

# DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE MÁQUINA PARA HINCADO DE PILOTES DE ACERO

EDWIN FERNANDO FONTECHA RODRÍGUEZ



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2008

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE MÁQUINA PARA  
HINCADO DE PILOTES DE ACERO

EDWIN FERNANDO FONTECHA RODRÍGUEZ

Trabajo de Grado para optar al título de  
Ingeniero Mecánico

Director

ALFREDO PARADA CORRALES

Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2008

## **DEDICATORIA**

A Dios, tu fe me acompaña siempre,

A mi madre, Teresita, tu entrega y amor incondicional realizan mis sueños, de tus sabios consejos siempre aprenderé, te amo,

A mi padre, Andy, tu voz silenciosa ha madurado lo que crees de mí, se que quisieras entregar más de ti,

A mis hermanos del alma, Deicy, Cristian y Geysón, sus rebeldías y consejos me hacen muy feliz. En especial a ti Geysón, por entregar todo sin esperar nada a cambio, incluso lo que aún no tienes,

A mi novia, Karime, por creer tantísimo en mí, tu amor y apoyo infinito dio vida y color desde el primer paso, con todo mi amor,

A mis amigos, por todos los momentos vividos, siempre los recordaré.

**Edwin Fernando Fontecha Rodríguez.**

## **AGRADECIMIENTOS**

A Alfredo Parada Corrales, profesor y amigo sincero, gracias por todos sus consejos y su aporte oportuno, su sabio conocimiento creó valores muy importantes en mi vida profesional y personal.

A Ricardo Jaimes, profesor de la Escuela de Ingeniería Mecánica UIS, por su profesionalismo y ayuda sincera y desinteresada, dispuesto a colaborar con soluciones creativas.

A Ciro Estupiñán, Gerente Mipce Ltda, familiar y amigo, su apoyo fue muy importante en la culminación de este proyecto, gracias por toda su confianza y respaldo.

A Eric Serna, por todo el apoyo sin ningún interés personal, gracias por enseñarme el don de la paciencia.

A Wilder, tornero de la compañía, muchísimas gracias por sus consejos y toda su ayuda.

A Toñito, su colaboración inmediata y oportuna, fueron muy importantes en el desarrollo de esta experiencia tan importante para mi vida profesional.

A Don Ciro Estupiñan, por abrirme las puertas de su casa sin ninguna condición y por sus sabios consejos.

A Ernesto Rincón, Gerente Electrónicas AZ por su respaldo y apoyo.

A Paola Guarín, directora de Fisioterapia, Universidad Industrial de Santander, por su gran ayuda como asesora de ergonomía y enfermedad profesional del trabajador.

A Gloria Inés Herrera, Gerente S&S Agroindustriales Ltda., por su ayuda desinteresada, siempre dispuesta a colaborar.

**Edwin Fernando Fontecha Rodríguez.**

## CONTENIDO

	<b>Pág</b>
INTRODUCCIÓN.....	1
JUSTIFICACIÓN .....	3
1. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO .....	4
1.1 OBJETIVO GENERAL.....	4
1.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	4
1.1.1 Parámetros de diseño .....	4
1.1.2 Características de la máquina: .....	5
2. DEFINICIÓN Y GENERALIDADES DEL HINCADO DE PILOTES A PERCUSIÓN.....	6
2.1 DEFINICIÓN .....	6
2.2 GENERALIDADES .....	6
2.3 CARACTERÍSTICAS .....	7
2.4 TIPOLOGÍA GENERAL DE CIMENTACIONES .....	7
2.4.1 Objeto de una Cimentación: .....	7
2.4.2 Clasificación de pilotes.....	8
2.5 EQUIPO NECESARIO PARA LA EJECUCIÓN DE LAS OBRAS .....	8
2.6 TRANSFERENCIA DE CARGA AL SUELO.....	9
2.6.1 Capacidad de carga del suelo.....	9
2.6.2 Estimación de la Longitud de un Pilote.....	10
2.7 CONDICIONANTES GEOLÓGICOS Y GEOTÉCNICOS .....	13
2.7.1 Tipo de Suelo:.....	13
2.7.2 Compacidad de las Arenas.....	13
2.7.3Consistencia de las arcillas.....	14
2.8 CARACTERÍSTICAS SUELO TIBÚ (Norte de Santander) .....	14
2.8.1Tamaño de Grano .....	15
2.8.2 Resistencia de las arcillas según su clasificación.....	15
2.9 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LOS PILOTES DE ACERO .....	15
2.9.1 Ventajas .....	15

2.9.2 Desventajas .....	15
2.10 ECUACIONES PARA ESTIMAR LA CAPACIDAD DE UN PILOTE.....	16
2.10.1Carga Última de un pilote .....	16
2.10.2 Capacidad de Carga en la Punta del pilote: .....	16
2.10.3 Resistencia por fricción (Fuerza de Compresión Lateral): .....	17
2.10.4 Capacidad Admisible de un Pilote.....	21
2.11 CAPACIDAD DE UN PILOTE DURANTE EL HINCADO .....	22
2.11.1 Deducción de la fórmula de capacidad última del pilote: .....	22
3.CÁLCULO ACTUAL EN CAMPO .....	25
3.1 CÁLCULO REAL DE .....	25
3.2 CAPACIDAD ADMISIBLE DEL PILOTE DURANTE EL HINCADO.....	27
3.3 ESFUERZO EN PILOTES DURANTE EL HINCADO .....	28
3.4 CÁLCULO DE LA CARRERA MÍNIMA DEL PILOTE .....	31
4. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LAS PARTES DE LA MÁQUINA .....	36
4.1 DETERMINACIÓN DE LA CAPACIDAD .....	37
4.2 VELOCIDAD DE FUNCIONAMIENTO .....	38
4.3 SISTEMA DE ELEVACIÓN DE CARGA.....	40
4.3.1 Bloque de Concreto .....	40
4.3.2 Cable o Guaya .....	41
4.3.3. Diseño del Malacate o Tambor de Arrollamiento (según DIN 4130).....	44
4.3.4 Selección de Rodamientos en el eje del tambor.....	59
4.3.5 Polea Lisa.....	61
4.3.6 Sombrerete o Asiento del Pilote.....	62
4.3.7 Varilla guía del Bloque de Golpeo.....	62
4.4 SISTEMA DE POTENCIA .....	63
4.4.1 Motor .....	63
4.4.2 Embrague .....	64
4.4.3 Reductor de Velocidad.....	66
4.4.4 Transmisión por correas .....	66

4.5 SISTEMA ESTRUCTURAL .....	70
4.5.1 Elementos del Trípode .....	70
4.5.2 Elementos del Bastidor (Trineo) .....	72
4.5.3 Conexión Trípode-Bastidor .....	75
4.6 SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL.....	76
4.6.1 Transmisión de Potencia del Embrague al Sistema de Carga .....	76
4.6.2 Componentes Eléctricos y su tecnología .....	76
4.6.3 Componentes Electrónicos y su tecnología .....	78
4.7 ANÁLISIS CAD – CAE .....	82
4.7.1 Simulación de Elementos Diseñados CAE .....	82
4.7.2 Planos.....	89
5. DESCRIPCIÓN Y CARACTERÍSTICAS DE LA MÁQUINA.....	97
5.1 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS <sup>1</sup> .....	97
5.1.1 Motor .....	97
5.1.2 Embrague .....	97
5.1.3 Reductor de Velocidad.....	98
5.1.4 Transmisión Por Correas en V.....	98
5.1.5 Malacate o Tambor de Arrollamiento .....	99
5.1.6 Bastidor o Trineo.....	99
5.1.7 Trípode .....	100
5.1.8 Polea Lisa del Trípode .....	100
5.2 DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS COMPONENTES DE LA MÁQUINA .....	100
5.2.1 Sistema de Potencia.....	101
5.2.2 Sistema de Elevación de Carga .....	101
5.2.3 Sistema Estructural .....	102
5.2.4 Sistema de Control y Mando.....	102
6. ANÁLISIS DE COSTOS PRESENTADO A MIPCE LTDA .....	104
CONCLUSIONES .....	107
ANEXOS .....	117

## LISTA DE FIGURAS

	<b>pág.</b>
Figura 1. Transferencia de carga de un pilote al suelo .....	9
Figura 2. (a) y (b) Pilotes de punta; (c) pilotes de fricción .....	11
Figura 3. Resistencia unitaria de fricción para pilotes .....	17
Figura 4. Aplicación del método $\lambda$ en suelo estratificado.....	19
Figura 5. Variación de $\lambda$ con la longitud de empotramiento del pilote .....	20
Figura 6. Gráfica del Esfuerzo de Hincado del Pilote versus Número de Golpes.....	30
Figura 7. Datos del pilotaje conforme a las fórmulas .....	32
Figura 8. Comparación de carrera constante y variable para un mismo # de golpes.....	35
Figura 9. Vista de planta de la máquina con su nomenclatura.....	36
Figura10. Bloque o Porro utilizado para el pilotaje .....	41
Figura 11. Diagrama cinético martinete .....	41
Figura 12. Guaya o Cable .....	43
Figura 13. Dimensiones de tambor para cable metálico .....	44
Figura 14. Diagrama de fuerzas y de cuerpo libre del malacate o tambor.....	49
Figura 15. Diagrama del malacate en el punto H.....	49
Figura 16. Diagrama de poleas de la transmisión, Puntos D y E.....	50
Figura 17. Diagrama de cargas del eje del tambor .....	53
Figura 18. Diagrama de esfuerzos normales: medio y alternativo .....	53
Figura 19. Diagrama de esfuerzos cortantes: medio y alternativo.....	54
Figura 20. Diagrama de Malacate .....	60
Figura 21. Diagrama de Polea puesta en el malacate.....	61
Figura 22. Diagrama de Flanged o sombrerete.....	62
Figura 23. Diagrama del Motor.....	63
Figura 24. Diagrama del Embrague a) lado del motor b) lado del reductor .....	64
Figura 25. Diagrama del reductor de velocidad.....	66
Figura 26. Diagrama de las correas montadas en la transmisión .....	66
Figura 27. Esquema final del trípode en SolidWorks .....	71

Figura 28. Acercamiento de conexiones principales del trípode .....	71
Figura 29. Trípode armado en campo.....	72
Figura 30. Bastidor hecho en SolidWoks con tubería y ángulos de varios calibres .....	73
Figura 31. Bastidor con sus puntos de ubicación para los elementos de la máquina .....	73
Figura 32. Apoyo y posiciones de las ruedas del trineo.....	74
Figura 33. Apoyos del malacate con sus respectivas correderas.....	74
Figura 34. Acople entre trineo y trípode con bases giratorias y de corredera .....	75
Figura 35. Unión entre el trípode y el bastidor mediante un acople cuadrado .....	75
Figura 36. a) Volante del motor y embobinado b) Embobinado ubicado en el motor.....	77
Figura 37. Fuente eléctrica con sus respectivas baterías en una caja de protección .....	78
Figura 38. Equipo Electrónico para el control de la máquina .....	79
Figura 39. Conexiones directas del equipo a la fuente .....	80
Figura 40. Plano Eléctrico del Equipo Electrónico.....	81
Figura 41. Ploteo de Deformación del material.....	82
Figura 42. Ploteo de Esfuerzo Estático de la Pieza.....	83
Figura 43. Ploteo de Desplazamiento de la Pieza .....	83
Figura 45. Ploteo de Factor de Seguridad de la Pieza .....	84
Figura 46. Ploteo de Esfuerzo Estático de la Pieza.....	85
Figura 47. Ploteo de Deformación Unitaria de la Pieza .....	85
Figura 48. Ploteo de Desplazamiento de la Pieza .....	86
Figura 49. Ploteo de Factor de Seguridad de la Pieza .....	86
Figura 50. Ploteo de Esfuerzo Estático de la Pieza.....	87
Figura 51. Ploteo de Deformación Unitaria de la Pieza .....	87
Figura 52. Ploteo de Desplazamiento de la Pieza .....	88
Figura 53. Ploteo de Factor de Seguridad de la Pieza .....	88

## LISTA DE TABLAS

	<b>pág.</b>
Tabla No. 1 Clasificación de suelos .....	13
Tabla No. 2 Clasificación de las arenas .....	13
Tabla No. 3 Clasificación de las arcillas .....	14
Tabla No. 4 Eficiencia de Martillos Según la ENR.....	25
Tabla No. 5 Coeficiente de Restitución Según la ENR.....	25
Tabla No. 6 Datos de prueba hecha en campo (sector la Silla Tibú N.S). .....	26
Tabla No. 7 Valor del esfuerzo de hincado del pilote .....	29
Tabla No. 8 Valores para $h_o = 100cm$ .....	33
Tabla No. 9 Valores para $h_o = 90cm$ .....	34
Tabla No. 10 Valores para $h_o = 80cm$ .....	34
Tabla No. 11 Valores para $h_o = 70cm$ .....	35

## LISTA DE ANEXOS

	<b>Pág.</b>
ANEXO A: COTIZACIONES Y FACTURAS DE COMPRA .....	118
ANEXO B: CATÁLOGO EMBRAGUE ELÉCTRICO .....	128
ANEXO C: REPORTE O INFORME TÉCNICO DE SIMULACIÓN CAE (COSMORWORKS 2006)..	130

## GLOSARIO

**CAOLINITA:** consiste en capas repetidas de láminas elementales de sílice-gibbsita, y se mantienen unidas entre sí por enlaces hidrogénicos

**CARGA:** peso sostenido por una estructura.

**CIMENTACION:** estructura sobre la cual se mantiene una edificación o construcción.

**COHESIÓN:** en la fuerza unión entre sus partículas y que se oponen al esfuerzo de cizalladura o cortante.

**CONFIGURACIÓN LITOLÓGICA:** Es la especificación del estrato de un suelo determinado.

**DRENAJE:** La capacidad del suelo para evacuar agua.

**ENR:** Engineering News Record

**ESTRUCTURA:** Manera como se unen sus componentes.

**ILITA:** consiste en una lámina de gibbsita enlazada a 12 láminas de sílice, una arriba y yo trabajo, y es denominada a veces y mica arcillosa.

**PERMEABILIDAD:** Indica si el suelo deja penetrar agua y aire.

**PILOTE:** Es un miembro estructural hecho de acero, concreto y/o madera, usados para construir cimentaciones de pilotes.

**PLASTICIDAD:** es la facilidad que tiene un suelo para ser deformado rápidamente sin romperse o desmenuzarse, manteniendo esta deformación una vez que sea suprimido la fuerza aplicada.

**POROSIDAD:** Mide la capacidad de retención de agua y nutrientes.

**PROFUNDIDAD EFECTIVA:** Distancia hasta la que pueden llegar las raíces sin encontrar barreras.

**RESISTENCIA:** fuerza que se opone al movimiento de una máquina. Elemento que dificulta el paso de una corriente.

**MALACATE:** Torno Horizontal o tambor de arrollamiento utilizado para levantar grandes pesos.

**SOMBRETE:** Flanged o brida utilizada para bloquear el paso de una varilla de guía del bloque de concreto que distribuye uniformemente la carga.

**TEMPORIZADOR:** Dispositivo utilizado para retardar una señal eléctrica de un circuito.

**TEXTURA:** Contenido de arena, limo y arcilla.

## RESUMEN

**TÍTULO:**  
**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE MÁQUINA PARA HINCADO DE PILOTES DE ACERO\***

**AUTOR:**  
Edwin Fernando Fontecha Rodríguez\*\*

**PALABRAS CLAVES:**  
Diseño y Construcción, Mecánica, Máquina, Hincado, Pilotes.

### **DESCRIPCIÓN:**

El objetivo de este proyecto es el diseño y la construcción de una máquina para el hincado de tubos en el sector petrolero. Dicha necesidad surgió de los análisis realizados a los mecanismos empleados actualmente para llevar a cabo esta labor en el sector de Tibú, Norte de Santander. Las cuadrillas de trabajadores se exponen a riesgos laborales y lesiones osteomusculares. Asimismo, esta situación conlleva a aumentar los costos en la ejecución de contratos.

Dadas las razones mencionadas anteriormente, se piensa en la construcción de una máquina que facilite el trabajo de las personas que laboran en dicha zona del país. Para tal fin se hace un desplazamiento al lugar de interés y es allí donde, con la colaboración de la empresa Mipce Ltda. (Empresa de mantenimiento industrial petrolero), se toman datos y se evalúa el problema; para esto se hace un vídeo como prueba sustancial para complementar con otras disciplinas. A su vez, se buscaron los recursos necesarios (económicos, humanos y logísticos) para llevar a cabo el proyecto.

Para el diseño de la máquina se tuvo en cuenta que fuese segura, liviana, resistente y económica. Así fue que con la ayuda del director del proyecto y una buena comunicación con la empresa se obtuvo un buen diseño que a la hora de construir tuvo muy pocos cambios. En la elaboración de la máquina se filtraron ideas creativas por parte del personal técnico, tomando decisiones acertadas que mejoraron la formación integral como ingeniero y el fortalecimiento entre la universidad y la industria.

---

\*Trabajo de Grado

\*\*Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ciencias Físico – Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Ing. Alfredo Parada Corrales.

## SUMMARY

**TITLE:**

**DESIGN AND CONSTRUCTION OF MACHINE TO STUCK OF PILES OF STEEL\***

**AUTHOR:**

Edwin Fernando Fontecha Rodriguez\*\*

**KEY WORDS:**

Design and Construction, Mechanics, Machine, Stuck, Piles.

**DESCRIPTION**

The objective of this project is the design and the construction of a machine for the poked one belonging to pipes at the oil sector. This need happened of analyses accomplished to mechanisms used at present to take to end this work in Tibú sector, Santander's North. The gangs of laborers expose themselves to labor risks and injuries osteomusculares. Too, this situation entails to increase the costs in the execution of contracts.

Once the mentioned before reasons were given, thinks about him at the construction of a machine that he make the work of the people that labor at the country's the aforementioned zone easy. A displacement is done to the place of concern for such end and it is, with the company collaboration Mipce Ltda at the point where. ( company of maintenance oil industrial), they take data and the problem is evaluated; Ad hoc a video is made by way of proof substantial to complement with another disciplines. In turn, they were coming in for the necessary resources (economic, human and logistic) to accomplish the project.

For the machine's design it was had in account that it be safe, light, resistant and economic. Thus he went than with the help of the director of the project and a good communication with the company obtained a good design that to construct had to the hour very few changes itself. Creative ideas for part of the technical staff, taking correct decisions that the integral formation like engineer and the strengthening among the university and the industry improved leaked in the elaboration of the machine.

---

\* Degree Work.

\*\* Industrial University of Santander. Physical-Mechanical Engineering Faculty, Mechanical Engineering School, Eng. Alfredo Parada Corrales.

## INTRODUCCIÓN

El hincado de pilotes en el campo petrolero de la región del Norte de Santander (lugar donde nació la necesidad) se emplea para sostener tuberías que transportan petróleo, gas y agua para inyección de pozos. Esta operación es realizada a percusión con un martillo de 100 kilogramos, aplicando entre 50 y 70 golpes al tubo para un hincado adecuado.

Los pilotajes practicados en esta región se efectúan de manera lenta, dado que se realizan manualmente y con herramientas rudimentarias. En el mercado mundial existen diversas máquinas para esta operación, pero debido a las condiciones geográficas del país, al estado de las vías y al valor económico de dichas máquinas, se descarta por completo su uso.

Los problemas más significativos que surgen de dicha labor son:

\*Riesgo de accidente inminente en los trabajadores, debido a la forma como se efectúa el hincado de pilotes a percusión.

\*Teniendo en cuenta que toda actividad física que se haga por encima de los hombros o cerca a las rodillas generan una altísima posibilidad de lesiones osteomusculares por trauma acumulativo, causado por la actividad que realizan estas personas.

\*Retraso de obras por descanso continuo de los trabajadores (generado por esfuerzo físico, fatiga y desórdenes músculo-esqueléticos relacionados con el trabajo).

\*Pérdidas económicas de la compañía que realiza el trabajo.

El gobierno plantea que la solución a estos problemas se puede dar con trabajos de investigación que mejoren la calidad técnica y humana de nuestras empresas. Si bien es cierto que estas recomendaciones son alcanzables, lo es también el compromiso que el pueblo colombiano y en especial la academia, tiene con el país.

En la formulación de estrategias exitosas para el sector petrolero, es indispensable disponer de tecnificación en maquinaria que esté al alcance de los empresarios aumentando así su productividad. Siendo consecuentes con el deber ciudadano y la preparación académica, se propone la construcción de una máquina que permita la fácil, rápida y segura operación de hincado de pilotes a percusión para la región de Norte de Santander.

## JUSTIFICACIÓN

La misión de la Universidad Industrial de Santander, atenta a resolver las necesidades sociales del país en materia de salud, mejoramiento de la calidad de vida de las personas y aumento del desarrollo industrial regional, son bases fundamentales para el desarrollo de este proyecto.

Así mismo, los trastornos músculo-esqueléticos se encuentran entre los problemas más importantes de salud en el trabajo y afectan la calidad de vida de la mayoría de las personas durante toda su vida. Igualmente afectan el desempeño laboral y generan altos costos a las empresas. Esta razón conlleva a mejorar los procesos industriales que disminuyan los riesgos al trabajador, mediante labores de menos esfuerzo físico.

Con el fin de disminuir el riesgo ergonómico y evitar accidentes de trabajo y enfermedad profesional, es necesario realizar controles de ingeniería que permitan rediseñar y/o modificar estaciones y áreas de trabajo que garanticen condiciones laborales seguras, protegiendo a los trabajadores de los riesgos y/o potenciales, presentes en el lugar de trabajo y que contribuyen a su bienestar físico, mental y social.

La máquina se diseñará teniendo en cuenta que lo más importante de un grupo de trabajo es la seguridad, mediante un freno manual como mecanismo de parada de emergencia, garantizando así un ambiente de trabajo seguro al reducir las posibilidades de accidente. Por otra parte, este mejoramiento representa para la empresa, una posición privilegiada por cumplimiento de las exigencias legales en seguridad, mediante la prevención y control de riesgos.

Un aspecto importante del proyecto es reducir la duración de un contrato, esto se consigue disminuyendo el requerimiento de trabajadores para operar la máquina, mejorando así la movilidad de las obras por aumento en la disponibilidad de personal requerido en tareas complementarias del hincado de pilotes. El proyecto no pretende reducir personal al equipo de trabajo, ya que siempre debe mantenerse una cuadrilla conformada por un capataz (supervisor) y cuatro obreros (tuberos) o también, un capataz, dos obreros, el soldador y el auxiliar del soldador, según el trabajo.

## 1. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

### 1.1 OBJETIVO GENERAL

La misión de la Universidad Industrial de Santander es mejorar la calidad de vida de las personas y fomentar el desarrollo industrial del país, sustentado en estas bases, se pretende diseñar y construir, una máquina para hincado de pilotes de acero.

### 1.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Mejorar la salud individual y colectiva de los trabajadores, eliminando las actividades físicas que producen lesión osteomuscular.

Diseñar la máquina utilizando herramientas computacionales: CAD - CAE.

Disponer de solo dos (2) personas para la operación de la máquina, el armazón actual requiere de cuatro (4) obreros.

Disminuir el tiempo del hincado de pilotes mínimo en un 20%, ya que la inversión de la máquina se justifica al reducir los costos actuales, generados por retrasos en la obra.

#### 1.1.1 Parámetros de diseño:

**Clasificación del suelo:** clasificado en suelo fino y caracterizado por una composición principal de material limo-arcilloso. Su nivel freático (capa de agua subterránea) se encuentra a 2 metros de profundidad del nivel del suelo con un 100 % de humedad y después de 3 metros se compone de material arcilloso en un 100 %.

**Cargas:** la resistencia del terreno a la compresión simple: 25 a 50 kPa.

**Peso del bloque de concreto:** 80 kg. Con carrera máxima de 2,2 m y 60 a 70 ciclos por tubo hincado.

**Estimación de la Longitud del Pilote:** 3,0 a 4,1 m.

**Capacidad Portante Admisible del Pilote:** 67 – 270 klb (300 – 1200 kN).

**Fuerza Efectiva del Pilote:** 195 kg.

**Tipo de Motor:** diesel, Monocilíndrico, 10 hp @ 1800 rpm.

#### **1.1.2 Características de la máquina:**

Portátil y fácil de manipular.

Fuente de potencia: motor de combustión interna Monocilíndrico.

Embrague acoplado a la fuente motriz para control manual y automático.

Reductor de velocidad que sincronice el movimiento del bloque de concreto.

Disposición de un tambor de arrollamiento y un cable metálico para su operación.

Diseño modular en secciones que facilita la movilidad de la máquina.

## **2. DEFINICIÓN Y GENERALIDADES DEL HINCADO DE PILOTES A PERCUSIÓN**

### **2.1 DEFINICIÓN <sup>[1]</sup>**

El hincado de pilotes a percusión, es una labor realizada mediante hinca en el terreno, por percusión sobre su cabeza, sin rotación, de pilotes de hormigón armado, hormigón pretensado, acero o madera. La profundidad de hincado del pilote habrá de ser igual o mayor que ocho (8) veces el diámetro del mismo.

Aun más importante que el arte y la ingeniería mecánica envueltos en la construcción, resultan otros factores que aseguran el buen funcionamiento de la cimentación de pilotaje una vez terminada. Por lo tanto, el ingeniero que diseña la cimentación debe finalmente intervenir en la construcción y el ingeniero constructor en el proyecto. El método más antiguo y uno de los más ampliamente usados actualmente es por medio de una maza.

### **2.2 GENERALIDADES <sup>[3]</sup>**

Los constructores orientales usaron durante centurias un bloque de piedra como maza; un grupo de obreros dispuestos en forma de estrella alrededor de la cabeza del pilote levantaban la piedra por medio de cuerdas que mantenían tirantes; por un movimiento rítmico de estirar y aflojar las cuerdas levantaban la piedra en el aire y guiaban el golpe hacia abajo, sobre la cabeza del pilote. Los romanos usaban un bloque de piedra que elevaban por medio de una cabria en forma de A, utilizando la energía de esclavos o caballos y guiaban su caída por medio de postes verticales.

El pilote se coloca entre las guías y debajo del martillo. A veces se coloca entre las guías, preferiblemente, piezas que pueden deslizarse y sirven para soportar lateralmente el pilote a la mitad o a las cuartas partes de su longitud.

Algunos equipos grandes se montan en una base de vigas en I que se apoyan en una armazón de acero y emparrillado de madera. Estos equipos se trasladan haciéndolos resbalar sobre vigas o rodillos.

### **2.3 CARACTERÍSTICAS <sup>[3]</sup>**

La característica más importante de un equipo para la hincada de pilotes, desde el punto de vista del ingeniero, es su capacidad para guiar el pilote exactamente. Debe ser lo suficientemente fuerte y rígido para mantener el pilote y el martillo en su posición y con la inclinación fijada, a pesar del viento, las obstrucciones bajo el terreno y el movimiento del martillo.

La hincada de pilotes con maza es simple, pero muy lenta y se usa solamente en pequeños trabajos en los que el constructor tiene que improvisar su equipo o cuando no está justificado el costo del traslado de equipos pesados.

En la mayoría de los martillos para hincada de pilotes es necesario usar sombreretes, es decir protectores para distribuir la fuerza del golpe del martillo en la cabeza del pilote. El sombrerete se hace de acero fundido.

Para evitar un daño inminente en los pilotes de acero el esfuerzo límite de compresión en el hincado será el 90% (noventa por ciento) del esfuerzo de fluencia del material del pilote.

### **2.4 TIPOLOGÍA GENERAL DE CIMENTACIONES <sup>[5]</sup>**

#### **2.4.1 Objeto de una Cimentación:**

Transmitir al terreno de forma amortiguada las cargas estructurales que no se pueden transmitir directamente al mismo por ser un material de baja resistencia y elevada deformabilidad.

La cimentación mediante pilotes es necesaria cuando la cimentación superficial o semiprofunda no es posible por razones técnicas, de dimensiones o económicas.

#### 2.4.2 Clasificación de pilotes:

**a) Por la forma de transmitir la carga al terreno:** Se considera *Flotantes* o de rozamiento, su transmisión es a lo largo del pilote al suelo deformable al que se adhiere por fuste.

**b) Por la forma de puesta en obra con respecto al terreno:** Se clasifica como pilote de *extracción – desplazamiento*. Se excava previamente un volumen de suelo inferior al que ocupará el pilote terminado. Se hace para reducir el coste de la hinca en un terreno medio.

**c) Por el lugar de fabricación y la forma de ejecución:** Este es *Prefabricado*. En este caso se transportan desde una planta de fabricación y se hincan por percusión, por presión o vibración, mediante gatos hidráulicos, roscados al terreno o, se instalan en perforaciones previamente perforadas.

**d) según el material:** *Metálicos*. Aprovecha perfiles laminados. Poseen velocidad de oxidación lenta.

#### 2.5 EQUIPO NECESARIO PARA LA EJECUCIÓN DE LAS OBRAS <sup>[5]</sup>

Los equipos para la hinca de pilotes serán, por lo general, martinetes provistos de mazas que golpean las cabezas de los pilotes, y de dispositivos de guía que aseguran que los pilotes no sufrirán desviaciones ni golpes descentrados que puedan provocar una hinca defectuosa o su rotura. Las mazas empleadas pueden ser de caída libre, o bien de simple o doble efecto. El peso de las dos primeras estará proporcionado al peso del pilote; siendo preferible que, en el caso de pilotes de madera o metálicos, el peso de la maza sea aproximadamente igual al del pilote, y no menor de la mitad (1/2) de éste. En pilotes de longitud superior a treinta metros (30 m) podrá admitirse que el peso de la maza sea igual al necesario para una longitud de pilote de quince metros (15 m).

En todo caso el tipo de maquinaria a emplear y la forma de utilizar la misma vendrá recogida en el "Estudio de ejecución del pilotaje" que deberá haber aprobado el Director de las Obras.

## 2.6 TRANSFERENCIA DE CARGA AL SUELO [1]

El mecanismo de la transferencia de carga de un pilote al suelo es complicado. Para entenderlo, considere un pilote de longitud  $L$  (figura 1). La carga sobre el pilote es incrementada gradualmente en la superficie del terreno. Parte de esta carga será resistida por la fricción lateral desarrollada a lo largo del pilote, y parte por el suelo debajo de la punta del pilote. Si se efectúan mediciones para obtener la carga tomada por el fuste del pilote  $Q_s$ , a cualquier profundidad, la naturaleza de la variación depende del perímetro de la sección transversal del pilote, de la profundidad y del tipo de suelo.

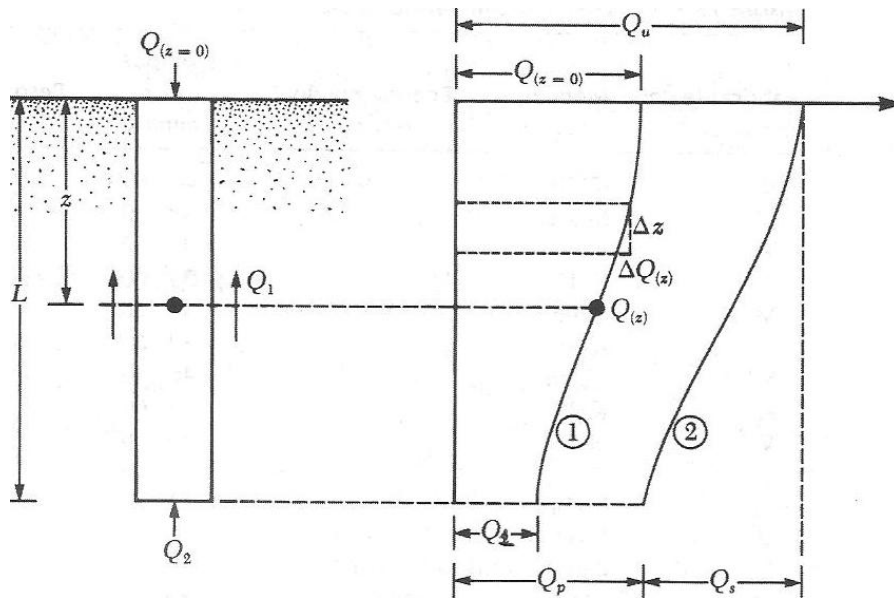


Figura 1. Transferencia de carga de un pilote al suelo [1]

### 2.6.1 Capacidad de carga del suelo:

El estrato superior del suelo es altamente comprensible y demasiado débil para soportar la carga transmitida por la estructura, se usa para transmitir la carga al lecho de roca subyacente o a un estrato de suelo más fuerte.

La resistencia a la carga estructural que es aplicada se deriva principalmente de la resistencia por fricción desarrollada en la interface suelo-pilote.

**Cimentación superficial:** Es aquella que posee una razón de profundidad de empotramiento a ancho menor o igual a 4.

**Cimentación profunda:** es aquella que posee una razón de profundidad de empotramiento a ancho mayor a 8.

- Cimentaciones superficiales:  $D/B < 4$
- Cimentaciones semiprofundas:  $4 < D/B < 8$  a  $10$
- Cimentaciones profundas:  $D/B > 8$  a  $10$

Donde D: longitud del pilote  
B: diámetro del pilote

### 2.6.2 Estimación de la Longitud de un Pilote:

Seleccionar el tipo de pilote por usar y estimar su longitud necesaria son tareas bastante difíciles que requieren buen juicio. Los pilotes se dividen en dos grupos, dependiendo de sus longitudes y de los mecanismos de transferencia de carga al suelo como:

#### Pilotes de punta

Si los registros de perforaciones del suelo establecen la presencia de capas de roca o material rocoso en un sitio dentro de una profundidad razonable, los pilotes se pueden extender hasta el estrato rocoso (figura 2a). En éste caso, la capacidad última de los pilotes depende completamente de la capacidad de carga del material subyacente; los pilotes son llamados entonces *pilotes de punta*. En la mayoría de estos casos, la longitud necesaria del pilote se establece fácilmente.

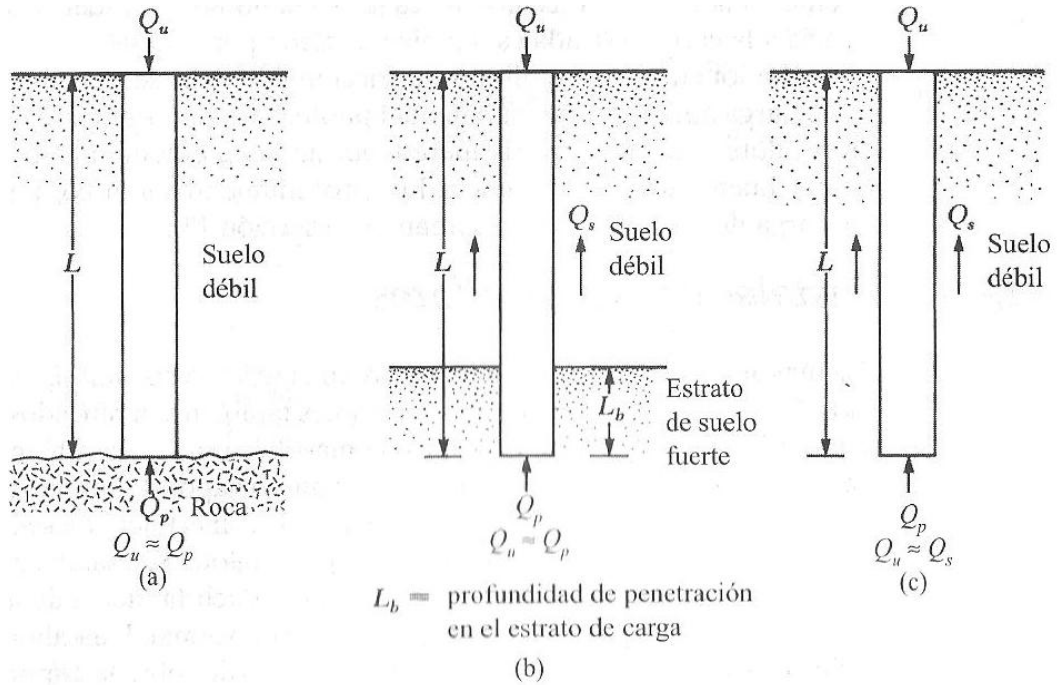


Figura 2. (a) y (b) Pilotes de punta; (c) pilotes de fricción [1]

Si en vez de un lecho de roca se encuentra un estrato de suelo bastante compacto y duro a una profundidad razonable, los pilotes se extenderán unos pocos metros dentro del estrato duro (figura 2b). Los pilotes con pedestales se construyen sobre el lecho del estrato duro, y la carga última del pilote se expresa como

$$Q_u = Q_p + Q_s \quad (2.1)$$

Donde

$Q_p$  = carga tomada en la punta del pilote

$Q_s$  = carga tomada por la fricción superficial desarrollada lateralmente en el pilote (causada por la resistencia cortante entre el suelo y el pilote)

Si  $Q_s$  es muy pequeña, entonces

$$Q_u \approx Q_p$$

En este caso, la longitud requerida para el pilote se estima exactamente si se dispone de los registros apropiados de la exploración del subsuelo.

### Pilotes de Fricción

cuando no se tiene un estrato de roca o el material rocoso a una profundidad razonable en el lugar, los pilotes de punta resultan muy largos y ante económicos y para ese tipo de condición del subsuelo, los pilotes se hincan a través del material más blando a profundidades específicas (figura 2c). La carga última de esos pilotes se expresa por la ecuación (2.1). Sin embargo, si el valor de  $Q_s$  es relativamente pequeño,

$$Q_u \approx Q_s$$

Esos pilotes se llaman *pilotes de fricción* porque la mayoría de la resistencia se obtiene de la fricción superficial. Sin embargo, el término *pilote de fricción*, aunque usado frecuentemente en la literatura técnica, no es un buen nombre en suelos arcillosos, ya que la resistencia a la carga aplicada es también causada por *adhesión*.

La longitud de los pilotes de fricción depende de la resistencia cortante del suelo, de la carga aplicada y del tamaño del pilote. Para determinar las longitudes necesarias de esos pilotes, un ingeniero requiere tener un buen entendimiento de la interacción suelo-pilote, buen juicio y experiencia. Los procedimientos teóricos para calcular la capacidad de carga de los pilotes se presentan después de identificar las características del suelo de la región de estudio.

## 2.7 CONDICIONANTES GEOLÓGICOS Y GEOTÉCNICOS<sup>[3]</sup>

Se tendrán en cuenta como aspectos más relevantes: La configuración litológica de las formaciones presentes en el área, clasificando los suelos según los criterios expresados en las Tablas 1 a 3.

### 2.7.1 Tipo de Suelo:

SUELOS GRUESOS Con más del 50% de partículas distinguibles a simple vista (de tamaño igual o superior aproximadamente a 0.1 mm)	Arenas <sup>(1)</sup>	Finas	0.06-0.20 mm
		Medias	0.20-0.60 mm
		Gruesas	0.60-2.00 mm
	Gravas	Finas	2.0-6.0 mm
		Medias	6.0-20.0 mm
		Gruesas	20.0-60.0 mm
SUELOS FINOS Con más del 50% de partículas no distinguible a simple vista (tamaño igual o inferior aprox. a 0.1 mm)	Limos	Finos	0.002-0.006 mm
		Medios	0.006-0.020 mm
		Gruesos	0.020-0.060 mm
	Arcillas <sup>(2)</sup>	< 0.002 mm	

**Tabla No. 1 Clasificación de suelos [3]**

<sup>(1)</sup>En función de los datos de que se disponga de ensayos SPT pueden clasificarse las arenas tal y como se indica en la Tabla No. 2. <sup>(2)</sup>En función de los datos de que se disponga y de la resistencia a compresión simple pueden clasificarse las arcillas tal y como se indica en la Tabla No.3

### 2.7.2 Compacidad de las Arenas

Clasificación	Índice N del ensayo SPT
Muy floja	< 4
Floja	4-10
Media	10-30
Densa	30-50
Muy densa	>50

**Tabla No. 2 Clasificación de las arenas [3]**

### 2.7.3 Consistencia de las arcillas

Clasificación	Resistencia a compresión simple (kPa)
Muy blanda	0-25
Blanda	25-50
Media	50-100
Firme	100-200
Muy firme	200-400
Dura	> 400

Tabla No. 3 Clasificación de las arcillas <sup>[3]</sup>

## 2.8 CARACTERÍSTICAS SUELO TIBÚ (Norte de Santander) <sup>[7]</sup>

La caracterización del suelo de Tibú está dada por una composición principal de material tipo limo-arcilloso. Su nivel freático (capa de agua subterránea) se encuentra a 2 metros de profundidad del nivel del suelo con un 100 % de humedad (permeabilidad muy alta) y después de 3 metros se compone de material totalmente arcilloso.

La arcilla consta de una mezcla de caolinita y minerales no cristalinos y posiblemente ilitas; estos últimos minerales requieren comprobación con rayos X.

Basado en la ASTM D-2487 el límite de tamaño de suelo separado (tamaño de grano) es menor a 0,0075 m.m. El alto contenido de humedad describe el terreno como limo orgánico arcilloso de alta plasticidad y se considera suelo orgánico de grano fino.

Teniendo en cuenta como aspectos más relevantes: La configuración litológica de las formaciones presentes en el área, clasificando el suelo según los criterios expresados en las tablas 1 a 3 podemos determinar la resistencia a la compresión simple.

### **2.8.1 Tamaño de Grano**

Según la tabla No. 1 de clasificación de suelos (2.7.1) El suelo de la región de Tibú (Norte de Santander) se clasifica en suelo fino con más del 50% de partículas no distinguibles a simple vista (tamaño igual o inferior aprox. a 0,1 mm).

### **2.8.2 Resistencia de las arcillas según su clasificación**

Según la tabla No. 3 de consistencia de las arcillas (2.7.3). Para el tipo de suelo clasificado, la resistencia a la compresión simple es de 25 a 50 kPa.

## **2.9 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LOS PILOTES DE ACERO <sup>[1]</sup>**

### **2.9.1 Ventajas**

Fácil de manipular respecto al corte y extensión a la longitud deseada.

Resiste altos esfuerzos de hincado.

Penetra estratos duros como gravas densas y roca blanda.

Alta capacidad de carga.

### **2.9.2 Desventajas**

Material relativamente caro.

Alto nivel de ruido durante el hincado.

Susceptible a la corrosión.

Los pilotes H se dañan o reflexionan respecto a la vertical durante el hincado a través de estratos duros u obstrucciones mayores.

## 2.10 ECUACIONES PARA ESTIMAR LA CAPACIDAD DE UN PILOTE <sup>[1]</sup>

### 2.10.1 Carga Última de un pilote:

La capacidad de carga última de un pilote,  $Q_u$ , está dada por una simple ecuación como la carga tomada en la punta del pilote, más la resistencia total por fricción (fricción superficial), derivada de la interface suelo-pilote:

$$Q_u = Q_p + Q_s \quad (2.1)$$

Donde  $Q_u$  = capacidad de carga última del pilote

$Q_p$  = capacidad de carga en la punta del pilote

$Q_s$  = resistencia por fricción

El estudio de la capacidad de carga en la punta y de resistencia por fricción fue estudiada por Meyerhof, G.G.<sup>[17]</sup>

### 2.10.2 Capacidad de Carga en la Punta del pilote:

$$Q_p = A_p q_p \quad Q_p \quad (2.2)$$

donde  $A_p$  = área de la punta del pilote

$q_p$  = resistencia unitaria de punta

Como el suelo no contiene estrato duro o rocoso y al ser el pilote de sección transversal hueca, se desprecia la capacidad de carga por punta del pilote:

$$Q_p \approx 0 \quad \therefore Q_u \approx Q_s$$

### 2.10.3 Resistencia por fricción (Fuerza de Compresión Lateral): $Q_s$

La resistencia por fricción o superficial de un pilote se escribe como:

$$Q_s = \sum p \cdot \Delta L \cdot f \quad (2.3)$$

Donde

$p$  = perímetro de la sección del pilote [m]

$\Delta L$  = longitud incremental del pilote sobre la cual  $p$  y  $f$  se consideran constantes [m]

$f$  = resistencia unitaria por fricción a cualquier profundidad. [kN/m<sup>2</sup>]

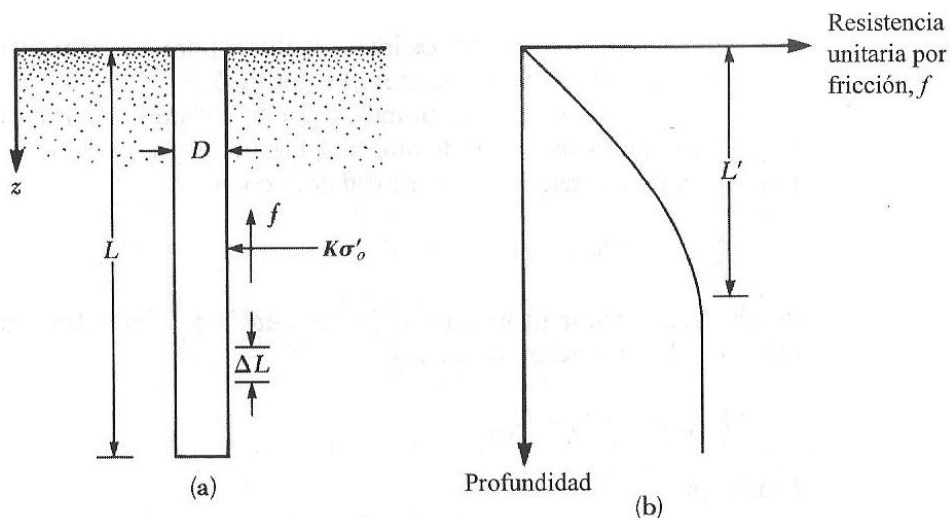


Figura 3. Resistencia unitaria de fricción para pilotes [1]

Resistencia por fricción en arcilla: [8]

Se dispone de varios métodos para obtener la resistencia unitaria por fricción (o superficial) de pilotes en arcilla. Existen tres procedimientos aceptados en la actualidad, para nuestro caso se elige el método Landa  $\lambda$  propuesto por Vijayvergiya y Fotcht, se basa en la hipótesis que el desplazamiento del suelo causado por el hincado de los pilotes resulta en una presión lateral

pasiva a cualquier profundidad y que la resistencia unitaria superficial promedio es:

$$f_{prom} = \lambda(\bar{\sigma}'_o + 2c_u) \quad (2.4)$$

Donde

$\bar{\sigma}'_o$  = esfuerzo vertical efectivo medio para toda la longitud de Empotramiento [kN/m<sup>2</sup>]

$c_u$  = resistencia cortante media no drenada ( $\phi = 0$ )

El valor de  $\lambda$  cambia con la profundidad de la penetración de pilote. La resistencia por fricción total se calcula como:

$$Q_s = p.L.f_{prom}$$

Por lo tanto,

$$Q_s = p.L.\lambda(\bar{\sigma}'_o + 2c_u) \quad (2.5)$$

Debe tenerse cuidado a la obtener los valores de  $\bar{\sigma}'_o$  y  $c_u$  en suelo estratificado. La figura 4 ayuda a explicar la razón de esto. De acuerdo con la figura 4b, el valor medio de la resistencia cortante es:

$$c_u = \frac{(c_{u(1)}L_{(1)} + c_{u(2)}L_{(2)} + \dots)}{L}$$

además,

$$c_u = \frac{q_u}{2}$$

donde  $q_u$  = resistencia a la compresión simple.

Similarmente la figura 4c muestra la gráfica de la variación del esfuerzo efectivo con la profundidad. El esfuerzo efectivo medio es

$$\bar{\sigma}'_o = \frac{A_1 + A_2 + A_3 + \dots}{L}$$

donde  $A_1, A_2, A_3, \dots$  = áreas de los diagramas del esfuerzo vertical efectivo.

Una forma práctica de hallar  $\bar{\sigma}'_o$  consiste en lo siguiente:

$$\text{Si } z \leq 15D \rightarrow \bar{\sigma}'_o = \gamma \cdot z$$

$$\text{Si } z \geq 15D \rightarrow \bar{\sigma}'_o = \gamma \cdot 15D$$

donde  $z$  = profundidad de hincado [m]

$D$  = diámetro del pilote [m]

$\gamma$  = peso específico del tipo de suelo [ $\text{kN/m}^3$ ]

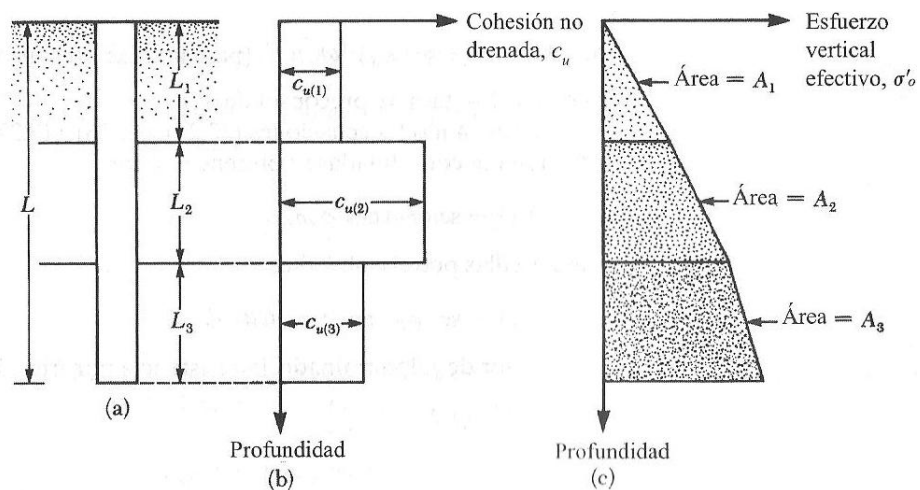


Figura 4. Aplicación del método  $\lambda$  en suelo estratificado. [1]

Para nuestra aplicación, tenemos:  $D = 3in = 7,62cm$

$$q_u = 60 \frac{kN}{m^2} : \text{Arcilla de consistencia media}$$

$$\therefore c_u = 30 \frac{kN}{m^2}$$

$$15D = 15.3in = 45in = 114,3cm$$

como  $z \leq 15D$ , entonces

$$\bar{\sigma}'_o = \gamma.z = \frac{18kN/m^3 \cdot 1,75m}{2} = 15,75kN/m^2$$

$$p = \pi.D = 23,94cm$$

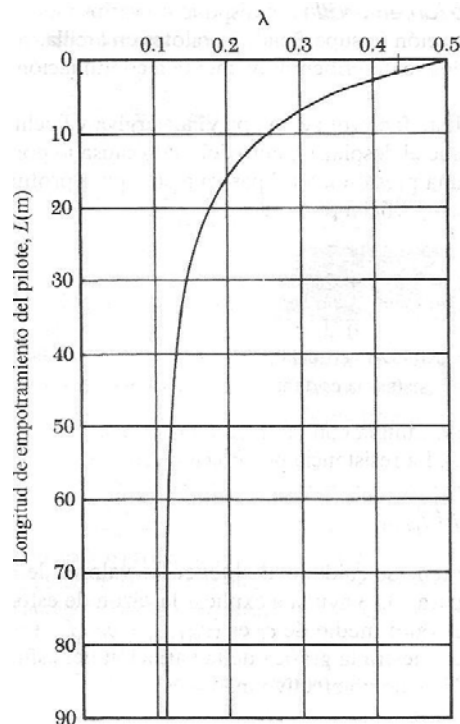


Figura 5. Variación de  $\lambda$  con la longitud de empotramiento del pilote (Según McClelland, 1974) [1]

La longitud de empotramiento del pilote es: 1,75m ( $z = 1,75m$ ) y de la figura 5 se obtiene el valor de  $\lambda$ :

$$\therefore \lambda = 0.44$$

Resolviendo la ecuación (2.5):

$$Q_s = p.L.\lambda(\bar{\sigma}'_o + 2c_u) = 23,94 \times 10^{-2} \times 1,75 \times 0,44(15,75 + 2 \times 30)$$

$$Q_s = 13,96kN \text{ (1423kgf)}$$

Y con (2.1), tenemos:

$$Q_u \approx Q_s = 13.96kN \text{ (1423kgf)}$$

Esta es la capacidad última que puede transferir un pilote al suelo identificado.

Numerosos estudios publicados tratan sobre la determinación de los valores de  $Q_p$  y  $Q_s$ . Excelentes resúmenes de muchas de esas investigaciones han sido proporcionados por Vesic (1977), Meyerhof (1976) y, Coyle y Castellano (1981). Esos estudios dan información al problema de determinar la capacidad última de los pilotes.

#### 2.10.4 Capacidad Admisible de un Pilote

Después que la capacidad última total de un pilote se ha determinado al sumar la capacidad de carga de punta y la resistencia por fricción (superficial), debe usarse un factor de seguridad razonable para obtener la carga admisible total para cada pilote, o

$$Q_{adm} = \frac{Q_u}{FS}$$

Donde  $Q_{adm}$  = capacidad de carga admisible para cada pilote  
 $FS$  = factor de seguridad

El factor de seguridad usado, generalmente varía entre 2,5 y 4, dependiendo de las incertidumbres en el cálculo de la carga última

$$\therefore Q_{adm} = \frac{13.96kN}{4} = 3.49kN \text{ (356kgf)}$$

## 2.11 CAPACIDAD DE UN PILOTE DURANTE EL HINCADO <sup>[5]</sup>

Para desarrollar la capacidad de carga deseada, un pilote de carga por punta debe penetrar el estrato de suelo denso suficientemente o tener suficiente contacto con un estrato de roca. Este requisito no puede ser siempre satisfecho mediante el hincado de un pilote a una profundidad predeterminada porque los perfiles del suelo varían. Por esta razón, varias ecuaciones fueron desarrolladas para calcular la capacidad última de un pilote durante el hincado. Esas ecuaciones dinámicas se usan ampliamente en el campo para determinar si el pilote ha alcanzado un valor de carga satisfactorio a la profundidad predeterminada.

### 2.11.1 Deducción de la fórmula de capacidad última del pilote:

Una de las primeras ecuaciones dinámicas, comúnmente llamada fórmula del Engineering News Record (ENR), se deriva de la teoría del trabajo y la energía; esto es,

Energía impartida por el martinete por golpe

= (resistencia del pilote) x (penetración por golpe del martinete)

Por Trabajo y Energía:

$$T_{total} = T_{choque} + T_{hinca} + T_{elástico} \quad (2.6)$$

$$T_{total} = \eta W_b h$$

$$T_{choque} = E_o - E_f = \frac{m_p}{m_p + m_b} (\eta W_b h) (1 - e^2)$$

$$T_{hinca} = \delta Q_u$$

$$T_{elástico} = \frac{1}{2} Q_u \delta_e$$

donde

$T$  = trabajo

$\eta$  = eficiencia del martinete (bloque de concreto)

$W_b$  = peso del bloque de concreto

$h$  = altura de caída del bloque de concreto

$m_b$  = masa del bloque de concreto

$m_p$  = masa del pilote

$e$  = coeficiente de restitución entre el bloque y el cabezal del pilote

$\delta = \Delta S$  = penetración del pilote por golpe (producido por el bloque)

$Q_u$  = Carga última o fuerza axial reactiva del pilote

$\delta_e$  = deflexión estática

$$\therefore \eta W_b h = (\eta W_b h) \frac{m_p (1 - e^2)}{m_b + m_p} + \delta Q_u + \frac{1}{2} \delta_e Q_u$$

Y tras algunas transformaciones algebraicas tenemos:

$$Q_u = \frac{\eta W_b h}{\delta + \frac{1}{2} \delta_e} \frac{W_b + e^2 W_p}{W_b + W_p}$$

De acuerdo con la fórmula ENR para hincado de pilotes, revisada varias veces a lo largo de los años. Una forma reciente de la fórmula modificada es,

$$Q_u = \frac{\eta W_b h}{\Delta S + C} \frac{W_b + e^2 W_p}{W_b + W_p} \quad (2.7)$$

donde  $W_p =$  peso del pilote [N]

$\frac{1}{2} \delta_e = C =$  constante producida en el trabajo elástico.

Para martinetes de gravedad  $C = 0.254$  si las unidades de  $S$  y  $h$  están en centímetros, según experiencia de la ENR.

### 3. CÁLCULO ACTUAL EN CAMPO <sup>[1]</sup>

#### 3.1 CÁLCULO REAL DE $Q_u$

Teniendo como base la masa del bloque de concreto de 65 kg. y del pilote hecho de un tubo estructural de sección circular Colmena (ASTM A500 Grado C), tenemos:

$$m_b = 65kg \quad D = \phi_n = 5.08cm(2in)$$

$$\frac{m}{l} = 5kg / m$$

Para una longitud  $l = 2,61m$  de un pilote convencional de trabajo, tenemos:

$$m_p = 13kg \quad W_p = 13kgf = 127.53N$$

Las eficiencias de varios martinets,  $\eta$ , tiene los siguientes rangos:

Tipo de Martillo	Eficiencia, $\eta$
Martinets de simple efecto y doble acción	0.7-0.85
Martinets Diesel	0.8-0.9
Martinets de Gravedad	0.7-0.9

Tabla No. 4 Eficiencia de Martillos Según la ENR <sup>[1]</sup>

Los valores representativos del coeficiente de restitución,  $e$  son:

Material del Pilote	Coficiente de Restitución, $e$
Pilotes de Concreto y de Acero (Sin Cabezal)	0.4-0.5
Almohadilla de Madera sobre Pilotes de Acero	0.3-0.4
Pilotes de Madera	0.25-0.3

Tabla No. 5 Coficiente de Restitución Según la ENR <sup>[1]</sup>

De las dos tablas anteriores seleccionamos:

$\eta = 0,8$  como la eficiencia promedio para un martinete de gravedad

$e = 0,45$  como valor promedio para pilotes de acero

Vale la pena aclarar que si la máquina se utiliza en otra región, se debe realizar el estudio de suelos y tomar muestras para varios tubos y hacer el mismo promedio, de estos resultados se conoce la estratificación del suelo a trabajar.

La siguiente tabla es una muestra promedio del lugar donde normalmente se hincan los pilotes (Tibú Norte de Santander) aplicado a tres tubos y posteriormente promediado para dar un solo valor objetivo.

$\Sigma$ de golpes	$\Delta z_i$ [cm], Profundidad para 10 golpes [cm]	$\Delta S$ , Profundidad/golpe [cm]	% Hincado
10	37,8	3,78	35,9
20	16,2	1,62	15,4
30	13,5	1,35	12,8
40	10,8	1,08	10,2
50	9,44	0,94	9,0
60	8,9	0,89	8,5
70	8,63	0,86	8,2

**Tabla No. 6 Datos de prueba hecha en campo (sector la Silla Tibú N.S).  
Promedio de varios pilotes <sup>[4]</sup>**

La penetración del pilote,  $\Delta S$ , se basa usualmente en el valor promedio obtenido en los últimos golpes de hincado. De la tabla anterior tomamos:

$$\Delta S = 0,86 \text{ cm} / \text{golpe}$$

Resolviendo la ecuación (2.7):

$$Q_u = \frac{0,8 \times 65 \times 138}{0,86 + 0,254} \times \frac{65 + (0,45)^2 \times 13}{65 + 13}$$

$$Q_u = 5585,4 \text{ kgf} = 54,79 \text{ kN}$$

### 3.2 CAPACIDAD ADMISIBLE DEL PILOTE DURANTE EL HINCADO

$$Q_{adm} = \frac{Q_u}{FS}$$

Donde  $Q_{adm}$  = capacidad de carga admisible para cada pilote

$FS$  = factor de seguridad

La descripción de la fórmula anterior no difiere en su forma con la descrita en la sección (2.10.4), lo único que cambia es la forma como se desarrolla, pues la primera se basa en la hipótesis de que el desplazamiento del suelo causado por el hincado, resulta en una presión lateral pasiva a cualquier profundidad, por otro lado, la segunda enuncia una fórmula empírica sacada de la experiencia como método de verificación para determinar si un pilote ha alcanzado un valor de carga satisfactorio a la profundidad predeterminada.

El factor de seguridad está entre 4 y 6 para obtener la capacidad de carga admisible de un pilote.

$$\therefore Q_{adm} = \frac{5585,4 \text{ kgf}}{6}$$

$$Q_{adm} = 930.9 \text{kgf} = 9,13 \text{kN}$$

### 3.3 ESFUERZO EN PILOTES DURANTE EL HINCADO

El esfuerzo máximo desarrollado sobre un pilote durante la operación de hincado se estima con las fórmulas presentadas en la sección anterior. Como ilustración, usamos la fórmula ENR modificada dada en la ecuación (2.7):

$$Q_u = \frac{\eta W_b h}{\Delta S + C} \frac{W_b + e^2 W_p}{W_b + W_p}$$

En esta ecuación,  $\Delta S$  es igual a la penetración promedio por golpe de martinete, que también se expresa como

$$\Delta S = \frac{2,54}{N}$$

Donde  $\Delta S$  está en centímetros

$N$  = No. de golpes de martinete por pulgada de penetración

Entonces,

$$Q_u = \frac{\eta W_b h}{\frac{2,54}{N} + 0,254(\text{cm})} \times \frac{W_b + e^2 W_p}{W_b + W_p}$$

Se puede suponer diferentes valores de  $N$  para un martinete y pilote dados y calcular  $Q_u$ . El esfuerzo de hincado entonces se calcula para cada valor de  $N$  y  $Q_u / A_p$ . Este procedimiento se demuestra con un conjunto de valores numéricos.

Donde:

$\sigma_u$  : Esfuerzo de hincado del pilote

Para el caso de interés, tenemos:

$$Q_u = \frac{0,8 \times 65 \times 138}{\frac{2,54}{N} + 0,254} \times \frac{65 + (0,45)^2 \times 13}{65 + 13}$$

$$Q_u = \frac{6222,19}{\frac{2,54}{N} + 0,254} \text{ kgf}$$

De la ecuación anterior, y con los datos de un pilote de:

$$D = \phi_n = 5.08 \text{ cm} (2 \text{ in}) \quad A_p = 6,38 \text{ cm}^2$$

Podemos plantear la siguiente tabla:

$\Sigma$ de golpes	$\Delta S$	$N$	$Q_u$ [kgf]	$\sigma_u$ [kgf / cm <sup>2</sup> ]
10	3,78	0,67	1542,4	241,8
20	1,62	1,57	3320,3	520,4
30	1,35	1,88	3879,2	608,0
40	1,08	2,35	4664,3	731,1
50	0,94	2,70	5211,2	816,8
60	0,89	2,85	5439,0	852,5
70	0,86	2,95	5585,4	875,5

Tabla No. 7 Valor del esfuerzo de hincado del pilote <sup>[4]</sup>

En la práctica, los esfuerzos de hincado en pilotes de madera están limitados a aproximadamente  $0,7S_u$ . Similarmente, para pilotes de concreto y acero, los esfuerzos de hincado están limitados a aproximadamente  $0,7S_y$  y  $0,85S_y$ , respectivamente.

En la mayoría de los casos, los pilotes de madera son hincados con una energía del martillo menor que  $60kN-m$ . Las resistencias de hincado están limitados principalmente a 4 o 5 golpes por 2,54 cm de penetración del pilote. Para pilotes de concreto y acero, los valores usuales de  $N$  adoptados están entre 6 y 8, y 12 y 14, respectivamente.

La figura 6 muestra una gráfica de  $\sigma_u = Q_u / A_p$  versus  $N$ . De esta curva el número de golpes por 2,54 cm de penetración del pilote, correspondiente al esfuerzo permisible de hincado del pilote se determina fácilmente.

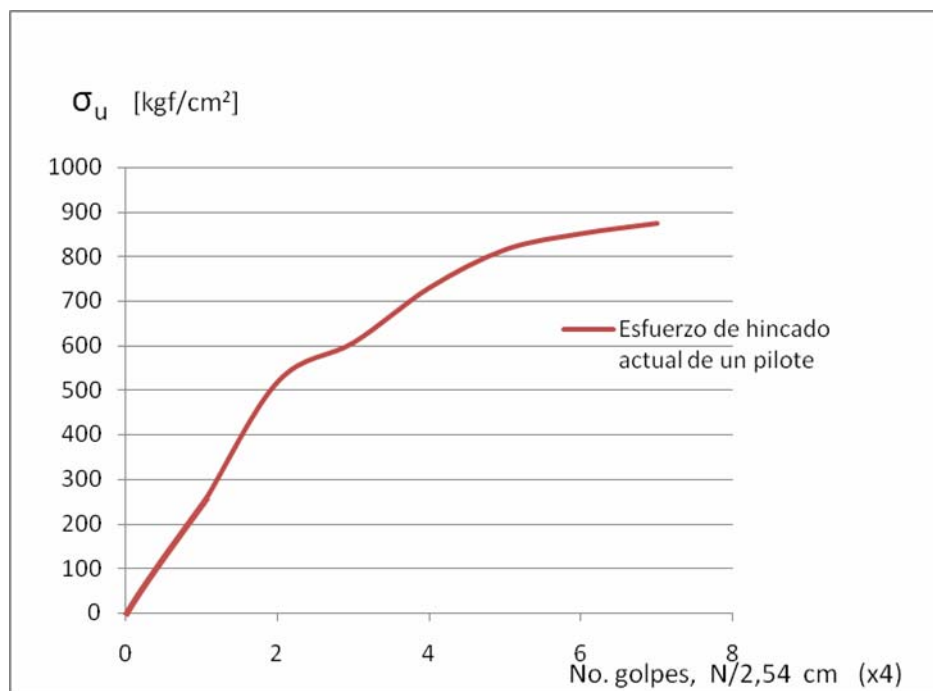


Figura 6. Gráfica del Esfuerzo de Hincado del Pilote versus Número de Golpes por 2,54 cm <sup>[4]</sup>

### 3.4 CÁLCULO DE LA CARRERA MÍNIMA DEL PILOTE $h_o$

Aquí se busca desarrollar una ecuación que describa el movimiento del pilote. La estratificación del suelo se realizó con el hincado actual, ya que este no depende sino de la profundidad de penetración a la que se somete el pilote, con esto se conoce el valor de carga  $Q_u$  a medida que su profundidad aumenta. Con estos datos se puede hallar la altura mínima  $h_o$  a la que debe estar el bloque de concreto, teniendo en cuenta los mismos 70 golpes.

La máquina planeada genera un aporte muy importante, ya que la carrera anteriormente era constante, y ahora, a medida que desciende el pilote aumenta la carrera del martinete (bloque de concreto).

Conforme a lo dicho anteriormente la carrera ahora es variable y despejando  $\Delta S_i$  de la ecuación (2.7) tenemos:

$$\Delta S_i = \frac{\eta W_b h_i}{Q_{u_i}} \times \frac{W_b + e^2 W_p}{W_b + W_p} - C$$

donde

$\Delta S_i, h_i, Q_{u_i}$  son los términos variables de la ecuación, los demás siguen siendo constantes

$$\therefore \Delta S_i = \frac{45,088 h_i}{Q_{u_i}} - 0,254$$

A medida que aumenta la profundidad de penetración, la carrera se hace más grande, entonces:

$$h_i = h_o + z_i \quad \text{y} \quad Q_{u_i} = f(z_i) \quad (2.8) \text{ y } (2.9)$$

donde

$h_i$  = Carrera variable del bloque de concreto en el punto i [m]

$h_o$  = carrera inicial del martinete o del bloque de concreto [m]



Con la profundidad  $\Delta z_i$  podemos tener:

$$z_i = \sum_{i=0}^7 \Delta z_i \quad (2.8)$$

donde:

$\Delta z_i$  es el valor inicial calculado en la sección (2.11.4 Tabla No. 7) y se utiliza para conocer la h mínima.

La siguiente tabla muestra los valores obtenidos en la sumatoria de golpes aplicados al pilote para alcanzar la profundidad requerida:

$i$	$\Delta z_i [cm]$	$z_i [cm]$	$Q_u [kgf]$	$h_i [cm]$	$\Delta S_i [cm]$	# golpes <sub>i</sub>
0	0	0	0	100	0	0
1	37,8	37,8	1542,4	137,8	3,774	10
2	16,2	54	3320,3	154,0	1,837	9
3	13,5	67,5	3879,2	167,5	1,693	8
4	10,8	78,3	4664,3	178,3	1,470	8
5	9,44	87,74	5211,2	187,74	1,370	7
6	8,9	96,64	5439,0	196,64	1,376	7
7	8,63	105,27	5585,4	205,27	1,403	6

Tabla No. 8 Valores para  $h_o = 100cm$  <sup>[4]</sup>

La  $\sum \# golpes_i = 55$ , esto es la cantidad de golpes que debe recibir el pilote para llegar al estrato de suelo identificado, en otras palabras es la profundidad que se requiere para un buen soporte de carga del pilote.

Aquí se hacen ensayos por prueba y error para alcanzar el # de golpes definido

La meta es hallar  $h_i$  mínima para 70 golpes, entonces:

$i$	$h_i[cm]$	$\Delta S_i[cm]$	# golpes <sub><math>i</math></sub>
0	90	0	0
1	127,8	3,482	11
2	144,0	1,701	10
3	157,5	1,577	9
4	168,3	1,373	8
5	177,74	1,284	8
6	186,64	1,293	7
7	195,27	1,322	7

Tabla No. 9 Valores para  $h_o = 90cm$  [4]

De la tabla anterior la  $\Sigma \# golpes_i = 60$ .

$i$	$h_i[cm]$	$\Delta S_i[cm]$	# golpes <sub><math>i</math></sub>
0	80	0	0
1	117,8	3,190	12
2	134,0	1,566	11
3	147,5	1,460	10
4	158,3	1,276	9
5	167,74	1,197	8
6	176,64	1,210	8
7	195,27	1,322	7

Tabla No. 10 Valores para  $h_o = 80cm$  [4]

De la tabla anterior la  $\Sigma \# golpes_i = 65$ .

$i$	$h_i[cm]$	$\Delta S_i[cm]$	$\# golpes_i$
0	70	0	0
1	107,8	2,897	13
2	124,0	1,430	12
3	137,5	1,344	10
4	148,3	1,180	10
5	157,74	1,111	9
6	166,64	1,127	8
7	185,27	1,242	7

Tabla No. 11 Valores para  $h_o = 70cm$  [4]

De la tabla anterior la  $\Sigma \# golpes_i = 69$ .

Conclusión:

La altura mínima a la que debe trabajar el bloque de concreto o martinete es de 70 cm, cumpliendo los parámetros estimados.

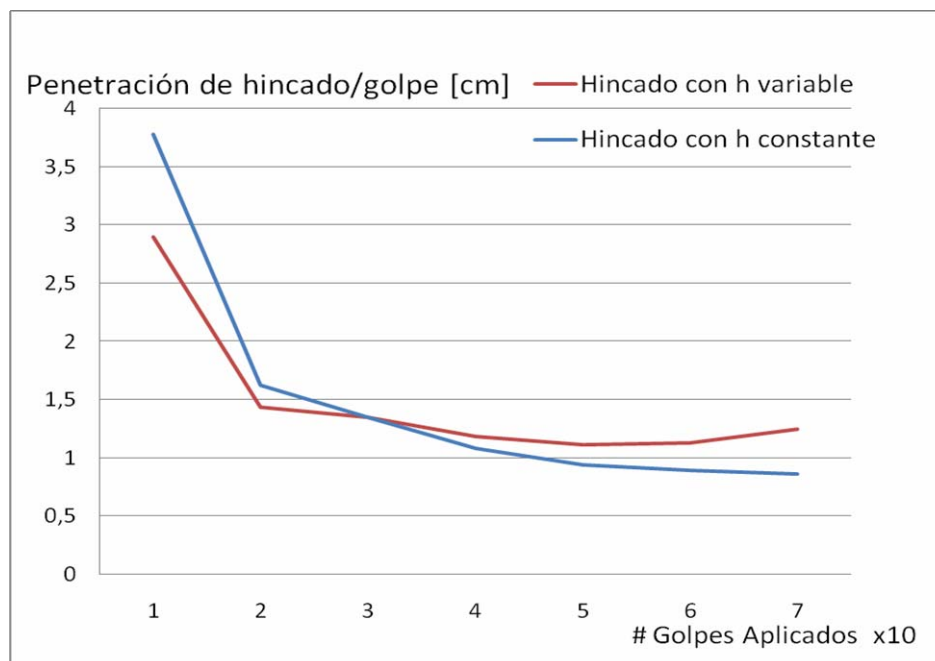


Figura 8. Comparación de carrera constante y variable para un mismo # de golpes [4]

#### 4. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LAS PARTES DE LA MÁQUINA<sup>[4]</sup>

En este capítulo se especifican los diferentes criterios de diseño y selección de componentes, aplicados según corresponde de acuerdo al diseñador y a los fabricantes enunciados en las secciones siguientes.

Para unificar la connotación de los elementos de la máquina, se tiene la siguiente figura como esquema general que describe los puntos más importantes en el diseño y selección de sus componentes.

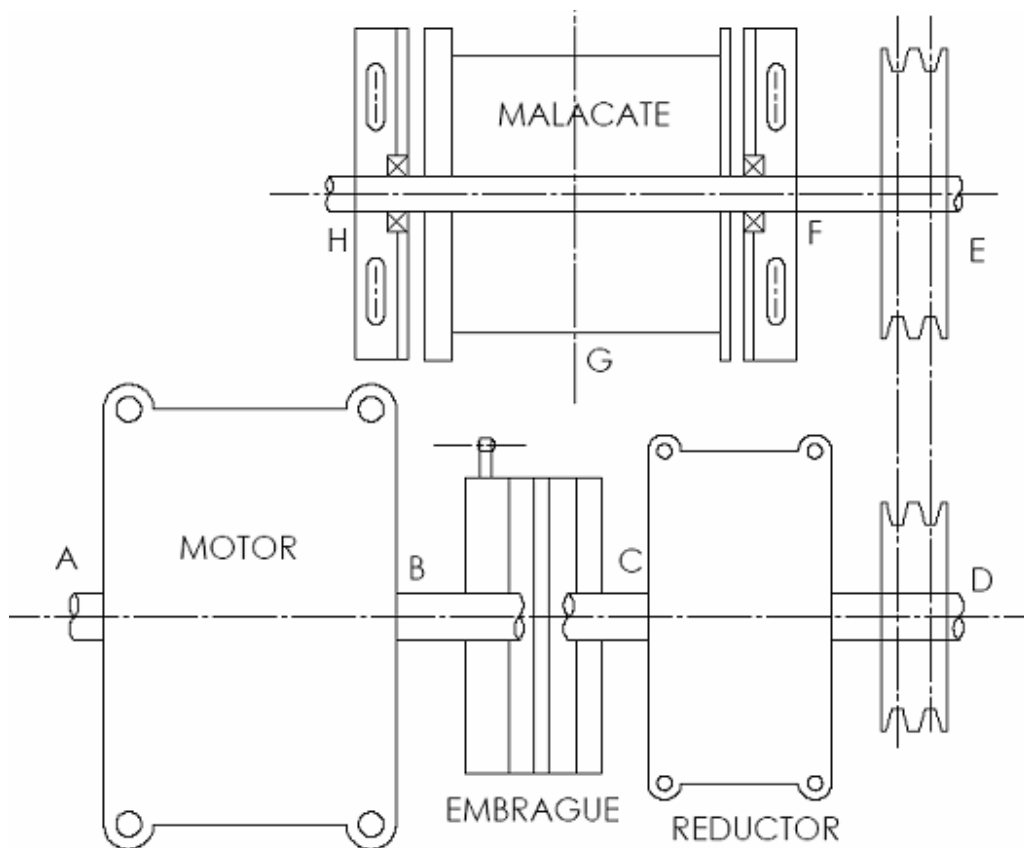


Figura 9. Vista de planta de la máquina con su nomenclatura<sup>[4]</sup>

#### **4.1 DETERMINACIÓN DE LA CAPACIDAD**

La capacidad de la máquina se calcula en base al uso del armazón actual mediante dos factores fundamentales trabajados hasta ahora:

Se aplicarán entre 60 a 70 golpes por tubo hincado.

Estratificación del suelo, hallada en la sección (3.3 Tabla No. 7) de la capacidad última o fuerza reactiva del pilote durante el hincado.

De esta forma se puede hallar la altura mínima que debe tener el trípode, ya que el problema principal de este, radica en el tamaño que debía tener.

La capacidad proyectada de la máquina altera la carrera de trabajo mejorando el tiempo de hincado, en el armazón utilizado la carrera era constante porque todo el conjunto bajaba con el pilote.

En el dimensionamiento de la altura mínima solo se podía modificar la carrera del bloque de concreto, ya que la altura del pilote es la misma. Entonces con las fórmulas planteadas por la Engineering News Record (ENR) derivada de la teoría de trabajo y energía se pudo establecer la altura real a la que este bloque debía estar ubicado.

Los siguientes parámetros de uso son nominales y se limitan a valores confiables y seguros de operación de la máquina:

Capacidad de Carga Nominal de la Máquina: 80 kgf.

Tiempo de un ciclo: 2,5 segundos.

Tiempo Aproximado de Hincado por Tubo: 180 segundos.

Tiempo Aproximado de Hincado de una Pareja de Tubos: 600 seg (Incluye montaje y desmontaje de la máquina).

Velocidad del Bloque de Concreto: 2,64 – 2,97 m/s

#### 4.2 VELOCIDAD DE FUNCIONAMIENTO

Teniendo en cuenta la nomenclatura establecida en la *Figura 8*, se normaliza la connotación para todo el capítulo.

donde:

*A*: Punto del lado del volante del motor

*B*: Punto de salida del eje del motor y entrada al embrague

*C*: Punto de entrada al eje del reductor y salida del embrague

*D*: Punto de salida del eje del reductor y lugar donde se coloca la polea más pequeña de la transmisión

*E*: Punto donde se conecta la polea más grande y el eje del malacate

*F*: Punto de ubicación de uno de los rodamientos del malacate que sostiene el eje y el tambor de arrollamiento

*G*: Punto medio del tambor donde teóricamente se ubican las cargas producidas por el martinete

*H*: Punto final del malacate donde se ubica el otro rodamiento

#### **Motor:**

Desde el motor se puede gobernar el margen de velocidad de la máquina, con el acelerador se tiene de 3200 a 3600 r.p.m. del lado del volante y de 1600 a 1800 r.p.m. en la salida del eje.

$$n_A = 3200 - 3600 \text{ r.p.m.}$$

$$n_B = n_m = 1600 - 1800 \text{ r.p.m.}$$

#### **Reductor de Velocidad:**

Reducción de 5:1.

$$\frac{n_e}{n_s} = \frac{n_C}{n_D} = 5 \quad n_C = n_B$$

Velocidad de entrada:

$$n_e = n_C = 1600 - 1800 \text{rpm}$$

Velocidad de salida:

$$\therefore n_s = n_D = 320 - 360 \text{rpm}$$

**Reducción con polea en V:**

$$\text{Polea No. 1: } D_D = 7,5 \text{in} = 19,05 \text{cm}$$

$$\text{Polea No. 2: } D_D = 7,5 \text{in} = 19,05 \text{cm}$$

Reducción de 10:7,5 ó 1,33:1

$$\frac{n_D}{n_E} = 1,33$$

$$\therefore n_E = 240 - 270 \text{rpm}$$

**Malacate:**

$$n_E = n_F = n_G = n_H = 240 - 270 \text{rpm}$$

$$\text{Tambor: } D_m = 21 \text{cm} = 0,21 \text{m}$$

**Martinete (Bloque):**

$$w_E = n_E \frac{2\pi}{60} = 25,13 - 28,27 \text{rad} / \text{s}$$

$$V_{\text{Martinete}} = w_E \frac{D_m}{2} = 2,64 - 2,97 \text{m} / \text{s}$$

Velocidad Máxima del Martinete:

$$V_{\text{Martinete}} \approx 3m/s$$

### 4.3 SISTEMA DE ELEVACIÓN DE CARGA

#### 4.3.1 Bloque de Concreto

En los objetivos del proyecto estaba planteado un bloque de concreto de 100kg. Reevaluando el problema y buscando la comodidad del trabajador y su optimización en la empresa, se tomó la decisión de reducir la masa del bloque a 65 kg.

A partir de esto y sabiendo que el es de concreto, tenemos:

$$\rho_c = 2300kg/m^3 \quad \text{densidad promedio del concreto}$$

$$m_b = 65kg \quad \text{masa del bloque de concreto}$$

$$W_b = 65kgf (638N) \quad \text{peso del bloque de concreto}$$

$$\therefore V_b = \frac{m}{\rho} = 0,02826m^3 \approx 28261cm^3$$

Las dimensiones del Bloque que cumplen lo anterior y que además se ajustan al trabajo son:

$$D_b = 33cm \quad \text{diámetro del Bloque}$$

$$h_b = 33cm \quad \text{altura del bloque}$$

Opcional: Para el caso en el cual se quiere que la fuerza normal entre el bloque de concreto y la varilla de guía sea mínima.

$$D_b = 32cm \quad h_b = 35cm$$



Figura10. Bloque o Porro utilizado para el pilotaje <sup>[4]</sup>

#### 4.3.2 Cable o Guaya <sup>[10]</sup>

Cinética del Bloque de concreto

$$\sum F = m.a_y$$

$$F_t - w_c - w_b = m.a \quad (4.1)$$

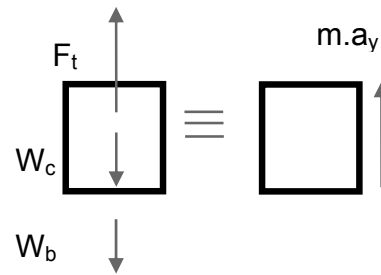


Figura 11. Diagrama cinético martinete <sup>[4]</sup>

donde:

$F_t$  = fuerza de tensión en el cable

$w_b$  = peso del bloque de concreto

Eligiendo un cable I.P.S. (Acero Mejorado de Acero) de 0,63x6x19 con alma de fibra, del catálogo de Emcocables tenemos:

$F_u = 2480kgf$  Resistencia Nominal a la Rotura

$D_r = 0,63cm$  Diámetro del Cable

$D_s = 30D_r$  Diámetro de la Polea del Cable

$$D_w = 0,067D_r \quad \text{Diámetro de cada Alambre}$$

$$A_m = 0,4D_r^2 \quad \text{Área metálica}$$

$$L = 12m \quad \text{Longitud del Cable}$$

$$w_c = w.L = 0,37D_r^2.L = 2kgf \quad \text{Peso Total del Cable}$$

Resolviendo la ecuación (4.1), tenemos:

$$F_t = m.a + w_c + w_m = \left( \frac{2 + 65}{9,81} \right) 1,5 + 2 + 65 \approx 80kgf$$

Criterio de Selección:

En Base Estática:

$$F_b = \frac{E.D_w.A_m}{D_s} \approx 1200kgf = 11772N$$

$$N = \frac{F_u - F_b}{F_t} = 16 \geq 9 \quad \text{El valor de N debe estar comprendido de 5 a 9 para elevación y grúas (según Emcocables)}$$

donde:

$F_b$  = Fuerza de Flexión Equivalente

$N$  = Factor de Seguridad

**Base Dinámica:** Se considera razonable un factor dinámico  $N_D = 1,3$

Para el acero I.P.S. la resistencia última a la tracción es

$$S_u = 16870kg / cm^2 = 1654,95MPa$$

De la ecuación de fatiga para cables tenemos:

$$\left(\frac{P}{S_u}\right) = \frac{2N_D F_t}{(D_s D_r) S_u}$$

$$\left(\frac{P}{S_u}\right) = \frac{2 \times 1,3 \times 80}{[30 \times (0,63)^2]} = 0,001035$$

$0,001035 \leq 0,0015$  Para vida infinita

Conclusión:

Cable seleccionado con un diámetro de  $0,25\text{in}=0,63\text{cm}$  6x19 con alma de fibra.

*Recomendación:* La posibilidad de encontrar una polea con un diámetro mayor o igual a 19 cm es escasa, debido a su alto costo; el diámetro mínimo que se puede emplear para el cable seleccionado es de 14 cm, conservando vida infinita con un factor de seguridad de  $N = 11$



Figura 12. Guaya o Cable <sup>[4]</sup>

#### 4.3.3. Diseño del Malacate o Tambor de Arrollamiento (según DIN 4130):

El diámetro medio teórico mínimo que debe tener el tambor es:

$$D_m \geq [500 - 600]D_w = 500 \times 0,067 \times 0,63 \text{ cm} = 21,1 \text{ cm}$$

$$D_m = D_e + 2a = 21,91 + 2 \times 0,1 = 22,1 \text{ cm} \geq 21,1 \text{ cm} \text{ _ o.k.}$$

donde:

$D_w$  = diámetro de cada alambre del cable enunciado en la sección (4.3.2)

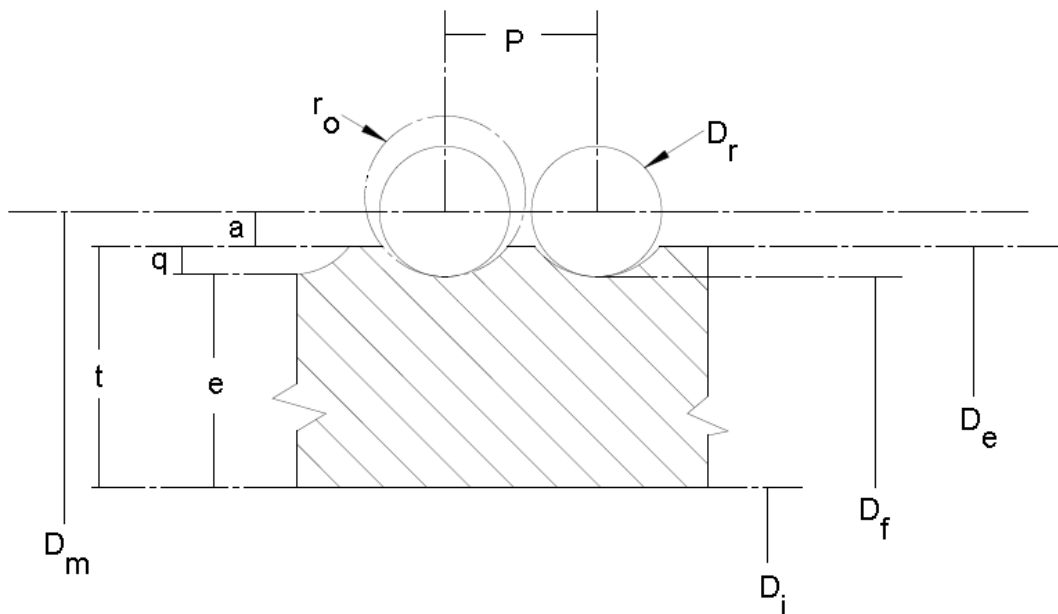


Figura 13. Dimensiones de tambor para cable metálico <sup>[4]</sup>

donde:

$q$ : altura de ranura

$e$ : espesor de pared interna del tubo

$P$ : paso de arrollamiento

$D_r$  : diámetro del cable

$D_e$  : diámetro exterior del tambor (tubo)

$D_i$  : diámetro interior del tambor

$D_m$  : diámetro medio entre centros del cable

$D_f$  : diámetro del fondo de la ranura

$t$  : espesor del tubo

$a$  : distancia entre el centro del cable y cresta de la ranura

$r_o$  : o espira en torno

$H_Q$  : carrera máxima de tambor

#### Parámetros de Cálculo del Tambor (Según DIN 4130):

a)  $D_m \geq [500 - 600]D_w = 21,1cm$  Seleccionar lo más cerca posible a este valor para no aumentar la velocidad del bloque de concreto.

Del catálogo Colmena para un diámetro nominal de  $8in=20,32cm$ , tenemos:

$$D_e = 219,1mm$$

$$D_i = 202,74mm$$

$$a_{\min} = 1mm$$

$$t = 8,18mm$$

Como :

$$\frac{D_r}{2} = q + a \rightarrow q = \frac{D_r}{2} - a = \frac{6,3}{2} - 1 = 2,15mm$$

Respecto del Radio de la Ranura de la espira:

$$r_o = \frac{D_r}{2} + [1a3mm]$$

$$r_o = \frac{6,3}{2} + 2,85 = 6,0mm = 0,6cm$$

b)  $D_f = D_m - D_r = 221,1 - 6,3mm = 214,8mm \approx 21,5cm$

Recomendación:  $e = 0,01D_m + 4mm = 6,11mm \approx 0,6cm$

c) Espesor de pared del tubo:

$$e = \frac{D_f - D_i}{2} = 6,03mm \approx 0,6cm \quad \text{O.K.}$$

d) # de espiras activas:  $n_s$

$$n_s = \frac{H_Q}{\pi \cdot D_m} = \frac{390}{\pi \cdot 22,1} = 5,62 \approx 6$$

# de espiras totales:  $n_T$

$$n_T \geq n_s + 3 = 6 + 3 = 9$$

$$n_T \geq 9$$

$$n_T = \frac{H_T}{\pi \cdot D_m} = \frac{390 + 400}{\pi \cdot 22,1} = 11,4 \approx 12$$

e) Longitud de Arrollamiento:  $L_T$

$$L_T = n_T \cdot P$$

$$P = D_r + [0,1 - 0,3]cm = 0,63 + 0,3 = 0,93cm$$

$$\therefore L_T = 12 \times 0,93 = 11,16 \text{ cm}$$

$$L_T \geq 11,5 \text{ cm}$$

f) *Chequeo de Esfuerzos*: Confrontar esfuerzos o fatigas principales, como esfuerzo compuesto:  $\sigma_c$

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_f^2 + \sigma_a^2}$$

$$\sigma_a = \frac{0,5F_t}{e.P} \quad (4.2)$$

$$\sigma_f = \frac{M_{f_{\max}}}{z} = \frac{\frac{F_t L_T}{4}}{\frac{\pi (D_f^4 - D_i^4)}{32 D_f}} = \frac{8.L_T.D_f.F_t}{\pi(D_f^4 - D_i^4)} [\text{kgf} / \text{cm}^2] \quad (4.3)$$

donde:

$\sigma_f$  : esfuerzo de flexión [kgf-cm<sup>2</sup>]

$\sigma_a$  : esfuerzo de aplastamiento [kgf-cm<sup>2</sup>]

$M_{f_{\max}}$  : momento flector máximo de trabajo [kgf-cm]

$z$  : módulo de sección en [cm<sup>3</sup>]

$F_t$  : fuerza del cable que va al tambor [kgf]

Resolviendo las ecuaciones (4.2) y (4.3), tenemos:

$$\sigma_f = \frac{8,15 \text{ cm} \cdot 21,5 \text{ cm} \cdot 80 \text{ kgf}}{\pi[(21,5)^4 - (20,3)^4] \text{ cm}^4} = 1,5 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

$$\sigma_a = \frac{0,5 \times 80 \text{kgf}}{0,6 \times 0,93} = 72 \text{kgf} / \text{cm}^2$$

Como  $\sigma_f \square \sigma_a$ , solo se chequea esfuerzo por aplastamiento

$$\sigma_a = 72 \text{kgf} / \text{cm}^2$$

Teniendo en cuenta que solo se chequea por aplastamiento, el esfuerzo admisible  $\sigma_{adm}$  es:

$$\sigma_{adm} = 300 \text{kgf} / \text{cm}^2 \text{ para fundición de hierro}$$

$$\sigma_{adm} = 500 \text{kgf} / \text{cm}^2 \text{ para fundición de acero o acero fundido}$$

Factor de Seguridad:  $N_s$

$$N_s = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_a} = \frac{500}{72} \approx 7$$

**Tapas del Tambor:**  $D_{tapas}$

Recomendación:

$$D_{tapas} = D_e + 5D_r = 21,91 + 5 \times 0,63 \approx 25,1 \text{cm}$$

### Cálculo del Eje del Tambor de Arrollamiento:

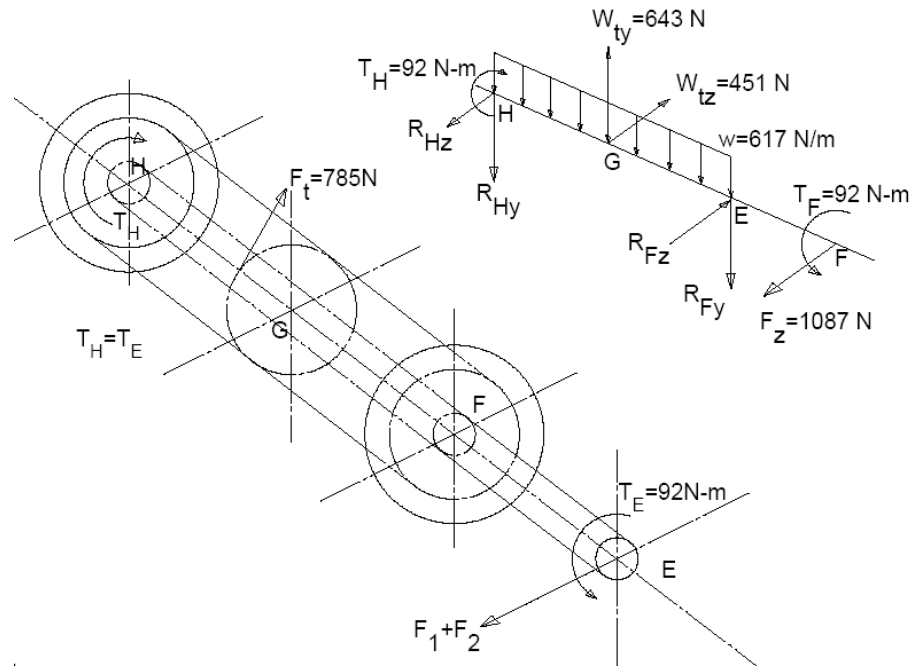


Figura 14. Diagrama de fuerzas y de cuerpo libre del malacate o tambor [4]

- **Análisis Estático del Eje del Tambor:**

El torque producido por el cable se considera en todo el eje y las fuerzas  $F_1$  y  $F_2$  (reacciones de la polea en el punto E) asumidas como horizontales, lo anterior, para resultados más conservativos.

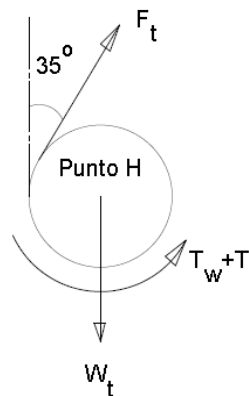


Figura 15. Diagrama del malacate en el punto H [4]

El peso aproximado del tambor es 15 kgf:

$$W_t = 15\text{kgf} = 148\text{N}$$

La carga total del cable es:

$$F_t = 80\text{kgf} = 785\text{N}$$

Reacciones en la polea del punto E:

Para este caso se utiliza una polea trapezoidal de dos canales tipo B, los parámetros son los siguientes:

$$\frac{F_1}{F_2} = 5 \rightarrow F_1 = 5F_2$$

$$T_E = (F_1 - F_2) \frac{D_E}{2} = 4F_2 \frac{D_E}{2} = 2F_2 D_E$$

$$F_2 = \frac{T_E}{2D_E} = \frac{9200\text{N} - \text{cm}}{2 \times 25,4\text{cm}} = 181,1\text{N}$$

$$F_1 = 905,5\text{N}$$

$$F_1 + F_2 \approx 1087\text{N}$$

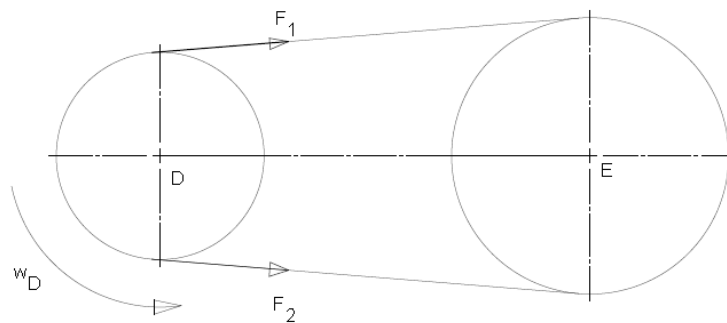


Figura 16. Diagrama de poleas de la transmisión, Puntos D y E [4]

- **Torque total en el eje:  $T_t$**

$$T_t = T_w + T_I \quad (4.4)$$

$$T_w = F_t \cdot \frac{D_m}{2} [Nm] \quad T_I = J \cdot \alpha [Nm]$$

$$J = \frac{1}{2} m_t r^2 [kg - m^2] \quad \alpha = \frac{\pi n_t}{30t} [rad / s]$$

donde

$T_w$  : torque por carga

$T_I$  : torque de inercia

$F_t$  : fuerza de tensión en el cable

$m_t$  : masa del tambor

$D_m$  : diámetro medio entre centros del cable

$J$  : momento de inercia del tambor

$r$  : radio de giro del tambor

$\alpha$  : aceleración angular del tambor

$n_t$  : velocidad en R.P.M. del tambor

$$J = \frac{1}{2} 15 \times 11,05^2 = 915,77 kg - cm^2 = 915,77 \times 10^{-4} kg - m^2$$

$$\alpha = \frac{\pi \times 270}{30 \times 0,5} = 56,55 rad / s^2$$

$$T_w = 80 \times 9,81 \times \frac{22,1}{2} = 86,72 [Nm]$$

$$T_I = 915,77 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2 \times 56,55 \text{ rad / s}^2 = 5,18 [\text{Nm}]$$

$$\therefore T_t = 86,72 + 5,18 \approx 92 [\text{Nm}] \text{ (938 kgf.cm)}$$

- **Resistencia del eje:**

Plano XY:

$$\Sigma M_{Hz} = 0 \rightarrow R_{Fy} = -248 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R_{Hy} = -248 \text{ N}$$

Plano XZ:

$$\Sigma M_{Fy} = 0 \rightarrow R_{Hz} = 769 \text{ N}$$

$$\Sigma F_z = 0 \rightarrow R_{Fz} = -1405 \text{ N}$$

- **Análisis de Esfuerzos:**

De acuerdo a la figura anterior, los puntos críticos están en F y G:

$$M_F = 130,5 \text{ Nm}$$

$$M_G = \sqrt{(92,3)^2 + (34,2)^2} = 98,43 \text{ Nm}$$

Sección Crítica: F

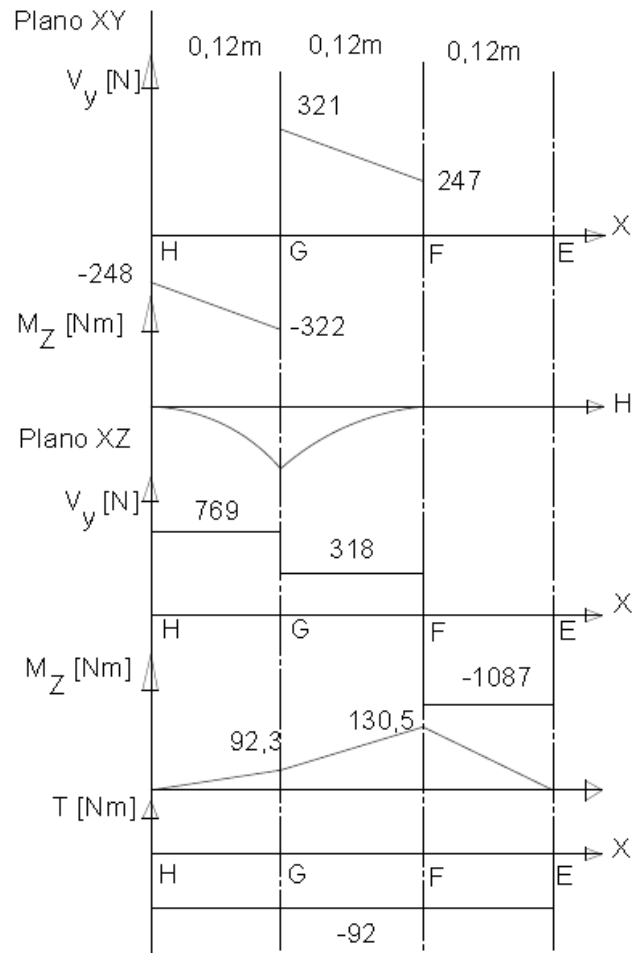


Figura 17. Diagrama de cargas del eje del tambor <sup>[4]</sup>

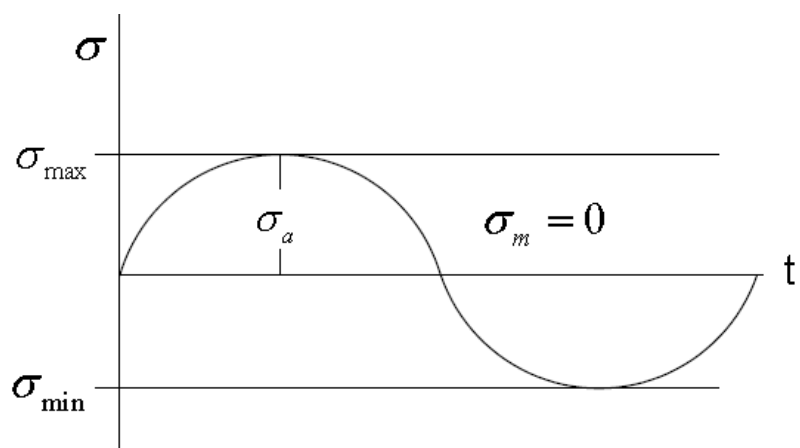


Figura 18. Diagrama de esfuerzos normales: medio y alternativo <sup>[4]</sup>

El esfuerzo normal para ejes circulares es:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{32 \times 130,1}{\pi d^3} = \frac{1330}{d^3} \quad \sigma_m = 0$$

donde:

$\sigma_a$  : Esfuerzo normal alternativo

$\sigma_m$  : Esfuerzo normal medio

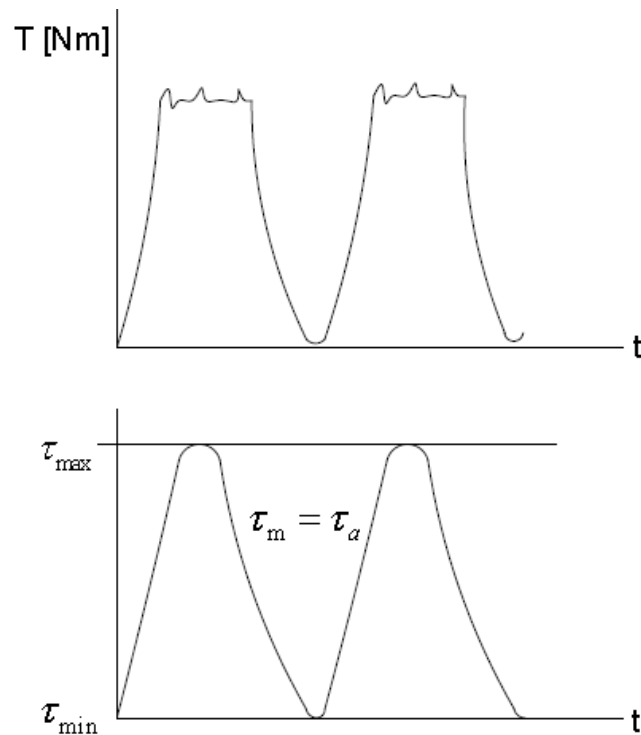


Figura 19. Diagrama de esfuerzos cortantes: medio y alternativo <sup>[4]</sup>

El esfuerzo cortante para ejes es:

$$\tau = \frac{Tc}{J} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

$$\tau_a = \frac{16 \times 92}{\pi d^3} = \frac{470}{d^3} \quad \tau_m = \tau_a = \frac{470}{d^3}$$

donde:

$\tau_a$  : Esfuerzo cortante alternativo

$\tau_m$  : Esfuerzo cortante medio

- **Cálculo del diámetro mínimo del eje sometido a fatiga<sup>[2]</sup>**

Nomenclatura utilizada en esta sección:

$N$  : Factor de seguridad a fatiga

$k_{ff}$  : Factor de concentración de esfuerzos en fatiga (flexión)

$k_{fs}$  : Factor de concentración de esfuerzos en fatiga (torsión)

$k_{tf}$  : Factor de concentración de esfuerzos estáticos (flexión)

$k_{ts}$  : Factor de concentración de esfuerzos estáticos (torsión)

$C_s$  : Factor de acabado superficial

$C_{Lf}$  : Factor de carga a flexión

$C_{Ls}$  : Factor de carga a torsión

$C_p$  : Factor de tamaño

$C_C$  : Factor de confiabilidad

$C_T$  : Factor de efectos de temperatura ambiente de trabajo

- $C_m$  : Factor de efectos misceláneos  
 $S_n$  : Resistencia a la fatiga (especímenes ideales a carga axial y flexión)  
 $S_{ns}$  : Resistencia a la fatiga (especímenes ideales a torsión)  
 $S_n'$  : Resistencia a la fatiga (especímenes afectados a carga axial y flexión)  
 $S_{ns}'$  : Resistencia a la fatiga (especímenes afectados a torsión)  
 $S_{ut}$  : Resistencia última del material a tracción  
 $S_{yt}$  : Resistencia a cedencia del material a tracción  
 $S_{ys}$  : Resistencia a cedencia en corte  
 $d$  : Diámetro del eje  
 $r$  : Radio de entalladura  
 $q_t$  : Sensibilidad a la entalladura (flexión y tracción)  
 $q_s$  : Sensibilidad a la entalladura (torsión)  
 $Z_R$  : Factor a un % de confiabilidad exigido

Por criterio de Soderberg tenemos:  $N=1,6$

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{\sigma_m}{S_{yt}} + \frac{k_f \sigma_a}{S_n'} \right)^2 + \left( \frac{\tau_m}{S_{ys}} + \frac{k_{fs} \tau_a}{S_{ns}'} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

De la teoría de falla para carga combinada en fatiga, según Misses-Soderberg del libro de fatiga [2], se tiene:

$$d = \left\{ \frac{32N}{\pi} \left[ \left( \frac{M_m}{S_{yt}} + \frac{k_f M_a}{S_n'} \right)^2 + \left( \frac{T_m}{2S_{ys}} + \frac{k_{fs} T_a}{2S_{ns}'} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (4.5)$$

Para un material AISI C1045 Laminado Simple, utilizado para el eje:

$$S_{ut} = 6749 \text{kgf} / \text{cm}^2 = 662,08 \text{MPa}$$

$$S_{yt} = 4148 \text{kgf} / \text{cm}^2 = 406,92 \text{MPa}$$

$$\text{Britnell} = 215$$

$$S_n' = C_s C_{Lf} C_p C_c C_T C_m S_n$$

$$S_n = 0,5 S_{ut}$$

$$\rightarrow S_n' = C_s C_{Lf} C_p C_c C_T C_m (0,5 S_{ut}) \quad (4.6)$$

$$S_{ns}' = C_s C_{Ls} C_p C_c C_T C_m S_{ns}$$

$$S_{ns} = 0,5 S_{ys} = 0,5 \times 0,577 S_{yt} = 0,2887 S_{yt}$$

$$\rightarrow S_{ns}' = C_s C_{Ls} C_p C_c C_T C_m (0,2887 S_{yt}) \quad (4.7)$$

$$S_{ys} = 0,577 S_{yt}$$

$$(4.8)$$

De las tablas de fisura progresiva para concentradores de esfuerzo:

$$C_s = 0,78 \quad \text{Maquinado común}$$

$$C_{Lf} = 1,0 \quad \text{Carga a flexión}$$

$$C_{Ls} = 0,58 \quad \text{Carga a torsión}$$

$$C_p = 0,9 \quad (1,02\text{cm} \leq d \leq 5,08\text{cm})$$

Confiabilidad del 98%:

$$Z_R = 2,053$$

$$C_c = 1 - 0,08Z_R = 0,83$$

$$C_T = 1,0$$

$$C_m = 1,0$$

Resolviendo las ecuaciones (4.6), (4.7) y (4.8) tenemos:

$$S_n' = 0,78 \times 0,9 \times 0,83 \times 1 \times 1 \times (0,5 \times 662,08\text{MPa})$$

$$S_n' = 192,88\text{MPa} \quad (1966,2\text{kgf} / \text{cm}^2)$$

$$S_{ns}' = 0,78 \times 0,58 \times 0,9 \times 0,83 \times 1,0 \times 1,0 \times (0,2887 \times 406,92\text{MPa})$$

$$S_{ns}' = 39,7\text{MPa} \quad (404,7\text{kgf} / \text{cm}^2)$$

$$S_{ys} = 0,577 \times 406,92\text{MPa}$$

$$S_{ys} = 231,94\text{MPa} \quad (2364,36\text{kgf} / \text{cm}^2)$$

Concentradores de esfuerzo a fatiga:

$$k_f = 1 + (k_t - 1)q \tag{4.9}$$

De tablas para un cuñero de patín, eje de acero recocido:

cuñero a flexión estática:  $k_{ff} = 1,3$

cuñero a torsión estática:  $k_{fs} = 1,3$

Reemplazando los valores en la ecuación (4.5), tenemos:

$$d = \left\{ \frac{32 \times 1,6}{\pi} \left[ \left( 0 + \frac{1,3 \times 130,5}{192,88 \times 10^6} \right)^2 + \left( \frac{92}{2 \times 231,94 \times 10^6} + \frac{1,3 \times 92}{2 \times 39,7 \times 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Conclusión:

$$d \geq 0,0315m = 3,15cm \approx 1\frac{1}{4}in$$

#### 4.3.4 Selección de Rodamientos en el eje del tambor:

Duración o vida útil de proyecto:

$$L_h = 4000 - 8000 \text{ horas (Aparejos elevadores de V.M. Faires)}$$

Eligiendo:

$$L_h = 6300 \text{ horas}$$

Velocidad del tambor:

$$n_t = 270 \text{ r.p.m.}$$

Reacciones en apoyos F y H:

$$R_F = \sqrt{R_{Fy}^2 + R_{Fz}^2} = \sqrt{248^2 + 1405^2} = 1427N$$

$$R_H = \sqrt{R_{Hy}^2 + R_{Hz}^2} = \sqrt{248^2 + 769^2} = 808N$$

El eje está sometido a carga radial solamente, la carga equivalente será:

$$\therefore P = F_r = 1427N (119kgf)$$

De la tabla de seguridad de carga de la SKF:

$$\frac{C}{P} \approx 4,93$$

La capacidad dinámica mínima del rodamiento debe ser:

$$C = 4,93 \times P = 7035N(717kgf)$$

Teniendo en cuenta esta capacidad y con el diámetro de eje más cercano:

$$C = 7035N(717kgf)$$

$$d = 3,5cm$$

se pueden elegir los siguientes rodamientos:

6007 (C=12200N)

6307 (C=25500N)

6207 (C=19600N)

6407 (C=42500N)

Conclusión:

Se selecciona un rodamiento 6007 del Catálogo SKF



Figura 20. Diagrama de Malacate <sup>[4]</sup>

#### 4.3.5 Polea Lisa

En este caso, la polea lisa se selecciona de acuerdo al cable utilizado en la sección (4.3.2). El diámetro mínimo recomendado será:

$$D_s = 30D_r = 18,9cm$$

Además, en la misma sección, se da una recomendación en caso de no encontrar fácilmente una polea de estas especificaciones, sin alterar la vida infinita y manteniendo el factor de seguridad para este tipo de uso:

$$D_s \geq 14cm \text{ conservando vida infinita}$$

Con un factor de seguridad  $N_s = 11 \geq 9$  aún conservativo

*Rendimiento de la polea:*

$$\eta = 0,95 \text{ incluyendo el rozamiento de los cojinetes}$$



Figura 21. Diagrama de Polea puesta en el malacate <sup>[4]</sup>

#### 4.3.6 Sombrerete o Asiento del Pilote

Este tiene como fin amortiguar el golpe, disminuyendo la deformación plástica del pilote, debido al impacto causado por el martinete o bloque de concreto.

Es muy difícil determinar los asientos mediante métodos sencillos de cálculo. Lo más apropiado es realizar pruebas de carga, lo que puede resultar muy costoso.

El asiento de un pilote se debe a dos términos, uno de deformación del propio pilote y otro de deformación del terreno.

El material empleado para el asiento, normalmente es de fundición de acero o acero fundido para el tipo de pilotes empleado.



Figura 22. Diagrama de Flanged o sombrerete <sup>[4]</sup>

#### 4.3.7 Varilla guía del Bloque de Golpeo

Esta varilla es la guía del martinete o bloque de concreto, evita desviaciones que puedan causar daños a la estructura, al pilote o al martinete. Su dimensión está dada por la carrera que maneja el martinete y la base mínima que debe tener para quedar bien soportada al pilote. Su diámetro se da a disposición del diseñador y de la disponibilidad de materia prima en el mercado. Su longitud mínima será tres veces su diámetro más la carrera límite del martinete más una constante de 40 cm que es la altura promedio del martinete, así:

$$L_{\min} = 3D_{\text{var}} + h_{\text{max}} + 40\text{cm}$$

donde

$D_{\text{var}}$  : diámetro de la varilla

$h_{\text{max}}$  : carrera máxima del martinete

$$L_{\min} = 3 \times 2,54\text{cm} + 185\text{cm} + 40\text{cm} \approx 233\text{cm}$$

#### 4.4 SISTEMA DE POTENCIA

##### 4.4.1 Motor



Figura 23. Diagrama del Motor <sup>[4]</sup>

El motor se seleccionó pensando en poder utilizarlo en otra aplicación cuando la máquina no esté en operación. La potencia requerida por la máquina es de:

$P_m = 3,49\text{HP} = 2,6\text{kW}$  valor proveniente del requerimiento del malacate.

Por orden del Gerente de la empresa patrocinadora, se seleccionó un motor Diesel de 10 HP.

#### 4.4.2 Embrague

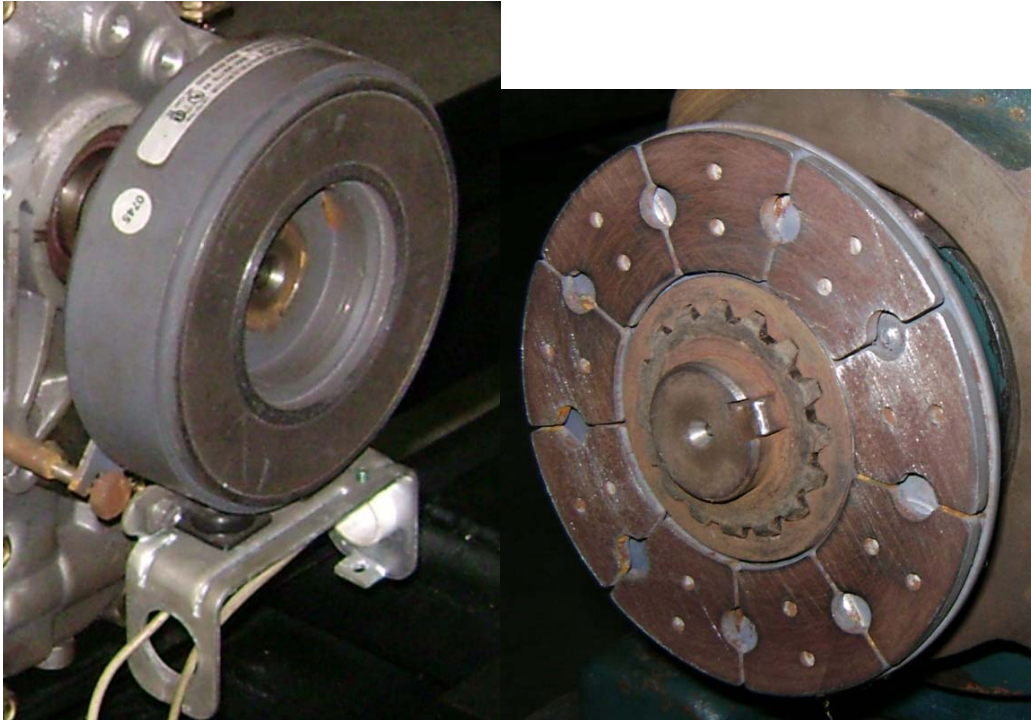


Figura 24. Diagrama del Embrague a) lado del motor b) lado del reductor <sup>[4]</sup>

La selección del embrague se hace según catálogo de la Warner Electric bajo el siguiente criterio <sup>[19]</sup>:

Torque Máximo requerido

Es el torque necesario para mover todo el conjunto que incluye un factor de seguridad. Esto se consigue conociendo los valores de la carga total en el malacate a una velocidad de 270 rpm, convertidas desde el motor que gira a 1800 rpm por un reductor de velocidad (5:1) y una transmisión por correas en V (4:3) calculadas en la sección 5.2 de este libro.

El torque se obtiene de las ecuaciones de potencia:

$$P = \frac{T.n}{9550}$$

$$P = T_1 n_1 = T_2 n_2 = cte$$

Con los datos del malacate ( $T=92 \text{ Nm}$  y  $n=270 \text{ rpm}$ ), tenemos la potencia consumida por la máquina:

$$P = \frac{T \cdot n}{9550} = \frac{92 \times 270}{9550} = 2,6 \text{ kW}$$

Con la velocidad del reductor en el eje de entrada, lugar donde el embrague se acciona, tenemos:

$$2,6 \text{ kW} = \frac{T \cdot 1800}{9550}$$

$$\therefore T_{req} = 13,8 \text{ Nm} = 10,154 \text{ lb} - \text{ft}$$

Siendo este el torque requerido por el embrague para su operación.

El torque máximo requerido del embrague tiene la siguiente ecuación:

$$T_{max} = T_{req} \cdot N$$

Donde

$N =$  Factor de Seguridad del embrague

Para esta aplicación Warner electric recomienda utilizar un factor de seguridad cercano a 5. Entonces se selecciona el embrague SFC-500:

$$T_{max} = 50 \text{ lb} - \text{ft}$$

$$\therefore N = 4,9$$

El embrague posee un diseño de campo estacionario y está montado en rodamientos. El torque es transmitido a través de un centro estriado a un adaptador que se fija con pernos a la armadura del embrague.

#### 4.4.3 Reductor de Velocidad



Figura 25. Diagrama del reductor de velocidad <sup>[4]</sup>

El reductor es suministrado por la marca SW y esta capacitado para 10 hp de potencia. Posee un factor de seguridad de 2,9 y su relación de velocidad fue seleccionada teniendo en cuenta que la transmisión en cada ciclo retrocede por la caída de la carga, consiguiendo así poca pérdida al devolver la carga, ya que así el equipo no consigue liberar la carga con dificultad.

#### 4.4.4 Transmisión por correas



Figura 26. Diagrama de las correas montadas en la transmisión <sup>[4]</sup>

El número de ramales requerido depende de la calidad de las correas, del diámetro adoptado de la polea pequeña y de la velocidad periférica de la banda junto a la potencia a transmitir.

Para esto se tiene el siguiente procedimiento de Selección:

Potencia de Diseño:  $P_{dis}$

$$P_{dis} = P_{nom} \cdot N_{sf}$$

Donde

$P_{nom}$  = Potencia nominal

$N_{sf}$  = Factor de servicio

$$P_{dis} = \frac{92Nm * 260}{9550} * 1,3 = 3,26kW(4,36hp)$$

Velocidad de Polea Pequeña:

Con la relación del reductor de 5:1  $n_p = 360rpm$  tenemos:

$$i = 1,385$$

Determinación del tipo de correa:

Con  $n_p$  Vs.  $P_{dis}$

y del ábaco de correas tenemos:

Correa seleccionada Tipo B

Con el tipo de correa escogido se selecciona el diámetro mínimo de la polea pequeña:

Para correa tipo B el diámetro mínimo a utilizar es de 5,4 in (13,71cm), si se emplea una polea más pequeña, lo probable es que la correa tenga poca duración.

Para este caso se elige una polea de 7,5 y 10 in de diámetro respectivamente.

Potencia específica (Rated HP):

En unidades americanas se tiene,

$$RatedHP = \left[ a \cdot \left( \frac{10^3}{V_m} \right)^{0,09} - \frac{c}{k_d \cdot D_1} - \frac{e \cdot V_m^2}{10^6} \right] \cdot \frac{V_m^2}{10^3}$$

Donde

$V_m$  = Velocidad periférica en pies/min

$a, c, e$  = Son constantes dadas por el tipo de correa

$D_1$  = Diámetro de polea pequeña

$k_D$  = Coeficiente de diámetro pequeño en función de  $D_2 / D_1$

$k_\theta$  = Coeficiente de arco de contacto en función de  $(D_2 - D_1) / C$

$k_L$  = Factor de corrección por longitud de L

$C$  = Distancia entre centros de las dos poleas

$L$  = Longitud pitch de la correa

$$k_D = 1,09$$

$$k_\theta = 0,98$$

Con  $C=16$  in

$$V_m = \pi * D_1 * n_1 / 12$$

$$V_m = \pi * 7,5 * 360 / 12 = 706,9 \text{ ft / min}$$

$$\therefore \text{RatedHP} = 2,24$$

$$L = 2C + 1,57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C}$$

$$L = 59,57 \text{ in}$$

Se elige la correa más cercana a este valor:

L comercial B60. L pitch=61,8 in  $\therefore k_L = 0,92$

Potencia corregida:  $P_{corr}$

$$P_{corr} = \text{RatedHP} * k_\theta * k_L$$

$$P_{corr} = 2,24 * 0,98 * 0,92 = 2,02 \text{ hp}$$

Elección de la cantidad de correas de la transmisión:

$$\# \text{Ramales} = \frac{Pot_{dis}}{Pot_{corr}} \quad \# \text{Ramales} = \frac{4,36}{2,02} \square 2 \text{ ramales}$$

Corrección de C:

$$C_c = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)}}{16}$$

$$B = 4L - 6,28(D_2 - D_1)$$

$$B = 137,3$$

$$\therefore C_c = 17,14in = 43,55cm$$

#### 4.5 SISTEMA ESTRUCTURAL

Este sistema se caracteriza por contener los diferentes elementos de la máquina, aquí se dispone el conjunto que soporta los demás sistemas descritos en este capítulo.

A continuación se recrearan tanto los bocetos de diseño como el resultado final después de hacer varios ajustes en la construcción de la máquina, consiguiendo optimizar la operación de la misma.

##### 4.5.1 Elementos del Trípode <sup>[4, 6]</sup>

El trípode se compone de los siguientes elementos: Estructura paralela en forma de A acoplada tanto al bastidor o trineo como al resto de la misma, dos elementos o paraleles que completan el trípode, un tornillo de sujeción entre los tres paraleles y una polea que soporta el cable de trabajo.



Figura 27. Esquema final del trípode en SolidWorks <sup>[4]</sup>

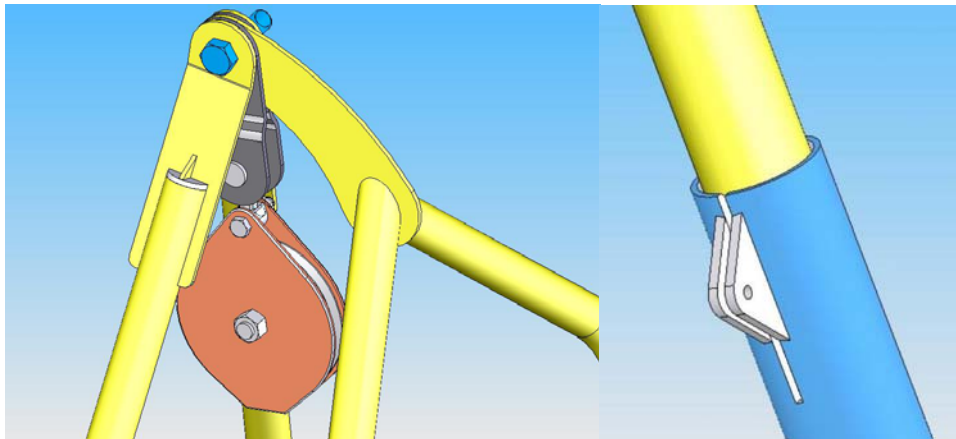


Figura 28. Acercamiento de conexiones principales del trípode a) unión de los 3  
parales, b) conexión telescópica que corrige diferencias de longitud entre parales<sup>[4, 6]</sup>

Las partes que componen los parales están hechas de dos materiales. La parte superior es de tubo estructural ASTM Grado 500C y en la parte inferior para más resistencia, se aprovechó unas camisas aceradas de alta resistencia y poco peso provistas en la bodega de la empresa, mejorando la estabilidad estructural del trípode.



**Figura 29. Trípode armado en campo** durante pruebas hechas al equipo. En esta toma se observa que los planos de la máquina fueron muy cercanos a la realidad de construcción del trípode. Las partes amarillas de la fotografía son la parte inferior de cuatro tubos acerados provistos de una capa de tungsteno que ofrece alta resistencia al desgaste y a la deformación.<sup>[4]</sup>

La forma esencial del trípode fue diseñada después de varias sesiones entre el director del proyecto (profesor Alfredo Parada C.) y el autor del mismo (Edwin Fontecha R.), coincidiendo en ideas por la funcionalidad que podía tener el trípode, al disponer de la geometría planteada.

#### **4.5.2 Elementos del Bastidor (Trineo)<sup>[4, 6]</sup>**

El trineo se compone de un conjunto de ángulos y tubos dispuestos de manera estratégica, donde se ubican los componentes principales de la máquina. Aquí descansa el sistema de potencia, de control y parte del sistema de elevación de carga, además de esto tiene una conexión directa entre el trípode y el resto del conjunto.

Aprovechando el inventario en bodega de la empresa de esta tubería conocida comúnmente por camisa acerada se dispuso emplearla en varios elementos de la máquina. La tubería empleada en este bastidor se

caracteriza por ser muy liviana, por tener alta resistencia mecánica, baja deformación y buena resistencia al desgaste. Vale la pena resaltar que la tubería mencionada posee una capa de tungsteno, estos tubos son la camisa de un pistón para la extracción de crudo en los machine de las plantas de petróleo en la región de Tibú.

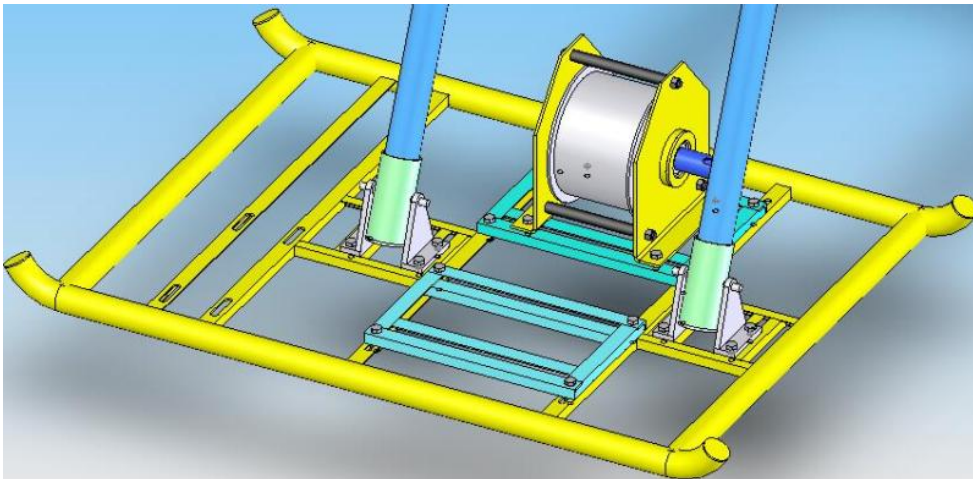


Figura 30. Bastidor hecho en SolidWoks con tubería y ángulos de varios calibres <sup>[4]</sup>



Figura 31. Bastidor con sus puntos de ubicación para los elementos de la máquina <sup>[4]</sup>

En el trineo se adaptaron dos ruedas que mejoran la movilidad del personal de trabajo. Estas ruedas son ecualizables para dos posiciones; cada una tiene un pasador con chaveta para mayor seguridad.



**Figura 32. Apoyo y posiciones de las ruedas del trineo** <sup>[4]</sup>

El trineo ubica y soporta las bases del malacate provistas de una corredera para tensar las correas, a su vez el trineo posee unas aberturas para alinear axialmente la polea del reductor y el malacate



**Figura 33. Apoyos del malacate con sus respectivas correderas** <sup>[4]</sup>

#### 4.5.3 Conexión Trípode-Bastidor

El bastidor ofrece el apoyo principal del trípode como anclaje de este mediante bases giratorias y de corredera que mejora el proceso de hincado de pilotes.

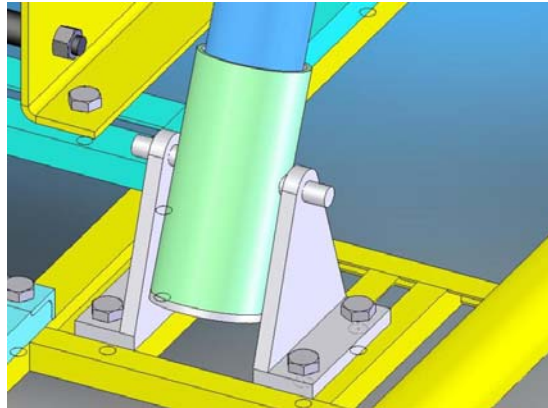


Figura 34. Acople entre trineo y trípode con bases giratorias y de corredera <sup>[6]</sup>



Figura 35. Unión entre el trípode y el bastidor mediante un acople cuadrado <sup>[4]</sup>

Aquí se resalta la importancia que tuvo el diseño de los elementos de fácil sujeción y de ajuste rápido que brindan al operario mejoras sustanciales en la forma como se realiza esta actividad industrial.

#### **4.6 SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL <sup>[4]</sup>**

El sistema eléctrico esta compuesto de una fuente generadora de energía en alterna, una etapa de rectificación y filtración a continua o directa y una etapa de distribución a los puntos de interés. Por otra parte el control esta compuesto por un panel digital con una pantalla LCD y cuatro pulsadores encerrados en una caja industrial.

A continuación se describen las partes y funciones de cada etapa tanto del sistema eléctrico como el de control y del consumidor que en este caso será la bobina del embrague eléctrico:

##### **4.6.1 Transmisión de Potencia del Embrague al Sistema de Carga**

Esta se realiza mediante energía eléctrica accionando una bobina de campo estacionario. El embrague utilizado no posee anillos colectores y porta escobillas que mejoran el mantenimiento de este. El embrague se alimenta a un voltaje estándar de 24 V DC con dos conexiones de polaridad únicamente, no dispone de un cable a tierra y sus especificaciones se enuncian en la sección 5.1.2 de este libro.

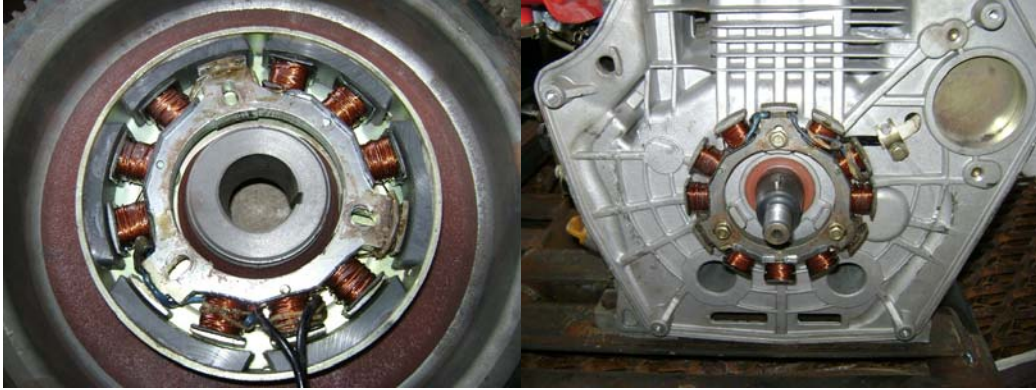
##### **4.6.2 Componentes Eléctricos y su tecnología**

Los componentes principales son un generador de corriente alterna ubicado en el volante del motor Diesel, una fuente o cargador de baterías que rectifica, filtra y mantiene la señal eléctrica y por último una conexión a dos baterías de 12 V en paralelo para obtener en la salida una señal estable de 24 V DC.

Generador de Corriente Alterna:

Este generador emplea el principio de un embobinado fijo y un imán permanente en movimiento que genera una señal alterna variable de acuerdo a las revoluciones del motor.

En principio el generador no suministraba el rango de voltaje deseado para mantener cargadas las baterías, por esta razón se cambio el arrollamiento de las bobinas agregando mayor número de vueltas a cada una de ellas.



**Figura 36. a) Volante del motor y embobinado b) Embobinado ubicado en el motor<sup>[4]</sup>**

En la figura anterior parte a) se muestra que el imán permanente está ubicado en la cara interior del volante para excitar las bobinas de cobre. El rango inicial de las bobinas fue de 14 a 30 v AC, luego con la mejora que se hizo se logró aumentar el rango de 28,1 a 91 V AC.

Fuente Eléctrica:

Esta dispuesta de una entrada de corriente alterna a frecuencia variable que también se puede conectar a la entrada eléctrica de 110 V AC de uso residencial e industrial. Luego pasa por una etapa de rectificación de señal que incluye protección de sobrevoltages mediante el uso de un conjunto de varistores, después llega a un banco de condensadores que filtran la señal para que se estable y por ultimo pasa por un troceador que es el encargado de entregar siempre una señal constante de 24 V DC en la salida.



Figura 37. Fuente eléctrica con sus respectivas baterías en una caja de protección<sup>[4]</sup>

#### 4.6.3 Componentes Electrónicos y su tecnología

Este sistema de control está provisto de una caja que contiene un microcontrolador, un temporizador, una fuente interna de alimentación, una pantalla LCD y un juego de pulsadores que se encargan de la operación del microcontrolador y por último unos cables para la conexión a los diferentes puntos de interés.

En su interior posee un puente rectificador para no tener problemas con la polaridad de entrada, tiene un regulador de 12 V DC para la alimentación de dos interruptores electrónicos abren o cierran el circuito en la salida, también tiene un regulador de 5 V DC para alimentar la pantalla LCD y el microcontrolador, los relevos para la bobina del embrague y un puerto de programación del micro.

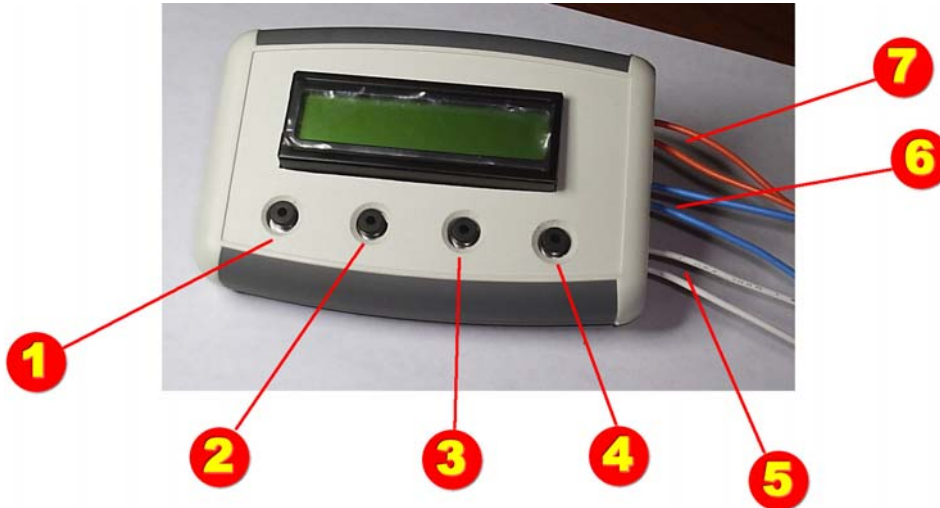
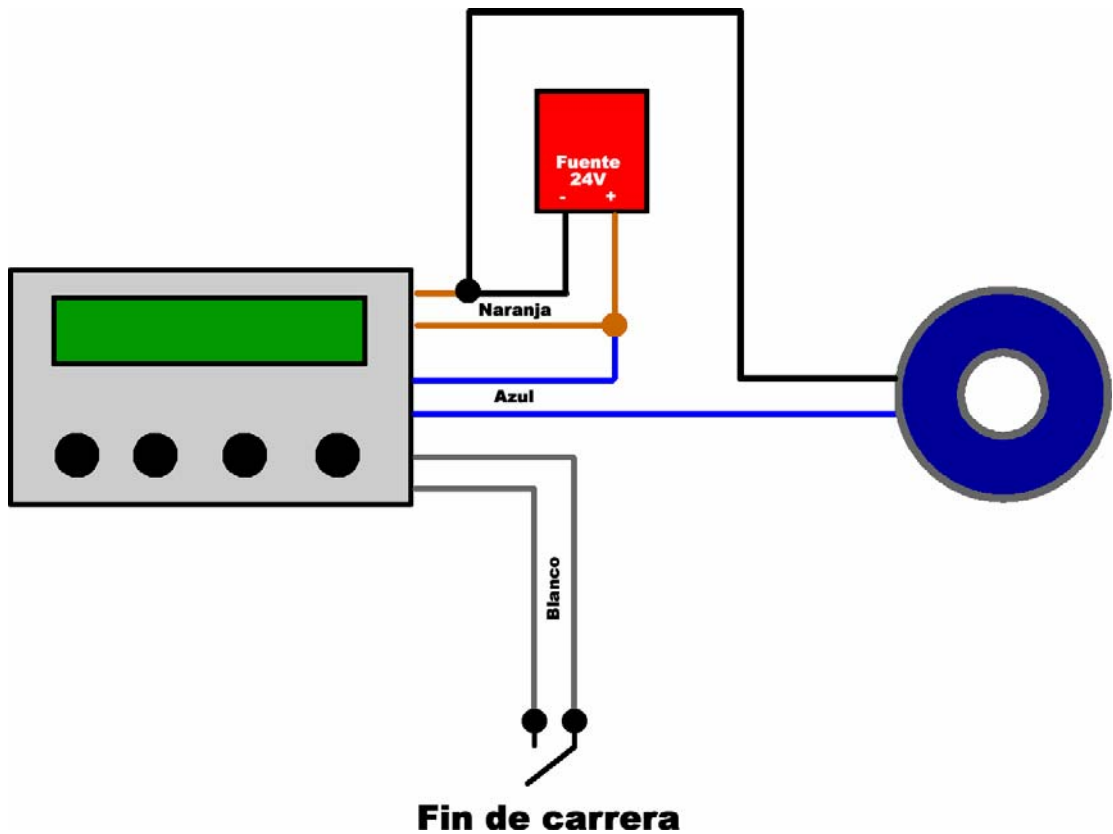


Figura 38. Equipo Electrónico para el control de la máquina <sup>[4]</sup>

1. Subir tiempo.
2. Bajar tiempo.
3. START-STOP.
4. TEST (Pulsador que realiza la misma función que el final de carrera).
5. Cables de Sensor de fin de carrera. (Blanco)
6. Cables de Interruptor para activar bobina. (Azul)
7. Cables de alimentación 24V. (Naranja)



**Fin de carrera**  
 Figura 39. Conexiones directas del equipo a la fuente (naranja), a la bobina del embrague (Azul) y al final de carrera (blanco) <sup>[9]</sup>

El equipo electrónico es calidad tipo industrial de doble capa, vale la pena resaltar que solo Bucaramanga, Medellín y Bogotá fabrican circuitos con estas especificaciones, los demás circuitos no son muy recomendados para ambientes hostiles.

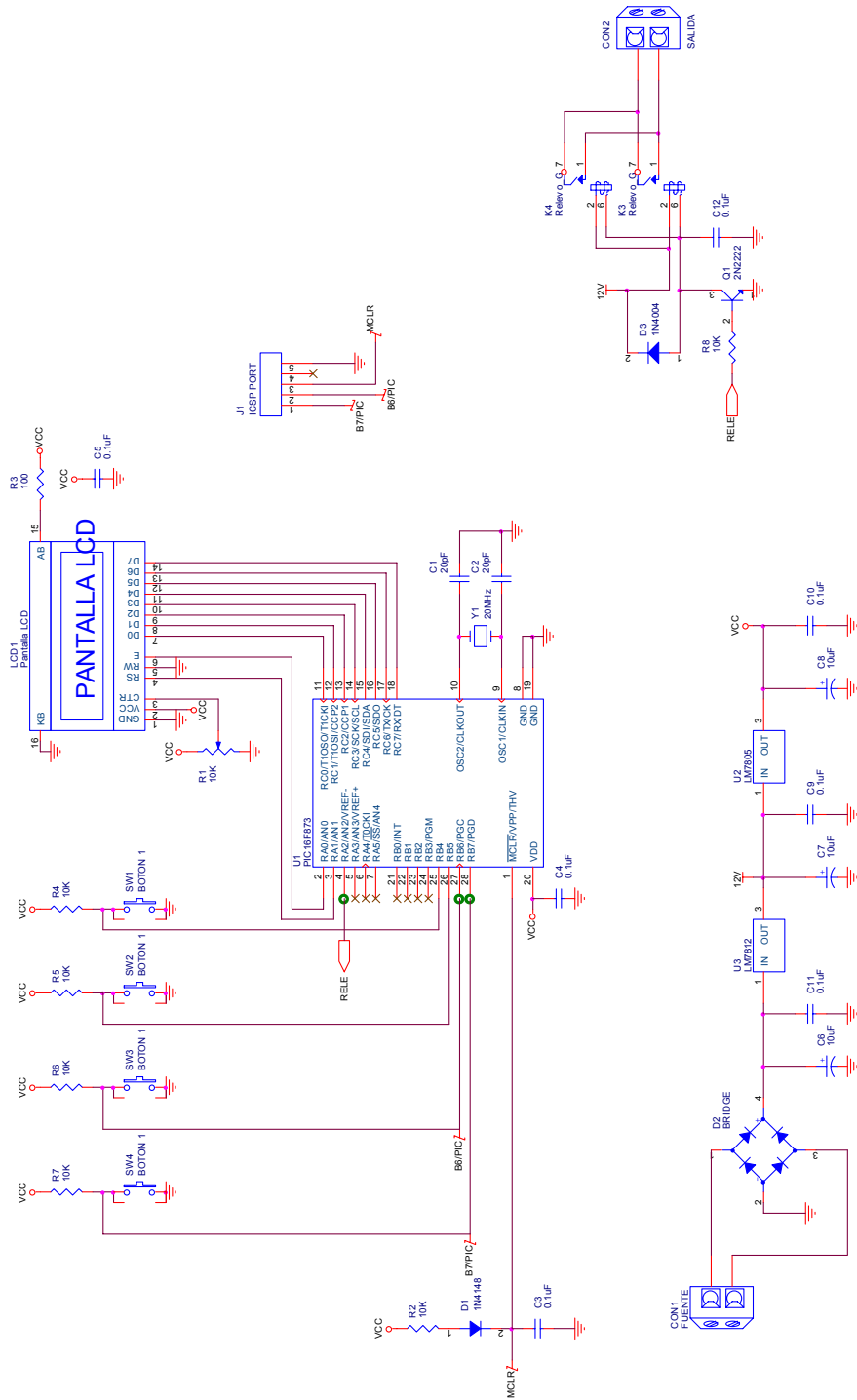


Figura 40. Plano Eléctrico del Equipo Electrónico [9]

#### 4.7 ANÁLISIS CAD – CAE <sup>[4]</sup>

A continuación se da una breve descripción con planos de los diferentes elementos diseñados por el autor del proyecto y su director, además se hace una simulación del comportamiento mecánico de estos con sus respectivas cargas y deformaciones máximas encontradas en la simulación.

##### 4.7.1 Simulación de Elementos Diseñados CAE

En este caso se analiza las cargas aplicadas en los puntos más relevantes de la máquina para saber a que esfuerzo esta sometido, cual es su deformación máxima y que factor de seguridad tiene. Los informes y análisis de cada pieza se encuentran en el Anexo C de este libro con las características del material utilizado, cargas aplicadas, información de enmallado de la pieza y todos los valores que genera el programa

#### EJE DEL MALACATE

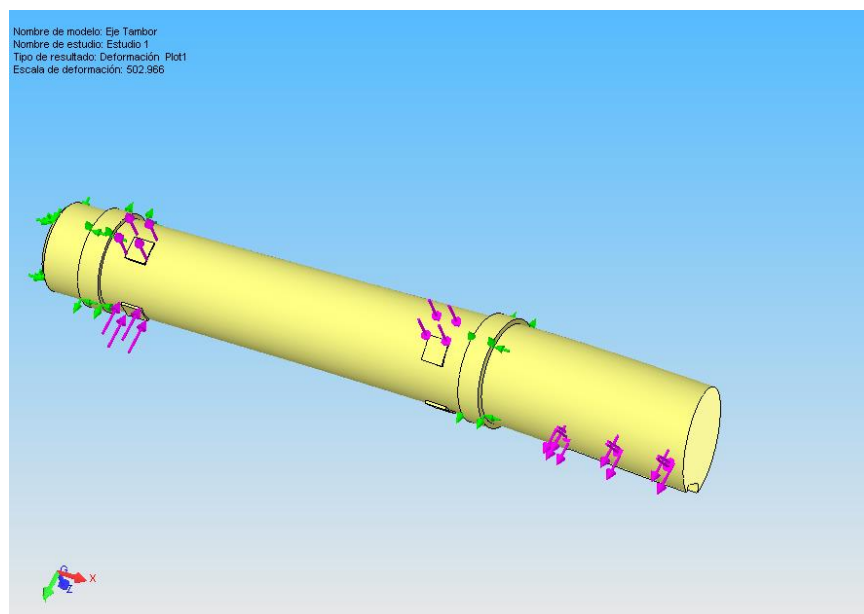
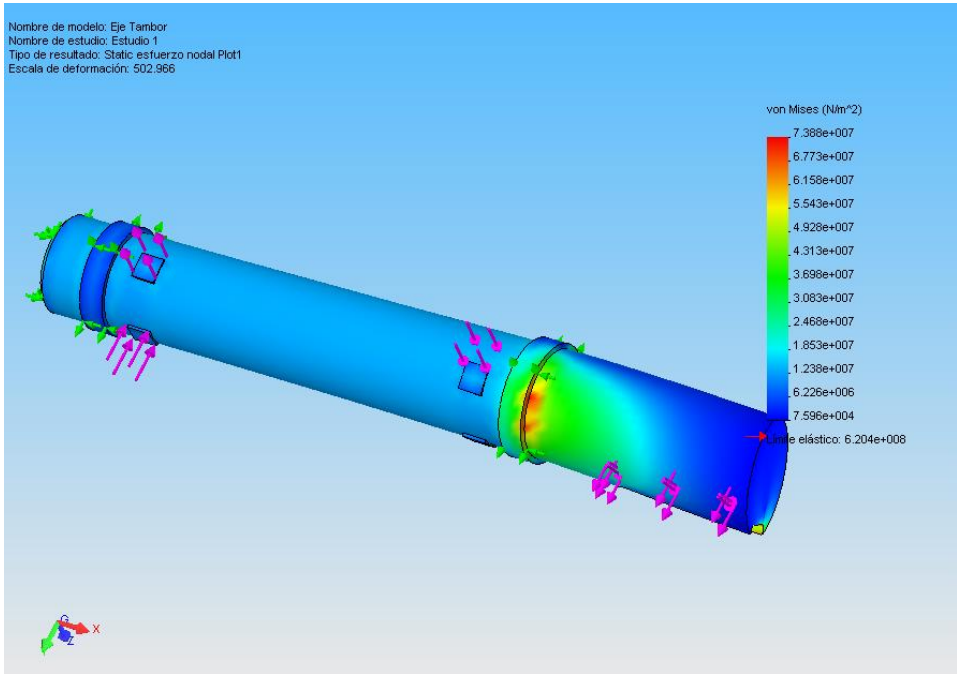
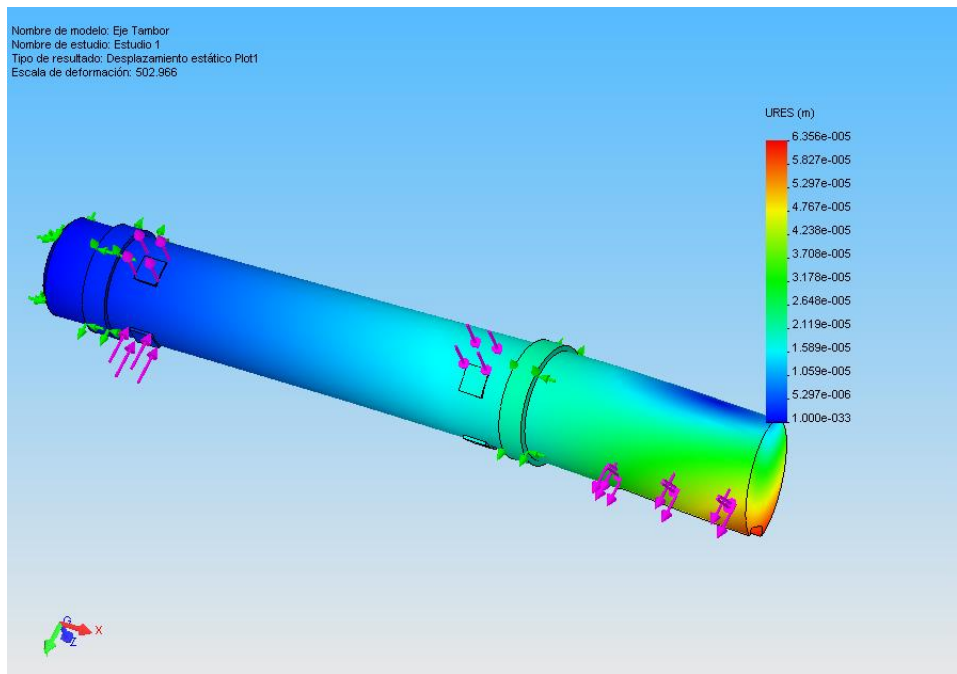


Figura 41. Ploteo de Deformación del material



**Figura 42. Ploteo de Esfuerzo Estático de la Pieza**



**Figura 43. Ploteo de Desplazamiento de la Pieza**

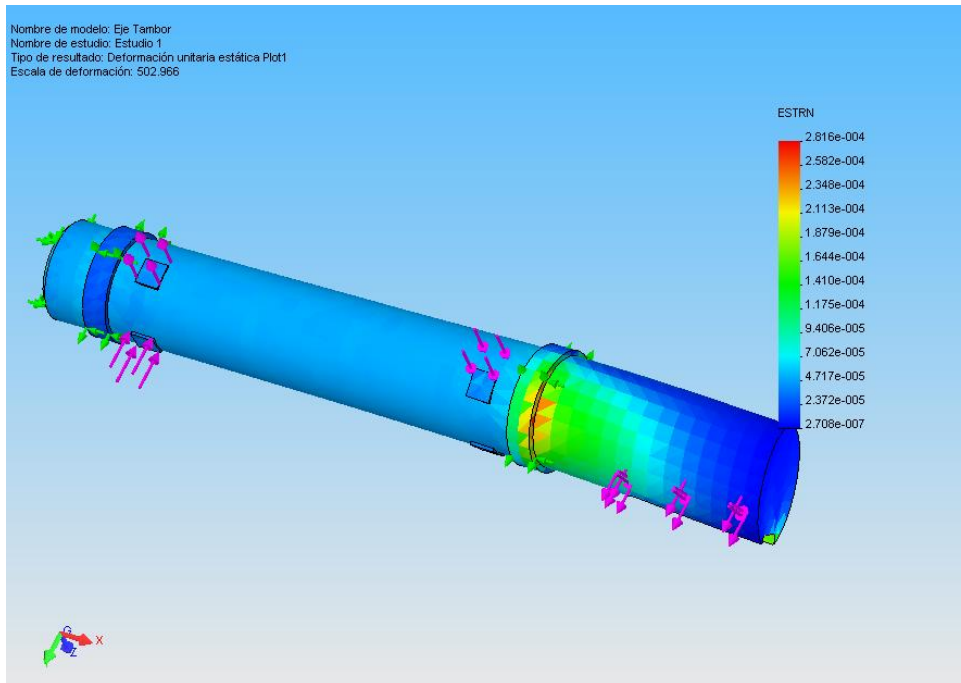


Figura 44. Ploteo de Deformación Unitaria de la Pieza

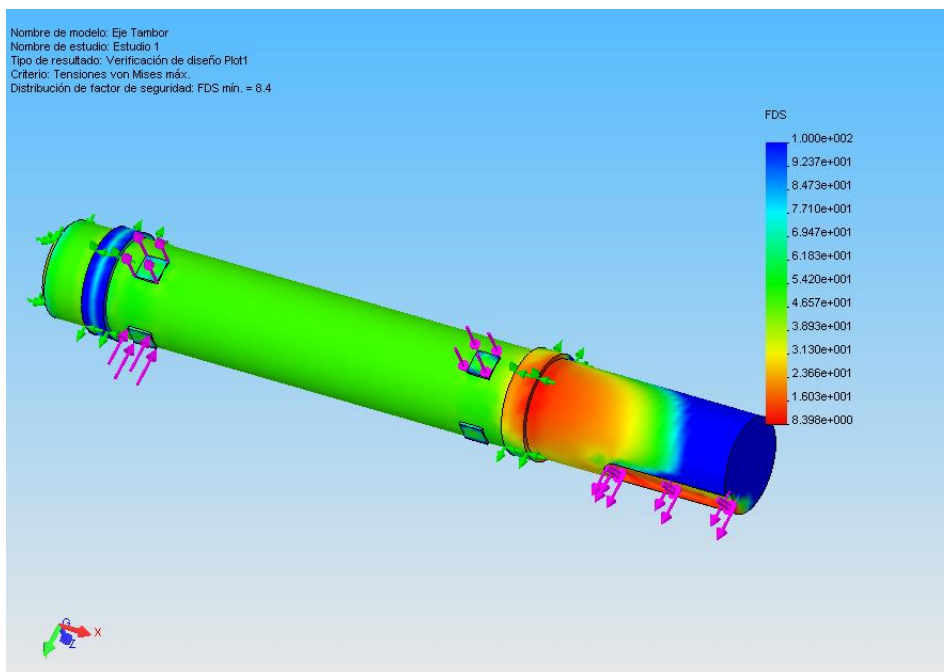


Figura 45. Ploteo de Factor de Seguridad de la Pieza

## PARTES DEL TRÍPODE

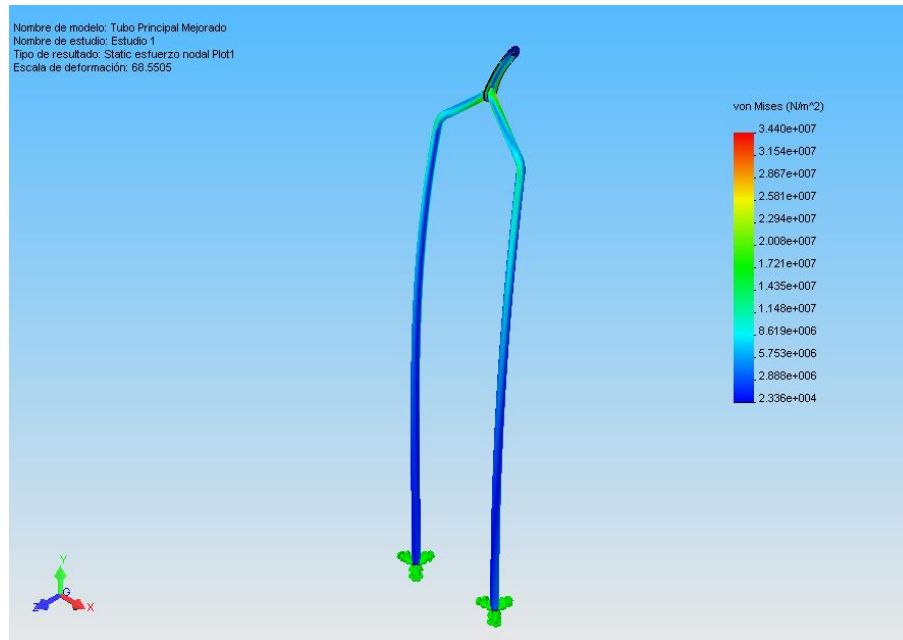


Figura 46. Ploteo de Esfuerzo Estático de la Pieza

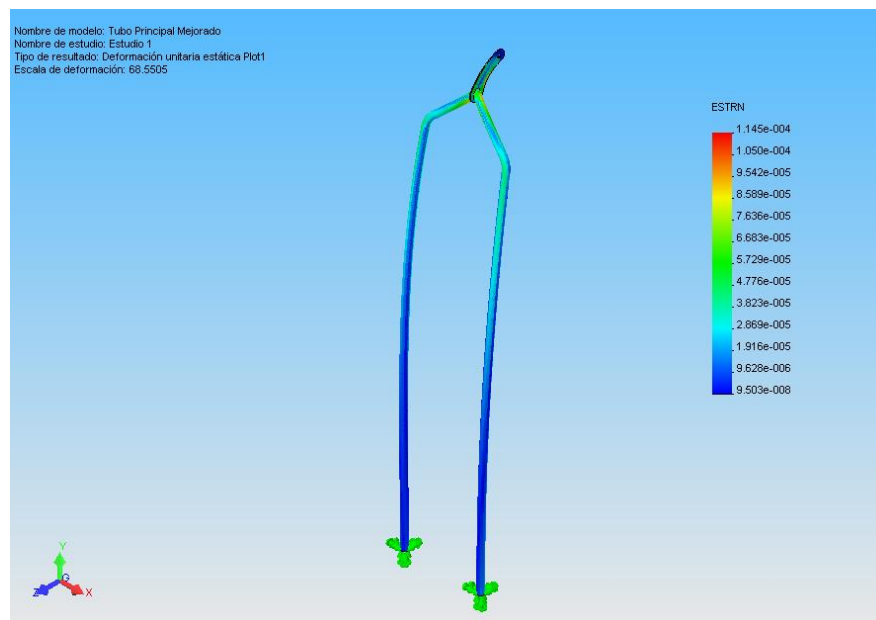
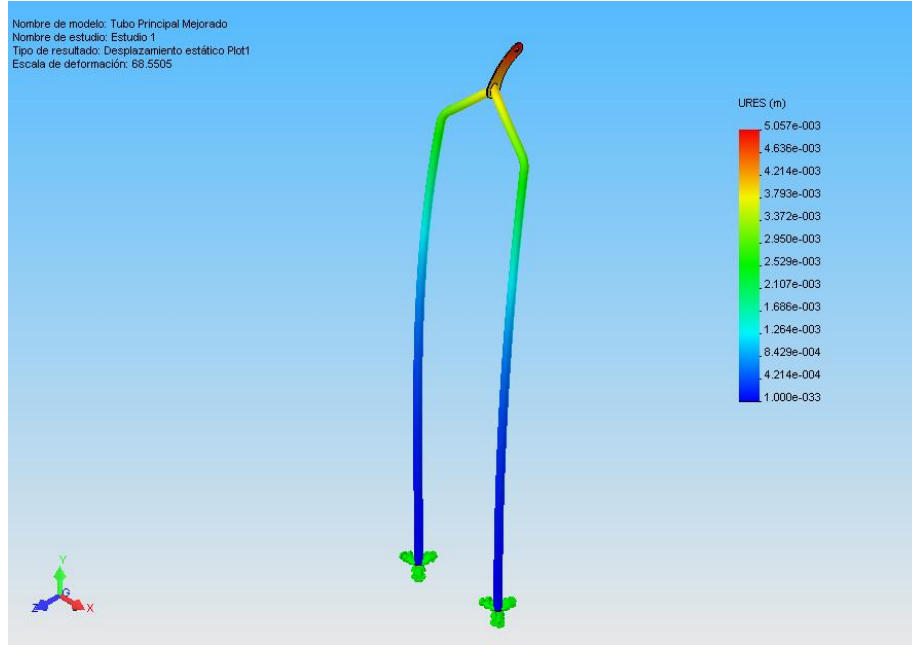
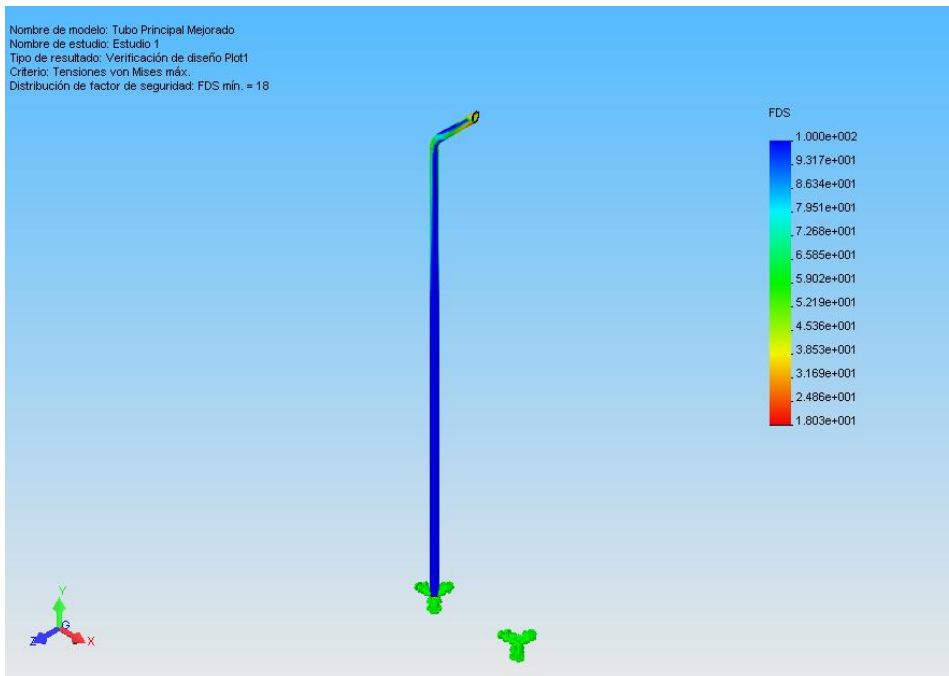


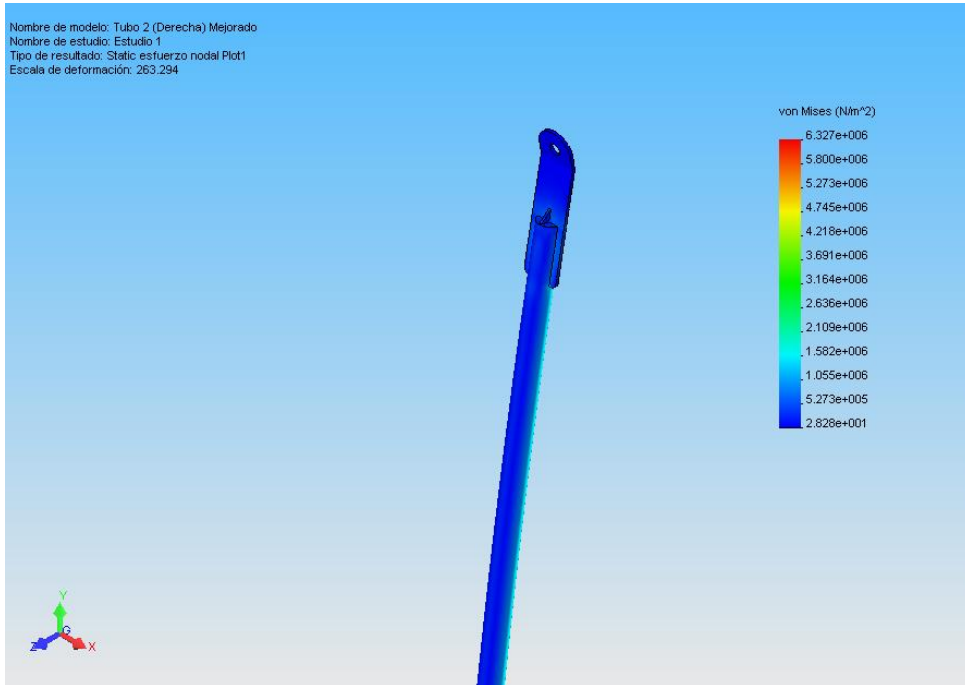
Figura 47. Ploteo de Deformación Unitaria de la Pieza



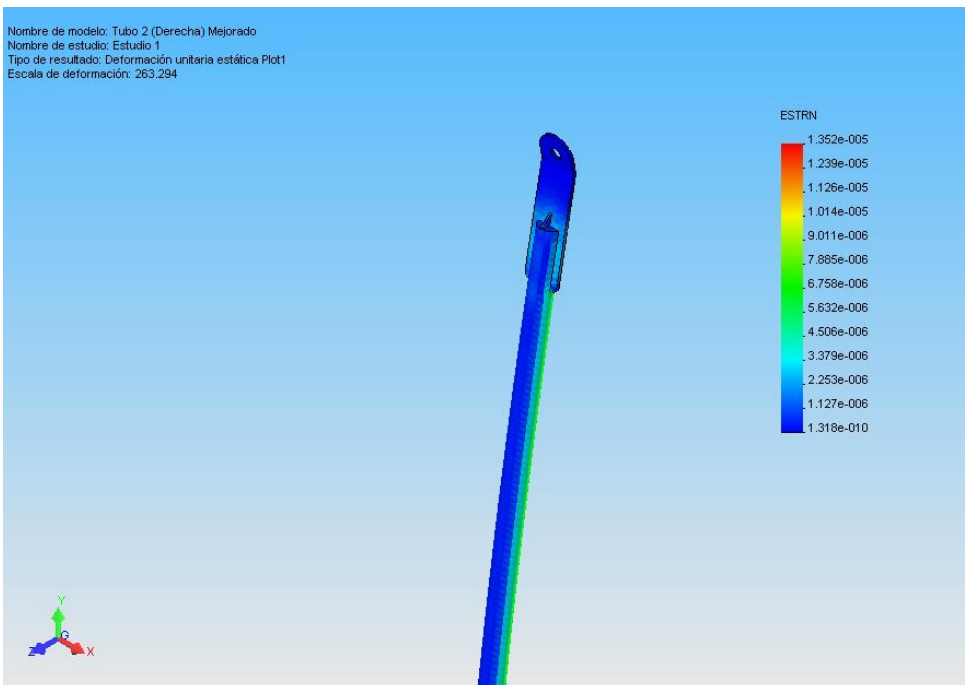
**Figura 48. Ploteo de Desplazamiento de la Pieza**



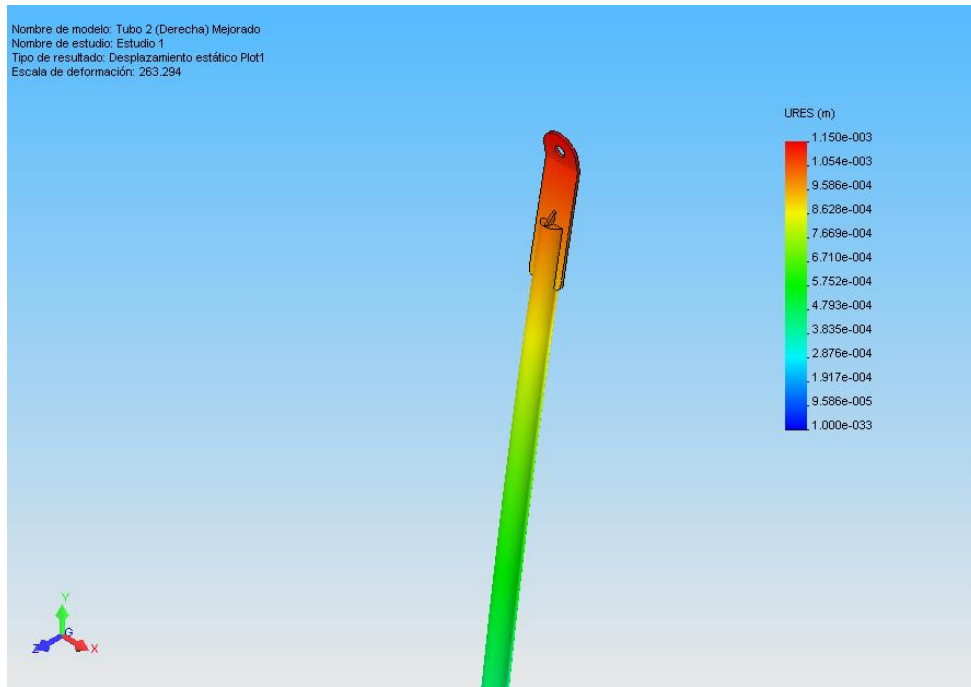
**Figura 49. Ploteo de Factor de Seguridad de la Pieza**



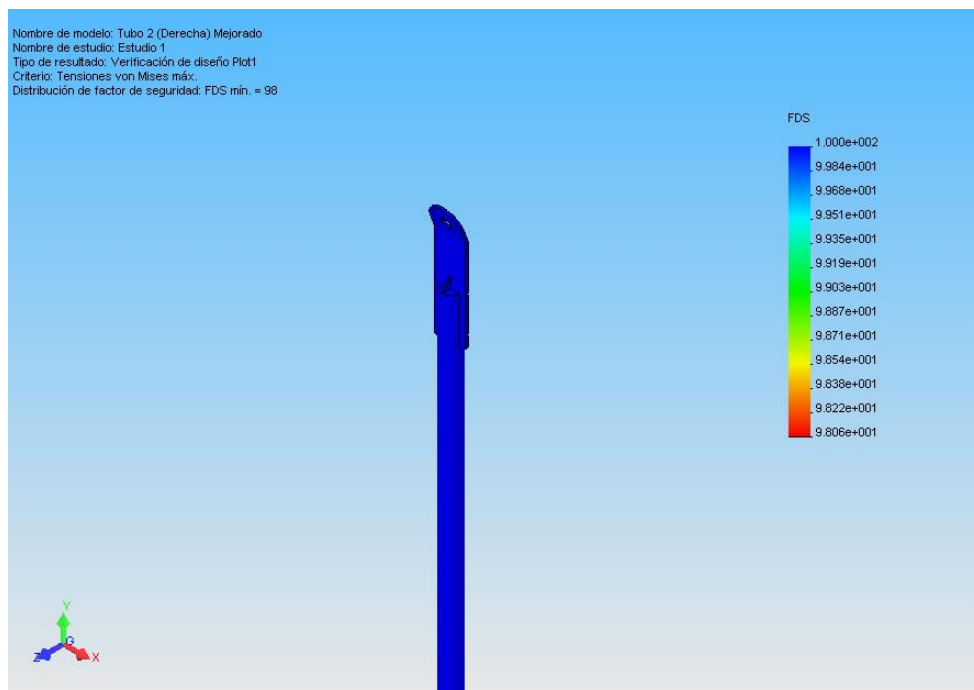
**Figura 50. Ploteo de Esfuerzo Estático de la Pieza**



**Figura 51. Ploteo de Deformación Unitaria de la Pieza**

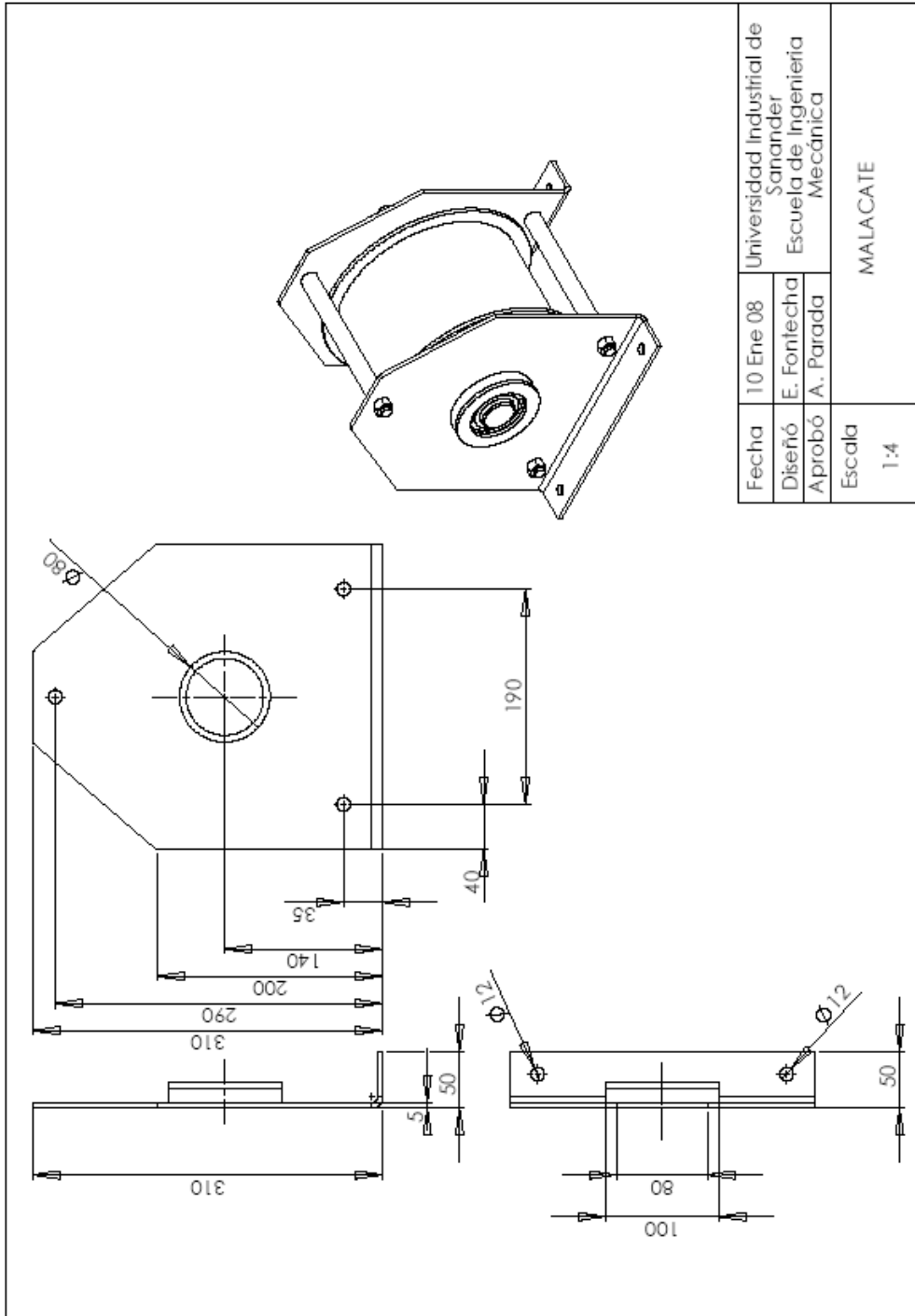


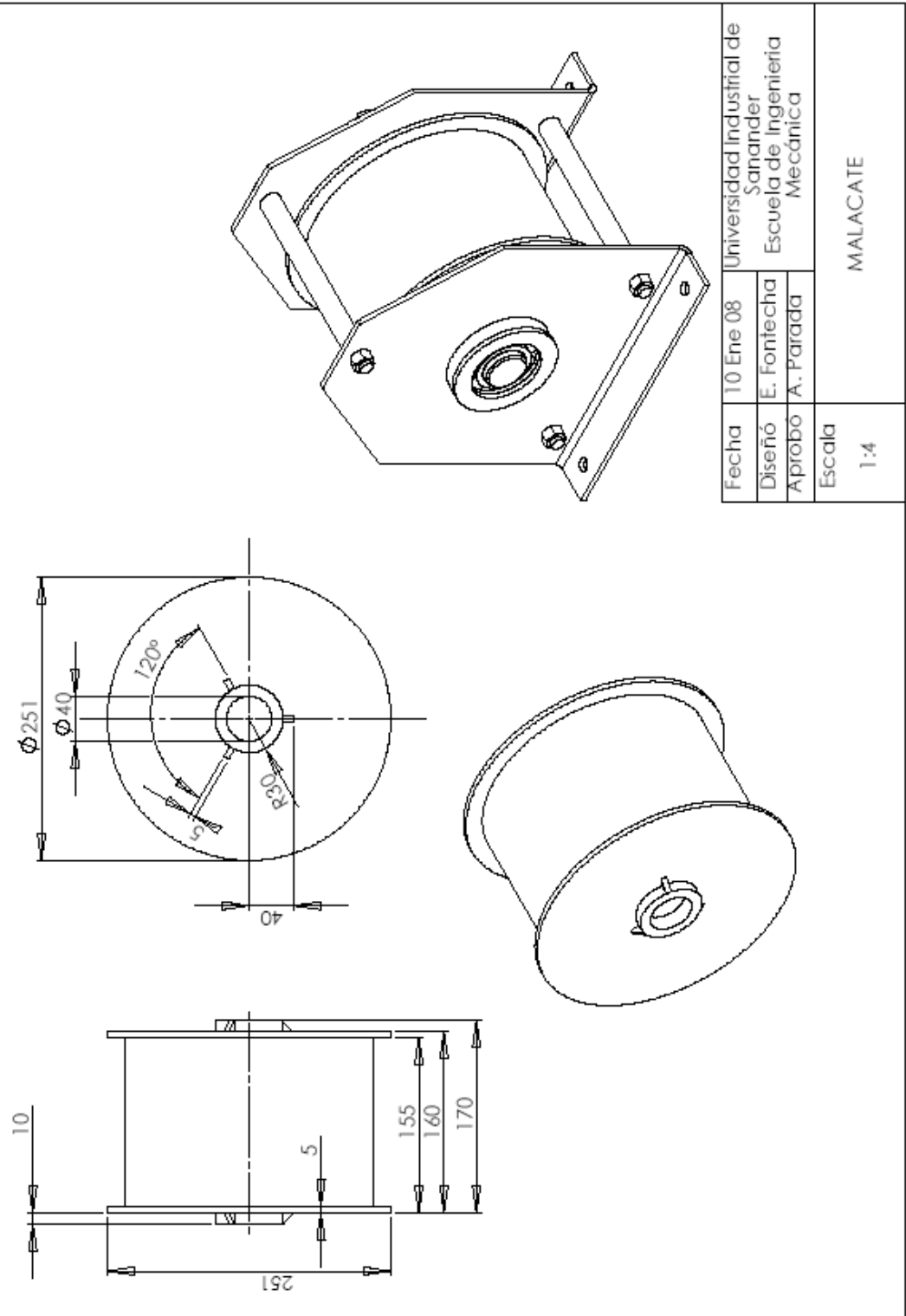
**Figura 52. Ploteo de Desplazamiento de la Pieza**



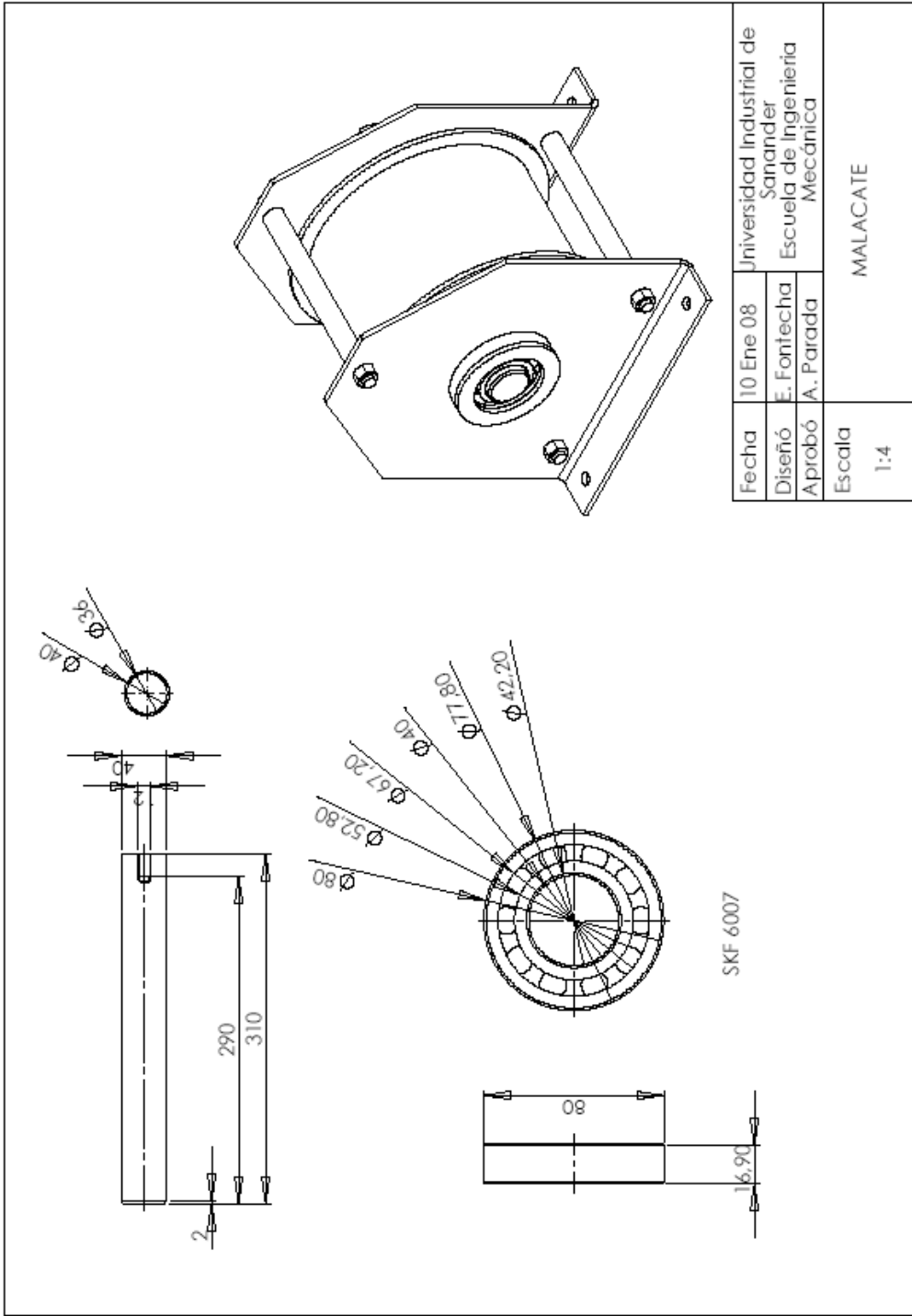
**Figura 53. Ploteo de Factor de Seguridad de la Pieza**

### 4.7.2 Planos

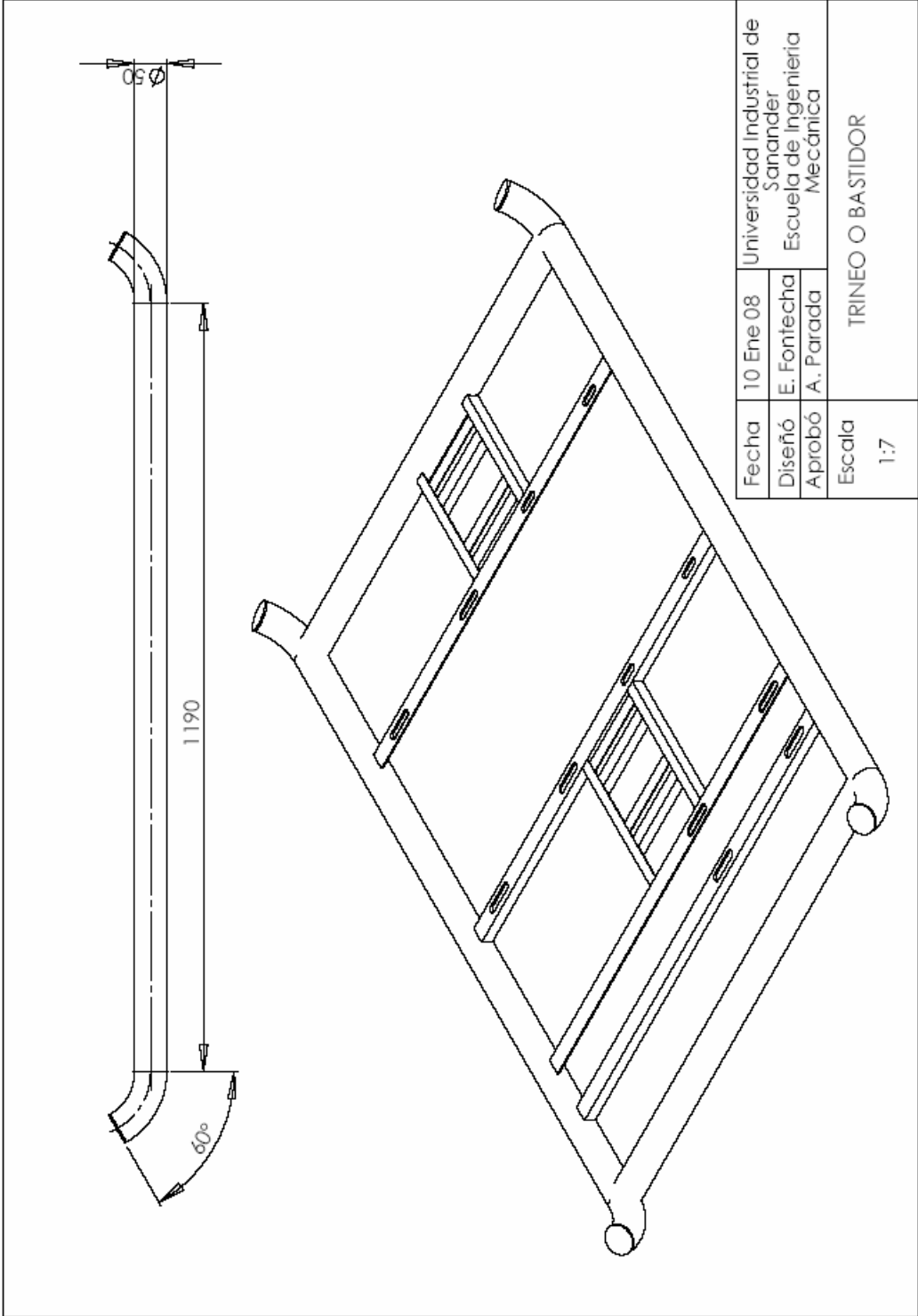




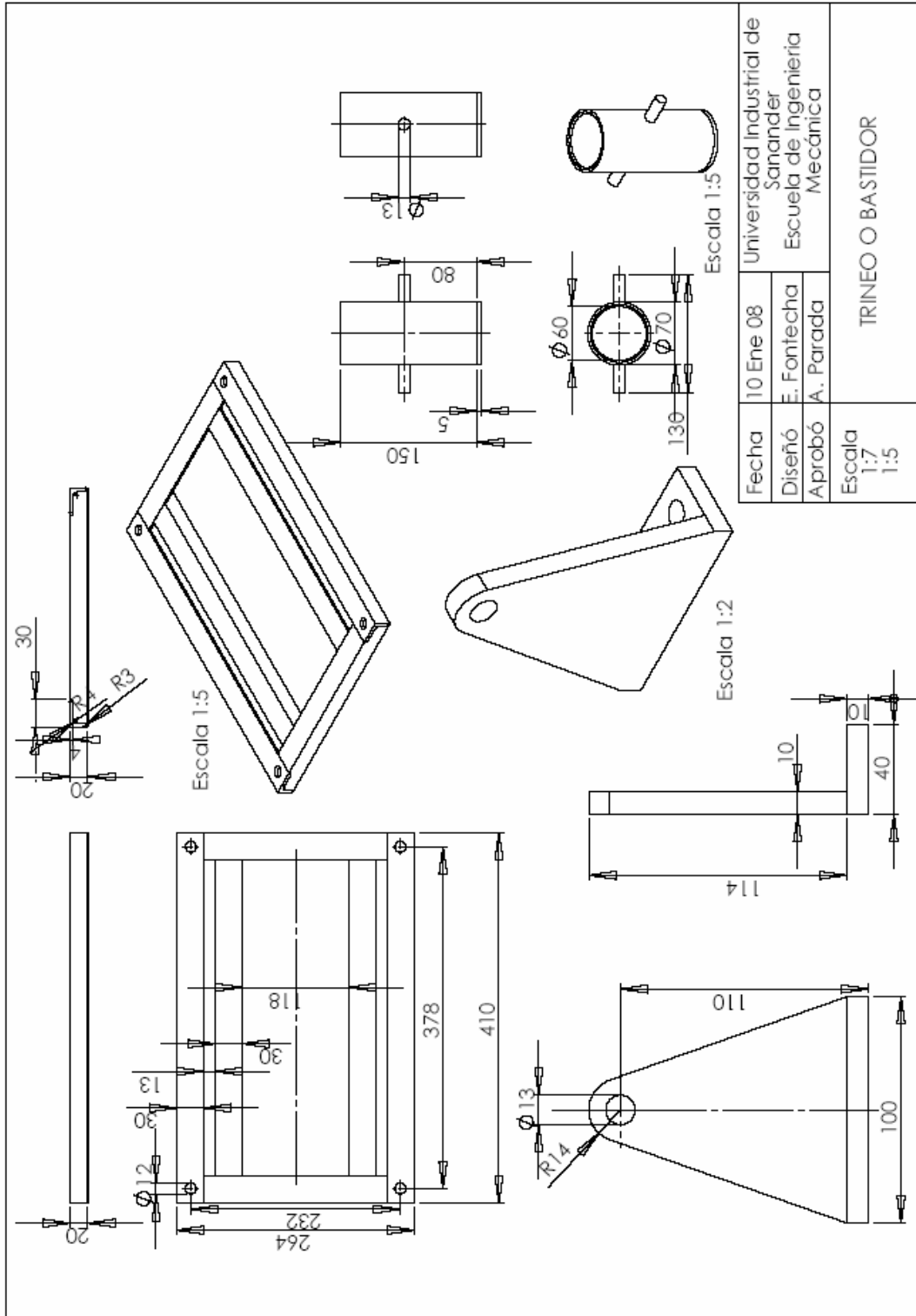
Fecha	10 Ene 08	Universidad Industrial de Santander
Diseño	E. Fontecha	Escuela de Ingeniería Mecánica
Aprobó	A. Parada	
Escala	1:4	MALACATE

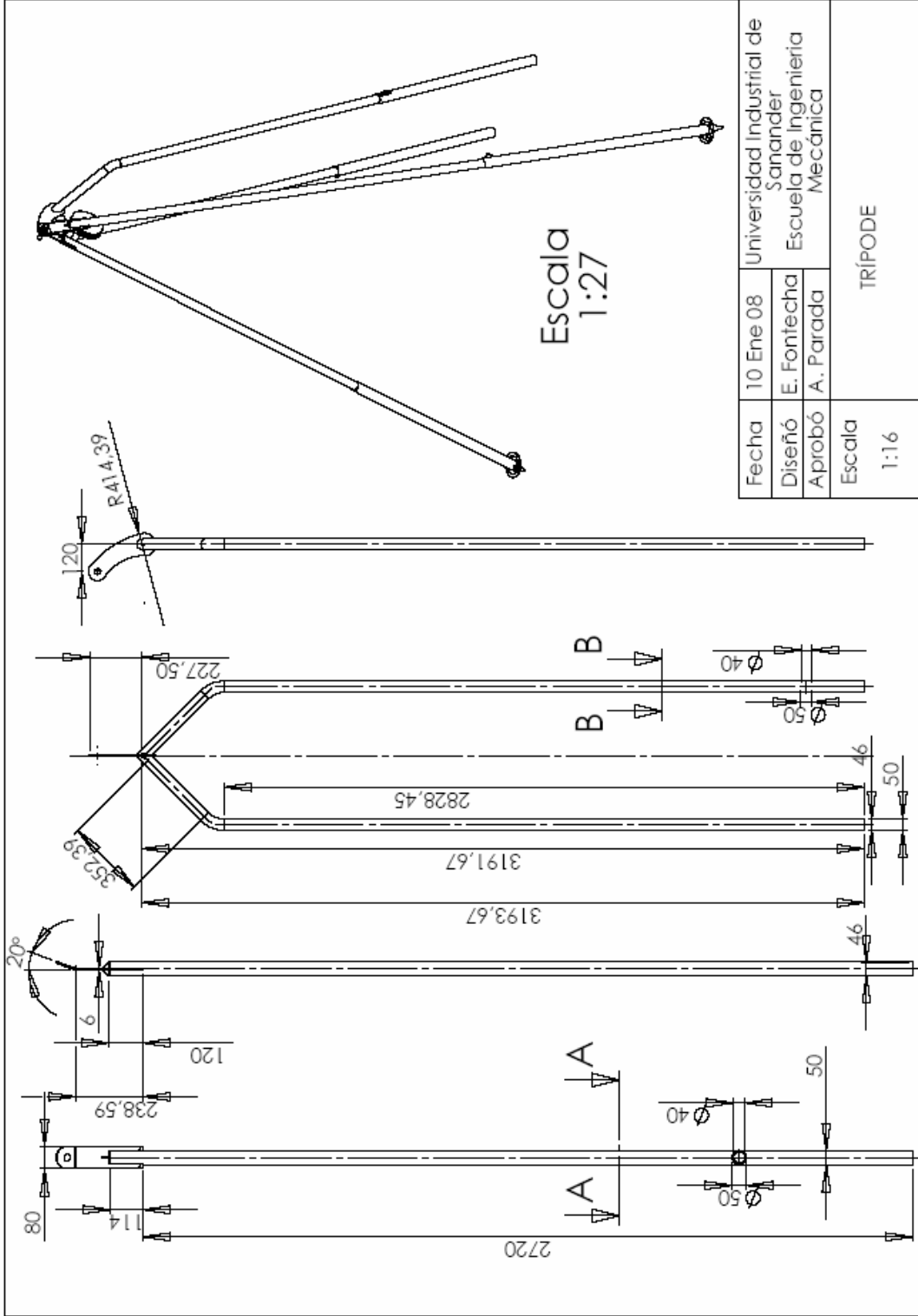


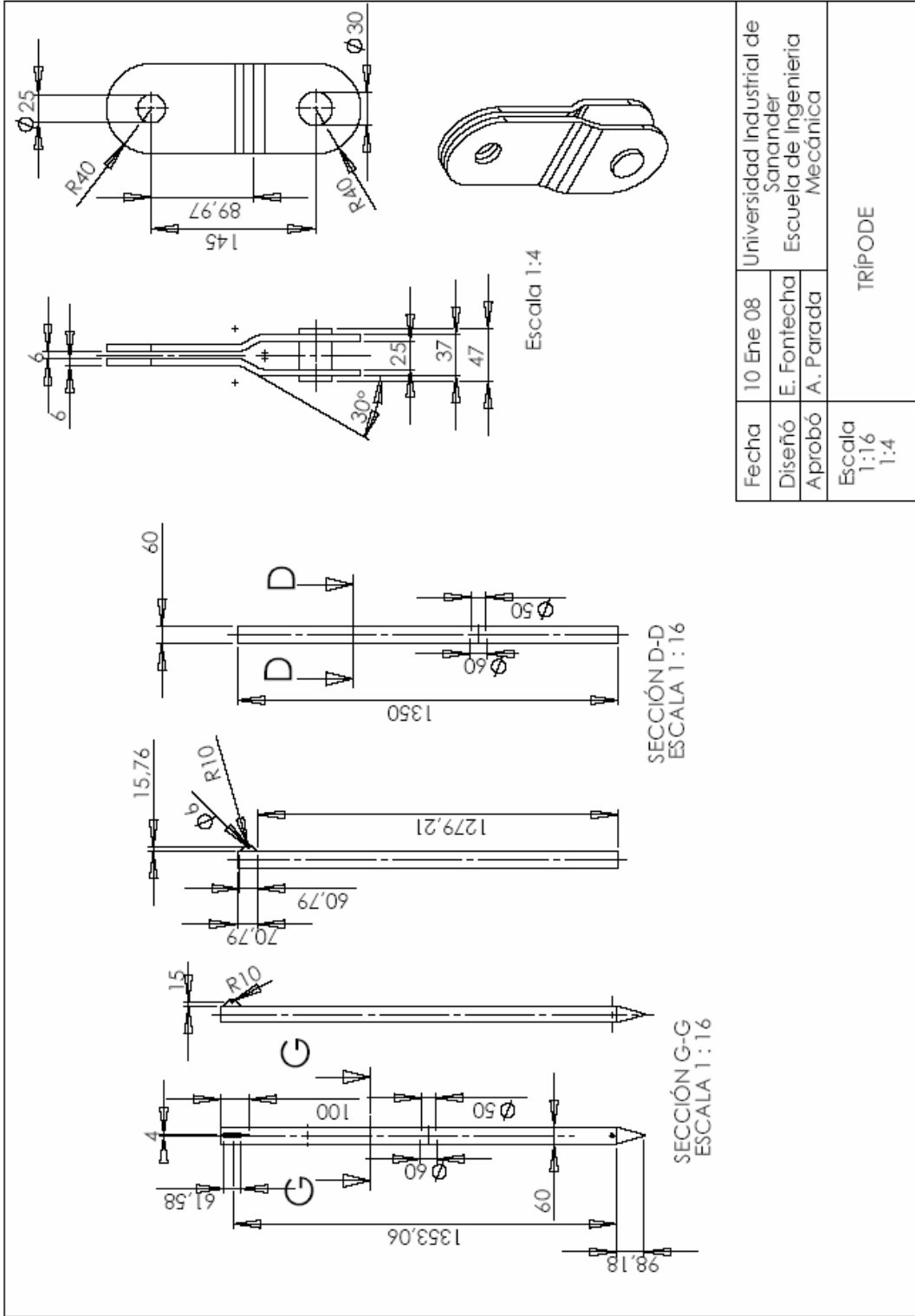
Fecha	10 Ene 08	Universidad Industrial de Santander
Diseño	E. Fontecha	Escuela de Ingeniería Mecánica
Aprobó	A. Parada	
Escala	1:4	MALACATE











Fecha	10 Ene 08	Universidad Industrial de Santander	
Diseño	E. Fontecha	Escuela de Ingeniería Mecánica	
Aprobó	A. Parada		
Escala	1:16 1:4	TRÍPODE	

## **5. DESCRIPCIÓN Y CARACTERÍSTICAS DE LA MÁQUINA**

### **5.1 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS <sup>[4]</sup>**

#### **5.1.1 Motor**

Potencia: 7,4 kW (10 HP)

Marca: Launtop modelo 186 FS

Velocidad Cigüeñal: 3200-3600 rpm

Velocidad en la Salida del Eje: 1600-1800 rpm

Cilindrada: 406 c.c.

Tipo de Motor: Diesel Monocilíndrico.

Tipo de Eje: Horizontal

Camisa Cilindro: Hierro

Sistema de Alimentación: Inyección

Sistema de Refrigeración: Enfriado por Aire

Arranque: Manual

Peso seco: 48 kg.

#### **5.1.2 Embrague**

Tipo: Electromagnético de Bobina Estacionaria

Marca: Warner Electric

Modelo: Embrague Básico SFC-500

Acople: Directamente a Ejes, tanto en la entrada como en la salida

Torque Estático Máximo: 50 lbf-ft

Velocidad Máxima: 4000 rpm

Diámetro de Ejes: 0,750-1,250 in (19-31,75 m.m.)

Voltaje Bobina: 24 V. D.C.

Resistencia Bobina @ 20 °C: 14,9  $\Omega$

Corriente Máxima: 1,61 Amperios

Potencia Bobina: 39 Watios

Tiempo de Respuesta (90 % de la Corriente): 85 milisegundos

Tiempo de Caída (10 % de la Corriente): 40 milisegundos

Factor de Seguridad: 4,91

#### **5.1.3 Reductor de Velocidad**

Tipo de Reductor: Ejes Paralelos de Engranajes Helicoidales

Relación de Velocidad: 5:1

Factor de Seguridad: 4

Potencia Máxima: 7,4 kW (10 HP)

Diámetro Eje de Entrada: 2,81 cm (1,25 in)

Diámetro Eje de Salida: 3,81 cm (1,5 in)

#### **5.1.4 Transmisión Por Correas en V**

Tipo de Poleas: Trapezoidal de doble canal

Diámetro Poleas: 7,5 y 10 in= 19,05 y 25,40 cm, respectivamente

Relación de Velocidad: 1,33:1 (10:7,5)

# de Ramales: 2

Tipo de Correas: B60 Calidad Industrial

Distancia entre Centros: 40,64 cm (16 in)

#### **5.1.5 Malacate o Tambor de Arrollamiento**

Capacidad de Carga: 80 kgf

Velocidad: 240 - 270 rpm

Velocidad del Bloque de Concreto: 2,64 - 2,97 m/s

Disposición de Cable: 12 m

Diámetro Nominal del Cable: 0,25 in (6,35 m.m.)

Tipo de Cable: 6x19 I.P.S. (Acero Mejorado de Arado), alma de fibra

Resistencia Nominal a la Rotura del Cable: 2480 kgf (24,33 kN)

Factor de Seguridad Cable: 11

Factor de Seguridad Tambor: 7

Tipo Rodamientos (2): SKF 6208, Capacidad Dinámica de 23,6 kN (2406 kgf)

#### **5.1.6 Bastidor o Trineo**

Material: Sección Tubular Acerada con revestimiento de tungsteno y Perfil en ángulo de 1 y 3 in.

Elementos que Soporta: Motor, Embrague, Reductor, Malacate, Sistema de control (fuente y temporizador), acople al trípode, soporte de las ruedas y montaje para freno manual (accesorio adicional).

Peso Aproximado: 45 kg

Dimensiones: 210x170x14 cm

### **5.1.7 Trípode**

Material: Tubería Acerada y estructural.

Elementos que Soporta: Polea Lisa Motriz, Cable de acero y bloque de concreto.

Capacidad de Carga: 220 kg.

Peso Aproximado: 32 kg

Altura de Trabajo: 3,7-3,82m

Extensión de Parales: desplazamiento de 60 cm

Tubo Principal: 4,1 a 4,7 m

Tubos Secundarios: 4,2 m  $\pm$  0,15 m

### **5.1.8 Polea Lisa del Trípode**

Material: Acero Estructural Tubular.

Diámetro Nominal de Polea: 14cm

Capacidad de Carga: 500 kg

Rendimiento: 0,95

Factor de Seguridad: 11

## **5.2 DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS COMPONENTES DE LA MÁQUINA**

[4]

A continuación se explica brevemente los diferentes sistemas de la máquina con sus características y ventajas:

### **5.2.1 Sistema de Potencia:**

El sistema de potencia se compone principalmente de un motor, un embrague, un reductor de velocidad y una transmisión por correa en V.

El motor tiene un magneto generador de corriente alterna, su transformación, protección y filtración eléctrica se realiza mediante un circuito que consigue parametrizar las especificaciones requeridas para alimentar el embrague.

El embrague seleccionado va montado en rodamientos, el torque es transmitido a través de un centro estriado a un adaptador que se fija con pernos a la armadura del embrague, este requiere una alineación precisa en su montaje para evitar desgaste excesivo en sus componentes de fricción y para entregar el torque dado por el fabricante.

El embrague puede operar en condiciones ambientales adversas y posee algo muy característico, elimina los anillos colectores y porta escobillas, muy comunes en este tipo de equipos, esto genera una ventaja ya que el mantenimiento es más sencillo.

La transmisión consta de un reductor de velocidad de ejes paralelos que reduce la velocidad de 5 a 1. El eje de entrada del reductor va conectado al embrague eléctrico y a la salida, a una polea trapezoidal de dos ramales que se conecta al malacate. La reducción hecha por las dos poleas trapezoidales es pequeña, lo que aquí se busca es reducir el choque generado en la conexión y desconexión del embrague, también como medio amortiguador de vibraciones mecánicas producidas por la operación de la máquina.

### **5.2.2 Sistema de Elevación de Carga**

El sistema de carga está compuesto por un malacate o tambor de arrollamiento, una polea lisa motriz, un bloque de concreto, un sombrerete o asiento del pilote y una varilla lisa que se usa como guía del bloque.

El malacate esta hecho de acero C1020 estirado en frío y se caracteriza principalmente por ser muy liviano y muy compacto, además está montado en rodamientos que permite movimientos suaves, disminuyendo las pérdidas por fricción.

La polea se caracteriza por su adaptación a cualquier ubicación que requiera el malacate, tiene un gancho que se mueve en los tres planos permitiendo así, un manejo sencillo y práctico.

El bloque de concreto pesa aproximadamente 65 kg y tiene una perforación vertical a lo largo de su eje, se usa para guiar el movimiento con una varilla que va suspendida en el asiento del pilote. Este asiento se usa para amortiguar el golpe producido por el bloque y para evitar deformaciones puntuales en la boca del pilote.

El pilote es un tubo estructural de acero con rangos de diámetro de 2 a 4 pulgadas (5,08 a 10,16 cm respectivamente). Este se utiliza para hacer marcos H para sostenimiento de varias tuberías que transportan petróleo, gas y agua para inyección de pozos en el sector petrolero.

### **5.2.3 Sistema Estructural**

Este sistema está compuesto principalmente por un trineo o bastidor y un trípode. Estos dos marcos son los encargados del sostenimiento de toda la máquina y se inter relacionan con un pivote anclado al trineo.

El trineo es utilizado para el montaje del conjunto motor-embrague-reductor de velocidad y malacate. También soporta los componentes del sistema de control, la opción del freno de mano y el soporte de conexión con el trípode.

El trípode es el encargado de sostener la carga en el punto requerido para hincar los pilotes, sosteniendo la polea lisa para orientación del cable. Con él se consigue una operación rápida, portátil y segura, disminuyendo notablemente el peso de la máquina, en comparación con otros sistemas que no usan trípode.

### **5.2.4 Sistema de Control y Mando**

Este sistema se compone principalmente de una unidad de control que automatiza la operación de la máquina por medio de dos relees, un temporizador, un final de carrera y algunos pulsadores. Estos elementos mantienen una operación uniforme y eficiente aprovechando el cambio de carrera de la máquina, consiguiendo mejorar los tiempos de hincado de un

pilote. El armazón que se utilizaba para esta labor, mantenía una carrera constante en toda su operación.

Gracias a este sistema se puede operar la máquina en modo manual o automático, garantizando versatilidad de uso y ante todo seguridad para quien lo opera; también protege la bobina del embrague en caso de una sobrecarga mecánica, causada por atascamiento o bloqueo de una de sus partes. La metodología aplicada mejora la calidad de vida de los trabajadores disminuyendo sus posibilidades de riesgo y/o accidente.

## 6. ANÁLISIS DE COSTOS PRESENTADO A MIPCE LTDA



Bucaramanga, Noviembre 25 de 2007

Proyecto:

### **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE MÁQUINA PARA HINCADO DE PILOTES DE ACERO**

#### **Análisis de Costos Máquina**

Motor:	1'500.000= 10 H.P. @ 1800 R.P.M. con Magneto
Embrague:	2'320.000= Warner Electric Montado en Rodamientos
Reductor:	500.000= Pot. 5 H.P. Relación 5:1
Circuito Electrónico:	360.000= Protección Eléctrica, Calidad Industrial
Final de Carrera:	185.000= Siemens Tipo Pesado
Electrónica de Potencia:	250.000= Controlador, Caja Protección, Temporizador
Polea Lisa:	150.000= Capacidad de Carga 1500 kg
Polea 2B de 10"	53.000= Polea del Malacate de dos canales
Polea 2B de 7,5"	37.700= Polea del Reductor de dos canales
2 Rodamientos SKF 6208	80.800= Con Sello de Caucho (\$75.400 Sello Lata)
2 Correas B70	33.300= Transmisión Reductor-Malacate
Cable de ½"	15.600= 12 metros de Guaya
<hr/>	
SUBTOTAL:	5'485.400=
Estructura:	600.000= Vr. Aproximado Lámina, Acero eje, Tubería
Trabajo de Taller:	900.000= Vr. Aproximado Torno, Soldaduras y otros
Diseño de Ingeniería:	4'000.000= Diseño Intelectual Máquina
<hr/>	
TOTAL:	\$10'985.400=

### Comparación Económica Hombre-Máquina

	Sistema Actual: Armazón con 4 Hombres	Diseño Máquina Moderna con 2 Operarios
Tiempo Hincado x Pareja Tubos	14,8 min=886 segundos	10,0 min= 600 segundos
Tubos Hincados x Día	32	48
Tubos Hincados x Mes	768	1152

### Utilidad Económica Máquina Vs. Armazón

- En Tiempo: Por Velocidad de Hincado

$1152-768 = 384$  parejas de tubos/mes = 12 días ahorro/mes  
Como son 2 obreros menos/mes x 12 días ahorro/mes  
= 24 días ahorro/mes= Sueldo 1 empleado

- En empleados (Personal Necesario para la Operación): Sueldo 2 Empleados

**TOTAL AHORRO:** 3 Empleados/mes

Sueldo Básico de 1 Empleado: \$48.000 día

**TOTAL AHORRO AL DÍA:** \$48.000 X 3 = \$144.000

**TOTAL AHORRO AL MES:** \$144.000 x 24 = \$3'456.000

### TIEMPO EN QUE SE PAGA LA MÁQUINA:

Si su valor Comercial es \$10'085.400

Entonces:  $10'085.400/3'456.000 = 2.92$  meses  $\approx$  3 meses calendario=72 días laborados

Caso Real:  $5'485.400+300.000 = 5'785.400$

Entonces:  $5'785.400/3'456.000 = 1,67$  meses  $\approx$  50 días calendario= 40 días laborados

## **FACTORES DE INVERSIÓN**

- Ahorro financiero con implementación de máquina: \$3'456.000 cada mes.
- Alta posibilidad de alquiler a otras empresas por su gran respaldo ingenieril.
- Valor Comercial que tendría la máquina: Si se utiliza un servicio de ingeniería, este debe abarcar la Mecánica, Eléctrica y Electrónica, cotizaciones, Diseños preliminares, planos, mantenimiento, entre otros.
- Copia de diseño de proyectos de grado cuando no es implementado por su diseñador.
- Leyes de Ecopetrol: Actualmente existe un proyecto de Ergonomía Jurídica estudiado en el Congreso de la república, que busca implementar la ergonomía en el puesto de trabajo para el sector industrial, en especial sector hidrocarburos.
- Disminución de actividades que generan morbilidad de trabajadores.

## CONCLUSIONES

Una de las grandes razones para pensar que el proyecto tenía un gran valor fue sin duda una entrevista realizada a la fisioterapeuta Paola Guarín de la Universidad Industrial de Santander quien reiteró la mayoría de actividades de alto riesgo de lesión muscular para los trabajadores mediante esta actividad y que con la máquina se consiguió disminuir en gran medida.

Es muy importante la comunicación con el personal técnico generando un sentido de vinculación como experiencia enriquecedora en mi vida profesional, aplicando la psicología para el diseño; si bien es cierto que la profesión obedece a unas metodologías bien estructuradas, el trabajo en campo encierra y aterriza los conceptos aprendidos en el aula que complementan la formación integral como ingeniero de la UIS.

La seguridad del personal debe ser siempre una de las prioridades de cualquier empresa. Ahora, con esta experiencia, puedo comprobar cómo afecta esto la salud laboral de un trabajador, la disposición en el trabajo y sobretodo el compromiso y las ganas de hacer bien las cosas cuando siente que todo lo que sucede como empleado le interesa a sus jefes, conllevan a que se sienta respaldado y trabaje con más confianza.

El gran sentido de la academia y la industria se fortalecen cuando, en ocasiones, como esta, se superan debilidades o ausencias que antes se tenían, la empresa por modernización, actualización y mejoramiento de sus equipos y la universidad por el compromiso con la sociedad de formar personas competentes con gran sentido de responsabilidad llegando a la fuente del problema para generar ideas creativas que muchas veces no se resuelven por dudar de la capacidad que tenemos como colombianos.

Cuando en un diseño existe diseño y construcción, como este, se generan ideas innovadoras a problemas de montaje, costo de materiales, tiempos de entrega de productos, análisis de costos, disposición de elementos complementarios en la región donde se construye y la ingeniería empírica aplicada en una situación bajo la presión del tiempo, y la economía, fueron sin duda aspectos de valiosa importancia que debieron abordarse de la mejor forma.

El aprovechar los recursos de bodega de una empresa, es una muy buena forma de superar los problemas de costos, optimizando el desarrollo empírico de la ingeniería con soluciones creativas ya que en el papel todo se puede y llevarlo a la realidad puede costar demasiado. Por esto es importante aprovechar este tipo de experiencias que maduran, energizan y combinan el conocimiento teórico con el entorno social y económico.

## **RECOMENDACIONES**



# MANUAL DE APLICACIÓN DEL MALACATE





## ADVERTENCIA

A fin de prevenir lesiones severas o incluso la muerte, no instale u opere este malacate sin antes haber leído el presente manual. Mantenga este manual junto con el malacate en todo momento. Los operadores de malacates deben leer y comprender completamente los contenidos.

## HOJA DE ADVERTENCIA GENERAL

Lea todo el manual antes de instalar u operar el malacate.

	 <b>PELIGRO</b>
	Deje las últimas cinco vueltas de cable enrolladas en el tambor para ayudar al engranaje a contener la carga.
	 <b>PELIGRO</b>
	Los malacates no se deben utilizar para levantar o mover personas.
	 <b>ADVERTENCIA</b>
	El cable metálico puede romperse sin advertencia previa. Siempre manténgase a una distancia prudencial del malacate y del cable metálico mientras éste se encuentra bajo carga. Consulte al fabricante de cables metálicos para conocer los rangos del cable y los procedimientos de mantenimiento.
	 <b>ADVERTENCIA</b>
	<b><u>Motor de 2 velocidades</u></b> Cambiar a velocidad alta con una carga suspendida podría causar pérdida del control de la velocidad de la carga. También podría desplazarse la carga durante el posicionamiento de carga preciso. La pérdida del control de la velocidad o el desplazamiento de la carga podría causar daños, lesiones o la muerte.

	 <b>ADVERTENCIA</b>
	Si no se alinea, soporta o adjunta adecuadamente el malacate a una base de montaje apropiada, podría haber una pérdida de eficacia o una falla prematura del malacate, cable metálico o base de montaje.

### **PRÁCTICAS DE OPERACIÓN SEGURAS**

- 1 Lea todo el manual de aplicación antes de intentar instalar su producto.
- 2 Lea, entienda y siga todas las instrucciones de esta máquina y del manual antes de la operación.
- 3 Familiarícese completamente con los controles y el uso apropiado de esta máquina antes de operarla.
- 4 Guarde este manual en un lugar seguro para referencia futura y regular, y para ordenar piezas de reemplazo.
- 5 Mantenga el área de operación sin personas alrededor. El desplazamiento involuntario de una carga o la falla del cable metálico puede causar lesiones serias o la muerte.
- 6 No desplace el malacate mientras se encuentra bajo carga. Esto podría causar la falla del mismo, resultando en daño, lesiones o muerte y utilice el freno de mano para operar mientras la máquina está prendida.
- 7 No desplace el malacate de manera repentina. Esto podría causar la falla del mismo, resultando en daño, lesiones o muerte.
- 8 Siempre use gafas de seguridad o gafas protectoras y guantes durante la operación o mientras realiza ajustes o arreglos.
- 9 No coloque las manos o pies cerca de las piezas rotativas o cables metálicos en movimiento. El cable metálico bajo tensión puede causar graves lesiones. Antes que los operadores enciendan el malacate, deben verificar que el área que rodea el malacate y la carga que se elevará estén libres.

- 10 No opere el equipo bajo la influencia de alcohol o drogas.
- 11 Si el equipo respondiera, sonara o vibrara de manera anormal, deténgalo y verifique inmediatamente cuál es la causa. Los sonidos o vibraciones inusuales son, por lo general, una advertencia de que existe algún problema.
- 12 Si sucede algo que pudiera dañar su malacate (como por ejemplo carga por impacto), debe desarmarse el malacate, inspeccionar si hay daños y repararse antes de volver al servicio.
- 13 Cuando se necesitan piezas de reemplazo, sólo utilice piezas del mismo tipo.
- 14 Una vez terminados los servicios o arreglos, opere el equipo antes de usarlo para determinar que el mismo se encuentre en la condición de operación apropiada.
- 15 Si surgieran situaciones no cubiertas en este manual, use su precaución y buen juicio.
- 16 No utilice el malacate en situaciones anormales. Sólo debe ser utilizado en la manera especificada.
- 17 Nunca haga funcionar el malacate sin supervisión. Siempre preste atención al malacate mientras se encuentra en funcionamiento.

## CUIDADOS DEL EQUIPO

### Cuidados del Cable:

Para un mejor servicio se debe mantener limpio el cable y lubricarlo de vez en cuando. Los ensayos recientes sugieren tener en cuenta el bisulfuro de molibdeno como lubricante.

### Cuidados del Malacate

Para hacer mantenimiento al malacate se debe tener cuidado de no dañar o doblar las tapas donde están alojados los rodamientos, ya que para desarmar se necesita colocar en la prensa hidráulica.

### Cuidados del Trípode:

La única parte de cuidado son las mariposas de sujeción ubicadas en el acople rápido donde se despliegan los tubos, ya que estas tienen roscas y aunque sean de tipo ordinario se debe retirar con cuidado para no dañarlas.

### Cuidados del Trineo:

Este es de material muy resistente al desgaste, el único cuidado que hay que tener es con los componentes eléctricos como cables, abrazaderas y canales de protección, lo demás es de fabricación rústica y para trabajo pesado.

### Cuidados del Motor:

Se debe tener especial cuidado ya que es un motor Diesel y este requiere más atención que el motor a gasolina. Se debe cuidar el filtro de combustible revisándolo en cada tanqueo para no dejar pasar impurezas y mugre, también es bueno revisar el nivel de aceite y cambiarlo cada 1000 de horas trabajo. Además de esto sería bueno hacer una ficha de uso u hoja de vida para conocer el estado real de trabajo del equipo y superar inconvenientes por falta de mantenimiento.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] **KUTTER, Carlos F.**, Cimentaciones y Pilotajes, Barcelona, José Montesó, 1956, 295 p.
- [2] **PARADA C. Alfredo.**, Fatiga fisura progresiva, Bucaramanga, Colombia, Editorial La Factoría, 1990, 256 p.
- [3] **DAS, Braja M.**, Principios de Ingeniería de Cimentaciones, 4<sup>ta</sup> Edición, México, International Thomson Editores, 2001, 862 p.
- [4] **FONTECHA R, Edwin F.**, Ingeniero Mecánico UIS, Bucaramanga Colombia, 2008
- [5] **HUARTE, Jesús P.** Procedimientos de Sondeos. Madrid: Ediciones J.E.N., 1977, 553 p.
- [6] **PARADA C. Alfredo.**, Ingeniero Mecánico UIS, Bucaramanga Colombia.
- [7] **P.O.T.**, Plan de Ordenamiento Territorial, Alcaldía municipal de Tibú, Norte de Santander, 2005.
- [8] **VIJAYVERGIYA, V. N., and FOUCHT, J. A., Jr.** Un Nuevo método para Predecir Capacidad de Pilotes en Arcilla (Offshore Technology Conference Paper 1718), 4ta Conferencia de Tecnología, Houston, 1972.
- [9] **INDUSTRIAS AZ.**, Bucaramanga, Colombia, 2008.

- [10] **ROJAS GARCÍA, Hernán**, Diseño De Máquinas II; Bucaramanga, Ediciones Universidad Industrial de Santander, 1984.
- [11] **DEUTSCHMAN, Aaron**, Diseño de Máquinas: Teoría y Práctica, 6<sup>ta</sup> Reimpresión, México, Compañía Editorial Continental S.A., 1995.
- [12] **JUVINALL, Robert C.**, Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica, México, Limusa Noriega Editores, 1993, 821p.
- [13] **KIMBALL, Dexter S.**, Construcción de Elementos de Máquinas, México, Unión Tipográfica Editorial Hispanoamericana “UTEHA”, 1974.
- [14] **NIEMANN, G.** Tratado Teórico – Práctico de elementos de máquinas (Cálculo, diseño y construcción), Barcelona, Editorial Labor S.A., 1967.
- [15] **ROJAS GARCÍA, Hernán**, Trenes de Engranajes; Mecánica de Máquinas, Bucaramanga, Ediciones Universidad Industrial de Santander, 1984.
- [16] **AVILÉS, Rafael**, Análisis de Fatiga en máquinas, España, Thomson Editores Spain Paraninfo, 2005.
- [17] **MEYERHOF, G.G.** “Capacidad de Carga y Sedimentación de Pilotes”. Publicación del Journal of the Geotechnical Engineering Division. Sociedad Americana De Ingenieros Civiles. Vol. 102. No. GT3. 1976.
- [18] **WARNER ELECTRIC**, Basic Design Clutches And Brakes 800–234-3369, 2007

## **ANEXOS**

## ANEXO A: COTIZACIONES Y FACTURAS DE COMPRA



30/05/2007

Hoja 1

CV02-44 FIDWIN FONTFCHA.srb



**GARANTIA:**

**POR MAQUINARIA:**

**DOCE MESES** contra desperfectos de Fabricación y/o de ensamblaje. Partes Eléctricas sin las debidas protecciones Recomendadas por el ASESOR, no Tienen garantía.

**TIEMPO DE ENTREGA:**

**2 DIAS HÁBILES**

**VALIDEZ DE LA OFERTA:**

**10 DIAS**

En espera de que la presente información, contenga los datos necesarios para tomar una Excelente decisión, sin embargo, estaremos atentos a suministrar mayor información técnica O despejar dudas que se puedan presentar. No dude en comunicarse con nosotros,

**CORDIALMENTE,**

**GLORIA INES HERRERA MARTINEZ  
GERENTE**

SERVICIO TÉCNICO Y REPUESTOS - DISEÑOS HIDRÁULICOS Y DE RIEGOS

Avenida Quebrada Seca No. 18-24 Tel. 6704411 Telefax: 6705577 Cel. 310 3222492 / 316 4725244 sys\_agroindustriales@hotmail.com Bucaramanga - Col.

30/05/2007



Hola!

CV0244 FIDWIN FONTECHA.sdc

Bucaramanga, Mayo 30 de 2007

Señor (es)  
**EDWIN FONTECHA**  
 DIR.  
 TEL.  
 CIUDAD.

*Agradecemos su solicitud y la atendemos de la siguiente manera :*

CANT.	DESCRIPCION	UNIDAD	TOTAL
1	MOTOR DIESEL DE 10 HP MARCA WARRIOR A 3600 RPM CON FILTRO DE AIRE EN ACEITE, EJE 1" CON CUÑA Y ROSCA, PESO 48 KILOS, NUMERO DE CILINDROS 1		\$ 1,206,897
			\$ 0
			\$ 0
	<b>SUB = TOTAL</b>		<b>\$ 1.206.897</b>
	<b>IVA 16%</b>		<b>\$ 193.104</b>
	<b>TOTAL</b>		<b>\$ 1.400.001</b>

CANT.	DESCRIPCION	UNIDAD	TOTAL
1	MOTOR DIESEL DE 6.7 HP MARCA WARRIOR A 1800 RPM CON FILTRO DE AIRE SECO UNICAMENTE FIE 3/4" CON CUÑA PESO 33 KILOS, NUMERO DE CILINDROS 1		\$ 1,146,552
			\$ 0
			\$ 0
	<b>SUB = TOTAL</b>		<b>\$ 1.146.552</b>
	<b>IVA 16%</b>		<b>\$ 183.448</b>
	<b>TOTAL</b>		<b>\$ 1.330.000</b>

CANT.	DESCRIPCION	UNIDAD	TOTAL
1	MOTOR DIESEL DE 10 HP MARCA WARRIOR A 1800 RPM CON FILTRO DE AIRE EN ACEITE, EJE 1 3/16" CON UNICAMENTE CUÑA PESO 48 KILOS, NUMERO DE CILINDROS 1		\$ 1,396,552
			\$ 0
			\$ 0
	<b>SUB = TOTAL</b>		<b>\$ 1.396.552</b>
	<b>IVA 16%</b>		<b>\$ 223.448</b>
	<b>TOTAL</b>		<b>\$ 1.620.000</b>

$\phi_{eje} = 30^* \text{ m.m.}$   
 Cobros  
 \$1.400.000 = Sin Magneto (Filtro Aire seco).  
 \$1.500.000 = Con magneto + Arranque eléctrico 2+VDC  
 50.000 = Filtro en Aceite

SERVICIO TÉCNICO Y REPUESTOS - DISEÑOS HIDRÁULICOS Y DE RIEGOS

Avenida Quebrada Seca No. 18-24 Tel. 6704411 Telefax: 6705577 Cel. 310 3222492 / 316 4725244 sys\_agroindustriales@hotmail.com Bucaramanga - Col.





**FERRETERIA  
SANTANDER** LTDA.  
Importadores y Distribuidores Mayoristas

Bucaramanga, 30 de Mayo de 2007

Señores  
**EDWIN FONTECHA**  
TEL 6348902

DESCRIPCION	VALOR
MOTOR 10HP DIESEL 3600RPM CUÑER/ROSC KAM	\$ 1.368.800
MOTOR 10HP DIESEL 1800RPM CUÑA KAMA	\$ 1.343.280

Cordialmente,

Greicy Villamizar  
Mostrador Kra 18

**Condiciones Comerciales:**  
8 días 10 % 30 días 5 %

*Los Anteriores Precios no Incluyen I.V.A.*

OFICINAS: Cra. 17 No. 31-98 ☎: 6802943-6337327-6422220-6332934 BODEGA: Cra. 18 No. 29-05-☎: 6704978-6424414  
Av. Quebrada Seca No. 15-02 ☎: 6303457 - 6306268 E-mail: ferresan@col1.telecom.com.co







# LUBRIRETENES Y RODAMIENTOS S.A.

RESOLUCION DIA No. 260000022483 FECHA: 2007/07/17

RANGO: DEL BGA No. 15948 al BGA No. 020000 • HABILITA

NIT: 800.215.562-3

Cra. 15 No. 19A-42 / Tel.: (097) 671 32 99

BARRIO GAITAN - BUCARAMANGA

IMPOVENTAS REGIMEN COMUN

FACTURA CAMBIARIA No. BGA 183339

DE COMPRAVENTA

SEÑOR (ES) CIBO ESTRELLA

CODIGO

TELEFONO

NIT: 600.175.222-4 DIRECCION

VENDEDOR  
MELBA ROSAS FERNANDEZ

PEDIDO

FECHA FACTURA

2007/12/01

FECHA VENCIMIENTO

2007/12/01

REFERENCIA	DESCRIPCION	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	VALOR
003361	6007-2851	2	14.555,00	29.110,00
	DEBEERTE			0,00

OBSERVACIONES

SUBTOTAL \$

29.110,00

IVA \$

4.890,00

TOTAL \$

34.000,00

ACEPTO LA PRESENTE FACTURA 121-012339

La presente factura Cambiaria de Compraventa se asimila para todos sus efectos legales a la letra de cambio de conformidad con el Art. 774 del Código de Comercio. NOTA: No se aceptan devoluciones. En caso de no pago oportuno en la fecha de la presente factura, se liquidará intereses a la máxima tasa autorizada por la Ley.



Distribuidor autorizado para productos SKF - Lubricantes SHELL - Embalajes y Retenedores VICTOR - Filtros





**CADENAS Y BANDAS LTDA.**  
 FUNDADA EN 1986  
 MIT. 890.212.973-0  
 I.V.A. RÉGIMEN COMÚN  
 REGISTRO No. 04-0359-04

BANDAS: TRANSMISIÓN - TRANSPORTE - Cadenas  
 PIÑONES - MANGUERAS - CORREAS EN V Y ESPECIALES  
 RODAMIENTOS - CHUMACERAS - POLEAS - ALUMINIO - HIERRO  
 RUEDAS - RODACHINES - CHORINO - BANDAS SINTÉTICAS  
 RODILLOS DESCASCADORES DE ARROZ  
 HERRAMIENTAS ELÉCTRICAS Y DE MANO

PRINCIPAL: Carrera 15 No. 23 - 79 Bucaramanga  
 Tels. 6427899 - 6335232 - 6335734 Fax: 6303785  
 SUCURSAL: Carrera 29 No. 34A - 151 El Llanito  
 Tel. 6461725 - Fax: 6466755 Giron - Santander  
 Cels. 310 6099270 - 310 6099202  
 www.cadenasybandas.com  
 cadenasybandas@cadenasybandas.com

FECHA		ORDEN DE COMPRA		FACTURA DE VENTA	
DICI-01/2007		MIT. 88175-262-4		CO 58977	
CLIENTE		TEL.		VR. UNITARIO	
CIRO ESTUPIÑAN					
ITEM	CÓDIGO	CANT.	ARTÍCULO	VR. UNITARIO	VALOR TOTAL
1		12	MTRS BUAYA 1/4		
2		2	PEROS 1/4		
3		1	GANCHO CARGA 1/4 TON.		
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					
11					
VR. NETO \$				SUBTOTAL \$	18966
				I.V.A. \$	3034
				TOTAL \$	22-000

RESOLUCIÓN AUTORIZADA DIAN  
 BUCARAMANGA No. 040000001331  
 FECHA 2006-06-16 NUMERACION  
 AUTORIZADOR DEL-00-058007 AL 070000

TOTAL GRAVADO  
 VENDEDOR  
 No. 032266

TOTAL NO GRAVADO  
 RECIBIDO

ACEPTADA POR HABER RECIBIDO REAL Y MATERIALMENTE LAS MERCANCIAS AQUÍ RELACIONADAS.



Bucaramanga, Oct. 30 de 2007.



MANTENIMIENTO INDUSTRIAL PETROLERO  
Atn. Ciro Estopiñán.  
Cucuta. (TIBU).

Ref: Cotización.

01 Caja de resguardo	63.000
01 Estacion de mando 2 Botones	95.000
01 Temporizador	93.500
01 Logo 12/24 RC.	395.000
01 Rele + contactor a 24 V.	234.000
01 Final de carrera. desplazamiento	75.000
01 Final de carrera de giro	185.000

En espera de poder atenderles

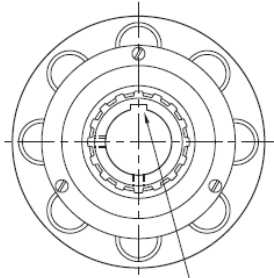
María Ruth Hernández.

Bucaramanga  
Carrera 18 #24-32 • Tels: 633 2030 - 633 2220  
Barrancabermeja  
Calle 50 #20 - 33 • Tel: 611 1519  
imaginelectrica@gmail.com

## ANEXO B: CATÁLOGO EMBRAGUE ELÉCTRICO

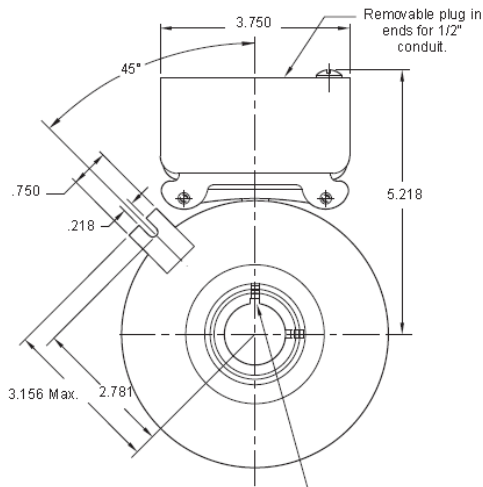
### Clutch Coupling SFC-500 Bearing Mounted

**Heavy Duty**



For Bore & Keyway sizes see chart below.

#### ARMATURE VIEW

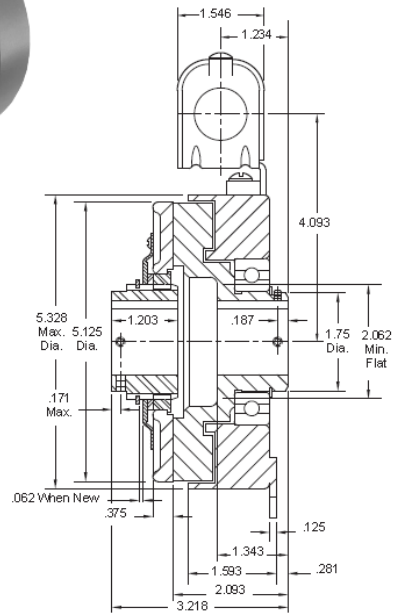


For Bore & Keyway sizes see chart below.

#### FIELD VIEW

##### Customer Shall Maintain:

1. Angular alignment of shafts within 1/2 degree.
2. Armature mounting shaft to be concentric with rotor mounting shaft within .006 T.I.R.



#### Bore & Keyway Dimensions

Bore Dia.	Keyway
.751/.750	.187 x .093
.876/.875	
.9385/.9375	
1.001/1.000	.250 x .125
1.126/1.125	
1.251/1.250	

Armature Shaft	.750 – 1.250
Rotor Shaft	.750 – 1.250
Static Torque	50 lb. ft.
Maximum Speed	4,000 rpm
Standard Voltage	D.C. 6, 24, 90

All dimensions are nominal unless otherwise noted.

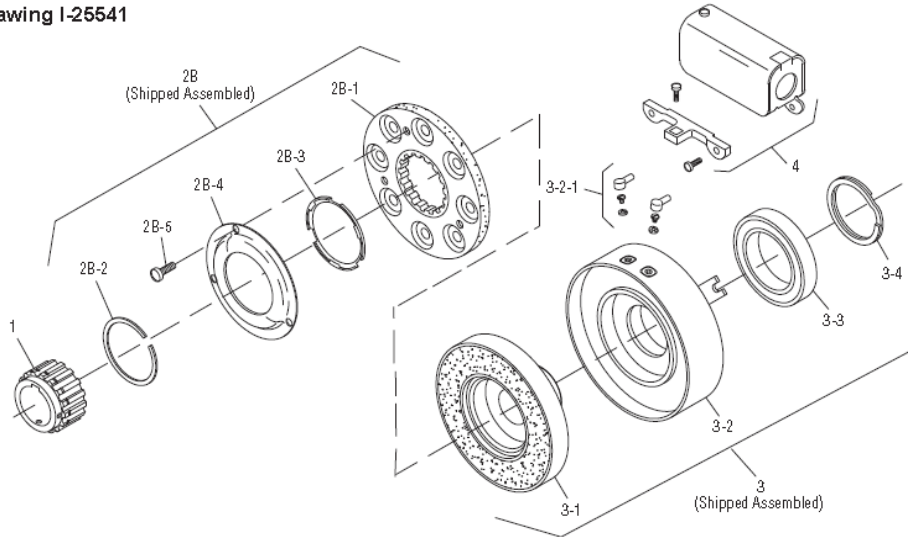
Information on inertia and weights begins on page 239. Coil data is on pages 250 and 251.

## Heavy Duty

## Clutch Coupling

### SFC-500 Bearing Mounted

Drawing I-25541



Item	Description	Part Number	Qty.
1	Armature Hub Assembly		1
	3/4" Bore	5200-541-002	
	7/8" Bore	5200-541-003	
	15/16" Bore	5200-541-004	
	1" Bore	5200-541-005	
	1-1/8" Bore	5200-541-006	
	1-1/4" Bore	5200-541-007	
2B	Armature Assembly w/Autogap	5230-111-002	1
2B-1	Armature	5230-111-001	1
2B-2	Retainer Ring	748-0355	1
2B-3	Autogap Spring	808-0412	1
2B-4	Retainer Plate	748-0364	1
2B-5	Screw	797-0028	3
3	Field and Rotor Assembly		1
	6 Volt - 3/4" Bore	5200-452-002	
	24 Volt - 3/4" Bore	5200-452-004	
	90 Volt - 3/4" Bore	5200-452-005	
	6 Volt - 7/8" Bore	5200-452-008	
	24 Volt - 7/8" Bore	5200-452-010	
	90 Volt - 7/8" Bore	5200-452-011	
	24 Volt - 15/16" Bore	5200-452-016	
	90 Volt - 15/16" Bore	5200-452-017	
	6 Volt - 1" Bore	5200-452-020	
	24 Volt - 1" Bore	5200-452-022	
	90 Volt - 1" Bore	5200-452-023	
	6 Volt - 1-1/8" Bore	5200-452-026	
	24 Volt - 1-1/8" Bore	5200-452-028	
	90 Volt - 1-1/8" Bore	5200-452-029	
	6 Volt - 1-1/4" Bore	5200-452-032	
	24 Volt - 1-1/4" Bore	5200-452-034	
	90 Volt - 1-1/4" Bore	5200-452-035	

Item	Description	Part Number	Qty.
3-1	Rotor		1
	3/4" Bore	5200-751-002	
	7/8" Bore	5200-751-003	
	15/16" Bore	5200-751-004	
	1" Bore	5200-751-005	
	1-1/8" Bore	5200-751-006	
	1-1/4" Bore	5200-751-007	
3-2	Field & Bearing Assembly		1
	6 Volt	5200-451-024	
	24 Volt	5200-451-026	
	90 Volt	5200-451-027	
3-2-1	Terminal Accessory	5311-101-001	1
3-3	Ball Bearing	166-0110	1
3-4	Retainer Ring	748-0002	1
4	Conduit Box	5200-101-010	1

#### How to Order:

1. Specify Bore Size for Item 1 and Item 3.
2. Specify Voltage for Item 3.
3. See Controls Section.

#### Example:

SFC-500 Clutch Coupling per I-25541- 90 Volt  
3/4" Armature Hub Bore  
7/8" Rotor Bore

These units, when used in conjunction with the correct Warner Electric conduit box, meet standards set forth in UL508 and are listed under guide card #NMTR2, file #59164.

These units are CSA certified under file #LR11543

Refer to Service Manual P-202.

**ANEXO C: INFORME TÉCNICO DE SIMULACIÓN CAE (COSMORWORKS 2006)**

**Análisis de tensiones de Eje Tambor**

**Autor: EDWIN FONTECHA**

**Empresa: MIPCE LTDA**

**Fecha: 28 DIC 2007**

**MATERIALES**

Nº	Nombre de pieza	Material	Masa	Volumen
1	Eje Tambor	<a href="#">Acero aleado</a>	3.02216 kg	0.000392488 m <sup>3</sup>

**PROPIEDAD DEL ESTUDIO**

<b>Información de malla</b>	
Tipo de malla:	Malla con elementos sólidos tetraédricos
Mallador utilizado:	Estándar
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	6.4115 mm
Tolerancia:	0.32058 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	13598
Número de nodos:	20797
<b>Información del solver</b>	
Calidad:	Alta
Tipo de solver:	Solver tipo FFEPlus
Opción:	Incluir efectos térmicos
Opción térmica:	Introducir temperatura
Opción térmica:	Temperatura de referencia a deformación unitaria cero: 298 Kelvin

## RESULTADOS DE ESFUERZOS

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Plot1	VON: Tensiones von Mises	75963.4 N/m <sup>2</sup> Nodo: 1085	(0 mm, 1.52582e- 008 mm, 0.0143203 mm)	7.38784e+007 N/m <sup>2</sup> Nodo: 20599	(220 mm, - 1.74846e- 006 mm, -20 mm)

## RESULTADOS DE DEFORMACIONES UNITARIAS

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Plot1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	2.7084e- 007 Elemento: 8655	(3.29067 mm, 0.00125432 mm, 0.0123603 mm)	0.000281649 Elemento: 2696	(218.75 mm, 1.47711 mm, 20.8 mm)

## RESULTADOS DE DESPLAZAMIENTOS

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Plot1	URES: Desplazamientos resultantes	0 m Nodo: 337	(0 mm, 15.5885 mm, 9 mm)	6.35635e- 005 m Nodo: 146	(310 mm, 19.0788 mm, 6 mm)

## RESULTADOS DE DEFORMADAS

Nº de trazado	Factor de escala
1	502.97

## RESULTADOS DE VERIFICACIÓN DE DISEÑO

DISTRIBUCIÓN DE FACTOR DE SEGURIDAD FDS MÍN. =8,4

### APÉNDICE

<b>Nombre de material:</b>	Acero aleado
<b>Descripción:</b>	
<b>Origen del material:</b>	Archivos de biblioteca
<b>Nombre de biblioteca de materiales:</b>	solidworks materials
<b>Tipo de modelo del material:</b>	Isotrópico elástico lineal

Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	2.1e+011	N/m <sup>2</sup>	Constante
Coefficiente de Poisson	0.28	NA	Constante
Módulo cortante	7.9e+010	N/m <sup>2</sup>	Constante
Densidad	7700	kg/m <sup>3</sup>	Constante
Límite de tracción	7.2383e+008	N/m <sup>2</sup>	Constante
Límite elástico	6.2042e+008	N/m <sup>2</sup>	Constante
Coefficiente de dilatación térmica	1.3e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica	50	W/(m.K)	Constante
Calor específico	460	J/(kg.K)	Constante

Análisis de tensiones de Tubo Principal Mejorado

INFORMACIÓN DE CARGAS Y RESTRICCIONES

Restricción	
<b>Restricción-1</b> <Tubo Principal Mejorado>	activar 2 Cara(s) fijo.
<b>Descripción:</b>	

Carga		
<b>Fuerza-1</b> <Tubo Principal Mejorado>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza normal 1570 N utilizando distribución uniforme	Carga secuencial

RESULTADOS DE ESFUERZOS

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Plot1	VON: Tensiones von Mises	23362.9 N/m <sup>2</sup> Nodo: 12140	(-281.508 mm, -2700.33 mm, -8.5505 mm)	3.44041e+007 N/m <sup>2</sup> Nodo: 4994	(-7.31488 mm, -37.538 mm, 8.5505 mm)

RESULTADOS DE DEFORMACIONES UNITARIAS

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Plot1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	9.50301e-008 Elemento: 13726	(286.234 mm, -2789.58 mm, -8.44911 mm)	0.00011449 Elemento: 7230	(-8.42436 mm, -36.0876 mm, 7.22149 mm)

**Análisis de tensiones de Tubo 2 (Derecha) Mejorado**

**RESULTADOS DE ESFUERZOS**

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación		
Plot1	VON: Tensiones von Mises	28.2834	(-21.9601	6.327e+006	(5.95284		
		N/m^2	mm,			N/m^2	mm,
		Nodo: 725	280.105			Nodo: 22626	-2722
			mm,		mm,		
			14.597		-22.2163		
			mm)		mm)		

**Resultados de deformaciones unitarias**

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación		
Plot1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.31818e-	(7.42654	1.35168e-	(-6.70064		
		010	mm,			005	mm,
		Elemento: 440	294.103			Elemento: 12546	-2721.52
			mm,		mm,		
			19.692		-21.2692		
			mm)		mm)		

**RESULTADOS DE DESPLAZAMIENTOS**

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación		
Plot1	URES: Desplazamientos resultantes	0 m	(19.9186	0.00115035	(4.04256e-		
		Nodo: 3187	mm,			m	014 mm,
			-2722			Nodo: 168	306.805
			mm,		mm,		
			-11.5		21.1223		
			mm)		mm)		

Análisis de tensiones de Tubo 2 Abajo

RESULTADOS DE ESFUERZOS

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Plot1	VON: Tensiones von Mises	13929.1 N/m <sup>2</sup>	(2 mm, 1360 mm, 54.9333 mm)	7.47919e+007 N/m <sup>2</sup>	(- 0.622912 mm, -98.1764 mm, -2.32474 mm)
		Nodo: 1190		Nodo: 909	

RESULTADOS DE DEFORMACIONES UNITARIAS

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Plot1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	4.25914e- 008	(-5.75 mm, 1349.55 mm, 42.3053 mm)	0.000258943	(- 0.155814 mm, -97.5757 mm, -2.43644 mm)
		Elemento: 760		Elemento: 570	

RESULTADOS DE DESPLAZAMIENTOS

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Plot1	URES: Desplazamientos resultantes	0 m	(2.94732e- 016 mm, -98.1764 mm, 2.40675 mm)	0.000359347 m	(-10.2606 mm, 1400 mm, -28.1908 mm)
		Nodo: 25		Nodo: 4880	

## RESULTADOS DE DEFORMADAS

Nº de trazado	Factor de escala
1	417.8

### Análisis de tensiones de Tubo Principal Abajo

## RESULTADOS DE ESFUERZOS

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Plot1	VON: Tensiones von Mises	13340.2 N/m <sup>2</sup> Nodo: 14419	(54.9333 mm, 1310 mm, 2 mm)	3.74785e+006 N/m <sup>2</sup> Nodo: 5153	(-12.2021 mm, 1350 mm, 27.4064 mm)

## RESULTADOS DE DEFORMACIONES UNITARIAS

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Plot1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.58805e- 007 Elemento: 7489	(43.4537 mm, 1301.64 mm, -4.5 mm)	1.20381e- 005 Elemento: 4160	(-13.2427 mm, 1346.34 mm, 25.7788 mm)

## RESULTADOS DE DESPLAZAMIENTOS

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Plot1	URES: Desplazamientos resultantes	0 m Nodo: 487	(3.4289e- 015 mm, 0 mm, -28 mm)	1.75246e- 005 m Nodo: 1353	(-25.9808 mm, 1350 mm, 15 mm)