DISEÑO A FATIGA DE UN PERNO DE APRIETE

AUTORES:

Carlos H. Acevedo P.
Jesús B. Pedroza Rojas
Milton F. Coba Salcedo

EDICIONES UNIVERSIDAD SIMÓN BOLÍVAR

RECONOCIDO POR COLCIENCIAS 2014 - 2017

EDICIONES
UNIVERSIDAD SIMÓN BOLÍVAR
BARRANQUILLA-CÚCUTA, COLOMBIA

PRESIDENTA SALA GENERAL
ANA BOLÍVAR DE CONSUEGRA

RECTOR FUNDADOR
JOSÉ CONSUEGRA HIGGINS (q.e.p.d.)

RECTOR
JOSÉ CONSUEGRA BOLÍVAR

VICERRECTORA ACADÉMICA
SONIA FALLA BARRANTES

VICERRECTORA DE INVESTIGACIÓN E INNOVACIÓN
PAOLA AMAR SEPÚLVEDA

VICERRECTORA FINANCIERA
ANA DE BAYUELO

VICERRECTOR ADMINISTRATIVO
EUGENIO BOLÍVAR ROMERO

SECRETARIA GENERAL
ROSARIO GARCÍA GONZÁLEZ

DIRECTORA DE INVESTIGACIONES
MARÍA DE LOS ÁNGELES PÉREZ HERNÁNDEZ

DEPARTAMENTO DE PUBLICACIONES
CARLOS MIRANDA MEDINA

MIEMBROS DE LA SALA GENERAL
ANA BOLÍVAR DE CONSUEGRA
OSWALDO ANTONIO OLAVE AMAYA
MARTHA VIVIANA VIANA MARINO
JOSÉ EUSEBIO CONSUEGRA BOLÍVAR
JORGE REYNOLDS POMBO
ÁNGEL CARRACEDO ÁLVAREZ
ANTONIO CACUA PRADA
JAIME NIÑO DÍEZ
ANA DE BAYUELO
JUAN MANUEL RUISECO
CARLOS CORREDOR PEREIRA
JORGE EMILIO SIERRA MONTOYA
EZEQUIEL ANDER-EGG
JOSÉ IGNACIO CONSUEGRA MANZANO
EUGENIO BOLÍVAR ROMERO
ÁLVARO CASTRO SOCARRÁS
IGNACIO CONSUEGRA BOLÍVAR

DISEÑO A FATIGA DE UN PERNO DE APRIETE

AUTORES:

Carlos H. Acevedo P.
Jesús B. Pedroza Rojas
Milton F. Coba Salcedo

EDICIONES UNIVERSIDAD SIMÓN BOLÍVAR

RECONOCIDO POR COLCIENCIAS 2014 - 2017

Acevedo Peñaloza, Carlos Humberto
Diseño a fatiga de un perno de apriete / Carlos Humberto Acevedo Peñaloza, Jesús B. Pedroza Rojas, Miltón F. Coba Salcedo. -- Barranquilla: Ediciones Universidad Simón Bolívar, 2015.

73 p.; 17 x 24 cm.
ISBN: 978-958-8930-11-4

1. Pernos y tuercas 2. Acero -- Aplicaciones industriales 3. Resistencia de materiales I. Pedroza Rojas, Jesús B. II. Coba Salcedo, Miltón F. III. Tít.

621.882 A174 2015 SCDD 21 ed.

Universidad Simón Bolívar-Sistema de Bibliotecas

DISEÑO A FATIGA
DE UN PERNO DE APRIETE

Carlos Humberto Acevedo Peñaloza©
Jesús B. Pedroza Rojas©
Miltón F. Coba Salcedo©

ISBN: 978-958-8930-11-4

Todos los derechos reservados. Ninguna parte de esta publicación puede ser reproducida, almacenada en sistema recuperable o transmitida en ninguna forma por medios electrónico, mecánico, fotocopia, grabación u otros, sin la previa autorización por escrito de Ediciones Universidad Simón Bolívar y de los autores. Los conceptos expresados de este documento son responsabilidad exclusiva de los autores y no necesariamente corresponden con los de la Universidad Simón Bolívar y da cumplimiento al Depósito Legal según lo establecido en la Ley 44 de 1993, los Decretos 460 del 16 de marzo de 1995, el 2150 de 1995, el 358 de 2000 y la Ley 1379 de 2010.

Ediciones
Universidad Simón Bolívar©
Carrera 54 No. 59-102
http://publicaciones.unisimonbolivar.edu.co/edicionesUSB/
dptopublicaciones@unisimonbolivar.edu.co
Barranquilla - Cúcuta

Julio de 2015
Barranquilla

Printed and made in Colombia

A los estudiantes, que con esfuerzo y dedicación han vencido sus miedos y han ido más allá de sus sueños creando empresas.

AGRADECIMIENTO

Al ingeniero Carlos Alberto Gómez Colmenares, quien aportó al desarrollo del proyecto de manera importante y significativa, con su acertada revisión y análisis.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN 13

1. CENTRAL TERMOELÉCTRICA DE TASAJERO 15
   1.1. RESUMEN DE ANTECEDENTES DE TERMOTASAJERO..... 15
   1.2. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO TERMOTASAJERO 16

2. ESTACIÓN PRIMARIA 19
   2.1. DESCRIPCIÓN DEL ESQUEMA DE ESTACIÓN PRIMARIA 19

3. ANTECEDENTES DEL PROBLEMA 23

4. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA BOMBA TORNILLO 25
   4.1. BOMBA TORNILLO 25

5. ENSAYOS Y RESULTADOS DE LOS PERNOS ACTUALES..... 29
   5.1. PRUEBAS METALOGRÁFICAS..... 29
   5.2. PRUEBA DE ANÁLISIS QUÍMICO 32
   5.3. ENSAYOS DE RESISTENCIA DE MATERIALES..... 33

6. CÁLCULO DE LAS FUERZAS EXTERNAS SOBRE
   LA BOMBA TORNILLO..... 39

7. DISEÑO Y CÁLCULO DEL PERNO DE APRIETE
   DE LA BOMBA TORNILLO..... 45
   7.1. CÁLCULO DE LAS FUERZAS Y LOS ESFUERZOS
      DE LOS PERNOS DEL FLANCHE SUPERIOR..... 45

7.2. ANÁLISIS DE ESFUERZO A FATIGA 49
7.2.1. Perno actual 50
7.2.2. Perno japonés 52
7.3. DISEÑO Y CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DE APRIETE DEL FLANCHE SUPERIOR DE LA BOMBA TORNILLO 55

8. CARACTERÍSTICAS FINALES DEL MATERIAL A UTILIZAR 59
8.1. ENSAYOS DE RESISTENCIA DE MATERIALES AL MATERIAL A UTILIZAR 59
8.1.1. Muestra 1 60
8.1.2. Muestra 2 61
8.1.3. Muestra 3 61

9. PROCEDIMIENTO DE MONTAJE DE LOS NUEVOS PERNOS DE APRIETE 67

10. RECOMENDACIONES 70

BIBLIOGRAFÍA 71

ACERCA DE LOS AUTORES 73

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1. Estación primaria 19
FIGURA 2. Probeta 1. Metalografía 30
FIGURA 3. Probeta 2. Metalografía 30
FIGURA 4. Probeta 3. Metalografía 31
FIGURA 5. Probeta 4. Metalografía 32
FIGURA 6. Probetas de análisis químico 33
FIGURA 7. Probeta 1. Resistencia de Materiales 34
FIGURA 8. Probeta 2. Resistencia de Materiales 34
FIGURA 9. Probeta 3. Resistencia de Materiales 35
FIGURA 10. Probeta 1. Esfuerzo vs. Deformación 36
FIGURA 11. Probeta 2. Esfuerzo vs. Deformación 36
FIGURA 12. Probeta 3. Esfuerzo vs. Deformación 37
FIGURA 13. Nivel de trabajo 39
FIGURA 14. Tramos de llenado 41
FIGURA 15. Diagrama de fuerzas 42
FIGURA 16. Diagrama de fuerzas en los pernos 47
FIGURA 17. Falla característica a fatiga 54
FIGURA 18. Probeta THYROPLAST 2316 Bonificada 59
FIGURA 19. Probeta THYROPLAST 2316 Cristalizada 60
FIGURA 20. Probeta THYROPLAST 2316 Tratamiento térmico definitivo ... 60
FIGURA 21. Probeta THYROPLAST 2316 Bonificada
Esfuerzo vs. Deformación 62
FIGURA 22. Probeta THYROPLAST 2316 Cristalizada
Esfuerzo vs. Deformación 63
FIGURA 23. Probeta THYROPLAST 2316 Tratamiento térmico definitivo
Esfuerzo vs. Deformación 63
FIGURA 24. Probeta THYROPLAST 2316 Bonificada Metalográfica 64
FIGURA 25. Probeta THYROPLAST 2316 Recocida, Metalográfica 64
FIGURA 26. Probeta THYROPLAST 2316 Cristalizada, Metalográfica 65
FIGURA 27. Probeta THYROPLAST 2316 Tratamiento térmico definitivo,
Metalográfica 65

FIGURA 28. Posición de trabajo..... 67
FIGURA 29. Orden de cambio 68

LISTA DE TABLAS

TABLA 1. Prueba de análisis químico..... 32
TABLA 2. Prueba de tensión 35
TABLA 3. Información de la bomba..... 38
TABLA 4. Prueba de tensión THYROPLAST 62

INTRODUCCIÓN

Centrales Eléctricas del Norte de Santander (CENS), y su división de generación, Central Térmica de Tasajero (Termotasajero), a través de todos sus departamentos tiene como objetivo principal producir energía eléctrica con la mayor eficiencia y calidad; con una gestión eficiente y rentable, pero preservando el medioambiente y los recursos naturales.

La Central Térmica de Tasajero empezó su proceso de generación-de energía eléctrica en el año de 1984, siendo instalada por el Consorcio Mitsubishi-Distral, bajo un costo de 12.000 millones de pesos y con una capacidad de carga instalada de 162 megavatios.

Esta primera central térmica está compuesta de un generador de vapor, turbinas, intercambiadores de calor, bombas, ductos, depósitos, accesorios y equipos de control, todos ellos operando coordinadamente para evitar que el ciclo se interrumpa y genere una parada de planta.

Como en todo ciclo térmico, se debe proveer un medio de enfriamiento para el vapor que se ha expandido en la turbina y en todos los demás procesos que se requieren en la planta. En Termotasajero se utiliza el sistema de "bombas tornillo" para adquirir el agua del río Zulia, siendo después tratada antes de llegar a formar parte del ciclo térmico.

Este sistema de "bombas tornillo", suele presentar fallas por rotura de los pernos de apriete del flanche superior, por esta causa se crea en la planta indisponibilidad de trabajar en plena carga, la cual no ha podido ser controlada, generando pérdidas económicas y de tiempo para la empresa y constantemente ordenes de trabajo.

Este libro estudia el diseño de los nuevos pernos de apriete para las bombas, efectuando todos sus cálculos a fatiga a una vida útil de un año, además describe el montaje de los nuevos pernos y da solución al porqué de la oxidación actual de los espárragos de acero inoxidable.

1. CENTRAL TERMOELÉCTRICA DE TASAJERO

1.1. RESUMEN DE ANTECEDENTES DE TERMOTASAJERO

El Instituto Colombiano de Energía Eléctrica (ICEL), y las Centrales Eléctricas del Norte de Santander (CENS), entidades encargadas de los programas de generación y trasmisión de energía eléctrica en el departamento de Norte de Santander, atendiendo a la política a corto plazo para superar la crisis energética presente en el país en esa época, llevaron a cabo entre los años 1978 y 1979, a través de la firma Sociedad General de Consultoría Ltda. y con la financiación de FONADE, el estudio de factibilidad y la preparación de las especificaciones de licitación para una central termoeléctrica a base de carbón localizada en el departamento.

La decisión fue tomada teniendo en cuenta la riqueza carbonífera del departamento, la posibilidad de generar fuentes directas e indirectas de trabajo y la necesidad de atender la demanda de energía eléctrica en el departamento y hacer más confiable el suministro de esta en forma coordinada con los planes de desarrollo del sistema nacional interconectado.

Como consecuencia de los estudios realizados, fue seleccionado el sitio de la planta "Termotasajero" en el departamento de Norte de Santander, aproximadamente a 20 km, al suroccidente de la ciudad de Cúcuta, sobre la margen derecha del río Zulia, en jurisdicción del municipio de San Cayetano y en un lote situado a una altura

aproximada de 260 metros sobre el nivel del mar. Este sitio fue escogido por sus ventajas geológicas, la cercanía a los sitios de suministro de carbón, así como a las líneas de transmisión existentes y al río Zulia, cuyo caudal garantiza la cantidad de agua requerida por el sistema de enfriamiento de la planta durante el año.

Igualmente, se consideró más conveniente la instalación de una primera unidad de 150 MW nominales, manteniéndose la posibilidad de futuras ampliaciones con unidades de la misma o mayor capacidad.

La obra se inició el 5 de agosto de 1981 y quedó terminada el 17 de diciembre de 1984, fecha en la cual finalizó la prueba de operación comercial de la planta.

La inversión en este proyecto es la más grande hecha por el gobierno en esta región del país durante toda su historia, con un valor global equivalente a US$ 107.732.401 de los cuales el 53,14 % corresponde a suministros y servicios pagaderos en moneda extranjera, con financiación hecha por bancos del Japón y Estados Unidos de América, y el 56,86 % restante corresponde a los suministros y servicios pagaderos en moneda colombiana, a cargo del presupuesto nacional a través del ICEL y recursos propios de CENS, Electrificadora de Santander S.A. y Electrificadora de Boyacá S.A.

1.2. DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO TERMOTASAJERO

La planta consiste de una unidad turbogeneradora a vapor con recalentamiento, de dos cilindros en tándem con doble exosto al condensador y seis extracciones para el calentamiento regenerativo

del agua de alimentación de la caldera, para operar con vapor a 127 kg/cm^2 y 538ºC a la entrada, de 152.200 kW de capacidad neta en bornes de alta tensión del transformador principal, un consumo térmico específico garantizado de 2.410 kcal/kWh, provisto de una caldera para combustión de carbón pulverizado y/o aceite pesado (crudo residual o fuel oil), refrigerada con agua dulce tomada del río Zulia mediante una presa de derivación y un sistema de bombas tornillo de toma, desarenador y tuberías y bombas para la circulación del agua captada a través del condensador de planta.

Incluye, igualmente, un sistema para el pesaje, recibo, manejo, trituración, pulverización y encendido del carbón requerido por la caldera, de un sistema para la remoción y disposición final de la ceniza, incluyendo los precipitadores electrostáticos para la remoción de la ceniza de los gases de combustión y una chimenea de 90 m de altura, de una planta de tratamiento de agua para reposición de las pérdidas del ciclo térmico y la producción de agua potable, de una planta de hidrógeno para reposición del sistema de enfriamiento del generador, de un sistema cerrado de enfriamiento de cojinetes, aceite y equipos, de un sistema de aire comprimido para servicio general y para el sistema de control e instrumentación neumático de la planta, de un sistema de agua de servicio y tratada para uso general de la planta, de un sistema contra incendio para la totalidad de las instalaciones de la misma, además de todos los equipos, tuberías e instalaciones propias del ciclo térmico, así como de un sistema de control electrónico y digital de supervisión para todos los equipos y sistemas de la planta, localizado en la sala de mando de la central, y de los transformadores, barrajes, motores eléctricos, tableros, baterías, convertidores, cables y demás requeridos por los sistemas principales y auxiliares de la central.

Además, la planta esta provista de un edificio para el personal de

administración y operación de la misma, otro para restaurante, y otro para el taller de mantenimiento y repuesto, de las vías de acceso externas e internas, porterías y cerramientos, de un sistema para la captación, tratamiento y disposición de las aguas lluvias, negras e industriales, así como de las demás obras y procesos requeridos por una instalación de esta naturaleza.

2. ESTACIÓN PRIMARIA

2.1. DESCRIPCIÓN DEL ESQUEMA DE ESTACIÓN PRIMARIA

El agua de enfriamiento requerido para la planta se toma del río Zulia mediante tres bombas tornillo (Figura 1), una en reserva, a cuya entrada se retienen los desechos mayores, que arrastra el agua del río mediante rejas de barras fijas instaladas a 15 grados con respecto a la vertical en las aperturas inferiores de la estructura de toma, construida lateralmente sobre la margen derecha del río.

Para mantener el nivel de las aguas del río por encima del nivel mínimo de sumergencia de las bombas tornillo, se construyó una presa (2) en concreto a través del lecho del río, de 11,5 m. de ancho por 5,2 m de alto por 109,6 m de longitud la cual incluye un sistema de compuertas deslizantes (3) que mantiene el cauce principal del río por la margen derecha, sin permitir que esta se colme con arena. Con el objeto de evitar que durante las crecientes del río las aguas pudieran desviarse hacia la zona baja localizada a la izquierda de la presa, fuera del lecho natural del río, provocando una posible desviación del cauce hacia este lado, a continuación del muro de remate del extremo izquierdo de la presa se construyó un dique terraplén (1) de 110 m de longitud por 5 m de altura.

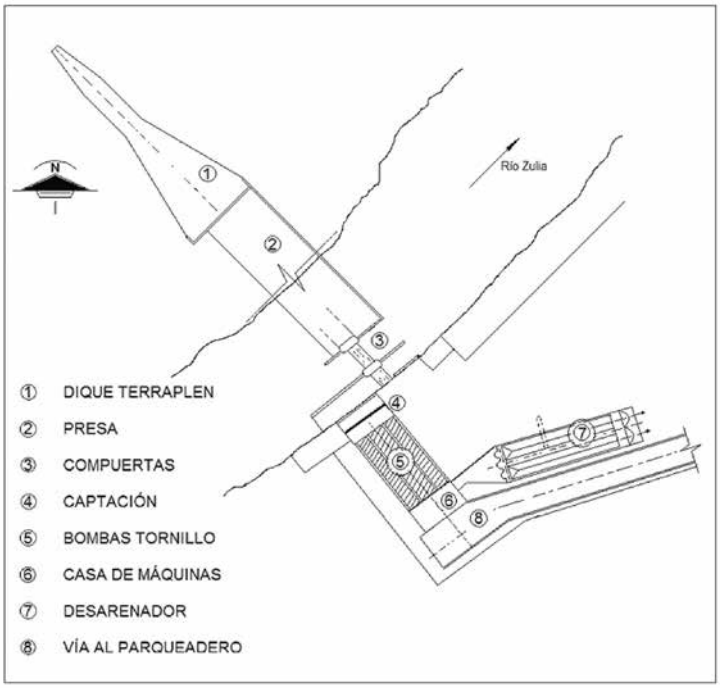

Figura 1. Estación primaria

La estación de toma de agua de enfriamiento está localizada dentro del lote de la Central aproximadamente a 150 m aguas abajo del puente Pedro Nel Ospina y sobre la margen derecha del río y consta de:

- Tres cámaras de captación (4) independientes que toman el agua del canal de aguas arriba de la estructura de compuertas de la presa y la entrega a un canal en cajón común de comunicación con el desarenador, por medio de tres bombas del tipo tornillo de Arquímedes de triple filete (5).
- Una casa de tres plantas para alojar los motores eléctricos y reductores de velocidad de las bombas tornillo, así como el equipo auxiliar, tableros eléctricos y de control de estación (6).

Las bombas tornillo envían 25.000 m^3/h de agua a un desarenador

(7); esta es una estructura en concreto de 71,6 m de longitud por 15,6 m de ancho por 9,4 m de profundidad máxima y 3,1 m de profundidad mínima, con una zona de entrada donde hay una trampa de gravas y dos muros tranquilizadores y, un tanque de carga a la salida, diseñado para retirar las partículas en suspensión en el agua de captación de la planta de tamaño superior a 0,12 mm.

Consta de dos canales paralelos de decantación tipo DUFOUR de 50 m de longitud, de sección trapezoidal en la parte inferior, de 7 m por 0,6 m por 3 m de altura, y sección rectangular en la parte superior, provisto de un canal de excesos común a ambos y situado en la zona central divisoria.

En la parte superior del muro transversal final de cada canal decantador hay dos compuertas basculantes, sobre las cuales pasa el agua desarenada hacia un tanque común de carga. De este tanque de carga parte la tubería enterrada de concreto hacia el pozo de succión de las bombas de agua de circulación.

3. ANTECEDENTES DEL PROBLEMA

Desde su entrada en servicio en el año 1984, Termotasajero empezó a detectar un problema en las bombas tornillo (tres) de la bocatoma del río Zulia. Este radica en la rotura frecuente de los pernos de la brida superior de la unión eje tornillo de las tres bombas, ocasionando grandes pérdidas económicas para la planta por indisponibilidad frecuente para trabajar a la carga requerida.

Actualmente el caudal requerido para el funcionamiento de la planta a carga plena es de 21.500 m^3/h, y la capacidad de carga de cada bomba tornillo es de 12.500 m^3/h, siendo el régimen de caudal del río aceptable, quedando una bomba en reserva.

Por lo anterior descrito es indispensable para la planta el correcto mantenimiento del sistema de "bombas tornillo" porque una parada en el sistema implica una parálisis total de la planta por no haber el suministro requerido de agua de enfriamiento para el sistema térmico.

Inicialmente el Consorcio Mitsubishi-Distral dejó instalados los pernos, diseñados bajo la norma estándar japonesa SUS 630 la cual es equivalente a la ASTM 630, con rosca métrica M52x5 y con un torque estándar de apriete de 180 a 200 kg*m. Estos pernos forjados presentaban alta resistencia a la corrosión pero se fracturaban.

Después el Departamento de Ingeniería de Termotasajero decidió

cambiar el material de fabricación original, por acero AISI 4340, pero debido al alto costo de fabricación, la presencia de óxido, la dificultad para comprobar el torque de apriete y que el problema de fractura seguía, decidió cambiar nuevamente el diseño de los pernos de ajuste por espárragos de acero inoxidable (AISI 304) fabricados en Cúcuta, los cuales son más económicos pero no han dado solución al problema principal de rotura.

En todos los cambios que se han hecho, el departamento de ingeniería ha conservado el tipo de rosca original.

Durante mucho tiempo el problema estuvo vigente y se hizo una necesidad urgente para la Central Térmica de Tasajero la pronta solución al sistema de apriete, esto debido a que normalmente año tras año la región sufre el fenómeno del niño con sus consecuentes problemas económicos y sociales.

Este libro describe la solución de diseño que se propuso al problema.

4. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA BOMBA TORNILLO

4.1. BOMBAS TORNILLO

Fabricante

Torishina Pump Mfg. Co., Ltda

Modelo de fabricante No

3000 – snk

Número de Bombas Tornillo

3

Cantidad de descarga por tornillo (m^3/h)

12.500

Cabeza total (m)

7.88

Angulo de inclinación (grados)

30

Sumersión para capacidad de diseño (mm)

2598

Diámetro y longitud del tornillo (mm)

3000*17690

Diámetro y longitud del tambor de tornillo (mm)

1520*18785

Espesor del tornillo y del tambor (mm)

9

Número de entradas

3

Paso (mm)

3300

Velocidad del tornillo (rpm)

26.5

E.P en el acople de la bomba (kW)

324

E.P absorbida en la caja de engranes (kW)

20

E.P Nominal del motor a instalarse (kW)

400

Eficiencia de la bomba a nivel de agua normal

83

Eficiencia del reductor de engranes (%)

96

Salida del motor a nivel de agua normal (kW)

345

Materiales de las paletas de la bomba tornillo
SS41 recubierto con resina epóxica
(A – 113 grado A)

Material tambor del tornillo
SS41 recubierto con resina epóxica
(A – 113 grado A)

Material del eje
SF45A recubierto con resina epóxica
(A – 225 grado C1)

Tipo y material del cojinete inferior
Manguito/metal autolubricador #500

Tipo y tamaño del cojinete superior
Antifricción 230568/29460

Método de lubricación cojinete superior
Empaquetado – grasa de litio – Mobil
Mobilux #2 o equivalente

Método de lubricación cojinete inferior
Bomba de grasa – grasa de litio – Mobil mobilum
EP – 0 o equivalente

Peso total de la bomba tornillo (kg)
18510

Termómetro (tipo Bar)
Para cojinete superior

5. ENSAYOS Y RESULTADOS DE LOS PERNOS ACTUALES

5.1. PRUEBAS METALOGRÁFICAS

Para la realización de estas se utilizó el laboratorio de metalografía de la Universidad Francisco de Paula Santander, y las probetas fueron montadas con la siguiente descripción.

- Probeta 1. Tomada al azar de un grupo de espárragos partidos (3 muestras).
- Probeta 2. Tomada al azar de un grupo de espárragos partidos. (3 muestras).
- Probeta 3. Tomada de un espárrago sin utilizar (2 muestras).
- Probeta 4. Tomada de un perno original japonés (2 muestras).

Las probetas 1 y 2 fueron trabajadas en su proceso de pulimento al tiempo, pasándose por las lijas 80, 120, 220, 240, 320, 400, 600 y paño, utilizando la Alúmina como abrasivo para el pulido final.

Para la observación en el microscopio, las probetas 1 y 2 fueron atacadas inicialmente con cloruro férrico, debido a que se sabía que el material de la probeta era acero inoxidable (dato suministrado por Termotasajero), al observarlas al microscopio a 126 aumentos, la probeta 1 no presentó problemas en su observación y se podía empezar a divisar su estructura. Pero en la probeta 2 no se alcanzaba a divisar nada.

Se procedió nuevamente a atacar las probetas con cloruro férrico y con observación a 252 aumentos, esta vez la probeta 1 definió completamente su estructura, la cual presentó propiedades claras de los aceros inoxidables; la probeta 2 no se dejó divisar aun, lo que hizo sospechar que el material había tenido un proceso de tratamiento térmico o que no fuera acero inoxidable o que tuviera cantidades elevadas de algún compuesto que pudiese engañar al mirar al microscopio; por parecer un acero no inoxidable.

Ante esto se procedió a atacar la probeta 2 con agua Regia y se observó a 504 aumentos. Ya en esta etapa del proceso se logró observar su estructura, la cual presentó propiedades de acero no inoxidable (ver Figura 2 y 3).

Figura 2. Probeta 1. 126X

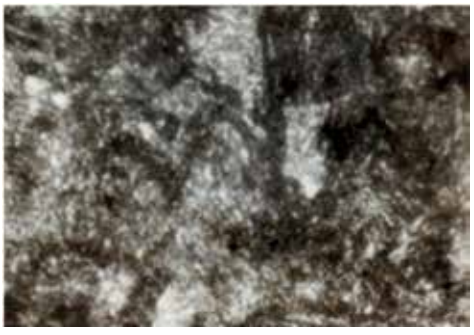

Figura 3. Probeta 2. 252X

Las probetas 3 y 4 igual que las probetas 1 y 2 fueron trabajadas en su proceso de pulimento al tiempo, pasándose igualmente por las lijas 80, 120, 220, 240, 320, 400, 600 y paño y utilizando la alúmina como abrasivo para el pulido final.

Para estas probetas si se pudo corroborar que correspondían al material que decía la empresa.

Acero inoxidable AISI 304 para la muestra del espárrago sin utilizar (probeta 3) (ver Figura 4).

Figura 4. Probeta 3. 252X

Acero de norma estándar japonesa SUS 630, el cual es equivalente a ASTM 630, para la muestra del perno japonés (probeta 4) (ver Figura 5).

Con lo cual se pudo comprobar que las dos probetas eran del material que decía Termotasajero.

Para despejar la duda dejada por la probeta 2, de no ser del material requerido por Termotasajero, y de ser esta una de las posibles causas de la falla de los pernos, se sometió la probeta a una prueba de análisis químico.

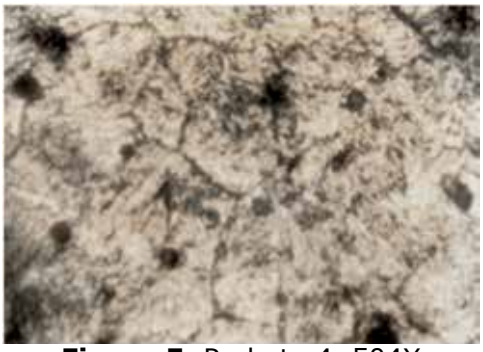

Figura 5. Probeta 4. 504X

5.2. PRUEBA DE ANÁLISIS QUÍMICO

Estas pruebas han sido realizadas con un Espectrómetro de Absorción Atómica, en Fundiciones Aceros Hergar Ltda. en San Cristóbal, Estado Táchira, República Bolivariana de Venezuela.

El análisis químico ha sido realizado en el mismo material de las probetas montadas en metalografía, probetas 1, 2, 3 y 4 y a otra muestra tomada al azar de los espárragos que ya han fallado en la "bomba tornillo" en funcionamiento (Tabla 1) (Figura 6).

Tabla 1. Prueba de Análisis Químico

ELEMENTO	PROB. 1	PROB. 2	PROB. 3	PROB. 4	PROB. 5
C	0,0683	0,0561	0,0614	0,0391	0,0993
Si	0,364	0,336	0,368	0,398	0,87
Mn	1,8	0,759	1,8	0,324	1,4
P	0,0275	0,0153	0,0276	0,0169	0,0214
S	0,0149	0,0003	0,0155	0,0003	0,00593
Cr	18,7	15,1	18,6	15,4	16,5
Ni	7,45	4,44	7,53	4,31	10,1
Mo	0,356	0,684	0,353	0,0973	0,123
V	0,0422	0,0236	0,0439	0,0252	0,0159

W	0,049	0,0278	0,0459	0,0163	0,00745
Co	0,102	0,0516	0,103	0,0533	0,171
Cu	0,295	3,4	0,299	3,22	0,299
Al	0,0452	0.0280	0,0516	0,0251	0,00462
Ti	0,00577	0,00411	0,00593	0,00432	0,00547
Mg	0,0169	0,0145	0,0177	0,0144	0,0161
Nb	0,00265	0,307	0,00198	0,298	0,00182
Fe	<70,7	<74,7	<70,6	<75,8	<70,4

Con la prueba de análisis químico se superó la duda presente con la probeta 2 y se pudo definir que sí era acero inoxidable, pero que el material contenía cantidades elevadas de cobre, lo cual disimula la estructura al observarse en el microscopio.

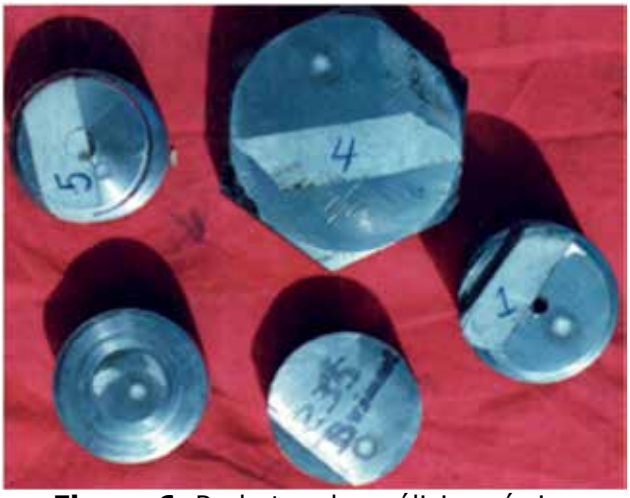

Figura 6. Probetas de análisis químico

El material encontrado en la probeta 2, corresponde al tipo de material que cumple con la norma ASTM 630, y que por lo tanto era el requerido por Termotasajero.

5.3. ENSAYOS DE RESISTENCIA DE MATERIALES

Las pruebas de resistencia mecánica se han llevado a cabo en el Laboratorio de Resistencia de Materiales (Máquina Universal) de la Universidad Francisco de Paula Santander, y han sido montadas probetas con las siguientes especificaciones.

- Probeta 1. Fabricada en Termotasajero de un material tomado al azar de un grupo de espárragos partidos y fracturados recientemente (probablemente acero AISI 304) (Figura 7).

Figura 7. Probeta 1. Resistencia de Materiales

- Probeta 2. Fabricada en la Universidad Francisco de Paula Santander, de un espárrago sin utilizar (AISI 304) (Figura 8).

Figura 8. Probeta 2. Resistencia de Materiales

- Probeta 3. Fabricada en la Universidad Francisco de Paula Santander, de un perno original japonés (norma SUS 630) (Figura 9).

Figura 9. Probeta 3. Resistencia de Materiales

Antes de la fabricación de las probetas, se intentó realizar los ensayos sin maquinar los espárragos ni los pernos, pero debido al diámetro de los mismos y a la falta de un correcto sistema de sujeción. Ha sido imposible llevar a cabo las pruebas de tensión, debido a que cuando se empezaba a tensionar, se resbalaba el esparrago de las mordazas, produciéndose valores errados de medición. Por esta razón se hizo necesaria la fabricación de las probetas, estas se desarrollaron bajo el cumplimiento de la norma Icontec. Las mencionadas probetas han sido fabricadas en los talleres de Termotasajero y de la Universidad Francisco de Paula Santander.

En la tabla 2 se muestra los resultados de los ensayos, en las figuras 7, 8 y 9 se muestran las fotografías de las probetas y en las figuras 10, 11 y 12 las gráficas de las curvas Esfuerzo-Deformación de cada probeta.

Tabla 2. Prueba de Tensión

MATERIAL	**FLUENCIA** (MPa)	**ÚLTIMO** (MPa)	**ROTURA** (MPa)	**ELONGACIÓN** %	**R. ÁREA** %
PROBETA 1 AISI 304 Usado	274,7	577,49	555,38	78,33	75
PROBETA 2 AISI 304 Nuevo	274,7	578,11	560,63	71,67	78,38
PROBETA 3 SUS 630 Japonés	821,67	936,98	933,48	28,33	74,88

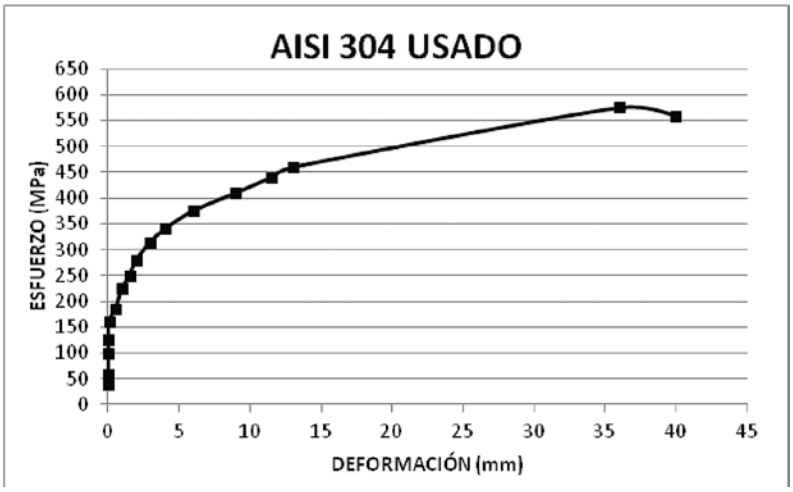

Figura 10. Probeta 1. Esfuerzo vs. Deformación

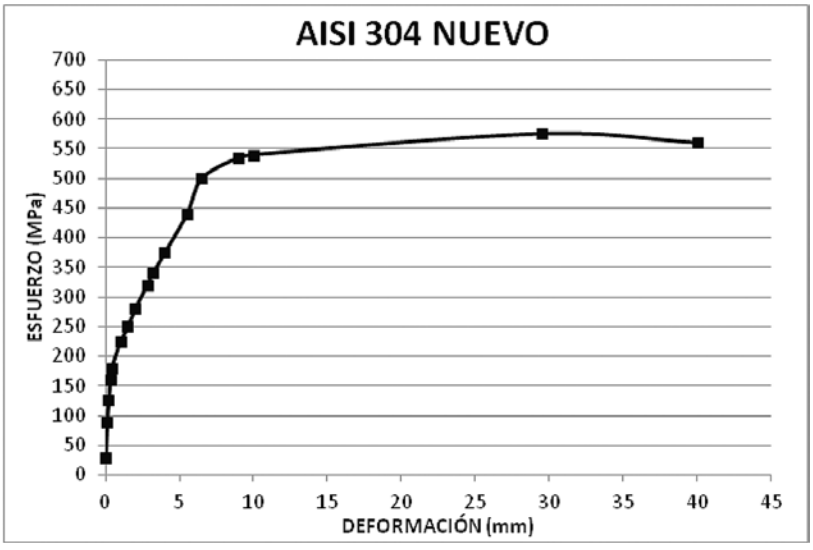

Figura 11. Probeta 2. Esfuerzo vs. Deformación

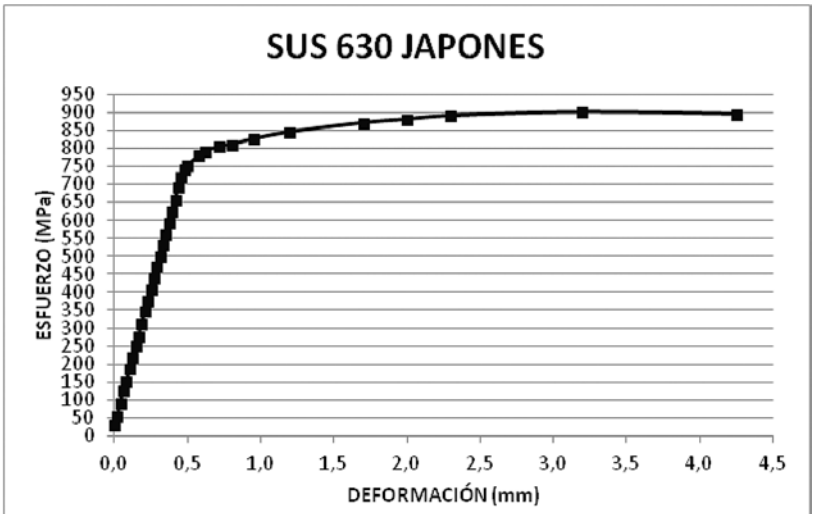

Figura 12. Probeta 3. Esfuerzo vs. Deformación

6. CÁLCULO DE LAS FUERZAS EXTERNAS SOBRE LAS BOMBAS TORNILLO

Además de lo descrito en el capítulo 4, como datos iniciales de diseño se tiene:

Tabla 3. Información de la Bomba

Longitud eje	18.825 m
Longitud tornillo	17.690 m
Diámetro de eje (d)	1.520 m
Diámetro tornillo (D)	3.0 m
Paso	3.3 m
Peso de la bomba	18.510 Ton

Asumiendo que para toda la bomba tornillo, el nivel de agua es el que muestra la figura 13, excepto para la parte inferior, donde el nivel del agua tapa los tres primeros hilos (1 paso de la bomba tornillo) (ver Figura 14).

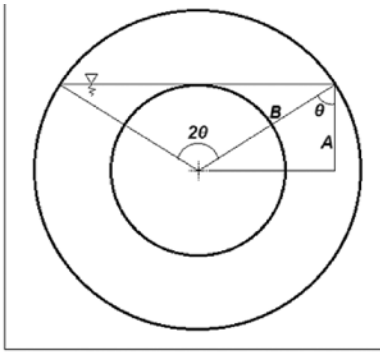

Figura 13. Nivel de trabajo

Se tiene

$$\cos\theta = \frac{A}{B}$$

Donde

A: radio del eje: d/2 = 0.76 m
B: radio del tornillo: D/2 = 1.5 m

Luego

$$\theta = arc\ cos\ (0{,}76/(1{,}5)) \Longrightarrow \theta = 59.56°$$

El área de la corona circular (*Ac*) de la figura 13 es

$$Ac = (\pi/4) * (D^2 - d^2)$$

Entonces

$$Ac = 5{,}25\ m^2$$

El área del sector circular superior (*Aa*) de la figura 13 es

$$Aa = \frac{B^2 * \alpha}{2}$$

Donde

$$\alpha = 2 * \frac{\theta * \pi}{180}$$

Entonces

$$Aa = 2.34\ m^2$$

El área neta (*An*) que ocupa el líquido, es

$$An = Ac - Aa$$

Luego

$$An = 2.91\ m^2$$

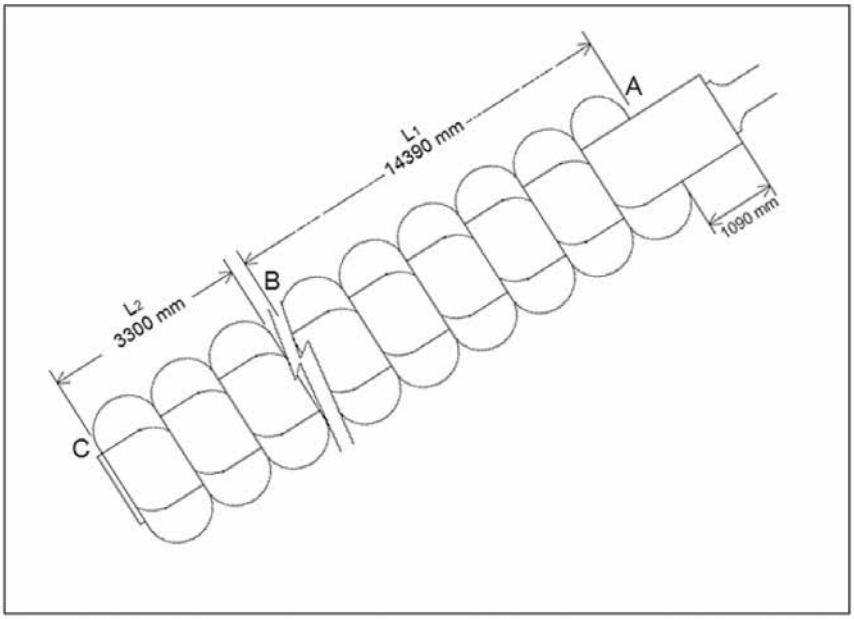

Figura 14. Tramos de llenado

En cuanto al volumen de agua correspondiente al tramo *AB* (ver Figura 14).

$$V_1 = An * L_1$$

Donde

L_1: longitud del tramo AB = 14.39 m

Entonces

$$V_1 = 41.8749\ m^3$$

Para calcular el volumen de agua correspondiente al tramo *BC* se considera que esta sección está completamente sumergida (Figura 14).

$$V_2 = Ac * L_2$$

Donde

$$L_2\text{: longitud del tramo } BC = 3.3 \text{ m}$$

Entonces

$$V_2 = 17.325\ m^3$$

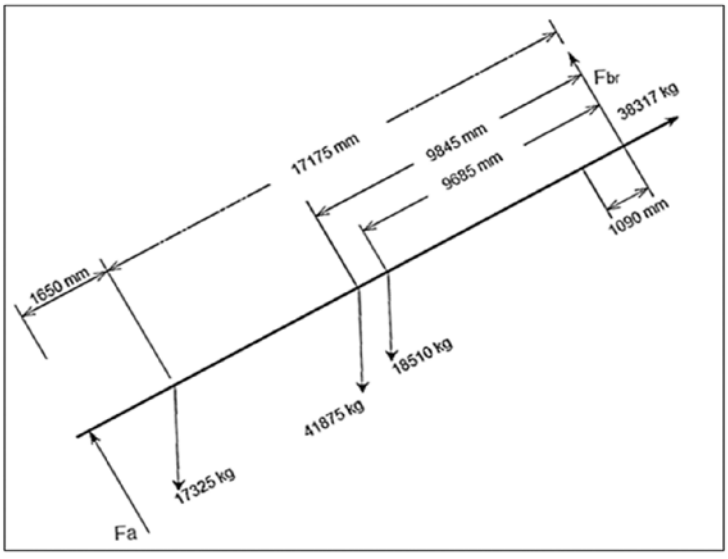

Figura 15. Diagrama de fuerzas

Con estos datos se procede al cálculo de las cargas

$$\text{Peso } (P) = S\ \delta\ V$$

S: Densidad relativa 1.0 para el agua
δ: Peso específico 1.000 kg

Tramo *BC*

$$P_2 = 1.0 * 1000 * 17.325$$

Entonces

$$P_2 = 17.325\ Ton$$

Tramo *AB*

$$P_1 = 1.0 * 1000 * 41.8749$$

Entonces

$$P_1 = 41.786\ Ton$$

Ahora calculando las reacciones se tiene:

Tomando $M_A = 0$

Entonces

$$F_{br} = \frac{[17.325(1.650)+41.785(8.980)+18.510(9.160)*\cos 30°]}{18.825}$$

$$F_{br} = 26.377\ Ton$$

Tomando $M_B = 0$

Entonces

$$F_a = \frac{[17.325(17.175)+41.875(9.845)+18.510(9.665)*\cos 30°]}{18.825}$$

$$F_a = 40.884 \text{ Ton}$$

Y el cálculo del torque será

$$T = 9.55\frac{H}{n}$$

Donde

H: potencia = 400 kW

n: rpm = 26.5

*T = 144.15 kN*m*

Con estos datos se tiene

La fuerza axial calculada debida al peso del agua es de 38.885 Ton.

La fuerza axial producida por el giro del tornillo para hacer subir el agua es de 74.178 Ton.

La fuerza resultante axial que soporta el cojinete superior es 35.317 Ton.

7. DISEÑO Y CÁLCULO DEL PERNO DEL APRIETE DE LA BOMBA TORNILLO

7.1. CÁLCULO DE LAS FUERZAS Y LOS ESFUERZOS DE LOS PERNOS DEL FLANCHE SUPERIOR

Para este cálculo en los pernos de apriete se utilizan los datos del autor Shigley, Joseph los cuales se resumen a continuación.

El cortante del flanche superior es (ver Figura 15).

Cortante (*V*): 26.377 Ton. y Torque (T): 144.15 kN*m.

El flanche superior tiene 12 pernos y 4 pines, estos solo sirven de guía y por lo tanto no soportan carga. Además, los taladros en el flanche superior para los pines fueron hechos de 60 mm, mientras los pines tienen solo 56 mm.

Número de pernos (n): 12

F_1*: Fuerza cortante primaria en cada perno*: es la producida por el cortante.

$$F_1 = \frac{V}{n}$$

Donde,

V: es el cortante = 26,377 Ton.
n: número de pernos en el flanche = 12

Luego,

$$F_1 = 21.554\ KN$$

F_2*: Fuerza cortante secundaria en cada perno*: es la producida por el torque.

$$F_2 = \frac{T * r}{r_1{}^2 + r_2{}^2 + \ldots + r_n{}^2}$$

Donde,

T: torque = 144.15 KN*m.

r_n*:* distancia desde el centroide al centro de cada perno.

Para una disposición circular $r_1 = r_2 = \ldots = r_n$ = r = 0.375 m

Entonces,

$$F_2 = \frac{T}{n * r}$$

Luego,

$$F_2 = 32.03\ \text{KN}$$

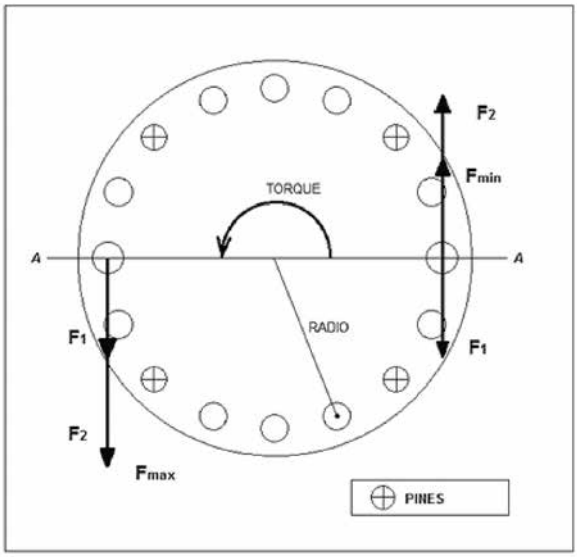

Figura 16. Diagrama de fuerzas en los pernos

Cada tornillo está sometido cuando pasa por el eje A-A, a una variación de las fuerzas de corte, en el extremo izquierdo.

$$Fmax = F_1 + F_2$$

Entonces,

$$Fmax = 53.584\ KN$$

Y en el extremo derecho

$$Fmin = F_2 - F_1$$

Entonces,

$$Fmin = 10.476\ KN$$

Se determina la carga (*Fm*) y la carga alternativa (*Fa*) para calcular los esfuerzos medio y alternativo respectivamente.

$$Fa = Fmax - Fmin$$

Entonces,

$$Fa = 43.108\ KN$$

$$Fm = \frac{Fmax + Fmin}{2}$$

Entonces,

$$Fm = 32.030\ KN$$

Para obtener el esfuerzo alternativo y el esfuerzo medio en los pernos se deben encontrar el diámetro efectivo del esfuerzo (diámetro medio) y el área efectiva de esfuerzo. Estos parámetros geométricos se definen como:

$$dm = d - 0.649P$$

$$At = \frac{\pi * dm^2}{4}$$

Donde

d: diámetro nominal = 52 mm

P: paso del tornillo = 5 mm

At: área efectiva de esfuerzo

Entonces,

$$dm = 48.775\ mm$$

$$At = 1866.93\ mm^2$$

Esfuerzo alternativo (σ_a)

$$\sigma_a = \frac{Fa}{At}$$

Entonces,

$$\sigma_a = 23.090\ \text{MPa}$$

Esfuerzo medio (σ_m)

$$\sigma_m = \frac{Fm}{At}$$

Entonces,

$$\sigma_m = 17.158\ \text{MPa}$$

7.2. ANÁLISIS DE ESFUERZO A LA FATIGA

El límite de fatiga (Se) para los pernos se determina mediante la expresión.

$$Se = K_a K_b K_c K_d K_e Se'$$

Donde,

K_a : Factor de superficie

K_a = a*Sut^b
K_b : Factor de tamaño
K_b = (d/7,62)^(-0.1133)
K_c : Factor de carga
K_d : Factor de temperatura
K_e : Factor de esfuerzos diversos
K_e = 1/K_f^s Donde K_f: factor de concentración de esfuerzos
Se´ : Límite de fatiga para una probeta
Se´ = 0,504 (Sut) Para Sut ≤ 1400 MPa
Sut : Esfuerzo último del material en MPa

Para calcular el número de ciclos (*Nc*) de vida del material se tiene:

$$\text{Nº de ciclo } (Nc)^7 : (\sigma/a)^{1/b}$$

Donde,

$$a = \frac{(0.9Sut)^2}{Se}$$

$$b = \frac{-1}{3} Log \frac{(0.9Sut)}{Se}$$

Cálculo del factor de seguridad (Teoría de Goodman modificada).

$$\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma_m}{Sut} = \frac{1}{n}$$

7.2.1. Perno actual. Calculando el límite de fatiga (Se) para los pernos actuales (ver Figura 17).

Para el AISI 304 el esfuerzo último es 577.49 MPa (ver Tabla 2). Además,

$$\sigma a = 23.090MPa \qquad \sigma a = 17.158MPa$$

Luego,

$$Se´ = 291.055\ MPa$$

Se tiene:

Factor de superficie

$$K_a = 0.836$$

Factor de Tamaño

$$K_b = 0.810$$

Factor de carga

$$K_c = 0.577$$

Factor de temperatura

$$K_d = 1.00$$

Factor de esfuerzos diversos

$$K_e = 0.263$$

Por lo tanto el límite de fatiga es:

$$Se = 0.836*0.81*0.577*1*0.263*291.055\ MPa$$

$$Se = 29.909\ MPa$$

Cálculo del número de ciclos de vida de este material.
Nº de Ciclos (*Nc*).

$$a = 9.032\ GPa \qquad b = -0.4133$$

Luego,

$$Nc = 1.829*10^{6}\ Ciclos$$

Equivalente a 48 días de trabajo continuo de la bomba, que es el tiempo de vida útil que se calculó (teóricamente) para los pernos actuales y corresponde al tiempo real rotura de los pernos de apriete.

Cálculo del factor de seguridad.

Factor de seguridad (*n*) = 1.24

El factor de seguridad es bajo para un trabajo a fatiga de un equipo capital.

7.2.2. Perno japonés, ASTM 630. Cálculo del límite de fatiga (*Se*) para los pernos Japoneses

$$\sigma_a = 23.090\ MPa \qquad \sigma_m = 17.158\ MPa$$

Para el ASTM 630 el esfuerzo último es 936.98 MPa (ver Tabla 2).

$$Se' = 472.238\ MPa$$

Factor de superficie

$$K_a = 0.736$$

Factor de Tamaño

$$K_b = 0.810$$

Factor de carga

$$K_c = 0.577$$

Factor de temperatura

$$K_d = 1.00$$

Factor de esfuerzos diversos

$$K_e = 0.263$$

Por lo tanto el límite de fatiga es:

$$Se = 42.722\ MPa$$

Cálculo del número de ciclos de vida de este material
Nº de ciclos (*Nc*):

$$a = 16.645\ GPa \qquad b: -0.4318$$

Entonces,

$$Nc = 4.063*10^6\ Ciclos$$

Figura 17. Falla característica a Fatiga

Equivalente a 106 días de trabajo continuo que se aproxima bastante al dato del primer informe de rotura de los pernos de la planta que fue presentado para la bomba tornillo A y corresponde a fecha 15 de abril de 1985 con equivalencia a 2.582 horas de servicio, el cual equivale a 107 días. Las bombas tornillo B y C se presentaron con fecha 22 de abril del 85 y 9 de abril del 85 con 2.780 y 2.785 horas respectivamente equivalentes a 115 y 116 días. Con lo anterior se puede asegurar que los cálculos teóricos se acercan bastante a la realidad del problema.

Factor de seguridad (n) = 1.77

El factor de seguridad es aún bajo para el trabajo a fatiga de un equipo capital.

En los cálculos realizados a los pernos actuales y al japonés, se puede observar que ninguno cumple con los requisitos exigidos a fatiga (factor de seguridad igual o superior a 3.00 y duración igual o superior a 360 días de trabajo continuo a fatiga) ya que daban 48

y 106 días respectivamente. Por consiguiente se debe determinar el material de los pernos para un ciclo de vida de un año ($13.8*10^6$ ciclos). Con este requerimiento, y utilizando el método de prueba y error (debido a la complejidad del cálculo matemático directo), se concluye que el requerimiento en el esfuerzo último (Sut) es de 1500MPa, además el material debe de tener propiedades de acero inoxidable para evitar reducciones de área debido al óxido lo cual acelera con esto la falla a fatiga. Se procedió a buscar en el mercado este material, no encontrando uno comercial que cumpliera con estos requisitos.

Debido a los problemas encontrados en no hallar el material adecuado que cumpla con los requisitos, se hizo necesario realizar un nuevo diseño de modo que disminuyera el Sut necesario y su ciclo de vida sea un año.

7.3. DISEÑO Y CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DE APRIETE DEL FLANCHE SUPERIOR DE LA BOMBA TORNILLO

El cambio de los 4 pines por espárragos y el aumento del diámetro de los mismos disminuyen las características del material y lo hace más asequible a conseguirlo en el mercado. El cambio de diámetro no trae mayores dificultades por estar en su estado actual los taladros en los flanches de 56 mm de diámetro para los pernos y de 60 mm para los pines. Para el cálculo se toman los 16 espárragos todos de 55 mm de diámetro y un paso de 5 mm.

Cálculo de las fuerzas y los esfuerzos respectivos en los espárragos con las nuevas condiciones.

Cortante (V)	=26.377 Ton
Número de pernos (n)	=16
Nuevo diámetro	=55 mm

Las fuerzas externas sobre la bomba no varían (capítulo 6).

Fuerza cortante primaria en cada perno.

$$F_1 = \frac{26.377 * 9.81}{16} = 16.169KN$$

Fuerza cortante secundaria en cada perno, producida por el momento.

$$F_2 = \frac{144.15KN*m}{16*(0.375m)} = 24.025KN$$

Fuerza máxima y mínima soportada por cada esparrago.

$$Fmax = 40.352\ KN \qquad Fmin = 7.698\ KN$$

Cálculo de la fuerza media y de la fuerza alternativa.

$$Fa = 32.654\ KN \qquad Fm = 24.025\ KN$$

Diámetro medio de los espárragos.

dm = 55 – 0.649(5)

dm = 51.755mm

$$At = \frac{\pi * (dm)^2}{4}$$

Luego,

$$At = 2103.75mm^2$$

Esfuerzo alternativo

$$\sigma_a = \frac{Fa}{At} \quad \Longrightarrow \quad \sigma_a = 15.522\ MPa$$

Esfuerzo medio

$$\sigma_m = \frac{Fm}{At} \quad \Longrightarrow \quad \sigma_m = 11.420\text{MPa}$$

Cálculo a la fatiga de los nuevos pernos para un material con un esfuerzo último (Sut) es de 1200 MPa.

$$Se' = 1.504(1200) = 604.8\ MPa$$

Determinación de los factores de modificación del límite de resistencia a fatiga.

Factor de superficie

$$K_a = 0.689$$

Factor de Tamaño

$$K_b = 0.806$$

Factor de carga

$$K_c = 0.577$$

Factor de temperatura

$$K_d = 1.00$$

Factor de esfuerzos diversos

$$K_e = 0.263$$

Por lo tanto el límite de fatiga es

$$Se = 50.968\ MPa$$

El número de ciclos de vida de este material es:
Nº de ciclos (*Nc*).

$$a = \frac{(0.9Sut)^2}{Se} \qquad b = \frac{-1}{3} Log \frac{0.9Sut}{Se}$$

$$a = 2.288 * 10^{10} Pa \qquad b = -0.442$$

Entonces,

$$Nc = 14.742 * 10^6\ Ciclos$$

Equivalente a 386 días de trabajo continúo.

Determinación del factor de seguridad (Teoría de Goodman Modificada).

$$\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma_m}{Sut} : \frac{1}{n}$$

Factor de seguridad (*n*) = 3.18

Este factor de seguridad si cumple con las condiciones exigidas para el trabajo a fatiga de un equipo capital.

8. CARACTERÍSTICA FINALES DEL MATERIAL A UTILIZAR

Para la fabricación de los nuevos pernos con diámetro de 55 mm, el material debe tener las siguientes características mínimas 1200 MPa. de Sut y propiedades de acero inoxidable.

El ciclo de vida de los pernos con este material es de un año.

Comercialmente este material es el THYROPLAST 2316, con las siguientes características (anexo 6), producido por la compañía THYSSEN EDELSTAHLWERKE A.G. de la república de Alemania y distribuido en Colombia por la compañía nacional de ACEROS S.A.

8.1. ENSAYOS DE RESISTENCIA DE MATERIALES AL MATERIAL A UTILIZAR

La realización de las pruebas de resistencia se efectuaron en el laboratorio de resistencia de materiales (máquina universal) de la Universidad Francisco de Paula Santander y fueron trabajadas tres probetas del mismo material.

Figura 18. Probeta Thyroplast 2316 Bonificada

Figura 19. Probeta Thyroplast 2316 Cristalización

Figura 20. Probeta Thyroplast 2316 Con T.T. Definitivo

8.1.1. Muestra (1)

Esta muestra fue trabajada en su estado original de adquisición (d: 20.25 mm y L: 30 cm), bonificada, siendo montada en la máquina universal sin hacer la probeta estandarizada, arrojando un Sut de 858 MPa (ver Figura 18).

8.1.2. Muestra (2)

Esta muestra fue trabajada en su estado original de adquisición (d: 20 mm y L: 30 cm), y realizándole un proceso de temple a 1030 con tiempo de mantenimiento 1 h/100 mm, siendo enfriada en aceite y revenida a 100 con tiempo de mantenimiento 1 h/20 mm, con enfriamiento en aire.

Para la muestra (2) se presentaron problemas en el enfriamiento del temple, debido a que la cantidad de aceite no alcanzaban a cubrir uniformemente la superficie de la muestra lo que creo una descompensación en el grano de algunas zonas por consiguiente el temple quedo mal realizado, en la fotografía se muestra la cristalización tan severa de la muestra (2), la cual partió a 715.56 MPa correspondiente al esfuerzo último (Sut), este es un caso que hay que evitar a toda costa, porque solo el arranque partiría al espárrago (ver Figura 19).

8.1.3. Muestra (3)

Fue primero liberada de tenciones de 600 a 650. Enfriada en el horno y después maquinada la probeta (ver Figura 20), con las especificaciones de la norma Icontec Nº 2 (segunda revisión). La tabla 4 muestra las características de las probetas sometidas a ensayos, y en la figura 21, 22 y 23 se muestran las gráficas de esfuerzo vs. deformación.

Se realizaron también pruebas metalográficas al thyroplast 2316, dando las estructuras mostradas en las figuras 24, 25, 26 y 27; y confirmando que sí es un acero inoxidable martensítico, por lo tanto cumple el material, con las dos características primordiales como son: alta resistencia última (Sut) y propiedades inoxidables.

Tabla 4. Prueba de Tensión

MATERIAL	FLUENCIA (MPa)	ÚLTIMO (MPa)	ROTURA (MPa)	ELONGACIÓN %	R. ÁREA %
MUESTRA 1 THYROPLAST	767	858	840	20.0	30.8
MUESTRA 2 THYROPLAST	-------	-------	715	3.00	0.50
MUESTRA 3 THYROPLAST	1407	1591	1540	12.00	25.00

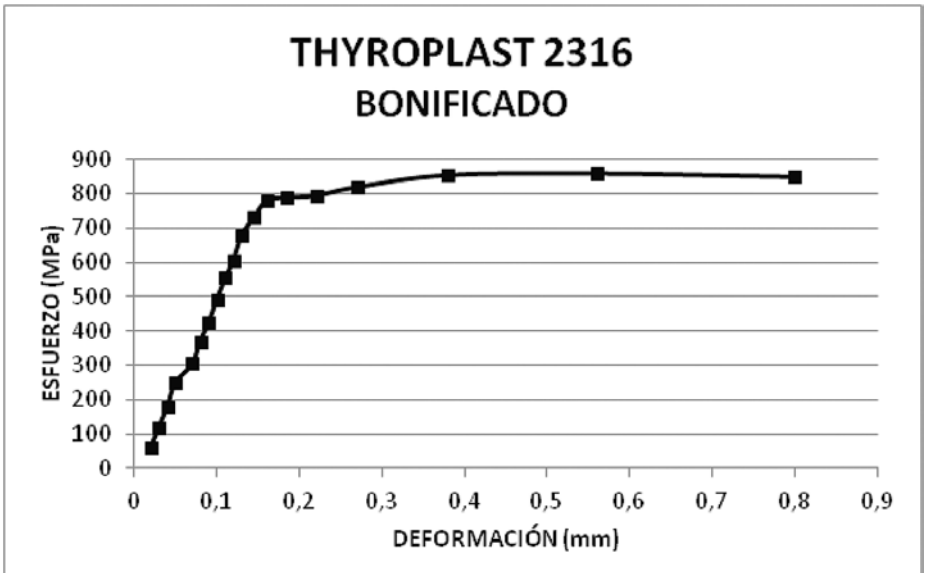

Figura 21. Thyroplast 2316 Bonificado

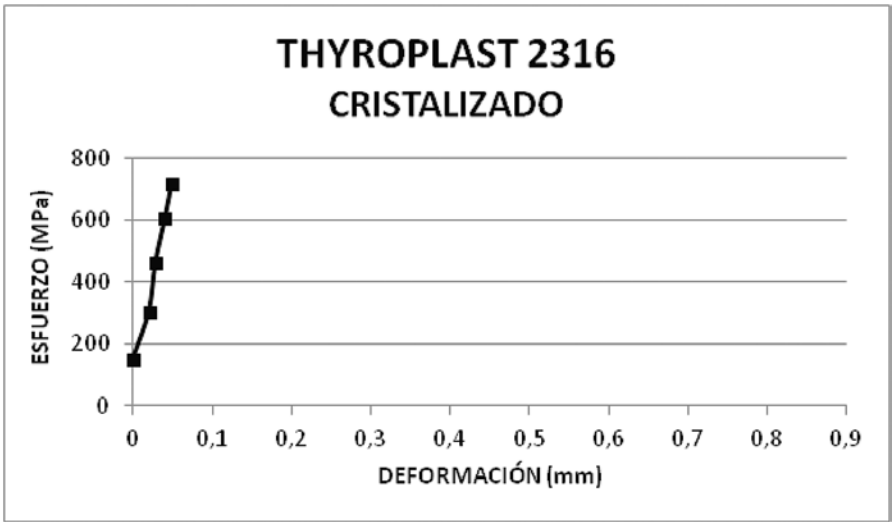

Figura 22. Thyroplast 2316 Cristalización

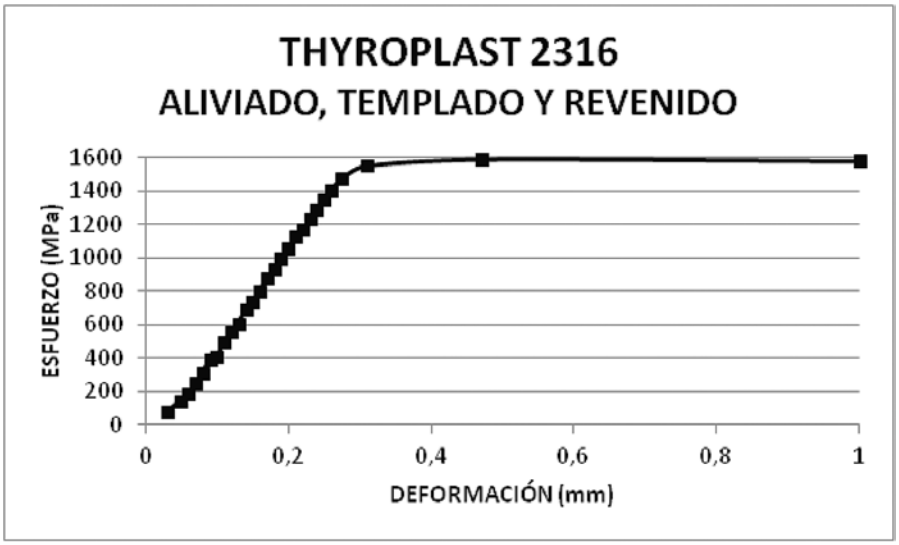

Figura 23. Thyroplast 2316 Con T.T. Definitivo

Figura 24. Thyroplast 2316 Bonificado. 252X

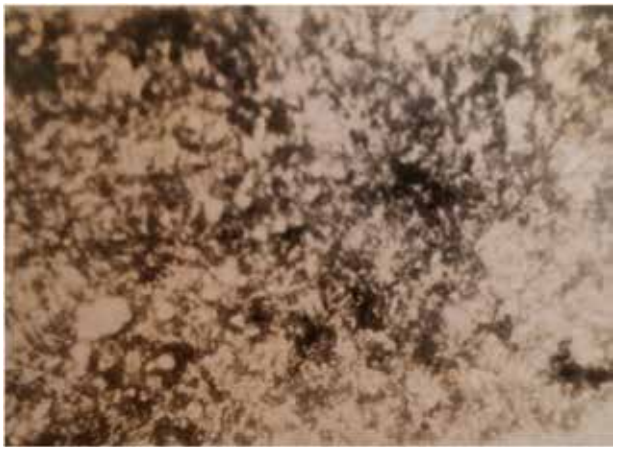

Figura 25. Thyroplast 2316 Recocido. 504X

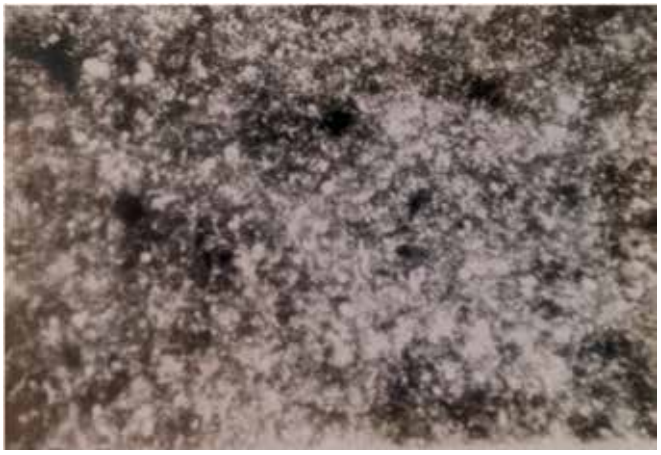

Figura 26. Thyroplast 2316 Cristalizado. 504X

Figura 27. Thyroplast 2316 con T.T. Definitivo. 504X

9. PROCEDIMIENTO DE MONTAJE DE LOS NUEVOS PERNOS DE APRIETE

El reemplazo de los pernos actuales por los nuevos en las bombas tornillo, deberá hacerse con la siguiente descripción técnica.

1. La bomba tornillo en la que se van a reemplazar los pernos, deberá ser inmovilizada y asegurada por medio de cuñas para que no gire.
2. El reemplazo debe iniciarse por uno de los pines, el cual debe estar en la posición A (ver Figura 28), y en esta se procede a extraerlo.
3. Solo podrá ser extraído un perno a la vez y estando en la posición A, se procede a colocar el nuevo perno.
4. En la misma posición se aplica el torque estándar de 200 kg-m.

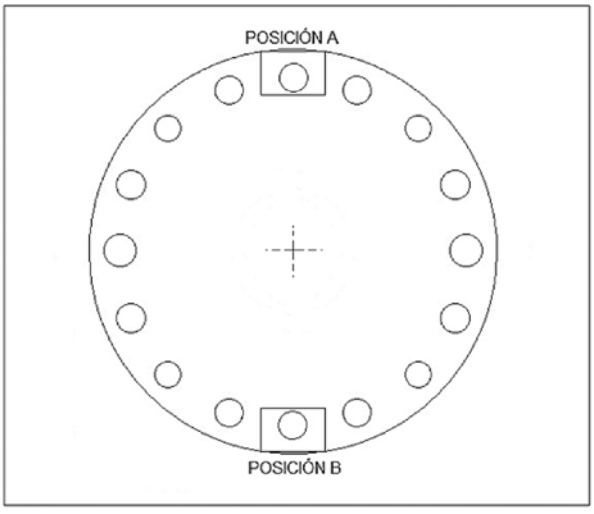

Figura 28. Posición de trabajo

5. El procedimiento del orden de reemplazo se observa en la figura 29, y deberá ser el mismo descrito anteriormente para cada uno de los 16 pernos.
6. Concluido el reemplazo de los 16 pernos, se aconseja repetir el proceso 4 para cada uno de ellos.

Es indispensable que el reemplazo de cada perno, como el chequeo del torque estándar se haga en la posición indicada, para evitar la luz que se forma en la posición B (ver Figura 28).

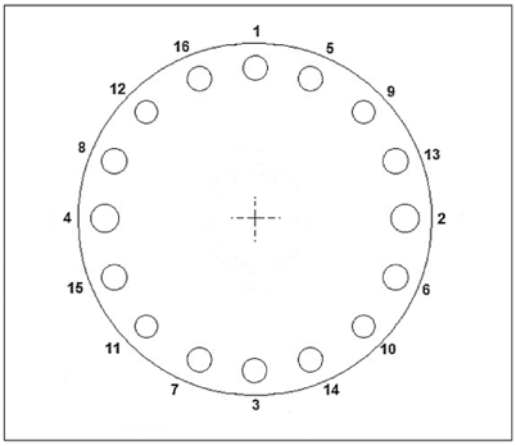

Figura 29. Orden de cambio

10. RECOMENDACIONES

El material THYROPLAST 2316 se consigue en el mercado de 20 a 100 mm de diámetro; para la fabricación de los espárragos es aconsejable la solicitud del material a 60 mm y para la fabricación de las tuercas la solicitud de material de 100 mm.

Debe maquinársele el esparrago antes de hacerse todo el tratamiento térmico (Aliviar tensiones, Templar y Revenir, según especificaciones del fabricante).

Para la fabricación de las tuercas, no es necesario que el material sea tratado térmicamente.

BIBLIOGRAFÍA

Apraiz, J. (1971). *Tratamiento de los aceros.* (7ª edición). Madrid: Dossat.

Askeland, D. (1998). *Ciencia e ingeniería de los materiales.* (3ª edición). México D.F.: International Thomson Editores.

ASTM (1991). *Annual Book of ASTM Standars.* Volumen 01.04 sección 1.

Beer, F., Johnston, E., Dewolf, J. & Mazurek, D. (2010). *Mecánica de materiales*. (5ª edición). México D.F.: McGraw-Hill.

Budynas, R. & Nisbett, K. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. (9ª edición). México D.F.: McGraw-Hill.

Deutschman, A., Michels, W. & Wilson, C. (1978). *Diseño de máquinas - Teoría y práctica*. (2ª edición). México D.F.: Compañía Editorial Continental S.A.

Faires, V. M. (s.f.). *Diseño de elementos de máquinas.* Barcelona: Montaner y Simon S.A.

Fontana, M. (1978). *Corrosion Engineering.* (2ª edición). Nueva York: McGraw-Hill.

Hibbeler, R. (2011). *Mecánica de materiales*. (8ª edición). México D.F.: Pearson Educación S.A. de C.V.

Martínez, M. & Palacios, J. (2008). *Tratamientos térmicos de los materiales metálicos: aceros y otras aleaciones susceptibles de tratamiento térmico.* Volumen 1. Madrid: Pedeca Press Publicaciones.

Molera, P. (1991). *Tratamientos térmicos de los metales.* (1ª edición). Barcelona: Marcombo, S.A.

Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. (4ª edición). México D.F.: Pearson Educación.

Peckner, D. (1977). *Handbook of Stainless Steels.* Nueva York: McGraw-Hill.

Romero, C. A. & Calle, G. (2005). *Diseño de elementos de máquinas*. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira.

Smith, W. (1998). *Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales.* (3ª edición). Madrid: McGraw-Hill.

ACERCA DE LOS AUTORES

CARLOS H. ACEVEDO PEÑALOZA
Ingeniero Mecánico. M.Sc, en Ingeniería Mecánica. PhD en Ingeniería Mecánica. Docente de la Universidad Francisco de Paula Santander en el área de Diseño de Máquinas y Mecánica Teórica.

MILTÓN F. COBA SALCEDO
Ingeniero Mecánico. PhD en Ingeniería Mecánica. Docente de las universidades del Atlántico y Simón Bolívar en el área de Mecánica de Materiales.

JESÚS B. PEDROZA ROJAS
Ingeniero Mecánico. Especialista en Sistemas de Información. Docente de la Universidad Francisco de Paula Santander en el área de Mecánica Teórica.