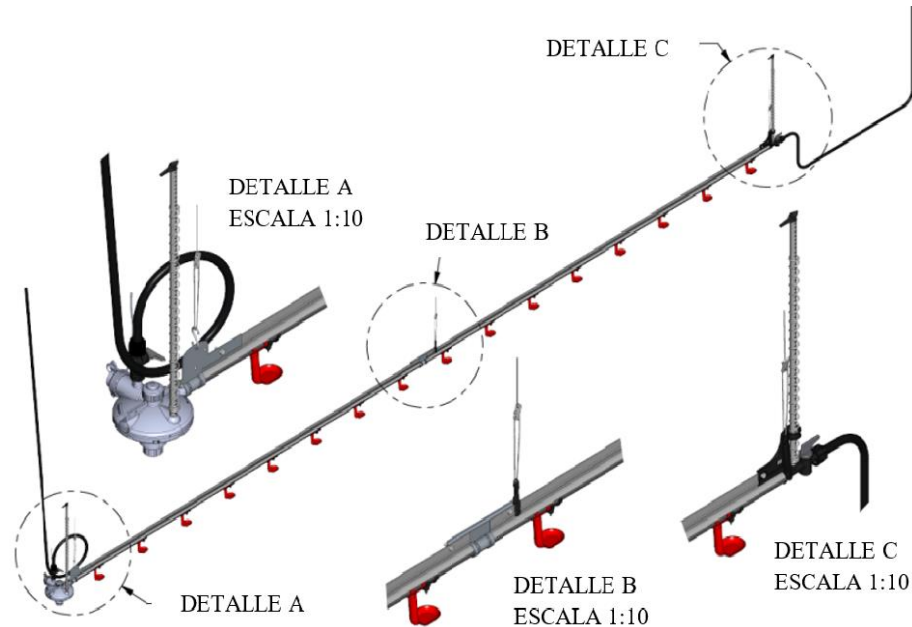


Nota. Adaptado de *SOLUCIONES PARA REPRODUCTORAS* (p. 8), por PLASSON Livestock, 2020, <https://www.plasson.com.mx/images/products/reproductoras.pdf>

2.2.2.2 Cableado y lámparas led. Portalámparas, conexiones y lámparas, diseñadas a prueba de agua, polvo y golpes para garantizar larga duración (Plasson, 2020d).

2.2.3 Sistema de abastecimiento de agua

Consiste en un conjunto de bombas centrífugas (0,75 y 1 HP) o tanque de almacenamiento elevado para suministrar flujo al sistema, tubería PVC, y bebederos automáticos que no solo suministran agua limpia y fresca a las aves gracias a dispositivos desinfectantes, sino también están regulados, sin deterioros y son prácticos para ayudar al crecimiento de las aves y prevenir el aumento en la mortalidad (Jiménez, 2014).

Figura 9*Sistema de abastecimiento de agua*

Nota. Detalle A: regulador de presión, el detalle B: bebederos (nipples) y detalle C: kit de final de línea. Adaptado de *MANUAL DE INSTALACIÓN BEBEDERO NIPPLE* (p. 11), por PLASSON, 2020, <https://www.plasson.com.br/livestock/>

Los componentes de este sistema son:

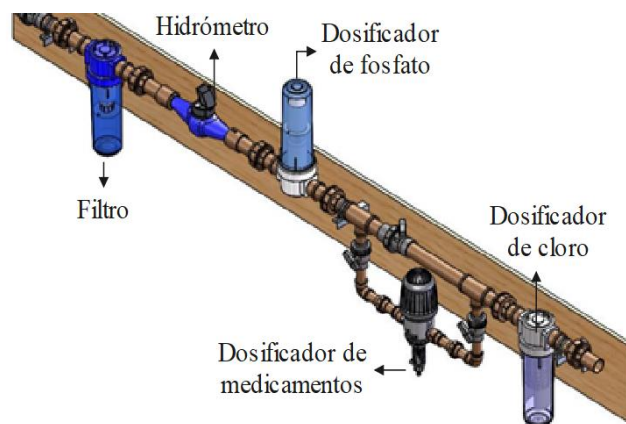
2.2.3.1 Bebedero. Dispositivo usado para proveer agua en óptimas condiciones y medicar las aves. Poseen diferentes tipos de boquillas dependiendo del tipo de ave y clima. A través de él debe circular agua con pH neutro y con Cloro con 3ppm máximo. El Nipple para los pollos no puede recibir más de 0,15 L/min, con presión máxima de 0,7 psi (Plasson, 2020a).

2.2.3.2 Regulador de presión. Un regulador de presión garantiza una presión uniforme y flujo constante a lo largo de la línea. Alberga un caudal máximo de lavado de 24,5 L/min, y presión máxima regulada de hasta 1 metro de columna de agua. Permite 40 psi de presión máxima en su entrada (Plasson, 2020a).

2.2.3.3 Panel hidráulico. Se utiliza con el fin de neutralizar la acción de algunos componentes y abastecer de agua más adecuada al bebedero. Sus componentes dependen de la necesidad del cliente. Algunos de ellos son: filtro, hidrómetro, dosificador de medicamentos, dosificador de fosfato y dosificador de cloro (Plasson, 2020a).

Figura 10

Panel hidráulico con tubería PVC diámetro 50mm

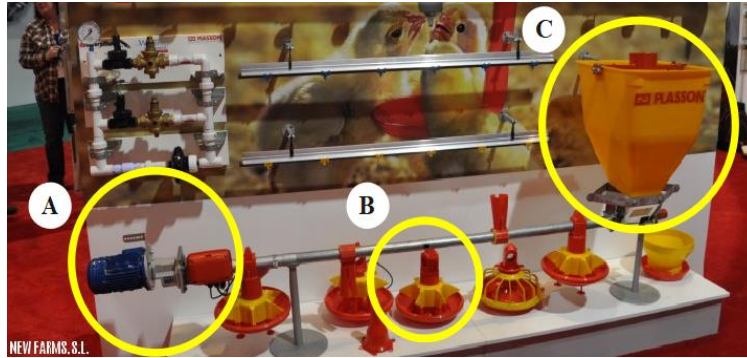


Nota. Adaptado de *MANUAL DE INSTALACIÓN BEBEDERO NIPPLE* (p. 35), por PLASSON, 2020, <https://www.plasson.com.br/livestock/>

2.2.4 Sistema de alimentación

El sistema de alimentación consiste en un mecanismo que incluye tolvas o bandejas de alimentación que dispensan las raciones de manera balanceada y automatizada para las aves del galpón. Su movimiento para abastecer de comida puede contar con motores eléctricos. No solo se debe contar con un buen alimento, sino también se debe tener un excelente manejo para evitar aglomeraciones, menor consumo, retraso en el crecimiento, picaje, canibalismo y mortalidad en las aves (Jiménez, 2014).

El sistema de alimentación tiene la capacidad de transportar hasta 480kg/h y regula la cantidad de alimento ideal para el fácil acceso de los pollos de crianza (Plasson, 2020b).

Figura 11*Sistema de alimentación demostrativo*

Nota. A. Unidad de control, B. Comedero automático y C. Tolva de plástico. Adaptado de *SOLUCIONES DE COMEDEROS PARA AVES* (p. 7), por PLASSON Livestock, 2020, <https://www.plasson.com.mx/images/products/comederos.pdf>

2.2.4.1 Comedero automático. Plato sin rejillas de fácil acceso para las aves, su sistema de regulación mantiene la cantidad ideal de alimento evitando el desperdicio. La capacidad promedio de cada plato es de 220gr (Plasson, 2020b).

2.3 Comisionamiento de los equipos

En la instalación de equipos avícolas, el comisionamiento asegura que los sistemas, máquinas y componentes de un galpón funcionen correctamente, cumplan con los rangos de operación establecidos y su despacho logístico no acarree daños. Adicionalmente, incluye la instalación y puesta en marcha para operar a los ritmos y eficiencias para los cuales fue diseñado y adquirido el equipo. El comisionamiento implica una serie de pasos que incluyen:

- Inspecciones iniciales: incluye chequeos esenciales de los sistemas críticos. Se verifica que se hayan instalado correctamente y se cumplan las especificaciones del fabricante.
- Pruebas funcionales: se llevan a cabo pruebas de los equipos en función de las especificaciones del proveedor y los requisitos del galpón.

- Ajustes y calibración: implica verificar y corregir la configuración de los parámetros medidos en cada sistema de producción.
- Verificación de seguridad: se revisa aspectos de seguridad de los equipos y sistemas avícolas. Esto incluye verificar que se cumplan las normas de seguridad eléctrica y que los equipos estén protegidos adecuadamente para evitar riesgos de incendio o daños.

Un comisionamiento adecuado asegura que los equipos estén funcionando de manera eficiente y confiable, lo que contribuye directamente al bienestar de las aves y al rendimiento de la producción.

3. Marco metodológico

El proyecto requiere una metodología con enfoque cuantitativo de estudios descriptivos para definir, medir y evaluar aspectos operativos de los equipos avícolas.

3.1 Requerimientos y condiciones de los sistemas

En esta sección se identifican los parámetros asociados a los equipos para definir las funciones de cada estación. La primera etapa consiste en la discriminación los equipos en tres estaciones y levantamientos de requerimientos operativos.

El diseño está sujeto a restricciones de normativa y espacio. Además, debe garantizar la seguridad, mantenibilidad y facilidad para el operario durante el montaje y desarme de los equipos que van a ser probados, con el fin de reducir tiempos durante la realización de las pruebas. Debido a esto, se espera que el funcionamiento del banco no suponga una duración de más de 15 minutos en la prueba de cada equipo.

Se enlistan algunos requisitos operativos y de entorno:

Tabla 1

Parámetros iniciales de diseño para los equipos a probar y condiciones del entorno

Descripción	Rango de Operación	Unidad
Estación Hidráulica		
Bombas centrífugas	0.75 - 1	HP
	0 – 25	psi
	3420	rpm
	0-265	l/min
Regulador de presión	7 - 40	psi
Filtros ARKAL	0-20	psi
Dosificadores	0-20	psi
Hidrómetros	0-15	psi
Estación Mecánica		
Motores eléctricos	0.25 - 1	HP
	1690 - 1715	rpm
Ejes de salida motores eléctricos	220/380	V
	11-14	mm
Motorreductores	0.25 - 1	HP
	500:1 - 1000:1	-
Ejes de salida motorreductores	18-25	mm
Malacates manuales	500 - 1350	kg
Estación Electrónica		
Instrumentos electrónicos	1-5	A
	12-220	V
Condiciones del entorno		
Espacio	7 x 4 x 4	m ³
Temperatura	27 – 30	°C
Humedad	80 - 92	%

3.2 Diseño de la estación hidráulica

Se detallan las funciones de la estación. Cada una despliega un conjunto de pruebas que identifican posibles averías en los equipos con componente hidráulico.

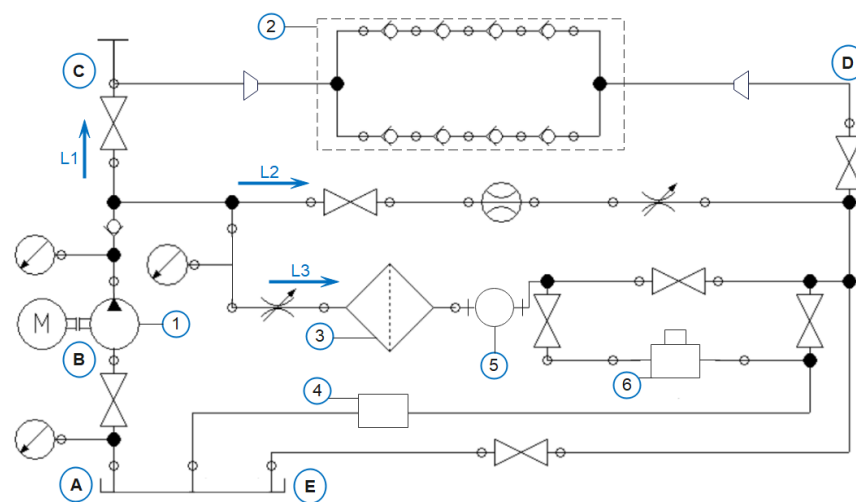
3.2.1 Diseño conceptual de la estación hidráulica

Se plantea un sistema con tubería PVC y un arreglo de accesorios para de simular el comportamiento real de un panel evaporativo y un panel hidráulico para bebederos de pollos. Se

cuenta con un tramo para generar la curva característica, cabeza de presión vs caudal (H vs Q) de la bomba. Al generar pérdidas controladas, crea un entorno para evaluar: caudal y presiones esperadas de acuerdo con la curva característica del fabricante, funcionamiento del regulador de presión para bebederos, y estanqueidad de línea en componentes del panel evaporativo.

Figura 12

Esquema conceptual propuesto para la estación hidráulica



Nota. 1. Motobomba, 2. Diseño de accesorios, 3. Filtro de panel hidráulico, 4. Regulador de presión de bebedero, 5. Hidrómetro, 6. Dosificador, **L1**. Línea de accesorios para simular comportamiento real de panel evaporativo, **L2**. Línea para curva característica y **L3**. Línea del panel hidráulico.

3.2.2 Modelamiento de la estación hidráulica

Es necesario conocer la operación real del panel evaporativo. Se calcula la cabeza (H_B) que debe superar la bomba mediante la ecuación general de la energía y el principio de pérdida de carga por fricción en tubería con salidas múltiples. La tubería superior se encuentra perforada con 40 agujeros de diámetro 10 mm para distribuir agua pulverizada a través de la membrana del panel. Según la Figura 4, se analiza pérdidas entre el punto 1 (referencia) y el punto 2.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + H_B - H_T - H_L = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \quad (1)$$

Donde P es la presión manométrica [Pa], v la velocidad [m/s], γ peso específico [kg/m²s²], g la gravedad [m/s²], z altura con respecto a la referencia [m], H_B la cabeza de bomba [m], H_T la cabeza de turbina [m] y H_L pérdidas en el sistema [m]. Según la Figura 5, el panel se divide en dos tramos: tubería desde la motobomba hasta el tubo perforado (L_1), y tramo del tubo perforado (L_2). Ambos tramos poseen mismo diámetro nominal. Por tanto, las pérdidas totales se expresan así:

$$H_L = \left[\frac{v^2}{2g} \left(\sum K + f_T \sum \frac{L_e}{D_e} + f_T \frac{L_1}{D} \right) \right] + \left[10,648 \left(\frac{1}{C_{HW}} \right)^m \cdot \frac{Q^m}{D^{4,871}} L_2 \right] \cdot F_1 \quad (2)$$

Donde K y L_e/D_e son las constantes de pérdidas por accesorios y f_T de pérdidas por fricción.

$$f_T = \frac{0.25}{\left[\text{Log}_{10} \left(\frac{1}{3.7R_R} \right) + \frac{5.74}{(\rho \cdot v \cdot D / \mu)^{0.9}} \right]^2} \quad (3)$$

R_R rugosidad relativa del PVC (5E-10m), μ viscosidad dinámica (2,012x10⁻⁴ kg/m·s). C_{HW} el factor de Hazen Williams, Q el caudal [m²/s], D el diámetro interno [m] y L longitud en cada tramo [m]. De acuerdo (Franquet Bernis, 2019), las pérdidas en tuberías perforadas se estiman con la ecuación de Hazen-Williams y un factor de salidas múltiples F_1 .

El factor se estima mediante:

$$F_1 = \frac{1}{m+1} + \frac{1}{2N} + \frac{\sqrt{m+1}}{6N^2} \quad (4)$$

Donde m es el exponente Hazen Williams y N el número de perforaciones en la tubería. A continuación, se muestran algunos de los parámetros hidráulicos como propiedades del fluido, constantes de pérdidas en accesorios propuestos dentro del diseño conceptual, y valores por descartar dentro del análisis.

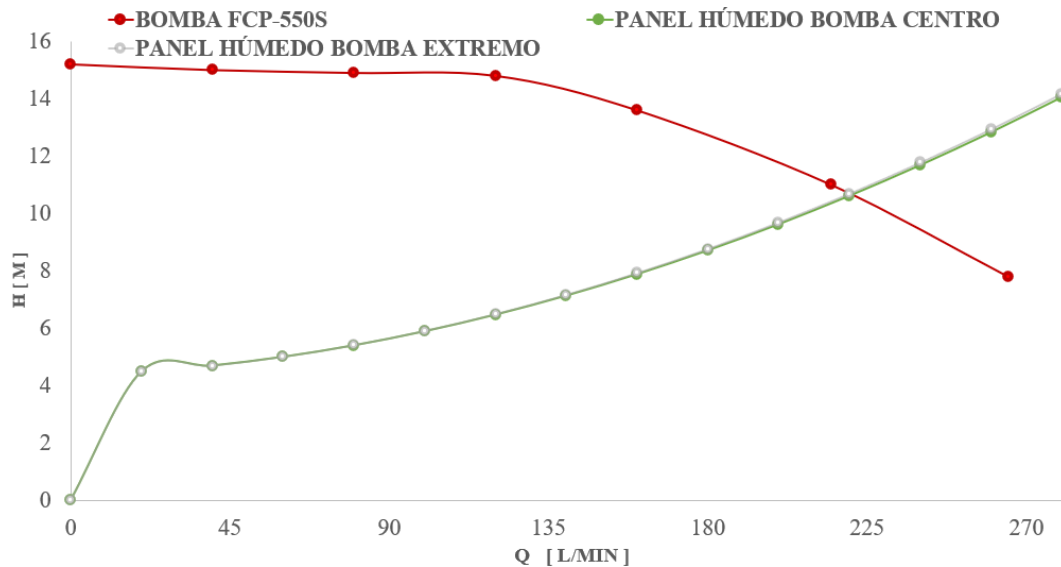
Tabla 2*Propiedades del fluido, accesorios y parámetros hidráulicos conocidos*

Descripción	Valor	Unidad
Propiedades del fluido		
Densidad	997	kg/m ³
Viscosidad dinámica	8,91x10 ⁻⁴	Pa·s
Peso específico	9810	kg/m ² s ²
Parámetros hidráulicos conocidos		
Número de perforaciones en tubería de distribución superior	40	-
Diámetro de perforaciones en tubería de distribución superior	0,01	m
Exponente m	1,852	-
Factor CH Hazen Williams	140	-
Diámetro nominal de tubería PVC	1,5	in
Longitud de tramo motobomba – tubería de distribución (L ₁)	2	m
Longitud de tubería distribución (L ₂)	12	m
Cabeza de turbina (H _T)	0	m
Elevación de referencia (Z ₁)	0	m
Presión de tanque de reserva (P1)	0	m
Presión de retorno (P2)	0	m
Accesorios conocidos		
	Valor	
	K	Le/D
Coeficiente de pérdida por salida de tanque x 1	1	-
Coeficiente de pérdida por entrada a tanque x 0	1	-
Coeficiente de pérdida por entrada a bomba x 1	1	-
Coeficiente de pérdida por salida de bomba x 1	1	-
Coeficiente de pérdida por conexión roscada x 2	0,16	-
Coeficiente de pérdida por codo 90° x 3		90
Coeficiente de pérdida por tee flujo directo x 1		20
Coeficiente de pérdida por tee flujo cruzado x 0		0
Coeficiente de pérdida por válvula de bola x 2		300
Coeficiente de pérdida por válvula de mariposa x 0		0
Coeficiente de pérdida por válvula check x 1		420
Coeficiente de pérdida por reducción x 0		40

Según la ecuación (1) el comportamiento del sistema en función de la cabeza y el caudal, con la configuración de bomba al extremo y bomba en el centro se ve reflejada en el esquema a continuación. Adicionalmente, se representa la curva característica de la motobomba FCP-550S.

Figura 13

Gráfico hidráulico de ambas configuraciones de panel evaporativo



Ambas configuraciones del panel son equivalentes. El panel evaporativo presenta un punto de operación donde la bomba entrega 220 L/min a 10 mH₂O. La línea 1 del banco (Figura 13) debe presentar un comportamiento similar para simular las exigencias de la bomba. Se analiza la cabeza de presión en el tramo AE con la ecuación (1). Las pérdidas se calculan mediante tramos:

$$H_L = \sum \left[\frac{v_i^2}{2g} \left(K_T + \frac{L_{ei}}{D_{ei}} \cdot f_{Ti} + \frac{L_i}{D_i} \cdot f_{Ti} \right) \right] \quad (5)$$

En seguida, se observa cálculos hidráulicos por tramo, escogidos en el diseño conceptual:

Tabla 3

Diámetros nominales, constantes y longitudes conocidas del tramo L1 de la estación

Tramo (i)	Ø"	K _T	L _e /D _e	L [mm]
AB	1,5	3,16	870	500
BC	1,5	1,06	70	300
CD	1,25	0	1000	1500
DE	1,5	2,06	500	1000

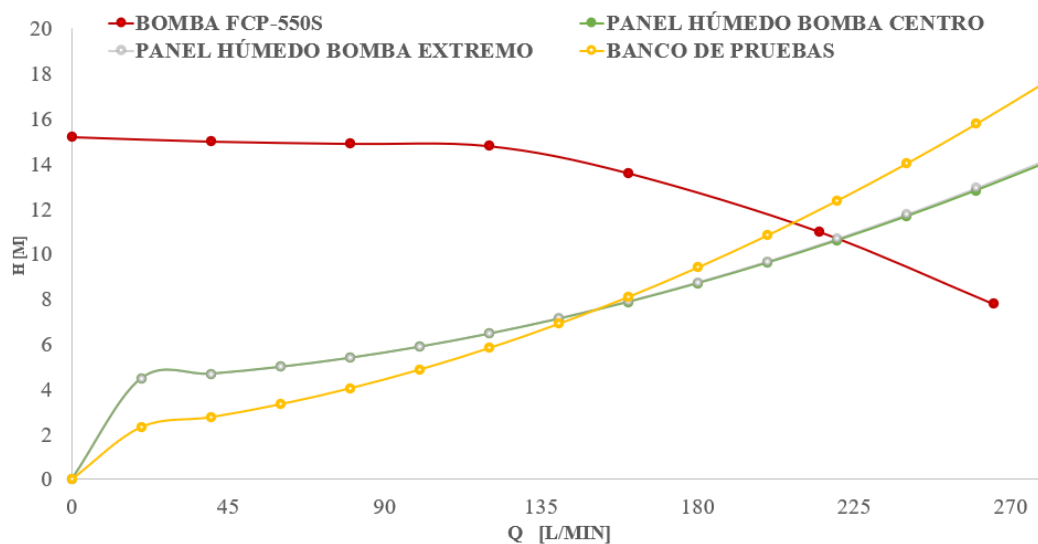
Para calcular la velocidad en cada tramo se debe conocer caudal y diámetro de tubería.

$$Q_i = v_i \cdot A_i = v_i \cdot \frac{\pi}{4} \phi_i^2 \quad (6)$$

Con lo anterior se expresa la ecuación (1) en función del flujo, para graficar la condición de la línea 1 (L1) del banco. El resultado se compara con la gráfica real del sistema:

Figura 14

Versus entre el comportamiento real del panel y el simulado con la estación



La curva amarilla debe ser similar a la curva gris y presentar un punto de operación con la curva de la bomba casi coincidente. Para ello, se itera los valores del tramo CD (subrayados en la Tabla 3): cantidad y tipo de accesorios. Como resultado se obtiene un punto de operación de 200 L/min a 10,5 mH₂O, con una cantidad de **cuatro válvulas antirretorno** de resorte distribuidas en dos líneas paralelas.

La selección de los diámetros en cada tramo se basó en la resistencia a la presión de ariete indicada por el fabricante PAVCO Wavin, según la fórmula:

$$P_A = \frac{1,422 \cdot v_i \cdot 1420}{g \sqrt{1 + \left(\frac{E_a}{E_y}\right) (RDE - 2)}} \quad (7)$$

Donde P_A es presión de ariete [psi], E_a módulo de compresión del agua ($2,06 \times 10^4 \text{ Kg/cm}^2$), E_y módulo de elasticidad del PVC ($2,81 \times 10^4 \text{ Kg/cm}^2$) y RDE relación del diámetro-espesor de pared. Se itera los parámetros RDE del fabricante para determinar la presión admisible.

Figura 15

Tuberías PVC presión PAVCO Wavin y sus valores RDE con presiones admisibles

Tuberías PVC presión PAVCO WAVIN									
	Diámetro Nominal		Referencia	Peso g/m	Diámetro exterior promedio		Espesor de pared mínimo		Diámetro interior promedio mm
	mm	pulg.			mm	pulg.	mm	pulg.	
RDE 9 PVC	21	1/2	2900266	218	21.34	0.84	2.37	0.09	16.60
Presión de trabajo a 23°C: 500 PSI									
RDE 11 PVC	26	3/4	2900210	304	26.67	1.05	2.43	0.09	21.81
Presión de trabajo a 23°C: 400 PSI									
RDE 13.5 PVC	21	1/2	2902449	157	21.34	0.84	1.58	0.06	18.18
Presión de trabajo a 23°C: 315 PSI									
RDE 21 PVC	33	1	2900213	364	33.40	1.31	2.46	0.09	28.48
Presión de trabajo a 23°C: 200 PSI									
	26	3/4	2900237	189	26.7	1.05	1.52	0.06	23.63
	33	1	2900220	252	33.4	1.31	1.60	0.06	30.20
	42	1.1/4	2900225	395	42.2	1.66	2.01	0.08	38.14
	48	1.1/2	2902450	514	48.3	1.90	2.29	0.09	43.68
	60	2	2902453	811	60.3	2.37	2.87	0.11	54.58
	73	2.1/2	2900230	1185	73.0	2.87	3.48	0.14	66.07
	88	3	2900233	1761	88.9	3.50	4.24	0.17	80.42
	114	4	2900240	2904	114.3	4.50	5.44	0.21	103.42
	168	6	2904616	5835	168.3	6.62	8.03	0.32	152.22
RDE 26 PVC	60	2	2900246	655	60.3	2.37	2.31	0.09	55.70
Presión de trabajo a 23°C: 160 PSI	88	3	2900251	1438	88.9	3.50	3.43	0.13	82.04

Nota. Adaptado de *MANUAL TÉCNICO TUBOSISTEMAS PVC PRESIÓN* (p. 5), por PAVCO WAVIN, 2023, <https://pavcowavin.com.co/manuales-tecnicos>

De acuerdo con esta consideración, se seleccionó los diámetros de la tabla 3. El dimensionamiento de todos los subsistemas obedece a los cálculos realizados.

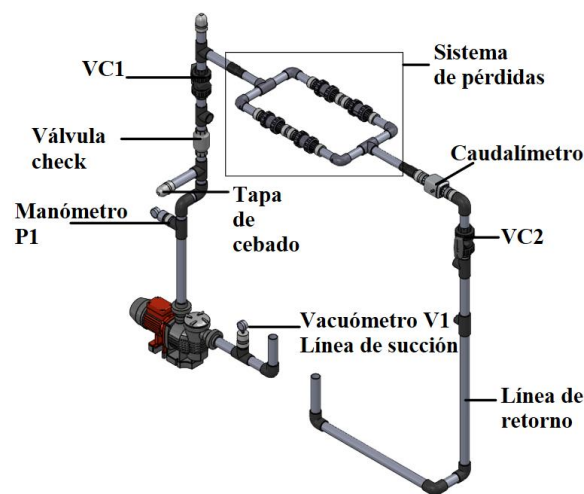
3.2.3 Dimensionamiento de la estación hidráulica

Como se ha mencionado, el banco cuenta con tres líneas fundamentales de operación: línea principal de accesorios para simular condiciones operativas reales de un panel evaporativo (L1), línea para la construcción de la curva característica de la bomba (L2), y línea para probar instrumentos de un panel hidráulico.

La primera línea (L1) está diseñada para visualizar valores de presión y caudal de descarga de las bombas. Según la norma ISO 9002:2012, el dimensionamiento de la tubería se da de tal manera que los indicadores de presión de succión y descarga se encuentren a una distancia de al menos dos veces el diámetro del tramo ($L > 2\theta$) desde las conexiones de la bomba.

Figura 16

Línea principal para simular condiciones reales de un panel evaporativo (L1).



Según el manual instructivo diseñado (Apéndice E), después del acople y encendido de la bomba, se realiza la apertura de la válvula VC1 con el fin de iniciar el proceso de pruebas. Se inspecciona los valores marcados por el manómetro de descarga (P1), el cual se seleccionó para 300 psi de capacidad con caratula de 4'' en acero inoxidable y conexión vertical NPT ½''. El caudalímetro digital es tipo turbina con display para rango de caudal 40-280 lpm, y conexión NPT hembra de 1,5''. Ubicado después del sistema de pérdidas, debe arrojar valores acordes a la figura 14. El caudalímetro debe marcar aproximadamente 200 L/min, y el manómetro de descarga 15 psi.

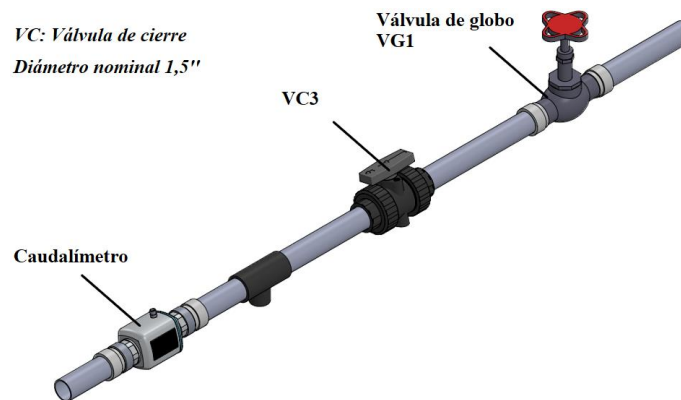
Por otro lado, el subsistema para construcción de la curva característica (L2) evalúa la cabeza de la bomba en función de su caudal. Después de abierta la válvula VC3, la presión de succión, descarga y el caudal se adquieren mediante indicadores de presión (P1 y V1), y el

caudalímetro. El operario encargado registra los datos manualmente en una hoja de cálculo para la construcción automática de la curva (Apéndice D). Mediante:

$$H_B = \frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma} \quad (8)$$

Figura 17

Línea para la construcción de curva característica de las bombas (L2)



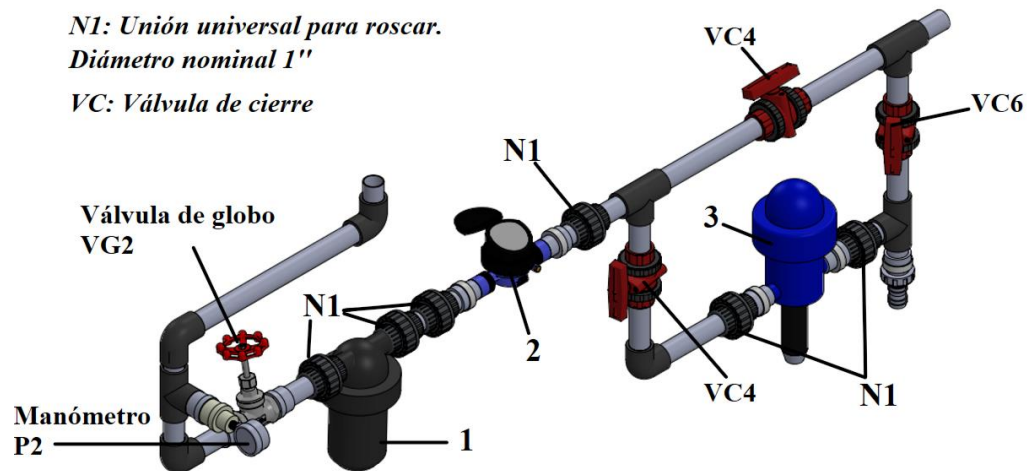
Por último, el subsistema del panel hidráulico (L3) se encarga de realizar pruebas de estanqueidad mediante la inyección de agua con presión 25% mayor a la soportada por los instrumentos a diagnosticar. Se consigue mediante la estrangulación de la válvula VG2 de descarga de la misma bomba FCP-550.

De acuerdo con la curva característica de la bomba otorgada por el fabricante (Figura 13), la bomba presenta una presión máxima de operación de 15 m (21,33 psi). Mediante el estrangulamiento de la válvula VG2, se puede realizar la prueba con presiones altas de operación para evaluar estanqueidad de línea a la presión de los instrumentos. Adicionalmente, los instrumentos a probar soportan el nivel máximo de caudal entregado por la bomba en cualquier punto de operación.

Para realizar las pruebas, se adecuó un sistema de uniones universales PVC roscadas a la entrada y salida de cada instrumento a probar, con el fin de removerlos e instalarlos fácilmente.

Figura 18

Línea de pruebas para instrumentos de un panel hidráulico para bebederos (L3)



Nota. N1. Unión universal para roscar. 1. Filtro ARKAL, 2. Hidrómetro, 3. Dosificador.

El dimensionamiento del tanque de almacenamiento se basó en el caudal máximo de la bomba, el caudal retenido en las líneas, y un tiempo de vaciado de 10 segundos. Así se estimó para garantizar tiempo de respuesta en caso de defectos operacionales tal como una obstrucción en las líneas que no permita recirculación del sistema al tanque, y la bomba termine succionando solo aire. Se debe evitar daños en los equipos.

Tabla 4

Longitud total por cada tramo de tubería (mm)

Línea	Diámetro nominal por tramo			
	2"	1,5"	1,25"	1"
Principal, accesorios	0	5661	2016	0
Curva característica	0	1770	0	0
Panel hidráulico	0	0	0	3730
TOTAL	0	7431	2016	3730

Según la tabla 4, la longitud total de tubería instalada en el banco es de 13.177 mm. Con la dimensión del diámetro interno de cada tramo, se calcula el volumen estático de agua alojado en cada línea del banco de pruebas.

Tabla 5

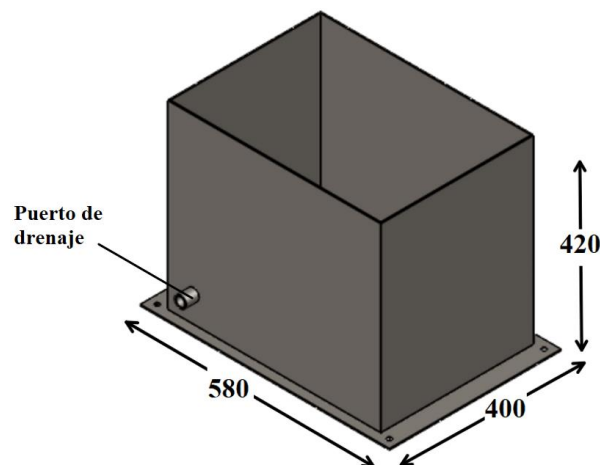
Volumen de agua estático alojado en cada tramo de tubería (litros)

Línea	Diámetro nominal por tramo			
	2"	1,5"	1,25"	1"
Principal, accesorios	0	8,48	2,3	0
Curva característica	0	2,65	0	0
Panel hidráulico	0	0	0	2,67
TOTAL	0	11,13	2,3	2,67

El volumen total de agua alojado en las líneas resulta ser de 16,27 L. Como el caudal máximo suministrado por la bomba llega a ser 265 L/min, con el tiempo de vaciado estimado se tiene un volumen estático de 45 L. Se opta por utilizar un factor de seguridad para el diseño de 1,25. Obteniendo así que el tanque debe albergar una capacidad mínima de 78 L de agua. Se diseña el tanque con estas características mediante el plegado de chapa de 3 mm en acero estructural A36.

Figura 19

Tanque de almacenamiento de agua para capacidad de 78 litros de agua

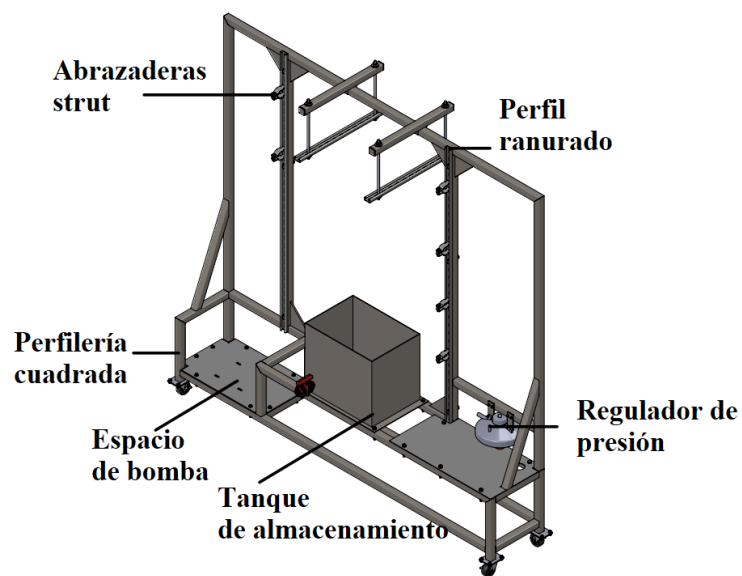


Acoplado a este se instala un puerto de drenaje en la cara frontal, comprendido por un tramo de tubería PVC de 0,75'' Sch. 40. Al tramo se ajusta una válvula de cierre de presión soldar.

En cuanto al bastidor que soporta todos los subsistemas, se opta por perfiles cuadrados 40x40x2mm en acero HR A36 soldada entre sí.

Figura 20

Bastidor completo de la estación hidráulica



Láminas de 3mm HR A36 están atornilladas al bastidor para ajustar las bombas a probar mediante ranuras, y soporte de objetos cualesquiera. Los subsistemas se ajustan mediante abrazaderas tipo strut seleccionadas según el diámetro de tubería correspondiente al punto de contacto. Las abrazaderas se atornillan a perfiles ranurados tipo strut calibre 14 40x20 mm.

3.3 Diseño de la estación mecánica

La estación evalúa tres equipos: motores eléctricos, malacates manuales y motorreductores.

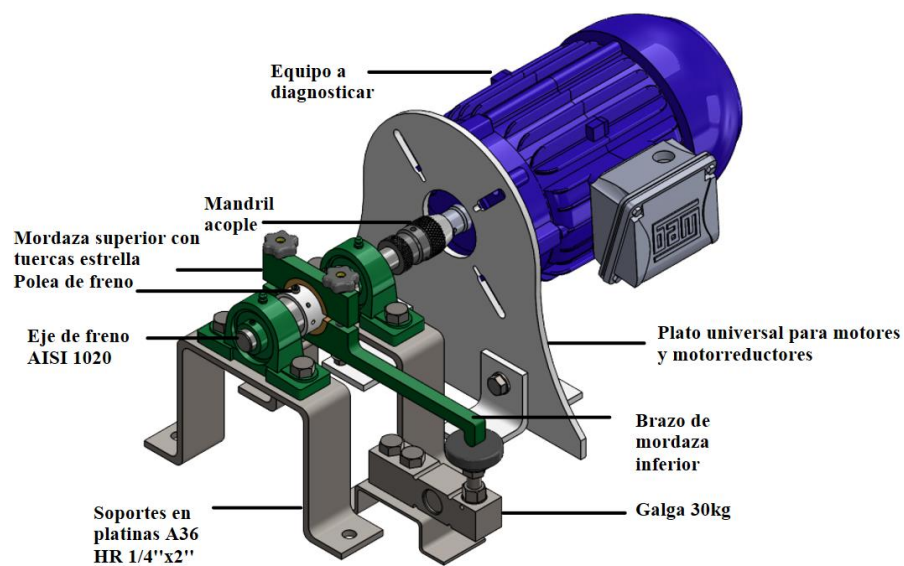
3.3.1 Diseño conceptual de la estación mecánica

Para evaluar motores se utiliza una estación de potencia al freno tipo Prony. Consta de un conjunto para medir torque y velocidad para conocer la potencia mecánica. El freno se acopla

directamente al eje de la máquina. Se compone de dos mordazas ensambladas a una polea, accionadas mediante el ajuste de dos pernos. La fricción de frenado ejercida sobre la polea simula carga para la máquina. La fuerza es transmitida por un brazo de la mordaza, de longitud conocida. Una celda de carga en contacto con el brazo permite visualizar la fuerza de freno.

Figura 21

Diseño conceptual del freno de Prony accionado por tuercas mariposa



Al realizar el arranque directo de los motores, se procede a frenar el eje mediante el apriete de las tuercas hasta que un tacómetro digital manual indique la velocidad de trabajo: 1700 RPM. El torque ejercido por el motor se calcula mediante:

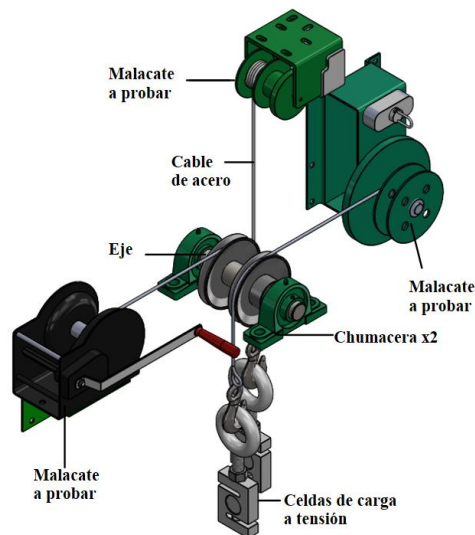
$$T = mgL \quad (9)$$

Donde m [kg] es la masa marcada por la pantalla LCD de la galga, y L [m] la longitud del brazo acotada desde el centro del eje hasta el punto de contacto con la celda. Gracias a esto, es posible conocer la capacidad mecánica del equipo, como su consumo de amperaje mediante un voltiamperímetro conectado a la red de potencia del motor eléctrico.

En lo que respecta a los malacates manuales, el cable de acero enrollado al tambor trabaja bajo tensión durante su operación. Se plantea un sistema de poleas en aluminio para direccionar los cables a una posición vertical. El cable activa una celda de carga para evaluar su capacidad.

Figura 22

Diseño conceptual de la estación de pruebas para malacates manuales

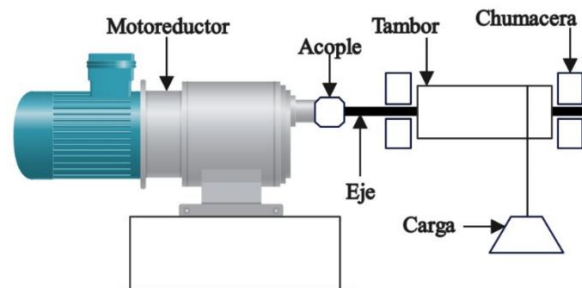


Los malacates en los galpones no suelen superar el 75% de su capacidad de levantamiento máxima. Se escoge galgas de una (1) tonelada para evaluar capacidades en el banco.

Por último, se plantea un sistema de levantamiento de masa que simula el comportamiento real de los motorreductores al momento de accionar las compuertas de un túnel door.

Figura 23

Diseño conceptual del sistema de levantamiento de carga para motorreductores



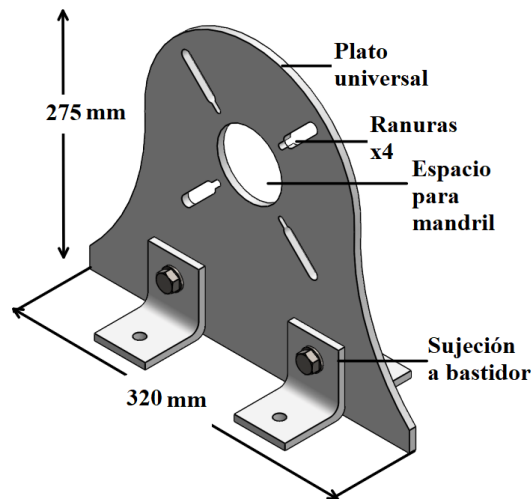
3.3.2 Modelamiento de la estación mecánica completa

Acorde al apartado conceptual de los equipos a diseñar, se realiza los cálculos respectivos.

3.3.2.1 Estación de potencia al freno. Es necesario diseñar una base universal para acoplar cualquier tipo de maquinaria rotativa pequeña encontrada en un galpón avícola. Se establece una placa con ranuras dimensionadas en función de las perforaciones encontradas en la maquinaria rotativa en voladizo para sujetarlas a los bastidores.

Figura 24

Plato universal para sujeción de maquinaria rotativa



Con las ranuras diseñadas se puede acoplar cualquier maquinaria rotativa pequeña. La placa se fabrica a partir del corte de una lámina HR A36 con espesor de $\frac{1}{4}$ ". Se fija mediante sujeciones en L al bastidor del banco.

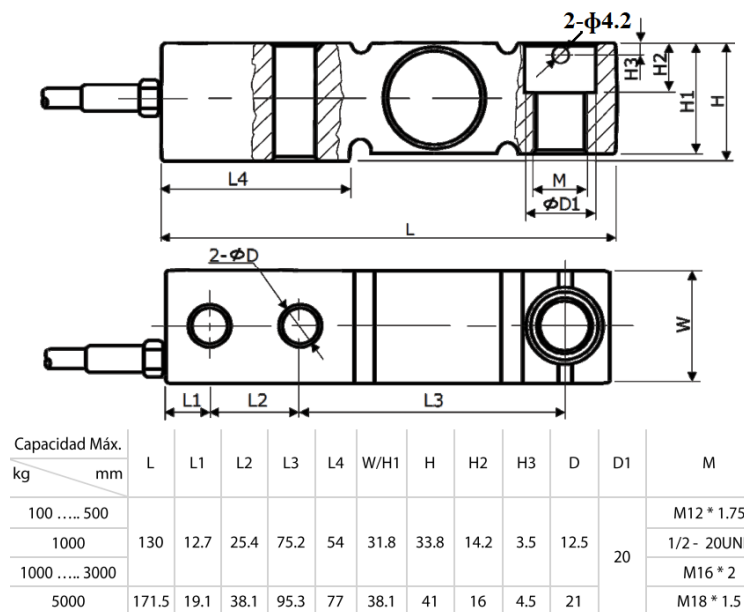
En cuanto al sistema de freno, la longitud del brazo en la mordaza hasta el punto de contacto con la celda es 200 mm. De acuerdo con la ecuación 8 y el torque más alto de los equipos a probar ($T=50$ Nm), se obtiene una masa de 25,5 kg. Esto conlleva a seleccionar una celda a compresión de 100 kg de capacidad, modelo SHB-MA de marca Lexus, proveedor Milligram, Bogotá. Se opta por este ítem debido a accesorio de rótula que se vende como complemento.

Un display LCD conectado a Arduino se encarga de proyectar la masa correspondiente a la fuerza en el punto de contacto. La potencia mecánica del equipo estaría dada por:

$$HP = \frac{m \cdot g \cdot L \cdot RPM}{7140} \quad (10)$$

Figura 25

Celda de carga modelo SHB-MA marca Lexus



Nota. Adaptado de *Celdas de carga SHB-MA Shear Beam* (p. 3), por LEXUS, 2019, <https://milligrampesaje.com/wp-content/uploads/2019/05/Catalago-shb-ma.pdf>

Los elementos mecánicos críticos del banco en general constan de ejes, mordazas, pernos prisioneros, etc. Los materiales utilizados se listan a continuación:

Tabla 6

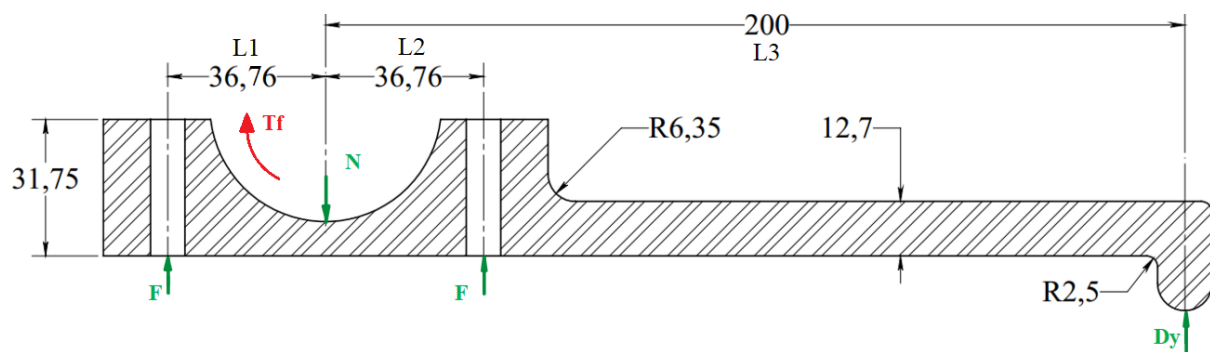
Propiedades mecánicas de materiales a utilizar

Material	Límite tracción Su (MPa)	Límite elástico Sy (MPa)
AISI 1020	379	207
A36 HR	400	250
AISI 4140	655	414
Acero Gr. 8.8	800	640

Al ajustar los pernos, el buje de corcho entre la mordaza y la polea ejerce fuerza de fricción, cuya magnitud se da por $F_R = N\mu_k$. El coeficiente dinámico μ_k entre el acero y el corcho es 0,52. Dicha fuerza debe producir el torque similar al operativo del equipo para simular carga. Por tanto, $T = F_R R_p = 50 [Nm]$. Donde R_p es el radio de la polea (21.08 mm). La mordaza inferior soporta esfuerzos de flexión durante el frenado. Se diseñó con medidas adaptadas a una platina comercial:

Figura 26

Relación de cargas sobre la mordaza inferior



Se valida el dimensionamiento mediante un análisis estático, donde:

$$2F + D_y - N = 0 \quad (11)$$

$$-FL + FL - T_f + D_y(L_2 + L_3) = 0 \quad (12)$$

De lo anterior, se obtiene:

Tabla 7

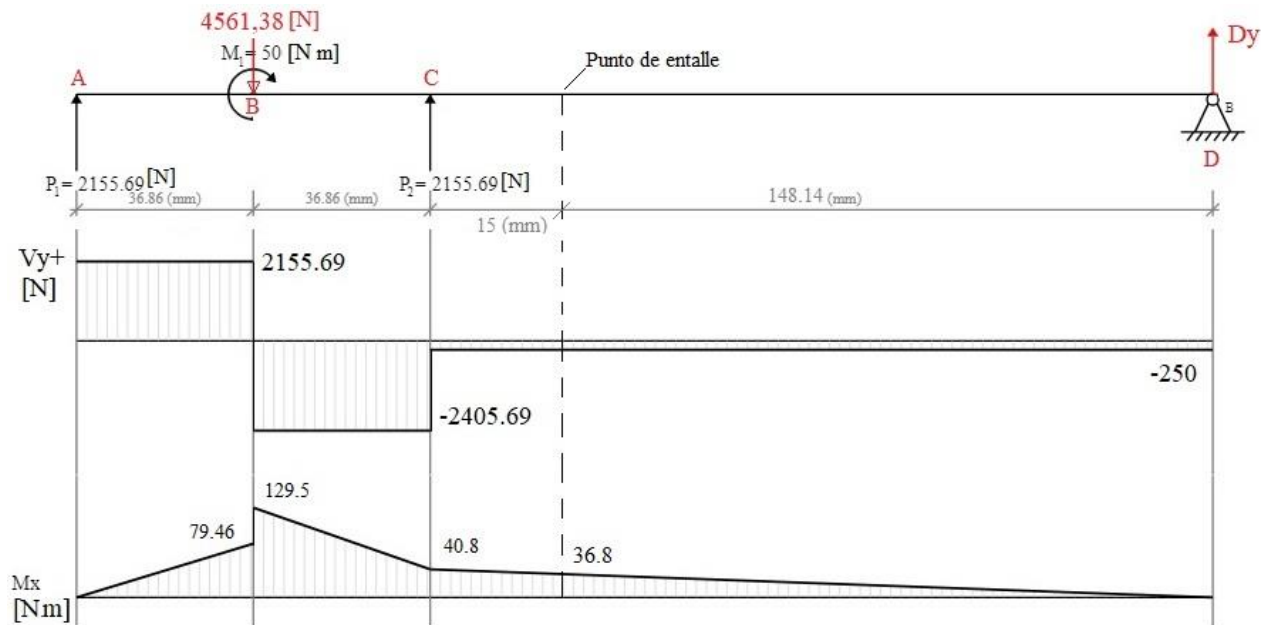
Resultados obtenidos del análisis estático para la mordaza inferior

Variable	Resultado [N]
F	2155,38
N	4561,38
D_y	250

Una vez se tienen los resultados, se grafica el comportamiento interno en cada punto.

Figura 27

Diagrama de fuerzas internas sobre la mordaza inferior del freno Prony



Se observa que el momento flector predominante es 129,5 Nm. Según (Mott, 2006), el esfuerzo normal equivalente de un material dúctil bajo carga estática se estima mediante:

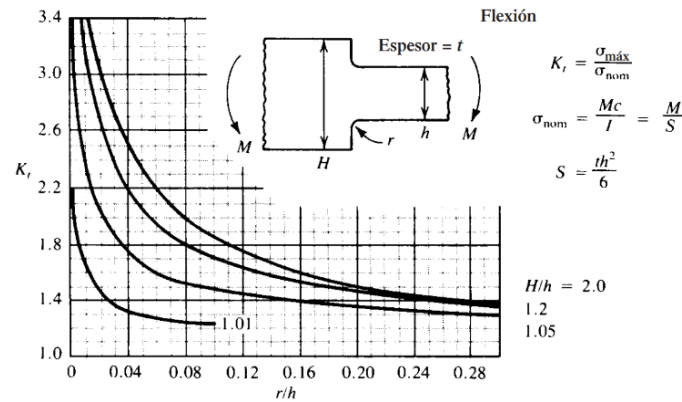
$$\sigma = K_T Mc/I < \sigma_d = S_y/N \quad (13)$$

Donde N es el factor de seguridad, K_T es un factor concentrador de esfuerzos, $I = \frac{1}{12}bh^3$ [m⁴], c es la cota desde el extremo de la sección transversal rectangular hasta su centro [m]. Las medidas del brazo en el punto crítico son: base 12,7 y altura 31,75 [mm]. Se obtiene un esfuerzo de 61 MPa para un valor de $K_T = 1$ con ausencia de entalles en ese punto, lo que conlleva a tener un factor de seguridad viable de 4.

En el caso del entalle, se obtiene un esfuerzo flector de 25,87 MPa y un factor de seguridad de 9,67, para un K_T de 1,5 al usar la gráfica a continuación.

Figura 28

Factor concentrador de esfuerzo para placa plana con entalle

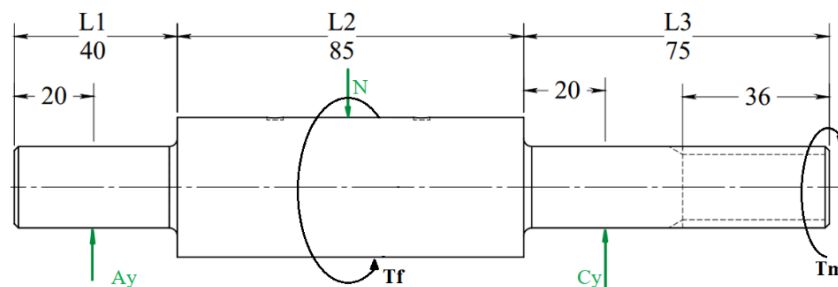


Nota. Adaptado de *Resistencia de Materiales (A-28)*, por Robert L. Mott, 2009.

Otro componente crítico es el eje. Su comportamiento mecánico en el frenado se muestra:

Figura 29

Relación de cargas en régimen estacionario sobre el eje del freno Prony



Se valida el dimensionamiento mediante un análisis estático. Se observa que el valor del torque nominal del sistema es el mismo del frenado, actuando sobre todo el tramo B-D.

$$A_y + C_y = N \quad (14)$$

$$A_y = C_y \quad (15)$$

De lo anterior, obtiene los resultados de las fuerzas que debe soportar cada una de las chumaceras ubicadas en las secciones escalonadas:

Tabla 8

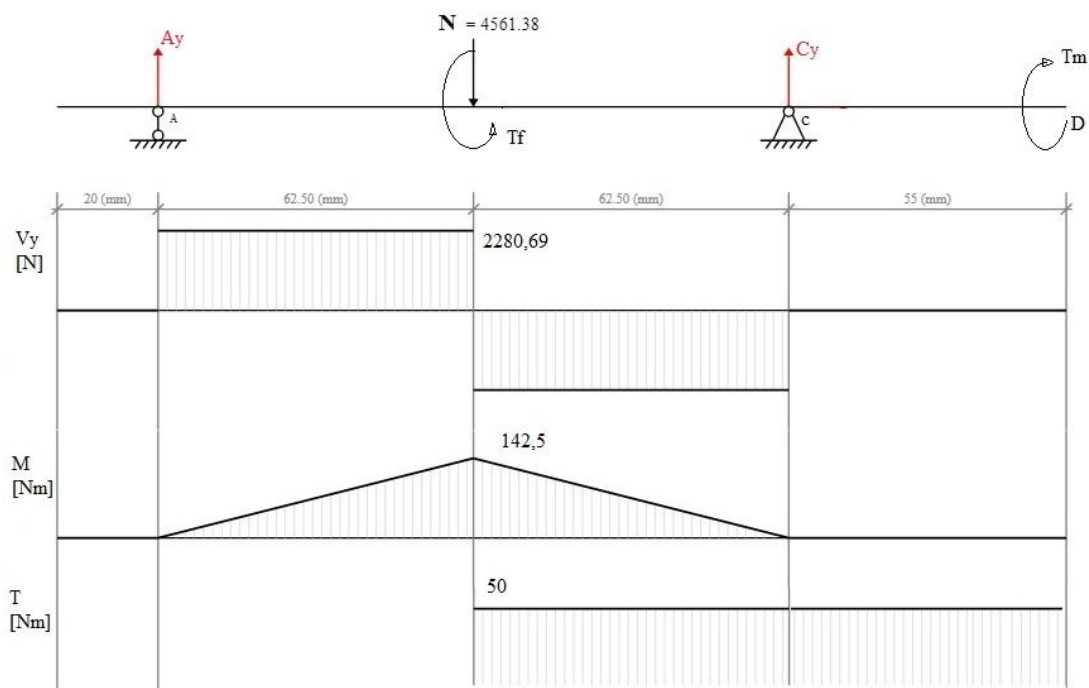
Resultados obtenidos del análisis estático para el eje del freno Prony

Variable	Resultado	Unidad
A_y	2280,69	N
C_y	2280,69	N
T_f	50	Nm

Una vez se tienen los resultados, se grafica el comportamiento en cada punto.

Figura 30

Diagrama de fuerzas internas sobre el eje del freno Prony



Se observa que el punto crítico se encuentra en B, con un momento flector de 142,5 Nm y un momento de torsión de 50 Nm. El análisis anterior fue posible gracias a la consideración de que el sistema se comporta dinámicamente con esfuerzos repetidos e invertidos. Sin embargo, es necesario realizar el estudio de resistencia a la fatiga debido al comportamiento cíclico. Según (Mott, 2006), la propiedad se expresa:

$$S_n' = Su/2 (C_m C_{st} C_R C_S) \quad (16)$$

Donde S_n' [MPa] es la resistencia a la fatiga modificada, para condiciones de operación distintas de aquellas para las que se determinó la resistencia a la fatiga del material. C_m factor de material, C_{st} factor de tipo de esfuerzo, C_R factor de confiabilidad, y C_S factor de tamaño. A continuación se estiman dichos valores en función de las consideraciones en el diseño conceptual:

Tabla 9

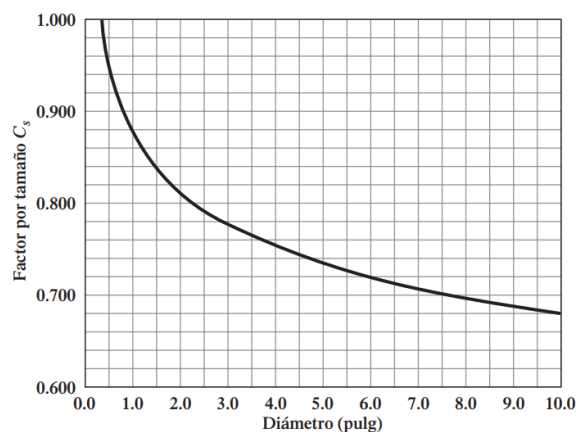
Factores de corrección en la resistencia a la fatiga del material

Factor	Valor	Observación
C_m	1	Acero forjado
C_{st}	1	Esfuerzo flexionante
C_R	0,9	Confiabilidad del 90%
C_S	0,9	Ver figura 31

El factor de tamaño se estima para un diámetro pequeño, debido a la baja carga. Se usa la siguiente figura:

Figura 31

Diagrama para seleccionar el factor de tamaño



Nota. Adaptado de *Diseño de Elementos de Máquinas* (p. 175), por Robert L. Mott, 2009.

Se obtiene una resistencia a la fatiga modificada de 166,76 MPa. El valor es útil para calcular el diámetro mínimo con el que se debe diseñar el eje. Para un material dúctil sometido a carga cíclica uniaxial con amplitud constante, se recomienda el método conservador de Goodman:

$$\frac{K_T \sigma_a}{S_n'} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{N} \quad (17)$$

Donde σ_a es el esfuerzo alterno [MPa], el cual se estima mediante la ecuación 13 debido a que trata de un esfuerzo repetido e invertido. En este caso, el esfuerzo medio corresponde al esfuerzo de torsión, el cual es hallado mediante:

$$\tau_d = Tc/J \quad (18)$$

Donde J [m⁴] es el momento polar de inercia en la sección transversal del punto a evaluar sobre el eje ($J = \pi d^4/32$ para sección circular). Sin entalle en el punto crítico, se usa un K_T de 1. Con un factor de seguridad de 2 para diseño bajo cargas dinámicas con confianza promedio, se logra un diámetro de 2,5 mm.

Al ser un valor pequeño, existe flexibilidad en el diseño. Los ejes de salida de los equipos a probar oscilan entre 11 y 18 mm. Según la Figura 21, se opta por adecuar un mandril para trabajo pesado con abertura máxima de 20 mm y rosca de acople ¾"-10 NPT. Para cumplir con estas medidas comerciales, se diseña el eje en AISI 1020 de 35 mm y con tramos escalonados de 20mm. El eje es solidario a la polea, fabricada a partir de tubería para conducción en acero comercial 1,25" Sch. 40, con huecos de 4 mm para disipar calor.

Para la selección de apoyos se opta por chumaceras NTN a partir del catálogo No. 2400 IX/S. Alojamiento de acero fundido tipo puente con rodamientos UCP de bolas debido a que solo se experimenta carga radial, según la Figura 29. Los tramos escalonados donde se ubicarán las chumaceras son de 20 mm. Por tanto, se escoge el modelo NTN UCP204D1.

Figura 32*Especificaciones técnicas de una chumacera NTN UCP204D1*

Diámetro del eje mm pulg.	Número de la chumacera	Dimensiones nominales											Tamaño del perno mm pulg.	Número del rodamiento	Capacidad básica de carga		Factor ¹⁾ f_6
		mm						pulg.							N dinámica C_r	lbf estática C_{or}	
		H	L	J	A	N	N_1	H_1	H_2	L_1	B	S					
20 $\frac{3}{4}$	UCP204D1 UCP204-012D1	33.3 $1\frac{5}{16}$	127 5	95 $3\frac{3}{4}$	38 $1\frac{1}{2}$	13 $\frac{1}{2}$	16 $\frac{5}{8}$	14 $\frac{9}{16}$	65 $2\frac{9}{16}$	42 $1\frac{21}{32}$	31 1.2205	12.7 0.500	M10 $\frac{3}{8}$	UC204D1 UC204-012D1	12 800 2 890	6 650 1 500	13.2

Nota. Adaptado de CHUMACERAS (p. 56), por NTN, 2009, <https://www.ntn-snr.com/es>

Los rodamientos asociados al modelo presentan una resistencia a carga dinámica de 12800 N y estática de 6650 N. La carga radial dinámica equivalente del sistema está dada por:

$$P_r \cdot f_h = C_r \cdot f_n \quad (19)$$

Donde P_r es la carga del sistema [N], f_h factor de vida, f_n factor de velocidad ($f_n = (33,3/RPM)^{1/3}$), y C_r capacidad básica de carga dinámica del sistema [N]. Con velocidad de 1700 RPM se cuenta con un factor de velocidad de 0,27. El sistema presenta carga equivalente de 2280,69 N según tabla 8. El factor de vida se relaciona con la clasificación del servicio y su vida nominal básica [h], así: $f_h = (Log_{10}h/500)^{1/3}$.

Figura 33*Duración estimada de vida para chumaceras NTN según su aplicación*

Clasificación del servicio	Aplicación de la maquinaria	Duración L_n
Maquinaria utilizada ocasionalmente	Mecanismos de las puertas, Cierre de garaje	500
Equipos utilizados en períodos cortos o intermitentes con interrupciones permitidas	Electrodomésticos, Herramientas eléctricas manuales, Maquinaria agrícola, Teclados en tiendas	4 000 ~ 8 000
Intermitente pero con requerimientos de alta confiabilidad	Equipo auxiliar de centrales eléctricas, Elevadores, Bandas transportadoras, Puentes grúa	8 000 ~ 14 000
Maquinaria utilizada 8 horas al día, pero no siempre a su máxima capacidad	Ejes de vagones minas, Unidades de la caja de engranaje importantes	14 000 ~ 20 000
Maquinaria utilizada 8 horas a máxima capacidad	Sopladores, Máquinas de uso general en talleres, Grúas de operación continua	20 000 ~ 30 000
Maquinaria utilizada 24 horas al día de manera continua	Compresores, Bombas	50 000 ~ 60 000
Maquinaria utilizada 24 horas al día de manera continua con máxima seguridad	Equipos de Centrales eléctricas, Suministro de agua en áreas urbanas, Ventiladores en minas	100 000 ~ 200 000

Nota. Adaptado de CHUMACERAS (p. 25), por NTN, 2009, <https://www.ntn-snr.com/es>

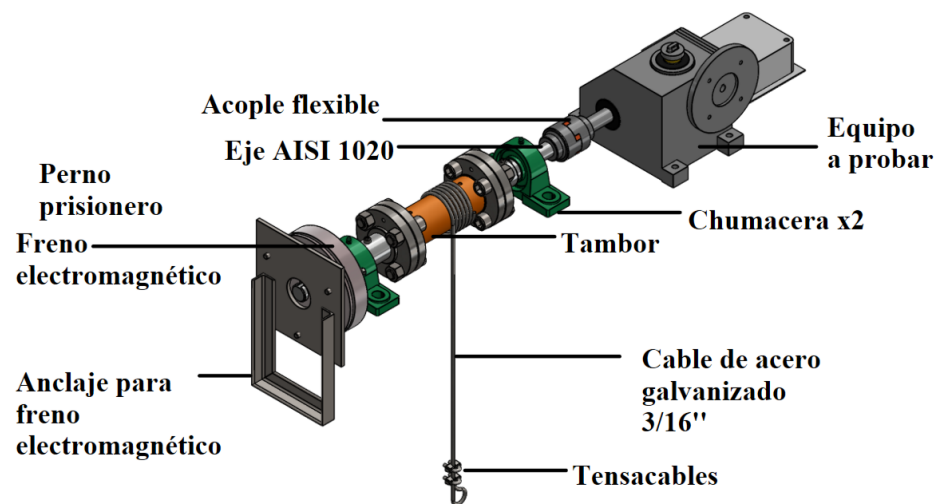
De acuerdo con la Figura 33, para una maquinaria utilizada ocasionalmente, como lo es la estación de potencia al freno, se tiene una vida útil operativa estimada de 500 horas. El factor de vida resulta ser de 1. Por tanto, la carga básica dinámica C_r del sistema de la estación resulta ser de 8447 N.

El valor obtenido es menor al suministrado por catálogo (Figura 32), lo que indica una operación confiable. Adicionalmente, la carga estática radial (2280,9 N) es inferior a la capacidad básica de carga estática para el rodamiento seleccionado.

3.3.2.2 Sistema de levantamiento de carga. Se propone un sistema de levantamiento de carga para simular las exigencias que superan los motorreductores en un galpón avícola, como se muestra conceptualmente:

Figura 34

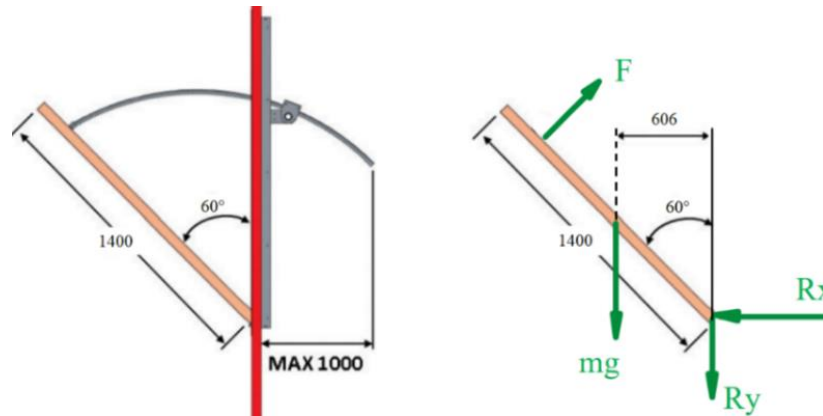
Diseño conceptual del sistema de levantamiento de carga



Normalmente, accionan sistemas de compuertas de hasta 300 kg, compuestos por una distribución lineal de ventanas. Es necesario calcular una ventana en su abertura máxima, para así conocer los requisitos operativos con los cuales se diseña el sistema de levantamiento en el banco.

Figura 35

Diagrama de cuerpo libre en apertura máxima para un sistema de compuertas



Gracias a un análisis estático de sumatorias de torques igualados a cero (0) alrededor del centroide, se obtiene la siguiente expresión:

$$606mg - 1400F = 0 \quad (20)$$

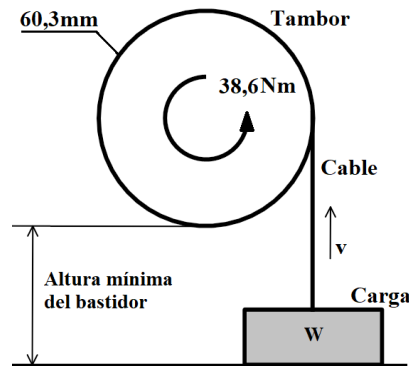
Por tanto, se obtiene una fuerza total de las cremalleras de 200,7 [N], lo cual se traduce en 100,36 [N] para cada cremallera, al soportar ambas la masa de la ventana. Cada cremallera lleva consigo un sprocket con diámetro 55 mm. Al aplicar el concepto de torque en régimen estacionario (no se contempla el arranque inercial), se tiene que ejercen un valor de 2,76 Nm cada uno. Como cada ventana posee dos sprockets, y se diseña con una configuración de Tunnel Door de hasta 7 ventanas, se obtiene que el motorreductor ejerce un torque total operativo de **38,6 [Nm]**.

Se debe simular el torque calculado. Según la Figura 34, se propone un tambor a partir de tubería para conducción en acero comercial de 2'' Sch. 40, la cual tiene un diámetro externo de 60,3 mm y espesor de pared de 3,91 mm.

Al tambor se le realizan perforaciones para ajustar un cable de acero galvanizado (puede ser monocordón) de 3/16'' Gr. 120, que soporta hasta 16 kN.

Figura 36

Ilustración del movimiento y torque en el sistema de levantamiento de carga

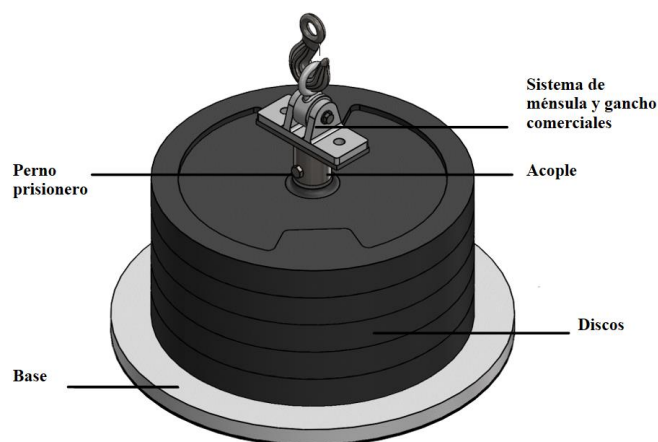


Con las dimensiones y el concepto de torque en régimen estacionario, se tiene que el sistema debe levantar una carga de casi 125 kg. La opción comercial optada para simularla es el apilamiento de 5 discos de gimnasio de 25 kg cada uno, en hierro y con hueco para barra de una (1) pulgada de diámetro. El arreglo se apoya sobre una base debidamente diseñada.

A continuación, se muestra el concepto de diseño:

Figura 37

Sistema de carga con apilamiento de discos de 25 kg



El análisis cinemático es importante para la seguridad del proceso. El eje de salida de los motorreductores gira, a lo sumo, a 3 RPM. Se estima una velocidad lineal del cable de 9,9 mm/s.

Suponiendo así que el banco debe tener como mínimo 247,4 mm de altura con respecto al suelo para tener un periodo de prueba y parada de 25 segundos.

El motorreductor para probar debe ser capaz de elevar la carga suministrada en un tiempo:

$$t = \frac{0,34}{RPM * \frac{2\pi}{60} * 0,0315} \quad [s] \quad (21)$$

En el caso de que el equipo eleve la carga sin problemas, se considera que no posee falencias mecánicas.

La parada del sistema viene dada por un freno electromagnético de resorte accionado a 179V, solidario a la línea de potencia eléctrica del motorreductor. El elemento se escoge teniendo en cuenta el torque nominal del levantamiento (38,6 Nm). Se selecciona el freno SDZ1-40 con diámetro para eje de 28 mm, desde el portafolio ofrecido por el proveedor Power Transmissions.

Figura 38

Especificaciones técnicas de electrofrenos con resorte

Item and Specification	SDZ1-02	SDZ1-04	SDZ1-08	SDZ1-15	SDZ1-30	SDZ1-40	SDZ1-80	SDZ1-150
Base of motor	63	71	80	90	100	112	132	160
Rated brake moment Me(N•m)	2	4	7.5	15	30	40	75	150
Voltage rating DC(V)	99					170		
Power rating P20°C(W)	25	30	40	50	65	70	95	110
Braking time (ms)	150	180	200			250		350
Max gap of operation (mm)	0.6	0.8	1				1.2	
Permissible relative rotation velocity (rpm)	3000							

Nota. Adaptado de *Ficha técnica frenos SDZ1-02* (p. 2), por Power Transmissions S.A.S.

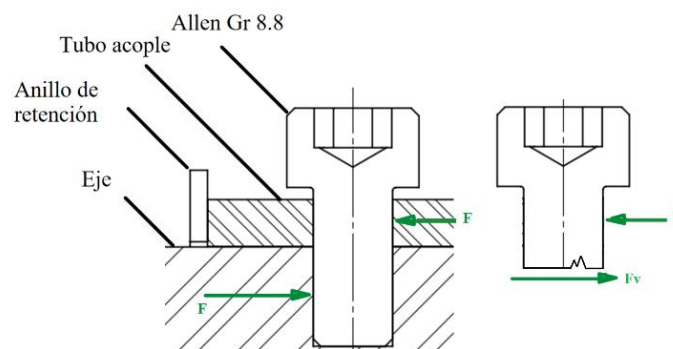
Los componentes críticos del sistema comprenden el eje en AISI 1020 y el perno prisionero que acopla el tambor con este. El diseño del tambor se basó en productos sencillos de adquirir. Así se evita cortes, soldadura, pulida, rolado, y otros mecanizados. El tambor es un tramo de tubería

de 2'' Sch. 40 acero comercial, según ASME B36.10. Soldado en los costados a bridas A105 RF150 de 2'' Sch 40.

El torque se transmite al eje mediante un tramo de tubo de 1,25'' Sch 40 soldado a las bridas, con perno prisionero Allen Gr. 8.8 de alta resistencia. Este perno es crítico.

Figura 39

Relación de cargas sobre el prisionero del sistema de levantamiento de carga



El esfuerzo predominante es el cortante. De acuerdo con el diagrama de cuerpo libre, la fuerza cortante interna (F_v) es equivalente a la fuerza tangencial (F) transmitida por el torque. El esfuerzo interno se calcula mediante $\tau = F_v/A_p$. Donde A_p es el área transversal del perno. Según (Mott, 2009), la resistencia a la cedencia (S_{ys}) en corte se estima como $0,5 \cdot S_y$. Se procura que:

$$\tau < S_{ys} \quad (22)$$

Se obtiene un diámetro mínimo de 4,63 mm. La selección es de un perno Allen M6. Por otro lado, las dimensiones del eje en AISI 1020 obedecen al estudio estático de la carga y las medidas comerciales de los componentes ensamblados a él. Algunos parámetros conocidos para el cálculo se muestran:

Tabla 10

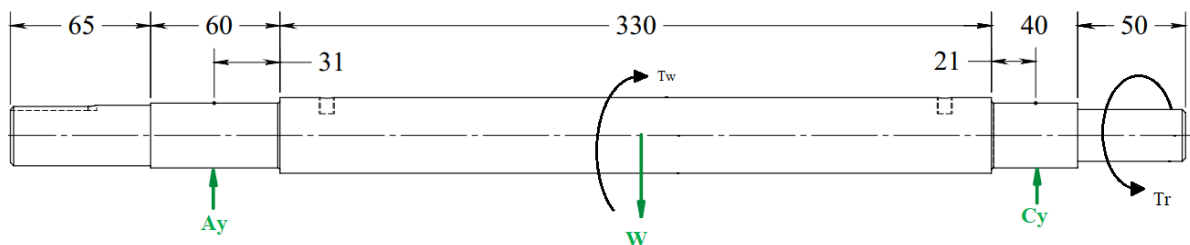
Parámetros conocidos del sistema de levantamiento de carga

Variable	Valor	Unidad
Masa de la carga	125	kg
Velocidad del eje	2,85	RPM
Tiempo de arranque	1,5	s
Masa del tambor	0,8	kg
Masa de la brida	1,2	kg

Con los valores citados, se realiza el diagrama de cuerpo libre del eje y su modelamiento.

Figura 40

Cargas en régimen estacionario sobre el eje del sistema de levantamiento de carga



Se valida el dimensionamiento mediante un análisis estático. Se observa que el valor del torque del sistema es el mismo del torque de levantamiento, actuando sobre todo el tramo B-D.

$$A_y + C_y = W \quad (23)$$

$$A_y = C_y \quad (24)$$

De lo anterior, se obtiene:

Tabla 11

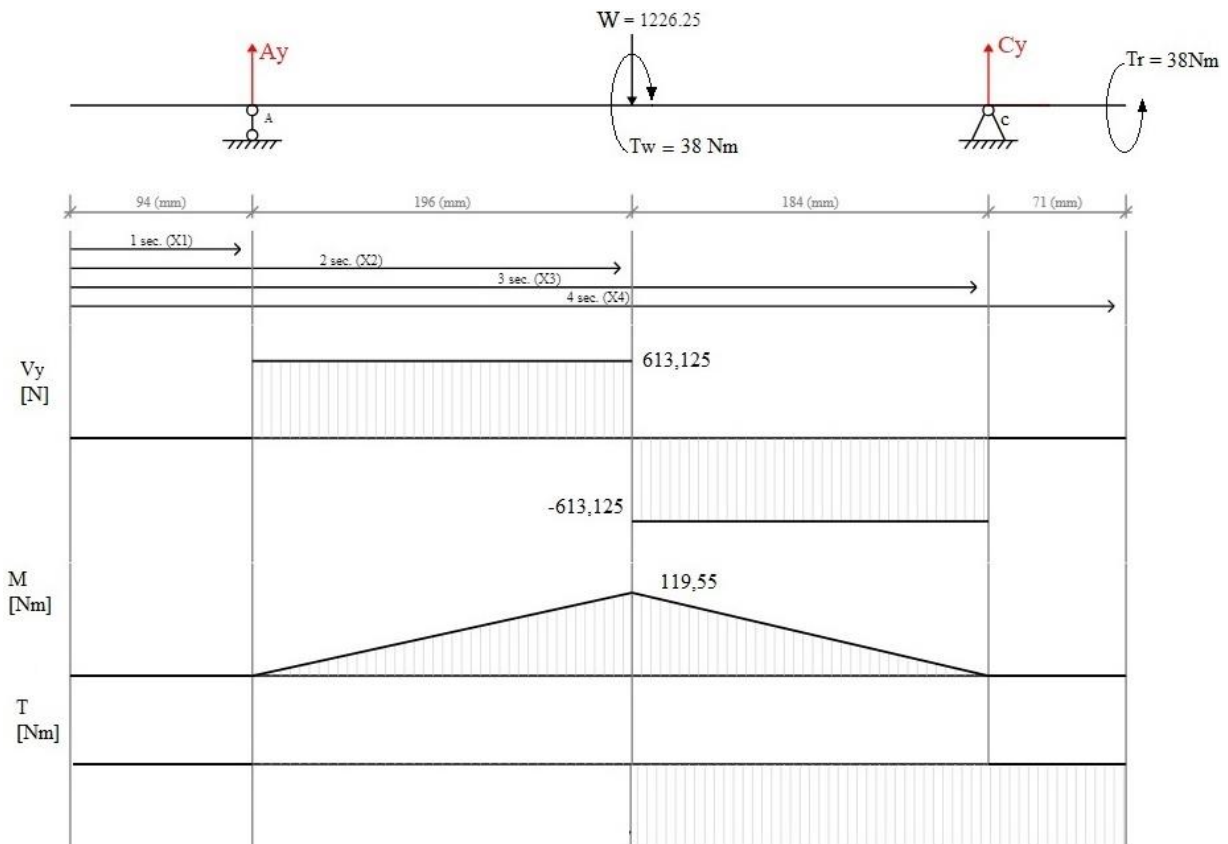
Resultados del análisis estático para el eje del sistema de levantamiento de carga

Variable	Resultado	Unidad
A_y	613,125	N
C_y	613,125	N
T_w	38,6	Nm

Una vez se tienen los resultados, se grafica el comportamiento en cada punto.

Figura 41

Diagrama de fuerzas internas sobre el eje del sistema de levantamiento de carga



Se observa que el punto crítico se sitúa en B, con un momento flector de 119,5 Nm y un momento de torsión de 38 Nm. Al darse esfuerzos combinados de flexión y torsión, el esfuerzo equivalente σ de la ecuación 13, sin contemplar esfuerzo radial y según el criterio de fallo de Von Mises, se da:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau^2} \quad (25)$$

Se expresan los esfuerzos en función del diámetro. Con un factor de seguridad de 2 y la ecuación 13, se obtiene un diámetro mínimo de 23 mm. Se selecciona un redondo de 1”.

El acople es escogido en función del diámetro de los ejes a acoplar y el torque de diseño. Debido al bajo valor del torque, un acople flexible tipo araña es pertinente. El proveedor Intermecc S.A. ofrece el modelo Interflex No. GE24.

Figura 42

Especificaciones técnicas de los acoples flexibles de araña

INTERFLEX® No.	Dimensiones mm			Torque nominal (Tn) in-lbs	Torque de diseño (Td) in-lbs	Hueco máximo	RPM Máximas permisibles
	L	A	M				
GE14	34	30	23	66	133	16	19.000
GE19	64	40	39	89	177	24	14.000
GE24	76	55	46	310	620	32	10.600
GE28	88	65	56	841	1.682	38	8.500
GE38	111	78	66	1.682	3.363	45	7.100
GE42	123	94	73	2.345	4.691	55	6.000
GE48	137	104	81	2.744	5.487	60	5.600
GE55	156	118	92	3.319	6.638	70	4.750
GE65	180	134	115	3.761	7.523	75	4.250
GE75	205	160	120	8.629	17.257	90	3.550
GE90	240	200	140	21.240	42.480	100	2.800

Nota. Adaptado de *Catálogo de productos* (p. 8), por Intermecc SA, <https://www.intermec.com.co/literatura.php>

En función de la Figura 40, las cargas son únicamente radiales. Los tramos escalonados donde se ubicarán las chumaceras son de 30mm. Por tanto, se escoge el modelo NTN UCP206D1.

Figura 43

Especificaciones técnicas de una chumacera NTN UCP206D1

Diámetro del eje mm pulg.	Número ¹⁾ de la chumacera	Dimensiones nominales											Tamaño del perno mm pulg.	Número del rodamiento	Capacidad básica de carga		Factor ¹⁾ f ₀
		H	L	J	A	N	N ₁	H ₁	H ₂	L ₁	B	S			N dinámica C _r	lbf estática C _{0e}	
30 1 1/16	UCP206D1	42.9	165	121	48	17	20	17	83	54	38.1	15.9	M14	UC206D1	19 500	11 300	13.8
1 1/8	UCP206-101D1	1 11/16	6 1/2	4 3/4	1 7/8	2 1/32	2 5/32	2 1/32	3 9/32	2 1/8	1.5000	0.626	1/2	UC206-101D1	4 400	2 540	
1 3/16	UCP206-102D1													UC206-102D1			
1 1/4	UCP206-103D1													UC206-103D1			
	UCP206-104D1													UC206-104D1			

Nota. Adaptado de CHUMACERAS (p. 56), por NTN, 2009, <https://www.ntn-snr.com/es>

Los rodamientos asociados al modelo presentan una resistencia a carga dinámica de 19500 N y estática de 11300 N. En el caso de rodamientos estacionarios, que giran a una velocidad de alrededor de 10 RPM o que hacen movimientos oscilantes leves, se puede considerar solo carga estática. La capacidad básica de carga estática en el sistema está dada por:

$$C_o = P_{omax} \cdot S_o \quad (26)$$

Donde P_{omax} es la carga radial del sistema [N], S_o el factor seguridad. El factor de seguridad en rodamientos de bolas se relaciona con las condiciones de operación:

Figura 44

Factor de seguridad para rodamientos de bolas según condiciones de operación

Condiciones de operación	Rodamientos de bolas
Requerida una precisión de alta rotación	2
Requerida una precisión normal de rotación (aplicaciones generales)	1
Permite deterioro por precisión rotacional ligera (Velocidad baja, cargas grandes, etc.)	0.5

Nota. Adaptado de CHUMACERAS (p. 27), por NTN, 2009, <https://www.ntn-snr.com/es>

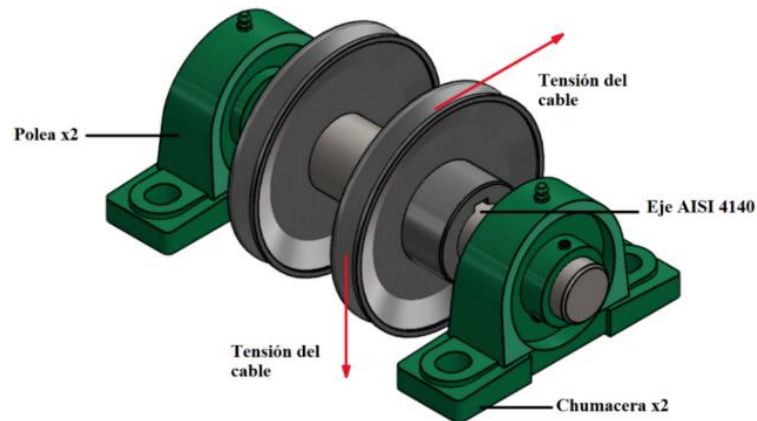
De acuerdo con la figura, para un escenario con requisitos de precisión normal de rotación (aplicaciones generales) se puede estimar un factor de uno (1). Por tanto, la carga básica estática C_o del sistema de la estación resulta ser 613,15 N. El valor obtenido es menor al suministrado por el catálogo (Figura 43), lo que indica una operación confiable.

3.3.2.3 Estación de pruebas para malacates manuales. El mecanismo se encarga de redireccionar el sentido de los cables de acero provenientes del tambor de cada malacate, para así ejecutar pruebas de manera más cómoda y compacta. El diagrama de la estación en cuestión ilustra la dirección de la tensión ejercida por el cable del malacate con mayor capacidad (1350 kg).

La masa transmitida es alta, teniendo en cuenta que es posible lograrla con la simple acción manual rotativa de un operador.

Figura 45

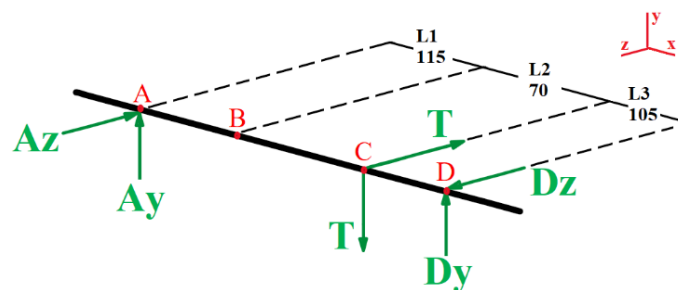
Configuración de poleas y fuerza de tensión para un cable de malacate de 1350 kg



Esta configuración es la más crítica. Por tanto, se realiza el análisis estático correspondiente:

Figura 46

Cargas en régimen estacionario para el eje del sistema de pruebas para malacates



Se valida el dimensionamiento mediante un análisis estático.

$$\sum F_y = A_y + D_y - T = 0 \quad (27)$$

$$\sum F_z = -A_z + D_z - T = 0 \quad (28)$$

$$\sum M_z = D_y(L_1 + L_2 + L_3) - T(L_1 + L_2) = 0 \quad (29)$$

$$\sum F_y = -D_z(L_1 + L_2 + L_3) + T(L_1 + L_2) = 0 \quad (30)$$

Lo anterior corresponde al estudio tridimensional de las cargas actuando sobre el eje. De lo anterior, se obtiene los siguientes resultados:

Tabla 12

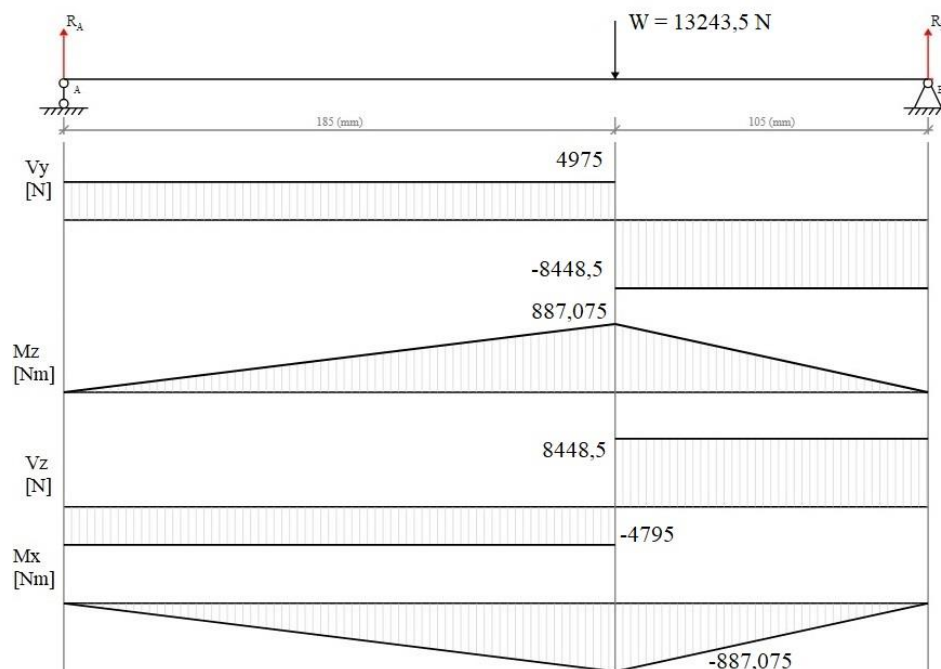
Resultados del análisis estático para el eje del sistema pruebas para malacates

Variable	Resultado	Unidad
A_y	4795	N
D_y	8448	N
A_z	4975	N
D_z	8448	N

Una vez se tienen los resultados, se grafica el comportamiento en cada punto.

Figura 47

Diagrama de fuerzas internas sobre el eje del sistema de pruebas para malacates



El punto crítico es C. Con un momento flector M_x de -887,075 [Nm] y M_z de 887.075 [Nm].

Se obtiene el momento flector equivalente mediante:

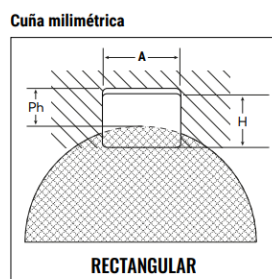
$$M_R = \sqrt{M_x^2 + M_z^2} \quad (31)$$

Experimenta un momento flector equivalente de 1255 [Nm]. Al ser un valor alto, se prefiere optar por un redondo en AISI 4140. De acuerdo con la ecuación 13, un factor K_T de 1 y un factor de seguridad de 1,35 se logra un diámetro mínimo en esa sección de 34,6 mm. Se selecciona un redondo comercial de 35 mm.

Las poleas son de aluminio con diámetro exterior de 5,5'' para correas en V tipo A, y un solo canal. La polea posee un cubo de 60 mm de diámetro y espesor entre caras de 36 mm, capaz de albergar un mecanizado de hueco para eje de 35 mm. Adicionalmente, es necesario el fresado de dos cuñeros de 10x8, según la tabla:

Figura 48

Dimensiones recomendadas para cuñas rectangulares estándar



Cuñeros y cuñas estándar milimétricos de sección rectangular

Diámetro del eje (mm)		Cuñero (mm)		Cuña (mm)		Diámetro del prisionero (mm)
Desde	Hasta	Ancho (A)	Profundidad (Ph)	Ancho	Profundidad (H)	
6	8	2	1.0	2	2	3
9	10	3	1.4	3	3	3
11	12	4	1.8	4	4	4
13	17	5	2.3	5	5	5
18	22	6	2.8	6	6	6
23	30	8	3.3	8	7	8
31	38	10	3.3	10	8	10
39	44	12	3.3	12	8	12
45	50	14	3.8	14	9	12
51	58	16	4.3	16	10	14
59	65	18	4.4	18	11	14
66	75	20	4.9	20	12	16
76	86	22	5.4	22	14	16
86	96	25	5.4	25	14	18
96	110	28	6.4	28	16	18
111	130	32	7.4	32	18	18
131	150	36	8.4	36	20	18
151	170	40	9.4	40	22	18
171	200	45	10.4	45	25	20
201	230	50	11.4	50	28	20

Nota. Adaptado de *Cuñas y Cuñeros Estándar - Chavetas y Chaveteros* (p. 3), por Intermec SA,

<https://www.intermec.com.co/literatura.php>

Al ser 1350 kg la masa máxima a examinar, se seleccionan dos celdas de carga a tensión tipo S de una (1) tonelada de capacidad nominal con accesorio de tracción (gancho) para el modelo 620-1000kg, según el proveedor. Se evidencia carga de servicio de 1500 kg.

Ambas celdas se acoplan rígidamente al bastidor mediante pernos.

Figura 49

Especificaciones técnicas de celdas de carga tipo S modelo 620 marca Utilcell

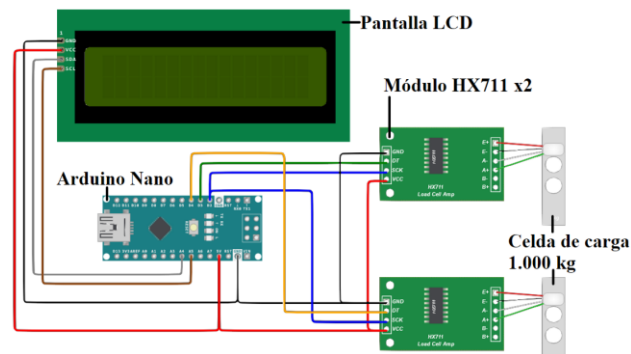
Modelo Model	Carga nominal Nominal capacity Ln	Clase de precisión Accuracy class n. OIML	División mínima Minimum division vmin	Carga de servicio Service load 150% Ln	Carga límite Safe load 300% Ln
620 50 kg	50 kg	3000	5 g	75 kg	150 kg
620 100 kg	100 kg	3000	10 g	150 kg	300 kg
620 150 kg	150 kg	3000	15 g	225 kg	450 kg
620 200 kg	200 kg	3000	20 g	300 kg	600 kg
620 300 kg	300 kg	3000	30 g	450 kg	900 kg
620 500 kg	500 kg	3000	50 g	750 kg	1500 kg
620 750 kg	750 kg	3000	75 g	1125 kg	2250 kg
620 1000 kg	1000 kg	3000	100 g	1500 kg	3000 kg
620 1500 kg	1500 kg	3000	150 g	2250 kg	4500 kg
620 2000 kg	2000 kg	3000	200 g	3000 kg	6000 kg
620 3000 kg	3000 kg	3000	300 g	4500 kg	9000 kg
620 5000 kg	5000 kg	3000	500 g	7500 kg	15000 kg
620 6000 kg	6000 kg	3000	600 g	9000 kg	18000 kg

Nota. Adaptado de *UTILCELL LOAD CELLS - Modelo 620* (p. 1), por UTILCELL, <https://instrumatic.com.co/>

La conexión se da de tal manera que se pueda visualizar el resultado de la masa transmitida por el malacate al momento de ser accionado manualmente. Los dispositivos usados son: arduino, módulo HX711, cableado tipo “Jumpers” y una pantalla LCD.

Figura 50

Diagrama de conexión para visualización de fuerza en malacates

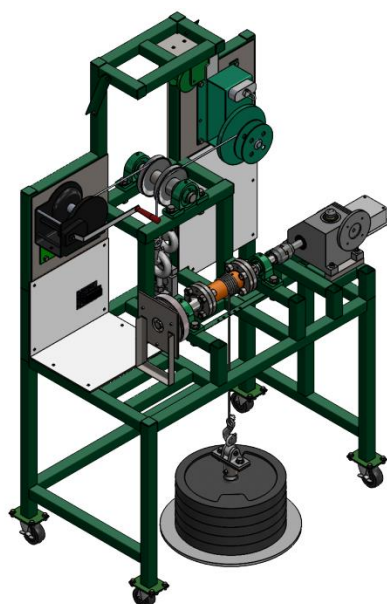


El diagrama de conexión permite enlazar las dos celdas de carga seleccionadas a un solo mini controlador Arduino, con el fin de obtener resultados en una misma pantalla LCD. Los Apéndices A y B presentan el código para el sistema con su calibración y funcionamiento.

Por razones de espacio y comodidad en la visualización de resultados, el bastidor diseñado solo alberga el subsistema de levantamiento de carga y el subsistema de pruebas para malacates:

Figura 51

Estación de pruebas mecánicas

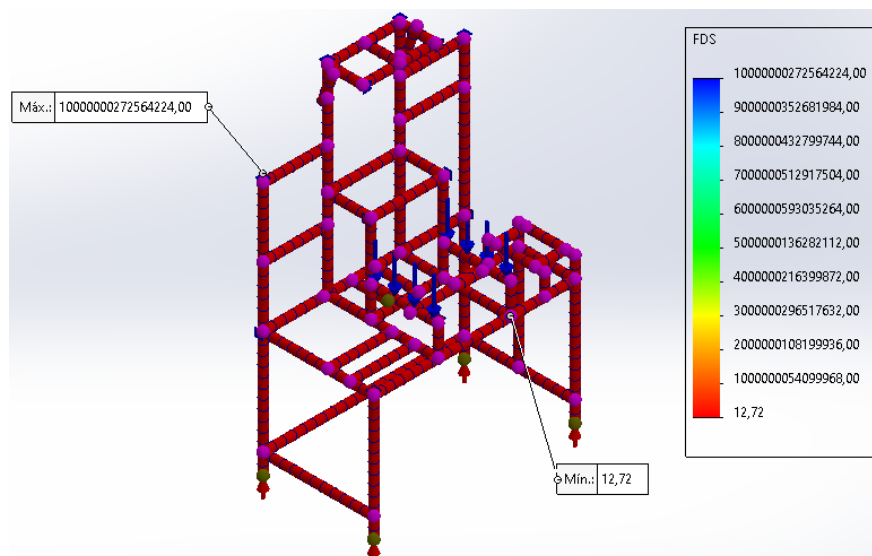


Gracias a *SolidWorks Simulation*, se realiza el análisis estático del bastidor en HR A36 perfilería 40x40x2mm. La carga para evaluar corresponde a las fuerzas ejercidas sobre las chumaceras del eje del sistema de levantamiento de carga. Según la tabla 51, dos tubos soportan dicha carga. Los apoyos de las ruedas con freno presentan solo restricción vertical.

El bastidor bajo este escenario presenta una deformación máxima de 1,04 mm en su perfil crítico, con esfuerzo máximo de 0,003 Pa y factor de seguridad de 12,72. Se concluye que el bastidor es operativamente confiable.

Figura 52

Simulación de factor de seguridad para bastidor mecánico



3.4 Diseño de la estación electrónica

Se definen las funciones de la estación, la cual despliega pruebas rápidas para identificar si los equipos electrónicos envían señales o presentan averías.

3.4.1 Diseño conceptual de la estación electrónica

La estación electrónica se presenta como un tablero que consta de tres controladores: Platinum XL, Platinum PRO y TRIO. No necesariamente los tres controladores se encuentran en

funcionamiento. Cada uno de estos se instala con su protección contra sobrecargas. El banco cuenta con cuatro fuentes de alimentación de 220 Vac, 220Vac (3F), 24Vac y 12Vcc, diseñadas con el fin de llevar a cabo inspecciones rápidas a equipos que requieran una fuente de voltaje en específico.

Adicionalmente, la estación incluye dos contactores y un relé térmico. Este conjunto está destinado a ejecutar un arranque directo de maquinaria rotativa asociada a motores eléctricos. El diseño se adhiere a las normativas establecidas en el Reglamento Técnico de Instalaciones Eléctricas (RETIE), ARTÍCULO 10. Requerimientos generales de las instalaciones eléctricas.

Figura 53

Diseño conceptual de la estación electrónica



3.4.2 Modelamiento de la estación electrónica

Se plantean tres circuitos: bornera con salida de 24V_{AC}, 12V_{CC} y 220V_{AC}; otro para el arranque de motores trifásicos, y un tercero para la protección de los tres controladores.

La protección principal de todos los circuitos consta de un interruptor termomagnético tetrapolar, para interrumpir el suministro de energía en caso de sobrecarga. Seguido se dispone de una bornera de distribución, donde se conectan los cables alimentadores R, S, T y Neutro para

alimentar de manera independiente los 3 circuitos obedeciendo a un balance de carga. Adicionalmente, se añade un barraje para las conexiones a tierra.

En el primer circuito las tres borneras de $24V_{AC}$, $12V_{CC}$ y $220V_{AC}$ están equipadas con un interruptor termomagnético bifásico, para resguardar por sobrecargas, permitiendo su activación durante cambios o reparaciones de línea. Para evitar el funcionamiento innecesario de las fuentes de alimentación, se incorporan pulsadores manuales verdes. A continuación, se instalan los transformadores, cuya función es reducir el nivel de voltaje de 110V a los niveles deseados de 24V y 12V. Para el caso de los $12V_{CC}$, se implementa un rectificador para obtener corriente continua.

Finalmente se encuentran las borneras correspondientes de $24V_{AC}$, $12V_{CC}$ y $220V_{AC}$ donde se conecta una luz piloto verde redonda con led integrado para verificar la presencia de corriente circulante. Las borneras se usan para interconectar equipos a ellas y al módulo, con el fin de verificar el envío de señales y su correcto funcionamiento.

Para elegir los interruptores termomagnéticos bifásicos se considera que solo se va a probar un equipo a la vez por bornera. En las salidas de 24V y 12V el consumo por equipo no supera los 5 amperios. En la de 220V se van a conectar equipos que consumen máximo 12 amperios. El consumo de las luces piloto es depreciable.

Tabla 13

Consumo de equipos por bornera

Elemento	Bornera	Consumo [A]
Equipo 1	$24V_{AC}$	5
Equipo 2	$12V_{CC}$	5
Equipo 3	$220V_{AC}$	12

Los equipos para conectar en estas borneras son: tarjetas análogas, sensores, placas de relés, dimmer, aparatos de choque, controladores de emergencia, termostatos analógicos, kit de sirenas, display, cajas de extensión, entre otros.

Para la elección de los transformadores se tiene en cuenta que deben entregar como mínimo el amperaje que el equipo requiere y alterar el voltaje de la corriente de 110 a 12V, y de 110 a 24V.

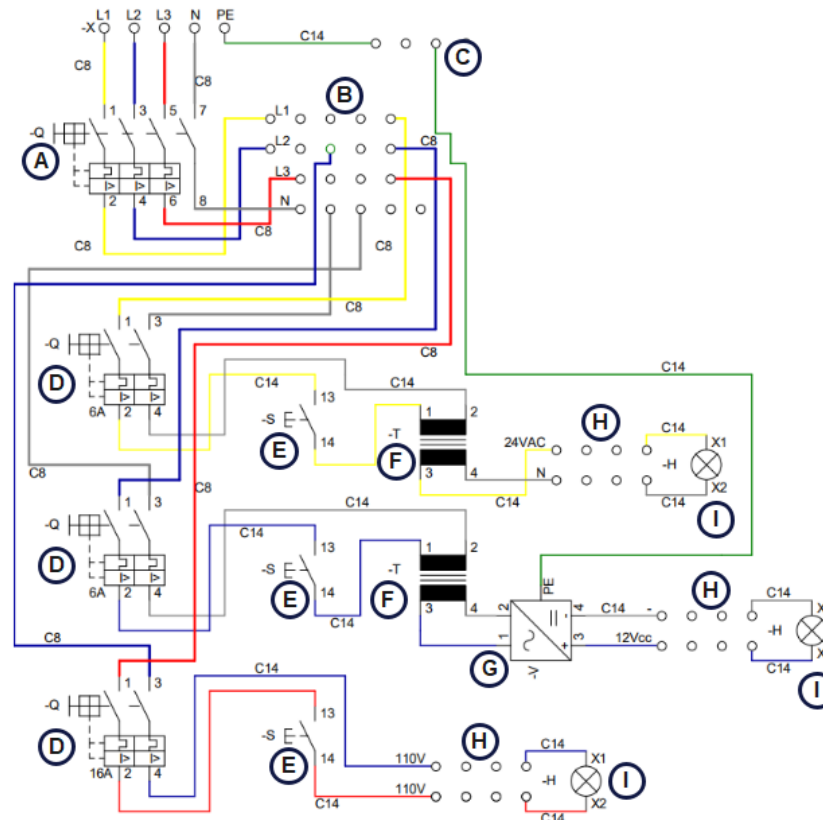
El rectificador que convierte los $12V_{CA}$ en $12V_{CC}$ se elige con capacidad de 5 amperios.

Tabla 14

Elección de elementos del circuito borneras

Elemento	Capacidad	Cantidad	Bornera
Breaker bifásico	6 [A]	2	$24V_{AC}$ y $12V_{CC}$
Breaker bifásico	16 [A]	1	$220V_{AC}$
Pulsador verde	110 [V]	3	$24V_{AC}$, $12V_{CC}$ y $220V_{AC}$
Transformador de 110 a 24V	≥ 5 [A]	1	$24V_{AC}$
Transformador de 110 a 12V	≥ 5 [A]	1	$12V_{CC}$
Rectificador	5 [A]	1	$12V_{CC}$
Luz piloto verde	12 [V]	1	$12V_{CC}$
Luz piloto verde	24 [V]	1	$24V_{AC}$
Luz piloto verde	220 [V]	1	$220V_{AC}$

La conexión del circuito de borneras se muestra a continuación.

Figura 54*Diagrama de conexión para circuitos de borneras*

Nota. A. Interruptor termomagnético tetrapolar, B. Tablero de distribución, C. Bornera a tierra, D. Interruptor termomagnético bifásico, E. Pulsador verde, F. Transformador, G. Rectificador, H. Borneras, I. Luz piloto verde, C8. Cable de calibre y C14. Cable de calibre 14.

Por otro lado, el arranque directo para maquinaria rotativa está compuesto por dos circuitos: el circuito de potencia y el circuito de control. Un interruptor termomagnético trifásico para la protección del circuito de potencia, un interruptor termomagnético bifásico para proteger el circuito de control, dos contactores en paralelo para apertura y cierre, un relé térmico para la protección de sobrecargas, un pulsador Start (verde) para arranque en sentido horario, un pulsador stop (rojo) para detención, un pulsador Start (azul) para arranque en sentido antihorario, una luz piloto verde para indicar que el motor está funcionando en sentido horario, una luz piloto roja que

se enciende cuando el motor se detenga, una luz piloto amarilla para indicar un fallo y una luz piloto azul para indicar que el motor está girando en sentido antihorario.

Para la elección de los interruptores termomagnéticos trifásico y bifásico se hace un cálculo del consumo de potencia de los equipos conectados. Maquinaria rotativa y electrofreno. El consumo de las luces piloto es despreciable. Se recalca que solo se prueba un motor a la vez.

Tabla 15

Consumo de potencia del circuito arranque directo para maquinaria rotativa

Equipo	Consumo [W]
Motor eléctrico	745.7
Freno	70
Total	815.7

Teniendo el consumo total de potencia, para hallar la corriente necesaria por los equipos se usa la ecuación mostrada a continuación:

$$P = V \cdot I \rightarrow I = P/V \quad (32)$$

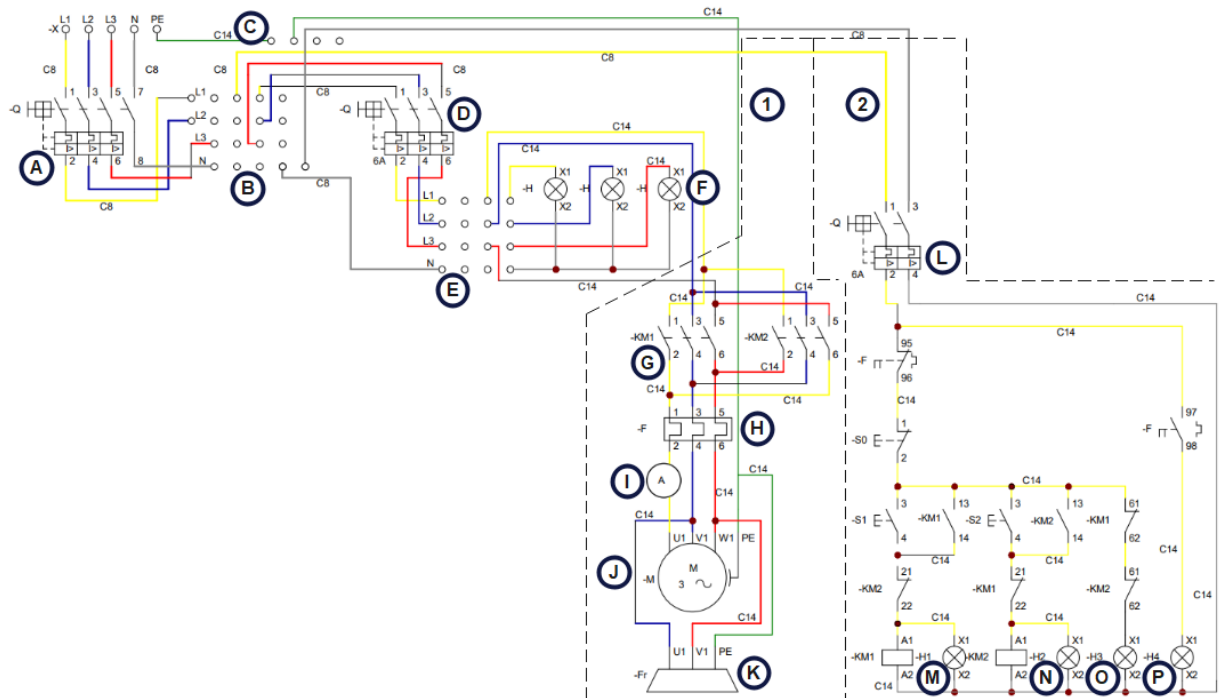
Donde P es potencia [W], V es voltaje [V] e I es corriente [A]. Luego se multiplica por un factor de seguridad del 25% debido a que se trata con máquinas rotativas.

Tabla 16

Consumo de corriente del arranque directo para maquinaria rotativa

Consumo Total [W]	Voltaje [V]	Corriente [A]	Factor	Total [A]
815.7	220	3.7	25%	4.63

La elección de los interruptores termomagnéticos trifásico y bifásico es de 6 amperios ya que es la capacidad comercial más cercana. En el caso de los dos contactores y el relé térmico se eligen de 220V y con capacidad de corriente de 25 amperios

Figura 55*Circuito de arranque para maquinaria rotativa*

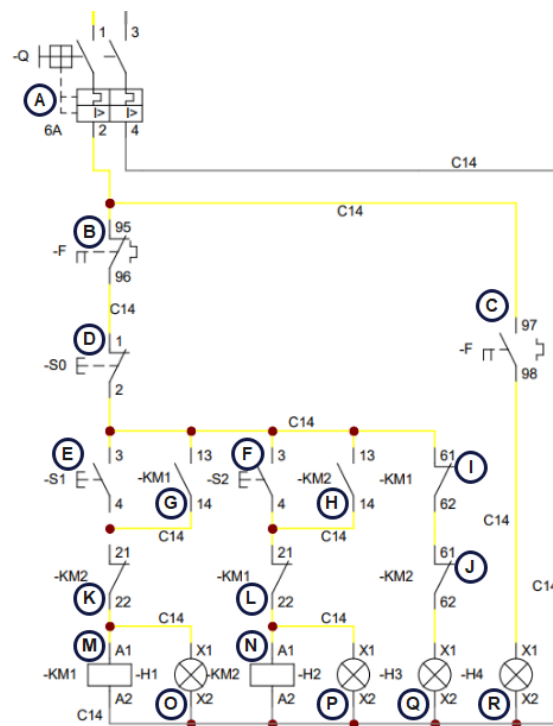
Nota. 1. Circuito de potencia, 2. Circuito de control, A. Interruptor termomagnético tetrapolar, B. Tablero de distribución, C. Bornera a tierra, D. Interruptor termomagnético trifásico, E. Borneras, F. Luces piloto verde (3), G. Contactores, H. Relé térmico, I. Voltiamperímetro digital, J. Motor trifásico, K. Freno, L. Interruptor termomagnético bifásico, M. Luz piloto verde, N. Luz piloto azul, O. Luz piloto roja, P. Luz piloto amarilla, C8. Cable de calibre 8 y C14. Cable de calibre 14.

El circuito de control opera de la siguiente manera: al presionar el pulsador start (verde), se enciende el motor en sentido horario junto con la luz piloto verde. En contraste, al pulsar el botón stop, el motor se detiene y luz roja se ilumina. Cuando se presiona el pulsador azul, el motor se enciende en sentido antihorario debido a que se energiza la bobina del contactor 2. En el circuito de potencia de la Figura 31, se puede observar en el contactor del lado derecho como la fase 1 intercambia con la fase 3 y la fase 2 no tiene ningún cambio. Este intercambio en las salidas

provoca un cambio en la dirección del giro. Para que el motor funcione en sentido contrario, es necesario apagarlo primero y luego presionar el pulsador correspondiente al giro deseado. Los contactos normales cerrados ubicados antes de las bobinas garantizan que el motor tenga un solo sentido de giro a la vez y evitan cortocircuitos. En caso de un fallo o sobrecarga, el relé térmico detiene el motor automáticamente y activa la luz piloto amarilla. Al presionar los pulsadores, las lámparas permanecen encendidas sin necesidad de mantenerlos presionado. Esto se logra mediante un enclavamiento eléctrico, establecido al conectar en paralelo el contacto auxiliar normalmente abierto del contactor con los pulsadores.

Figura 56

Circuito de control para maquinaria rotativa



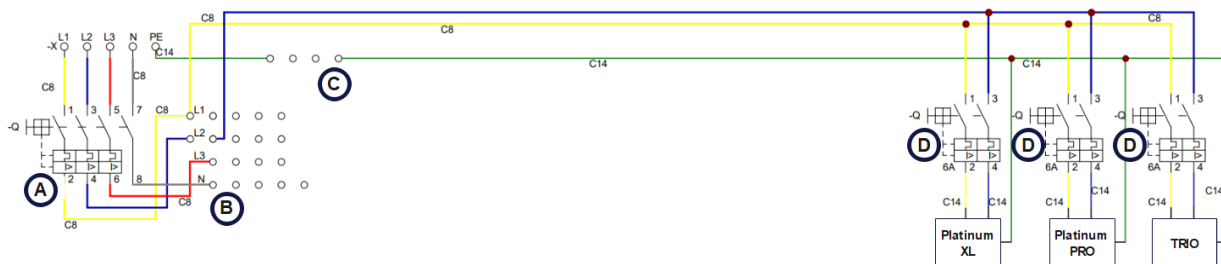
Nota. A. Interruptor termomagnético monofásico, B. Contacto auxiliar normal cerrado del relé térmico, C. Contacto auxiliar normal abierto del relé térmico, D. Pulsador Stop (rojo), E. Pulsador

Start horario (verde), F. Pulsador Start antihorario (azul), G. Contacto auxiliar normal abierto del contactor 1, H. Contacto auxiliar normal abierto del contactor 2, I. Contacto auxiliar cerrado del contactor 1, J. Contacto auxiliar cerrado del contactor 2, K. Contacto auxiliar cerrado del contactor 2, L. Contacto auxiliar cerrado del contactor 1, M. Bobina del contactor 1, N. Bobina del contactor 2, O. Luz piloto verde, P. Luz piloto azul, Q. Luz piloto roja, R. Luz piloto amarilla y C14. Cable de calibre 14.

El tercer circuito de protección para los controladores Platinum XL, Platinum Pro y TRIO está compuesto por tres interruptores termomagnéticos bifásicos. Estos interruptores protegen de sobrecargas y pueden activarse durante cambios o reparaciones de línea. Se eligen de 6 amperios cada uno, ya que su consumo no supera los 5 amperios.

Figura 57

Circuito de protección para controladores



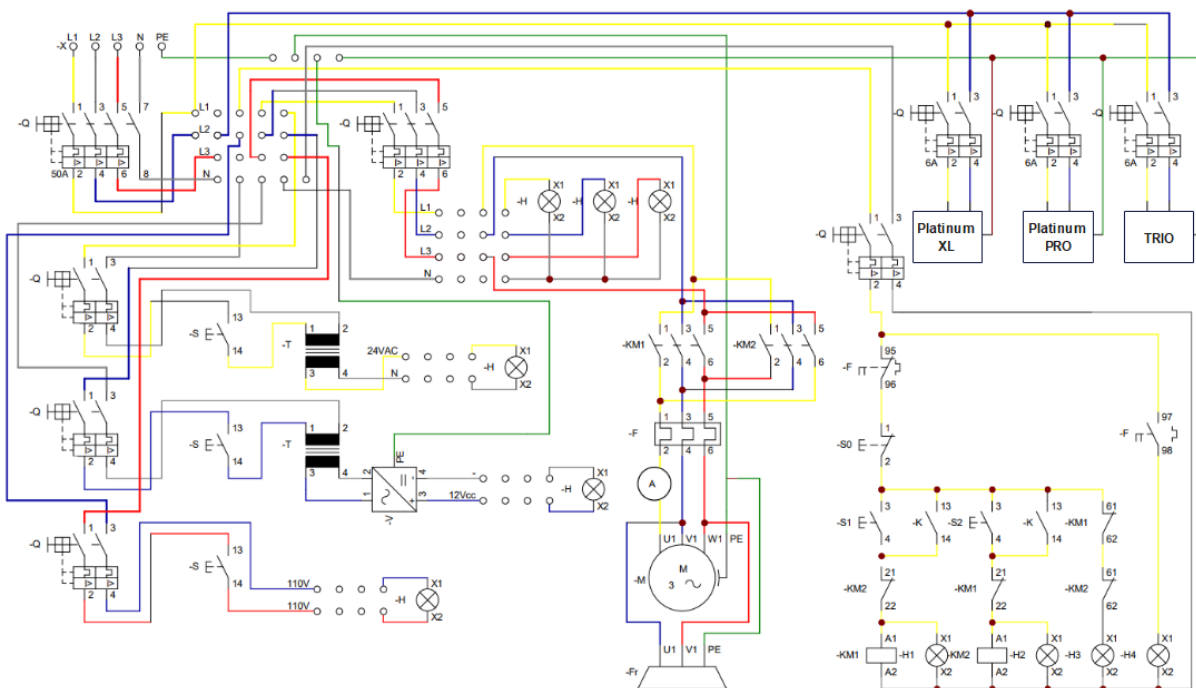
Nota. A. Interruptor termomagnético tetrapolar, B. Tablero de distribución, C. Bornera a tierra, D. Interruptor termomagnético bifásico, C8. Cable de calibre 8 y C14. Cable de calibre 14.

Finalmente, se unen los tres circuitos que conforman la estación electrónica y se calcula el interruptor termomagnético tetrapolar que protege todo el sistema, teniendo en cuenta que solo va a funcionar un controlador a la vez.

Figura 58*Consumo de corriente del circuito*

Circuito	Corriente [A]	Cantidad	Total [A]
1	6	2	12
1	16	1	16
2	6	2	12
3	6	1	6
TOTAL			46

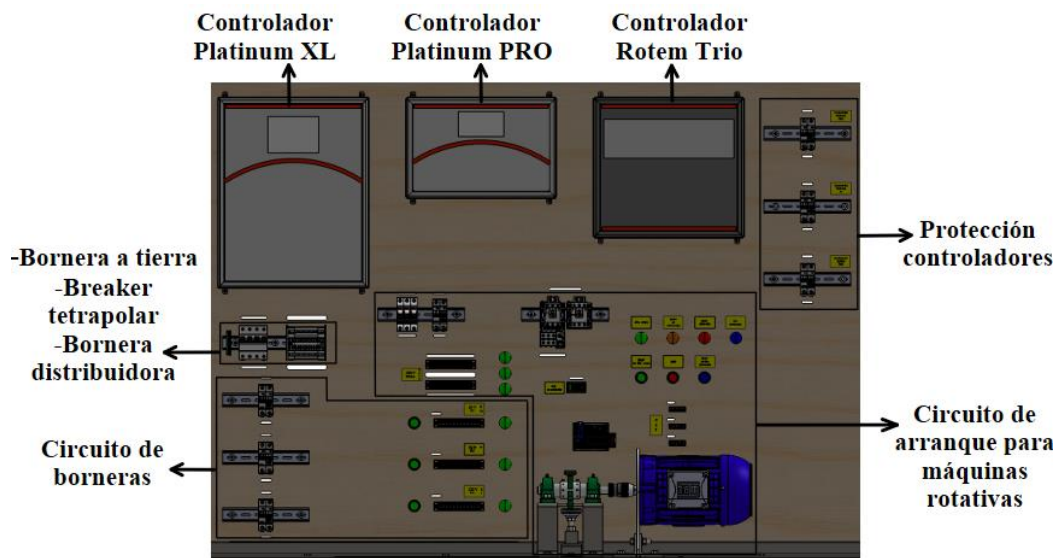
La elección del interruptor termomagnéticos tetrapolar es de 50 amperios, puesto que es la capacidad comercial más cercana. Si en el mercado no se encuentra este interruptor tetrapolar se puede usar uno trifásico y uno monofásico siempre y cuando se tenga en cuenta la capacidad mencionada anteriormente.

Figura 59*Diagrama de conexión completo de la estación electrónica*

El diseño de todos los equipos mencionados anteriormente que conforman el banco electrónico se presenta a continuación:

Figura 60

Diseño de los componentes de la estación electrónica en SolidWorks



Adicionalmente, se instalan 16 letreros amarillos en acrílico para señalar las borneras, luces pilotos, pulsadores e interruptores de protección. También se incluyen tres borneras de una fila con cuatro terminales para interconectar el circuito del arranque con las máquinas rotativas, con el fin de evitar la manipulación de los cables y prevenir posibles fallos.

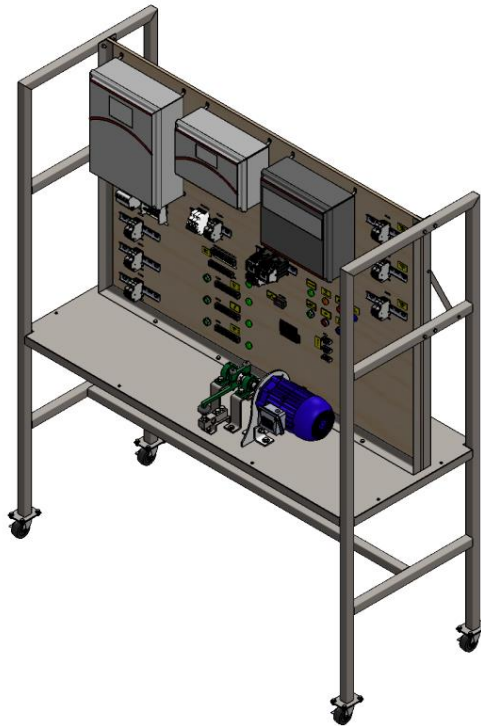
La estación electrónica se diseña de tal manera que se facilite la manipulación de los componentes por parte del operario y se optimice espacio. El tablero en MDF cuenta con perforaciones ubicadas cerca a todos los elementos, lo que permite que los cables pasen por detrás sin interferir en las pruebas. Para mayor comodidad, los transformadores y el rectificador se ubican en la parte trasera del tablero.

El bastidor, fabricado en perfilera cuadrada A36, está unido mediante soldadura y proporciona soporte al tablero junto con todos los componentes. Además, cuenta con una lámina

HR A36 de 3mm de espesor, sobre la cual se coloca el freno para máquinas rotativas y los equipos a probar.

Figura 61

Estación electrónica SolidWorks



4. Análisis de viabilidad económica

Cuando se habla de la producción de galpones avícolas de ambiente controlado en Colombia, el mercado contempla tres (3) marcas que sobresalen sobre las demás: Plasson, Petersime y Big Dutchman. Acceder a datos oficiales dentro de esta industria puede resultar difícil. Sin embargo, para el estudio de este apartado se logró ejercer contacto con una representante oficial de Plasson en Colombia. Con esta experiencia se logra conceptualizar los datos mostrados.

La primera consideración radica en que el representante ha ejercido labores de instalación de galpones con la marca durante 10 años. Se generan un mínimo de 12 proyectos al año natural. Bajo este escenario, las fallas de algún equipo crítico dentro del funcionamiento de un galpón no cuentan con niveles de concurrencia altos. No obstante, se registra una tasa promedio de fallos del 2,5% mensual con respecto al total de las facilidades instaladas en una granja.

Dentro del marco de fallas se encuentran diversos equipos como: una motobomba de panel evaporativo, un reductor del sistema de bebederos o accionamiento de cortinas, un motor eléctrico de algún extractor, un malacate, un sistema de iluminación, un sistema electrónico, entre otros. Por tanto, hay unas pérdidas asociadas al fallo del equipo, ya sea porque viene defectuoso desde fábrica o porque se dañe al momento de producción. Esta condición implica gastos como:

- Lucro cesante por parada de un sector de producción del galpón.
- Gastos logísticos por despacho de la avería y envío del repuesto o sustituto directo.
- Costos de mano de obra en instalación adjudicados a salarios, viáticos y extras.

Se pudo recolectar información estimada sobre los costos asociados a una falla operativa de un equipo de manera mensual. Los valores se muestran a continuación:

Tabla 17

Costos estimado mensual por falla de equipo avícola dentro de un galpón

Tipo de costo	Valor	Unidad
Mano de obra	2.988.067	\$COP
Logístico y repuestos	2.347.000	\$COP
Lucro cesante	1.254.565	\$COP
TOTAL	6.585.067	\$COP

Se obtiene un promedio de costos anuales por falla de \$79.020.000. Se debe realizar un análisis económico asociado a la fabricación del banco y su impacto dentro de la confiabilidad de los equipos, al construir indicativos de rentabilidad.

4.1 Análisis de flujo de caja asociado a la implementación del banco de pruebas

El flujo de caja es el esquema que presenta en forma sistemática los costos y beneficios del proyecto, registrados en un periodo a periodo definido por el encargado de su realización.

Para la construcción del conjunto del banco de pruebas se debe tener en cuenta tanto el valor total de la fabricación como los costos asociados al personal y operación. Posteriormente, se debe considerar los costos asociados al personal encargado de probar los equipos durante 2 días al mes en los siguientes meses. Los costos directos de la fabricación del banco son los siguientes:

Tabla 18

Costo de fabricación de cada estación del banco de pruebas

Estación	Valor	Unidad
Hidráulica	8.267.452	\$COP
Mecánica	12.377.890	\$COP
Electrónica	19.881.437	\$COP
TOTAL	40.526.781	\$COP

Los flujos positivos o ventas se estiman como el ahorro que le significa a una empresa avícola el hecho de reducir la frecuencia de fallas por falta de comisionamiento de los equipos. Es decir, el valor total obtenido en la tabla 17. Adicionalmente, se contempla que la empresa requiere un préstamo bancario de libre inversión para la construcción del banco. El crédito base corresponde a 41.000.000 \$COP. Según la simulación bancaria por parte de la plataforma del banco Davivienda se obtiene los valores de los intereses y abono a la deuda por cada mes.

Se estiman los siguientes parámetros:

Tabla 19*Parámetros financieros anuales estimados para el proyecto*

Descripción	Valor o porcentaje	Unidad
Inversión inicial	41.000.000	\$COP
Periodos	3	años
Valor de rescate	0	\$COP
Crédito	41.000.000	\$COP
Flujo positivo	79.020.800	\$COP
Tasa de impuestos	35	%
Costo fijo de venta	5	%
Gastos administrativos	25	%
Gastos en ventas	15	%
Crecimiento en ventas	9,5	%
Crecimiento gastos en ventas	8,5	%
Crecimiento gastos operativos	8	%
Crecimiento gastos administrativos	11	%
Tasa atractiva de retorno	18	%

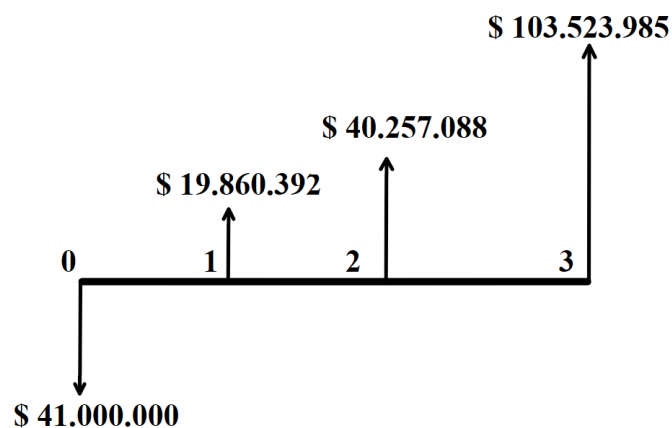
Se realiza el análisis dividiendo los costos operacionales del proyecto en dos escenarios: los dos primeros meses relacionados con la fabricación, y los siguientes meses relacionados a la operación. El primer escenario consta del salario base mensual del supervisor de fabricación. El segundo escenario consta del consumo de energía eléctrica mensual por el uso del banco y costos promedio de algún repuesto que necesite el banco de pruebas. El costo operativo en los dos primeros meses se relaciona con la consideración en salario de 2 SMMLV. Después de los dos meses, se aproxima un valor de 240 kWh al mes de consumo de energía y repuestos, otorgando así un total operativo anual de 1.807.478 \$COP.

El flujo de caja se encuentra en el Apéndice F. Sin embargo, a continuación, se encuentran algunos de los resultados resumidos del flujo de caja:

Tabla 20*Resumen del flujo de caja a 3 años*

Descripción	A1	A2	A3
Ahorro en costos	\$79.020.800	\$86.527.776	\$94.747.915
Utilidad bruta	\$43.461.440	\$47.590.277	\$52.111.353
Utilidad operativa	\$33.787.252	\$35.731.089	\$40.396.763
Utilidad antes de impuestos	\$26.552.932	\$30.574.456	\$38.561.522
Utilidad neta	\$17.259.406	\$19.873.396	\$25.064.989
Flujo neto efectivo (FNE)	\$19.860.392	\$20.396.696	\$63.266.897
Flujo neto acumulado	\$19.860.392	\$40.257.088	\$103.523.985

La utilidad bruta tiene en cuenta la resta de costos en ventas, gastos en ventas y administrativos. La utilidad operativa disminuye valor al restar gastos operativos y depreciación del banco de pruebas. La utilidad neta resta intereses bancarios e impuestos. Los intereses de cada mes son extraídos de la simulación bancaria virtual. Con el flujo neto efectivo se registran los movimientos de efectivo del proyecto. Por último, el flujo neto acumulado se encarga de sumar por año el total de cada flujo efectivo neto. El esquema con el flujo neto acumulado se muestra:

Figura 62*Esquema para flujo de caja planteado*

Con el fin de evaluar con indicadores básicos la viabilidad económica el proyecto, se recurre a calcular los siguientes indicadores: VPN, TIR y PayBack.

4.2 Valor presente neto

El valor presente neto (VPN) es un indicador que mide la riqueza que genera el proyecto visualizado en un valor presente. Se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$VPN = \sum_{t=1}^n \frac{V_T}{(1+k)^t} - I_o \quad (33)$$

Donde V_T representa el flujo de caja neto efectivo en cada mes, I_o es la inversión inicial, n número de periodos considerados, k tasa atractiva de retorno. El VPN debe ser mayor a cero (0) para que el proyecto tenga índices de rentabilidad.

Para el proyecto, se obtiene un valor de VPN de \$69.985.617. Esto indica que la inversión en el proyecto resulta beneficioso a corto plazo, puesto que se logra conseguir una generación de valor dentro de los periodos de prueba.

4.3 Tasa interna de retorno.

La tasa interna de retorno (TIR) se considera como la tasa de interés mediante la cual el valor presente neto (VPN) equivale a cero (0). Es decir, corresponde a la rentabilidad promedio del proyecto. Es un valor llamativo para inversionistas. El criterio de selección para un proyecto es que la TIR sea superior a la tasa atractiva de retorno estimada al inicio del análisis. La magnitud de la TIR se obtiene a la hora de evaluar el VPN en cero (0), como se muestra:

$$VPN = \sum_{t=1}^n \frac{V_T}{(1+TIR)^t} - I_o = 0 \quad (34)$$

Para el proyecto, se logra una tasa interna de retorno del 50,09%. La tasa logra casi triplicar la tasa de oportunidad estimada al inicio de proyecto ($50,09\% > 18\%$), indicador que es llamativo para realizar inversión, debido a que se aprecia rentabilidad en el proyecto.

4.4 Periodo de recuperación de capital

El periodo de recuperación de capital, también conocido como *PayBack*, corresponde al primer periodo donde el flujo neto acumulado supera la inversión inicial. Es decir, el primer periodo donde se ve recuperada la inversión.

El PayBack para este proyecto es del segundo año. Es decir, una vez realizada la inversión, fabricado el banco de pruebas, y ejecutando el proceso de comisionamiento; el dinero invertido logra recuperarse a partir del segundo año.

5. Conclusiones

Se diseñó una estación de pruebas para equipos con componentes mecánicos como motorreductores con capacidad de hasta 1,5 HP y relación de velocidad máxima de 1:1000. La estación se compone de un bastidor en perfilera cuadrada 40x40x2mm con un esfuerzo máximo en sus tubos críticos de 0,003 Pa, deformación de 1,04 milímetros y factor de seguridad de 12,72. Se tiene un sistema de levantamiento de carga para motorreductores con velocidad de salida oscilante entre 2 y 4 RPM. El sistema fue diseñado bajo un factor de seguridad de dos (2), capacidad de elevación de hasta 125 kg de carga a una velocidad lineal límite de 9,9 mm/s, dentro de un intervalo de tiempo que no supera los 25 segundos. Adicionalmente, se tiene un sistema de prueba para malacates compuesto por un conjunto de celdas de carga tipo S con capacidad de una (1) tonelada, capaz de probar fuerza en malacates manuales de hasta 1350 kg de capacidad mediante accionamiento de cables de acero galvanizado de 3/16”.

Se diseñó una estación de pruebas para equipos con componente hidráulico como bombas centrífugas de hasta 1,5 HP y 265 L/min, e instrumentos hidráulicos que soportan presiones de hasta 40 psi. El bastidor de la estación se compone de perfilera en acero A36. El sistema de transporte de fluido consta de tubería PVC RDE 21 con presión de ariete máxima de 200 psi y factor de seguridad de 1,5. El banco es capaz de medir caudales de hasta 280 L/min y presiones de hasta 300 psi. Las bombas para probar se conectan a la estación electrónica que cuenta con protección ante sobrecargas con picos de 6 A para arranque directo del motor eléctrico.

Se diseñó una estación de pruebas para equipos con componente electrónico y maquinaria rotativa pequeña. La estación consta de un bastidor en perfilera en acero A36 que sujeta un tablero en MDF con 15mm de espesor. La estación cuenta con una red de energía principal protegida ante sobrecargas. Se diseñó la red de protección para cada circuito disponible en el banco. El totalizador

de la estación es de 50 A. El tablero se diseñó de tal manera que borneras con alimentación de 12Vcc, 24Vac y 220 Vac están disponibles. Adicionalmente, se cuenta con un circuito completo de 220 Vac para arranque directo de maquinaria rotativa con opción de inversión de giro e indicadores de consumo de corriente y voltaje.

El presupuesto para la construcción del banco de pruebas es de \$40.526.781. Se realizó el análisis de viabilidad económica en función de su impacto en la confiabilidad de los equipos avícolas. Se espera un ahorro asociado a las fallas por falta de comisionamiento en equipos avícolas de \$79.020.800 por año natural. Con respecto a lo anterior, se obtuvo un periodo de retorno de capital de los primeros dos (2) años, bajo un TIR de 50,07% que indica un balance positivo y llamativo para la inversión, con un valor presente neto de \$69.985.617. Se concluye que la inversión del proyecto resulta beneficiosa.

6. Recomendaciones

El diseño del banco de pruebas obedeció a los requerimientos de espacio del lugar y los requisitos operativos encontrados dentro de un galpón con ambiente controlado. Para futuras modificaciones o diseño, se presentan las siguientes consideraciones:

- El diseño del levantamiento de carga obedeció a una configuración conservadora de compuertas. Para arreglos más grandes, con capacidad más alta que 300 kg, se debe contemplar la disposición de espacio para tener en cuenta un sistema de transformación de masa, como un sistema con poleas o sistemas de transmisión de engranajes. Adicionalmente, considerar el empotramiento del banco al suelo.

- En cuanto al sistema de pruebas para malacates, se puede considerar adecuar los malacates a una mayor distancia de la celda de carga, con el fin de otorgar más longitud al cable de acero y así lograr mejor maniobra y transformación del torque.

- El banco hidráulico no contempla la prueba de eficiencia mecánica de la bomba, debido a que no se cuenta con un dispositivo para medir el torque entregado por el motor eléctrico. En versiones futuras se recomienda la implementación de algún sensor dinámico de torque o el diseño de un dinamómetro que permita realizar la medición de capacidad mecánica de entrada. Adicionalmente, no se consideró un sistema de adquisición de datos mediante transmisores de presión y Software. Esto conlleva a recomendar la alternativa del diseño de un sistema integrado como LabVIEW o similares.

- En caso de querer realizar pruebas en maquinaria rotativa más grande, se debe rediseñar el plato universal de acople, teniendo en cuenta el método de sujeción de los equipos. Adicionalmente, se debe rediseñar el sistema de protección contra sobrecargas en el banco electrónico.

Referencias Bibliográficas

Fenavi. (2019, February). *ASPECTOS PRODUCTIVOS Y ADMINISTRATIVOS EN LA INDUSTRIA AVÍCOLA*. <https://fenavi.org/wp-content/uploads/2019/02/ASPECTOS-PRODUCTIVOS-Y-ADMINISTRATIVOS-EN-LA-INDUSTRIA-AV%C3%8DCOLA.pdf>

Fenavi. (2023, January 12). *Avicultores*. <https://fenavi.org/wp-content/uploads/2023/01/revista-297.pdf>

Franquet Bernis, J. M. (2019). *Coficiente reductor de Christiansen - Diseño de un riego por aspersión*. 9.

Jiménez, D. (2014). *EVALUACIÓN DE COSTOS DE PRODUCCIÓN DE POLLOS PARRILLEROS HASTA LOS 21 DIAS EN LA GRANJA HUAMAN DEL DISTRITO DE SAN JERÓNIMO DEPARTAMENTO DEL CUSCO* [Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco].

<https://repositorio.unsaac.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12918/987/253T20140031.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Minagricultura. (2021). *CADENA AVÍCOLA*. <https://sioc.minagricultura.gov.co/Avicola/Documentos/2021-06-30%20Cifras%20Sectoriales.pdf>

Morejón, R. (2017). *DESARROLLO DE UN MODELO MATEMÁTICO PARA LA EVALUACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE OPERACIÓN DE NAVES EN LA CRÍA DE POLLOS DE ENGORDE*. Escuela Politécnica Nacional.

Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (Cuarta edición). Pearson/Prentice Hall.

Mott, R. L. (2009). *Resistencia de Materiales* (Quinta edición). Pearson.

Mott, R. L., Untener, J. A., Murrieta Murrieta, J. E., & Hernández Cárdenas, R. (2015). *Mecánica de fluidos* (Séptima edición). Pearson.

Plasson. (2020a). *MANUAL DE INSTALACIÓN BEBEDERO NIPPLE*.

Plasson. (2020b). *SOLUCIONES DE COMEDEROS PARA AVES*.

<https://www.plasson.com.mx/images/products/comederos.pdf>

Plasson. (2020c). *SOLUCIONES PARA CLIMATIZACIÓN Y CONTROL*.

<https://plasson.com.mx/images/products/climatizacion.pdf>

Plasson. (2020d). *SOLUCIONES PARA REPRODUCTORAS*.

<https://www.plasson.com.mx/images/products/reproductoras.pdf>

Apéndices

Apéndice A. Código para funcionamiento de celdas de carga

```
HX711 scale1;
HX711 scale2;

float calibration_factor1 = 5530;
float calibration_factor2 = 5530;
float output1 = 0;
float output2 = 0;

void setup() {
  Serial.begin(9600);

  lcd.init();
  lcd.backlight();
  lcd.setCursor(1,0);
  lcd.print("LCD SET");

  scale1.begin(DOUT1, CLK);
  scale1.set_scale();
  scale1.set_scale(calibration_factor1);
  scale1.tare();

  scale2.begin(DOUT2, CLK);
  scale2.set_scale();
  scale2.set_scale(calibration_factor2);
  scale2.tare();

}

void loop() {

  output1=scale1.get_units(), 2;
  output2=scale2.get_units(), 2;

  Serial.print(output1);
```

```
Serial.print(" ");
Serial.println(output2);

lcd.clear();
lcd.setCursor(0,0);
lcd.print("CELDA1 CELDA2");
lcd.setCursor(0,1);
lcd.print(output1);
lcd.setCursor(8,1);
lcd.print(output2);
delay(200);

}
```

Apéndice B. Código para calibración de celdas de carga

HX711 scale;

```
float calibration_factor = 5530;
float output;
int readIndex;
float total=0;
float average=0;
float average_last=0;
const int cycles=20;
float readings[cycles];

void setup() {
  Serial.begin(9600);
  Serial.println("HX711 calibration sketch");
  Serial.println("Remove all weight from scale");
  Serial.println("After readings begin, place known weight on scale");
  Serial.println("Press + or a to increase calibration factor");
  Serial.println("Press - or z to decrease calibration factor");

  scale.begin(DOUT, CLK);
  scale.set_scale();
  scale.tare(); //Reset the scale to 0
```

```
long zero_factor = scale.read_average();
Serial.print("Zero factor: ");
Serial.println(zero_factor);
}

void loop() {

  scale.set_scale(calibration_factor);

  Serial.print("Reading: ");
  output=scale.get_units(), 2;
  Serial.print(output);

  total = total - readings[readIndex];
  readings[readIndex] = scale.get_units(), 2;
  total = total + readings[readIndex];
  readIndex = readIndex + 1;

  if (readIndex >= cycles) {
    readIndex = 0;
  }
  average = total / cycles;

  average=scale.get_units(), 2;

  if((average_last>average+0.03 || average_last<average-0.03)){
    if (average<0.06){average=0;}
    Serial.print("\tFilter: ");
    Serial.print(average);
    average_last=average;
  }
  else{
    Serial.print("\tFilter: ");
    Serial.print(average_last);
  }
  Serial.print(" g");
  Serial.print(" calibration_factor: ");
  Serial.print(calibration_factor);
```

```
Serial.println();

if(Serial.available())
{
  char temp = Serial.read();
  if(temp == '+' || temp == 'a')
    calibration_factor += 10;
  else if(temp == '-' || temp == 'z')
    calibration_factor -= 10;
}
}
```

Apéndice C. Planos de fabricación del banco de pruebas

Apéndice D. Hoja de registro de datos para curva característica de las bombas

Apéndice E. Manual instructivo del banco de pruebas

Apéndice F. Flujo de caja a tres años

Los apéndices están adjuntos y puede visualizarlos en la base de datos de la biblioteca UIS