

**DETERMINACION DE LA INFLUENCIA DE LA PRESION EN UN PROCESO DE
EXTRACCION DE ACEITE DE SEMILLAS DE ALGODÓN**

WILLIAM ALFONSO LOPEZ GARCES

**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA
ESCUELA DE INGENIERÍA Y ADMINISTRACIÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2008

CONTENIDO

	Pág
RESUMEN GENERAL DE TRABAJO DE GRADO	12
OVERVIEW OF WORK OF DEGREE	13
INTRODUCCION	14
JUSTIFICACIÓN	15
OBJETIVOS	16
1. MARCO TEORICO	17
1.1 TORNILLO DE POTENCIA	17
1.1.1 Parámetros del Perfil de Rosca Acmé	17
1.1.2 Fuerzas y Par de Torsión	18
1.1.2 Elevación de la Carga	19
1. 2 ESFUERZOS Y DEFORMACIONES EN CILINDROS	21
1.2.1 Cilindros de Pared Gruesa	21
1.2.3 Cilindros Presurizados Internamente	23
1.3 PERNOS PRE CARGADOS	24
1.4 COJINETES DE BOLAS BAJO CARGA DE EMPUJE	26
1.4.1 Rodamientos de una Hilera de Bolas con Contacto Angular	26
1.4.2 Proyección de Rodamientos de Contacto Angular	27
1.5 METODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS	28
1.6 BOMBA DE ENGRANAJES	28
1.7 VALVULAS DE ALIVIO	29
1.7.1 Válvulas de Alivio con Válvula Piloto	29
1.8 VALVULAS DIRECCIONALES	30
1.8.1 Numero de Vías	30
1.8.2 Numero de Posiciones	31
1.9 ACEITE DE ALGODÓN	31
1.10 METODOS DE EXTRACCION DE ACEITE	31
1.10.1 Obtención de Aceite por Extracción	31
1.10.2 Obtención de Aceite con Prensas Discontinuas	32
1.10.3 Obtención de Aceite con Prensas Continúas	32
1.10.4 Proceso de Extracción con Prensas Continúas	32
1.11 Influencia de la Presión en el Proceso de Extracción de Aceite	33
2. PRUEBAS EN LABORATORIO A LA SEMILLA DE ALGODÓN	34
3. DISEÑO DEL CILINDRO DE EXTRACCION	36
3.1 CALCULOS DE ESFUERZOS Y DEFORMACIONES DEL CILINDRO	36
3.2 DISEÑO PRELIMINAR DEL CILINDRO	38
3.3 SIMULACION # 1 EN ANSYS	38
3.3.1 Ambiente de Trabajo Termo Estructural	39
3.3.2 Resultados de la simulación # 1	40
3.3.2.1 Esfuerzos de Von Mises en la Simulación # 1	40

	Pág
3.3.2.2 Esfuerzo por Cortante Máximo en la Simulación # 1	40
3.2.3 Deformación Total en la Simulación # 1	41
3.3.3.4 Factor de Seguridad de la Simulación # 1	42
4. DISEÑO DEL TORNILLO DE PENSADO	43
4.1 CALCULOS DE DISEÑO DE LA SECCION DEL TORNILLO	44
4.2 DISEÑO PRELIMINAR DEL TORNILLO DE PENSADO	45
4.3 SIMULACION # 2 EN ANSYS	48
4.3.1 Ambiente de Trabajo Termo Estructural	52
4.3.2 Resultados de la simulación # 2	52
4.3.2.1 Esfuerzos de Von Mises en la Simulación # 2	53
4.3.2.2 Esfuerzo por Cortante Máximo en la Simulación # 2	53
4.3.2.3 Deformación Total en la Simulación # 2	54
5. DISEÑO DEL PORTA RODAMIENTOS	55
5.1 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS	56
5.2 SELECCIÓN DE LOS PERNOS	56
5.2.1 Determinación de la Carga Máxima en los Pernos	57
5.2.2 Diseño preliminar del porta rodamiento	57
5.3 SIMULACION # 3 EN ANSYS	58
5.3.1 Ambiente de Trabajo Térmico Estructural	59
5.3.2 Resultados de la simulación # 3	59
5.3.2.1 Esfuerzos de Von Mises en la Simulación # 3	60
5.4.2.2 Esfuerzo por Cortante Máximo en la Simulación # 3	60
5.4.2.3 Deformación Total en la Simulación # 3	61
6. DISEÑO DE LA BRIDA CON CONTRA CONO	61
6.1 DISEÑO PRELIMINAR DE LA BRIDA CON CONTRA CONO	63
6.2 SIMULACION # 4 EN ANSYS	63
6.2.1 Ambiente de trabajo Térmico estructural en la Simulación # 4	64
6.3.2 Resultados de la simulación # 4	64
6.3.2.1 Esfuerzos de Von Mises en la Simulación # 4	66
6.3.2.2 Esfuerzo por Cortante Máximo en la Simulación # 4	67
6.3.2.3 Deformación Total en la Simulación # 4	67
7. DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRAULICO	68
7.1 CALCULOS DE LOS PARAMETROS OPERACIONALES	70
7.2 SELECCIÓN DE LA BOMBA Y LAS VALVULAS	70
7.3 PLANO DEL CIRCUITO HIDRAULICO	72
8. ANALISIS DE LA INFLUENCIA DE LA PRESION EN EL PROCESO DE EXTRACCION DE ACEITE.	73
8.1 PRUEBA A 800 Psi	73
8.1.1 Resultados de la prueba a 800 psi	74
8.2 PRUEBA A 1200 Psi	75
8.2.1 Resultados de la prueba a 1200 psi	75
8.3 PRUEBA A MAXIMA PRESION DE FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA	76

	Pág
8.3.1 Resultados de la prueba	76
8.4 RESULTADOS DE LAS TRES PRUEBAS	77
CONCLUSIONES	79
RECOMENDACIONES	80
BIBLIOGRAFÍA	81
WEBGRAFIA	82
ANEXOS	83

LISTA DE FIGURAS

	Pág
Figura 1. Geometría de rosca Acme	17
Figura 2, Dimensiones y ángulos de un tornillo de potencia con collarín	19
Figura 3 ^a ,3 ^b y 3 ^c , Fuerzas que actúan sobre un tornillo de potencia	20
Figura 4, Vista frontal completa de un cilindro de pared gruesa	22
Figura 5, Elemento cilíndrico polar antes y después de la deformación	22
Figura 5, Separación de dos juntas	26
Figura 6, Rodamiento de contacto angular	27
Figura 7, Cojinetes de contacto angular	27
Figura 8, Bomba de Engranajes	28
Figura 9, Válvula de alivio con Válvula Piloto	29
Figura 10, Símbolo de Válvula 4-2	30
Figura 11, Probeta para Pruebas en Laboratorio	35
Figura 12, Sección transversal del cilindro, Fuente, López William.	36
Figura 13, Cilindro de extracción final, fuente, López William.	38
Figura 14, Ambiente de trabajo simulación # 1, fuente, López William.	39
Figura 15, Esfuerzos de Von Mises en Cilindro de extracción de la Simulación # 1,	40
Figura 16, Detalle de los Esfuerzos de Von Mises en el Cilindro de Extracción en la Simulación # 1	40
Figura 17, Esfuerzo por Cortante Máximo en cilindro de extracción de la Simulación # 1	41
Figura 18, Deformación total en cilindro de extracción de la Simulación # 4	42
Figura 19, actores de Seguridad en el Cilindro de Extracción	42
Figura 20, Secciones del tornillo extrusor	44
Figura 21, Tornillo extrusor con semillas de algodón	45
Figura 22, Área anular del tornillo	48
Figura 23, Tornillo de extrusión en vista isométrica	49
Figura 24, Tres secciones del tornillo de extrusión	49
Figura 25, Eje del tornillo de extrusión	50
Figura 26, Primera sección del tornillo de extrusión con paso de 2.5”	50
Figura 27, Segunda sección del tornillo de extrusión con paso de 2	51
Figura 28, Tercera sección del tornillo de extrusión con paso de 1.5 “	51
Figura 29, Ambiente de trabajo simulación # 2	52
Figura 30, Esfuerzos de Von Mises en tornillo de Prensado en la Simulación # 1	53
Figura 31, Esfuerzo por Cortante Máximo en el Tornillo de Prensado en la Simulación # 2	54

	Pág
Figura 32, Deformación Máxima en el Tornillo de Prensado en la Simulación # 2	55
Figura 33, Cojinetes de contacto angular	56
Figura 35. Rodamiento de bolas de contacto angular	57
Figura 35, Porta Rodamiento	59
Figura 36, Ambiente de trabajo simulación # 3	60
Figura 37, Esfuerzos de Von Mises en el Porta Rodamientos de la Simulación # 3,	60
Figura 38, Esfuerzo por Cortante Máximo en el Porta Rodamientos bajo carga termo estructural	61
Figura 39, Deformación total en el Porta Rodamientos bajo carga termo estructural	61
Figura 40, Brida con Contra Cono vista frontal	63
Figura 41, Brida con Contra Cono posterior	64
Figura 42, Ambiente de trabajo simulación # 4	65
Figura 43, Esfuerzos de Von Mises en Brida con Contra Cono bajo carga termo estructural	65
Figura 44, Esfuerzo por Cortante Máximo en Brida con Contra Cono bajo carga termo estructural	66
Figura 45, Deformación total en Brida con Contra cono bajo carga termo estructural	67
Figura 46, Croquis del circuito hidráulico	69
Figura 48, Bomba de engranajes externos 1L03DE10R	71
Figura 49, Transductor de Presión GEFAN	72

LISTA DE TABLAS

	Pág
Tabla 1. Resistencia de pernos de acero para varios tamaños en pulgadas	25
Tabla 2. Resistencia de pernos de acero para varios tamaños en milímetros	25
Tabla 3. Características de la bomba de engranajes externos 1L03DE10R	46

LISTA DE GRAFICAS

	Pág
Grafica 1, Presión Vs Tiempo de prueba a 800 psi de presión promedio	74
Grafica 2, Presión Vs Tiempo de prueba a 1200 psi de presión promedio	75
Grafica 3, Presión Vs Tiempo de prueba a máximo rendimiento de la maquina	77
Grafica 4, Porcentaje de aceite extraído Vs Presión	78
Grafica 5 , Eficiencia del sistema Vs Presión	78

LISTA DE PLANOS

	Pág
Plano 1, Circuito Hidráulico	72

LISTA DE ANEXOS

- Anexo 1. Manuales de instalación
- Anexo 2. Manual de transmisión
- Anexo 3. Válvulas senoidales de dirección

RESUMEN GENERAL DE TRABAJO DE GRADO

TITULO: DETERMINACION DE LA INFLUENCIA DE LA PRESION EN UN PROCESO DE EXTRACCION DE ACEITE DE SEMILLAS DE ALGODÓN

AUTOR(ES): William Alfonso López Garcés
FACULTAD: Facultad de Ingeniería Mecánica
DIRECTOR(A): Alfonso Santos Jaimes

RESUMEN

Este proyecto consiste en obtener la eficiencia de extracción de aceite en función de la presión interna del cilindro. Para esto se requiere diseñar y construir una maquina para realizar esta extracción mediante prensado mecánico en un proceso continuo, el sistema consta de un tornillo sin fin de rosca Acme de paso variable y altura del filete constante, este que busca romper mediante presión mecánica las celdas que almacenan el aceite en la semilla de algodón, y como el propósito del proyecto es conocer la influencia de presión en la eficiencia del proceso se diseñó un sistema en el cual la presión se controle, esto se logra aumentando o disminuyendo el área de salida del producto, para esto se utiliza un actuador hidráulico que posiciona un cono a la salida del sistema. para determinar y analizar la influencia de la presión en el proceso se diseñaron tres pruebas, estas se realizaron introduciendo semillas de algodón molidas a una temperatura de 60°C y un porcentaje de humedad del 5%, para tomar las mediciones de presión se utilizó un transductor de presión. Las pruebas se realizaron a 800,1200 y a máxima presión que pudiese alcanzar la maquina. Con estas pruebas se determinó la presión mínima en que la semilla de algodón empezaba a liberar el aceite, la presión óptima de funcionamiento de la maquina, como también como esta influía en la eficiencia de extracción

PALABRAS CLAVES: algodón, tornillo sin fin, extracción, transductor, eficiencia, hidráulico

V°B° DIRECTOR DE TRABAJO DE GRADO

OVERVIEW OF WORK OF DEGREE

TITLE: IDENTIFICATION OF THE INFLUENCE OF THE PRESSURE IN A PROCESS OF EXTRACTION OF OIL COTTON SEEDS

AUTHOR (S): William Alfonso Lopez Garces
FACULTY: Faculty of Mechanical Engineering
DIRECTOR (A): Alfonso Santos Jaimes

ABSTRACT

This project is to obtain the efficiency of extraction of oil in terms of the internal pressure of the cylinder. This requires design and build a machine to do this by pressing mechanical extraction in a continuous process, the system consists of a screw conveyor thyme Acme step of variable and constant height of the fillet, which seeks to break through this mechanical pressure cells which store oil in the cotton seed, and the purpose is to know the influence of pressure on the efficiency of the process is designed a system in which pressure is controlled, this is achieved by increasing or decreasing the exit area of product, so it uses a hydraulic actuator that locates a cone at the outlet of the system. to identify and analyze the influence of pressure in the process were designed three tests, these were performed by introducing cotton seeds grinded to a temperature of 60 C and a humidity of 5%, to take the pressure measurements were used an pressure transducer. The tests were conducted at 800.1200 and maximum pressure that could reach the machine. With these tests determine the minimum pressure in the cotton seed started to release the oil, the pressure optimal operation of the machine, as well as this affected the efficiency of extraction.

KEY WORDS: cotton, screw conveyor, extraction, transducer, efficiency, hydraulic

INTRODUCCION

Este proyecto consiste en obtener la eficiencia de extracción de aceite en función de la presión interna del cilindro. Para esto se requiere diseñar y construir una maquina para realizar esta extracción mediante prensado mecánico en un proceso continuo, el sistema consta de un tomillo sin fin de rosca Acme de paso variable y altura del filete constante, que busca romper mediante presión mecánica las celdas que almacenan el aceite en la semilla de algodón, y como el propósito del proyecto es conocer la influencia de presión en la eficiencia del proceso se diseña un sistema en el cual la presión se controle, esto se logra aumentando o disminuyendo el área de salida del producto, para esto se utiliza un actuador hidráulico que posiciona un cono a la salida del sistema.

Las pruebas se realizaron introduciendo semillas de algodón molidas a una temperatura de 60°C y un porcentaje de humedad del 5%, para tomar las mediciones de presión se utilizo un transductor de presión. Las pruebas se realizaron a 800,1200 y a máxima presión que pudiese alcanzar la maquina.

Con estas pruebas se determino la presión mínima en que la semilla de algodón empezaba a liberar el aceite, la presión óptima de funcionamiento de la maquina, como también como esta influía en la eficiencia de extracción

JUSTIFICACIÓN

La importancia de este proyecto radica en que la eficiencia del sistema de extracción de aceite depende de la presión mecánica sobre las semillas y el tiempo en que se ejerza sobre ellas.

El proyecto propone diseñar un sistema que permita mantener las semillas dentro del cilindro con una presión óptima para obtener un buen porcentaje de aceite y en que la maquina trabaje en buenas condiciones.

Es de vital importancia la investigación y el desarrollo de maquinaria el campo de la extracción de aceites vegetales, debido a que estos aceites son la materia prima para la elaboración de biocombustibles.

Con este proyecto se busca dar inicio a una serie de proyectos más en la universidad Pontificia Bolivariana seccional Bucaramanga, donde se profundicen los estudios en biocombustibles.

OBJETIVO GENERAL

Realizar un estudio que determine la influencia de la presión en la eficiencia de un proceso de extracción de aceite, para encontrar el punto óptimo de funcionamiento de este tipo de sistemas cuando se trabaja con semillas de algodón

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar el diseño, la simulación en CAD-CAE y la construcción de un tornillo de extrusión de paso variable y altura constante para su implementación dentro de un sistema de extracción de aceite de semilla de algodón.
- Realizar un diseño CAD-CAE para el cilindro de extracción de aceite y analizar su comportamiento bajo presiones y temperaturas del proceso.
- Realizar un diseño de sistema hidráulico y sus planos detallados para una posterior implementación en un sistema de extracción de aceite.
- Diseñar y construir un sistema hidráulico que manipule las condiciones de salida de las semillas, para permitir la variación de presión dentro del cilindro de extrusión y tomando como base el plano del sistema hidráulico diseñado.
- Calcular la eficiencia del sistema de extracción de aceite para tres condiciones diferentes de presión promedio en el cilindro, con el fin de determinar la influencia de la variable en el proceso de obtención de aceite de semilla de algodón.
- Realizar los planos detallados de las partes diseñadas que permitan su posterior manufactura.

1. MARCO TEORICO

1.1 TORNILLO DE POTENCIA

Un tornillo de potencia se utiliza usualmente para subir cargas o ejercer fuerzas en maquinas, esto lo logra cambiando un movimiento rotatorio en movimiento lineal en actuadores, maquinas de producción y gatos elevadores de carga, entre muchas otras aplicaciones en la industria. Estos son capaces de obtener ventajas mecánicas muy elevadas, y dado esto se requiere de un perfil de rosca muy resistente, diferente a los utilizados en los sujetadores roscados. El perfil que con mayor frecuencia se utiliza es *el de rosca cuadrada Acme*, el cual se ilustra en la figura 1, en esta se muestran los detalles como: el ángulo de (a rosca de 29° y sus dimensiones se pueden determinar una vez se define el paso [1][2][3]

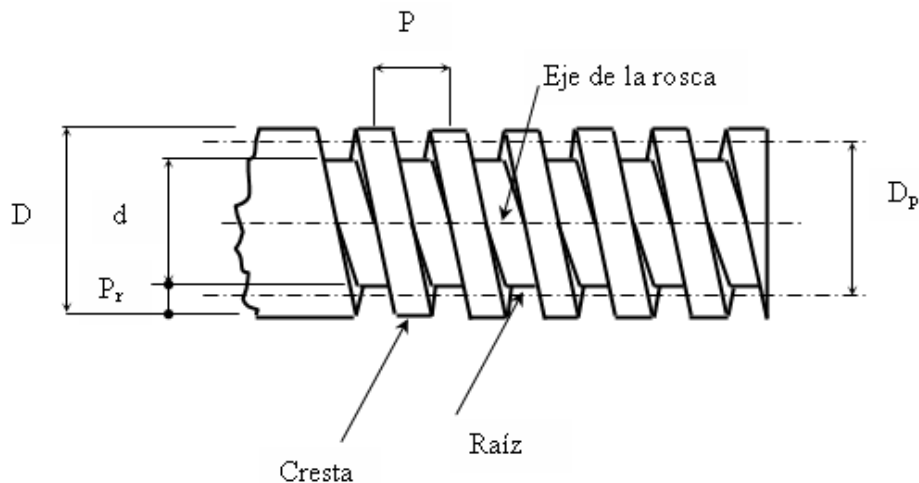


Figura 1, Geometría de rosca Acme,
fuente, <http://www.monografias.com/trabajos7/rosca/rosca.shtml>

1.1.1 Parámetros del Perfil de Rosca Acmé.

Paso de la Rosca (P)= Número de hilos de rosca por pulgada, significa el número de paso por pulgada y se halla dividiendo 1 por el número de hilos por pulgada, para roscas cuadradas o Acme cada paso incluye un hito de rosca y un espacio. [4]

Diámetro Mayor o Nominal (D)= Es el diámetro más grande de un tornillo, [4]

Diámetro Menor o de la raíz (d)=Es el diámetro más pequeño de un tornillo, [4]

Diámetro Primitivo o de paso (Dp)= En una rosca, el diámetro de un cilindro imaginario cuya superficie corta a las formas o perfiles de los filetes de modo que sus anchos y los huecos entre ellos sean iguales. El juego entre dos roscas que emparejan se regula principalmente por estrechas tolerancias sobre los diámetros primitivos, [4].

Profundidad de las Roscas (Pr)= La distancia entre la cresta y la raíz medida perpendicularmente al eje[4]

1.1.2 Fuerzas y Par de Torsión

Una rosca de un tornillo es básicamente un plano inclinado, que se ha enroscado alrededor de un cilindro, creando una hélice, el ángulo de avance es esta inclinación de este plano. En la figura 2, se observa una carga W dentro de la cual se rosca el tornillo de soporte y la cual puede elevar o bajar girando el tornillo. Se supone que evita que gire la carga W cuando el tornillo gira, también se muestran el ángulo de avance α relaciona el avance con la circunferencia de paso por medio de la siguiente ecuación, [1] [2] [3]

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{L}{\pi d_p}\right)$$

Ecuación 1

Donde:

L= avance = mp

m= 1, tornillo de roscado sencillo

m= 2, tornillo de roscado doble

m= 3, tornillo de roscado triple

dp= diámetro de paso, m

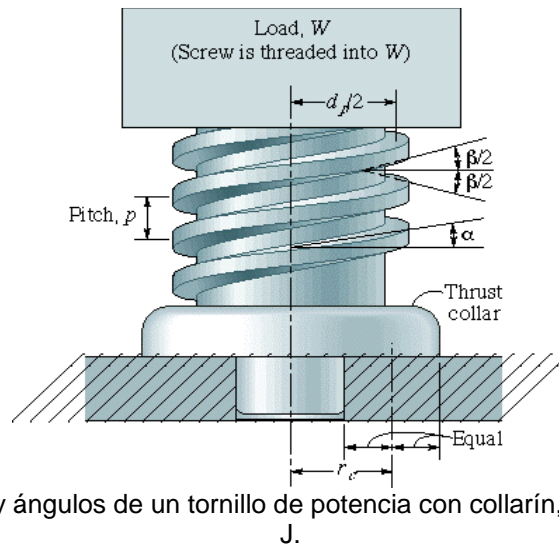


Figura 2, Dimensiones y ángulos de un tornillo de potencia con collarín, Fuente, Hamrock Bernarf J.

La distancia recorrida en la dirección axial se expresa como:

$$ds = n_b L = n_b m p$$

Ecuación 2

Donde:

n_b = numero de revoluciones

Así, en un tornillo de potencia se unas un movimiento giratorio para obtener un movimiento lineal axial uniforme.

1.1.2 Elevación de la Carga

Las fuerzas que actúan sobre la rosca se ven representadas en la figura 3. El par requerido para elevar una carga W, se encuentra multiplicando las fuerzas horizontales por los radios apropiados, y esta dado por la siguiente ecuación,[2]

$$Tr = W \left[\frac{(dp/2) (\cos \theta \sen \alpha + \mu \cos \alpha)}{\cos \theta - \mu \tan \alpha} + r_c \mu c \right]$$

Ecuacion 3.

Sabiendo que μ es un coeficiente de fricción entre las roscas y μ_c es el coeficiente de fricción para el collarín.[1]

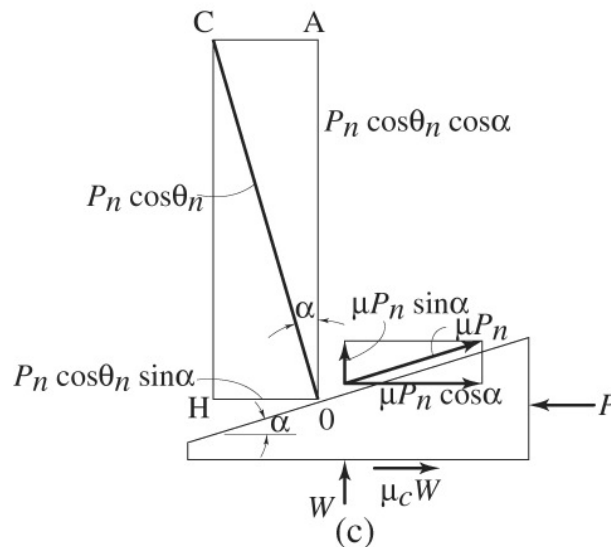
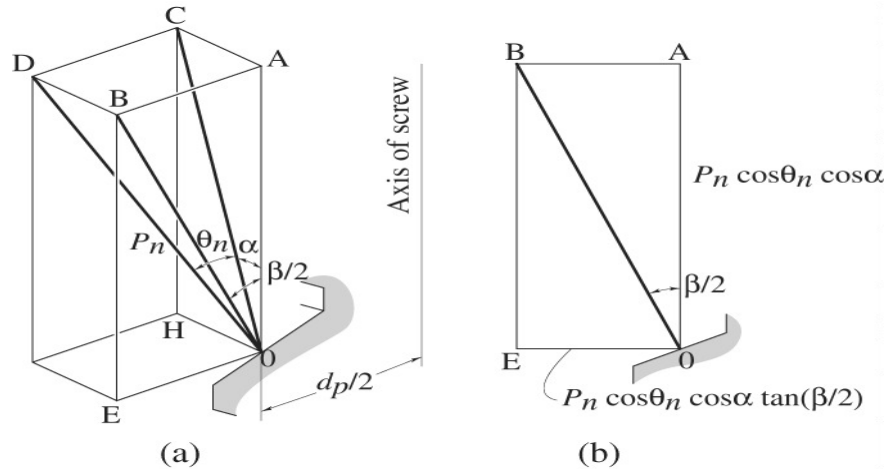


Figura 3^a, 3^b y 3^c, Fuerzas que actúan sobre un tornillo de potencia, Fuente, Hamrock Bernard j.

En los problemas comunes de tornillos de potencia se proporcionan los coeficientes de fricción μ y μ_c , aunque en ocasiones solo se puede obtener valores aproximados de μ y μ_c , lo que conduce a una incertidumbre en las fuerzas reales y los pares de torsión que se requieren. No obstante el ángulo θ se puede determinar por medio de la ecuación $\theta = \arctan(\cos \alpha \tan \beta/2)$. Una vez se conocen el radio de paso del collarín, se puede calcular el par de torsión que se requiere para elevar la carga. En algunos casos el coeficiente de fricción del collarín es muy bajo y se puede ignorar entonces $\mu_c = 0$, [1].

1. 2 ESFUERZOS Y DEFORMACIONES EN CILINDROS

Con frecuencia se utilizan cilindros como recipientes a presión o tubos que pueden ser sujetos a presiones internas y/o externas, para realizar un análisis de un cilindro se requiere conocer si es de pared gruesa o delgada. Cuando el diámetro interior de un cilindro d_i es 40 veces más grande que su espesor t_h , se puede usar con seguridad el análisis de pared delgada. Para razones en donde la razón entre el diámetro interno d_i y el espesor de pared t_h sea menor a 40 veces se debe usar el análisis de pared gruesa, entonces, [2][3]

$$\frac{d_i}{t_h} > 40 \rightarrow \text{Cilindros de pared delgada}$$

$$\frac{d_i}{t_h} < 40 \rightarrow \text{Cilindros de pared gruesa}$$

Ecuación 4.

1.2.1 Cilindros de Pared Gruesa

En un análisis de un cilindro de pared delgada se supuso que el esfuerzo circunferencial σ_θ es uniforme a través del espesor de la pared, pero en cilindros de pared gruesa esta suposición no se hace[2]

El cilindro de pared gruesa mostrado en la figura 4. Esta sometido a presiones uniformes, sobre las superficies laterales interna y externa, respectivamente, y ya que los esfuerzos son simétricos con respecto al eje no se tienen esfuerzos cortantes, entonces sobre el solo actúan esfuerzos normales σ_θ y σ_r , y si se aplican una fuerza axial el tercer esfuerzo pasa ser cero a σ_z .

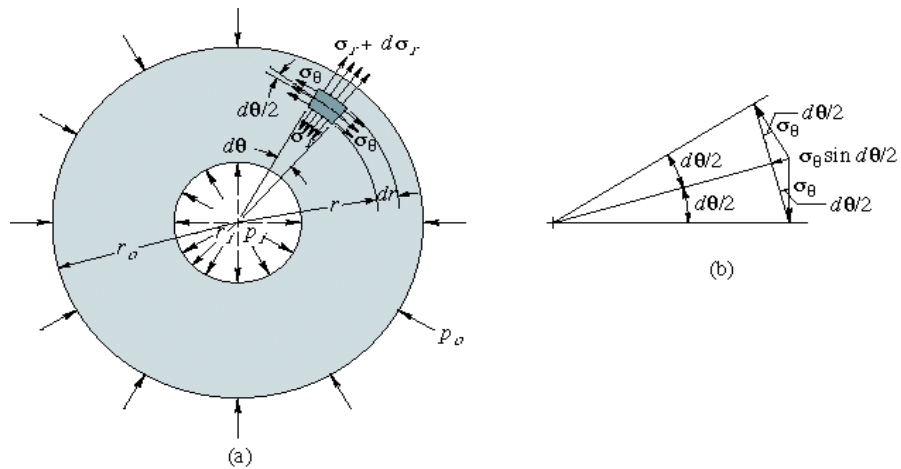


Figura 4, Vista frontal completa de un cilindro de pared gruesa, presurizado interna y externamente a) con esfuerzos que actúan sobre el cilindro; b) con esfuerzos que actúan sobre el elemento, Fuente, Hamrock Bernard j.

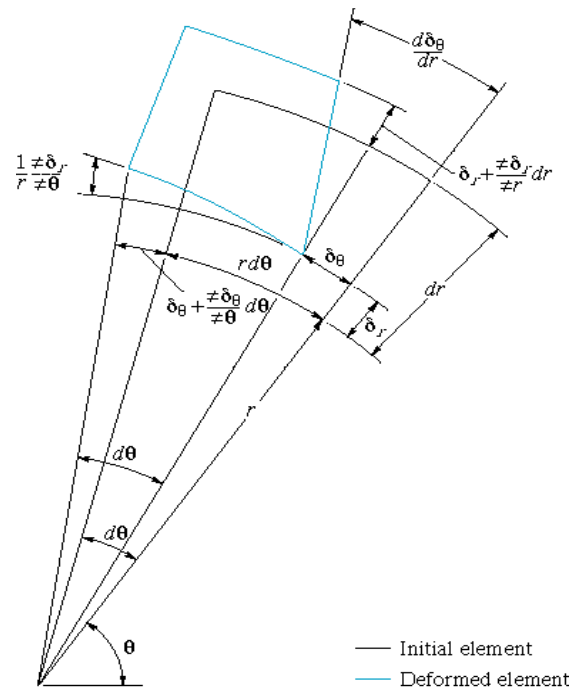


Figura 5, Elemento cilíndrico polar antes y después de la deformación, Fuente, Hamrock Bernard j.

En la figura 5 se muestra un elemento cilíndrico polar antes y después de la deformación. Los desplazamientos radial y circunferencial están dados por δ_r y δ_θ , respectivamente. La deformación unitaria radial es el cambio del espesor del elemento en la dirección radial dividido entre el espesor del elemento.[1]

1.2.3 Cilindros Presurizados Internamente

En la mayoría de los casos de análisis de cilindros a presión, estos se encuentran presurizados internamente, y para esto se utilizan las siguientes ecuaciones.[1][2]

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2 \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2}\right)}{r_o^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_\theta = \frac{p_i r_i^2 \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2}\right)}{r_o^2 - r_i^2}$$

Ecuación 4 y 5

El esfuerzo radial es de tensión y el esfuerzo tangencial es de compresión. Además, los esfuerzos máximos ocurren en $r=r_i$ y son.

$$\sigma_{r_{\max}} = -p_i$$
$$\sigma_{\theta_{\max}} = p_i \left[\frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \right]$$

Ecuación 6.

La deformación unitaria circunferencial en situación de presurización interna evaluada en la localización del esfuerzo máximo es:

$$\epsilon_\theta = \frac{\delta r}{r} = \frac{p_i}{E} \left[\frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} + \nu \right]$$

Ecuación 7.

Donde

ν = razón de Poisson del material sólido.

El desplazamiento radial hacia fuera:

$$\delta r = \frac{p_i r_i}{E} \left[\frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} + \nu \right]$$

Ecuación 8

1.3 PERNOS PRE CARGADOS

Los pernos para aplicaciones estructurales o para carga severa deberán seleccionarse con base a su resistencia de prueba S_p , según definido por SAE, ASTM o ISO. La resistencia de prueba S_p es el esfuerzo al cual el perno se deforma plásticamente, [1][3]

La ecuación que describe el esfuerzo de un perno se puede escribir como.

$$\sigma_b = \frac{P_b}{A_t} = \frac{P_i}{A_t} + C_k \frac{P}{A_t}$$

Ecuación 9.

El valor límite de esfuerzo del perno es la resistencia de prueba, la cual se da en las tablas 1 y 2. Asimismo, si se introduce el factor de seguridad para el esfuerzo sobre el perno se obtiene la resistencia de prueba como.

$$S_p = \frac{P_i}{A_t} + \frac{P_{\max} n_s C_k}{A_t}$$

Ecuación 10.

Donde

A_t = área del esfuerzo de tensión.

P_i = precarga, N

El factor de seguridad no se aplica al esfuerzo de precarga. Pero incluyendo el factor de seguridad se tiene la ecuación 11, [1]

$$n_{sb} = \frac{A_t S_p - P_i}{P_{\max} C_k}$$

Ecuación 11.

Donde

$P_{\max, b}$ = carga máxima aplicada sobre el perno, N.

Tabla 1. Resistencia de pernos de acero para varios tamaños en pulgadas, fuente, Hamrock Bernard.

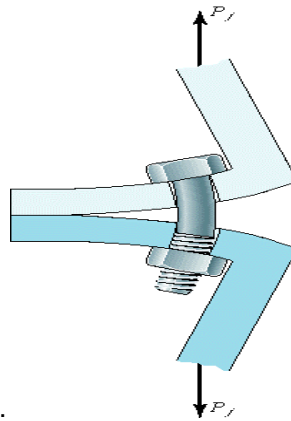
Grado	Rango de los diámetros de cresta, pulga	Resistencia a la Rotura por tensión, S _u ksi	Resistencia a la fluencia, S _y , ksi	Resistencia de prueba, S _p , ksi
1	¼ - 1 ½	60	36	33
2	¼ - ¾	74	57	55
	> ¾ - 1 ½	60	36	33
4	¼ - 1 ½	115	100	65
5	¼ - 1	120	92	85
	> 1 - 1 ½	105	81	74
7	¼ - 1 ½	133	115	105
8	¼ - 1 ½	150	130	120

Tabla 2. Resistencia de pernos de acero para varios tamaños en milímetros, fuente, Hamrock Bernard.

Grado Métrico	Rango de los diámetros de cresta d _c , mm	Resistencia a la Rotura por tensión, S _u Mpa	Resistencia a la fluencia, S _y , Mpa	Resistencia de prueba, S _p , Mpa
4.6	M5-M36	400	240	225
4.8	M1.6-M16	420	^a 340	310
5.8	M5-M24	520	^a 415	380
8.8	M17-M36	830	660	600
9.8	M1.6-M16	900	^a 720	650
10.9	M6-M36	1040	940	830
12.9	M1.6-M36	1220	1100	970

El factor de seguridad se maximiza si la condición de precarga es cero, pero esto es solo aplicable para situaciones en donde el riesgo de separación es pequeño. En estos casos el factor de seguridad que protege contra la separación como lo muestra la figura 5 es:[1].

$$n_{sj} = \frac{P_i}{P_{\max,i} (1 - C_k)}$$



Ecuación 12.
 Figura 5, Separación de dos juntas, Fuente, Hamrock Bernard j

Donde

$P_{max,j}$ = carga máxima aplicada a la junta.

La cantidad de precarga es un valor que depende de la aplicación, donde una precarga baja es lo mas benéfico y una precarga alta previene la separación, esta viene dada para conexiones reutilizables y permanentes,[1]

$$P_i = \begin{cases} 0.75P_p, & \text{para conexiones reutilizables} \\ 0.90P_p, & \text{para conexiones permanentes} \end{cases}$$

P_p = carga de prueba, $S_p A_t$

1.4 COJINETES DE BOLAS BAJO CARGA DE EMPUJE

La capacidad de soporte de la carga estática de empuje de un cojinete de bolas se define como la carga de empuje máxima que el cojinete soporta antes de que la elipse de contacto se aproxime aun hombro de la pista, o con la carga que se alcanza el esfuerzo de compresión medio permisible, cualquiera que sea mas pequeña. Tanto la altura limítrofe del hombro como el esfuerzo de compresión medio se deben calcular para encontrar la capacidad de soporte de carga estática de empuje. [1][6]

1.4.1 Rodamientos de una Hilera de Bolas con Contacto Angular

El rodamiento de una hilera de bolas con contacto angular tiene dispuestos sus caminos de rodadura de forma que la presión ejercida por las bolas es aplicada oblicuamente con respecto al eje. Como consecuencia de esta disposición, el rodamiento es especialmente apropiado para soportar no solamente cargas radiales, sino también grandes cargas de empuje, debiendo montarse el mismo en

contraposición con otro rodamiento que pueda recibir carga axial en sentido contrario. Este rodamiento no es desmontable, ver figura 6 [1][6].

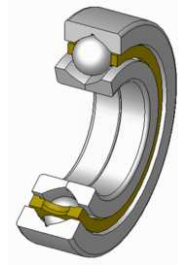


Figura 6, Rodamiento de contacto angular, fuente, www.skf.com

1.4.2 Proyección de Rodamientos de Contacto Angular

El uso de cojinetes de contacto angular en pares pres cargados uno con otro. Se utilizan con la disposición reverso con reverso o frente con frente. Usualmente estos cojinetes se pre cargan uno contra otro, proporcionando lo que se llama “proyección” en su manufactura. Esto se ilustra en la figura 7, para un par de cojinetes usados en disposición reverso contra reverso. Esto busca que la carga axial sea compartida por los dos cojinetes.[1]

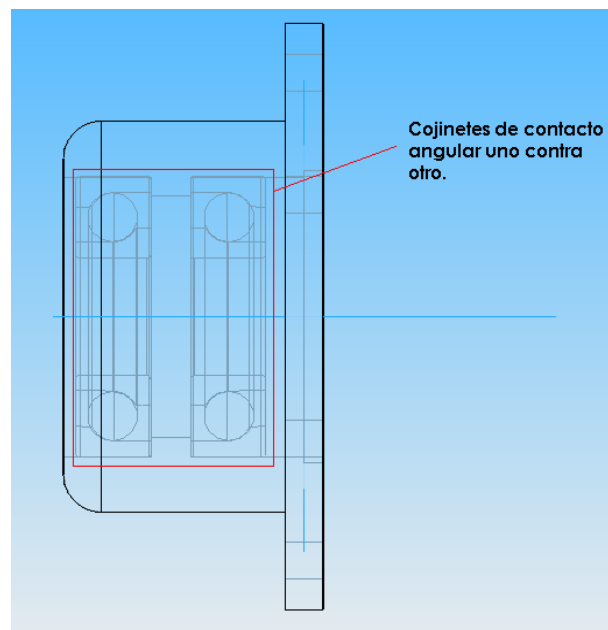


Figura 7, Cojinetes de contacto angular, fuente, López William

1.5 METODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

El método de los elementos finitos (MEF) ha adquirido una gran importancia en la solución de problemas ingenieriles, físicos, etc., ya que permite resolver casos que hasta hace poco tiempo eran prácticamente imposibles de resolver por métodos matemáticos tradicionales. Esta circunstancia obligaba a realizar prototipos, ensayarlos e ir realizando mejoras de forma iterativa, lo que traía consigo un elevado coste tanto económico como en tiempo de desarrollo.

El MEF permite realizar un modelo matemático de cálculo del sistema real, más fácil y económico de modificar que un prototipo. Sin embargo no deja de ser un método aproximado de cálculo debido a las hipótesis básicas del método. Los prototipos, por lo tanto, siguen siendo necesarios, pero en menor número, ya que el primero puede acercarse bastante más al diseño óptimo.[10]

1.6 BOMBA DE ENGRANAJES

Los componentes principales de una bomba de engranes, son dos engranes que interactúan entre si, construido uno de ellos en la flecha principal de la bomba, que ha de ser acoplada al impulsor primario.

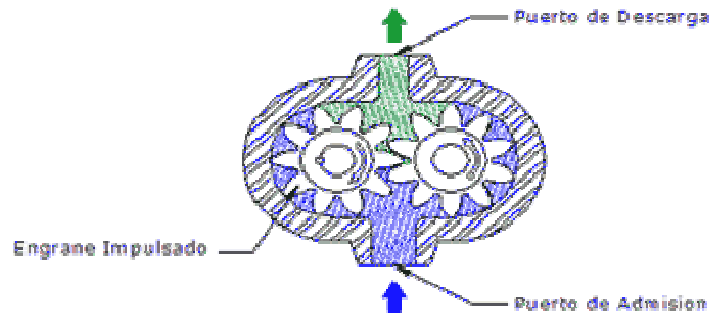


Figura 8, Bomba de Engranajes, Fuente, www.techniforum.com

A este tipo de bombas de engranes se le conoce como bombas de engranes externos y proporcionan caudal mediante el siguiente principio:

Al comenzar el movimiento se produce un vacío en el puerto de admisión o entrada de la bomba, lo que da como resultado, la presencia de aceite en ese punto, impulsado por la presión atmosférica en el tanque.

Posteriormente se produce una cámara de fluido entre las paredes de dos de los dientes y los platos laterales de la bomba conocidos también como platos de presión. Dicho aceite al continuar girando el engrane, es entregado en el puerto de descarga o salida de la bomba y esto trae como consecuencia la creación de un flujo.[7]

1.7 VALVULAS DE ALIVIO

La mayoría de los sistemas hidráulicos de potencia están diseñados para operar por debajo de un valor de presión pre-determinado. Este valor está en función de las fuerzas que los actuadores en el sistema deberán de generar, para realizar el trabajo que se requiere. El poder controlar y limitar estas fuerzas, es esencial. Además, un exceso de presión puede dañar los componentes del sistema hidráulico y otros equipos muy costosos. Las válvulas de alivio evitan este riesgo; son dispositivos de seguridad que limitan la máxima presión en un sistema, desviando un exceso de aceite cuando la presión toma un valor elevado.[7]

1.7.1 Válvulas de Alivio con Válvula Piloto

En aplicaciones en donde se requieren válvulas para aliviar flujos muy grandes con pequeños diferenciales de presión, se utilizan las válvulas de alivio con válvula piloto. Este tipo de válvulas opera en dos etapas. Una etapa piloto que consiste de una pequeña válvula de alivio, generalmente construida dentro del cuerpo de la válvula principal y que actúa como mecanismo de disparo para controlar la válvula de alivio principal. Sin embargo, la sección piloto, puede ser localizada remotamente y conectada a la principal mediante tubería.

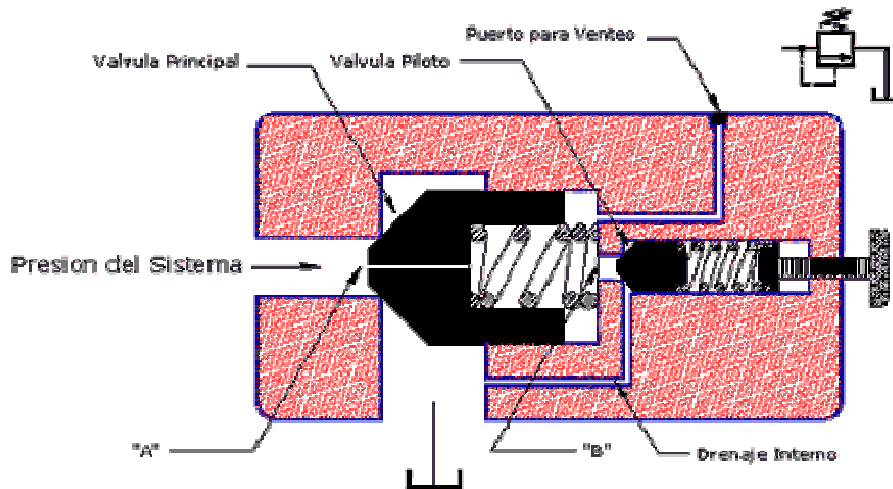


Figura 9, Válvula de alivio con Válvula Piloto, Fuente, www.techniforum.com

La válvula de alivio principal que es normalmente cerrada, permanece así cuando la presión del sistema esta por debajo de la calibración de su resorte. El orificio "A" en la válvula principal, permite que el fluido a presión del sistema, actúe en el área mayor del lado del resorte, de tal manera que la suma de la fuerza por esta presión y la del resorte, mantienen al poppet asentado. En este momento, la válvula piloto también se encuentra cerrada. La presión en el pasaje "B" es la

misma que la del sistema y es menor que la de calibración del resorte de la válvula piloto.

Conforme la presión del sistema se incrementa, la presión en el pasaje "B" también y cuando este valor alcanza la calibración del resorte de la válvula piloto, esta abre. El aceite es entonces aliviado a través del pasaje "B" hacia tanque por el puerto de drenaje.

La caída de presión resultante que se presenta en el orificio "A" de la válvula de alivio principal, hace que esta se abra y mande el exceso de flujo al tanque, previniendo además cualquier incremento de presión en la entrada. La válvula vuelve a su posición cerrada, cuando la presión en el puerto de entrada cae por debajo de la calibración de la válvula.[7]

1.8 VALVULAS DIRECCIONALES

Uno de los aspectos que muestran con mayor claridad, la versatilidad de los sistemas hidráulicos de potencia, es la manera tan sencilla con la que la dirección de transmisión de energía, puede ser manipulada. Ninguna otra forma de transmisión de potencia, proporciona tantas opciones de control para obtener un movimiento lineal recíproco o para obtener reversa en un movimiento rotatorio. Prácticamente, cientos de caballos de potencia pueden ser cambiados de dirección casi instantáneamente, con un pequeño movimiento de palanca. Por otra parte, las funciones en una determinada máquina, pueden ser totalmente automatizadas, inter-relacionando al control de dirección con señales de control hidráulicas, neumáticas, eléctricas o electrónicas en el mismo sistema.

Existen características fundamentales a estudiar en los controles de dirección como lo son el número de vías y el número de posiciones.[7]

1.8.1 Numero de Vías

El control direccional es en la práctica, un enlace entre diferentes ramales del circuito hidráulico, de tal manera que todas las líneas que quedan conectadas mediante una válvula direccional, serán el número de vías que distinguen a esta; en otras palabras, el número de puertos principales en el cuerpo de la válvula direccional, serán el número de vías de la misma.

En un diagrama hidráulico, el número de vías es fácil de determinar, contando las líneas de trabajo principales que llegan a la misma.[7]

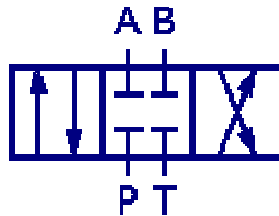


Figura 10, Símbolo de Válvula 4-2, Fuente, López William.

1.8.2 Numero de Posiciones

Un solo control direccional, puede establecer diferentes movimientos en un actuador, y esto se logra mediante el número de posiciones que dicho control tenga. En la válvula 4-2 representada en la figura anterior por ejemplo, podemos lograr mediante este control direccional, que un cilindro se mueva en una dirección de avance y de retroceso, esta válvula representada corresponde a un control de dirección de dos posiciones.[7]

1.9 ACEITE DE ALGODON

El aceite bruto de algodón se obtiene de las plantas *Gossypium hirsutum* (americana) y *Gossypium barbadense* (egipcia); tiene olor y sabor característico muy fuerte y un color rojizo oscuro por la presencia de sustancias fuertemente coloreadas, arrastradas de la semilla. Su contenido en ácidos libres y su calidad dependen del estado del tiempo durante la época en que el algodón está en la tierra, después de haber llegado a la madurez. Por ello, la calidad del aceite bruto varía notablemente, siendo mejor cuando el tiempo es seco y la semilla no posee elevado contenido de humedad. El aceite de semilla de algodón es típico del grupo oleico-linoleico de los vegetales aceitosos, este presenta un porcentaje aproximado de 13% de aceite.[5]

1.10 METODOS DE EXTRACCION DE ACEITE

1.10.1 Obtención de Aceite por Extracción

Actualmente, la separación del aceite por extracción es el proceso más utilizado en la producción de aceite vegetal. Casi todos los aceites vegetales, a parte del aceite de oliva, se producen de este modo, y se comercializan en última instancia en el mercado como aceites vegetales refinados.

Durante la extracción, se utiliza un solvente -normalmente hexano, para separar el aceite vegetal del material celular. Para asegurar que el solvente puede penetrar

al interior de las semillas, las membranas celulares necesitan ser analizadas y, al mismo tiempo, debe asegurarse que la difusión sea corta. Para alcanzar esto, la semilla se calienta, cuando sea necesario, y después se desmenuza mecánicamente antes de ser prensada en escamas finas en los rodillos del cilindro. La coagulación de la proteína y la generación de vapor durante este proceso ayudan a analizar las membranas celulares.

En la práctica, se utilizan dos procesos de extracción -filtración e inmersión-, dos procesos que comparten una característica en común, que el solvente (agente de extracción) fluye en dirección opuesta a la semilla (material de extracción). El solvente fresco se pone continuamente en contacto con la semilla de la cual se ha extraído la mayor parte del aceite, mientras que la semilla nueva se pone en contacto con solventes con un alto grado de aceites saturados, denominados como 'micela'. Después del proceso de extracción, se separa el solvente mediante destilación del aceite.[9]

1.10.2 Obtención de Aceite con Prensas Discontinuas

Actualmente, estas prensas solo se utilizan para obtener grasas y aceites que se producen en pequeñas cantidades. Los ejemplos más representativos son la manteca de karité y la manteca de cacao. Las prensas consisten en un cilindro perforado conocido como el 'tamiz' (prensa de tamiz). El tamiz es estabilizado con varillas, y el aceite se escapa por una abertura que se encuentra entre las varillas del tamiz. Se utiliza un pistón para elevar la presión dentro del tamiz, empujando un émbolo hacia abajo en el contenido que debe ser prensado. Durante el prensado, la grasa se almacena en las bandejas dentro del tamiz, en conductos especiales.[9]

1.10.3 Obtención de Aceite con Prensas Continúas

Este sistema de prensado se utiliza principalmente para obtener aceites vegetales naturales o prensados en frío. Ejemplos típicos de esta categoría son el aceite de algodón prensado en frío, el de girasol y el de cártamo y, cada vez más, el aceite de colza prensado en frío. Los dispositivos usados se denominan "prensas de husillo", en las que el eje tiene forma de husillo continuo y cabe horizontalmente dentro de la prensa. Para aumentar la presión mientras se está prensando el material y compensar cualquier pérdida de presión, el diámetro de la cubierta del husillo se estrecha gradualmente en la dirección del recorrido. El husillo consiste normalmente de varios segmentos.[9]

1.10.4 Proceso de Extracción con Prensas Continúas

Una vez que las semillas han sido molidas, se las somete al prensado. En la actualidad la extracción por presión se lleva a cabo casi exclusivamente por prensas continuas, por la gran capacidad que tienen de procesar grandes cantidades de material, pero estas no realizan una profunda extracción del aceite

contenido en sus semillas, En recipientes calentadores de doble fondo se calienta la harina (semillas molidas) a temperaturas que oscilan entre 90 °C y 95 °C, dependiendo del material con que se trabaje. El calentamiento busca eliminar el exceso de humedad de la harina, con lo cual se aumenta el rendimiento al lograrse mayores presiones y facilitarse la fluidez del material trabajado, el objetivo de esta etapa es romper, mediante calor y presión mecánica las celdas que contienen el aceite del mesocarpio. La presión aplicada debe ser tal que se extraiga la mayor cantidad de aceite y se minimice la rotura excesiva de la cáscara para disminuir las impurezas en el aceite.

Luego el material pasa a un cilindro de acero, que posee en su interior un tornillo sinfín, en el cual, el número de espiras y el diámetro aumenta de un extremo al otro, viéndose el material obligado a pasar por espacios cada vez más reducidos, aumentando de esa manera la compresión para lograr extraer el aceite.

El aceite obtenido se vierte a tanques de sedimentación, quedando como subproducto el expeler, el expeler es el residuo de una extracción por prensado, el cual generalmente se somete a una segunda presión, para esto en algunos casos se utiliza un sistema hidráulico que genera la presión extra necesaria para optimizar la extracción de aceite. El expeler final posee entre el 6–7 % de aceite.[9][8]

1.11 Influencia de la Presión en el Proceso de Extracción de Aceite

Durante el proceso de prensado se aplican presiones de hasta 1300 kilogramos por centímetro cuadrado, se alcanza temperaturas de hasta 140 °C, lo cual da como resultado un producto de consistencia firme, de color café oscuro o marrón, de olor característico a “maíz tostado” que al enfriarse se compacta hasta ser sólido. El rendimiento de la operación de prensado es directamente proporcional a la presión y tiempo de prensado, a mayor presión mayor será la eficiencia de un sistema, y con mayor tiempo de prensado se aprovechara aun más la rotura de las celdas que almacenan el aceite debido a la presión mecánica, es por esto que se busca comprobar y analizar para este proceso de extracción de aceite de algodón en específico, esta característica del proceso. [9]

2. PRUEBAS EN LABORATORIO A LA SEMILLA DE ALGODÓN

La presión es una variable de gran importancia en un proceso de extracción de aceite, debido a que a mayor presión la ruptura de las celdas que almacena el aceite en la semilla aumentara, dando como resultado una mayor eficiencia en el proceso de extracción del aceite.

Para determinar como influye la presión en este proceso se requiere de conocer la semilla de algodón, para tener en cuenta sus características como lo son' su porcentaje de aceite, en anteriores estudios como el realizado por (a facultad de agroindustria de la Universidad del Nordeste en argentina, se ha determinado que el algodón presenta un porcentaje de aceite que varia entre 17% y 22% de porcentaje en peso, esto muchas veces depende de las características del suelo donde se cultivo la planta, y en algunos casos de las condiciones de almacenaje de las semillas.

Debido a que la semilla de algodón presenta un porcentaje de aceite bajo comparado con otras semillas que con mayor frecuencia son utilizadas en la industria, es necesario realizar un estudio en el cual se determine la presión mínima a la que ocurre la extracción, con el propósito de establecer los parámetros de diseño del tornillo de prensado y las demás partes de la maquina.

El primer paso en este análisis fue determinar mediante una prueba, ver figura

11, de laboratorio cual era esta presión mínima, para esto se utilizo una probeta en la cual se deposito 5067.07 mm^3 de semillas de algodón con mota y sin fragmentar, este volumen de semilla corresponde al volumen que podía albergar la probeta, con esta prueba se determino que la semilla en estas condiciones requiere de una presión mayor a los 2000 psi para que exista la ruptura de las celdas que almacenan el aceite, debido a que la mayor parte de la fuerza se pierde en romper la cascara y que la mota del algodón amortiguaba la compresión.

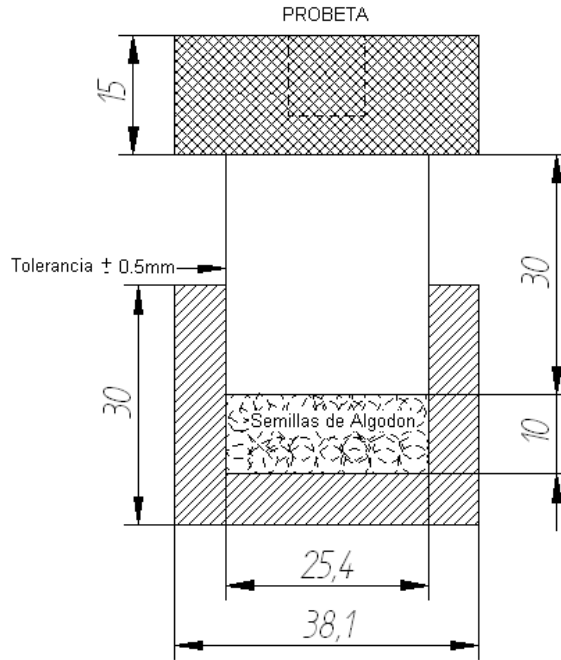


Figura 11, Probeta para Pruebas en Laboratorio, Fuente, López William,

Para la segunda prueba se utilizó semillas fragmentada de algodón y sin motas, estas semillas se desmotaron manualmente y se fragmentaron dividiéndolas en mitades. El resultado de esta prueba fue que con una fuerza de 620 lbf generado por una prensa hidráulica sobre el embolo de la probeta se obtuvo las primeras muestras de aceite que se filtraba por la tolerancia de 0,5mm entre cilindro y el embolo de la probeta, teniendo en cuenta el área transversal del cilindro de 1 pulgada se determinó la presión mínima de extracción aproximada en 790 psi.

Como resultado de estas pruebas se determina que el tornillo de prensado debe generar el empuje necesario para producir una presión en el cilindro de extracción de mínimo 790 psi y que en estos agujeros de la zona de extracción los agujeros deben tener un diámetro de 0,5 mm esto debido a que se comprobó que a estas condiciones el aceite extraído no presentaba mayores impurezas, producto del material procesado que se pudiese filtrar a través de él.

3. DISEÑO DEL CILINDRO DE EXTRACCION

La función del cilindro de extracción es albergar el tornillo de Prensado y brindar las condiciones necesarias para extraer el aceite, para esto se tomo como base un tubo sin costuras ASTM 53, ver características del material en los anexos. Este tubo se selecciono debido a la disponibilidad en el mercado y su diámetro interno de 75 mm era el adecuado para que el tornillo de prensado girara libremente con una tolerancia de 1 mm como también su espesor de pared de 12,5mm, ver figura 12.

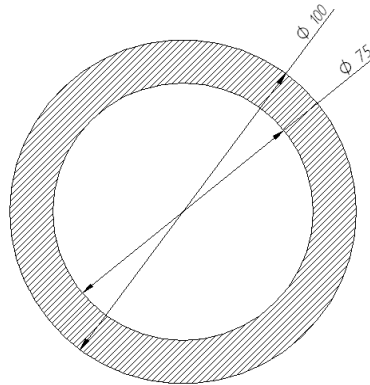


Figura 12, Sección transversal del cilindro, Fuente, López William.

3.1 CALCULOS DE ESFUERZOS Y DEFORMACIONES DEL CILINDRO

Para iniciar los cálculos se necesita conocer si el tubo es un cilindro de pared delgada o un cilindro de pared gruesa.

$$\frac{d_i}{t_h} > 40 \rightarrow \text{Cilindros de pared delgada}$$

$$\frac{d_i}{t_h} < 40 \rightarrow \text{Cilindros de pared gruesa}$$

$$\frac{d_i}{t_h} = \frac{75\text{mm}}{12.5\text{mm}} = 6$$

→ Cilindro de pared gruesa

→ se realizan los cálculos de esfuerzos y deformaciones para 1500 psi de presión, debido a que estableció este parámetro con un 60 por ciento mas de la presión a la cual ocurría la extracción.

$$1500\text{psi} = 10.342 \text{ Mpa}$$

r_o = radio exterior=0.05m

r_i = radio interno= 0.0375m

p_i = presión interna= 10.342Mpa

E= modulo de elasticidad= 2 e 5 Mpa

V= razón de Poisson= 0.3

$$\sigma_{\theta\text{max}} = p_i \left[\frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \right]$$

$$\sigma_{\theta\text{max}} = 10,342 \text{ Mpa} \left[\frac{(0.05\text{m})^2 + (0.0375\text{m})^2}{(0.05\text{m})^2 - (0.0375\text{m})^2} \right]$$

$$\sigma_{\theta\text{max}} = 36,93 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_z = \frac{\pi r_i^2 p_i}{\pi(r_o^2 - r_i^2)}$$

$$\sigma_z = \frac{\pi(0.0375\text{m})^2 10,342 \text{ Mpa}}{\pi(0.05\text{m})^2 - (0.0375\text{m})^2}$$

$$\sigma_z = 13.29 \text{ Mpa}$$

$$\delta r = \frac{p_i r_i}{E} \left[\frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} + \nu \right]$$

$$\delta r = \frac{(0.0375\text{m}) 10.342 \text{ e } 6 \text{ pas}}{2 \text{ e } 11 \text{ pas}} \left[\frac{(0.05\text{m})^2 + (0.0375\text{m})^2}{(0.05\text{m})^2 - (0.0375\text{m})^2} + 0.3 \right]$$

$$\delta r = 7.50 \text{ e } -6\text{m} = 7.5 \text{ e } -3 \text{ mm}$$

Esfuerzo radial máximo= 36.93 Mpa

Esfuerzo en dirección axial= 13.29 Mpa

Deformación radial= 7.5 e -3 mm

3.2 DISEÑO PRELIMINAR DEL CILINDRO

El diseño preliminar CAD se realizó utilizando el software Solid Edge V18, para el diseño de este de deben tener cuatro consideraciones.

1. el tornillo debe presentar una zona de alimentación, para permitir la entrada de las semillas al sistema, ver figura 13.
2. el cilindro debe poder acopiarse en los extremos con el porta rodamientos y la brida de cono de contra presión, ver figura 13.
3. el cilindro debe tener ocho cuchillas raspadoras para romper la homogeneidad del producto, ver figura 13
4. el cilindro debe tener una sección perforada de 100 mm de longitud con agujeros de 1mm, se decide hacer los agujeros de 1mm debido a que es imposible perforar el tubo con una broca de 0.5mm por el espesor de pared del tubo, ver figura 13.

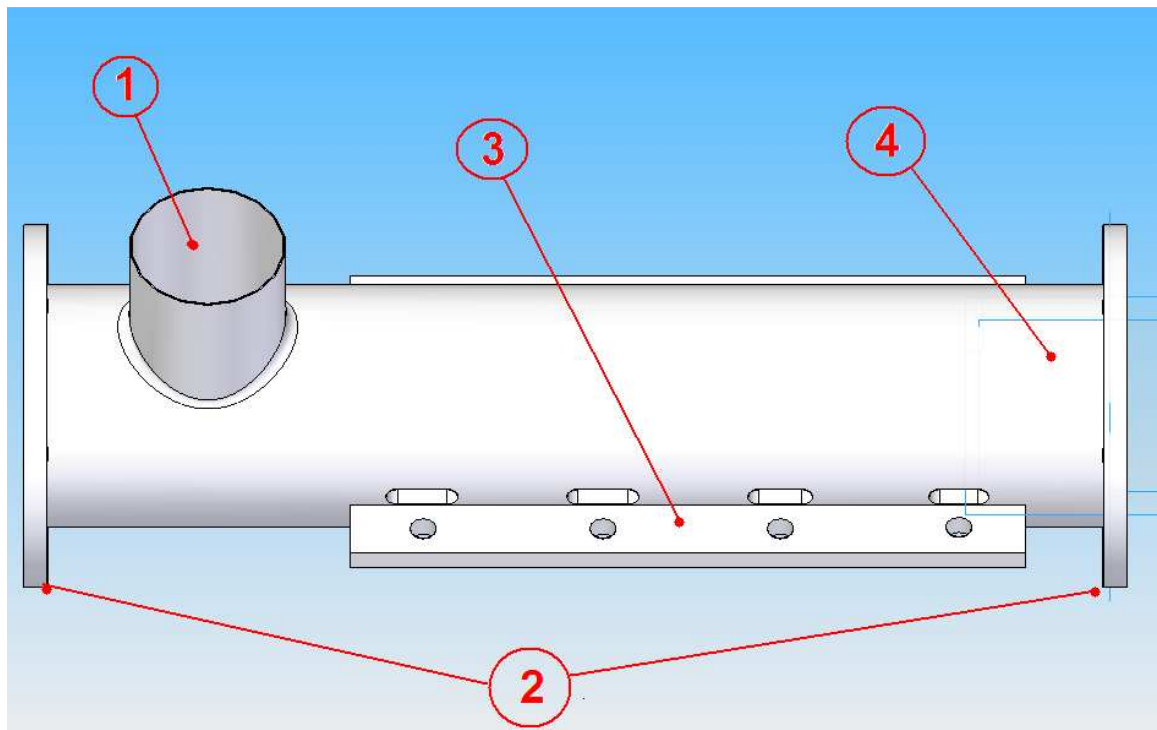


Figura 13, Cilindro de extracción final, fuente, López William.

3.3 SIMULACION # 1 EN ANSYS

Piezas presentes en la simulación.

1. Cilindro de extracción.

3.3.1 Ambiente de Trabajo Termo Estructural

El ambiente de trabajo de este modelo consta de los siguientes parámetros:

Aceleración gravitacional $\rightarrow x=0, y=0, z= 9.81 \text{ m/s}^2=386,089 \text{ in/s}^2$

Presion 1= 1500 psi

Temperatura 1= 212 °F

Temperatura 2 = 89,6 °F

Frictionless support

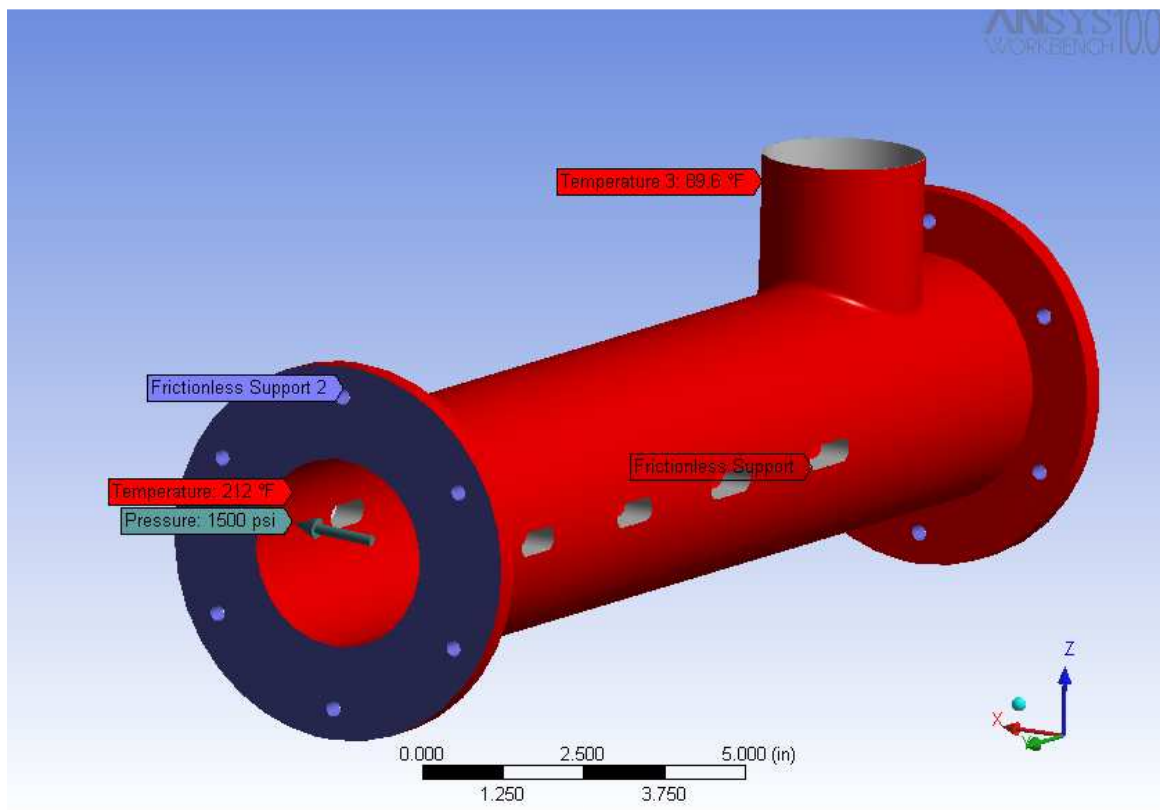


Figura 14, Ambiente de trabajo simulación # 1, fuente, López William.

3.3.2 Resultados de la simulación # 1

3.3.2.1 Esfuerzos de Von Mises en la Simulación # 1

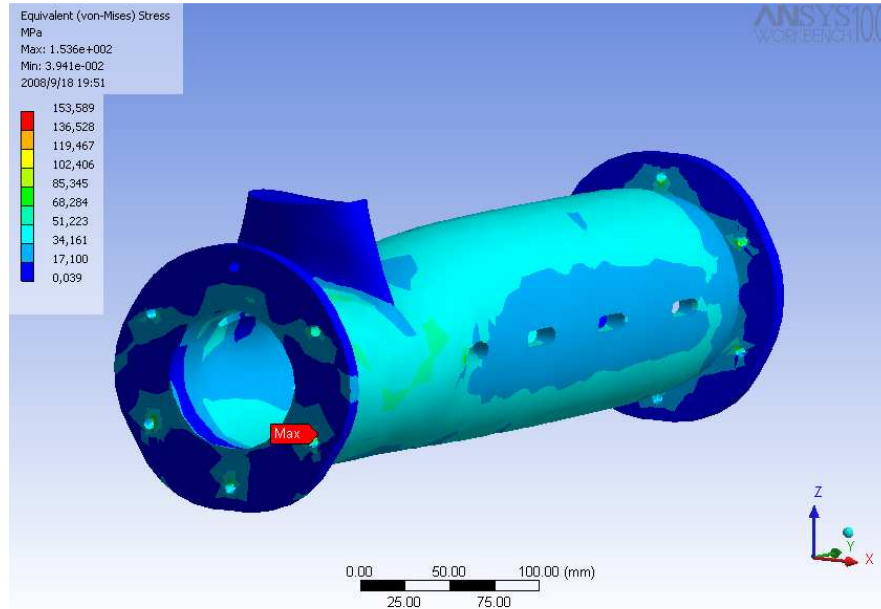


Figura 15, Esfuerzos de Von Mises en Cilindro de extracción de la Simulación # 1, Fuente, López William

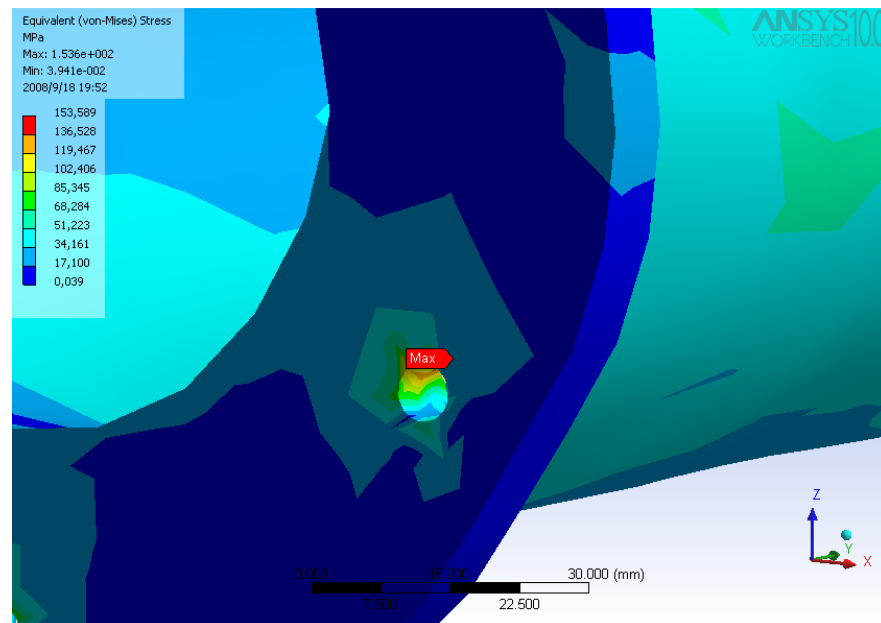


Figura 16, Detalle de los Esfuerzos de Von Mises en el Cilindro de Extracción en la Simulación # 1, Fuente, López Garcés.

Valor Máximo = 153,58 Mpa

En la figura 15 se muestran los esfuerzos según la teoría de von Mises en el cilindro de extracción, en la figura 16 se muestra el detalle del valor máximo de 153,58 Mpa, que se ubica en los agujeros de los tornillos de sujeción, esto se debe a que son concentradores de esfuerzos, aunque se debe tener en cuenta que se analizó con una presión constante a lo largo del tornillo y en condiciones de trabajo esto no sucedería, debido a que la presión mayor se localiza al final del cilindro.

3.3.2.2 Esfuerzo por Cortante Máximo en la Simulación # 1

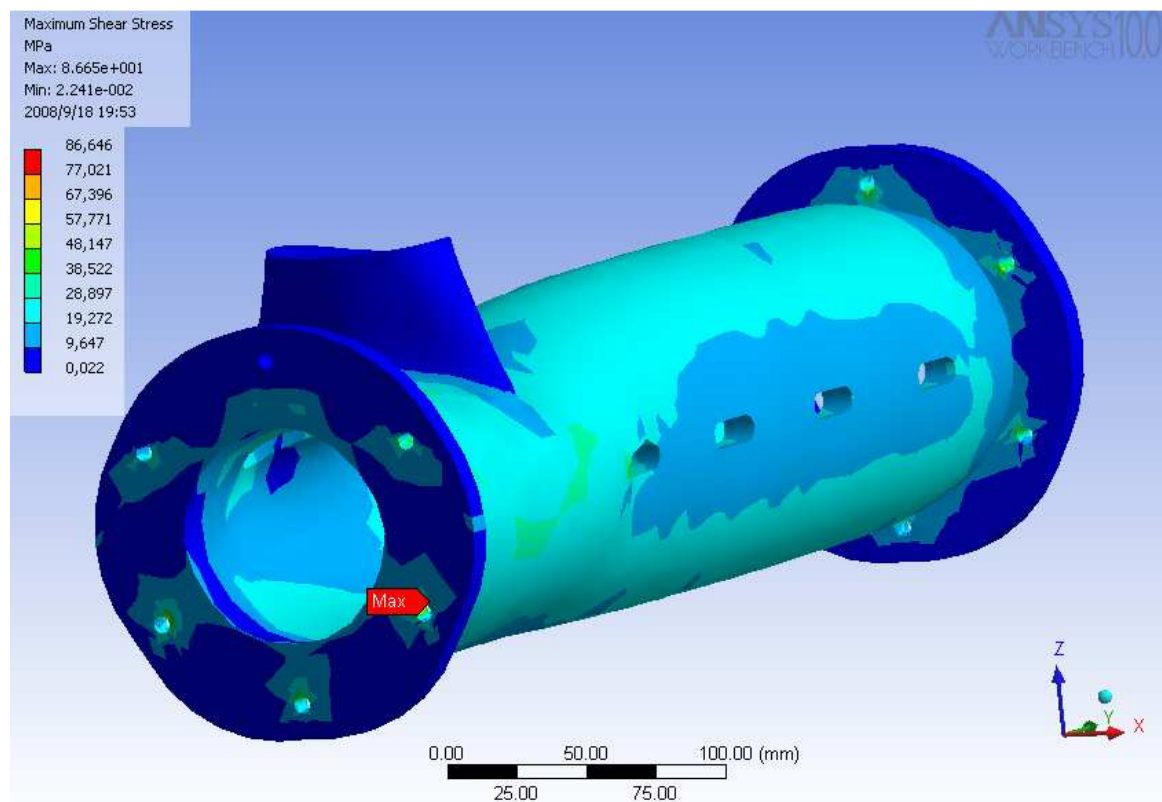


Figura 17, Esfuerzo por Cortante Máximo en cilindro de extracción de la Simulación # 1, fuente, López William.

Valor Máximo= 86,64 Mpa

En la figura 17 se muestran los esfuerzos por cortante máximo en el cilindro de extracción.

En los análisis de esfuerzos se observa que sobre el cilindro los resultados son cercanos a los calculados por la teoría de cilindros de pared gruesa.

3.3.2.3 Deformación Total en la Simulación # 1

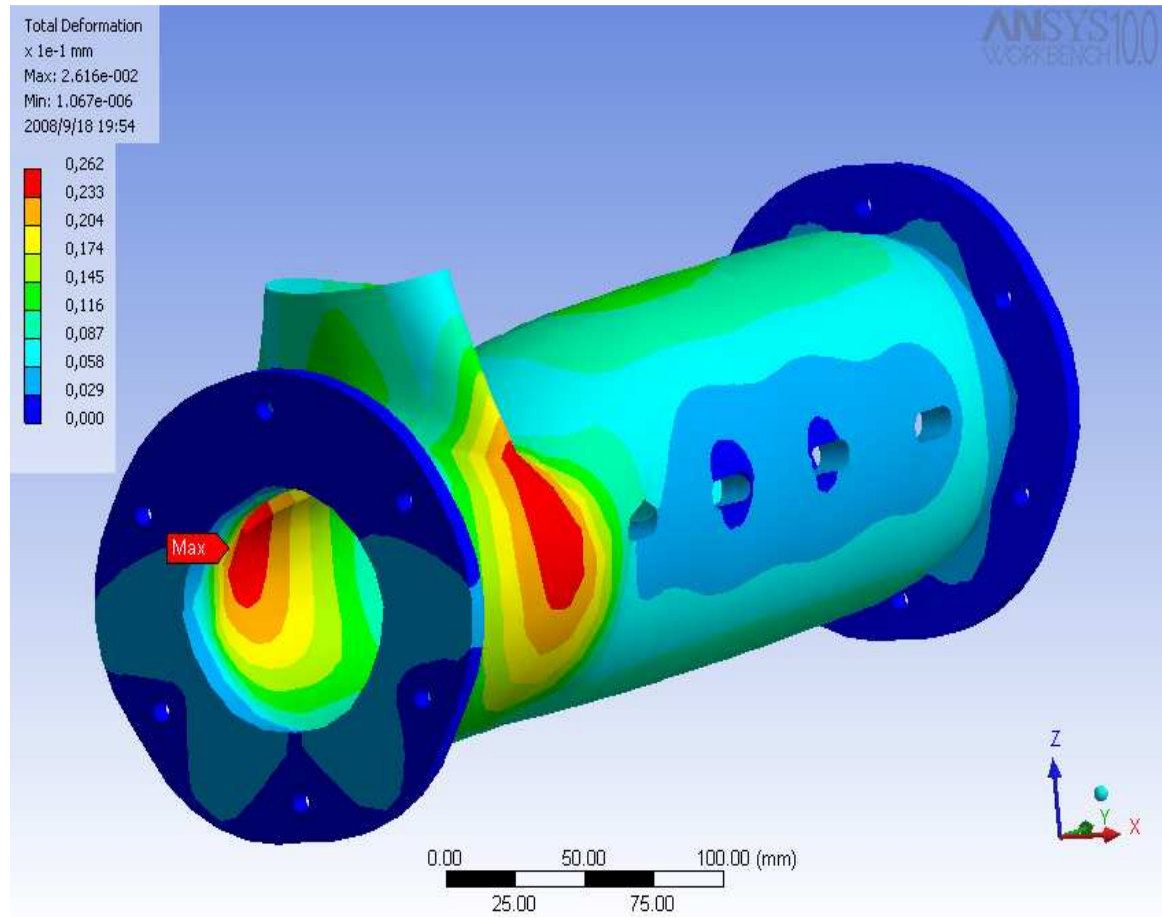


Figura 18, Deformación total en cilindro de extracción de la Simulación # 4, Fuente, López William.

Valor Máximo = 0.0262 mm

En la figura 18 se observa la deformación total en el cilindro de extracción, se observa que la deformación mayor se encuentra cercana a la zona de alimentación, este valor realmente debe ser menor, debido a que se analizo el interior del cilindro a una presión constante de 1500 Psi.

3.3.2.4 Factor de Seguridad de la Simulación # 1

En la figura 19 se muestran los factores de seguridad en el cilindro de extracción, y el valor mínimo de 1.62 que protege el cilindro contra la falla.

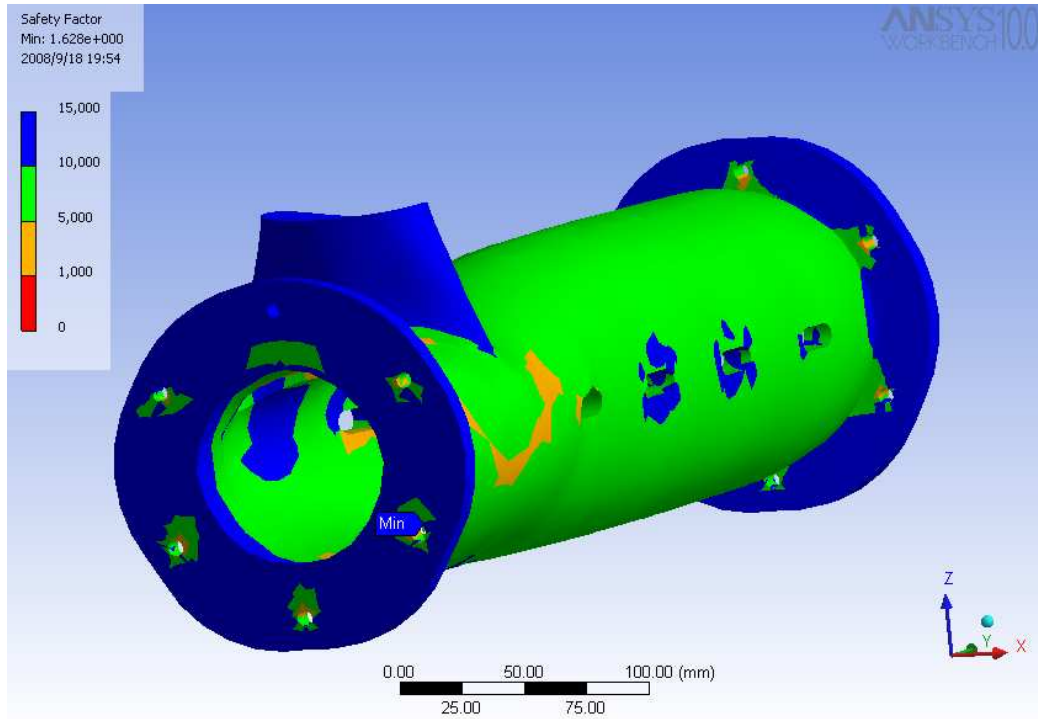


Figura 19, Factores de Seguridad en el Cilindro de Extracción, Fuente, López William.

4. DISEÑO DEL TORNILLO DE PRENSADO

La función del tornillo de prensado es transportar y comprimir la semilla de algodón, con esto se busca que las celdas que almacenan el aceite en la semilla lo liberen mediante presión mecánica. Teniendo en cuenta esto se comienza con el diseño del tornillo tomando como condición de diseño que el tornillo genere el empuje necesario para producir una mínima presión de 790 Psi dentro del cilindro, presión establecida después de haberle realizado pruebas de laboratorio a las semillas de algodón.

El tornillo de prensado consta de tres secciones de igual longitud, este es desamable para facilitar el mantenimiento de la maquina. La primera sección es de alimentación con un paso de 2.5", se define este paso debido a que con el y una altura del filete de 3/8" a 60 rpm se obtendría un flujo en el proceso de 0.44m³ de producto.

La segunda sección tiene un paso de 2" se selecciono este paso con el fin de disminuirlo 0.5" por sección con el fin de obtener una relación de compresión de 1.6, esta relación de compresión es un valor que se determino después de las pruebas con la probeta en el laboratorio. En esta sección es donde se inicia la compresión del producto, y es por esto que aquí se presenta las dos primeras interrupciones del filete para darle espacio a dos cuchillas raspadoras, esta busca romper la homogeneidad del producto y evitar que entre en inercia con el tornillo para que este pueda ser transportado y comprimido.

La tercera sección tiene un paso de 1.5", aquí es donde se realiza la mayor presión del producto, en esta parte también se interrumpe el filete con el fin de ubicar dos cuchillas mas.

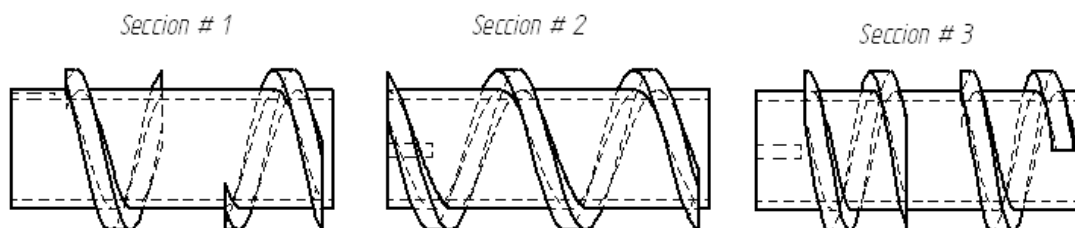


Figura 20, Secciones del tornillo extrusor, Fuente, López William.

En la tercera sección se centra la mayor atención y se busca analizarlo como un tornillo de potencia de rosca Acme.

Para este análisis se realizan algunas suposiciones tales como.

- 1- se supone que el collarín es un cojinete de elementos rodantes y por lo tanto el coeficiente de fricción $\mu_c=0$.
- 2- Se supone que la tuerca en el tornillo de potencia, es la masa compactada de semillas en la última sección, ver figura 21
- 3- Se supone que el coeficiente de fricción μ entre el tornillo y la masa de semillas es de 0.1, se supone este valor alto para obtener un factor de seguridad alto en el tornillo por desgaste.

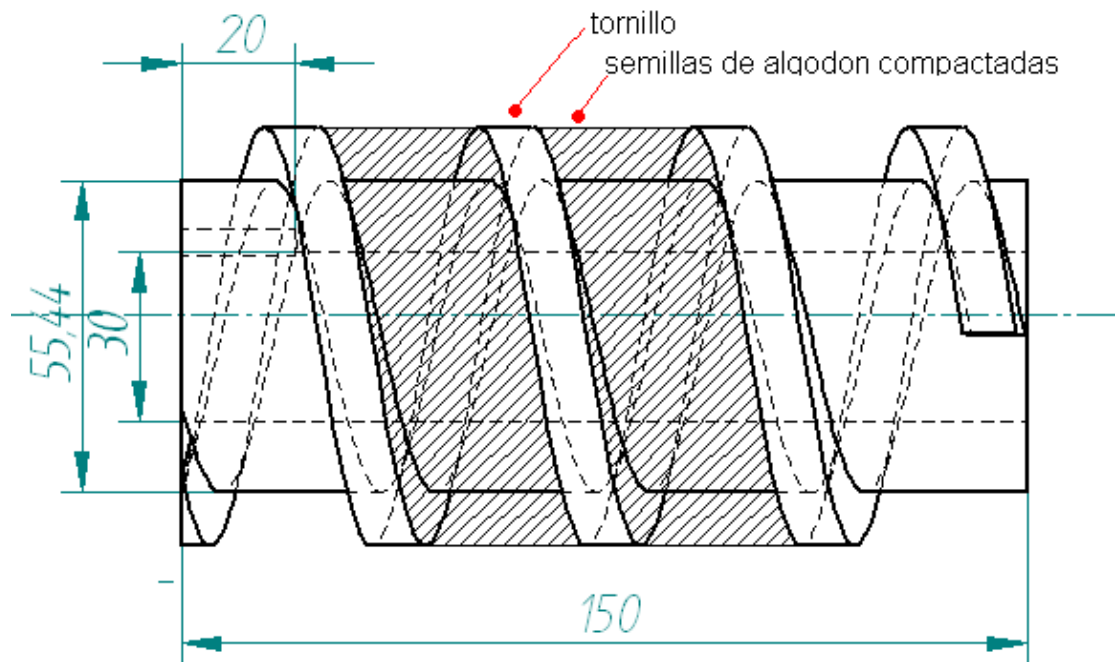


Figura 21, Tornillo extrusor con semillas de algodón, Fuente, López William.

Teniendo en cuenta la teoría de tornillos de potencia se realizan los cálculos para calcular la geometría de la tercera sección, y para las otras dos secciones se tomara el mismo espesor y altura del filete y solo se variara el paso, para crear la compresión en el producto transportado.

4.1 CALCULOS DE DISEÑO DE LA SECCION DEL TORNILLO

El tornillo tendrá un diámetro externo de 3", este valor se establece después de tener en cuenta la disponibilidad en el mercado de tubos para la fabricación del cilindro de extracción. La altura del filete de 3/8" se define esta altura con el propósito de minimizar el área anular del tornillo.

El tornillo se construye en su totalidad con acero al carbón AISI SAE 4140, ver sus características en los anexos, se define este acero debido a sus características y que comúnmente es utilizado para la fabricación de ejes.

Ángulo α de avance es.

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{L}{\pi dp}\right)$$

La ecuación es tomada de la figura 3.

$L = \text{avance} = mp$

$p = \text{paso} = 1.5''$

$m = 1$, tornillo de roscado sencillo.

$dp = \text{diámetro de paso} = 2.55''$

$$\alpha = 10,50^\circ$$

Para una rosca Acme el ángulo de la rosca $\beta = 29^\circ$ y utilizando la ecuación

$$\theta = \arctan(\cos \alpha \tan \beta/2)$$

Tenemos

$$\theta = 14,26^\circ$$

El propósito de estos cálculos es adaptar la ecuación 3 de la teoría de tornillos de potencia en el análisis de la fuerza de empuje que generara el tornillo sobre una masa de semillas dentro del cilindro de extracción.

Para el análisis se define un motor de 5 hp con un par torsor nominal de 31 N-m, se toma como base este motor debido a la disponibilidad que se tiene de el en la Universidad Pontificia Bolivariana, este trabajara 60 rpm y un par torsor de 124 N-m o 1097 lbf-in.

$$Tr = W \left[\frac{(dp/2) (\cos \theta \sin \alpha + \mu \cos \alpha)}{\cos \theta - \mu \tan \alpha} + rc \mu c \right]$$

Ecuación 8

De acuerdo con las suposiciones anteriores se tiene:

$$W = \frac{Tr}{\left[\frac{(dp/2) (\cos \theta \operatorname{sen} \alpha + \mu \cos \alpha)}{\cos \theta - \mu \tan \alpha} + rc \mu c \right]}$$

Ahora tenemos que, $W = F =$ fuerza de empuje axial del tornillo y el coeficiente de fricción del collarín $\mu_c = 0$, entonces:

$$F = \frac{Tr}{\left[\frac{(dp/2) (\cos \theta \operatorname{sen} \alpha + \mu \cos \alpha)}{\cos \theta - \mu \tan \alpha} \right]}$$

Donde:

$$Tr = 1097 \text{ N-m}$$

$$dp = 2.55''$$

$$\alpha = 10.50^\circ$$

$$\theta = 14.26^\circ$$

$$\mu = 0.1$$

$$F = 2975.31 \text{ lbf}$$

Entonces la fuerza de empuje del tornillo es de 2975.31 lbf, trabajando el motor A 60 rpm.

Analizando el área anular entre el tornillo y el cilindro de extracción se logra estimar la presión máxima ejercida por el sistema, tomando una condición ideal en la cual la masa de semillas se encuentre lo más compactada posible, ver figura 22.

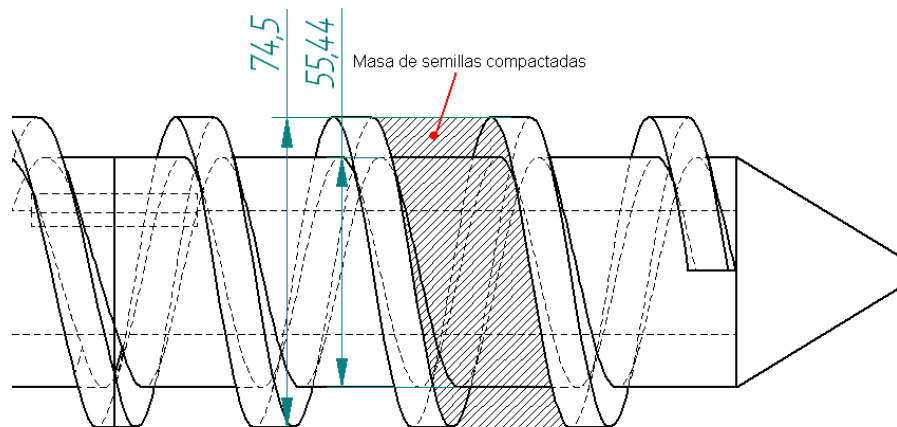


Figura 22, Área anular del tornillo, fuente, López William.

El área anular del tornillo viene dada por:

$$Aa = \pi (dc / 2)^2 - (dp / 2)^2$$

$$Aa = \pi (2.93''/2)^2 - (2.18''/2)^2$$

$$Aa = 3.00 \text{ in}^2$$

Presión= (fuerza de empuje axial del tornillo) / (área anular del tornillo)

$$\text{Presión} = (2975,31 \text{ lbf}) / (3 \text{ in}^2)$$

$$\text{Presión} = 991,77 \text{ psi.}$$

Se debe tener en cuenta que si se disminuye la velocidad de giro del motor de 5 Hp, aumentara el par torsor y así la presión en el sistema.

4.2 DISEÑO PRELIMINAR DEL TORNILLO DE PRENSADO

Con los cálculos realizados anteriormente se recurrió al diseño en CAD del tornillo de prensado. Utilizando el software Solid Edge V18.

El tornillo debía presentar cuatro interrupciones en su filete para permitir el posicionamiento de las cuchillas raspadores que serian las encargadas de romper la homogeneidad de la producto, despegando este de la superficie del tomillo, ver figura 23.

La idea de que el tornillo sea desarmable es que con esto se facilita las labores de mantenimiento y reconstrucción por desgaste en las piezas, ver figuras 24, en la figura 25 se muestra el eje de acero AISI 4140 donde se montan las tres secciones, ver figuras 26,27,28.

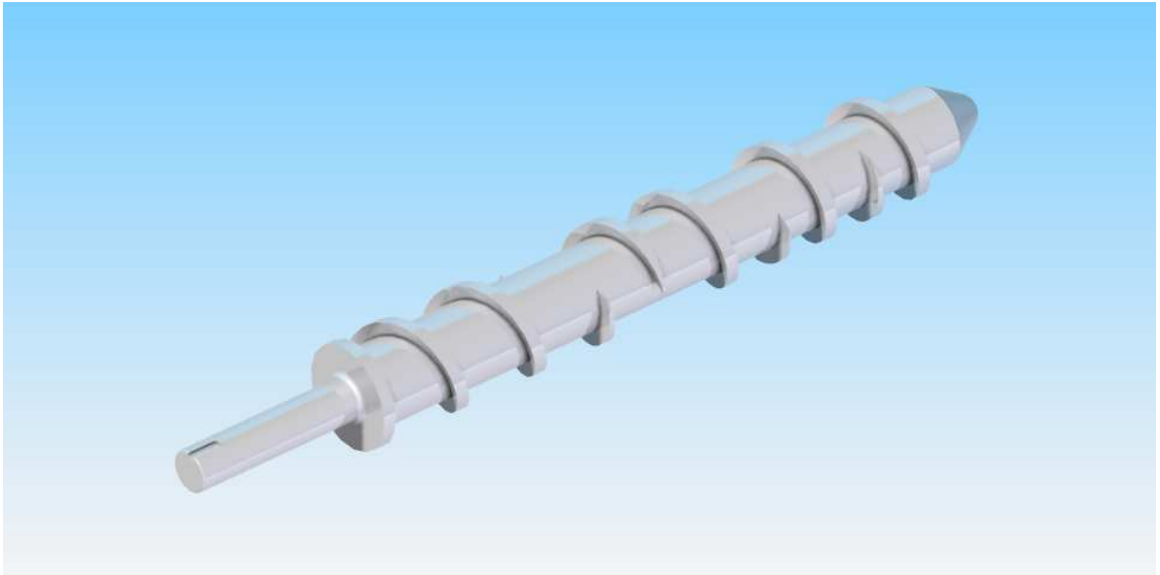


Figura 23, Tornillo de extrusión en vista isométrica, fuente, López William.

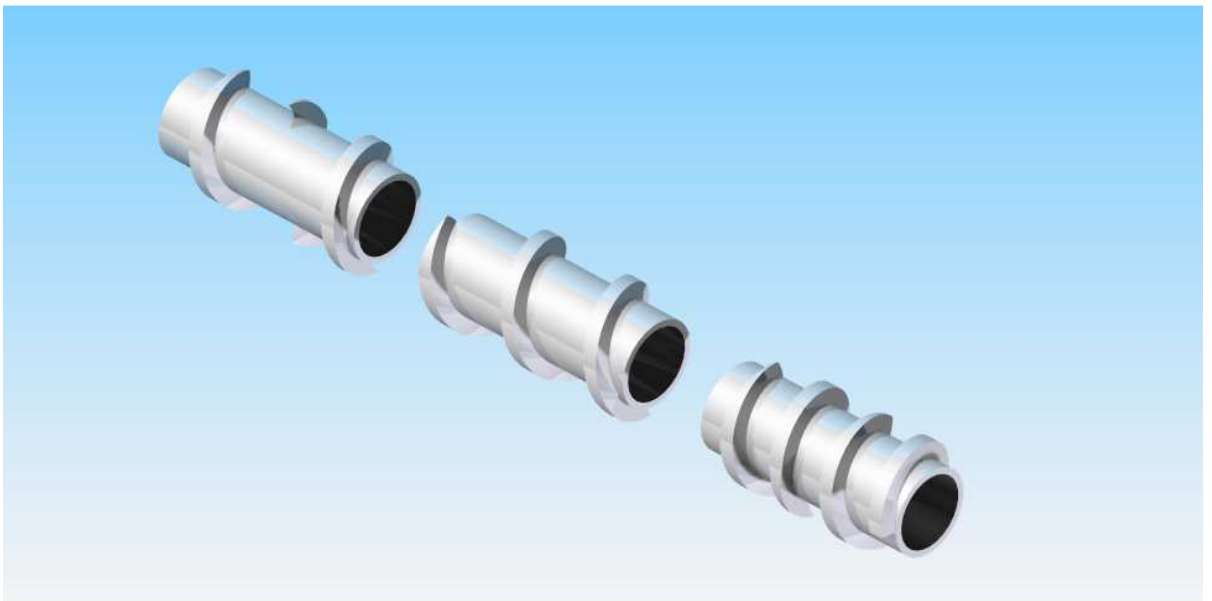


Figura 24, Tres secciones del tornillo de extrusión, fuente, López William.

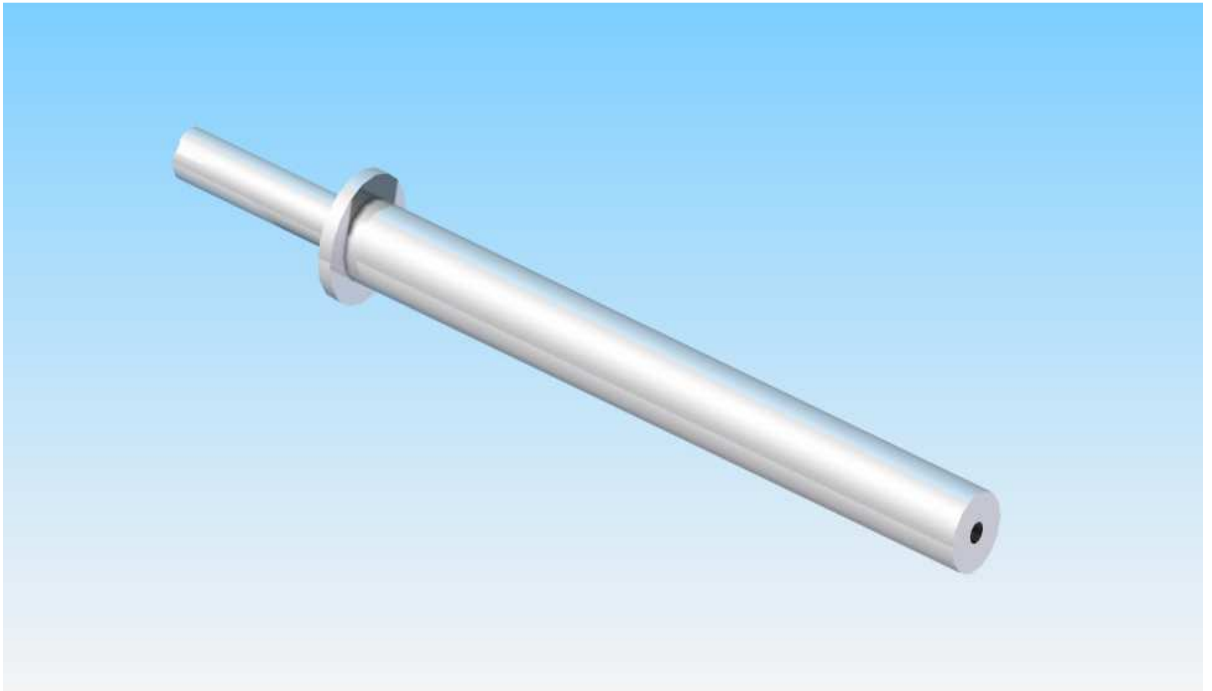


Figura 25, Eje del tornillo de extrusión, fuente, López William.

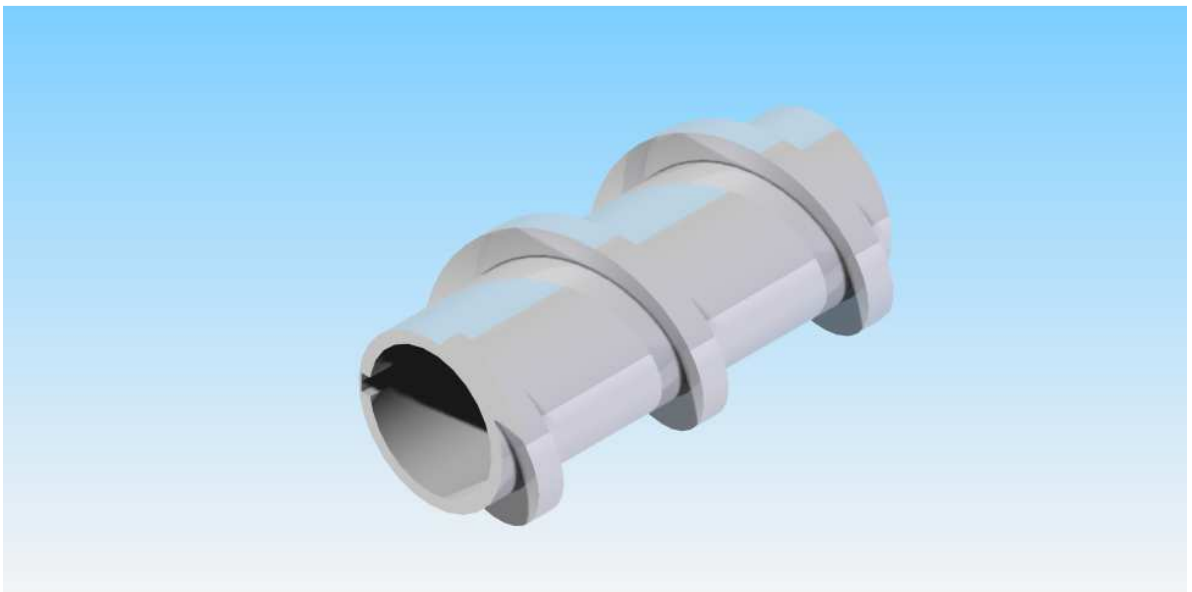


Figura 26, Primera sección del tornillo de extrusión con paso de 2.5", fuente, López William

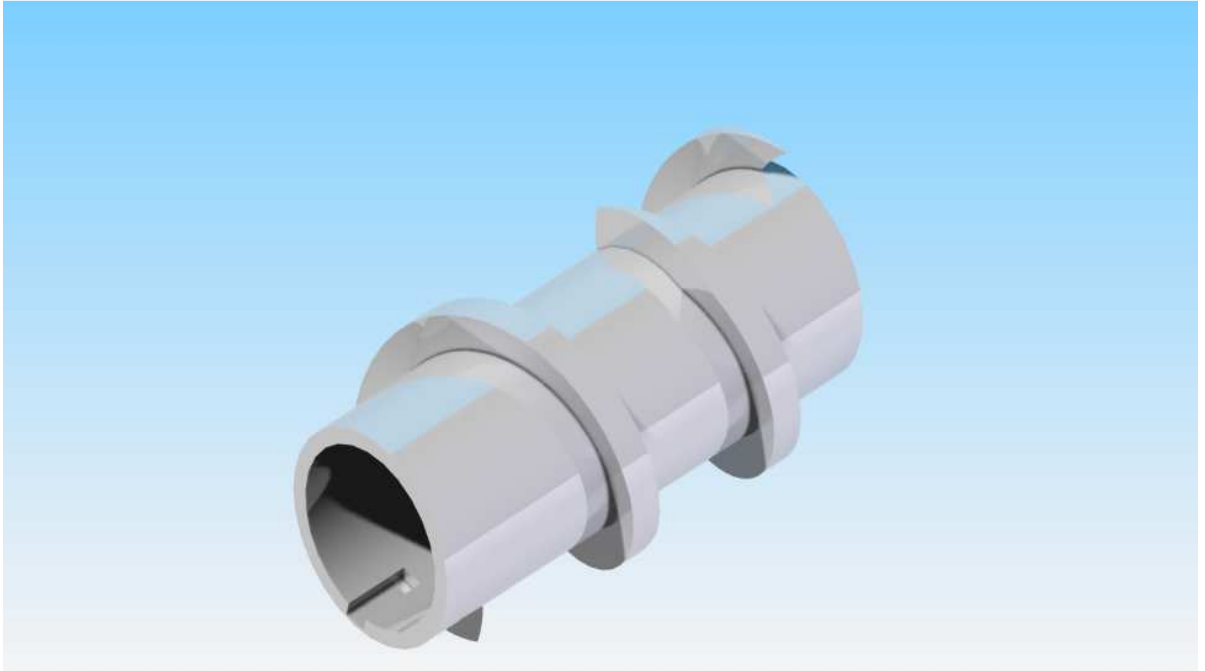


Figura 27, Segunda sección del tornillo de extrusión con paso de 2 “, Fuente, López William.

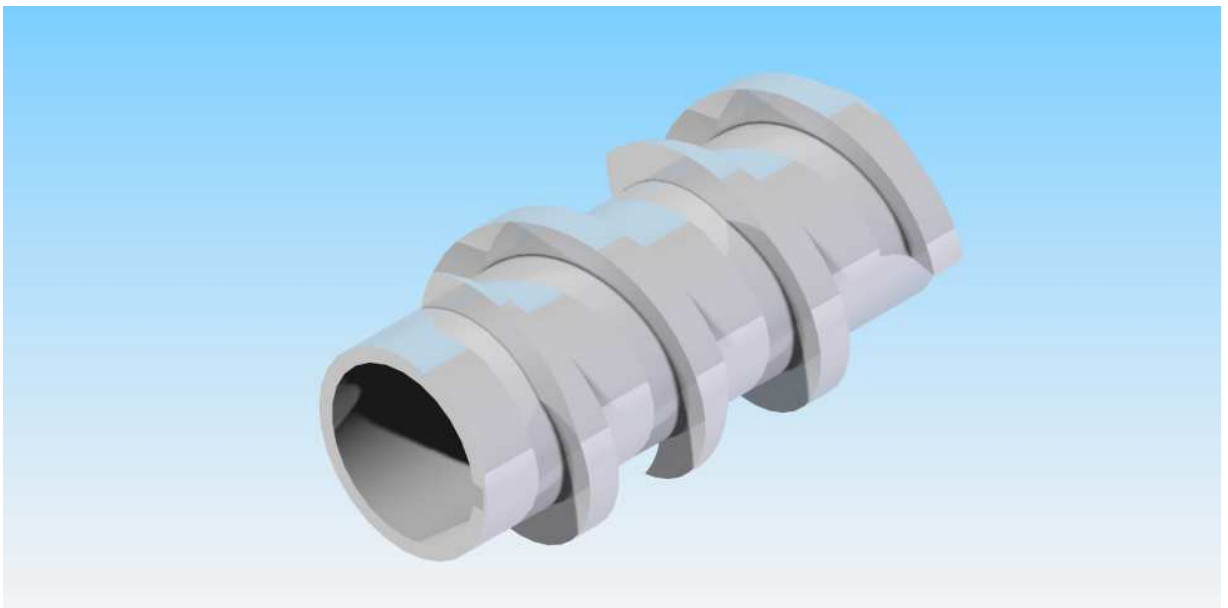


Figura 28, Tercera sección del tornillo de extrusión con paso de 1.5 “, Fuente, López William.

4.3 SIMULACION # 2 EN ANSYS

Esta simulación se realiza con el fin de conocer los esfuerzos principales, la deformación máxima que se presenta en tornillo de potencia cuando se somete a las condiciones de trabajo en el proceso de extracción de aceite.

Piezas presentes en la simulación # 2

1. 1. Tornillo de Prensado.

4.3.1 Ambiente de Trabajo Termo Estructural

El ambiente de trabajo de esta simulación consta de los siguientes parámetros para su análisis, ver figura 29.

Aceleración gravitacional -»x=0, y=0, z= 9.81 m/s²=386,089 in/s²

Material = AISI SAE 1045

Presión= 1500 Psi

Momento torsor = x= 0, y= 1097 lbf.in, z=0

Temperatura =212°F

Cylindrical Support

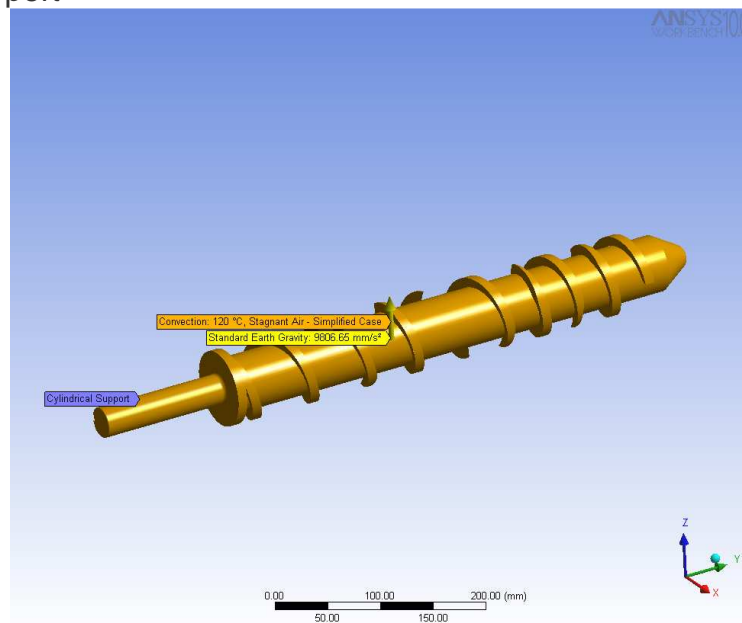


Figura 29, Ambiente de trabajo simulación # 2, fuente, López William.

4.3.2 Resultados de la simulación # 2

4.3.2.1 Esfuerzos de Von Mises en la Simulación # 2

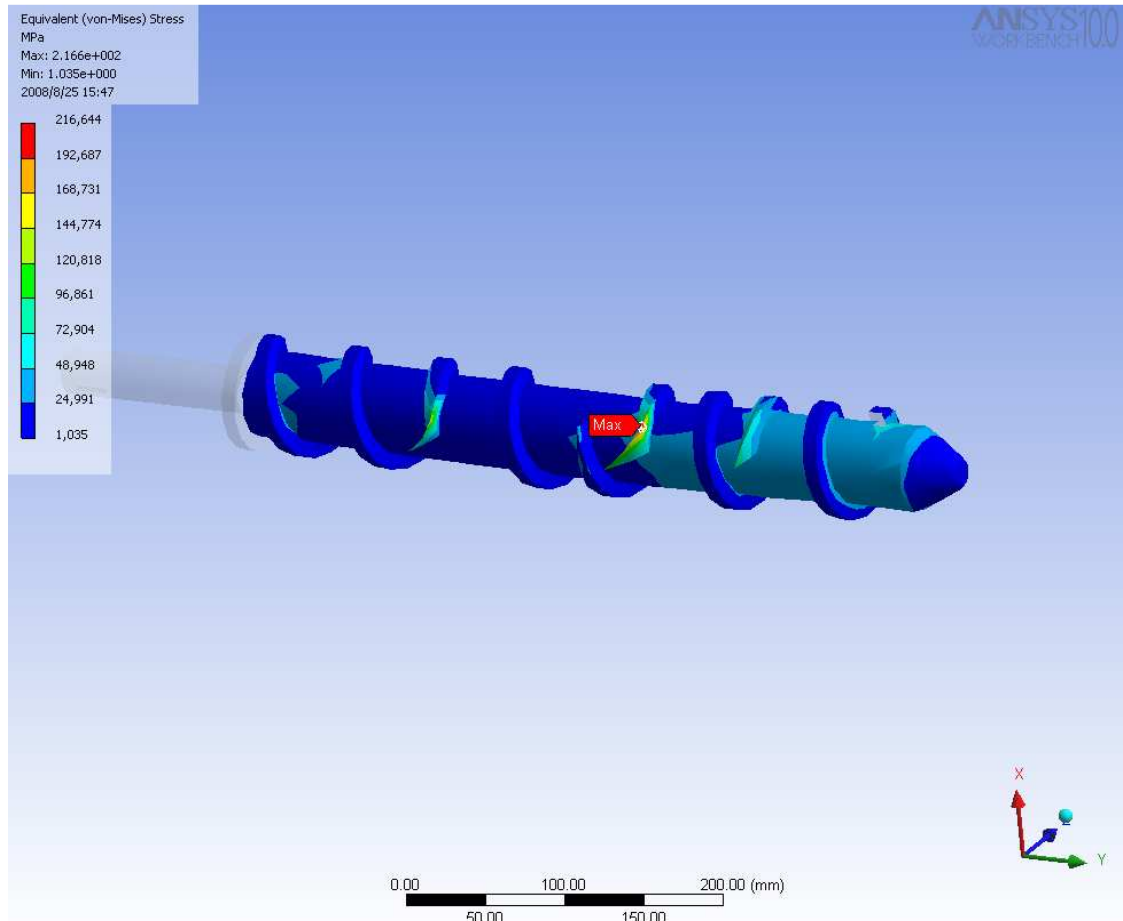


Figura 30, Esfuerzos de Von Mises en tornillo de Prensado en la Simulación # 1, Fuente, López William.

Valor Máximo= 216,44 Mpa.

En la figura 30 se observan los esfuerzos según la teoría de von mises, en esta figura se ve claramente que el mayor esfuerzo se ubica en el final del filete de la segunda intercepción, esto se debe a que en esta parte el filete disminuye su espesor.

4.3.2.2 Esfuerzo por Cortante Máximo en la Simulación # 2

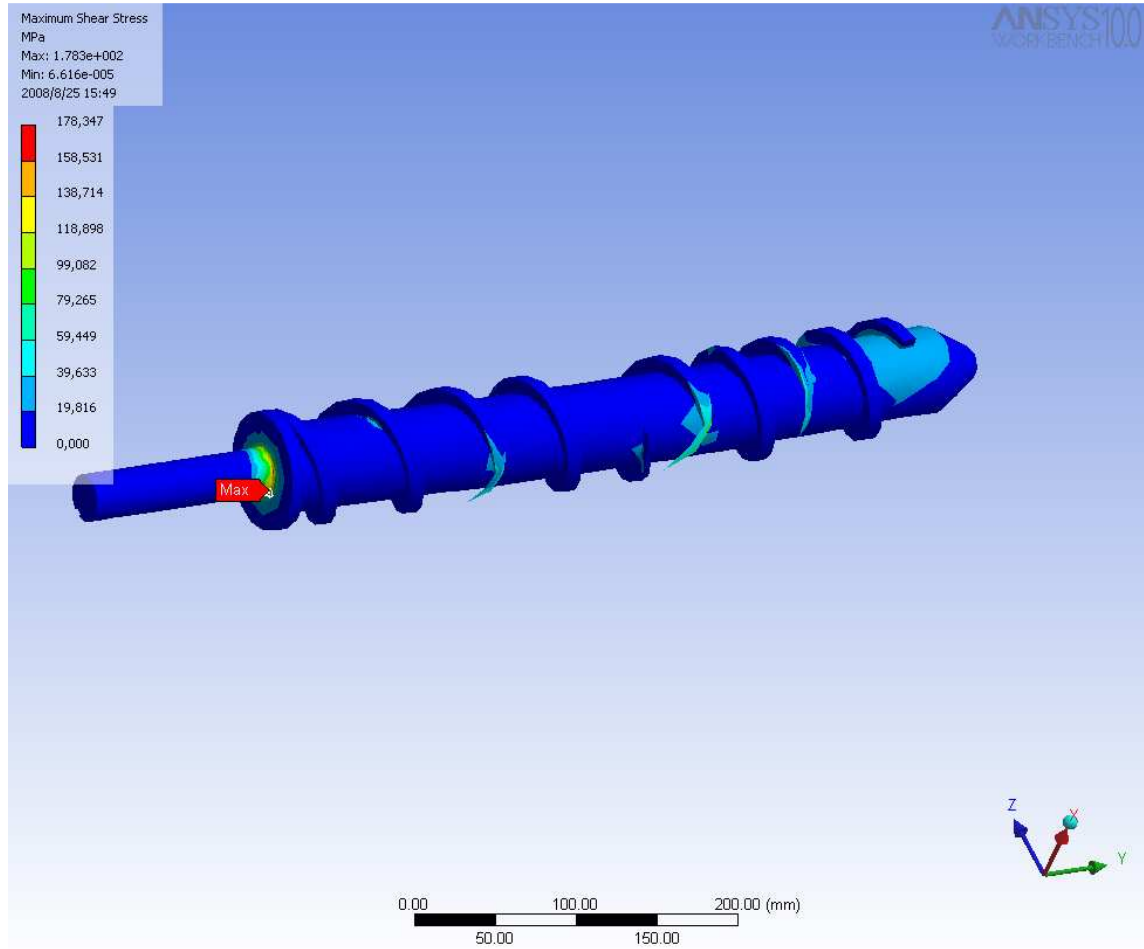


Figura 31, Esfuerzo por Cortante Máximo en el Tornillo de Prensado en la Simulación # 2, Fuente, López William

Valor Máximo= 178,34 Mpa

En la figura 31 se observa que el esfuerzo cortante mayor se encuentra en el concentrador de esfuerzos del eje, esto se da por el par torsor aplicado al tornillo

4.3.2.3 Deformación Total en la Simulación # 2

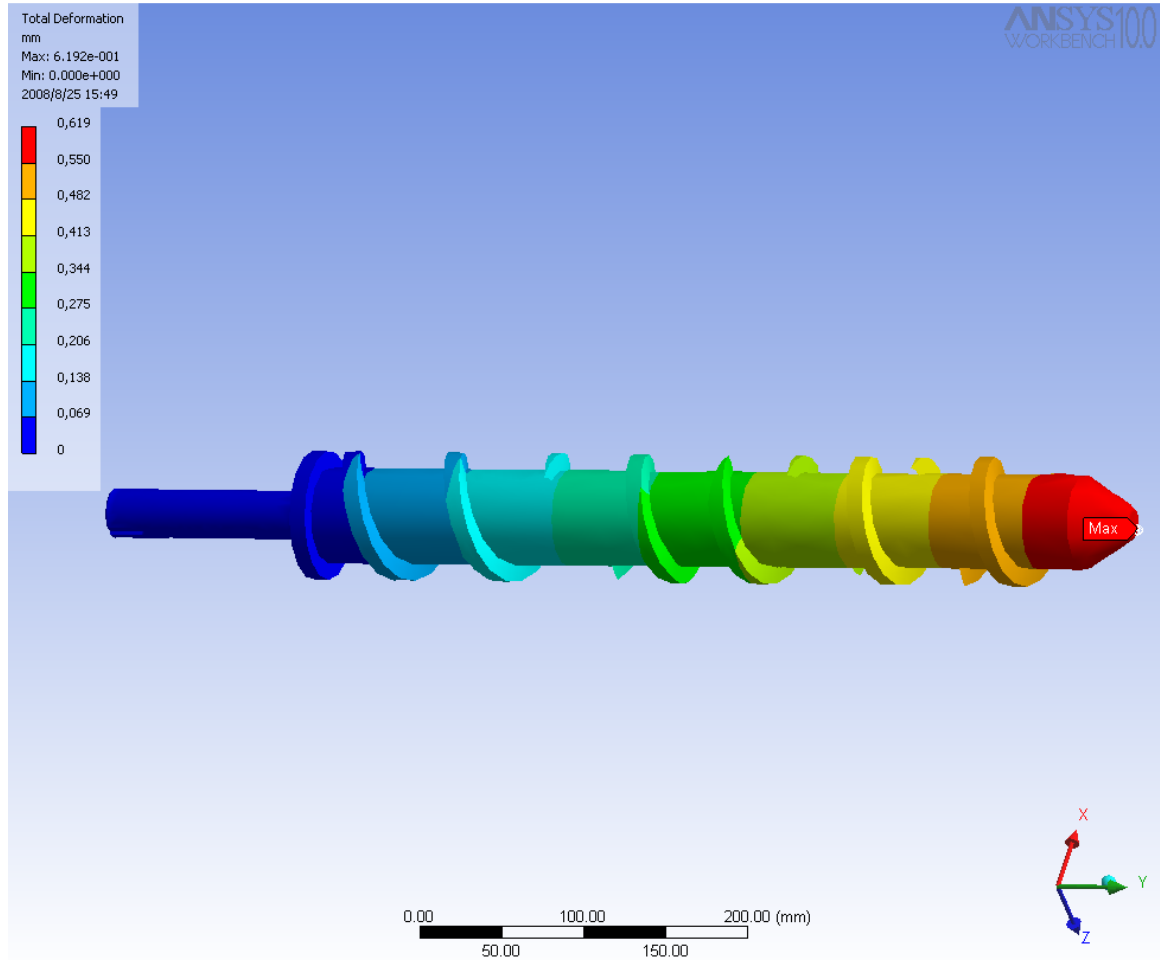


Figura 32, Deformación Máxima en el Tornillo de Prensado en la Simulación # 2, Fuente, López William

Valor Máximo = 0.0692 mm

En la figura 32 se observa la deformación máxima del tornillo bajo una carga termo estructural, se ve claramente en esta figura que la deformación mayor se encuentra en el final del tornillo, esto se debe a que este se encuentra en voladizo.

5. DISEÑO DEL PORTA RODAMIENTOS

La función de esta parte es alojar los dos rodamientos de contacto angular que soportan los esfuerzos axiales y radiales ejercidos por el tomillo de prensado, y permitir que este gire libremente en su eje de rotación. En el porta rodamientos se distribuyen los dos rodamientos de contacto angular en proyección, esto quiere decir que se posicionan en un par pre cargado uno contra el otro, esto busca que la carga axial de 3000 lbf sea compartida entre los dos para optimizar su función. Ver figura 33.

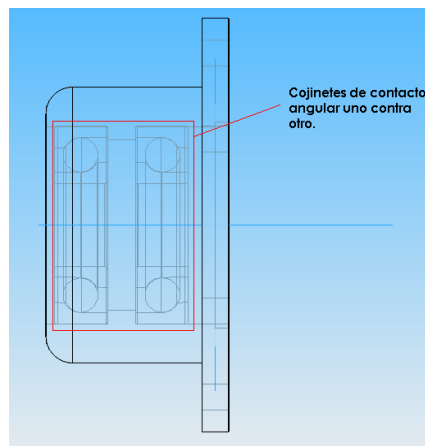


Figura 33, Cojinetes de contacto angular, fuente, López William

5.1 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Teniendo en cuenta que para cargas combinadas una buena opción es utilizar rodamientos de bolas de contacto angular se seleccionan estos para el porta rodamientos y se ubican en proyección ya que esta es la mejor distribución para compartir las cargas axiales de una mejor manera.

Para la selección del rodamiento se tiene en cuenta la carga axial máxima de 3000 lb que sufrirá el rodamiento y las características geométricas de donde se ubicara, se conoce que el eje del tomillo tiene un diámetro de 40 mm, y es por estas razones que se selecciona el siguiente rodamiento de bolas de contacto angular, ver figura 34

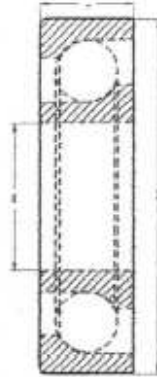


Figura 35, Rodamiento de Bolas de contacto Angular, fuente, López William.

Tabla 3, Rodamiento de Bolas de Contacto Angular SKF-6208, fuente, Hamrock Bernard J.

d	D	B	Capacidad de carga Dinamica	Capacidad de Carga Estatica	Carga limite Permisible	Capacidad de Velocidad, Grasa	Capacidad de Velocidad, Aceite	Masa
40 mm	80 mm	18 mm	6900 lbf	4270 lbf	147 lbf	8500 rpm	10 000 rpm	0.37

5.2 SELECCIÓN DE LOS PERNOS

Para la selección de los pernos de sujeción del porta rodamientos al cilindro de extracción, se establece la carga axial sobre los pernos en 3000 lbf que corresponde a la aproximación de la fuerza de empuje axial del tornillo de prensado.

5.2.1 Determinación de la Carga Máxima en los Pernos

El análisis se hace para los pernos que sujetan las bridas al cilindro, cada brida esta sujeta por 6 pernos de 3/8" x 1", grado 5 de rosca basta. Las condiciones se dan para una conexión reutilizable.

La carga ejercida sobre las bridas es de 2975,31 lbf pero se supone una carga de 3000 lbf, la carga esta dividida en los 6 pernos que se supone que se encuentran espaciados uniformemente alrededor del perímetro.

Carga por perno= 500lbf

P_i = precarga del tornillo,

Para conexiones reutilizables $P_i = 0.75 P_p A_t$

$P_p = S_p A_t$

$S_p = 85$ ksi para un tornillo grado 5
 $A_t = 0.0775$ pulg²

$P_p = (85 \text{ ksi}) (0.0775 \text{ pulg}^2)$

$P_p = 6587.5$ lbf

$P_i = 0.75 (6587.5 \text{ lbf})$

$P_i = 4940.65$ lbf

Carga máxima que el perno puede soportar, suponiendo un factor de seguridad de 3.

$$P_{\max,b} = \frac{A_t S_p - P_i}{n_{sb} C_k}$$

$$P_{\max,b} = \frac{(0.0775 \text{ pulg}^2) (85 \text{ e } 3 \text{ psi}) - (4940.65 \text{ lbf})}{(3) (0.3498)}$$

$$P_{\max,b} = 1589.34 \text{ lbf}$$

La carga máxima antes que ocurra una separación es.

$$P_{\max,i} = \frac{P_i}{n_{si} (1 - C_k)}$$

$$P_{\max,i} = \frac{4940.62 \text{ lbf}}{(3) (1 - 0.3498)}$$

$$P_{\max,i} = 2532.87 \text{ lbf}$$

De esta forma se garantiza que la falla por separación no ocurrirá antes de la falla del perno.

5.2.2 Diseño preliminar del porta rodamiento

El porta rodamientos se diseña utilizando el software Solid Edge V18, ver figura 35, el diseño de este busca que pueda albergar dos rodamientos de contacto angular ubicados en proyección, este es construido en acero al carbón AISI SAE

1045, ver características del material en anexos. Se selecciona este material por su resistencia y bajo costo en el mercado.

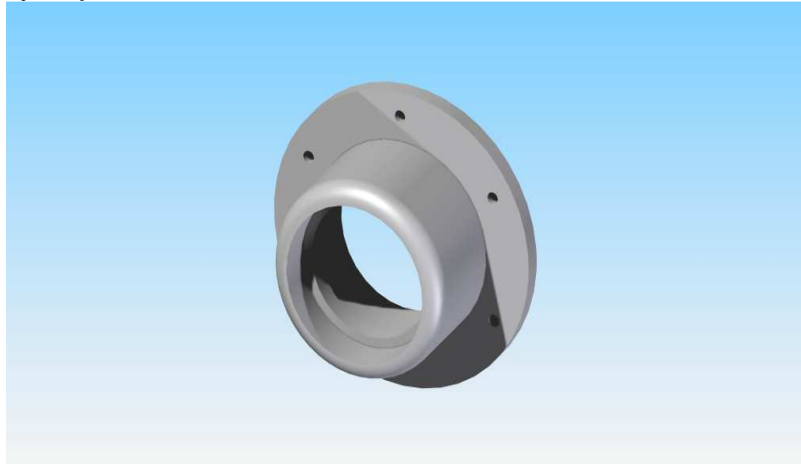


Figura 35, Porta Rodamiento, Fuente, López William.

5.3 SIMULACION # 3 EN ANSYS

El propósito de esta simulación es conocer los esfuerzos y deformaciones en el porta rodamientos propias de las condiciones de trabajo a las que estará sometido, tales como el empuje del tornillo sobre los rodamientos y las reacciones del tornillo sobre el.

Piezas presentes en la simulación.

1. Porta Rodamiento.

5.3.1 Ambiente de Trabajo Térmico Estructural

El ambiente de trabajo de este modelo consta de los siguientes parámetros, ver figura 36, donde se muestran las reacciones del tornillo de prensado sobre el, la fuerza de empuje y la temperatura de trabajo de 100°C

Aceleración gravitacional $\rightarrow x=0, y=0, z= 9.81 \text{ m/s}^2=386,089 \text{ in/s}^2$

Material = AISI SAE 1045

Fuerza 1 = 13344,7 N

Fuerza 2 = 13345,6 N

Fuerza 3 = 13345,6 N

Temperatura = 100°C

Frictionless support

Fixed Support

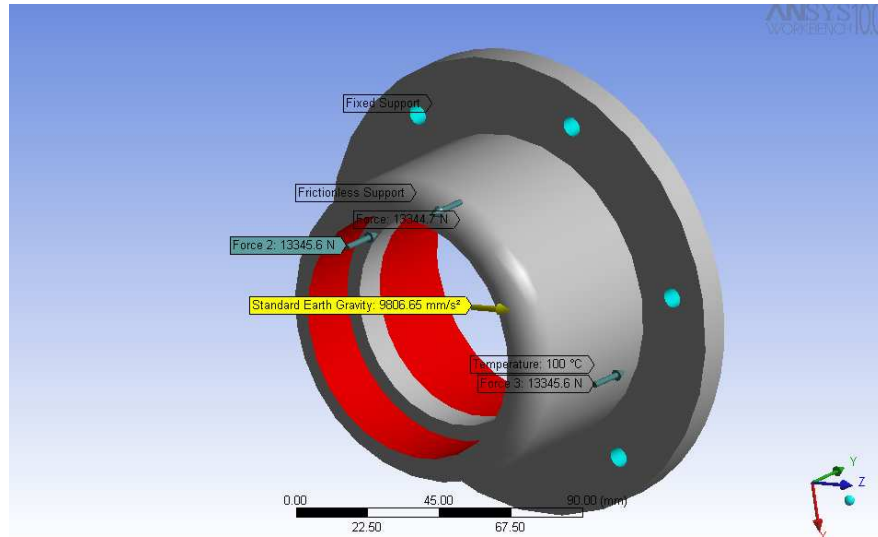


Figura 36, Ambiente de trabajo simulación # 3, fuente, López William.

5.3.2 Resultados de la simulación # 3

5.3.2.1 Esfuerzos de Von Mises en la Simulación # 3

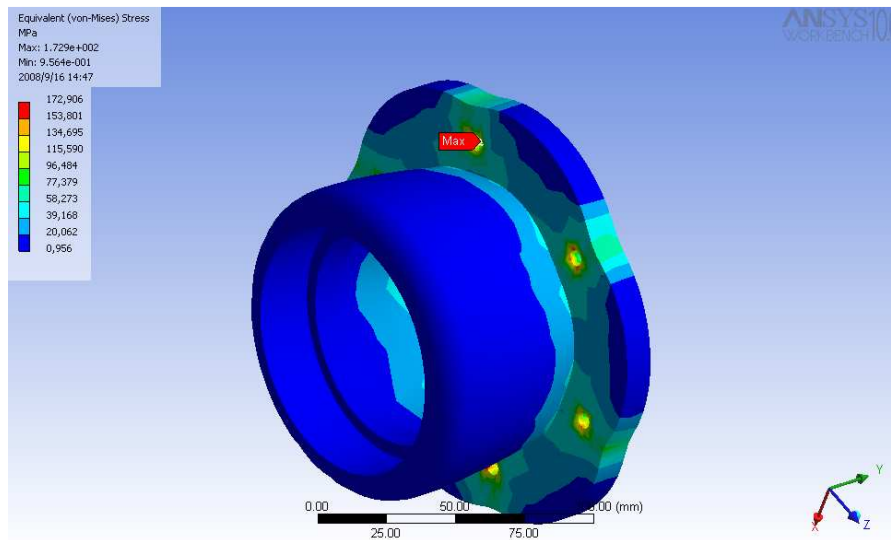


Figura 37, Esfuerzos de Von Mises en el Porta Rodamientos de la Simulación # 3, Fuente, López William

En la figura 37 se muestran los esfuerzos según la teoría de Von Mises y el esfuerzo máximo de 172,90 Mpa que se ubica en los agujeros de los pernos. Valor Máximo= 172,90 Mpa

5.4.2.2 Esfuerzo por Cortante Máximo en la Simulación # 3

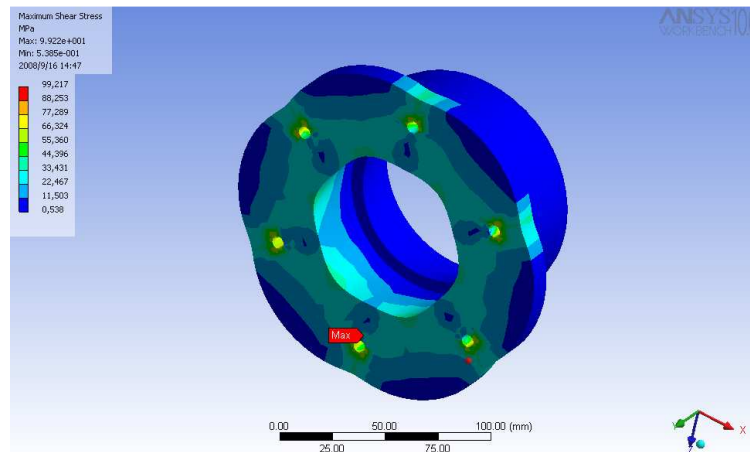


Figura 38, Esfuerzo por Cortante Máximo en el Porta Rodamientos bajo carga termo estructural, Fuente, López William.

En la figura 38 se muestran los esfuerzos cortantes sobre el porta rodamientos y el esfuerzo cortante máximo de 99,21 Mpa que se ubica en los agujeros de los pernos.

Valor Máximo= 99,21 Mpa

5.4.2.3 Deformación Total en la Simulación # 3

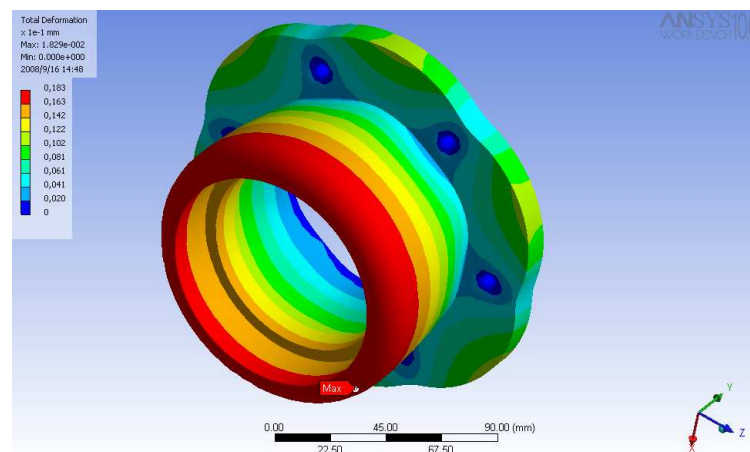


Figura 39, Deformación total en el Porta Rodamientos bajo carga termo estructural, Fuente, López William.

En la figura 39 se observa la deformación total y la deformación mayor de 0,0183 mm que se ubica en la parte donde soporta el rodamiento exterior, esto se debe a que en este lugar el espesor es menor como resultado del redondeo que allí presenta la pieza.

Valor Máximo = 0,0183 mm

6. DISEÑO DE LA BRIDA CON CONTRA CONO

La función de esta parte es conducir la masa comprimida hacia la salida y realizar a su vez la segunda etapa de extracción del aceite, esta zona de extracción presenta agujeros de 1mm de diámetro, se determino esta medida debido a que por procesos de manufactura fue imposible perforar la pieza con brocas de 0,5mm a raíz del espesor de la pieza y dureza del acero AISI SAE 1045 con el que fue construida.

Es importante realizar una segunda etapa de extracción debido a que el producto después de pasar por la primera zona de extracción aun presenta un elevado porcentaje de aceite.

6.1 DISEÑO PRELIMINAR DE LA BRIDA CON CONTRA CONO

El diseño preliminar CAD se realizo utilizando el software Solid Edge V18, ver figura 40, teniendo en cuenta las apreciaciones anteriores se fabrica de acero al carbón AISI SAE 1045, debido a su buena resistencia y bajo costo en el mercado En un extremo se acopla al cilindro de extracción con 6 pernos de $\frac{1}{4}$ ", ver figura 40 y en el otro extremo con 2 pernos de $\frac{3}{8}$ ", al actuador hidráulico, ver figura 41.

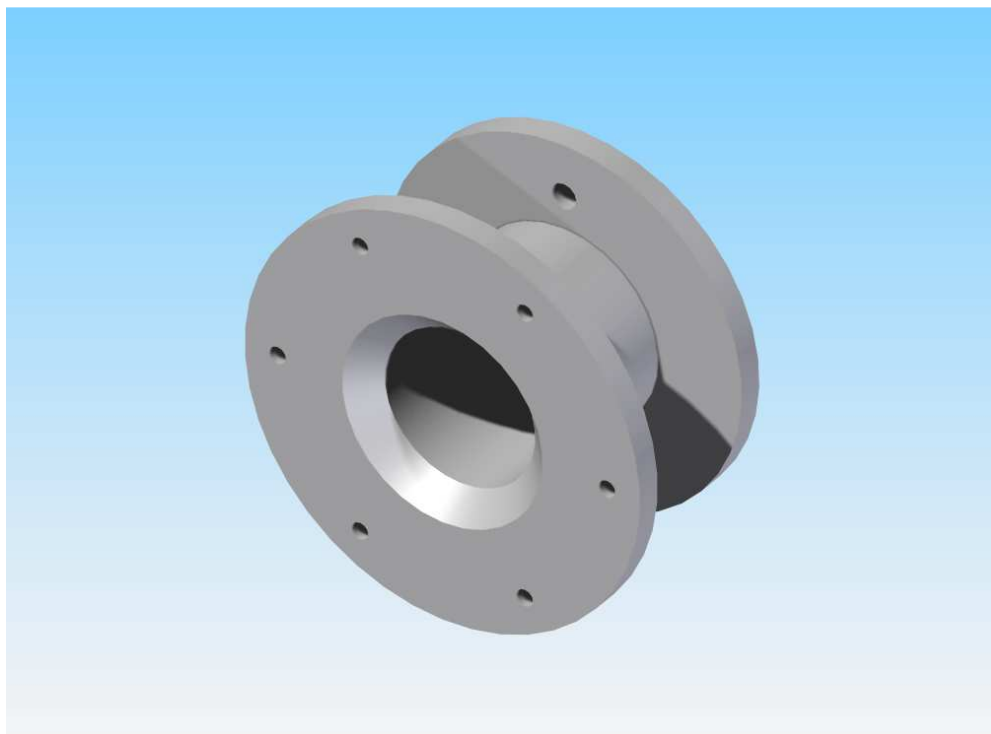


Figura 40, Brida con Contra Cono vista frontal, Fuente, López William.

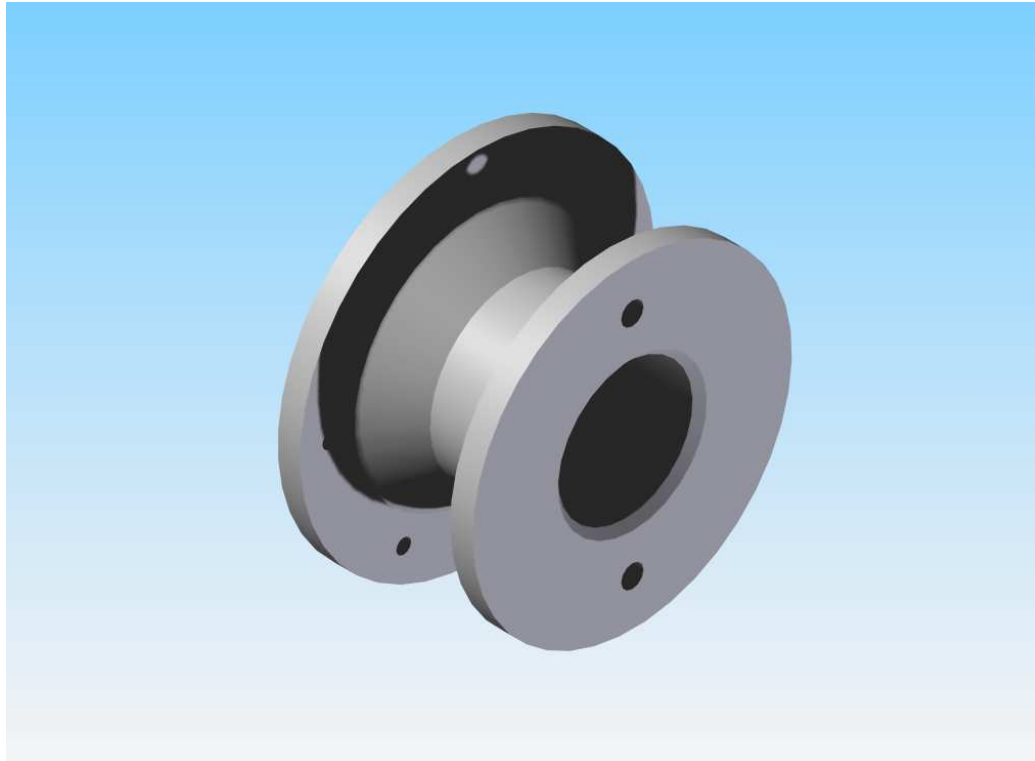


Figura 41, Brida con Contra Cono posterior, Fuente, López William.

6.2 SIMULACION # 4 EN ANSYS

Piezas presentes en la simulación.

1. Brida con Contra Cono

6.2.1 Ambiente de trabajo Térmico estructural en la Simulación # 4

El ambiente de trabajo de este modelo consta de los siguientes parámetros, ver figura 42, donde se muestran las cargas de una situación real de trabajo para esta pieza.

Aceleración gravitacional $\rightarrow x=0, y=0, z= 9.81 \text{ m/s}^2=386,089 \text{ in/s}^2$

Presion 1= 1500 psi

Temperatura1 = 212°F

Temperatura 2= 89,6°F

Frictionless support

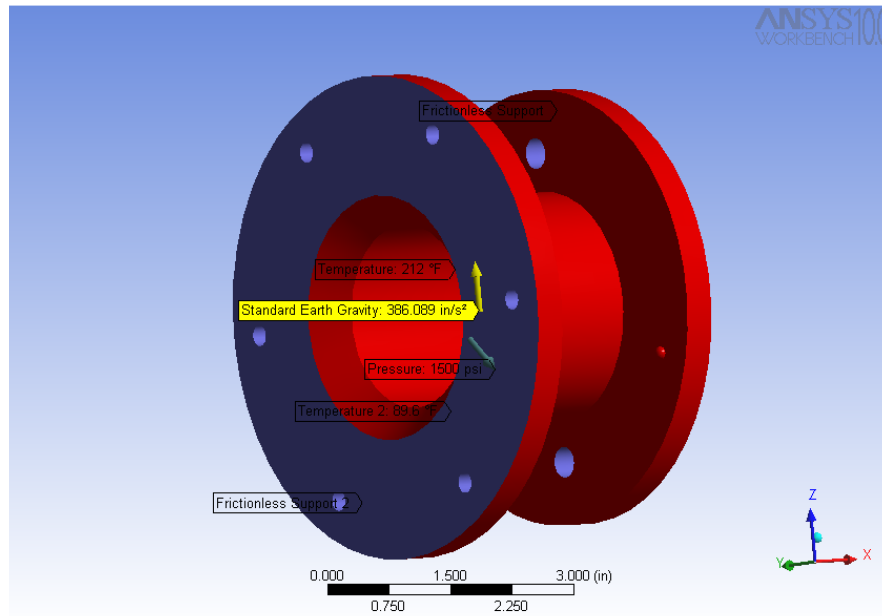


Figura 42, Ambiente de trabajo simulación # 4, fuente, López William.

6.3.2 Resultados de la simulación # 4

6.3.2.1 Esfuerzos de Von Mises en la Simulación # 4

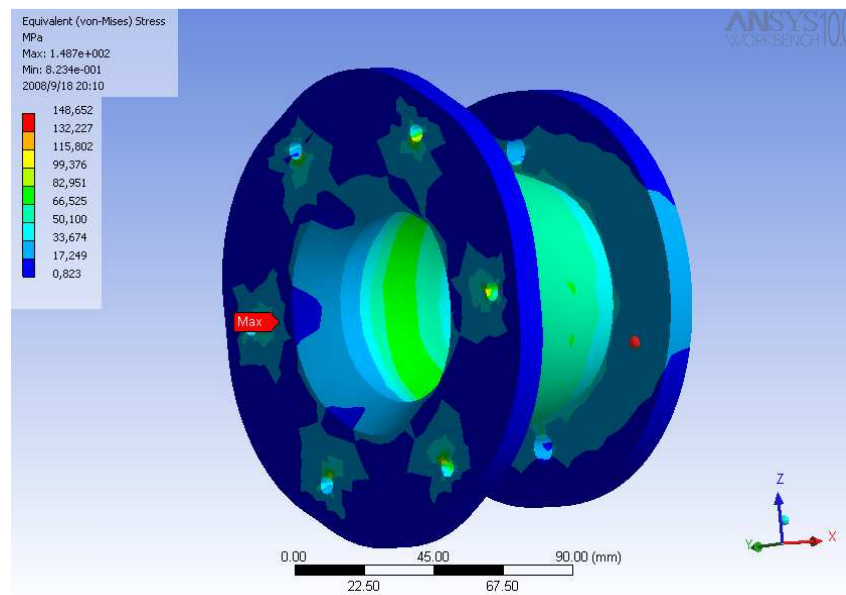


Figura 43, Esfuerzos de Von Mises en Brida con Contra Cono bajo carga termo estructural, fuente, López William

En la figura 43 se observan los esfuerzos según la teoría de von mises sobre la pieza, en esta se realizan los esfuerzos mayores sobre los agujeros que sujetan la brida contra el cilindro de extracción y a pesar que el esfuerzo principal es de 148,65 Mpa, este esta muy por debajo del esfuerzo de fluencia del material.

Valor Máximo= 148,65 Mpa

6.3.2.2 Esfuerzo por Cortante Máximo en la Simulación # 4

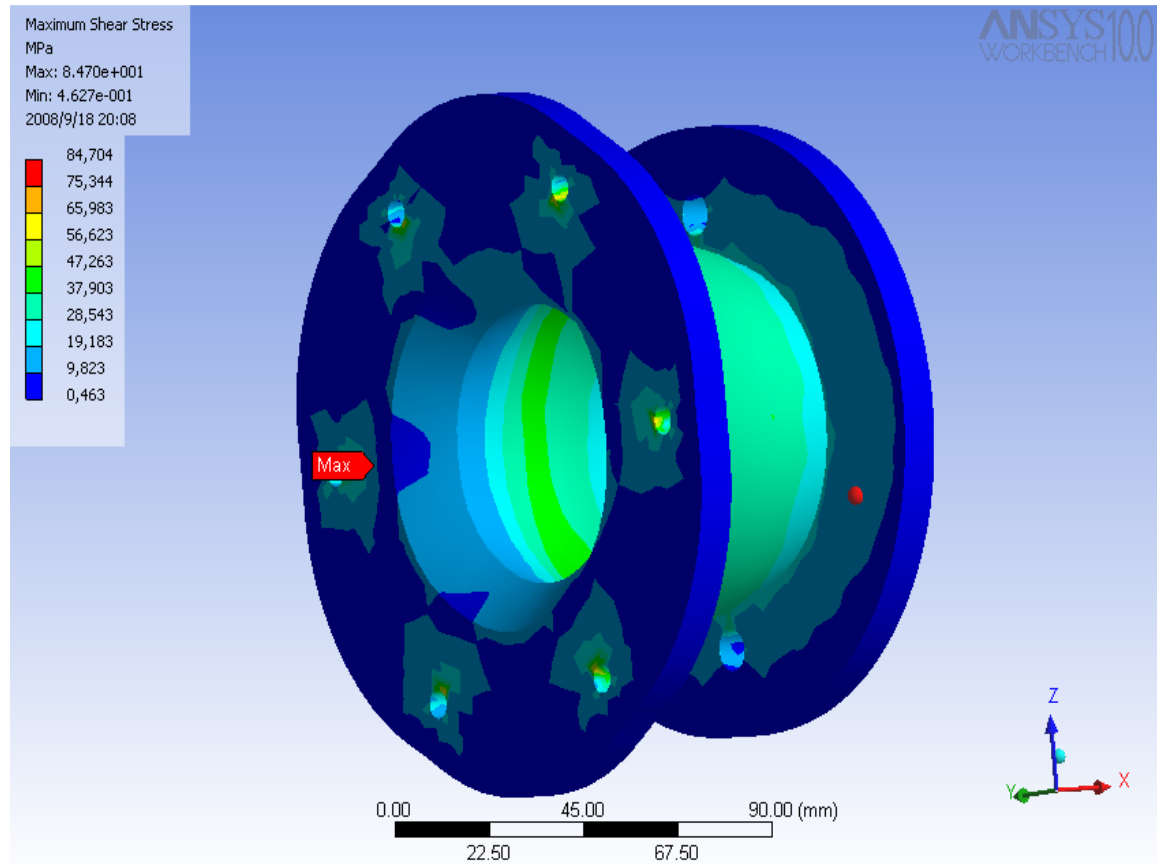


Figura 44, Esfuerzo por Cortante Máximo en Brida con Contra Cono bajo carga termo estructural, Fuente, López William.

en la figura 44 se muestran los esfuerzos cortantes sobre la brida y se ve claramente que el valor principal se encuentra en el concentrador de esfuerzos de los agujeros que la sujetan al cilindro de extracción.

Valor Máximo= 84,70 Mpa

6.3.2.3 Deformación Total en la Simulación # 4

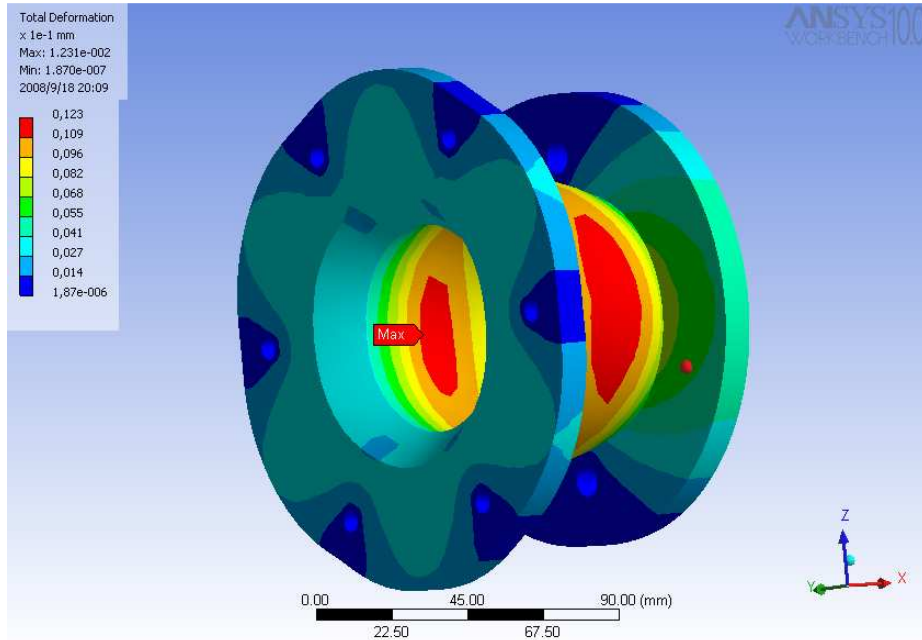


Figura 45, Deformación total en Brida con Contra cono bajo carga termo estructural, Fuente, López William.

En la figura 45 se muestra la deformación total de la brida bajo cargas termo estructural, en ella se ve claramente que la mayor deformación de 0,0123 mm se encuentra en la parte cilíndrica de la zona de extracción de aceite donde se encuentra perforada.

La deformación para la pieza en estos valores es aceptable.

Valor Máximo = 0,0123 mm

7. DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRAULICO

El sistema hidráulico está diseñado con el fin de generar mediante energía hidráulica un movimiento lineal en el actuador (cilindro hidráulico), a una fuerza de mínimo 3000 ibf, con el fin de generar una oposición o restricción a la salida del material de desecho del proceso de extracción de aceite, esta restricción u oposición aumentará la presión dentro del cilindro de extracción, todo esto con el fin de aumentar el tiempo en que las semillas estén sometidas a presión, para aumentar la eficiencia en el proceso de extracción de aceite.

El primer paso es crear un croquis del sistema hidráulico en donde muestre la distribución de los elementos principales y sus elementos de control como los son: ver figura 46.

1. Un tanque donde se almacenara el aceite hidráulico.
2. Un filtro de succión para evitar las impurezas en el sistema.
3. Una bomba hidráulica y un motor eléctrico, para impulsar el aceite hidráulico.
4. Un manómetro para visualizar la presión en el sistema.
5. Una válvula de alivio para regular la presión en el sistema.
6. Un filtro de descarga para mantener el tanque libre de impurezas.
7. Una válvula direccional 4-2, para realizar el avance y retroceso del actuador hidráulico.
8. Un actuador hidráulico para transmitir la fuerza hidráulica generada en el sistema.

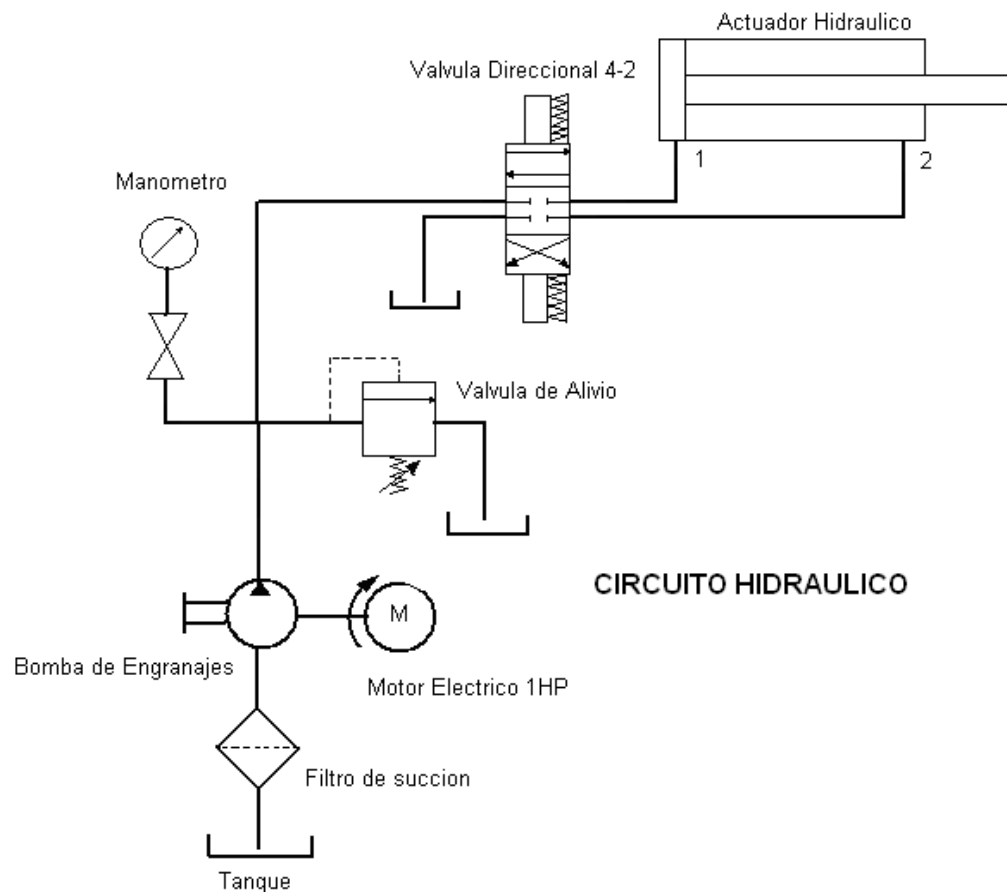


Figura 46, Croquis del circuito hidráulico, Fuente, López William.

Teniendo el croquis del circuito hidráulico se recurre a establecer las condiciones o parámetros de operación para el cálculo de la presión necesaria, el caudal y la velocidad de avance del pistón en el cilindro hidráulico con el fin de hacer una selección de componentes existentes en el mercado.

- 1- Se requiere que el pistón ejerza una fuerza de empuje mínima de 3000 lbf.
- 2- Se requiere que la velocidad de avance del pistón sea de mínimo 0.1 m/s, para garantizar una respuesta rápida del sistema.
- 3- Se requiere que la carrera del pistón sea de 76.2 mm, para comodidad del ensamblaje
- 4- El sistema funcionara con un motor eléctrico de 1 Hp a 1725 rpm, este motor se selecciona por disponibilidad de el en la Universidad Pontificia Bolivariana, Seccional Bucaramanga.

7.1 CALCULOS DE LOS PARAMETROS OPERACIONALES

Se comienza el cálculo tomando como base un cilindro hidráulico con las siguientes características.

Carrera= 76.2 mm = 3 pulg

Diámetro interno del cilindro= 25.4 mm = 1 pulg

$$A_{\text{interna}} = \pi (r)^2$$

$$A_{\text{interna}} = \pi (0.5 \text{ pulg})^2$$

$$A_{\text{interna}} = 0.785 \text{ pulg}^2$$

Tomando la fuerza requerida de empuje del pistón como 3000 lbf, se obtiene la presión requerida por el sistema.

$$P = \frac{F}{A_{\text{interna}}} = \frac{F}{\pi (r)^2}$$

$$P = \frac{3000 \text{ lbf}}{0.785 \text{ pulg}^2}$$

$$P = 3821.65 \text{ psi}$$

Tomando la velocidad lineal de avance del pistón como 0.1 m/s o 236.22 pulg/min, se obtiene el caudal requerido por el sistema.

$$Q = (V_{\text{avance}}) (A_{\text{interna}})$$

$$Q = (236.22 \text{ pulg/min}) (0.785 \text{ pulg}^2)$$

$$Q = 185.43 \text{ pulg}^3/\text{min}$$

7.2 SELECCIÓN DE LA BOMBA Y LAS VALVULAS

La bomba seleccionada es una bomba de engranajes externos de referencia (1L03DE10R) marca ROQUET con las siguientes características, ver figura 48.

Bomba	1L03DE10R
Cilindrada (pulg ³ /rev)	0.12
Cilindrada (cc/rev)	2
Presión cont (psi)	3990
Presión cont (bar)	275
Presión int (psi)	4350
Presión int (bar)	300
RPM a presión cont	5000
Max RPM	6000

Tabla # 4, Características de la bomba de engranajes externos 1L03DE10R, López William.

Para esta bomba el caudal y la fuerza de empuje con un motor a 1725 rpm es:

$$Q = (\text{cilindrada}) (\text{RPM}_{\text{motor}})$$

$$Q = (0.12 \text{ pulg}^3) (1725 \text{ rpm})$$

$$Q = 207 \text{ pulg}^3/\text{min} > \text{caudal de diseño} = 185,43 \text{ pulg}^3/\text{min}$$

$$F = (P_{\text{max}}) (A_{\text{interna}})$$

$$F = (3990 \text{ psi}) (0.785 \text{ pulg}^2)$$

$$F = 3133.73 \text{ lbf} > \text{fuerza de empuje de diseño} = 3000 \text{ lbf}$$

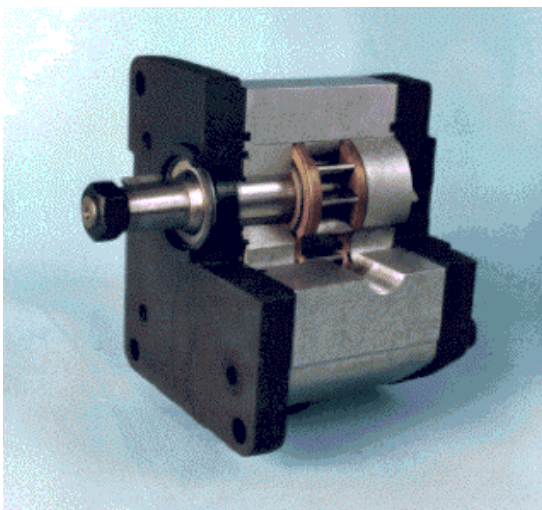
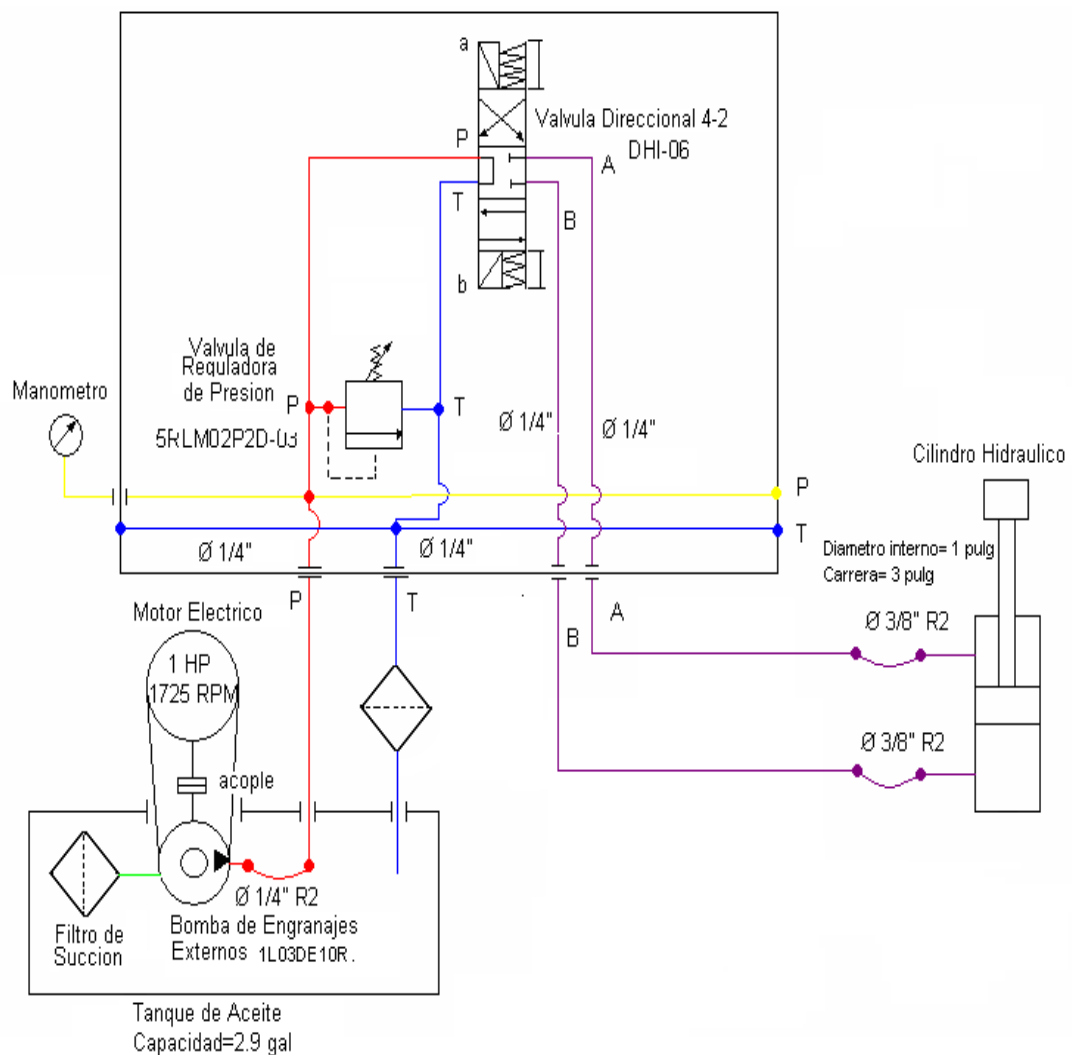


Figura 48, Bomba de engranajes externos 1L03DE10R, fuente, www.roquet.es.

Para los elementos de control se selecciono una válvula reguladora de presión o de alivio serie 0704 a 275 bar de referencia 5RLM02P2D-03, marca ROQUET, y una válvula direccional 4-2 de referencia DHI-06, marca ATOS spa, ver manuales en Anexos.

7.3 PLANO DEL CIRCUITO HIDRAULICO

En el plano hidráulico se muestran los componentes finales del circuito, además de los diámetros de las tuberías, ver plano 1.



Plano 1, Circuito Hidráulico, Fuente, López William.

8. ANALISIS DE LA INFLUENCIA DE LA PRESION EN EL PROCESO DE EXTRACCION DE ACEITE.

Para determinar la influencia de la presión en la eficiencia de extracción, se diseña una prueba en la cual se analice la eficiencia de la maquina construida para tres presiones promedio.

Tomando la prueba realizada en el laboratorio se determino que la primera presión a la que se debía iniciar las pruebas debía ser de 800 Psi, luego se estableció una presión de 1200 Psi teniendo en cuenta que al disminuir la velocidad de giro del motor se lograría esta presión y por ultimo se decidió hacer la tercera prueba a la presión máxima que la maquina lograra alcanzar.

La velocidad de giro se definió en 40 rpm debido a que se contaba con un moto reductor de 5 Hp y esta velocidad a la salida para realizar las pruebas.

Para obtener la presión que se presentaba en el sistema se ubico en el cilindro de extracción un transductor de presión GEFRAN a 5000 Psi, ver figura 49.



Figura 49, Transductor de Presión GEFRAN fuente, GEFRAN melt Sensor Installation Guide.

se debe tener en cuenta que se pretende una posterior automatización del sistema y es por esto que para realizar las pruebas se recurrió a hacer el control del sistema hidráulico manualmente.

8.1 PRUEBA A 800 Psi

Para esta prueba se selecciono una muestra de 2 kg de semilla de algodón molida con un porcentaje de humedad del 5%, en esta prueba la semilla se precalentó a 60 °C. estos datos de temperatura y humeada se decidieron a partir de pruebas realizadas con diversas semillas por la empresa Industrias Acuña que fue el lugar donde se realizaron las pruebas.

Se determino la cantidad de 2 kg debido a que la maquina debe alcanzar un régimen de funcionamiento.

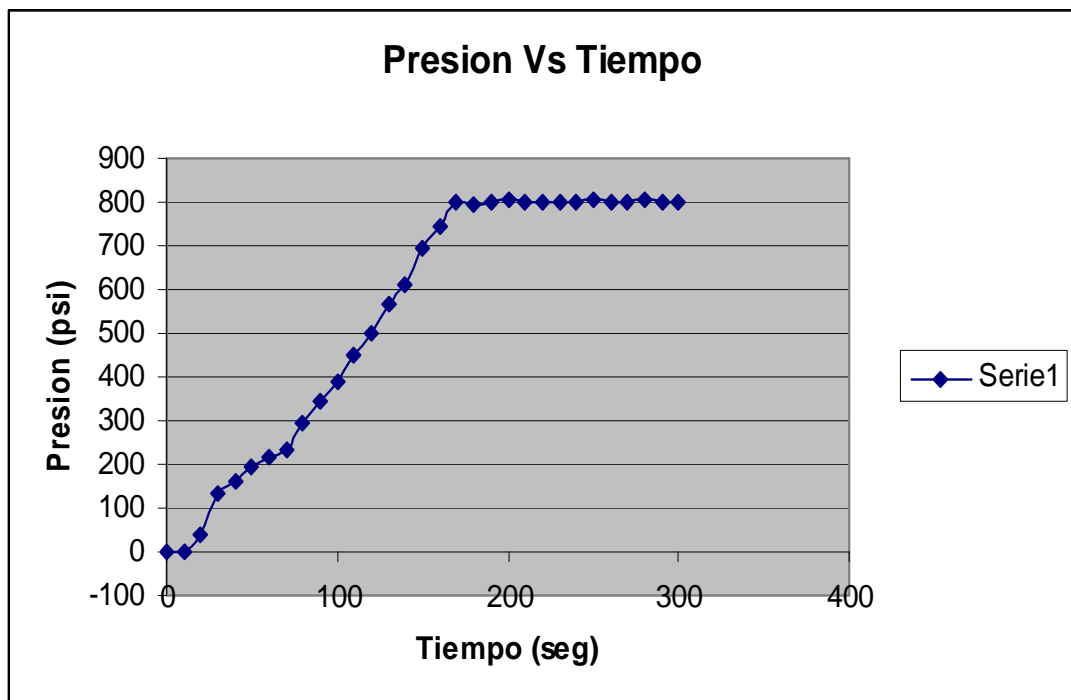
Se determino que las revoluciones de la maquina serian 40 rpm utilizando un motor de 5 hp.

8.1.1 Resultados de la prueba a 800 psi

Para 2 kg de semilla de algodón se obtuvo 80 gr en peso de aceite igual a un 4% en peso de aceite.

El Porcentaje promedio de impregnación de la maquina fue igual al 1%, y se obtuvo después de realizar la limpieza de la maquina y pesar el aceite encontrado en ella para luego compararlo con el preso del aceite extraído y el material de desecho.

El total de aceite extraído en esta prueba fue de un 5% en peso.



Grafica 1, Presión Vs Tiempo de prueba a 800 psi de presión promedio, Fuente, López William.

En la grafica 1, se muestra la variación de la presión a través del tiempo de la prueba, se ve claramente que el sistema alcanzo la presión de 800 Psi a alrededor de los 180 segundos, a partir de ese momento se comienza abrir y a cerrar la salida del producto para mantener la presión aproximadamente estable en 800 Psi.

8.2 PRUEBA A 1200 Psi

Para esta prueba se selecciono una muestra de 2 kg de semilla de algodón molida con un porcentaje de humedad del 5%, en esta prueba la semilla se precalentó a 60 °C.

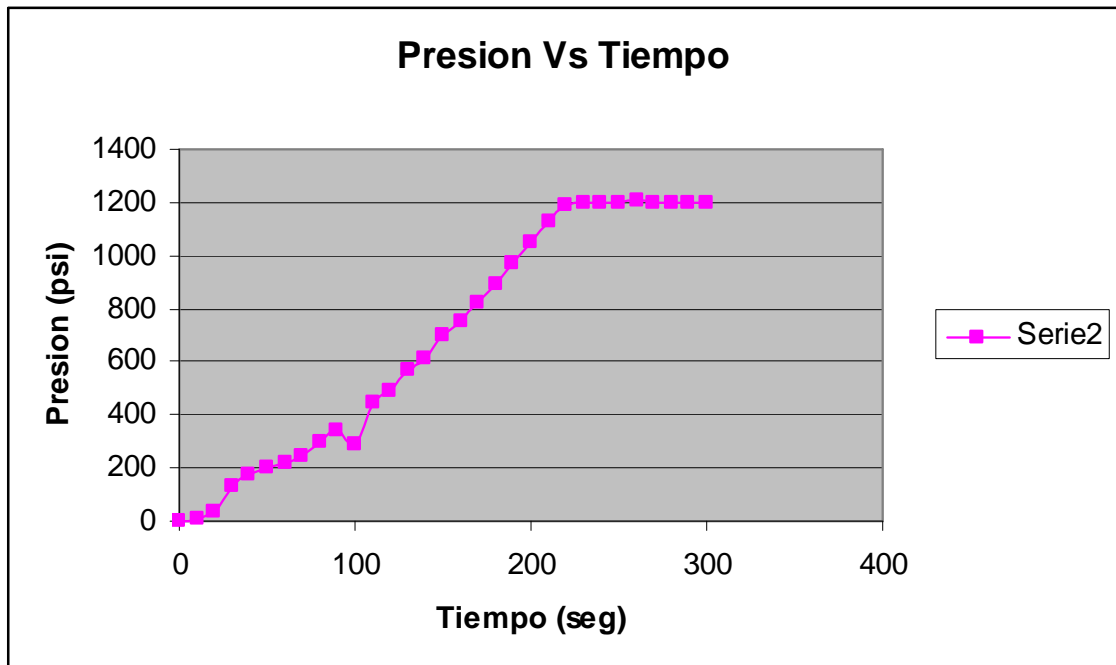
Se determino que las revoluciones de la maquina serian 40 rpm utilizando un motor de 5 hp.

8.2.1 Resultados de la prueba a 1200 psi

Para 2 kg de semilla de algodón se obtuvo 110 gr en peso de aceite igual al 5.5% de peso en aceite.

El porcentaje promedio de impregnación de la maquina fue igual al 2 %, y se obtuvo después de realizar la limpieza de la maquina y pesar el aceite encontrado en ella para luego compararlo con el peso del aceite extraído y el material de desecho.

El total promedio de aceite extraído fue del 7.5% en peso.



Grafica 2, Presión Vs Tiempo de prueba a 1200 psi de presión promedio, Fuente, López William.

En la grafica2 se muestra la variación de la presión en la prueba a través del tiempo, en ella se ve que el tiempo que tardo el sistema en alcanzar la presión de 1200 Psi fue de aproximadamente 220 segundos, y a partir se ahí se comenzó a controlar la salida del producto, con el fin de mantener la presión estable en 1200 Psi.

8.3 PRUEBA A MAXIMA PRESION DE FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA

Para esta prueba se selecciono una muestra de 5 kg de semilla de algodón molida con un porcentaje de humedad del 5%, en esta prueba la semilla se precalentó a 60 °C. Se determino los parámetros de temperatura y humedad de acuerdo con las pruebas realizadas anteriormente.

La cantidad de semillas se estableció con el propósito de mantener un mayor tiempo la maquina funcionando.

Se determino la cantidad de 5 kg debido a que la maquina debe alcanzar un régimen de funcionamiento y se considera que para que alcance su máxima presión de funcionamiento se requiere de un mayor tiempo y mayor producto para procesar.

Se determino que las revoluciones de la maquina serian 40 rpm utilizando un motor de 5 hp. Se definió por disponibilidad de este en el lugar donde se realizaron las pruebas.

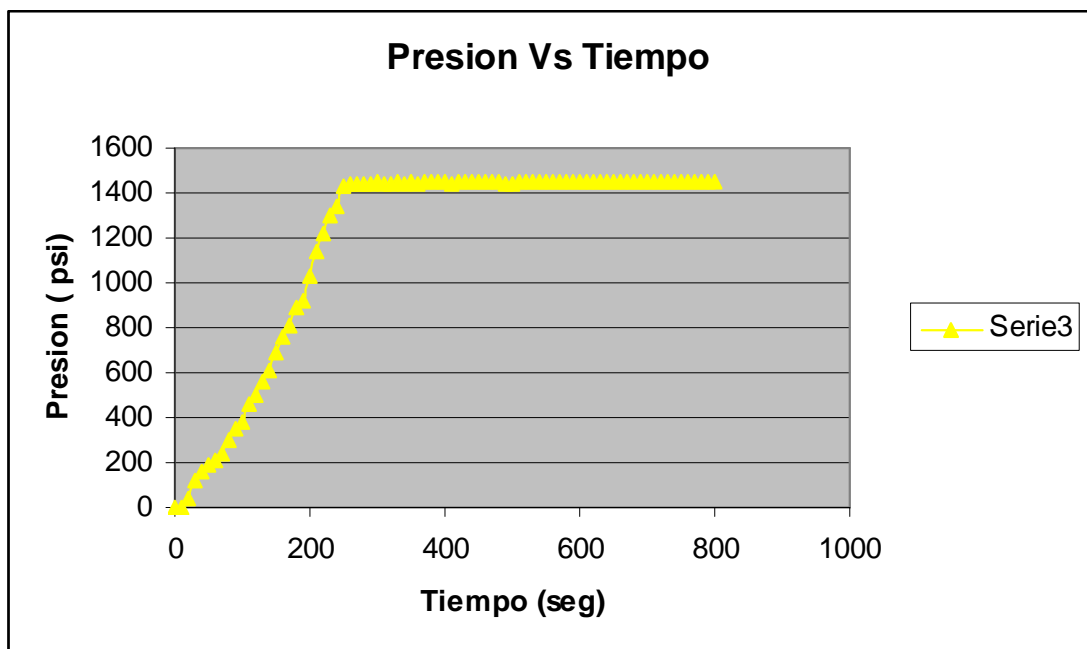
8.3.1 Resultados de la prueba

Para 5 kg de semilla de algodón se obtuvo 750 gr en peso de aceite igual 15% de peso en aceite.

El porcentaje promedio de impregnación de la maquina fue del 2 % y se obtuvo después realizar la limpieza de la maquina y pesar el aceite encontrado en ella para luego compararlo con el peso del aceite extraído y el material de desecho.

El total promedio de aceite extraído fue del 17 % en peso.

En la gráfica 3 se muestra la variación de la presión a través del tiempo de la prueba en ella se ve que la maquina alcanzo su máxima presión a los 300 segundos, durante ese tiempo estuvo cerrada la salida del producto y a partir de ahí fue necesario abrir y cerrar para evitar un atascamiento de la maquina debido a que esta requería de un mayor torque para aumentar la presión.



Grafica 3, Presión Vs Tiempo de prueba a máximo rendimiento de la maquina, Fuente, López William.

En la grafica 3 se muestra la variación de la presión a través del tiempo de la prueba, en ella se ve que la maquina alcanzo su máxima presión a los 300 segundos, durante ese tiempo estuvo cerrada la salida del producto, y a partir de ahí fue necesario abrir y cerrar para evitar un atascamiento de la maquina debido a que esta requería de un mayor torque para aumentar la presión.

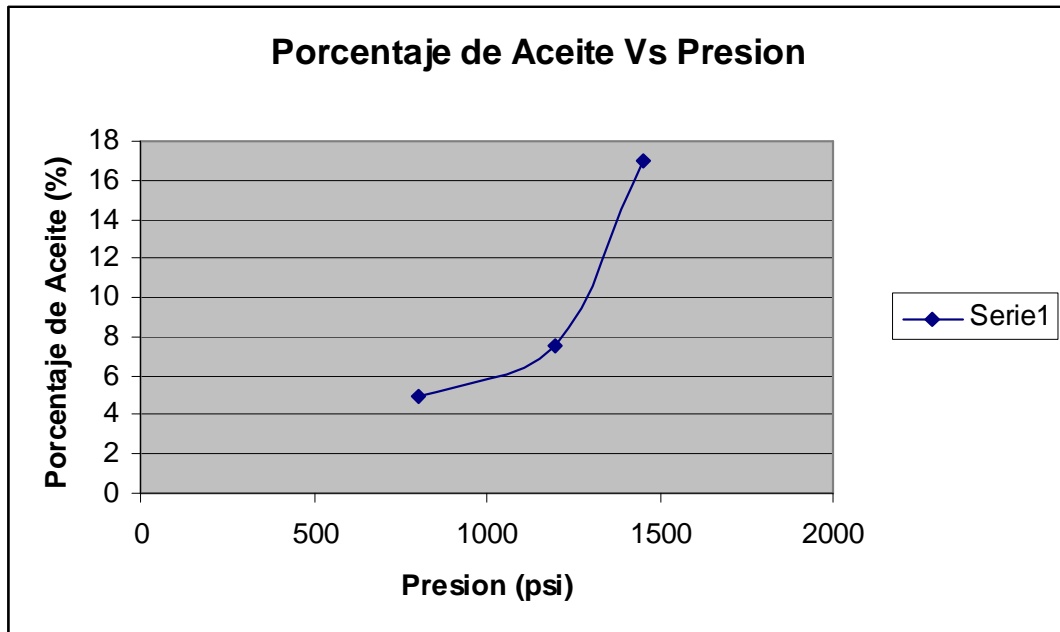
8.4 RESULTADOS DE LAS TRES PRUEBAS

Con las tres pruebas realizadas se logra comprender el comportamiento de la maquina y se determina que el tiempo necesario para alcanzar un régimen de funcionamiento de aproximadamente 220 segundo.

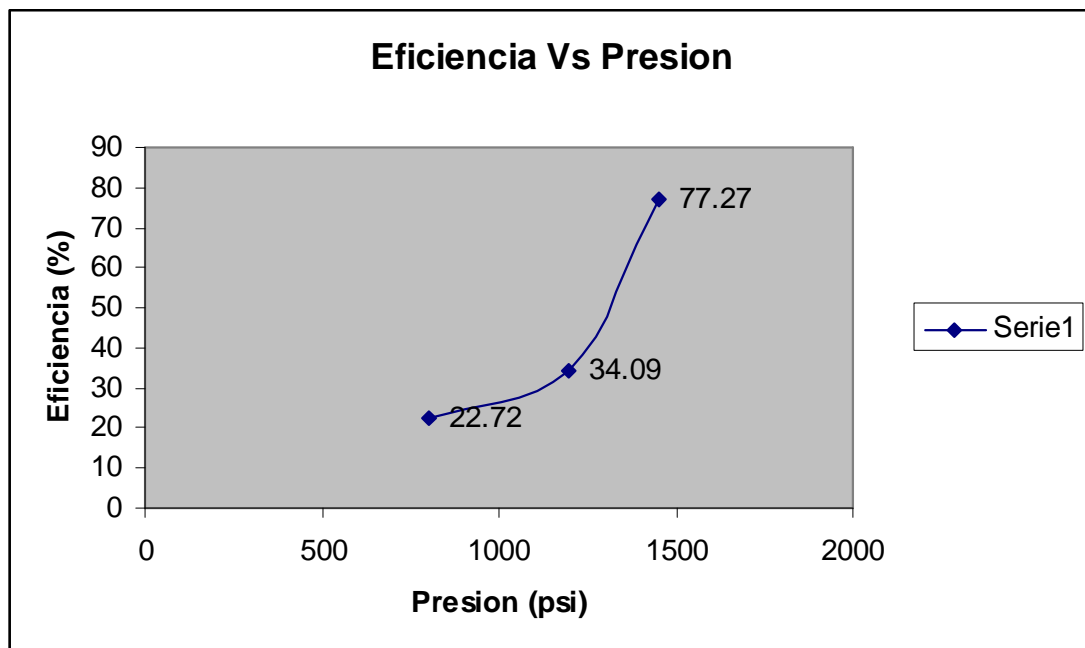
Se determina la presión máxima lograda por el sistema que es cercana a los 1500 psi que fue a los cuales se diseño el sistema.

De estas pruebas se determina el porcentaje de aceite extraído para cada una de ellas y se confirma que la eficiencia es directamente proporcional al aumento de la presión. Aunque se debe tener en cuenta que al aumentar la presión aumenta la temperatura de operación de la maquina, una temperatura alta en el proceso puede llegar a quemar el aceite extraído y cambiar sus características fisicoquímicas.

Los resultados obtenidos de las pruebas se muestran a continuación en forma de porcentaje de aceite extraído y eficiencia del sistema, se debe considerar que los valores toman en cuenta el porcentaje de impregnación de la maquina.



Grafica 4, Porcentaje de aceite extraído Vs Presión, Fuente, López William.



Grafica 5 , Eficiencia del sistema Vs Presión, Fuente, López William.

CONCLUSIONES

1. Se diseño y construyo un maquina para la extracción de aceite de algodón mediante prensado mecánico, con el cual se obtuvo aceite de esta semilla de algodón, el cual sirve como inicio de múltiples investigaciones en la Universidad Pontificia Bolivariana Seccional Bucaramanga.
2. Se determina que la presión a la que ocurre la ruptura de la celdas que almacenan el aceite en la semilla de algodón es de aproximadamente 800 Psi y que la presión máxima alcanzada por el sistema es de 1454 Psi
3. Al analizar las gráficas obtenidas de las pruebas realizadas a 800,1200 y 1500 psi, se determino que la maquina requiere de un tiempo mínimo para un régimen de funcionamiento que es cercano a los 4 minutos.
4. Se observa que la diferencia de 300 psi aproximadamente entre la prueba dos y tres, se ve bastante reflejada en términos de la eficiencia, concluyendo que la presión es un factor importante en el proceso de extracción de aceite al igual que la temperatura y el porcentaje de humedad de la semilla.
5. Se determino que la eficiencia máxima a la que llega la maquina utilizando como producto semillas de algodón es de 56.66 %, con un porcentaje de impregnación de la maquina del 2% aproximadamente.
6. se analiza y se determina que no solo es importante comprimir axialmente el producto variando el paso del tornillo, sino también comprimirlo radialmente con una conicidad en la raíz del tornillo para que la maza sea aun mas fácil de evacuar del sistema. Esto se establece después de realizar pruebas con distintas maquinas de su tipo, como expeller de palma.
7. Se estableció que el diámetro de los agujeros de las zonas de extracción debían ser menores a 0.5 mm, para minimizar (as impurezas en el aceite, esto se establece después de analizar el aceite y ver las impurezas que visualmente se detectaban.
8. Se determino que un precalentamiento previo de las semillas después de alcanzar el régimen de funcionamiento de la maquina es innecesario debido a que se alcanzan temperaturas de alrededor de los 100°C en el proceso.
9. Se encontró que es importante tener cuchillas raspadoras en el cilindro para romper la homogeneidad de la maza comprimida, ya que sin ellas es imposible realizar la compresión, por que la maza entra en inercia con el tornillo y no avanza.

RECOMENDACIONES

1. Se requiere de una limpieza exhaustiva de la maquina cada vez que se para su funcionamiento, debido a que si quedan residuos del producto dentro del cilindro, originara un atascamiento en su próxima puesta en servicio.
2. En caso de atascamiento en la maquina se recomienda desarmar la maquina y limpiarla totalmente, nunca se intente realizar ninguna otra maniobra.
3. Se recomienda no retirar las guardas de seguridad de la maquina cuando se encuentre funcionando, debido a que el aceite tiende a salpicar a alta temperatura

BIBLIOGRAFÍA

- BAILEY, A.E, Aceites y Grasas Industriales, Editorial Reverte, Pdf, Cap. I, p 4,1961
- BARRACO. Marc S. Oleohidráulica Básica y Diseño de Circuitos. Barcelona; Universidad Politécnica de Catalunya.1998.p43,47,57,85, 117.
- CASILLAS, A. Máquinas; cálculos de taller. 23° ed. Madrid: Máquinas. 643 p.
- HAMROCK, Bernard. Elementos de Máquinas, México: Me GRAW-HILL, 2000. 926p.
- HERNÁNDEZ, Carlos Rendimiento de la extracción por prensado en frío y refrigeración del aceite de la almendra del fruto de la palma corozo, Universidad de Carabobo, Valencia Venezuela. Pdf, P1-4,
- JO YA, Newman, Diseño y Simulación de *un* Molino Vibro Planetario, Universidad Pontificia Bolivariana Seccional Bucaramanga 2008,39p.
- MOLINA, Mario Rolando, Oxidación Acelerada de Aceite de Algodón, facultad de agroindustrias, universidad Nacional del Nordeste, Pdf, Argentina 2004.
- NORTON, Robert L, Diseño de Maquinas, PEARSON 1998,681p 894p,
- ROJAS, Hernán. Rodamientos. Bucaramanga: Universidad industrial de Santander, Dpto. Ingeniería Mecánica. 1984. p 47.p77.
- SPOTTS, M F, Elementos de Maquinas, PEARSON 1998, 292p, 627p.

WEBGRAFIA

- www.roquet.es
- <http://www.skf.com.co>
- <http://www.rnatweb.com>
- <http://www.e-campo.com>
- <http://www.techniforum.com>
- <http://www.savo;apower.com43ÍodiEs.htrril>
- <http://www.etsimo.unjovi-es/usr/fblanco/EXAMEN.NoMetalícos.JUNIO.200>

ANEXOS

AISI 4140 Steel, normalized at 870°C (1600°F), air cool ed, 13 mm (0.5 in.) round

Categories: [Metal](#); [Ferrous Metal](#); [Alloy Steel](#); [AISI 4000 Series Steel](#); [Low Alloy Steel](#); [Carbon Steel](#); [Medium Carbon Steel](#)

Material Notes: Normalized: heated to 815°C, air cooled. Medium-c carbon steel with high hardenability and good fatigue, abrasion and impact resistance.

Key Words: AFNOR 40 CD 4, AFNOR 42 CD 4 (France), ASTM A322, ASTM A331, ASTM A505, ASTM A519, ASTM A646, B.S. 708 A 42 (UK), B.S. 708 M 40 (UK), B.S. 709 M 40 (UK), JIS SCM 4 H, JIS SCM 4, SS14 2244 (Sweden), MIL SPEC MIL-S-16974, SAE J404, SAE J412, SAE J770, DIN 1.7225, UNS G41400, AMS 6381, AMS 6382, AMS 6390, AMS 6395, IS 1570 40Cr1Mo28, IS 4367 40Cr1Mo28, IS 5517 40Cr1Mo28

Vendors: [Click here to view all available suppliers for this material.](#)

Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.85 g/cc	0.284 lb/in ³	

Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	302	302	
Hardness, Knoop	328	328	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Rockwell B	99.0	99.0	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Rockwell C	32.0	32.0	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Vickers	319	319	Converted from Brinell hardness.
Tensile Strength, Ultimate	1020 MPa	148000 psi	
Tensile Strength, Yield	675 MPa	97900 psi	
Elongation at Break	17.8 %	17.8 %	in 50 mm
Reduction of Area	48.2 %	48.2 %	
Modulus of Elasticity	205 GPa	29700 ksi	Typical for steel
Bulk Modulus	140 GPa	20300 ksi	Typical for steel
Poissons Ratio	0.290	0.290	Calculated
Machinability	65.0 %	65.0 %	Based on AISI 1212 as 100% machinability.
Shear Modulus	80.0 GPa	11600 ksi	Typical for steel

Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	0.0000220 ohm-cm	0.0000220 ohm-cm	specimen hardened and tempered; 20°C (68°F)
	0.0000263 ohm-cm @Temperature 100 °C	0.0000263 ohm-cm @Temperature 212 °F	specimen hardened and tempered
	0.0000326 ohm-cm @Temperature 200 °C	0.0000326 ohm-cm @Temperature 392 °F	specimen hardened and tempered
	0.0000475 ohm-cm @Temperature 400 °C	0.0000475 ohm-cm @Temperature 752 °F	specimen hardened and tempered
	0.0000646 ohm-cm @Temperature 600 °C	0.0000646 ohm-cm @Temperature 1110 °F	specimen hardened and tempered

Thermal Properties	Metric	English	Comments
CTE, linear	12.2 µm/m-°C @Temperature 0.000 - 100 °C	6.78 µin/in-°F @Temperature 32.0 - 212 °F	
	13.7 µm/m-°C @Temperature 20.0 - 400 °C	7.61 µin/in-°F @Temperature 68.0 - 752 °F	
	14.6 µm/m-°C @Temperature 20.0 - 600 °C	8.11 µin/in-°F @Temperature 68.0 - 1110 °F	
Specific Heat Capacity	0.473 J/g-°C @Temperature 150 - 200 °C	0.113 BTU/lb-°F @Temperature 302 - 392 °F	
	0.519 J/g-°C @Temperature 350 - 400 °C	0.124 BTU/lb-°F @Temperature 662 - 752 °F	
	0.561 J/g-°C @Temperature 550 - 600 °C	0.134 BTU/lb-°F @Temperature 1020 - 1110 °F	
Thermal Conductivity	33.0 W/m-K @Temperature 600 °C	229 BTU-in/hr-ft ² -°F @Temperature 1110 °F	
	37.7 W/m-K @Temperature 400 °C	262 BTU-in/hr-ft ² -°F @Temperature 752 °F	
	42.2 W/m-K @Temperature 200 °C	293 BTU-in/hr-ft ² -°F @Temperature 392 °F	
	42.6 W/m-K	296 BTU-in/hr-ft ² -°F	100°C

AISI Grade 18Ni (200) Maraging Steel, Annealed

Categories: [Metal](#); [Ferrous Metal](#); [Alloy Steel](#); [Low Alloy Steel](#); [Carbon Steel](#); [Low Carbon Steel](#); [Maraging Steel](#)

Material Notes: **Applications:** Bearings, Belleville springs, bolts, cannon recoil springs, rocket motor and missiles cases, couplings, load cells, flexures for guidance mechanisms of missiles, helicopter drive shafts, transmission shafts, fan shafts in commercial jet engines, aircraft wing components and forgings, aluminum die casting dies, cold forming dies, plastic molding dies, cores, pins, punches, and trim knees.

Key Words: maraging steels, UNS K92810, ASTM A538 (A), ASTM A579 grade 71

Vendors: [Click here to view all available suppliers for this material.](#)

Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	8.00 g/cc	0.289 lb/in ³	

Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	290	290	estimated, based on comparison with similar maraging steels.
Hardness, Knoop	311	311	estimated, based on comparison with similar maraging steels.
Hardness, Rockwell B	99.0	99.0	estimated, based on comparison with similar maraging steels.
Hardness, Rockwell C	30.0	30.0	estimated, based on comparison with similar maraging steels.
Hardness, Vickers	301	301	estimated, based on comparison with similar maraging steels.
Tensile Strength, Ultimate	965 MPa	140000 psi	
Tensile Strength, Yield	660 MPa	95700 psi	estimated, based on comparison with similar maraging steels.
Elongation at Break	17.0 %	17.0 %	estimated, based on comparison with similar maraging steels.
Reduction of Area	75.0 %	75.0 %	estimated, based on comparison with similar maraging steels.
Modulus of Elasticity	183 GPa	26500 ksi	
Bulk Modulus	140 GPa	20300 ksi	Typical for steel
Poissons Ratio	0.300	0.300	Calculated
Shear Modulus	70.0 GPa	10200 ksi	Estimated from elastic modulus

Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	0.0000174 ohm-cm	0.0000174 ohm-cm	Typical steel

Thermal Properties	Metric	English	Comments
CTE, linear	10.1 $\mu\text{m/m}\cdot\text{C}$ @Temperature 21.0 - 480 $^{\circ}\text{C}$		
Thermal Conductivity	25.3 W/m-K	176 BTU-in/hr-ft ² -F	20 $^{\circ}\text{C}$
	25.8 W/m-K	179 BTU-in/hr-ft ² -F	50 $^{\circ}\text{C}$
	27.0 W/m-K	187 BTU-in/hr-ft ² -F	100 $^{\circ}\text{C}$

Material Components Properties	Metric	English	Comments
Aluminum, Al	0.100 %	0.100 %	
Boron, B	0.00300 %	0.00300 %	
Carbon, C	<= 0.0300 %	<= 0.0300 %	
Cobalt, Co	8.50 %	8.50 %	
Iron, Fe	69.0 %	69.0 %	
Manganese, Mn	<= 0.100 %	<= 0.100 %	
Molybdenum, Mo	3.25 %	3.25 %	
Nickel, Ni	18.5 %	18.5 %	
Phosphorous, P	<= 0.0100 %	<= 0.0100 %	
Silicon, Si	<= 0.100 %	<= 0.100 %	
Sulfur, S	<= 0.0100 %	<= 0.0100 %	
Titanium, Ti	0.200 %	0.200 %	
Zirconium, Zr	0.0100 %	0.0100 %	

[References](#) for this datasheet.

Some of the values displayed above may have been converted from their original units and/or rounded in order to display the information in a consistent format. Users requiring more precise data for scientific or engineering calculations can click on the property value to see the original value as well as raw conversions to equivalent units. We advise that you only use the original value or one of its raw conversions in your calculations to minimize rounding error. We also ask that you refer to MatWeb's disclaimer and terms of use regarding this information. [Click here](#) to view all the property values for this datasheet as they were originally entered into MatWeb.

M1820A / 7364

AISI 1045 Steel, cold drawn, annealed, 19-32 mm (0.75-1.25 in) round

Categories: [Metal](#); [Ferrous Metal](#); [Carbon Steel](#); [AISI 1000 Series Steel](#); [Medium Carbon Steel](#)

Material Notes: Medium-carbon steel, can be hammer forged. Can be heat treated, flame or induction hardened, but not recommended for carburizing or cyaniding. AISI cross reference for JIS S45C and KS SM45C.

Key Words: AFNOR NF A35-553 XC45, AFNOR NF A35-554 XC48, DIN 1654 1.1192, DIN 1654 Cq45, DIN 17200 1.0503, AFNOR XC42, AFNOR XC42TS, AFNOR XC48TS, AFNOR NF A33-101 AF65C45, AFNOR NF A35-552 XC48H1, UNS G10450, ASTM A29, ASTM A108, ASTM A266 Class 3, ASTM A304, ASTM A311, ASTM A510, ASTM A519, AS 1442 K1045 (Australia), AS 1442 S1045, AS 1443 K1045, AS 1443 S1045, AS 1446 K1045, AS 1446 S1045, ASTM A568, ASTM A576, ASTM A682, ASTM A827, ASTM A830, FED QQ-S-635, FED QQ-S-700, FED QQ-W-461, MIL S-24093, MIL S-3039, BDS 6354 45G2A, BDS 6354 45G2K2, BDS 6354 45G2K3, GB 3078 45 (China), GB 3088 45, GB 699 45, YB 6 45B, DIN 17200 1.1191, DIN 17200 1.1201, DIN 17200 C45, DIN 17200 CK45, DIN 17200 Cm45, DIN 17200 GS-CK45, DIN 17212 1.1193, MIL S-46070, SAE J1397, SAE J403, SAE J412, BS 970 Part 1 O60A47 (U.K.), BS 970 Part 1 080A47, BS 970 Part 1 080M46, NBN 253-02 C45-3, NBN 253-06 C46, BDS 3492 45LI (Bulgaria), BDS 3492 45LII, BDS 3492 45LIII, BDS 5785 45, BDS 6354 45G2, ONORM M3108 C45SW (Austria), ONORM M3110 RC45, ONORM M3161 C45, NBN 253-02 C45-1 (Belgium), NBN 253-02 C45-2

Vendors: [Click here to view all available suppliers for this material.](#)

Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.85 g/cc	0.284 lb/in ³	

Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	170	170	
Hardness, Knoop	191	191	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Rockwell B	86.0	86.0	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Vickers	178	178	Converted from Brinell hardness.
Tensile Strength, Ultimate	585 MPa	84800 psi	
Tensile Strength, Yield	505 MPa	73200 psi	
Elongation at Break	12.0 %	12.0 %	In 50 mm
Reduction of Area	45.0 %	45.0 %	
Modulus of Elasticity	205 GPa	29700 ksi	Typical for steel
Bulk Modulus	140 GPa	20300 ksi	Typical for steel
Poissons Ratio	0.290	0.290	Typical For Steel
Machinability	65.0 %	65.0 %	Based on AISI 1212 steel. as 100% machinability
Shear Modulus	80.0 GPa	11600 ksi	Typical for steel

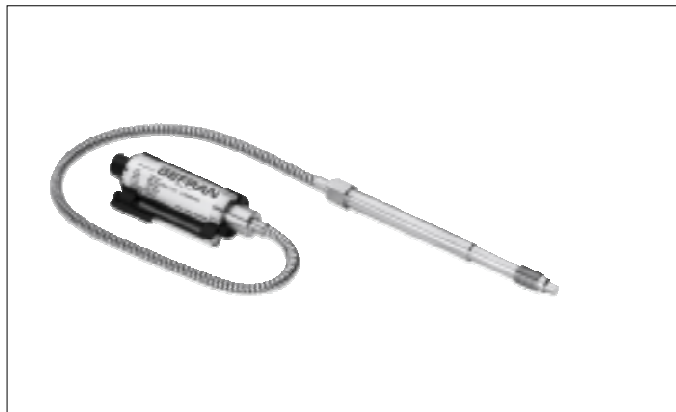
Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	0.0000162 ohm-cm	0.0000162 ohm-cm	annealed specimen; 0°C (32°F)
	0.0000223 ohm-cm @Temperature 100 °C	0.0000223 ohm-cm @Temperature 212 °F	annealed specimen

Thermal Properties	Metric	English	Comments
CTE, linear	11.5 µm/m-°C @Temperature 0.000 - 100 °C	6.39 µin/in-°F @Temperature 32.0 - 212 °F	
	13.0 µm/m-°C @Temperature 0.000 - 300 °C	7.22 µin/in-°F @Temperature 32.0 - 572 °F	
	14.0 µm/m-°C @Temperature 0.000 - 500 °C	7.78 µin/in-°F @Temperature 32.0 - 932 °F	
Specific Heat Capacity	0.486 J/g-°C	M1045B / 6937 0.116 BTU/lb-°F	annealed; 50-100°C (122-212°F)
Thermal Conductivity	49.8 W/m-K	346 BTU-in/hr-ft ² -°F	Typical steel

Material Components Properties	Metric	English	Comments
Carbon, C	0.420 - 0.500		
%	0.420 - 0.500		
%			
Iron, Fe	98.51 - 98.98		
%	98.51 - 98.98		
%			
Manganese, Mn	0.600 - 0.900		
%	0.600 - 0.900		
%			
Phosphorous, P	<= 0.0400 %	<= 0.0400 %	
Sulfur, S	<= 0.0500 %	<= 0.0500 %	

[References](#) for this datasheet.

Some of the values displayed above may have been converted from their original units and/or rounded in order to display the information in a consistent format. Users requiring more precise data for scientific or engineering calculations can click on the property value to see the original value as well as raw conversions to equivalent units. We advise that you only use the original value or one of its raw conversions in your calculations to minimize rounding error. We also ask that you refer to MatWeb's disclaimer and terms of use regarding this information. [Click here](#) to view all the property values for this datasheet as they were originally entered into MatWeb.



MAIN FEATURES

- Pressure ranges from:
0-35 to 0-2000 bar / 0-500 to 0-30000 psi
- Accuracy: $< \pm 0.25\%$ FSO (H); $< \pm 0.5\%$ FSO (M)
- Fluid-filled system for temperature stability
- Mercury filling volume:
MN0 (30mm³); MN1, MN2, MN3 (40mm³)
- 1/2-20UNF, M18x1.5 standard threads; other types available on request
- Other diaphragms available on request
- Autozero function on board / external option
- Drift Autocompensation function (SP version)
- Standard diaphragm is 15-5 PH stainless steel with GTP coating
- 17-7 PH corrugated diaphragm with GTP coating for ranges below 100 bar-1500 psi

GTP (advanced protection)

Coating with high resistance against corrosion, abrasion and high temperature

AUTOZERO FUNCTION

All signal variations in the absence of pressure can be eliminated by using the Autozero function.

This function is activated by closing a magnetic contact located on the transmitter housing.

The procedure is permitted only with pressure at zero.

AUTO-COMPENSATES INFLUENCE OF MELT TEMPERATURE

Thanks to internal self-compensation, the MSP series transmitter cancels the effect of pressure signal variation caused by variation of Melt temperature.

This reduces at the minimum the read error caused by heating of the filling fluid (typical of all sensors built with

“filled” technology).

The MN series of Gefran, are pressure transmitters for using in High temperature environment.

The main characteristic of this series is the capability to read temperature of the media up to 400°C.

The constructive principle is based on the hydraulic transmission of the pressure.

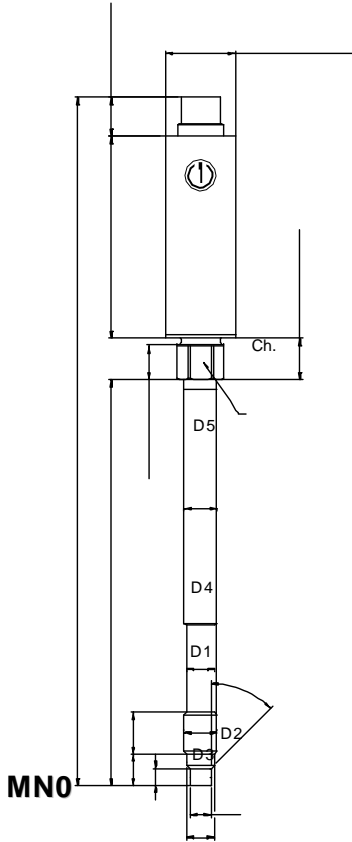
The fluid-filled system assures the temperature stability. The physical measure is transformed in an electrical measure by means of the strain-gauge technology.

TECHNICAL SPECIFICATIONS

Accuracy (1)	H $< \pm 0.25\%$ FSO (100...2000 bar) M $< \pm 0.5\%$ FSO (35...2000 bar)
Resolution	Infinite
Measurement range	0..35 to 0..2000bar 0..500 to 0..30000psi
Maximum overpressure (without degrading performances)	2 x FS 1.5 x FS above 1000bar/15000psi
Measurement principle	Extensimetric
Power supply	15...30Vdc N, C 10...30Vdc B, M
Maximum current absorption	25mA
Insulation resistance (at 50Vdc)	> 1000 MOhm
Output signal Full Scale (FSO)	5Vdc (M, H) - 10Vdc (N, L) 5,1Vdc (B) - 10,1Vdc (C)
Zero balance (tolerance $\pm 0.25\%$ FSO)	0Vdc (M, N, H, L) 0.1Vdc (B, C)
Zero signals adjustment (tolerance $\pm 0.25\%$ FSO)	“Autozero” function
Span adjustment within $\pm 5\%$ FSO	See Manual
Maximum allowed load	1mA
Response time (10...90% FSO)	~ 1ms
Output noise (RMS 10-400Hz)	$< 0.025\%$ FSO
Calibration signal	80% FSO
Output short circuit ingress and reverse polarity protection	YES
Voltage spike protection	> 2 KV burst test, to EN61000-4-4
CE conformity (89/336 direttive)	EMC Emissions EN61000-6-3 EMC Immunity EN61000-6-2 (10V/m)
Compensated temperature range	0...+85°C
Operating temperature range	-30...+105°C
Storage temperature range	-40...+125°C
Thermal drift in compensated range: Zero / Calibration / Sensibility	$< 0.02\%$ FSO/°C
Diaphragm maximum temperature	400°C / 750°F
Zero drift due to change in process temperature (zero)	0.02 bar/°C
Zero drift temperature for Autocompensated version (SP) within the temperature range 20°C-400°C inclusive the drift temperature of the housing	< 0.003 bar/°C $100 \leq p < 500$ bar $0.0014 \%FS/°C$ $p \geq 500$ bar
Thermocouple (model MN2)	STD: type “J” (isolated junction)
Protection degree (with 6-pole female connector)	IP65

MECHANICAL DIMENSIONS

ø26.5 [1.04"]

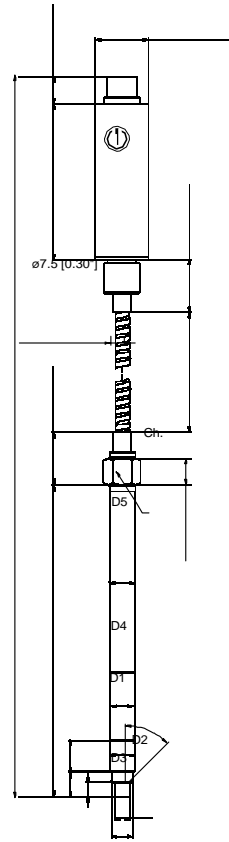


MNO



D1	1/2 - 20UNF
D2	ø7.8 -0.05 [ø0.31"-0.002]
D3	ø10.5 -0.025 [ø0.41"-0.001]
D4	ø10.67 [ø0.42"]
D5	ø12.7 [ø0.5"]
A	5.56 -0.26 [0.22"-0.01]
B	11.2 [0.44"]
C	15.74 [0.62"]
Ch	16 [5/8"]
	M18x1.5

ø26.5 [1.04"]

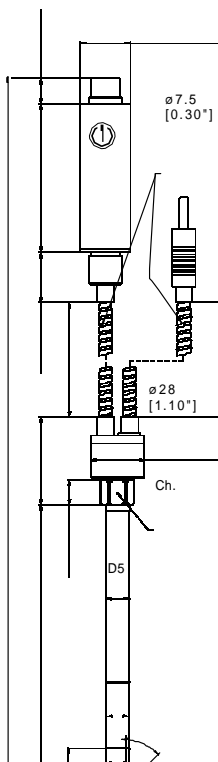


MN1



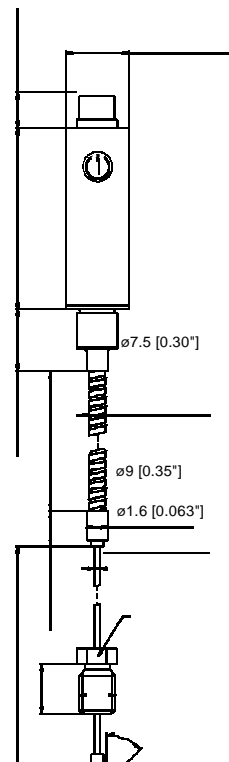
D1	ø10 -0.05 [ø0.394"-0.002]
D2	ø16 -0.08 [ø0.63"-0.003]
D3	ø16 -0.4 [ø0.63"-0.016]
D4	ø18 [ø0.71"]
D5	6 -0.26 [0.24"-0.01]
A	14.8 -0.4 [0.58"-0.016]
B	19 [0.75"]
C	19 [3/4"]
Ch	19 [3/4"]

ø26.5 [1.04"]



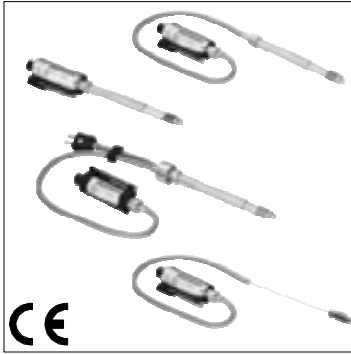
NOTE :
dimensions refer
to
rigid stem length

ø26.5 [1.04"]



**Capillare esposto
Exposed capillary**

D1	1/2-20UNF
D2	307/.305" [7.80/7.75mm]



MANUALE DI INSTALLAZIONE TRASDUTTORI / TRASMETTITORI DI PRESSIONE PER APPLICAZIONI CON ALTE TEMPERATURE

INSTALLATION MANUAL PRESSURE TRANSDUCERS / TRANSMITTERS FOR HIGH-TEMPERATURE APPLICATIONS

MONTAGEANLEITUNG DER MASSEDRUCKAUFNEHMER UND MASSEDRUCKMESSUMFORMER FÜR HOCHTEMPERATURANWENDUNGEN

MANUEL D'INSTALLATION TRANSDUCTEURS / TRANSMETTEURS DE PRESSION POUR APPLICATIONS AVEC HAUTES TEMPÉRATURES

Le serie di trasduttori / trasmettitori di Melt M e W misurano pressioni in ambienti ad alta temperatura. Funzionano utilizzando il principio della trasmissione idraulica della pressione allo strain gauge. L'osservanza delle indicazioni contenute nel seguente manuale consentirà di prolungare al massimo la durata del sensore.

The M and W series melt pressure transducers and transmitters measure pressure in high temperature locations by hydraulic transmission of the pressure signal to a strain gauge element. Following these instructions will ensure the maximum lifetime possible for the transducer.

Die Massedruckaufnehmer und Massedruckmessumformer der Serien M und W dienen zur Druckmessung in Umgebungen mit hoher Temperatur. Sie funktionieren nach dem Prinzip der hydraulischen Druckübertragung an den Dehnungsmessstreifen. Die Beachtung der in dieser Anleitung enthaltenen Hinweise garantiert die lange Lebensdauer des Sensors.

Les gammes des transducteurs/transmetteurs de Melt M et W mesurent les pressions dans des conditions de haute température. Ces appareils utilisent le principe de la transmission hydraulique de la pression vers le pont de jauge. Le respect des préconisations contenues dans le présent manuel permettra de prolonger au maximum la durée utile du capteur.

FORO DI INSTALLAZIONE

Kit di foratura

Per agevolare la corretta esecuzione della sede di montaggio, si offre un kit di foratura con gli utensili sagomati per le forature, alesature e maschiature necessarie. Al fine della funzionalità e della durata del trasduttore è necessario avere una perfetta sede di montaggio.

I kit di foratura sono disponibili nelle versioni: **KF12, KF18.**

Procedura di foratura

- Effettuare il foro (d4) fino ad una distanza dal foro pari alla somma di (a+b+c) (attrezzo 3)
- Effettuare il foro (d2) passante con la punta (attrezzo 1)
- Creare la sede di tenuta ad una distanza dal foro pari alla quota (a) (attrezzo 4)
- Realizzare, con maschio di sgrossatura, la filettatura 1/2-20UNF-2B (riconoscibile dal numero maggiore di filetti smussati per l'invito) (attrezzo 5)
- Ripassare con maschio di finitura la filettatura 1/2-20UNF-2B fino ad una distanza dal fondo pari alla somma di (a+b) (attrezzo 6)
- Alesare il foro (d2) con l'alesatore (attrezzo 2).

Verifica delle dimensioni della sede di montaggio

Le dimensioni della sede di montaggio devono essere verificate dopo l'esecuzione e prima del montaggio il trasduttore. Può essere utilizzato lo stelo di chiusura SC12/SC18, procedendo come segue:

- 1) Verniciare con apposito inchiostro la parte terminale dello stelo.
- 2) Lubrificare la parte filettata per evitare eccessivi attriti.
- 3) Inserire lo stelo di chiusura ed avvitare fino a battuta.
- 4) Rimuovere ed esaminare lo stelo.

La vernice dovrà essere intatta su tutto il resto della superficie, tranne che per le versioni a 45°.

THE TRANSDUCER MOUNTING HOLE

Drilling kit

A drilling kit with shaped tools for drilling, reaming and tapping is available to facilitate correct preparation of the assembly housing. The assembly housing must be perfect to assure proper transducer function and long life.

Drilling kits are available in the following versions: **KF12, KF18.**

Drilling procedure

- 1) Drill hole (d4) up to a distance from the hole equal to the sum of (a+b+c) (tool 3)
- 2) Drill hole (d2) passing with the tip (tool 1)
- 3) Create the seal housing at a distance from the hole equal to dimension (a) (tool 4)
- 4) With a roughing tap, create threading 1/2-20UNF-2B (recognizable from the greater number of threads beveled at the mouth) (tool 5)
- 5) With a finishing tap, go over threading 1/2-20UNF-2B up to a distance from the bottom equal to the sum of (a+b) (tool 6)
- 6) Ream hole (d2) with reamer (tool 2).

Check the dimensions of the assembly housing

The dimensions of the assembly housing have to be checked after preparation and before the transducer is installed.

To do this, use closing rod SC... as follows:

- 1) Coat the end of the rod with the appropriate ink.
- 2) Lubricate the threaded part to prevent friction.
- 3) Insert the closing rod and screw it fully down.
- 4) Remove the rod and examine it.

With the exception of 45° surfaces, the ink should be intact on the entire surface.

EINBAUBOHRUNG

Werkzeugsatz

Zum Erleichtern der exakten Ausführung der Anschlussbohrung ist ein Werkzeugsatz mit den zum Bohren, Ausreiben und Gewinde-bohren erforderlichen Werkzeugen erhältlich.

Die Anschlussbohrung muss zur Gewährleistung der Funktionsfähigkeit und langen Lebensdauer des Massedruckaufnehmers einwandfrei ausgeführt sein. Die Werkzeugsätze sind in den folgenden Versionen erhältlich: **KF12, KF18.**

Ausführung der Anschlussbohrung

- 1) Die Bohrung (d4) bis auf einen Abstand gleich der Summe der Strecken a+b+c ausführen (Werkzeug 3).
- 2) Den Durchgangsbohrung (d2) mit dem Bohrer (Werkzeug 1) ausführen.
- 3) Die Dichtfläche im Abstand (a) von der Bohrung herstellen (Werkzeug 4).
- 4) Mit dem Gewindevorschneider das Gewinde 1/2-20UNF-2B schneiden (erkennbar an der größeren Zahl von abgerundeten Gewindengängen) (Werkzeug 5).
- 5) Mit dem Fertigschneider das Gewinde 1/2-20UNF-2B bis auf Abstand (a+b) fertig schneiden (Werkzeug 6).
- 6) Die Bohrung (d2) mit der Reibahle (Werkzeug 2) ausreiben.

Kontrolle der Abmessungen der Anschlussbohrung

Die Abmessungen der Anschlussbohrung müssen nach der Anfertigung und vor dem Einbau des Massedruckaufnehmers kontrolliert werden. Hierzu kann der Verschlussbolzen SC... verwendet werden, indem man wie folgt vorgeht:

- 1) Mit dem hierfür vorgesehenen Farbstoff das Endstück des Verschlussbolzens anstreichen.
 - 2) Den gewindeten Teil schmieren, um die Reibung zu verringern.
 - 3) Den Verschlussbolzen einsetzen und bis zum Anschlag einschrauben.
 - 4) Den Verschlussbolzen wieder ausschrauben und kontrollieren.
- Mit Ausnahme der um 45° geneigten Flächen muss die Farbe auf der ganzen restlichen Oberfläche noch intakt sein.

ORIFICE D'INSTALLATION

Kit de perçage

Pour faciliter la réalisation correcte du siège de montage, un kit de perçage est disponible comme accessoire, avec les outils façonnés pour les perçages, alésages et taraudages nécessaires. Il est nécessaire d'avoir un siège de montage parfait aux fins de la fonctionnalité et de la durée du transducteur. Les kits de perçage sont disponibles dans les versions: **KF12, KF18.**







Procédure de perçage

- 1) Percer l'orifice (d4) jusqu'à une distance de l'orifice égale à la somme de (a+b+c) (outil 3)
- 2) Percer l'orifice traversant (d2) à l'aide de la mèche (outil 1)
- 3) Créer le logement d'étanchéité à une distance de l'orifice égale à la cote (a) (outil 4)
- 4) Au moyen du taraud à biseau, réaliser le filetage 1/2-20UNF-2B (reconnaisable par le nombre plus important de filets biseautés) (outil 5)
- 5) Au moyen du taraud de finition, repasser le filetage 1/2-20UNF-2B jusqu'à une distance de l'orifice égale à la somme de (a+b) (outil 6)
- 6) Aléser l'orifice (d2) à l'aide d'une aléreuse (outil 2).

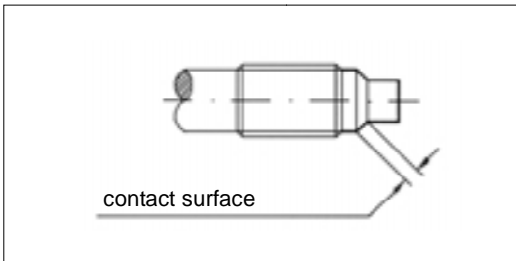
Vérification des dimensions du siège de montage

Les dimensions du siège de montage doivent être vérifiées après l'exécution et avant de monter le transducteur. Pour ce faire, on peut utiliser la tige de fermeture SC..., en procédant comme suit:

DRILLING TOOL KIT

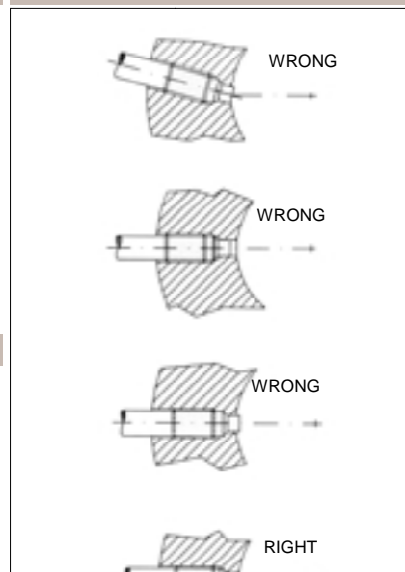
VERSION CODE	KF12	KF18
THREADING TYPE	1/2-20UNF-2B	M18x1.5
1	 Ø 7.6	Ø 9.75
2	 Ø 7.95	Ø 10.1
3	 Ø 13	Ø 20
4	 Ø 11.5 with pilot guide	Ø 16 with pilot guide
5	 1/2-20UNF-2B roughing	M18x1.5 roughing
6	 1/2-20UNF-2B finishing	M18x1.5 finishing

CORRECT TIGHTNESS



contact surface

CORRECT INSTALLATION



INSTALLAZIONE SENSORE

Procedura per l'installazione

1. Assicurarsi che la foratura di montaggio sia lavorata correttamente. Se si installa il sensore su una foratura già precedentemente utilizzata, assicurarsi che questa sia completamente pulita e priva di qualsiasi residuo di plastica
2. Rimuovere il cappuccio protettivo dalla punta del sensore
3. Lubrificare il filetto con un grasso anti-grippaggio, tipo Neverseez (Bostik), o C5A (Felpro) oppure equivalenti
4. Infilare il sensore nel foro assicurandolo saldamente, prima a mano e successivamente con una chiave inglese effettuando passi da 1/4 giro. La coppia di serraggio raccomandata è di 50 N-m; quella massima è di 56,5 N-m.

Rimozione (Figura 1)

Per rimuovere il trasduttore dalla propria sede e proseguire la lavorazione, sono disponibili steli di chiusura con identiche dimensioni meccaniche. Gli steli di chiusura si differenziano per tipo di filettatura e la pressione applicabile risulta per tutti pari a 2000bar. Lo stelo di chiusura è disponibile nelle versioni:

SC12 per sede da 1/2-20UNF - **SC18** per sede M18x1,5

Staffa di fissaggio (Figura 2)

I modelli con guaina flessibile richiedono un preciso fissaggio della custodia protezione del punto di misura. Per l'ancoraggio si consiglia l'impiego della staffa (SF18) tenendo presente che il punto di fissaggio deve essere esente da vibrazioni (che si ripercuotono sulla misura) ed in assenza di temperature superiori alla temperatura massima dello strain gauge housing dichiarata sul foglio tecnico del trasduttore.

Avviamento dell'estrusore

Con il trasduttore installato e senza applicare pressione, portare il sistema alla temperatura operativa. Attendere finché tutto il materiale sia alla stessa temperatura, per evitare che parti ancora allo stato solido danneggino il trasduttore.

Pulizia alloggiamento trasduttore

Attrezzatura pulizia sede

Come ricordato nelle note applicative, è necessario procedere alla pulizia dell'alloggiamento prima del montaggio del trasduttore. L'attrezzo di pulizia è un utensile a taglienti in metallo duro, appositamente realizzato per rimuovere residui di materiale delle lavorazioni precedenti.

Procedura consigliata (Figura 3)

L'operazione deve essere svolta con il materiale allo stato fluido.

- 1) Introdurre l'attrezzo nella sede, avvitare lo stelo portafresa normalmente con passi da 1/4 di giro.
- 2) Ruotare la fresa pilota in senso orario, fino al decadere di ogni resistenza al taglio.
- 3) Ripetere l'operazione descritta fino a totale pulizia.

Per ragioni costruttive la coppia massima applicabile alla fresa pilota è di 15 Nm (1,5 Kg/m). Nel caso l'occlusione del foro richieda coppie superiori per essere rimossa, deve essere usato il kit di foratura seguendo la procedura consigliata.

L'attrezzo di pulizia è disponibile nelle versioni: **CT12** per sede da 1/2-20UNF - **CT18** per sede M18x1,5

COLLEGAMENTO ELETTRICO E CALIBRAZIONE

Collegamenti

I trasduttori/trasmittitori devono essere collegati come da schema riportato nella pag. seguente. Per un migliore risultato in termini di immunità ai disturbi presenti in campo, la schermatura del cavo dovrà essere collegata come segue: Trasduttore - calza cavo collegata lato strumento / Trasmittitore - calza cavo collegata lato sensore

Procedura di taratura

Con il trasduttore installato e collegato allo strumento di misura senza applicare pressione, portare il sistema alla temperatura operativa. La taratura della catena di misura connessa al trasduttore si esegue in questo modo:

- 1) Azzerare l'indicazione sullo strumento per azzerare lo shift di zero della variazione di temperatura
 - 2) Effettuare la calibrazione dello strumento e far visualizzare allo strumento il valore indicato alla voce calibrazione sulla targhetta del trasduttore (80% del fondo scala)
 - 3) Se finite le operazioni descritte lo strumento non indica esattamente lo zero, ripetere i punti 1 e 2.
- In questo modo lo strumento è tarato per fornire l'esatta indicazione nell'unità ingegneristica scelta.

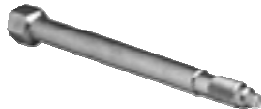


FIGURE 1



FIGURE 2

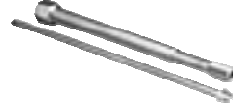


FIGURE 3

TRANSDUCER INSTALLATION

Installation procedure

1. Make sure the assembly drilling procedure was done correctly. If you install the sensor in a previously used hole, make sure the hole is completely clean and free of any plastic residue.
2. Remove the protective cap from the sensor point.
3. Lubricate the thread with non-grip grease such as Neverseez (Bostik), or C5A (Felpro), or equivalent.
4. Insert the sensor securely into the hole, first by hand and then with a wrench, 1/4 turn at a time. Recommended torque wrench setting: 50 N-m; maximum: 56.5 N-m.

Removal (Figure 1)

To remove the transducer from its housing and continue the procedure, closing rods with identical mechanical dimensions are available.

The closing rods differ by type of threading; applicable pressure is 2000 bar for all rods.

The closing rod is available in the following versions:

SC12 1/2-20UNF housing - **SC18** M18x1,5 housing

Brackets (Figure 2)

Models with flexible sheathing require precise fastening of the protective housing of the measurement point.

We recommend bracket (SF18) for fastening. Remember that the fastening point must be vibration-free (vibrations affect the measurement) and that temperatures must not exceed the maximum temperature for the strain gauge housing (as stated on the technical sheet for the transducer).

Starting the extruder

Bring the system to work temperature with the transducer installed and without any pressure applied.

Wait until all the material is at the same temperature to prevent any parts that are still solid from damaging the transducer.

Cleaning the transducer housing

Cleaning tool

As mentioned in the notes, the housing must be cleaned before the transducer can be installed.

The cleaning tool is a hard metal cutting tool specially designed to remove residues of previous work materials.

Recommended procedure (Figure 3)

The procedure must be conducted with the material in fluid state.

1) Insert the tool in the housing and screw down the cutting rod (normally a 1/4 turn at a time).

2) Turn the pilot cutter clockwise until there is no resistance to cutting.

3) Repeat the procedure until the housing is completely clean.

For constructive reasons, the maximum torque applicable to the cutter is 5 Nm (1.5 Kg/m). If the hole blockage requires higher torque for removal, use the drilling kit and follow the recommended procedure.

The cleaning tool is available in the following versions: **CT12** 1/2-20UNF housing - **CT18** M18x1,5 housing

WIRING AND CALIBRATION

Connections

The transducer/transmitters have to be connected as shown in the diagram on the next page. For greater immunity from field noise, connect the cable shield as follows: Transducer - cable sheathing connected on instrument side / Transmitter - cable sheathing connected on sensor side

Calibration procedure

Bring the system to work temperature with the transducer installed and connected to the measurement instrument without any pressure applied.

The measurement chain connected to the transducer is calibrated as follows:

- 1) Reset the indication on the instrument to reset the temperature variation zero shift.
- 2) Calibrate the instrument and have it display the calibration value shown on the transducer data plate (80% of full scale).
- 3) If the instrument does not exactly indicate zero, repeat points 1 and 2.

In this way, the instrument is calibrated to give the exact indication in the chosen engineering unit.

EINBAU DES SENSORS

Vorgehensweise für den Einbau

1. Sicherstellen, dass die Anschlussbohrung richtig realisiert wurde. Wenn der Sensor in eine schon zuvor verwendete Bohrung eingebaut wird, muss man sich vergewissern, dass diese Bohrung vollkommen sauber und völlig frei von Kunststoffrückständen ist.
2. Die Schutzkappe von der Spitze des Sensors nehmen.
3. Das Gewinde mit einem Gleitmittel wie z.B. Neverseez (Bostik), C5A (Felpro) o.ä. gegen Fressen schmieren.
4. Den Sensor in die Bohrung einsetzen und ihn zuerst mit der Hand und dann mit einem Engländer in Schritten von einer Viertel-Umdrehung fest einschrauben. Empfohlenes Anzugsdrehmoment: 50 Nm; maximale Anzugsdrehmoment: 56,5 Nm.

Ausbau (Abbildung 1)

Damit der Massedruckaufnehmer aus seinem Sitz ausgebaut und die Produktion trotzdem fortgesetzt werden kann, stehen Verschluss-bolzen mit identischen mechanischen Abmessungen zur Verfügung. Die Verschlussbolzen unterscheiden sich nur in Hinblick auf den Gewinde-typ und können alle bis zu einem Druck von maximal 2000bar eingesetzt werden. Die Verschlussbolzen sind in folgenden Versionen lieferbar:

SC12 für das Gewinde 1/2-20UNF - **SC18** für das Gewinde M18x1,5

Befestigungswinkel (Abbildung 2)

Die Modelle mit flexiblem Mantel benötigen eine präzise Befestigung des Schutzes des Messkopfs. Zum Befestigen empfiehlt sich die Verwendung des Befestigungswinkels (SF18), wobei zu beachten ist, dass der Befestigungspunkt frei von Vibrationen sein muss (da sie die Messung beeinflussen) und dass die Temperatur nicht die im technischen Datenblatt des Massedruckaufnehmers angegebene Höchsttemperatur des Gehäuses des Dehnungsmessstreifens überschreiten darf.

Ingangsetzen des Extruders

Nach Einbau des Massedruckaufnehmers das System ohne Druck auf Betriebstemperatur erwärmen. Abwarten, bis das gesamte Material die gleiche Temperatur hat, um eine Beschädigung des Massedruckaufnehmers durch noch festes Material zu verhindern.

Reinigung der Anschlussbohrung des Massedruckaufnehmers

Werkzeug für die Reinigung der Anschlussbohrung

Wie in den Gebrauchshinweisen erwähnt, muss die Anschlussbohrung vor dem Einbau des Massedruckaufnehmers gereinigt werden. Das Reinigungswerkzeug ist ein Schneidwerkzeug aus Hartmetall, das eigens zum Entfernen von Material-resten der vorherigen Prozesse konzipiert ist.

Empfohlene Vorgehensweise (Abbildung 3)

Das Material muss sich für diesen Vorgang noch im flüssigen Zustand befinden.

- 1) Das Werkzeug in die Anschlussbohrung einführen und den Fräserhalter in Schritten von 1/4 Umdrehung einschrauben.
 - 2) Den Führungsfräser im Uhrzeiger-sinn drehen, bis kein Schwerdrehmoment mehr festzustellen ist.
 - 3) Den beschriebenen Vorgang wiederholen, bis die Anschluss-bohrung vollständig sauber ist.
- Das maximal auf den Führungsfräser anwendbare Drehmoment ist konstruktions-technisch auf 15 Nm (1,5 kgm) festgelegt. Wenn wegen einer Verstopfung der Bohrung ein höheres Drehmoment zum Reinigen erforderlich ist, hierzu den Werkzeugsatz in der oben beschriebenen Weise verwenden. Das Reinigungswerkzeug ist in folgenden Ausführungen lieferbar: **CT12** für das Gewinde 1/2-20UNF - **CT18** für das Gewinde M18x1,5.

ELEKTRISCHER ANSCHLUSS UND KALIBRIERUNG

Anschlüsse

Die Messaufnehmer/Messumformer müssen nach dem Plan auf der nächsten Seite angeschlossen werden. Zur Verbesserung der Störfestigkeit muss der Schirm des Kabels wie folgt angeschlossen werden: Messaufnehmer - Kabelschirm auf der Geräteseite angeschlossen / Messumformer - Kabelschirm auf der Sensorsseite angeschlossen.

Einstellverfahren

Nachdem der Massedruckaufnehmer eingebaut und an das Messinstrument angeschlossen wurde, das System ohne Druck auf Betriebstemperatur erwärmen. Die Einstellung der an den Massedruck-aufnehmer angeschlossenen Messkette wird wie folgt ausgeführt:

- 1) Die Anzeige des Instrument nullstellen, um die Nullpunktabweichung aufgrund von Temperaturschwankungen zu nullen.
- 2) Das Instrument kalibrieren und so einstellen, dass es den auf dem Schild des Massedruckaufnehmers unter "Kalibrierung" angegebenen Wert anzeigt (80% des Endwerts).
- 3) Wenn das Instrument nach Abschluss dieser Arbeitsschritte nicht genau Null anzeigt, die Punkte 1 und 2

BRANCHEMENT ELECTRIQUE ET CALIBRATION

Branchements

Les transducteurs/transmetteurs doivent être branchés selon le schéma à la page suivante. Pour obtenir de meilleurs résultats en termes d'immunité contre les perturbations présentes sur le terrain, le blindage du câble doit être connecté comme suit : Transducteur - câblage connecté côté instrument / Transmetteur - câblage connecté côté capteur

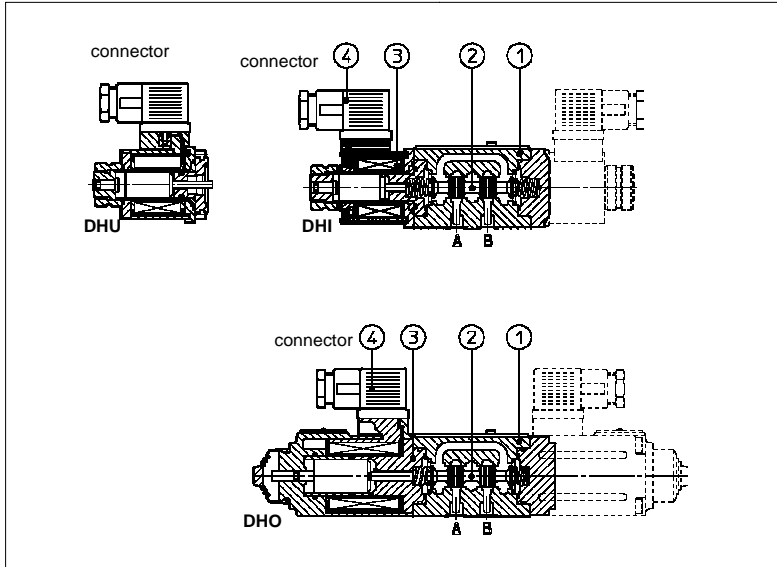
Procédure d'étalonnage

Avec le transducteur installé et raccordé à l'appareil de mesure sans appliquer de pression, amener le système à la température de fonctionnement. L'étalonnage de la chaîne de mesure connectée au transducteur s'effectue comme suit:

- 1) Mettre à zéro l'indication sur l'appareil pour remettre à zéro la dérive du zéro due à la variation de température
- 2) Effectuer la calibration de l'appareil et faire visualiser à l'appareil la valeur indiquée à " calibration " sur la plaquette du transducteur (80% de la pleine échelle)
- 3) Si, une fois terminées les opérations décrites, l'appareil n'indique pas exactement le zéro,

Solenoid directional valves type DHI, DHU, DHO

direct operated, ISO 4401 size 06



1 MODEL CODE

DHI - 0	63 1/2 /A - X	24 DC	**	/*
Directional control valves size 06 DHI-0 = solenoid OI for AC and DC supply DHU-0 = solenoid OU for DC supply DHO-0 = solenoid OO for DC supply			External supply voltage see section 00 = valve without coils (only for DHI and DHU).	Synthetic fluids WG = water glycol PE = phosphate ester Design number
Valve configuration, see table 61 = single solenoid, center plus external position, spring centered 63 = single solenoid, 2 external positions, spring offset 67 = single solenoid, center plus external position, spring offset 70 = double solenoid, 2 external positions, without springs 71 = double solenoid, 3 positions, spring centered 75 = double solenoid, 2 external positions, with detent 77 = double solenoid, center plus external position, without springs Other configurations are available on request.			X = without connector See note 2 at section for available connectors, to be ordered separately	
Spool type, see table	Options, see note 1 at section			

DHI, DHU and DHO are spool type, three or four way, two or three position direct operated solenoid valves designed to operate in oil hydraulic systems.

They are operated by wet and pressure sealed solenoid with manual override:

- OI solenoid suitable for AC and DC supply;
- OU solenoid for DC supply with improved performance;
- OO solenoid for DC supply with high performance.

Moving parts are protected, lubricated and cushioned in oil.

Shell-moulding casting machined by transfer lines and then cleaned by thermal deburring.

Optimized flow paths largely cored with extrawide channels to tank for low pressure drops.

Interchangeable spools available in a wide variety of configurations.

DHU and DHO valves can be supplied with optional devices for control of switching times.

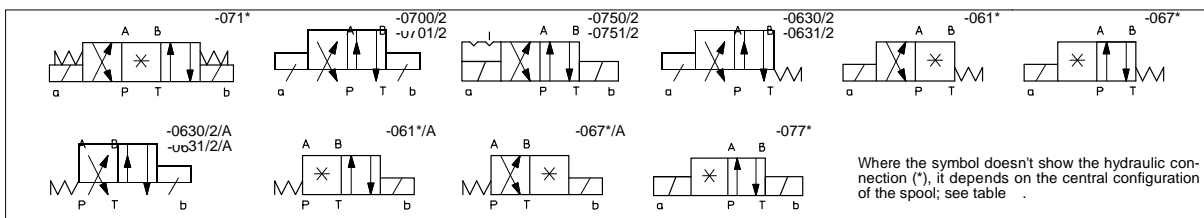
Standard electric/electronic connectors able to satisfy the requirements of modern machines for electric interfaces characteristics.

Coils are fully encapsulated (class H). In DHI and DHU, coils are easily replaceable without aid of tools.

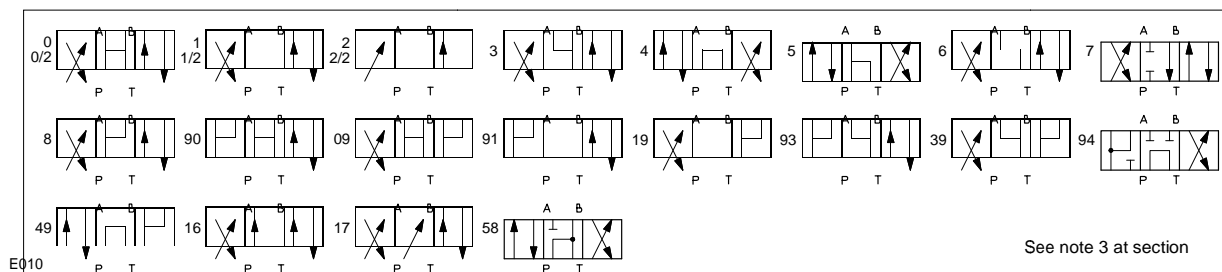
Rugged execution suitable for outdoor use.

Surface mounting ISO 4401 size 06.
Max flow up to 60 l/min for DHI/DHU and up to 80 l/min for DHO.
Max pressure: 350 bar.

2 CONFIGURATION



3 SPOOLS - for intermediate passages, see tab. E001.



4 MAIN CHARACTERISTICS OF DHI, DHU AND DHO DIRECTIONAL VALVES

Assembly position / location	Any position for all valves except for type - 070* (without springs) that must be installed with horizontal axis if operated by impulses
Subplate surface finishing	Roughness index $\sqrt{0.4}$ flatness ratio 0,01/100 (ISO 1101)
Ambient temperature	from -20°C to +70°C
Fluid	Hydraulic oil as per DIN 51524 535; for other fluids see section
Recommended viscosity	15 ÷ 100 mm ² /s at 40°C (ISO VG 15 ÷ 100)
Fluid contamination class	ISO 19/16, achieved with in line filters at 25 µm value to $\beta_{25} \geq 75$ (recommended)
Fluid temperature	-20°C +60°C (standard and /WG seals) -20°C +80°C (/PE seals)
Flow direction	As shown in the symbols of tables and
Operating pressure	Ports P,A,B: 350 bar; Port T: 120 bar for DHI; 210 bar for DHU and DHO; For versions with proximity switches (/FI/NC and /FI/NO versions) maximum counter pressure allowed on T port is 5 bar
Rated flow	See diagrams Q/Δp at section
Maximum flow	60 l/min for DHI and DHU; 80 l/min for DHO, see operating limits at section

4.1 Coils characteristics

Insulation class	H (180°C) Due to the occurring surface temperatures of the solenoid coils, the European standards EN563 and EN982 must be taken into account
Connector protection degree	IP 65
Relative duty factor	100%
Supply voltage and frequency	See electric feature
Supply voltage tolerance	± 10%

5 NOTES

1 Options

A = Solenoid mounted at side of port B (only for single solenoid valves). In standard versions, solenoid is mounted at side of port A.
WP = prolonged manual override protected by rubber cap (standard for DHO models).
L1, L2, L3, = device for switching time control, installed in the valve solenoid (only for DHU and DHO models).
 Not available for valves with connectors E-SA or E-SE. For spools 4 and 4/8 only device L3 is available.
F * = with proximity switch for monitoring spool position: see tab. E110.

2 Type of electric/electronic connector DIN 43650, to be ordered separately

SP-666 = standard connector IP-65, suitable for direct connection to electric supply source.
SP-667 = as SP-666, but with built-in signal led.
SP-669 = with built-in rectifier bridge for supplying DC coils by alternate current (AC 110V and 230V - I_{max} 1A).
E-SA = electronic connector (only for DHI and DHU valves) which improves performances and give faster shifting times for DC solenoid supplied by AC power.
E-SE = electronic connector (only for DHI and DHU valves) which improves performances and reduces power consumption for DC solenoid supplied by DC power.
E-SR = electronic connector which permits switching of solenoid valves by a low power signal (max 20mA).
E-SD = electronic connector which eliminates electric disturbances when solenoid valves are de-energized.
 Note: disturbance suppressor devices, similar to E-SD are, standard, built in all E-SA, E-SE, E-SR.

3 Spools

- spools type 0/2, 1/2, 2/2 are only used for two position valves: single solenoid valves, type DH*-063*/2 and double solenoid valves type DH*-070*/2 and DH*-075*/2.
- spools type 0 and 3 are also available as 0/1 and 3/1 that, when in centre position, oil passage from ports to tank are restricted.
- spools type 1,4 and 5 are also available as 1/1, 4/8 and 5/1. They are properly shaped to reduce water-hammer shocks during the swiching.
- spools type 1,3, 8 and 1/2 are available as 1P, 3P, 8P and 1/2P to limit valve leakage.
- Other types of spools can be supplied on request.

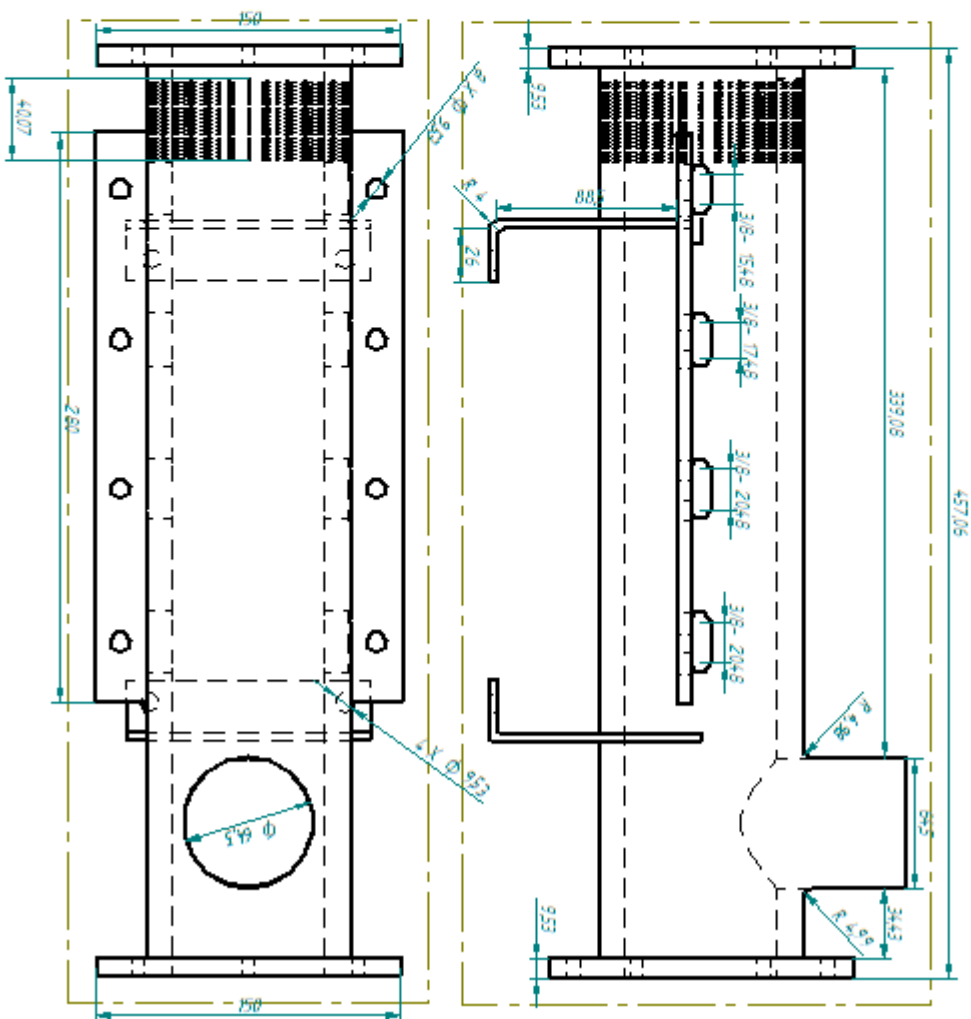
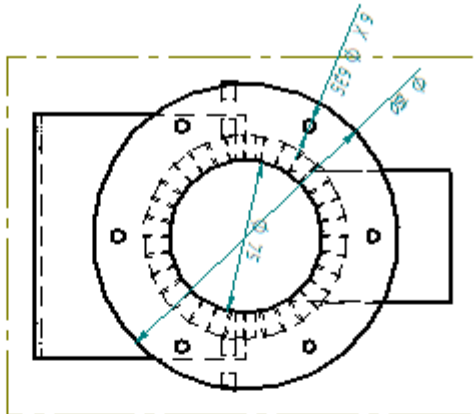
6 ELECTRIC FEATURES

Valve	External supply nominal voltage ± 10%	Type of connector	Power consumption (2)	Code of spare coil		Colour of coil label
				DHI	DHU	
DHI DHU	6 DC	SP-666 or SP-667	33 W	SP-COU-6DC/ 80	SP-COU-6DC/ 80	brown
	9 DC			SP-COU-9DC /80	SP-COU-9DC /80	light blue
	12 DC			SP-COU-12DC /80	SP-COUR-12DC /10	green
	14 DC			SP-COU-14DC /80	SP-COUR-14DC /10	brown
	18 DC			SP-COU-18DC /80	SP-COU-18DC /80	blue
	24 DC			SP-COU-24DC /80	SP-COUR-24DC /10	red
	28 DC			SP-COU-28DC /80	SP-COUR-28DC /10	silver
	48 DC			SP-COU-48DC /80	SP-COU-48DC /80	silver
	110 DC			SP-COU-110DC /80	SP-COUR-110DC /10	black
	125 DC			SP-COU-125DC /80	SP-COU-125DC /80	silver
	220 DC	SP-COU-220DC /80	SP-COUR-220DC /10	black		
	24/50 AC	E-SE	7 W (3)	SP-COI-24/50/60AC /80 (1)	-	pink
	24/60 AC			SP-COI-48/50/60AC /80 (1)	-	white
	48/50 AC			SP-COI-110/50/60AC /80 (1)	-	yellow
	48/60 AC			SP-COI-120/60AC /80	-	white
	110/50 AC			SP-COI-230/50/60AC /80 (1)	-	light blue
	120/60 AC	SP-COI-230/60AC /80	-	silver		
	230/50 AC	E-SA (4)	67 VA 60 VA 67 VA 60 VA	SP-COU-6DC /80	SP-COU-6DC/80	brown
	230/60 AC			SP-COU-12DC /80	SP-COUR-12DC /10	green
	110/50 AC			SP-COU-24DC /80	SP-COUR-24DC /80	red
120/60 AC	SP-COU-48DC /80			SP-COU-48DC /80	silver	
230/50 AC	SP-669	40 VA 35 VA 40 VA 35 VA	SP-COU-110RC /80	SP-COUR-110RC /10	gold	
120/60 AC			SP-COU-230RC /80	SP-COUR-230RC /10	blue	
230/60 AC						

- (1) Coil can be supplied also with 60 Hz of voltage frequency: in this case the performances are reduced by 10 ÷15% and the power consumption is 55 VA.
- (2) Average values based on tests preformed at nominal hydraulic condition and ambient/coil temperature of 20°C.
- (3) In a cycle, where solenoid is energized/de-energized in 1 second (1 Hz), the average power consumption is 7 W; for longer cycles, the power consumption is lower.
When solenoid is energized the inrush current is 6 A at 12 VDC and 3 A at 24 VDC corresponding to power consumption peak of 72 W. These current peaks persist for a period shorter than 100 msec and they must be considered when electric circuit is designed.
- (4) When solenoid is energized the inrush current is 4,6A at 110 VAC and 2,3A at 230 VAC; the power consumption peak is 500 VA; these current peaks persist for a period shorter than 40 msec and they must be considered when electric circuit is designed.
- (5) When solenoid is energized, the inrush current is approx 3 times the holding current. Inrush current values correspond to a power consumption of about 150 VA.

Valve	External supply nominal voltage ± 10%	Type of connector	Power consumption (2)	Valve	External supply nominal voltage ± 10%	Type of connector	Power consumption (2)
DHO	12 DC	SP-666 or SP-667	32 W	DHO	110/50 AC	SP-669	40 W
	24 DC				120/60 AC		35 W
	110 DC	230/50 AC	40 W				
	220 DC	230/60 AC	35 W				

CILINDRO DE EXTRACCION DE ACEITE



UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA, BUCARAMANGA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

PORTA RODAMIENTOS

