



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**

**“DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE BANCO DE PRUEBAS
PARA MOTOR DIÉSEL JOHN DEERE 6090 PARA EVITAR
REPROCESO DE TRABAJO EN LA EMPRESA IPESA”**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

AUTOR:

GALLARDO ALVA, OSIAS

ASESOR:

Ing. CIP: FREDY DAVILA HURTADO

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Modelamiento y Simulación de Sistemas Electromecánicos

Chiclayo - Perú

2018



ACTA DE SUSTENTACION

En la ciudad de Chiclayo, siendo las 09:00 horas del día 14 de diciembre de 2018, de acuerdo a los dispuesto por la resolución de dirección de investigación N° 3020 -2018-UCV-CH, de fecha 10 de diciembre de 2018, se procedió a dar inicio al acto protocolar de sustentación de la tesis titulada: DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE BANCO DE PRUEBAS PARA MOTOR DIÉSEL JOHN DEERE 6090 PARA EVITAR REPROCESO DE TRABAJO EN LA EMPRESA IPESA presentado por el(la) (los) bachiller GALLARDO ALVA OSIAS, con la finalidad de obtener el título de ingeniero mecánico electricista, ante el jurado evaluador conformado por los profesionales siguientes:


Presidente : Ing. Salazar Mendoza Aníbal Jesús
Secretario : Ing. Vega Calderón Edilbrando
Vocal : Ing. Reyes Tassara Pedro Demetrio


Concluida la sustentación y absueltas las preguntas efectuadas por los miembros del jurado se resuelve:

APROBAR POR MAYORIA

Siendo las 9:45 del mismo día, se dio por concluido el acto de sustentación, procediendo a la firma de los miembros del jurado evaluador en señal de conformidad.

Chiclayo, 14 de diciembre de 2018


Ing. Salazar Mendoza Aníbal Jesús
Presidente


Ing. Vega Calderón Edilbrando
Secretario


Ing. Reyes Tassara Pedro Demetrio
Vocal

DEDICATORIA

Dedico principalmente este trabajo a Dios por haberme dado la vida y permitirme llegar hasta este momento tan importante de mi formación profesional. a mis padres por creer en mí y brindarme su apoyo, amor. a mis hermanos por estar siempre conmigo en los buenos y malos momentos a mi novia por brindarme su apoyo incondicional en los momentos difíciles. a mis amigos y demás familiares por estar siempre a mi lado y confiar en mí.

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento a la universidad cesar vallejo en especial a la escuela de ingeniería mecánica eléctrica, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles en la sociedad

Y en especial a profesores amigos, compañeros y personas que nos apoyaron de otra forma para poder culminar con éxito una etapa de nuestra vida.

DECLARATORIA DE AUTENTICIDAD

DECLARATORIA DE AUTENTICIDAD

Yo, Osias Gallardo Alva, con DNI N° 47564531, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y auténtica.

Así mismo, declaro también, bajo juramento, que todos los datos e información que se presenta en la presente Tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de la información aportada, por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Chiclayo, agosto del 2018



Osias Gallardo Alva

PRESENTACIÓN

Señores miembros del Jurado:

En cumplimiento de las normas establecidas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Facultad de Ingeniería de la Universidad César Vallejo de Chiclayo, ponemos a vuestra disposición el presente trabajo titulado: “DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE BANCO DE PRUEBAS PARA MOTOR DIÉSEL JOHN DEERE 6090 PARA EVITAR REPROCESO DE TRABAJO EN LA EMPRESA IPESA”, el cual es una manifestación de mis logros y aprendizajes adquiridos durante mi estadía en la universidad, y las cuales han sido desarrolladas e impulsadas por mis profesores, quienes con su valiosa guía siempre me motivaron a ser un profesional correcto y ético, que demuestre sus valores tanto en lo personal como en el campo profesional.

La presentación de esta investigación académica tiene como propósito el diseño de un banco de pruebas que permita mejorar los mantenimientos y disminuir los reprocesos debido a fallas no predichas, el cual debe de ser diseñado y modelado mediante ecuaciones matemáticas que acerquen lo idealizado al campo real de aplicación, apoyándonos en las bases adquiridas durante la estadía en la carrera.

Es por ello estimados miembros del jurado, que quiero expresarles mi agradecimiento; así como también a todos nuestros docentes, catedráticos de mucha estima que nos apoyaron durante todo el proceso educativo; quienes siempre han contribuido a mi formación profesional de una manera que me mostró el camino adecuado que seguir y cómo lograrlo, además de darnos una visión más concreta de la realidad de nuestro país y la necesidad de generar tecnologías para el desarrollo de nuestra economía.

Chiclayo, agosto del 2018

INDICE

PÁGINA DEL JURADO	ii
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO.....	iv
DECLARATORIA DE AUTENTICIDAD.....	v
PRESENTACIÓN.....	vi
INDICE.....	vii
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	x
ÍNDICE DE TABLAS	xi
RESUMEN.....	xii
ABSTRACT	xiii
I. INTRODUCCION.....	14
1.1. Realidad Problemática	14
1.1.1. A nivel Internacional.....	14
1.1.2. A nivel nacional	14
1.1.3. A nivel local.....	15
1.2. Antecedentes	15
1.2.1. A nivel Internacional.....	15
1.2.2. A nivel Nacional	16
1.2.3. A nivel Local	17
1.3. Bases Teóricas	17
1.3.1. Diseño	17
1.3.2. Banco de Pruebas	19
1.3.3. Mantenimiento Correctivo.....	20
1.3.4. Componentes del Banco de Pruebas.....	21
1.3.5. Potencia media de los motores.....	22
1.3.6. Condiciones que cumplir de un freno de dinamómetro.....	25
1.3.7. Distintos tipos de frenos dinamométricos.....	28
1.3.8. El ensayo y su marcha	34
1.4. Formulación del Problema.....	36
1.5. Justificación del Estudio.....	36
1.5.1. Justificación Teórica	36
1.5.2. Justificación Social	36
1.5.3. Justificación Medio Ambiental.....	36

1.6.	Hipótesis	36
1.7.	Objetivos	37
1.7.1.	Objetivo General	37
1.7.2.	Objetivos Específicos.....	37
II.	METODOS.....	38
2.1.	Diseño de Investigación.....	38
2.1.1.	Según el fin que persigue	38
2.1.2.	Según los datos analizados	38
2.1.3.	Según su metodología	38
2.2.	Operacionalización de Variables	38
2.2.1.	Variable Independiente.....	38
2.2.2.	Variable Dependiente	38
2.3.	Población y Muestra	39
2.3.1.	Población	39
2.3.2.	Muestra.....	39
2.4.	Técnica e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad	39
2.4.1.	Técnicas de recolección de datos	39
2.4.2.	Instrumentos de recolección de datos.....	39
2.5.	Métodos de análisis de datos	39
2.6.	Aspectos Éticos.....	40
III.	RESULTADOS	41
3.1.	Diseño del banco de pruebas para motor John Deere 6090	41
3.1.1.	Sistema de Refrigeración	41
3.1.2.	Sistema de Escape	44
3.1.3.	Sistema de Alimentación	45
3.1.4.	Verificación de resistencia mecánica, mediante el análisis de elementos finitos	46
3.1.5.	Análisis técnico-económico del proyecto.....	49
IV.	CONCLUSIONES	53
V.	RECOMENDACIONES	54
VI.	REFERENCIAS.....	55
	ANEXOS.....	57
	Anexo N°01: Límite del juego interno radial en rodamientos de rodillos	57
	Anexo N°02: Velocidad y diámetro de un eje direccionado.....	58
	Anexo N°03: Dimensionamiento de perfiles estructurales	59
	Anexo N°04: resultados del sistema de turnitin	60

ACTA DE APROBACIÓN DE TESIS.....	61
AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN DE TESIS	62

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Ventajas del mantenimiento correctivo	20
Ilustración 2. Inconvenientes del mantenimiento correctivo	21
Ilustración 3. Dispositivo para calcular el valor del torque.....	23
Ilustración 4. Curva de desenvolvimiento del torque.....	25
Ilustración 5. Evolución de la cura de torque	26
Ilustración 6. Funcionamiento del frenado	26
Ilustración 7. Relación de un freno de dinamómetro con la condición de estabilidad.....	27
Ilustración 8. Funcionamiento del freno Hidráulico	29
Ilustración 9. Circuito Hidráulico	29
Ilustración 10. Movimiento vertical de la balanza.....	30
Ilustración 11. Curvas de variación de los frenos hidráulicos	31
Ilustración 12. Curva de potencia del motor	32
Ilustración 13. Funcionamiento del freno dinamoeléctricos.....	33
Ilustración 14. Ventilador VXF, modelo 24	43
Ilustración 15. Modelo de ventilador XVF	44
Ilustración 16. Sistema de escape.....	44
Ilustración 17. Manguera AVX 100	45
Ilustración 18. Diámetros me mangueras AVX	45
Ilustración 19. Tubería Parker 221FR-10	46
Ilustración 20. Diámetros de tuberías parker	46
Ilustración 21. Base del diseño	47
Ilustración 22. Agujeros de la base del diseño	47
Ilustración 23. Análisis de esfuerzo mediante la teoría de Von Mises	48
Ilustración 24. Análisis del desplazamiento mediante la teoría de Von Mises.....	48
Ilustración 25. Análisis de factor de seguridad mediante la teoría de Von Mises.....	49
Ilustración 26. Diseño de ensamblaje general -Elaboración propia	52
Ilustración 27. Límite interno radial de rodillos esféricos	57
Ilustración 28. Velocidad y diámetro del eje - Shaft Diameter.....	58

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Operacionalización de Variables	39
Tabla 2. Presupuesto de fabricación del banco de pruebas	50
Tabla 3. Retorno de inversión del Proyecto	51

RESUMEN

La presente tesis tiene como objetivo principal el diseño de un banco de pruebas como una propuesta de cómo mitigar retrabajos en el proceso de reparación de motores en la empresa IPESA, lo cual será sustentado mediante análisis estructural y el respectivo retorno de inversión para el proyecto.

En primero capítulo vamos a mencionar y compartir la realidad problemática en la cual nos encontramos inmersos en la ciudad de Cajamarca con respecto a este tipo de estructuras, puesto que, si bien somos una ciudad con mucha inversión extranjera, no contamos con estudios o tecnologías que puedan apoyar el trabajo profesional que estamos realizando, además de invertir tiempo en encontrar fallas de una manera empírica que puede o no resultar en un éxito.

En el capítulo número dos brindamos alcances acerca de los fundamentos teóricos que rigen el diseño de ingeniería, partiendo desde la necesidad del cliente hasta la generación de los planos de detalle. Además, explicamos los conceptos generales de un banco de pruebas y sus componentes, siendo crucial en estos conceptos entender que no solo se debe de tener en cuenta los esfuerzos que se produzcan en la estructura, sino también el impacto que puede llegar a tener cada elemento en operación.

En el capítulo tres vamos a mostrar la selección de los principales componentes que conforman un banco de pruebas, además de su cálculo teórico para ello. Vamos también a realizar un cálculo de esfuerzos máximos producidos en la estructura, las deformaciones producidas por la operación y vamos a hallar el factor de seguridad de nuestro diseño, el cual no debe de ser menor a 1.5, con lo cual logramos determinar que nuestro diseño es válido.

En el capítulo final vamos a presentar las conclusiones a las cuales llegamos en el presente proyecto, y demostramos que mediante la aplicación de esta tesis podemos mejorar los mantenimientos a los motores John Deere, así como disminuir los reprocesos en los trabajos.

Palabras claves: Diseño, estructura, motor diesel

ABSTRACT

The main objective of this thesis is the design of a test bench as a proposal of how to mitigate rework in the engine repair process at IPESA, which will be supported by structural analysis and the respective return on investment for the project.

In the first chapter we will mention and share the problematic reality in which we are immersed in the city of Cajamarca with respect to this type of structures, since although we are a city with a lot of foreign investment, we do not have studies or technologies that can support the professional work we are doing, in addition to investing time in finding flaws in an empirical way that may or may not result in success.

In chapter number two we provide scopes about the theoretical foundations that govern engineering design, starting from the customer's need to the generation of detail plans. In addition, we explain the general concepts of a test bank and its components, being crucial in these concepts to understand that not only must be taken into account the efforts that occur in the structure, but also the impact that each element can have. in operation.

In chapter three we will show the selection of the main components that make up a test bench, in addition to its theoretical calculation for it. We will also perform a calculation of maximum stresses produced in the structure, the deformations produced by the operation and we will find the safety factor of our design, which should not be less than 1.5, with which we can determine that our design it is valid.

In the final chapter we will present the conclusions we reached in the present project, and we demonstrate that by applying this thesis we can improve the maintenance of John Deere engines, as well as reduce the reprocessing of the work.

Keywords: Design, structure, diesel motor

I. INTRODUCCION

1.1. Realidad Problemática

1.1.1. A nivel Internacional

El auge y crecimiento vehicular ha traído consigo un gran desarrollo últimamente, ello condujo al mundo a un grado de rigurosidad en la producción de sus componentes y a llevar un control preciso de los parámetros de funcionamiento de sus vehículos antes de ser puestos en el mercado mundial. Se hace necesario verificar a nivel de laboratorio parámetros como potencia, torque, consumo de combustible, temperatura de refrigerante, temperatura de aceite y otros más, en condiciones reales de operación, y para ello es que se desarrollan estos bancos instrumentales para motores.

Los bancos de pruebas de motores han brindado una forma de comprobación rigurosa, transparente y repetible de teorías científicas, elementos computacionales, y otras nuevas tecnologías. Contamos con dos grandes campos a nivel internacional: nivel liviano automotriz con marcas como Renault, Chevrolet, Toyota, Nissan, Honda y otras que también han sido precursoras en el continuo adelanto en banco de pruebas para así conseguir el máximo performance de sus automotores; además de la industria pesada vehicular con aplicaciones más exigentes; así tenemos, John Deere, Komatsu, Caterpillar, Hitachi, Joy Global, etc.

1.1.2. A nivel nacional

Debemos resaltar que no solo se usa los bancos de pruebas en laboratorio de motores recién fabricados, sino también en talleres y laboratorios de reparación y verificación del funcionamiento de los mismos, en donde se realiza la medición de los principales parámetros de operación y se asegura el correcto trabajo cuando estos vuelvan a ser instalados en sus respectivos equipos.

Dado este campo de análisis es que identificamos que todas las sucursales de IPESA en el Perú al acabar con el reacondicionamiento del motor 6090 no realizan las pruebas necesarias después de haber efectuado las tareas

de reacondicionamiento, debido a que no cuantifican la importancia que trae esta labor no solo en operación de la maquinaria sino también en los costos de mantenimiento por fallas y correctivos de emergencia.

1.1.3. A nivel local

Las empresas en nuestra localidad se encuentran en una etapa del mantenimiento donde la coyuntura social y económica las obligan a tomar decisiones que incurren en gastos elevados por correctivos no programados, dado que no realizan inversión y control sobre los parámetros principales de funcionamiento, mediante procedimientos certificados que impacten de manera positiva en el proceso productivo.

IPESA se ha interesado en este procedimiento de pruebas y ha permitido realizar el presente proyecto de investigación con el fin de establecerse dentro de las empresas pioneras en el desarrollo de tecnologías que permitan optimizar sus procesos de reparación mecánica, y que ello conlleve a largo plazo en un resultado positivo en los gastos por mantenimientos no programados.

1.2. Antecedentes

1.2.1. A nivel Internacional

QUINTANILLA. Diagnóstico de un Motor Diesel Controlado Electrónicamente y su Análisis de Costos. Tesis (Ingeniero Mecánico). Guatemala: Universidad de San Carlos de Guatemala, 2007. Da una propuesta imponderable acerca de cómo funcionan los implementos del motor y nos da una rutina de mantenimiento, además realiza un análisis financiero e identifica la mejor opción, con alta calidad y mínimos costos. En conclusión, cada motor tiene un diseño para diferentes situaciones de operación, formas de uso y trabajo, por tanto; influye en el diagnóstico y mantenimiento que se ejecuta, enfatiza también la correcta programación del mantenimiento como una manera de minimizar costos.

MARCHESE, Ricardo. Los Bancos de Pruebas para Motores. Tesis (Ingeniero Mecánico). Tucumán: Universidad Nacional de Tucumán, 2009. Nos da una completa idea y fundamentación, y además un modo de cómo

operar, ensayando estos en cuanto a su máxima fuerza y rapidez de trabajo para así establecer el intervalo permisible de trabajo que es fundamental para el diseño del sistema de banco de pruebas. En conclusión, las investigaciones de todo equipo térmico conllevan como resultado, una necesidad de verificar cuál es la influencia que debería tener en la operación verdadera, siempre buscando continuamente consumos mínimos operativos y rendimientos apreciables sin dejar de tener en cuenta la disminución en lo posible de los factores contaminantes y dañinos para el medio ambiente. (MARCHESE, 2009)

1.2.2. A nivel Nacional

Egúsqiza. Diseño de un Banco de Pruebas para Turbinas Michele Banki para el Laboratorio de Energía de la Pontificia Universidad Católica del Perú. Tesis (Ingeniero Mecánico). Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2009. Nos alcanza una consideración económica y cambiante de un banco para ensayos que cuenta con una turbina Michele Banki que supone la operación de una hipotética central energética, considera el diseño de un procedimiento que aprovecha el trabajo de una bomba para establecer el salto hidráulico, además selecciona los módulos e instrumentos para la auditoría y la documentación de los protocolos de simulación, así como los procedimientos de evaluación. Como conclusión, se definen juicios para la correcta y adecuada selección de una bomba centrífuga, dimensionamiento de la carcasa, diseño del rotor, la inversión para el proyecto, la fabricación y el ensamble del banco de pruebas que alcanza los \$27,742.00.

GARCES, Manuel. Adaptación del Banco de Prueba Turbohélice prototipo para la verificación de las Performances del Motor "AI-20D Serie V" que equipa a los Aviones "Antinov AN-32". Tesis (Ingeniero Mecánico). Lima: Universidad Nacional de Ingeniería, 2000. Examina las características y elementos de un banco de pruebas accionado por turbohélice, el cual es utilizado en las pruebas de un motor "ALLISON 50I-D22A" para poder realizar una comparación con los parámetros del motor "AI-20D Serie V". En conclusión, el SEMAN-FAP se encuentra hecho y con potencial capacidad de realizar las pruebas de funcionamiento del motor "AI-20D Serie V", que

se encuentra instalado en el avión “AN-32 FAP” de procedencia ucraniana. Por otro lado, brindar servicio de mantenimiento a diversas compañías de América Latina que cuentan con este tipo de motor.

1.2.3. A nivel Local

En la ciudad de Cajamarca no se cuenta con tesis o proyectos de investigación relacionados con el banco de pruebas de motores, con lo cual motiva a realizar un proyecto que sirva de aporte a las empresas de nuestra localidad.

1.3. Bases Teóricas

1.3.1. Diseño

Diseñar es la resolución de un problema, mediante la formulación de un plan para satisfacer la necesidad de un cliente o usuario. El fin de este plan debe desencadenar en la innovación de algo medible y tangible, es por tanto que decimos que el resultado es eficaz, seguro, profesional y confiable; y con ello esta apto para manufactura y distribución comercial.

En el proceso de generación de alternativas para resolución del problema, debemos tomar decisiones con muy poca información, y en otras ocasiones contaremos con exceso de información que a su vez resulta parcialmente contraria. La satisfacción de un diseñador de ingeniería es ver concluida una idea en el diseño de detalles de un producto, habiendo tomado las decisiones correctas.

1.3.1.1. El diseño en la Ingeniería Mecánica

La ingeniería mecánica está relacionada directamente con la manufactura y la generación de energía, que conllevan al suministro de los detalles de la producción y las técnicas adecuadas de fabricación y control. Las materias que rigen este proceso se encuentran basadas en la dinámica, la mecánica de fluidos, la transferencia de masa y las teorías eléctricas.

Los problemas reales requieren de ingenieros con especialización, algunas veces en el diseño de motores, la fabricación de turbo-maquinaria y la creación de maquinaria innovadora, todo diseño debe terminar en el diseño de detalles. De forma análoga, se utilizan frases como diseño de elementos

de máquinas, diseño de sistemas y diseño de máquina de generación de potencia hidráulica.

1.3.1.2. Fases e interacción del proceso de diseño

El proceso completo, de principio a fin, comienza con la identificación de una necesidad y la necesidad de hacer algo al respecto. Después de muchas iteraciones, termina con la presentación de los planes para satisfacer la necesidad. De acuerdo con la naturaleza de la tarea de diseño, algunas fases de éste pueden repetirse durante la vida del producto, desde la concepción hasta la terminación. Las fases propiamente dichas son las siguientes:

- Reconocimiento de la necesidad
- Definición del problema
- Síntesis
- Análisis y optimización
- Evaluación
- Presentación

1.3.1.3. Consideraciones de diseño

Las prestaciones de los elementos de un conjunto son un componente transcendental para establecer su forma y medidas principales. Es por ello que decimos que estas prestaciones son consideraciones de diseño importantes. Cuando empleamos el término *consideración de diseño* involucramos de forma continua alguna característica que influye en el diseño. Es común tener más de una consideración de diseño en un problema. Entre las más resaltantes podemos mencionar: (BUDYNAS, 2008)

- | | |
|-------------------------|-----------------------|
| 1. Funcionalidad | 8. Manufacturabilidad |
| 2. Resistencia/esfuerzo | 9. Utilidad |
| 3. Distorsión | 10. Costo |
| 4. Desgaste | 11. Fricción |
| 5. Corrosión | 12. Peso |
| 6. Seguridad | 13. Vida |

1.3.2. Banco de Pruebas

Hernández (2011) nos expresa, este tipo de mini laboratorio es una tarima de ensayos de trabajos de importante envergadura, estos dispositivos nos dan una manera de justificación exhaustiva, clara y entendible de bases especializadas, herramientas de ordenador y tecnología de punta.

Este tipo de banco para ensayos es una máquina propiamente dicha, utilizada para el estudio de parámetros operativos como, medida de la fuerza de frenado, velocidad angular y consumo de combustible en carretera.

1.3.2.1. Clasificación

1.3.2.1.1. Por su Tecnología

- Bancos de ensayo tipo dinamómetro: El motor se frena y se produce por operación de un elemento cuyo objetivo es disipar la energía transmitida al sistema en representación de calor.
- Banco de ensayo inercial: Aunque no cuenta con un dispositivo que origine una carga, llega a contar con una inercia de masa que se opone al funcionamiento del motor, pero solo mientras éste se encuentre acelerado.
- Banco de ensayos híbrido: Cuenta con una inercia de masa significativa y también con un dinamómetro cuyo objetivo es el de producir una carga en régimen estático.

1.3.2.1.2. Según su Aplicación

Podemos clasificarlos según la fuerza a medir:

- De motores: Se miden las características del motor, para ello debemos desmontar el motor del vehículo
- De chasis: Se miden las características del vehículo en su totalidad a través de sus neumáticos. Las pruebas pueden realizarse con un rodillo simple o doble; así como, con dinamómetros individuales en cada neumático.

1.3.2.2. Banco de Pruebas para motores

Según Marchese (2012), entendemos por este tipo de banco de ensayos, a la serie de elementos, estructura y equipos conectados con la finalidad de realizar diversas mediciones y comprobaciones que nos permitan obtener resultados coherentes con la realidad.

1.3.3. Mantenimiento Correctivo

Según Garcia (2009), nos dice que el mantenimiento correctivo es la corrección de fallas producidas por una mala planificación y cumplimiento de los programas preventivos. Es el tipo de reparación efectuada dado que un equipo o sistema falló y obligó a una parada inesperada.

Entre algunas de las ventajas del mantenimiento correctivo tenemos:

Fuente: Elaboración Propia

Ilustración 1. Ventajas del mantenimiento correctivo

Estas razones hacen que muchas empresas decidan aún mantener el uso de mantenimientos correctivos. No obstante, las empresas no tienen en cuenta los inconvenientes del mantenimiento correctivo:



Ilustración 2. Inconvenientes del mantenimiento correctivo

1.3.3.1. Tipos de Mantenimiento Correctivo

Existen dos tipos muy conocidos de mantenimiento correctivo: el mantenimiento programado y el no programado. Mientras el mantenimiento no programado presume la reparación de la falla inmediatamente después de producirse, el mantenimiento correctivo programado o planificado supone la corrección de la falla una vez se cuente con el personal y herramientas necesarias, adaptándose a las necesidades del área productiva.

La diferencia que existe entre mantenimiento correctivo programado y mantenimiento correctivo no programado afecta directamente al área productiva. Por ello, mientras el mantenimiento correctivo no programado es una situación indeseable desde el punto de vista productivo, el mantenimiento correctivo programado es meno perjudicial.

1.3.4. Componentes del Banco de Pruebas

Para ensayar un motor es necesario instalarlo en un banco de pruebas o de ensayos. Este consta básicamente de los siguientes elementos:

- Una cimentación que absorba las vibraciones que se producen debido a la existencia en el motor de fuerzas de inercia no equilibradas y de los correspondientes momentos resultantes

- Una cimentación que absorba las vibraciones que se producen debido a la existencia en el motor de fuerzas de inercia no equilibradas y de los correspondientes momentos resultantes
- Bancada, cuya misión es soportar el motor

13.5. Potencia media de los motores

Una forma de medir la potencia en un motor de combustión interna es:

$$N_e = \frac{P_{me} \cdot V_h \cdot i \cdot n}{1200} [kW]$$

Donde: $p_{me} [bar]$, $V_h [l]$, $n [rpm]$

Donde tenemos la presión efectiva media, cilindrada, el respectivo número de cilindros y la frecuencia de rotación.

Cuando nos referimos a esta potencia, decimos que la encontramos en el acople del cigüeñal en el motor.

Además, en una máquina que es rotativa la potencia podría ser calculada de una manera como sigue (teniendo en cuenta que la potencia en estos movimientos es igual al producto de la velocidad y fuerza):

$$V_h = \frac{N_e \times 1200}{P_{me} \times 1 \times \omega} [l]$$

Donde: $N_e [kW]$, $M [Nm]$, $\omega [1/s]$

Hablamos de M como el par motor, ω es la frecuencia rotacional y utilizamos el valor de 1.000 como una constante para transformar [Wattios] a [kW]

Otra forma en la que podemos expresar esta ecuación es la siguiente:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

Si $n [l/min]$

$$N_e = \frac{M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{M \cdot n}{9550} [kW]$$

Con estas dos expresiones obtenidas podemos obtener la potencia del motor, pero la incógnita es ¿De qué forma se mide la potencia real entregada por la máquina en estudio? Si elegimos la primera ecuación obtenemos la presión efectiva media P_{me} , la cual al variar con el régimen tiene en cuenta muchos factores adicionales como el rendimiento térmico h_t , la variable h_g , el performance mecánico h_m y el gravitatorio h_l . Al descartar la primera opción, veamos la siguiente expresión.

$$N_e = \frac{M \cdot n}{9550} \quad [kW]$$

*(en el caso de la constante $9550 \cong 9549,296$)

Esta expresión depende de dos valores, y son las revoluciones por minuto que se mide fácilmente y es uno de ellos. Por tanto, podemos calcular el valor del torque M y ello se consiguen mediante un dispositivo que mostramos en la imagen a continuación:

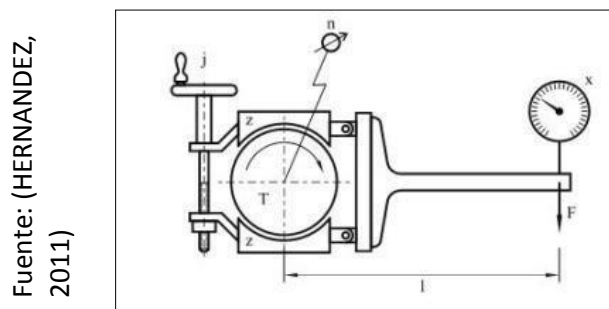


Ilustración 3. Dispositivo para calcular el valor del torque

El procedimiento es acoplar el motor a un tambor con torque T . En este se aplica unos frenos Z que va junto a una protección que tiene fin en un accionamiento de cierta longitud. Estos frenos están en capacidad de realizar fuerza en el tambor debido a la operación del tornillo J .

Esta fuerza de contacto arrastrará a los frenos y a la protección en el sentido de giro para el motor. Este giro será favorablemente detenido por accionamiento del muelle de una balanza “X” que se aplica en el extremo del accionamiento, el cual nos dará el valor de la fuerza.

Ahora que conocemos el valor del torque T (tomamos la base el eje de rotación hasta la operación en la balanza), entonces automáticamente determinaremos el par motor:

De esta forma calculamos la potencia:

$$N_e = F \times l \times n / 9.550$$

Donde: F [N], l [m] y n [rpm]

Si deseamos simplificar aún más esta expresión, elegimos una longitud l equivalente a la constante, de esta forma la expresión mostrada podría calcularse como sigue:

$$N_e = \frac{F \cdot n}{10000}$$

Este valor 10000 es la denominada constante de detenimiento K_f y se expresará en adelante como un número entero.

Muchos de estos dispositivos aún usan el sistema técnico donde el torque se muestra en [m, kg] y la respectiva potencia está expresada en [CV], con ello tenemos una penúltima forma de calcular la potencia:

$$N_e = \frac{M \times n \times 2 \times \pi}{60 \cdot 75} = \frac{M \times n}{716} \quad [CV]$$

Donde: F está en [kg - f] y l [m]

Considerando $l = 0,716$ [m], la constante de detenimiento $K_f = 1.000$ y la fórmula para obtener la potencia queda como sigue:

$$N_e = \frac{F \cdot l \cdot 716}{10000}$$

Hemos podido presentar una manera resumida de cómo calcular la potencia mediante la aplicación de un sistema de frenado en tambores o discos que llevan instalado un acoplamiento determinado para un motor en particular. Aunque tenemos varios sistemas de cómo “frenar” un motor y teniendo lugar en el sistema visto, hemos explicado un sistema antiguo basado en dinamómetro o freno Prony. Dado a problemas que presenta su

aplicación se limita a estudios bibliográficos y de enseñanza puesto que todos los sistemas posteriores se basan en este principio de freno aplicado a una máquina, y al acople de giro con el motor. El procedimiento de ejecución del trabajo es lo que nos da idea de la variación entre uno y otro.

1.3.6. Condiciones que cumplir de un freno de dinamómetro

- Fácil regulación
- Precisión en medidas
- Estable en la operación
- Disipación de potencia del motor sencilla
- Resistencia ante las velocidades de rotación en operación
- El tamaño limita la potencia del motor

Hemos mostrado las condiciones de operación principales para tener un buen proceso de frenado en la operación de un banco de pruebas.

Posterior a ello analizamos cómo se comporta el freno Prony mencionado. Primero debemos presentar la curva de desenvolvimiento del torque en un motor de cuatro tiempos característico y que asumimos operando a máxima capacidad (máxima apertura de la válvula de mariposa o máxima operación de la bomba de inyección dependiendo del tipo de motor con el cual estamos trabajando), ello siempre dentro de las velocidades de giro mínima y máxima (N_{min} y N_{max}) permitidas.

Fuente: (HERNANDEZ,
2011)

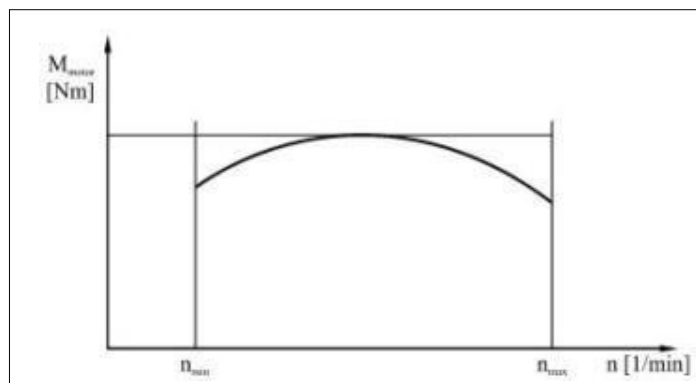


Ilustración 4. Curva de desenvolvimiento del torque

Vamos a mostrar un dibujo que esquematiza la evolución de la curva de

torque de reacción al utilizar un freno Prony, resultado de la velocidad y fuerza del tornillo J , que tiene la función de regulación.

Fuente: (HERNANDEZ, 2011)

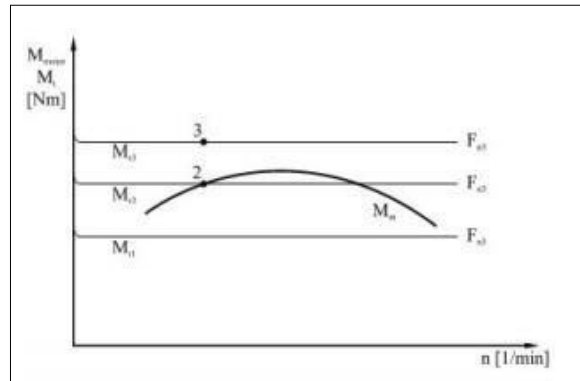


Ilustración 5. Evolución de la curva de torque

Es fundamental entender que es constante a lo largo del espectro de velocidades de giro, puesto que depende de la fuerza de contacto F_r que se halla así: $F_r = m \cdot F_n$ donde m es el coeficiente de contacto y F_n la fuerza perpendicular en la superficie de contacto.

El momento de detenimiento, que tiene por función el “frenado”, es por tanto $M_r = F_r \times r$.

Fuente: (HERNANDEZ, 2011)

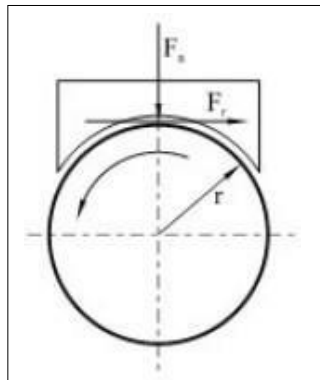


Ilustración 6. Funcionamiento del freno

Observamos solo una pequeña diferencia desde la condición inicial $n = 0$ hasta la de inicio dado al cambio entre los coeficientes dinámico y estático, siendo menor en el caso de movimiento.

Veamos al *Ilustración 3* se muestra en conjunto la curva de torque y nos muestra el equilibrio que alcanza como en el punto 2. Si ajustamos más el freno sobre el regulador de tornillo, mostrado en el punto 3, la rapidez del

motor disminuye y el torque de freno se mantiene constante, lo que conlleva a que se produzca el detenimiento final del motor. Si tuviéramos el caso opuesto, el motor tendría una mayor aceleración.

El estado estable de este tipo de dispositivo es realmente dificultoso, por lo que decimos que es un dispositivo inestable. Por otro lado, se debe refrigerar el tambor con refrigerante para mitigar la potencia, ello hace el diseño bastante arduo.

La inestabilidad del dispositivo de frenado nos quita exactitud en el proceso de medición, además de ser difícil de regular. Se limitan las potencias y no se sobrelleva las velocidades altas.

Para el buen funcionamiento de un freno de dinamómetro, expresaremos una gráfica que lo relacione con la condición de estabilidad; así tenemos:

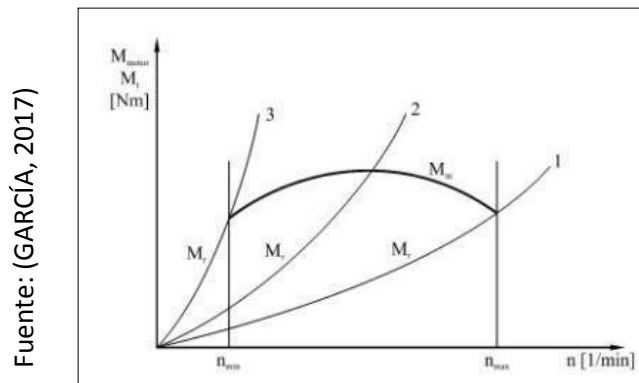


Ilustración 7. Relación de un freno de dinamómetro con la condición de estabilidad

Las curvas M_{r1} , M_{r2} y M_{r3} son distintos contextos de frenado de este supuesto dispositivo que da respuesta a las varias posiciones del regulador, dentro de las revoluciones permitidas.

Lo que podemos observar es que al disminuir la velocidad n se disminuye también el torque M_r y viceversa. Y probamos el cumplimiento de la condición de estabilidad. Las curvas siguen la relación $M_r \sim n^2$, y podrían cumplir también las exigencias de la relación $M_r \sim n$.

1.3.7. Distintos tipos de frenos dinamométricos

Como vimos el anterior dispositivo era de prácticamente inutilizable (Freno de Prony), a continuación, citaremos una lista de los frenos más usados en nuestra actualidad:

- Hidráulicos
- Eléctricos
 - Dinamo - eléctricos
 - Corrientes parásitas
- Aerodinámicos, ya se utilizan actualmente. Fueron usados en ensayos de motores de aviación.

1.3.7.1. Frenos Hidráulicos

Este es el llamado *Freno de Froude*, que tiene el siguiente funcionamiento de trabajo:

Consta de un tambor sólido con cavidades en ambos extremos, está acoplado al motor que deseamos medir y rota. Una carcasa que rodea el disco, pero no lleva conexión directa a ella, cuenta con otras cavidades en las caras internas, además la estructura que envuelve al rotor tiene posibilidades de oscilar entorno a los soportes. El accionador que está unificado a la carcasa está también conectado a una balanza que le impide girar. Por la parte zona de arriba ingresa agua que viene de un depósito elevado D que siempre tiene el mismo nivel de líquido, es decir $h = \text{constante}$.

Por la parte inferior de la válvula V_r el agua es expulsada del hacia la cisterna C desde el freno. Manteniendo la válvula entreabierto, confirmamos que el agua que tenemos contenida dentro del freno es más o menos mayor dependiendo de la cantidad de flujo de fluido (por acción de fenómenos turbidos en el recorrido por las cavidades) y con ello un mayor efecto del freno. Tiene un comportamiento muy parecido al embrague hidráulico.

Fuente: (GARCÍA, 2017)

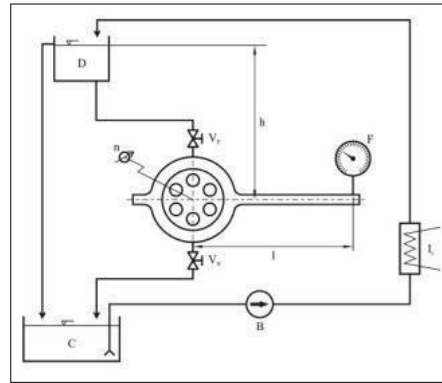


Ilustración 8. Funcionamiento del freno Hidráulico

El rotor intenta arrastrar al estator en un giro que dado al fenómeno mencionado se encuentra bloqueado por la balanza, donde podemos encontrar la fuerza requerida para esta acción. Si la distancia desde el eje de giro del rotor a la balanza está definida adecuadamente, entonces es posible determinar el torque requerido para que el bloqueo será idéntico en la posición de equilibrio, que el desarrollado en el motor a medir.

En la operación de dispositivos de estas magnitudes se cuenta también con unas compuertas que la posición de apertura cubre casi la totalidad de la conexión entre carcasa y el rotor hidráulicamente. Ellas son las que definen la regulación, dando giro a un accionador de tipo especial para este motivo y puede ser adicionado con la válvula V_r .

Fuente: (GARCÍA, 2017)

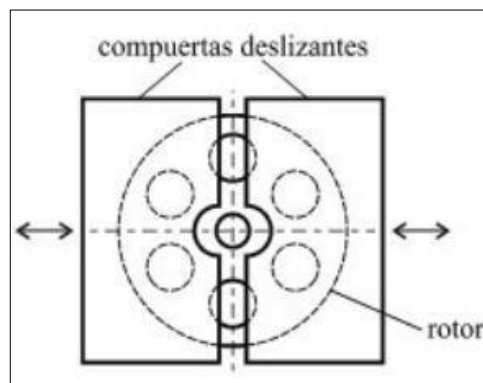


Ilustración 9. Circuito Hidráulico

El circuito se completa y cierra hidráulicamente como se muestra en él esquema.

En estos dispositivos, la función del agua es, la de contribuir al frenado (motivo para cuál es construido el freno) y segundo, mitigar la potencia que desarrolla el motor en estudio. Dado a la segunda función es que debemos calcular el circuito de refrigeración de una forma en que la temperatura a la salida del freno para el agua no debe superar los 70°C, de esta forma evitamos el fenómeno de cavitación.

Para el trabajo de este dispositivo, los sistemas usados en la antigüedad eran accionados de forma manual sobre la válvula y un accionador que abre y cierra las salidas de regulación. La fuerza que resulta del torque de reacción se aplica sobre los resortes de la balanza, el desplazamiento angular toma gran importancia y se hace necesario corregir el sistema, para que en el equilibrio, el accionador llegue nuevamente a su posición horizontal. Ello se consigue con un movimiento de forma vertical de la balanza, mediante la acción de una manivela "Y" como vemos en el siguiente esquema:

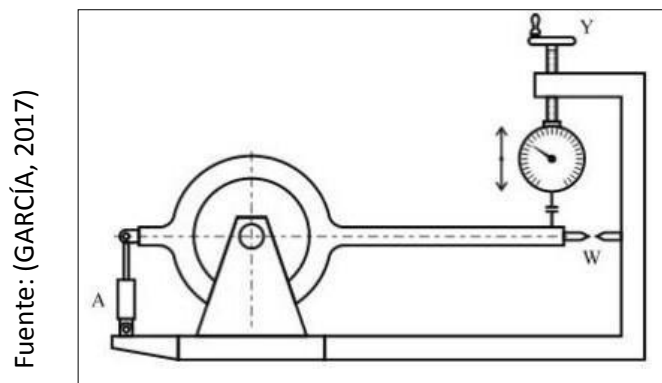


Ilustración 10. Movimiento vertical de la balanza

Una vez realizada esta acción, debemos mover de nuevo el brazo a la posición horizontal (que se indica por dos índices que se afrontan). Debemos completar el dispositivo con un amortiguador que permiten evitar oscilaciones y realizar mediciones de precisión.

En los sistemas modernos, la balanza de resortes se reemplaza por celdas de carga (*strain gauge*) y de esa manera desaparece el problema ya revisado. De la misma forma, toda la operación del freno y conexiones es realizada por medio de accionadores a distancia, potenciómetros,

ordenadores y electrónica. De una manera tecnológica el digital podemos observar el torque o par motor.

En la actualidad y gracias a los desarrollos de los frenos hidráulicos, pueden presentar curvas de variación del par de reacción basado en una válvula motorizada y accionada por circuitos electrónicos, que cumple con funciones como las siguientes:

$$M_r = cte \quad ; \quad M_r \sim n^2 \quad ; \quad M_r \sim n \quad ; \quad n = cte \quad ; \quad etc.$$

Con ello tenemos la posibilidad de envolver un rango muy alto de posibilidades para las mediciones.

En la *Ilustración 8*, muestra la diferencia que existe entre el momento de reacción de un freno convencional de fricción fluida.

La siguiente expresión es la que rige estas curvas:

$$M = k \times \rho \times n^2$$

Decimos que k es un valor constante que está definido por el regulador del dispositivo (bien las compuertas o la válvula V_r), ρ es la densidad del agua y n la velocidad de giro.

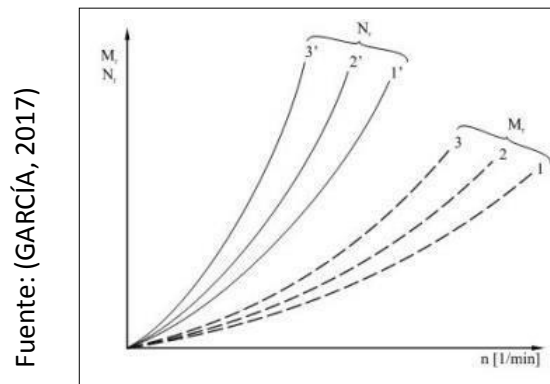


Ilustración 11. Curvas de variación de los frenos hidráulicos

Las distintas posiciones del regulador conllevan a un cambio en el valor de la constante k y con ello obtenemos un haz de parábolas de orden 1, 2, etc. Con ello tenemos la siguiente expresión:

$$N_r = \frac{M_r \cdot n}{9550} = \frac{k \cdot \rho \cdot n^2 \cdot n}{9550} = k_1 \cdot \rho \cdot n^3$$

Es así como obtenemos un paquete de parábolas cúbicas 1', 2', etc. que fijan la potencia absorbida por el dispositivo de freno y es así como la constante K_1 incluía la posición del regulador.

La cabida del dispositivo de frenado está limitada por condiciones térmicas, además de la capacidad de absorción de los momentos de torsión que superan los entregados por el motor en estudio, dentro de los rangos de velocidades de operación. Ello quiere decir que la curva de potencia del motor debe estar en la zona de operación del freno como se observa a continuación.

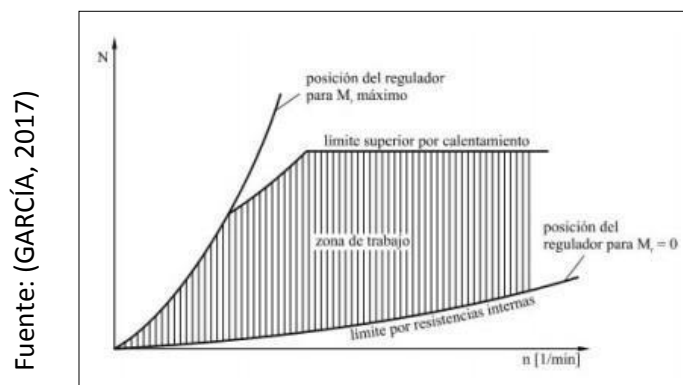


Ilustración 12. Curva de potencia del motor

Los frenos hidráulicos accionados por dinamómetro son fabricados por lo usual con una potencia de 5.700 [kW], pero bajo solicitud y en situaciones específicas alcanzan tan altas potencias como 75.000 [kW]

1.3.7.2. Frenos Eléctricos

1.3.7.2.1. Frenos Dinamo-eléctricos

Este dispositivo es un freno de uso práctico y con apreciable beneficio, en el campo de aplicación donde puede ser usado. Su funcionamiento está especificado como se muestra en la ilustración siguiente:

Fuente: (QUIÑONEZ, 2007)

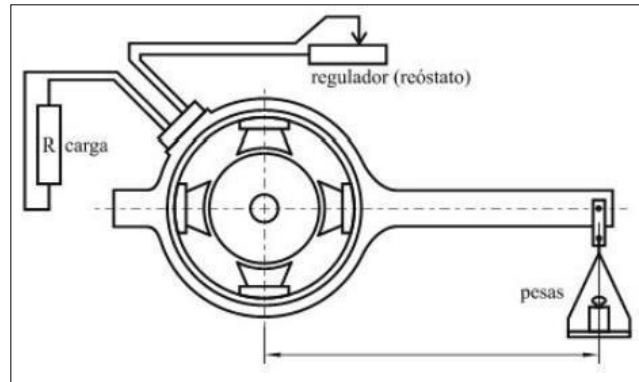


Ilustración 13. Funcionamiento del freno dinamoeléctricos

Tiene la posibilidad de funcionar como péndulo y dínamo, el cual unido de forma unificada a un brazo cuya longitud l es conocida, que en equilibrio con la aplicación de pesas equivalentes a la misma distancia, absorbe la pared reactivos mecánicos.

Se regula efectuando un cambio sobre la excitación de la corriente y la energía de tipo eléctrica, lo cual influye en transformar la energía mecánica del motor en una resistencia. Y decimos que otra vez la máquina en estudio está conectada de forma adecuada al acoplamiento del freno.

La estabilidad de este dispositivo es apreciable y precisa aún si las cargas son mínimas. Se utiliza como motores de arranque o para arrastrar máquinas en ensayo. Algo en contra que podemos encontrar es la falta de adaptación motores de elevada potencia y velocidades de giro, ello por la gran masa de sus elementos giratorios.

1.3.7.2.2. Frenos de corrientes parásitas (de Foucault)

Son dispositivos modernos para análisis precisos, que corresponden a investigaciones en motores de combustión interna. Están en el rango de potencias nominales que van de 40 [kW] a 2000 [kW] en adelante y velocidades de giro de máximo 17000 [rpm], y es lógico decir que va de la mano con el tamaño del dispositivo de freno.

En la bibliografía podemos encontrar muchas formas de naturaleza general en estos dispositivos. El rotor de acero de alta resistencia magnética tiene forma de engrane con rectos dientes y entendemos que es parte del campo magnético. Estas partes no están unidas al estator por una plancha

delgada. El estator tiene una composición férrea de buen campo magnético, en su perímetro lleva instalado un sistema de campo en donde sus espiras coaxiales con el eje del freno. Este sistema lleva en circulación una corriente continua, así produciendo un campo magnético en forma de toroide.

Dada la disposición del sistema, observamos vectores del campo magnético que vemos atravesar los dientes del rotor que al girar, permite cambiar la resistencia magnética y de esta forma magnetiza y desmagnetiza los anillos del estator. Es aquí donde se observa la producción de corrientes parásitas por este motivo, que dado al efecto joule se disipa el calor de la energía aportada por el motor en ensayo al freno. El calor producido es extraído por un flujo de agua que no debería intervenir en el proceso de frenado de este tipo de dispositivos.

La regulación del par de resistencia al frenado es conseguida con la variación de la intensidad de corriente continua que circula por el sistema con regulación de potenciómetros en un campo electrónico que nos permite la obtención del momento de frenado en función de la rapidez.

El giro del estator se impide por la acción de un brazo en el que se aplica una balanza (se puede sustituir por celdas de carga) en su extremo.

Los eventos donde podemos variar el momento de frenado son:

$M \sim n$; $M \sim n^2$; $M = cte$; $n = cte$, con ello es posible que la pendiente de las curvas cambie en forma parcial y así adaptarse a las características del motor que tenemos en ensayo.

Lleva incluido además un elemento de seguridad que regula la velocidad, ello se da de acuerdo a la voluntad de la persona y a la máxima velocidad admisible del motor, y además por exceso de temperatura de refrigerante.

1.3.8. El ensayo y su marcha

Sin importar el tipo de frena en utilización debemos indicar el procedimiento a utilizar para las pruebas simples, como lo son el hallazgo de la curva de torque y la de potencia a máxima carga de un motor cualquiera ensamblado en el banco de ensayos.

Primero damos arranque al motor y verificamos el correcto funcionamiento de todo, tanto de presión, y sistemas de refrigeración, escape ventilación y sistemas de conexión, etc. Una vez que hemos verificado la adecuada temperatura de trabajo del refrigerante del motor, entonces podemos comenzar con el ensayo.

- 1) Se acelera el motor y se carga el freno. Cuando tenemos en la posición de máxima potencia a la mariposa (Ciclo Otto) o en posición de máximo trabajo la bomba de inyección (Ciclo Diesel), en ello se liberan cargas en el freno hasta el momento en que se llega (sin mover la posición del acelerador) a la velocidad de giro admisible máxima del motor y en estabilidad con las cargas reactivas. Es allí donde podemos leer y documentar los valores del torque y potencia.
- 2) Luego, con la posición de máxima apertura de la mariposa como antes, podemos aumentar la carga en el freno que puede producir una caída en la rapidez de giro de por ejemplo $300rpm$. Ahora, en este punto de equilibrio nuevo realizamos la lectura de la nueva potencia y torque.
- 3) Se repite el trabajo indicado en el *punto 2*, disminuyendo la velocidad de giro hasta llegar a la mínima admisible del motor y registramos los valores en cada punto de equilibrio.

Llega a resultar muy conveniente y es también requerido por ciertas normas, una vez registramos los últimos datos, invertir el procedimiento de medición de mínimos a máximos, siempre en la posición de máxima carga y entonces promediar los resultados obtenidos.

Todo este procedimiento en los bancos de prueba actuales es controlado por medio de un ordenador que además puedo optimizar protocolos y procesos en las pruebas. Es también, que obtenemos las curvas de operación que posteriormente pueden ser impresas.

Los registros de medidas que hemos trabajado tienen una forma simple, aunque juntamente con un procedimiento igual o similar, se puede realizar un número grande de otra forma de determinación con los dispositivos y partes adecuados para estos fines.

1.4. Formulación del Problema

¿Es posible evitar reproceso de trabajo de reparación de motor John Deere 6090 en la empresa IPESA a partir del diseño estructural de un banco de pruebas para motor diésel?

1.5. Justificación del Estudio

1.5.1. Justificación Teórica

La justificación teórica de la presente investigación es posible ya que en la ciudad de Cajamarca hay ausencia de tesis basadas en desarrollos de diseños en banco de ensayos, ello nos faculta para competir en un nuevo mercado, del mismo modo con el desarrollo de estos bancos de ensayos podremos aprovechar los parabienes y podremos disminuir los costos por mantenimientos correctivos.

1.5.2. Justificación Social

La presente investigación encuentra su justificación social puesto que con la disminución de los mantenimientos correctivos del dispositivo en estudio, se mejora la relación con nuestros stakeholders mediante un mayor soporte a estos, lo que viene en conjunto con certificados formales de ensayos que explique el correcto mantenimiento al motor John Deere 6090.

1.5.3. Justificación Medio Ambiental

La presente investigación encuentra su justificación medio ambiental dado que al realizar un adecuado mantenimiento al motor o tendremos fallas repentinas que puedan generar contaminación por aceites quemados.

1.6. Hipótesis

Mediante el diseño estructural de un banco de pruebas para el motor Diesel John Deere 6090 se logrará evitar el reproceso en los trabajos de reparación en la empresa IPESA – Cajamarca.

1.7. Objetivos

1.7.1. Objetivo General

Diseñar la estructura del soporte de un banco de pruebas para el motor Diesel John Deere 6090 para evitar el reproceso de trabajo en la empresa IPESA

1.7.2. Objetivos Específicos

- Seleccionar los elementos principales para el funcionamiento del motor diesel John Deere 6090, en un banco de pruebas
- Diseñar el soporte estructural de un banco de pruebas de motor diesel John Deere 6090
- Realizar la evaluación técnica-económica del banco de pruebas para motor diesel John Deere 6090.

II. METODOS

2.1. Diseño de Investigación

2.1.1. Según el fin que persigue

- Aplicada: Porque se va a poner en práctica el diseño del banco de pruebas, quiere decir conocer todos los parámetros de operación antes de dar arranque a los motores en estudio, minorizando fallas y mantenimientos correctivos.

2.1.2. Según los datos analizados

- Cuantitativa: Decimos cuantitativa ya que utiliza métodos numéricos en la operación del banco de ensayos, para así obtener las principales variables de operación.

2.1.3. Según su metodología

- No experimental: Mencionamos ello ya que, buscamos estudiar la variable independiente y del banco de ensayos, para obtener el efecto en los parámetros de operación de los motores John Deere 6090.

2.2. Operacionalización de Variables

2.2.1. Variable Independiente

Banco de pruebas

2.2.2. Variable Dependiente

Reducción de reprocesos

Variable	Definición Conceptual	Definición Operacional	Indicadores	Escala de medición
Independiente: Banco de pruebas	Agrupación de elementos de ensamble necesarios para realizar las mediciones y comprobaciones de máquinas	Máquina cuya función es la realización de una serie de mediciones en motores, con el objetivo de evaluar sus parámetros de	Potencia máxima	kW
			Torque máximo	N.m
			Velocidad de giro	RPM

	motrices. (MARCHESE, 2009)	funcionamiento.	Peso del motor	Kg.
Dependiente: Reducción de reprocesos	Acción tomada sobre un producto o servicio no conforme para hacerlo conforme con los requisitos. Puede afectar o cambiar partes de un producto. (ISO 9000:2015, 2015)	Reducción de trabajos no programados, debido a las fallas en operación y funcionamiento de motores después de su mantenimiento programado.	Eficiencia del motor (η_m)	%
			Índice de productividad	$\frac{Efectividad}{Eficiencia}$

Tabla 1. Operacionalización de Variables

2.3. Población y Muestra

2.3.1. Población

Motores John Deere

2.3.2. Muestra

Trabajaremos con una muestra de 05 motores John Deere 6090

2.4. Técnica e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad

2.4.1. Técnicas de recolección de datos.

- Observación experimental (mediciones)
- Análisis documental (manuales, catálogos de fabricante, tesis, papers)
- Encuestas a los mecánicos de motores

2.4.2. Instrumentos de recolección de datos.

- Banco de pruebas (a diseñar)
- Medidor de gases
- Pirómetro
- Cinta métrica
- Recolección de datos y notas de campo

2.5. Métodos de análisis de datos

Como parte de este estudio, analizaremos el conjunto de datos que se obtendrán al realizar las mediciones y mediante el uso de la

estadística, y técnicas de recolección podremos facilitar la confiabilidad y validez de nuestros cálculos.

El análisis de documentos debe de realizarse con el fin de determinar el correcto método de diseño para bancos de pruebas, y la manera correcta de obtención de variables principales para la operación de estos motores. A esto, debemos agregarle un detallado análisis de presupuestos y revisar la posibilidad del propósito.

Para poder analizar las encuestas se debe usar el método estadístico, el cual con la información obtenida de los mecánicos de motores, esto nos brindaría una idea más clara y completa acerca de la operación del banco de ensayos.

2.6. Aspectos Éticos

La obtención de información y la medición de variables se realiza con la oportuna autorización de la empresa; además, se debe respetar la propiedad intelectual de los textos consultados, así como de los manuales técnicos usados para la realización del presente proyectos de investigación.

En cuanto al diseño de las piezas y ensambles vamos a utilizar el software Solidworks 2018, el cual también será usado para los respectivos análisis de elementos finitos. Para ello vamos a contar con la respectiva licencia educativa.

III. RESULTADOS

3.1. Diseño del banco de pruebas para motor John Deere 6090

Especificaciones del motor:

- Potencia máxima del motor: $224kW$
- Torque máximo del motor: $1313N.m$
- Largo máximo del motor: $1.21m$
- Ancho máximo del motor: $0.63m$
- Peso máximo del motor: $901Kg$

Por tanto, definimos un área adecuada para el funcionamiento del banco de pruebas de $6m \times 6m$; además se necesita de un sistema de transporte con una capacidad mínima de $1.5Ton$ para el izaje del motor y sus componentes.

Se necesitan también tomas de corriente de $360V$, y tener un área despejada para operar de manera segura el funcionamiento del banco de pruebas.

3.1.1. Sistema de Refrigeración

3.1.1.1. Selección del radiador

Para la correcta selección de un radiador se debe considerar los siguientes parámetros de transferencia de calor:

Coeficiente de convección externo = $h_{ext} = 30 W/m^2.K$

Coeficiente de convección interno = $h_{int} = 5 W/m^2.K$

En base a investigaciones bibliográficas y las características generales del motor diesel John Deere 6090, seleccionamos los siguientes parámetros geométricos:

- *Diámetro de tubos de entrada y salida de refrigerante* = $50.8mm$
- *Número de tubos* = 180
- *Altura* = $600mm$

- *Largo* = 850mm
- *Ancho* = 100mm
- *Diámetro boca de llenado* = 560mm

3.1.1.2. Selección de las líneas de líquido refrigerante

Una vez seleccionado el radiador, debemos utilizar las mangueras con las siguientes características:

- *Temperatura de trabajo* = 273 – 393 K
- *Presión máxima de trabajo* = 124kPa
- *Diámetro nominal* = 50.8mm
- *Codos de aluminio*
- *La longitud de manguera se determinará según las dimensiones del banco de prueba*

3.1.1.3. Selección del sistema de ventilación

Se considera una velocidad de aire recomendada de 8m/s, además se propone que la máxima medida para el diámetro del ventilador sea el ancho del radiador.

Calculando el área de flujo de aire:

$$A_{rad} = 0.85 \times 0.60 = 0.51m^2$$

La velocidad media recomendada es: $V = 8 \text{ m/s}$

Por tanto, el caudal de aire:

$$Q = V \times A_{rad} = 8 \times 0.51 = 4.08 \text{ m}^3/\text{s}$$

Preseleccionamos un ventilador de diámetro de boca de 0.61m, entonces procedemos con el cálculo de la caída de presión en la reducción y paso a través del radiador:

$$A_{vent} = \frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{\pi \times 0.61^2}{4} = 0.292m^2$$

La velocidad media en la boca del ventilador es:

$$V_{vent} = \frac{Q}{A_{vent}} = \frac{4.08}{0.292} = 13.97 \text{ m/s}$$

Calculando la caída de presión:

$$\Delta h = kl \cdot \frac{V_{vent}^2}{2 \cdot g}$$

Siendo "kl" el coeficiente que depende de la relación de áreas de transición

$$kl = 0.20$$

$$\Delta h = 0.20 \times \frac{15.72^2}{2 \times 9.81} = 2.52m$$

La caída de presión en las reducciones es:

$$\Delta P_{red} = \Delta h \times 1 \frac{Kg}{m^3} \times g = 2.52 \times 1 \times 9.81 = 24.72 Pa = 0.10 inH_2O$$

La caída de presión en el radiador debe ser suministrada por el fabricante, pero un valor promedio utilizado es el siguiente: $\Delta P_{rad} = \frac{3}{8} inH_2O$

La caída de presión que debe vencer el ventilador será:

$$\Delta P_{vent} = \Delta P_{rad} + \Delta P_{red} = 0.375 + 0.100 = 0.475 inH_2O$$

Con estos datos, y teniendo como referencia a la empresa Fredive C.A., seleccionamos el ventilador VXF, modelo 24:

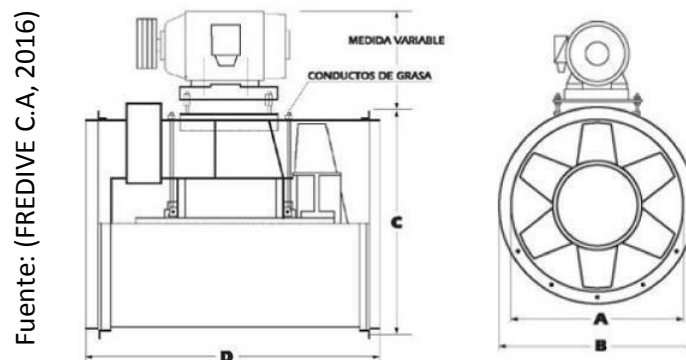


Ilustración 14. Ventilador VXF, modelo 24

Fuente: (FREDIVE C.A, 2016)

Modelo	A	B	C	D
15	390	440	490	480
18	460	520	590	560
21	540	600	680	560
24	620	700	760	560
27	690	770	840	740
30	770	850	910	740
33	840	920	980	740
36	920	1020	1110	1090
40	1020	1120	1200	1090
44	1120	1220	1310	1140
48	1230	1330	1450	1140
54	1380	1500	1630	1200
60	1530	1650	1800	1200

Ilustración 15. Modelo de ventilador XVF

3.1.2. Sistema de Escape

Fuente: (FREDIVE C.A, 2016)

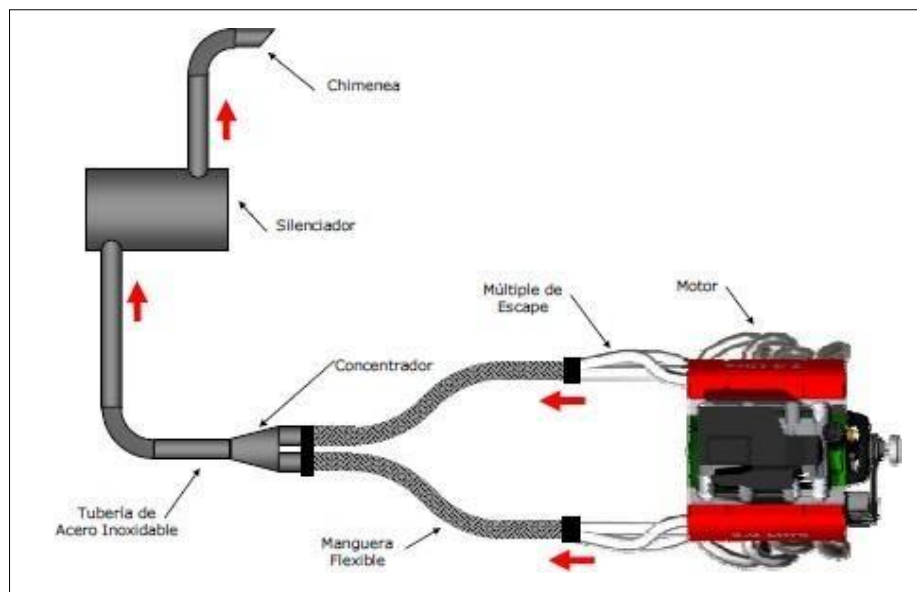


Ilustración 16. Sistema de escape

3.1.2.1. Selección de tubería

Las características y parámetros de operación para tuberías del sistema de escape son las siguientes:

- *Temperatura de trabajo = 300 – 700 K*
- *Material = Acero inoxidable*
- *Diámetro externo de tubería = 100mm*

3.1.2.2. Selección de manguera flexible

Basado en el fabricante Hansa Flex, seleccionamos la manguera tipo AVX 100:

- *Diámetro interno: 100mm*
- *Radio de flexión = 390mm*
- *Temperatura máxima de trabajo = 400°C*
- *Longitud nominal = 6m*
- *Material = Acero galvanizado*



Ilustración 17. Manguera AVX100

Fuente: (Direct Industry, 2018)

Denominación	Ø ID (mm)	Ø AD (mm)	Tolerancias ID/AD (mm)	Radio de flexión (+10 %) (mm)	Peso comprimido por m (kg)
AVX 070	70,00	74,00	0,40	273	2,30
AVX 075	75,00	79,00	0,40	293	2,43
AVX 080	80,00	84,00	0,60	312	2,62
AVX 085	85,00	89,00	0,60	332	2,76
AVX 090	90,00	94,00	0,60	351	2,90
AVX 096	96,00	100,00	0,60	375	3,10
AVX 100	100,00	104,00	0,80	390	3,25
AVX 110	110,00	114,00	0,80	429	3,55

Ilustración 18. Diámetros de mangueras AVX

3.1.2.3. Selección del silenciador

Por razones de seguridad y comodidad se considera la utilización del silenciador original del vehículo.

3.1.3. Sistema de Alimentación

3.1.3.1. Selección de la línea de combustible

Del catálogo de la empresa Parker, seleccionamos la tubería siguiente:

Fuente: (Direct Industry, 2018)



Ilustración 19. Tubería Parker 221FR-10

Fuente: (Direct Industry, 2018)

Parker 221FR Sizes & Specifications														
Part No	Inside Diameter		Outside Diameter		Working Pressure		Min Bend Radius		Weight		Vacuum Rating		Hose Ends	
	in	mm	in	mm	psi	MPa	in	mm	lb/ft	kg/m	in of Hg	kPa	Crimp	Field Attach
221FR-5	1/4	6,3	0.58	15	500	3,5	1	25	0.19	0,28	24	81	26	20-22
221FR-6	5/16	8	0.68	17	500	3,5	1-1/4	30	0.23	0,34	24	81	26	20-22
221FR-8	13/32	10	0.77	20	500	3,5	1-3/4	45	0.28	0,42	24	81	26	20-22
221FR-10	1/2	12,5	0.92	23	500	3,5	2-1/4	55	0.39	0,58	20	68	26	20-22
221FR-12	5/8	16	1.08	27	500	3,5	2-3/4	70	0.41	0,61	20	68	26	20-22
221FR-16	7/8	22	1.23	31	500	3,5	3-1/2	90	0.47	0,70	20	68	26	20-22

Ilustración 20. Diámetros de tuberías parker

3.1.4. Verificación de resistencia mecánica, mediante el análisis de elementos finitos

3.1.4.1. Mallado del componente

Se toma como base diseño propuesto para el análisis respectivo:

Fuente: Elaboración Propia

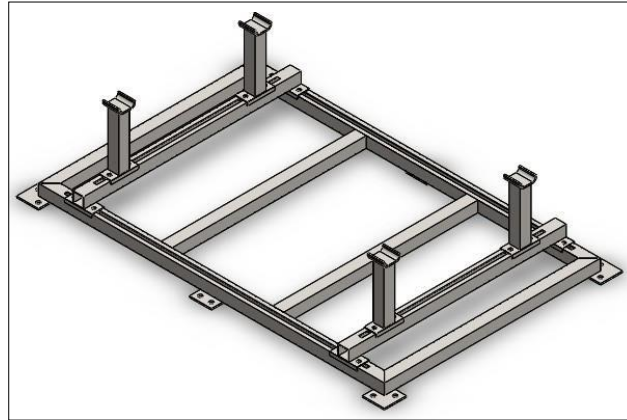


Ilustración 21. Base del diseño

Se programa como partes fijas las bases del banco de pruebas; así como, los agujeros de las bases en las cuales irán pernos de grado 8.

Fuente: Elaboración Propia

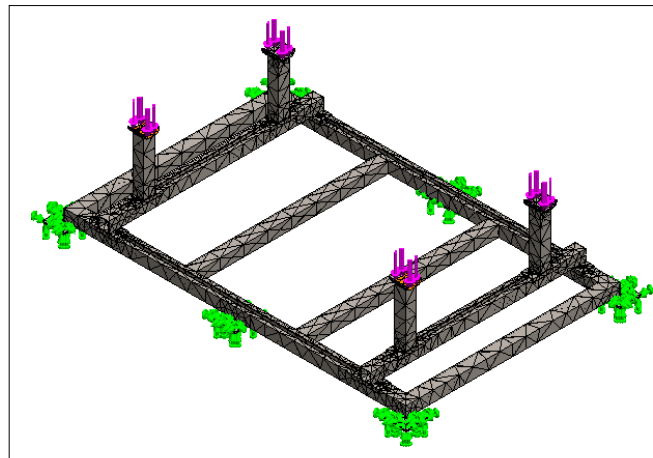


Ilustración 22. Mallado banco de pruebas

3.1.4.2. Análisis de esfuerzos, basado en la teoría de Von Mises

Se emplea la teoría de Von Mises para el análisis de máximos esfuerzos, la barra de colores nos muestra los valores de esfuerzos, los cuales deben mantenerse por debajo del límite elástico. Se utilizó el material AISI 1020, y la carga es el peso del motor: 901Kg.

Fuente: Elaboración Propia

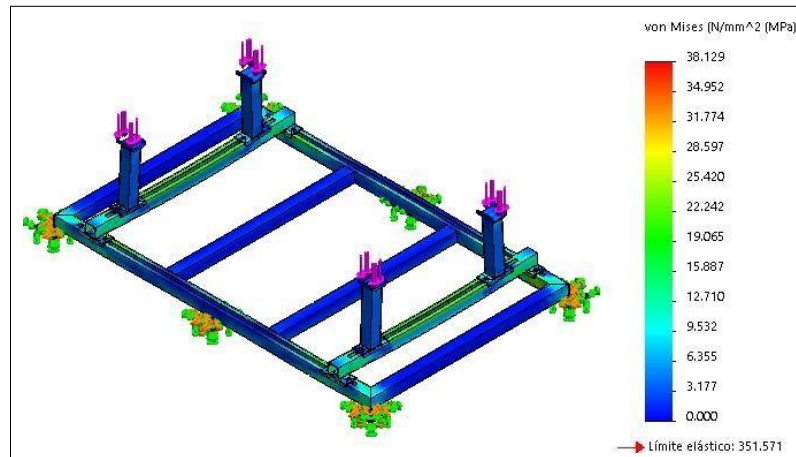


Ilustración 23. Análisis de esfuerzo mediante la teoría de Von Mises

El esfuerzo máximo encontrado es de 38.13 *Mpa*, que es mucho menor a 351.57 *Mpa*.

3.1.4.3. Análisis de desplazamientos

En base a los esfuerzos de Von Mises y el límite elástico del material podemos calcular los desplazamientos que se producen en la estructura.

Fuente: Elaboración Propia

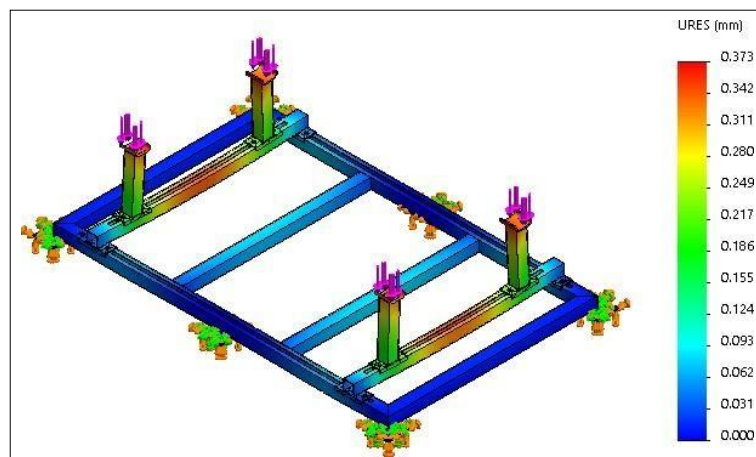


Ilustración 24. Análisis del desplazamiento mediante la teoría de Von Mises

El desplazamiento máximo producido es de 0.373mm, y dado que, los esfuerzos se encuentran en la zona elástica del material, entonces los desplazamientos volverán a su estado inicial.

3.1.4.4. Análisis de factor de seguridad

Comparando los esfuerzos máximos producidos y el límite elástico del material determinamos los siguientes valores:

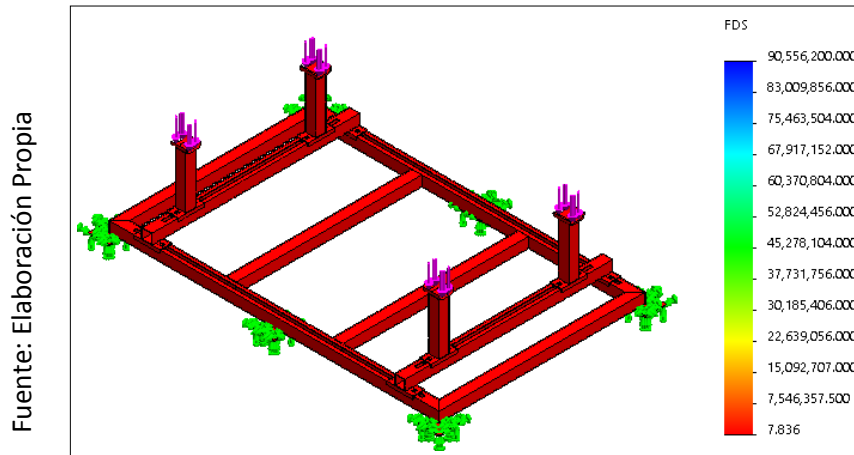


Ilustración 25. Análisis de factor de seguridad mediante la teoría de Von Mises

El valor mínimo del factor de seguridad en nuestro diseño es de 7.8, y es el que vamos a considerar en nuestro trabajo.

3.1.5. Análisis técnico-económico del proyecto

3.1.5.1. Análisis de localización del proyecto

El punto de localización para el desarrollo de este proyecto es la ciudad de Cajamarca, donde se tiene instalada la base de John Deere para reparaciones de gran envergadura, y donde estamos llevando a cabo cada vez más inversiones en nuevas implementaciones de equipos, esto debido a que las empresas cada vez están exigiendo mayores estándares de calidad para las reparaciones de sus equipos, y las cuales deben estar certificadas.

3.1.5.2. Determinación del alcance del proyecto

Vamos a realizar el análisis de 08 motores reparados al mes, producción que se logrará puesto que contamos con todos los recursos respectivos para este tipo de trabajo.

3.1.5.3. Recursos del proyecto

Para la elaboración de este banco de pruebas se necesita de los siguientes recursos:

- 02 mecánicos-soldadores
- 01 supervisor del proyecto
- 01 supervisor de seguridad
- Materiales y equipos indicados en el presupuesto económico

El equipo de banco de pruebas y sus complementos serán ubicados en el área de reparación de motores, para la fabricación tomaremos en cuenta los planos, así como las recomendaciones de diseño.

3.1.5.4. Proceso de producción

Ya fue definido en las bases teóricas del presente proyecto.

3.1.5.5. Presupuesto de fabricación del banco de pruebas

Los costos de los demás equipos calculados en la presente tesis no se agregan, puesto que la empresa cuenta con ellos.

Costos de materiales						
Item	Cant.	UME	Descripción	PU (S/.)	PT (S/.)	
01	1	Und	Sensor de temperatura de aceite	S/. 48.90	S/. 48.90	
02	1	Und	Sensor de presión de aceite	S/. 39.12	S/. 39.12	
03	1	Und	Sensor de temperatura del refrigerante	S/. 32.60	S/. 32.60	
04	1	Und	Indicador de temperatura de aceite	S/. 81.50	S/. 81.50	
05	1	Und	Indicador de presión de aceite	S/. 97.80	S/. 97.80	
06	1	Und	Indicador de temperatura del motor	S/. 65.20	S/. 65.20	
07	1	Und	Indicador de voltaje	S/. 32.60	S/. 32.60	
08	1	Und	Indicador de amperaje	S/. 32.60	S/. 32.60	
09	1	Und	Indicador de RPM	S/. 81.50	S/. 81.50	
10	1	Und	Sensor de oxígeno	S/. 260.80	S/. 260.80	
11	1	Und	Voltímetro de 10 a 16 v-cc	S/. 48.90	S/. 48.90	
12	1	Und	Manómetro de 0 a 100 psi	S/. 39.12	S/. 39.12	
13	1	Und	Sensor de presión de combustible	S/. 65.20	S/. 65.20	
14	1	Und	Indicador de presión de combustible	S/. 97.80	S/. 97.80	
15	1	Glb	Estructuras metalmecánicas	S/. 1,500.00	S/. 1,500.00	
16	1	Und	Dinamómetro	S/. 32,600.00	S/. 32,600.00	
Costos mano de obra						
Item	Cant.	UME	Descripción	PU (S/.)	PT (S/.)	
01	200	HH	Mano de obra	S/. 11.50	S/. 2,300.00	
Total					S/. 37,423.64	

Tabla 2. Presupuesto de fabricación del banco de pruebas

3.1.5.6. Retorno de inversión del proyecto

Vamos a realizar una inversión de S/37,423.64 para la fabricación del banco de pruebas, además sabemos que el costo por reparación de cada motor es de S/10,000 y realizaremos 07 reparaciones al mes.

	Costo por fabricación		Rentabilidad mensual		ROI
oct-18	S/	37,423.64	S/	70,000.00	
nov-18	S/	37,423.64	S/	70,000.00	
dic-18	S/	37,423.64	S/	70,000.00	
ene-19	S/	37,423.64	S/	70,000.00	
feb-19	S/	37,423.64	S/	70,000.00	
mar-19	S/	37,423.64	S/	70,000.00	
abr-19	S/	37,423.64			
may-19	S/	37,423.64			
jun-19	S/	37,423.64			
jul-19	S/	37,423.64			
ago-19	S/	37,423.64			
set-19	S/	37,423.64			
Anual	S/	449,083.68	\$	480,000.00	1.07

Tabla 3. Retorno de inversión del Proyecto

Analicemos, el retorno de inversión:

Un retorno de inversión de 1.07 nos está indicando que pasado 06 meses la empresa logrará obtener solo utilidades, y el costo de la inversión de nuestro proyecto será recuperado.

3.1.5.7. Diseño de ensamblaje general

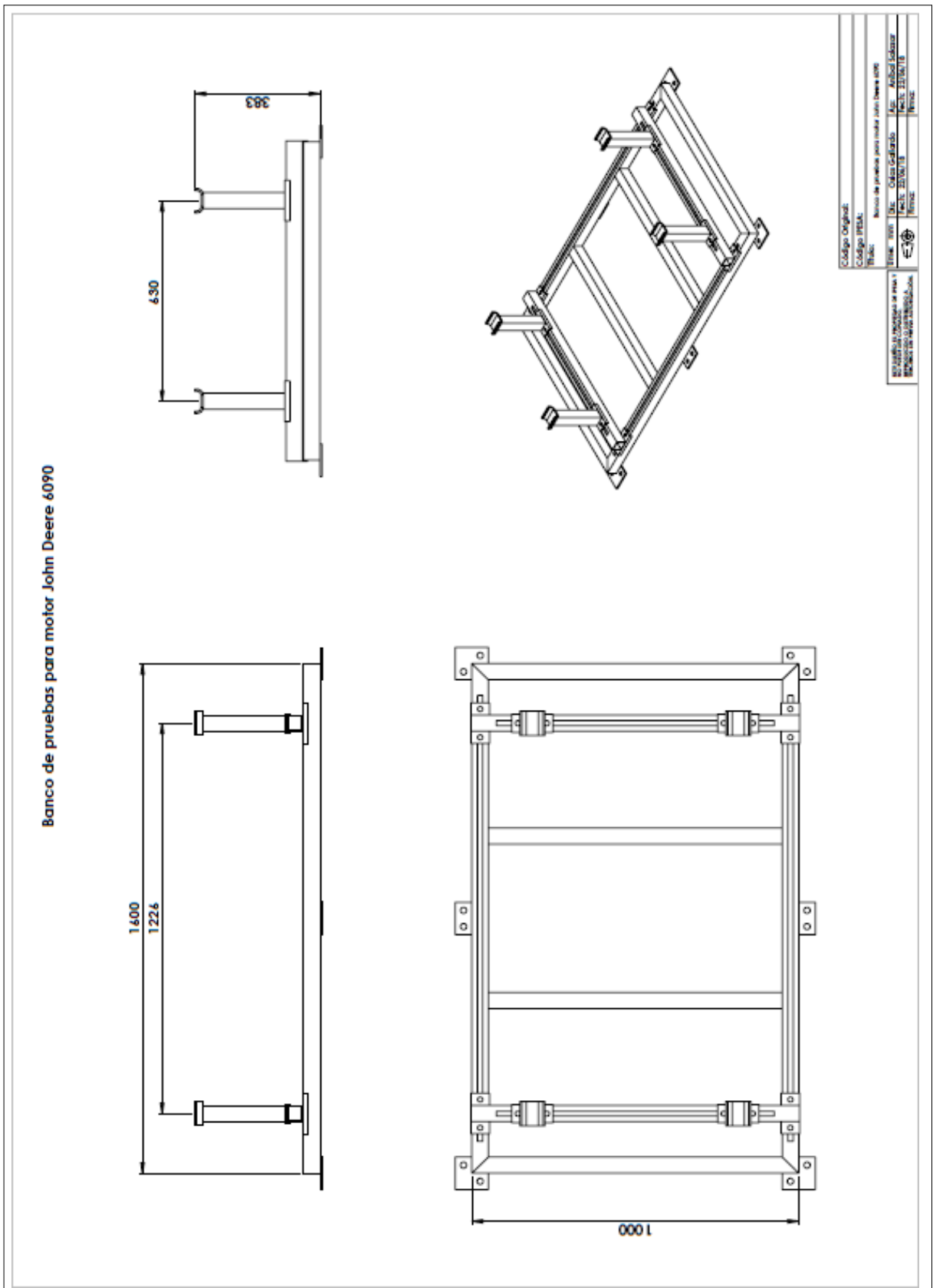


Ilustración 26. Diseño de ensamblaje general - Elaboración propia

IV. CONCLUSIONES

1. Se seleccionan los elementos principales y adecuados para el motor diesel John Deere 6090.
2. El radiador debe de tener por dimensiones máximas $850 \times 600 \times 100 \text{mm}$, con diámetros para tubería de 50.8mm
3. Las líneas de líquido refrigerante deben tener un diámetro de 50.8mm y deben de ser de material aluminio
4. Las tuberías de escape deben de tener un diámetro externo de tubería de 100mm y deben de ser de material acero inoxidable
5. El material para la estructura es AISI 1020 y el peso del motor de 901Kg .
6. El esfuerzo máximo encontrado es de 38.13Mpa , que es mucho menor a 351.57Mpa
7. El desplazamiento máximo producido es de 0.373mm , y dado que, los esfuerzos se encuentran en la zona elástica del material, entonces los desplazamientos volverán a su estado inicial.
8. La inversión para nuestro proyecto es de $\$/37,423.64$
9. La inversión solo para la fabricación de la estructura es de $\$/1,500.00$
10. Nuestro retorno de inversión en el mes de marzo del 2019 es de 1.07 , eso quiere decir que a partir de este punto tendremos una utilidad neta
11. Se presenta el diseño de detalle de la estructura del banco de pruebas

V. RECOMENDACIONES

1. Se recomienda instalar los elementos seleccionados en el presente trabajo de investigación, con ello se asegura el buen funcionamiento del banco de pruebas
2. Instalar silenciador al sistema de escape
3. Las líneas de combustible deben de tener un diámetro interno de ½”
4. Seguir el dimensionamiento brindado en el diseño de detalle de la estructura
5. Utilizar el material AISI 1020 para el diseño del banco de pruebas, puesto que con otro material no se asegura que las tensiones y deformaciones estén dentro de lo permisible en los cálculos de elementos finitos
6. Se recomienda seguir todos los pasos indicados en este proyecto, puesto que con ello aseguramos el cumplimiento del retorno de inversión.

VI. REFERENCIAS

Alcivar, Rafael Mendoza. 2015. *Labranza Mecanizada en la productividad del cultivo de Maiz.* Lima : Universidad Nacional Agraria la Molina, 2015.

BENTIVEGNA, Gustavo. 2015. *Diseño conceptual de un banco de ensayos para flujo líquido - sólido.* Caracas : s.n., 2015.

BUDYNAS, Richard. 2008. *Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley.* USA : McGraw Hill, 2008.

Direct Industry. 2018. Direct Industry. *Direct Industry.* [En línea] Enero de 2018. [Citado el: 16 de Julio de 2018.] <http://www.directindustry.es/prod/hansa-flex-hydraulik/product-14764-1394797.html>.

ENERPAC. 2017. ENERPAC. [En línea] 2017. <http://www.enerpac.com/es/apriete-con-torque>.

Estructuras.eia.edu. 2014. Estructuras.eia.edu. *Estructuras.eia.edu.* [En línea] Julio de 2014. [Citado el: 01 de Junio de 2018.] <http://estructuras.eia.edu.co/estructuras/conceptos%20fundamentales/conceptos%20fundamentales.htm>.

FREDIVE C.A. 2016. Fredive.com. *Fredive.com.* [En línea] Marzo de 2016. [Citado el: 01 de Julio de 2018.] <https://gitemca.files.wordpress.com/2010/02/vent-fredive-varios.pdf>.

GALVEZ, Edgar de Jesús. 2013. *Diseño de un Banco de Pruebas para Motores de Combustión Interna.* Guatemala : s.n., 2013.

GARCÍA, Ángel. 2017. SC. EHU. [En línea] 2017. http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/_fluidos/estatica/introduccion/Introduccion.html.

GARCÍA, Santiago. 2009. Renovetec. [En línea] 2009. <http://www.renovetec.com/mantenimientoindustrial-vol4-correctivo.pdf>.

GHILARDI, Manuel Augusto Garces. 2010. Cybertesis. [En línea] 2010. http://cybertesis.uni.edu.pe/bitstream/uni/1817/1/garces_gm.pdf.

GONZALES, Alejandro. 2006. *Diseño de un Banco de Pruebas para motores de automóviles.* Sartenejas : s.n., 2006.

GOÑI, Julio. 2009. PUCP. [En línea] 2009. http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/123456789/586/EG%C3%9ASQUIZA_GO%C3%91I_JULIO_C%C3%89SAR_TURBINAS_BANKI_LABORATORIO_ENERG%C3%8DA_PUCP.pdf?sequence=1.

Gunt Hamburg. 2018. *Mecánica y Diseño Mecánico. Mecánica y Diseño Mecánico.* s.l. : G.U.N.T, 2018. 252.

HERNANDEZ, Alexander. 2011. *Diseño y Construcción de un Banco de Pruebas de un Motor diesel.* Bolivia : s.n., 2011.

ISO 9000:2015. 2015. ISO. [En línea] 2015. <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:9000:ed-4:v1:es>.

MARCHESE, Ricardo A. 2009. Universidad de Tucuman. [En línea] 2009. <http://www.faz.unt.edu.ar/images/stories/pdfs/pva/0938.pdf>.

MARCHESE, Ricardo. 2012. *Los Bancos de Pruebas para Motores*. Tucumán : s.n., 2012.

—. **2009.** Universidad Nacional de Tucumán. [En línea] 2009. <http://www.faz.unt.edu.ar/images/stories/pdfs/pva/0938.pdf>.

METALMECÁNICA. 2014. CAMPUS VIRTUAL. [En línea] 2014. <http://campusvirtual.edu.uy/archivos/mecanica-general/CURSO%20OPERADOR%20DE%20MANTENIMIENTO%20MECANICO%20INDUSTRIAL/17%20MANTENIMIENTO%20DE%20BOMBAS%20CENTRIFUGAS.pdf>.

Mirlisenna, Giuseppe. 2016. ESSS. *ESSS*. [En línea] 22 de Enero de 2016. [Citado el: 05 de Junio de 2018.] <https://www.esss.co/blog/es/metodo-de-los-elementos-finitos-que-es/>.

QUIÑONEZ, Juan Carlos. 2007. Biblioteca USAC. [En línea] 2007. http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0438_MI.pdf.

Sergio, Gallego. 2016. Escuela Técnica Superior de Ingeniería Diseño Industrial. [En línea] Septiembre de 2016. [Citado el: 21 de Junio de 2018.] http://oa.upm.es/43399/1/TFG_Sergio_Gallego_de_la_Sacristana.pdf.

Tapia, Ivan. 2017. SCRIBD. *SCRIBD*. [En línea] 06 de Noviembre de 2017. [Citado el: 18 de Mayo de 2018.] <https://es.scribd.com/document/363590485/BANCO-DE-PRUEBAS-PARA-MOTORES-DE-COMBUSTION-INTERNA-docx>.

Valderrama Romero, Andrés y López Miranda, William. 2010. UNMSM. [En línea] 2010. http://sisbib.unmsm.edu.pe/BibVirtual/Publicaciones/hidraulica_mecanica/2001_n2/diagnostico.htm.

ANEXOS

Anexo N°01: Límite del juego interno radial en rodamientos de rodillos



TABLA 4. LÍMITES DEL JUEGO INTERNO RADIAL RODAMIENTOS DE RODILLOS ESFÉRICOS. DIÁMETRO INTERIOR CILÍNDRICO

Diámetro interior (Nominal)		Diámetro interior cilíndrico								Reducción del RIC sugerida debido a la instalación		RIC sugerido posterior a la instalación
		Norma C2		Norma C3		Norma C4		Norma C5				
		Min.	Máx.	Min.	Máx.	Min.	Máx.	Min.	Máx.			
Más de	Incluye	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
in	in	in	in	in	in	in	in	in	in	in	in	in
20	30	0,015	0,025	0,04	0,055	0,075	0,095	0,15	0,2	0,015	0,02	0,015
0,9449	1,1811	0,0006	0,001	0,0016	0,0022	0,003	0,0037	0,0006	0,0008	0,0006	0,0008	0,0006
30	40	0,015	0,03	0,045	0,06	0,08	1	0,02	0,025	0,015	0,025	0,015
1,1811	1,5748	0,0006	0,0012	0,0018	0,0024	0,0031	0,0039	0,0008	0,001	0,0008	0,001	0,0006
40	50	0,02	0,035	0,055	0,075	0,1	0,125	0,025	0,03	0,02	0,03	0,02
1,5748	1,9685	0,0008	0,0014	0,0022	0,003	0,0039	0,0049	0,001	0,0012	0,001	0,0012	0,0008
50	65	0,02	0,04	0,065	0,09	0,12	0,15	0,03	0,038	0,025	0,038	0,025
1,9685	2,5991	0,0008	0,0016	0,0026	0,0035	0,0047	0,0059	0,0012	0,0015	0,0012	0,0015	0,0008
65	80	0,03	0,05	0,08	0,11	0,145	0,18	0,038	0,051	0,025	0,051	0,025
2,5991	3,1496	0,0012	0,002	0,0031	0,0043	0,0057	0,0071	0,0015	0,002	0,0015	0,002	0,001
80	100	0,035	0,06	0,1	0,135	0,18	0,225	0,045	0,064	0,036	0,064	0,036
3,1496	3,9370	0,0014	0,0024	0,0039	0,0053	0,0071	0,0089	0,0018	0,0025	0,0018	0,0025	0,0014
100	120	0,04	0,075	0,12	0,16	0,21	0,26	0,051	0,071	0,051	0,071	0,051
3,9370	4,7244	0,0016	0,003	0,0047	0,0063	0,0083	0,0102	0,002	0,0028	0,002	0,0028	0,002
120	140	0,05	0,085	0,145	0,19	0,24	0,3	0,064	0,089	0,056	0,089	0,056
4,7244	5,5118	0,002	0,0037	0,0057	0,0075	0,0094	0,0118	0,0025	0,0035	0,0025	0,0035	0,0022
140	160	0,06	0,11	0,17	0,22	0,28	0,35	0,076	0,102	0,066	0,102	0,066
5,5118	6,2992	0,0024	0,0043	0,0067	0,0087	0,011	0,0138	0,003	0,004	0,003	0,004	0,0022
160	180	0,065	0,12	0,18	0,24	0,31	0,39	0,076	0,114	0,061	0,114	0,061
6,2992	7,0866	0,0026	0,0047	0,0071	0,0094	0,0122	0,0154	0,003	0,0045	0,003	0,0045	0,0024
180	200	0,07	0,13	0,2	0,26	0,34	0,43	0,089	0,127	0,071	0,127	0,071
7,0866	7,8740	0,0028	0,0051	0,0079	0,0102	0,0134	0,0169	0,0035	0,005	0,0035	0,005	0,0028
200	225	0,08	0,14	0,22	0,29	0,38	0,47	0,102	0,14	0,076	0,14	0,076
7,8740	8,8982	0,0031	0,0055	0,0087	0,0114	0,015	0,0185	0,004	0,0055	0,004	0,0055	0,003
225	250	0,09	0,15	0,24	0,32	0,42	0,52	0,114	0,152	0,089	0,152	0,089
8,8982	9,8425	0,0035	0,0059	0,0094	0,0126	0,0165	0,0205	0,0045	0,006	0,0045	0,006	0,0035
250	280	0,1	0,17	0,26	0,35	0,46	0,57	0,114	0,165	0,102	0,165	0,102
9,8425	11,0236	0,0039	0,0067	0,0102	0,0138	0,0181	0,0224	0,0045	0,0065	0,0045	0,0065	0,004
280	315	0,11	0,19	0,28	0,37	0,5	0,63	0,127	0,178	0,102	0,178	0,102
11,0236	12,4016	0,0043	0,0075	0,011	0,0146	0,0197	0,0248	0,005	0,007	0,005	0,007	0,004
315	355	0,12	0,2	0,31	0,41	0,55	0,69	0,14	0,19	0,114	0,19	0,114
12,4016	13,9764	0,0047	0,0079	0,0122	0,0161	0,0217	0,0272	0,0055	0,0075	0,0055	0,0075	0,0045
355	400	0,13	0,22	0,34	0,45	0,6	0,75	0,152	0,203	0,127	0,203	0,127
13,9764	15,7480	0,0051	0,0087	0,0134	0,0177	0,0236	0,0295	0,006	0,008	0,006	0,008	0,005
400	450	0,14	0,24	0,37	0,5	0,66	0,82	0,165	0,216	0,152	0,216	0,152
15,7480	17,7185	0,0055	0,0094	0,0146	0,0197	0,026	0,0323	0,0065	0,0085	0,0065	0,0085	0,006
450	500	0,14	0,26	0,41	0,55	0,72	0,9	0,178	0,229	0,165	0,229	0,165
17,7185	19,6890	0,0055	0,0102	0,0161	0,0217	0,0283	0,0354	0,007	0,009	0,007	0,009	0,0065
500	560	0,15	0,28	0,44	0,6	0,78	1	0,203	0,254	0,178	0,254	0,178
19,6890	22,0472	0,0059	0,011	0,0173	0,0236	0,0307	0,0394	0,008	0,01	0,008	0,01	0,007
560	630	0,17	0,31	0,48	0,65	0,85	1,1	0,229	0,279	0,203	0,279	0,203
22,0472	24,8031	0,0067	0,0122	0,0189	0,0256	0,0335	0,0433	0,009	0,011	0,009	0,011	0,008
630	710	0,19	0,35	0,53	0,7	0,92	1,19	0,254	0,305	0,203	0,305	0,203
24,8031	27,9528	0,0075	0,0138	0,0209	0,0276	0,0362	0,0469	0,01	0,012	0,01	0,012	0,008
710	800	0,21	0,39	0,58	0,77	1,01	1,3	0,279	0,336	0,229	0,336	0,229
27,9528	31,4961	0,0083	0,0154	0,0228	0,0303	0,0398	0,0512	0,011	0,014	0,011	0,014	0,009
800	900	0,23	0,43	0,65	0,86	1,12	1,44	0,305	0,381	0,252	0,381	0,252
31,4961	35,4331	0,0091	0,0169	0,0256	0,0339	0,0441	0,0567	0,012	0,015	0,012	0,015	0,01
900	1000	0,26	0,48	0,71	0,93	1,22	1,57	0,336	0,432	0,279	0,432	0,279
35,4331	39,3701	0,0102	0,0189	0,028	0,0366	0,048	0,0618	0,014	0,017	0,014	0,017	0,011

Ilustración 27. Límite interno radial de rodillos esféricos

Anexo N°02: Velocidad y diámetro de un eje direccionado

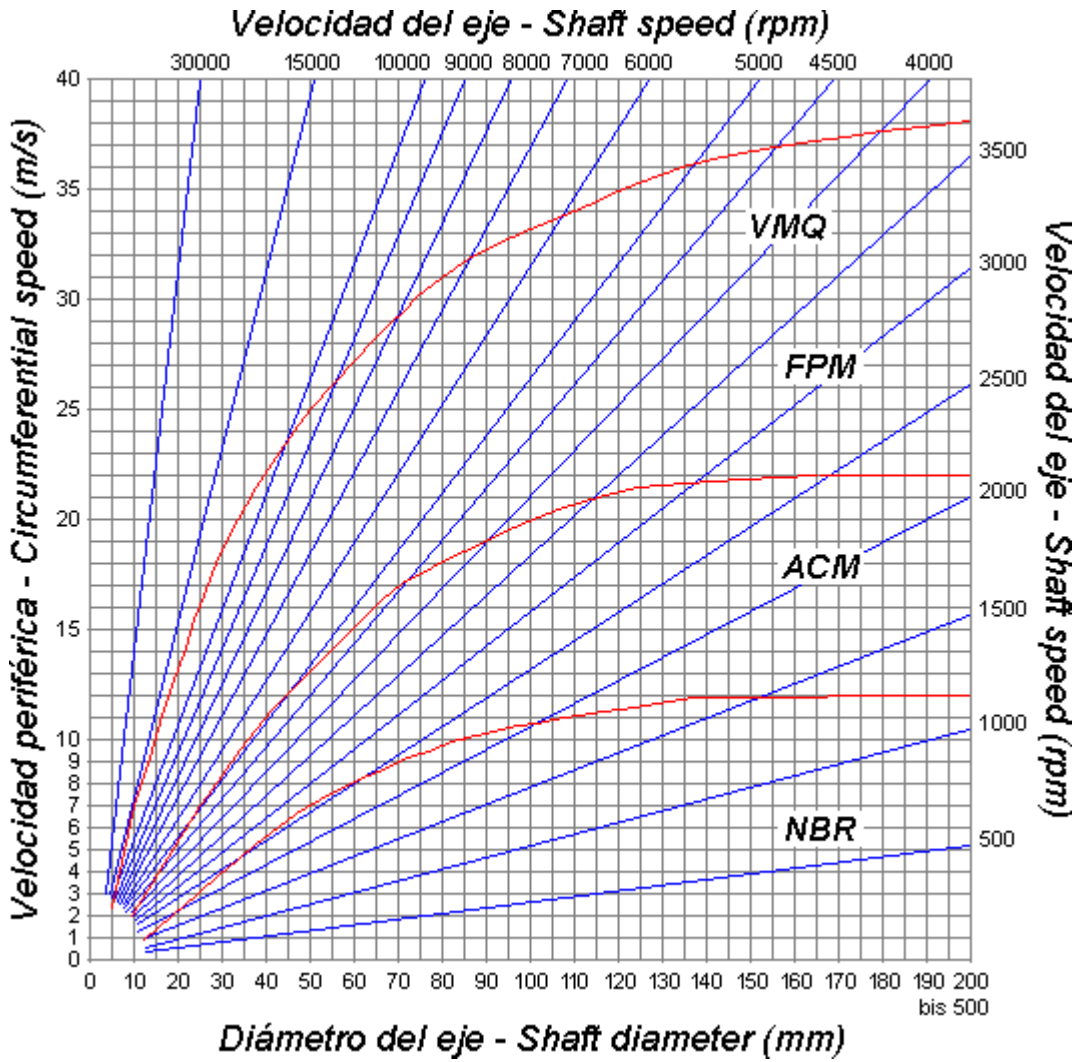


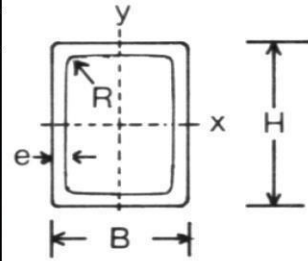
Ilustración 28. Velocidad y diámetro del eje - Shaft Diameter

Anexo N°03: Dimensionamiento de perfiles estructurales

PERFILES DE SECCIÓN RECTANGULAR

Fy 3515 kgf/cm²

DIMENSIONES NOMINALES		DIMENSIONES mm		SECCIÓN A cm ²	PESO kgf/m	PROPIEDADES ESTÁTICAS							
H x B, mm		e	R			I _x cm ⁴	S _x cm ³	Z _x cm ³	r _x cm	I _y cm ⁴	S _y cm ³	Z _y cm ³	r _y cm
80	40	2.25	2.25	5.07	3.98	41.3	10.3	13.4	2.86	14	7.01	8.2	1.66
100	40	2.25	2.25	5.97	4.68	72.4	14.5	19.1	3.48	17.2	8.6	9.9	1.70
120	60	2.5	2.5	8.59	6.74	161	26.9	34.2	4.33	55.1	18.4	21.0	2.53
140	60	3	3	11.4	8.96	278	39.7	51.6	4.94	74	24.7	28.3	2.55
160	65	3.4	6.8	14.3	11.3	443	55.4	74.5	5.56	109	33.6	39.3	2.76
180	65	4	8	18.3	14.3	686	76.2	104.9	6.13	139	42.8	50.4	2.76
200	70	4.3	8.6	21.7	17	1000	100	137.7	6.79	193	55	64.6	2.98
220	90	4.5	9	26.2	20.6	1540	140	187.4	7.66	384	85.4	99.4	3.83
260	90	5.5	11	36	28.3	2800	215	296.5	8.82	530	118	138.0	3.84
320	120	7	14	57.5	45.2	6920	432	590.6	11	1490	249	292.4	5.09
350	170	9	18	86.9	68.2	13330	762	1017.7	12.4	4370	514	611.1	7.09



Anexo N°04: resultados del sistema de turnitin

DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE BANCO DE PRUEBAS PARA MOTOR DIÉSEL JOHN DEERE 6090 PARA EVITAR REPROCESO DE TRABAJO EN LA EMPRESA IPESA

INFORME DE ORIGINALIDAD



FUENTES PRIMARIAS

1	Submitted to Universidad Continental Trabajo del estudiante	7%
2	Submitted to Universidad Cesar Vallejo Trabajo del estudiante	3%
3	biblioteca.usac.edu.gt Fuente de Internet	1%
4	www.slideserve.com Fuente de Internet	1%
5	cienforaquito.blogspot.com Fuente de Internet	1%
6	www.monografias.com Fuente de Internet	1%
7	alicia.concytec.gob.pe Fuente de Internet	1%
8	tesis.pucp.edu.pe Fuente de Internet	<1%

ACTA DE APROBACIÓN DE TESIS

ACTA DE APROBACIÓN DE ORIGINALIDAD DE TESIS

Yo, Salazar Mendoza Anibal Jesús, Asesor del curso de desarrollo del trabajo de investigación y revisor de la tesis de la estudiante Gallardo Alva Osias, titulad: **"DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE BANCO DE PRUEBAS PARA MOTOR DIÉSEL JOHN DEERE 6090 PARA EVITAR REPROCESO DE TRABAJO EN LA EMPRESA IPESA"**, constato que la misma tiene un índice de similitud de 17 % verificable en el reporte de originalidad del programa *Turnitin*.

El suscrito analizó dicho reporte y concluyó que cada una de las coincidencias detectadas no constituyen plagio. A mi leal saber y entender la tesis cumple con todas las normas para el uso de citas y referencias establecidas por la Universidad César Vallejo.

Chiclayo, 16 de agosto de 2018

.....
DR SALAZAR MENDOZA ANIBAL JESUS

DNJ: 16780249

CAMPUS CHICLAYO
Carretera Pimentel km. 3.5.

AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN DE TESIS

 UCV <small>UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO</small>	AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN DE TESIS EN REPOSITORIO INSTITUCIONAL UCV	Código : F08-PP-PR-02.02 Versión : 09 Fecha : 23-03-2018 Página : de 1
--	--	---

Yo Ainoa Gallardo Alva....., identificado con DNI N° 47564531,
 egresado de la Escuela Profesional de de la Universidad
 César Vallejo, autorizo (x) , No autorizo () la divulgación y comunicación pública de mi
 trabajo de investigación titulado
Desarrollo de la Estructura de Bancos de Pruebas
para el Plan de Estudios de Ingeniería de Software
en el proceso de trabajo en la empresa Iperma
 en el Repositorio Institucional
 de la UCV (<http://repositorio.ucv.edu.pe/>), según lo estipulado en el Decreto Legislativo
 822, Ley sobre Derecho de Autor, Art. 23 y Art. 33

Fundamentación en caso de no autorización:

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....



 FIRMA

DNI: 47564531

FECHA: 20 de octubre del 2018.

Elaboró	Dirección de Investigación	Revisó	Responsable del SGC	Aprobó	Vicerrectorado de Investigación
---------	----------------------------	--------	---------------------	--------	---------------------------------



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

AUTORIZACIÓN DE LA VERSIÓN FINAL DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

CONSTE POR EL PRESENTE EL VISTO BUENO QUE OTORGA EL ENCARGADO DE INVESTIGACIÓN DE

EP DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

A LA VERSIÓN FINAL DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN QUE PRESENTA:

GALLARDO ALVA, OSIAS

INFORME TÍTULADO:

“DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE BANCO DE PRUEBAS PARA MOTOR DIÉSEL JOHN DEERE 6090 PARA EVITAR REPROCESO DE TRABAJO EN LA EMPRESA IPESA”

PARA OBTENER EL TÍTULO O GRADO DE:

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

SUSTENTADO EN FECHA: 10/12/2018

NOTA O MENCIÓN: APROBADO POR MAYORÍA



FIRMA DEL ENCARGADO DE INVESTIGACIÓN