



PONTIFICIA **UNIVERSIDAD CATÓLICA** DEL PERÚ

Esta obra ha sido publicada bajo la licencia Creative Commons
Reconocimiento-No comercial-Compartir bajo la misma licencia 2.5 Perú.

Para ver una copia de dicha licencia, visite
<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/2.5/pe/>



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
**UNIVERSIDAD
CATÓLICA**
DEL PERÚ

DISEÑO DE UN PLASTOMETRO DE EXTRUSIÓN PARA LA MEDICION DEL ÍNDICE DE FLUIDEZ DE TERMOPLASTICOS

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico, que presenta el bachiller:

Víctor Samuel Reyes Escalera

ASESOR: Julio Arnaldo Acosta Sullcachumán

Lima, setiembre del 2010

RESUMEN

La industria del plástico en el Perú está en constante crecimiento y busca mejorar el proceso de producción y la calidad de los artículos que ofrece al mercado nacional y extranjero. Por lo tanto, para mejorar su competitividad, se hace necesario ofrecer un método práctico y económico de control de calidad de la materia prima. Una forma rápida y económica de verificar las propiedades del lote de plástico usado como insumo es la medida de su índice de fluidez, lo que se consigue mediante un equipo para el ensayo de fluidez conocido como plastómetro de extrusión. Este equipo, a pesar de ser muy útil, no está adecuadamente difundido en nuestra industria y los que existen en el país son caros y de origen extranjero. En esta perspectiva el objetivo del presente trabajo es el diseño de uno de estos equipos, tomando como referencia las recomendaciones hechas para este tipo de aparatos y ensayos por la Norma ASTM D 1238.04 c buscando que este diseño sea económico, confiable y adecuado en lo posible a la tecnología disponible en el país. De esta manera se aportara al desarrollo tecnológico local, beneficiando a la pequeña y mediana empresa, satisfaciendo su necesidad de investigar, innovar y mejorar la calidad de sus productos.

El diseño buscó respetar las exigencias dadas en la norma ASTM D 1238-04 c, las principales de éstas fueron:

a) la resistencia a la corrosión a altas temperaturas de los materiales de los componentes principales, b) la variación mínima de peso conjunto del pistón y las pesas de ensayo, c) los requerimientos de verticalidad y alineación entre el cilindro y pistón, d) los requerimientos de tolerancia y acabado de los agujeros del cilindro y de la boquilla, e) el método de sujeción de la carga (pistón y pesa) para materiales con índices de fluidez de mayores a 10g/10 min. Dado que la norma no lo especifica, se diseñó un bastidor que sea capaz de sostener a todos los demás sistemas del aparato permitiendo libertad y comodidad de movimientos al operador del aparato.

El resultado fue un plastómetro de extrusión de un costo aproximado de USD 4 637, con un peso de 17 kilogramos (sin contar las pesas), de 546 mm de alto, 404 mm de largo y 290 mm de ancho capaz de realizar los ensayos listados en la norma ASTM D 1238-04 c, procedimiento A y que puede trabajar hasta 400 °C.

Los retos hallados consisten en la dificultad de satisfacer la precisión requerida, tanto en acabados, tolerancias así como el control metrológico de los mismos. Como ejemplo tenemos la necesidad de mecanizar agujeros con una relación longitud vs. diámetro tan grande que el taladrado no satisface las condiciones de tolerancia exigidas. Una alternativa adecuada fue la utilización de tecnologías como la de electro erosión para el caso del mecanizado de los agujeros de alta relación de aspecto (longitud vs. diámetro del agujero) o modificar herramientas como el aumento de la longitud de alcance de *reamers* convencionales para el caso de los acabados.



**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : **DISEÑO DE UN PLASTÓMETRO DE EXTRUSIÓN PARA LA MEDICIÓN DEL ÍNDICE DE FLUIDEZ DE TERMOPLÁSTICOS.**

ÁREA : Materiales # 65

PROPUESTO POR : Dr. Ing. Julio Acosta Sullcahuamán

ASESOR : Dr. Ing. Julio Acosta Sullcahuaman

TESISTA : Víctor Samuel Reyes Escalera

CÓDIGO : 1986.1340.1.12

FECHA : 14 de setiembre del 2009



DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

La industria del plástico en el Perú está en constante crecimiento y busca mejorar el proceso de producción y la calidad de los artículos que ofrece al mercado nacional y extranjero. Por lo tanto, para mejorar su competitividad, se hace necesario ofrecer un método práctico y económico de control de calidad de la materia prima. Una forma rápida y económica de verificar las propiedades del lote de plástico usado como insumo es la medida de su índice de fluidez, lo que se consigue mediante un equipo para el ensayo de fluidez conocido como plastómetro de extrusión. Este equipo, a pesar de ser muy útil, no está adecuadamente difundido en nuestra industria y los que existen en el país son caros y de origen extranjero.

El objetivo del presente trabajo es el diseño de un plastómetro de extrusión, tomando como referencia las recomendaciones hechas para este tipo de aparatos y ensayos por la Norma ASTM D 1238-04 c; el diseño debe ser económico, confiable y adecuarse en lo posible a la tecnología disponible en el país.





TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**DISEÑO DE UN PLASTÓMETRO DE EXTRUSIÓN PARA LA MEDICIÓN DEL
ÍNDICE DE FLUIDEZ DE TERMOPLÁSTICOS.**

Introducción

1. Fundamentos teóricos
2. Diseño del plastómetro de extrusión
3. Planos y costos de fabricación

Conclusiones

Bibliografía

Anexos

Máximo: 100 páginas

Dr. Ing. Julio A. Acosta Sullcahuamán
Asesor

23/09/09
D. AUTE ELIAS

AGRADECIMIENTOS

A Dios nuestro señor, a mis queridos padres Víctor y Juana Reyes, a mi esposa Patricia Postigo por su apoyo, a mi extraordinario asesor, guía y amigo Julio Acosta S. y a todas las personas de buena voluntad que me animaron en mi voluntad de llegar hasta el final, les ofrezco mis más sinceros agradecimientos.



INDICE DE CONTENIDO

RESUMEN	i
APROBACION DE TEMARIO DE TESIS	ii
AGRADECIMIENTOS	iv
LISTA DE SIMBOLOS	viii
INTRODUCCIÓN	1
I. FUNDAMENTOS TEORICOS	4
1.1 Polímeros	4
1.1.1 Clasificación de los polímeros	4
Los termoplásticos	4
Los termoestables	4
Los elastómeros	5
1.2 La Reología de los polímeros	5
1.2.1 Principales propiedades	5
a) La temperatura de fusión	5
b) La viscosidad	6
c) La viscoelasticidad	8
1.2.2 Relación entre la viscosidad y la fluidez	9
1.2.3 La medición de las propiedades del flujo de corte	9
Los reómetros capilares o de extrusión	10
a) El plastómetro de extrusión	10
b) El reómetro capilar	11
1.2.4 El ensayo del índice de fluidez	12
Ventajas y desventajas del ensayo del índice de fluidez	13
II. DISEÑO DEL PLASTOMETRO DE EXTRUSION	16
2.1 Las partes del plastómetro	16
2.2 Lista de exigencias	18
2.3 El sistema de sujeción y nivelación del plastómetro	22
2.3.1 El bastidor	22
La torre fija 1	23
La torre fija 2	29
La base	30
Las patas regulables del bastidor	31
Las bocinas	31

2.3.2 La tapa soporte	32
2.3.3 Estudio del alineamiento vertical	39
2.4 El sistema de mantenimiento, operación y control de dimensiones	40
2.4.1 El calibrador pasa/no pasa	41
2.4.2 El limpiador de la boquilla	41
2.4.3 La vara de limpieza	41
2.5 El sistema de calentamiento y control de temperaturas	42
2.6 El sistema de extrusión	42
2.6.1 Definición del material y de la temperatura de trabajo del plastómetro	42
Temperatura de trabajo en los ensayos listados por la norma	42
Definición del material y de la temperatura de trabajo por sus propiedades	43
2.6.2 Redefinición de cotas y tolerancias dadas por la norma	48
2.6.3 La boquilla	50
Estimación del diámetro y juego de la boquilla	50
2.6.4 El cilindro	54
2.6.5 El pistón	56
La base desmontable del pistón	61
2.6.6 La guía del pistón	62
2.6.7 La tapa soporte	63
2.6.8 La tapa aislante	64
2.6.9 Las pesas	64
2.6.10 Estudio de la dilatación entre materiales diferentes	67
2.6.11 Estudio de la corrosión	71
2.7 El sistema de control de tiempo y toma de muestra de ensayo	72
2.7.1 El recogedor de muestras	72
2.8 El sistema de cálculo del índice de fluidez	73
2.9 Dispositivos adicionales	73
2.9.1 El soporte de carga	74
2.9.2 El soporte de carga móvil	77
2.10 Definición de características geométricas a través de la ergonomía	78
III. PLANOS Y COSTOS DE FABRICACION	83
3.1 Listado de planos	83
3.2 Especificaciones	83
3.3 Costos de fabricación	84

CONCLUSIONES
BIBLIOGRAFÍA
ANEXOS



LISTA DE SIMBOLOS

T_f	: Temperatura de fusión $[^{\circ}C]$
T_g	: Temperatura de transición vítrea $[^{\circ}C]$
d	: distancia entre placas en la dirección "y" $[m]$
v	: velocidad en la dirección "x" $\left[\frac{m}{s}\right]$
F	: fuerza que resulta de la acción viscosa de corte del fluido $[N]$
A	: área de la placa $[m^2]$
τ	: Esfuerzo cortante $\left[\frac{N}{m^2}\right]$
$\dot{\gamma}$: Velocidad de corte $\left[\frac{1}{s}\right]$
η	: coeficiente de viscosidad $[Pa.s]$
σ_f	esfuerzo de flexion $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
σ_N	esfuerzo normal $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
τ_c	esfuerzo cortante $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
σ_{eq}	esfuerzo equivalente $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
FS	factor de seguridad
ΔF	variación de carga sobre el pistón $[N]$
α	ángulo de inclinación $[^{\circ}]$
E	modulo de elasticidad $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
I_{xx}, I_{yy}	momento de inercia respecto al eje X-X y al eje Y-Y $[mm^4]$

σ_{adm}	esfuerzo admisible $\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
ω	factor omega de pandeo
λ	esbeltez
I_1	inercia especifica por zona
I'	inercia de cordón de soldadura
M	momento flector $[N * mm]$
ν	factor de carga estática para soldaduras
ν_2	factor de calidad para soldaduras
σ'_{adm}	esfuerzo admisible para soldaduras $\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
σ_B	esfuerzo máximo de tracción $\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
d	diámetro de perno $[mm]$
lk	longitud espesor de placa entre la cabeza del perno y la tuerca $[mm]$
dh	diámetro del agujero para el perno $[mm]$
dw	diámetro de cabeza de perno $[mm]$
dA	ancho de influencia en placa $[mm]$
l_1	longitud no roscada de perno que trabaja $[mm]$
l_3	longitud roscada de perno que trabaja $[mm]$
fz	deformación por asentamiento $[mm]$
A_n	área nominal de sección del perno $[mm^2]$
A_{ers}	area equivalente $[mm^2]$
A_{d3}	área de raíz $[mm^2]$
A_r	area de la zona de entalladura del perno $[mm^2]$

A_p	área de aplastamiento $[mm^2]$
$\delta_1, \delta_3, \delta_s$	elasticidades de perno $\left[\frac{mm}{N}\right]$
δ_p	elasticidad de placa $\left[\frac{mm}{N}\right]$
Fz:	fuerza de asentamiento $[N]$
Fa	fuerza de fatiga $[N]$
FQ	fuerza de corte $[N]$
Fmmax	fuerza de montaje máxima $[N]$
Fsmax	fuerza máxima en perno $[N]$
FM	fuerza de montaje $[N]$
Fao	carga dinámica de trabajo mínima $[N]$
Fau	carga dinámica de trabajo máxima $[N]$
Ma, MA	momentos de ajuste $[N * mm]$
σ_a	esfuerzo de fatiga $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
$\sigma_{0.2}$	Esfuerzo de fluencia al 0.2% $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
P	esfuerzo de aplastamiento $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
PG	esfuerzo admisible de aplastamiento $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
α_A	factor de ajuste
μ_G	coeficiente de rozamiento entre perno y tuerca
ϕ_k	relación de fuerzas

INTRODUCCIÓN

La industria del plástico busca constantemente, a través de la investigación, aumentar sus aplicaciones en todos los campos del desarrollo humano así como mejorar sus procesos de producción y ahorro de energía. Esta búsqueda se realiza tanto desde el ámbito académico, ya sean institutos o universidades, como desde las empresas dedicadas al desarrollo de los equipos de ensayos de calidad y de las que procesan los artículos plásticos.

A nivel mundial tenemos empresas dedicadas a la producción y distribución de instrumentos de ensayo como la americana *Tinius Olsen*, la *Ametek-Chatillon and Lloyd Products*, la *CEAST S.P.A*, *Dynisco*, *Zwick*, entre otras. Estas compañías se esfuerzan en mejorar y ampliar la línea de equipos y servicios ofrecidos a la industria a través de la estrecha cooperación con universidades e institutos técnicos.

En el Perú, la industria del plástico, que ocupa un interesante lugar en América Latina, esta orientada fundamentalmente a satisfacer la demanda interna, abasteciendo aproximadamente el 83.3% de la misma. Existe un aumento sostenido, tanto de la importación de insumos para la industria del plástico, como de la importación de bienes de capital. Adicionalmente y a causa del presente trabajo mencionaremos que entre los principales insumos importados para nuestra industria de plásticos tenemos al polietileno de baja densidad, seguido del PVC tipo suspensión, el polietileno de alta densidad, el polipropileno, el PET, etc., Todos estos plásticos son conocidos como termoplásticos. Por ello es de interés el control de calidad de los lotes de insumos plásticos importados y de los plásticos reciclados adquiridos.

Uno de los equipos más simples de manejar y de rápidos resultados es el llamado plastómetro de extrusión con el cual se puede medir el caudal o índice de fluidez de los termoplásticos fundidos, el cual es útil para determinar la procesabilidad de esta materia prima. Este aparato originalmente fue desarrollado por la Dupont para el

ensayo de polietilenos y el caudal obtenido era conocido como *MFI (Melt Flow Index)*.

Debido a la amplia difusión de su uso actualmente este ensayo se encuentra definido por varias normas como por ejemplo ASTM D 1238, D3364, ISO 1133, BS 2782, DIN 53735 y otras equivalentes.

La Norma Americana, ASTM nos propone hasta 4 procedimientos (A, B, C y D), habiéndose decidido para este diseño seguir los lineamientos del procedimiento A que es de tipo manual utilizado para materiales con índices de fluidez que caen generalmente entre 0,15 y 50 g/10 min., adecuado puesto que los índices de fluidez habituales en la industria se sitúan desde 0,5 g/ 10 min a 40 g/ 10 min.

El principal objetivo de este trabajo es el diseño de la parte mecánica de un Plastómetro de extrusión (los requerimientos termoeléctricos son satisfechos por dispositivos que se pueden conseguir en el mercado) y toma como referencia las recomendaciones hechas por la Norma ASTM D 1238-04 c además debe ser económico, confiable y en lo posible adecuado a la tecnología disponible en el país, este instrumento permitirá a las universidades e industria peruana (en especial a la mediana y pequeña empresa que son las que ofrecen el mayor porcentaje de empleo en el sector) la capacidad de desarrollar investigaciones y/o brindar servicios de control de calidad para el procesamiento y reciclaje de los materiales plásticos.

El primer capítulo nos introduce en la teoría de los polímeros y la reología de su estado fundido así como a los instrumentos usados en los diferentes ensayos que miden las propiedades del flujo fundido, como es el caso del plastómetro de extrusión que mide el índice de fluidez y a continuación se menciona en qué consiste el ensayo del índice de fluidez realizado por este aparato.

El capítulo dos se encarga del diseño del instrumento, definiendo el procedimiento de ensayo a seguir, los seis sistemas en que se han agrupado las funciones y necesidades el equipo, el material a utilizar y el rango de temperatura de trabajo. Luego se van definiendo cada una de los componentes o unidades de los sistemas, así como los equipos adicionales.

En el capítulo tres se exponen los planos obtenidos (ensamble y despiece) así como su formato, las especificaciones técnicas y los costos de fabricación del plastómetro.

Finalmente las conclusiones que recogen las soluciones y variantes elegidas en cada caso y las lecciones aprendidas en este trabajo.



CAPITULO 1

FUNDAMENTOS TEORICOS

1.1 Polímeros

Los polímeros son, desde el punto de vista de su estructura química, macromoléculas formadas por la unión de elementos sencillos que llamados monómeros, constituidos a su vez principalmente por carbono e hidrógeno, y que enlazados entre sí dan lugar a largas cadenas polimericas.¹

1.1.1 Clasificación de los polímeros ²

Los termoplásticos

Constituyen el grupo más importante y de mayor uso comercial de los polímeros sintéticos y son considerados como los típicos plásticos (constituyen más del 80% de la producción de plásticos). Prácticamente no sufren cambios en su estructura química cuando se calientan y a determinadas temperaturas se convierten en fluidos, permitiendo su moldeabilidad en la forma deseada la que quedará preservada al enfriarse. En este grupo se encuentran el polietileno (PE), polipropileno (PP), poliestireno (PS), policloruro de vinilo (PVC), etc.

Los termoestables

Son polímeros que sí sufren cambios químicos cuando se calientan y no pueden fluir por efecto de la temperatura para ser remodelados. Molecularmente hablando, son polímeros entrecruzados. Tienden a ser resinas duras y muy rígidas aunque frágiles. Al ser sometidas a temperaturas elevadas se promueve la descomposición química del polímero (degradación). Dentro de este grupo se encuentran entre otros las resinas epóxicas, fenólicas y amídicas, así como los poliuretanos.

Los elastómeros

Conocidos generalmente como cauchos entrecruzados, son polímeros que poseen cadenas moleculares con mucha libertad de movimiento molecular (flexibilidad), por lo que son polímeros flexibles y su comportamiento se describe como el de una “goma”. Se pueden moldear fácilmente y posteriormente se puede promover cierto grado de entrecruzamiento en su estructura, sin que se pierda flexibilidad. Si no se entrecruzan tienden a fluir a temperatura ambiente. Pueden estirarse ampliamente y luego recuperar su forma inicial al cesar la fuerza que los deforma.

1.2 La reología de los polímeros

La ciencia que considera el flujo y la deformación de la materia, tanto de sólidos como fluidos, es llamada reología. La reología puede ser una poderosa herramienta de caracterización., con esta podemos relacionar estructura y propiedades. Más aun, todas las operaciones de procesamiento implican flujo y deformación.

Por ello el procesamiento polimérico no puede ser adecuadamente entendido, diseñado, u operado sin un conocimiento de la reología.

1.2.1 Principales propiedades

a) La temperatura de fusión

A diferencia de los materiales de bajo peso molecular (metales y cerámicos) que exhiben un cambio de fase de sólido a líquido a una temperatura en particular, llamada temperatura de fusión, los polímeros experimentan un cambio equivalente sobre un rango de temperatura finito. Debajo de este rango, su comportamiento es como aquel de los sólidos elásticos mostrando algo de visco elasticidad en la forma de propiedades dependientes del tiempo. Sobre el rango de fusión, los polímeros pueden ser considerados como altamente viscosos exhibiendo algunos efectos elásticos. Cabe aclarar que los polímeros amorfos, a diferencia de los semicristalinos, no presentan temperatura de fusión., sin embargo a más bajas temperaturas presentan una transición secundaria característica denominada temperatura de transición vítrea (T_g).

El rango de temperatura de fusión normalmente esta comprendido entre los 100 y 300 grados Celsius, dependiendo del material concernido. Para el

procesamiento, la temperatura mínima satisfactoria se toma generalmente entre 10 a 20 grados sobre el límite superior de este rango de fusión. ³

b) La Viscosidad

Además de ser muy viscosos bajo condiciones de procesamiento- por lo menos mil veces mas viscoso que los aceites lubricantes- los polímeros fundidos también son no newtonianos, esto es que, su viscosidad no depende sólo de la temperatura y de la presión, sino también de la velocidad a la que el material es deformado. Para poder discutir las implicaciones practicas de este efecto, es apropiado revisar la definición de viscosidad. ⁴

La viscosidad se puede definir con más precisión refiriéndonos al diagrama de la Figura 1.1, en el cual vemos dos placas paralelas separadas por una distancia "d". Una placa permanece estacionaria mientras la otra se mueve a una velocidad v, y el espacio entre ellas esta ocupado por un fluido. Al orientar estos parámetros con respecto a un sistema de ejes, a "d" le corresponde la dirección del eje y, y a v la dirección del eje x. El movimiento de la placa superior opone resistencia a la fuerza F, que resulta de la acción viscosa de corte del fluido.

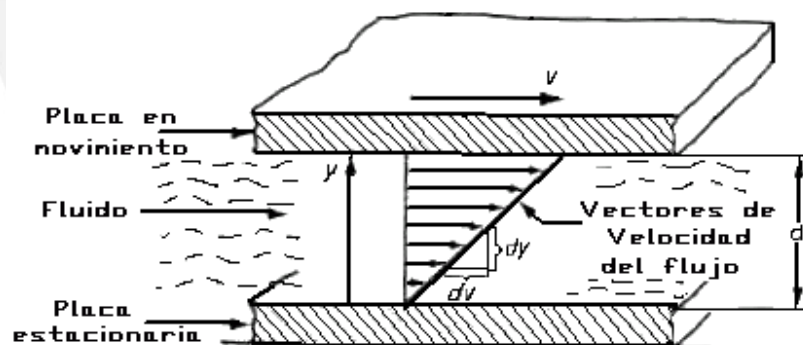


Figura 1.1 Flujo del fluido entre dos placas paralelas, una permanece estacionaria y la otra se mueve a velocidad v. (Adaptado de [5])

Esta fuerza puede expresarse como un esfuerzo cortante dividiendo F por el área de la placa A:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (1.1)$$

Donde τ = esfuerzo cortante, N/m^2 (lb/pulg^2). Este esfuerzo cortante esta relacionado con la velocidad de corte, la cual se define como el cambio de velocidad dv con respecto a dy . Esto es,

$$\gamma^0 = \frac{dv}{dy} \quad (1.2)$$

Donde γ^0 = velocidad de corte, $1/\text{s}$. dv = cambio diferencial de velocidad, m/s (pulg./s); y dy = cambio diferencial en la distancia y , m (pulg). La viscosidad del corte es la propiedad del fluido que define la relación entre F/A y dv/dy : esto es,

$$F/A = \eta \frac{dv}{dy} \quad (1.3)$$

Donde: η = a una constante de proporcionalidad llamada coeficiente de viscosidad, Pa.s (lb-seg/pulg^2). Reordenando la ecuación 1.3, podemos expresar el coeficiente de viscosidad como sigue:

$$\eta = \frac{F/A}{dv/dy} = \frac{\tau}{\gamma^0} \quad (1.4)$$

Por tanto, la viscosidad de un fluido puede definirse como la razón del esfuerzo cortante a la velocidad de corte durante el flujo, donde el esfuerzo cortante es la fuerza de fricción ejercida por un fluido en una unidad de área, y la velocidad de corte es el gradiente de velocidad perpendicular a la dirección de flujo. Las características viscosas de los fluidos definidas en la ecuación 1.4 fueron enunciadas primero por Newton. El observó que la viscosidad era un propiedad constante en un fluido dado, a tal fluido se le llamó fluido newtoniano.⁶

Un plástico fundido no se comporta como un fluido newtoniano puesto que su viscosidad no es constante en el tiempo dependiendo además de otros factores.

Pero cuando es sometido a bajas velocidades de corte, menores que $0,1 \text{ 1/s}$, el fundido se comporta de manera newtoniana. Sin embargo a altas velocidades de corte, particularmente sobre el rango de 10 a 1000 1/s que es relevante para la mayoría de las operaciones de procesamiento, la viscosidad del fundido decrece substancialmente con el incremento de la velocidad de

corte. En otras palabras, los plásticos fundidos son materiales pseudoplásticos.

7

c) La viscoelasticidad

La mayoría de los polímeros exhiben simultáneamente propiedades tanto de sólidos elásticos como de líquidos viscosos, bajo un amplio rango de condiciones. Por ello se dice que son de naturaleza viscoelástica. Esta propiedad determina la deformación que experimenta un material cuando se somete a combinaciones de esfuerzo y temperatura a través del tiempo. Como su nombre lo indica, es una combinación de viscosidad y elasticidad.⁸ Un buen ejemplo es la dilatación del plástico en estado fundido en el dado o boquilla en la extrusión, llamada hinchazón del extruido, consiste en que el plástico caliente se expande cuando sale de la abertura del dado. El material extruido recuerda su antigua forma y tiende a retornar a ella después de dejar el orificio del dado.⁹

Esa es pues una de las diferencias más notables entre los fluidos newtonianos y los poliméricos, el que los últimos tienen "memoria". Esto significa que la deformación del material a un cierto instante de tiempo depende no sólo de los esfuerzos aplicados en ese instante, sino también de las deformaciones y esfuerzos previos.¹⁰

1.2.2 Relación entre la viscosidad y la fluidez

Aunque la fluencia es la característica que define a los fluidos, la tendencia a fluir varía para diferentes tipos de ellos. La viscosidad es la propiedad que determina el flujo de los fluidos. En términos generales, la viscosidad puede definirse como la resistencia característica a fluir de un fluido; es una medida de la fricción interna que surge cuando se presentan los gradientes de velocidad en el fluido; mientras más viscoso es el líquido, la fricción interna es mayor y la resistencia a fluir es más grande. El recíproco de la viscosidad es la fluidez o facilidad con que fluye un líquido o gas.

El índice de flujo o fluidez del polímero fundido es una medida ampliamente usada que relaciona el flujo y la viscosidad característicos del polímero. La disposición general para ensayar un polímero fundido es similar a la operación de extrusión. El polímero se calienta en un cilindro a una determinada temperatura y

luego se hace fluir a través de la abertura del dado de un diámetro particular, bajo una presión especificada. Este punto será abordado mas adelante.¹¹

1.2.3 La medición de las propiedades del flujo de corte

Los métodos más comúnmente usados para medir la viscosidad de los polímeros fundidos son los tipos llamados rotacional y capilar (extrusión). En el método rotacional, el fundido es cortado entre superficies rotantes. La velocidad de corte es derivada de la velocidad relativa mientras que el esfuerzo de corte es obtenido del torque requerido para mantener el movimiento; entre los más conocidos de este tipo tenemos al reómetro de cono y plato y al de cilindro concéntrico. En el método capilar (reómetro capilar), el fundido es forzado a fluir a lo largo de un pequeño tubo. La velocidad de corte es derivada de la velocidad de flujo alcanzada, mientras el esfuerzo de corte asociado es calculado de la medida del gradiente de presión a lo largo del tubo.¹²

El plastómetro de extrusión, un aparato simple y rustico de tipo capilar, es usado principalmente para el control de calidad de los lotes de insumos plásticos usados en la industria.

Las suposiciones comunes hechas para ambos tipos de reómetros son:¹³

- condiciones de flujo estable, que implica que la velocidad del fluido en cualquier punto es independiente del tiempo;
- temperatura constante del fluido;
- no hay deslizamiento en la interfase sólido-fluido
- el polímero fundido es incompresible

Los reómetros capilares o de extrusión

a) El plastómetro de extrusión

También conocido como indexador de fluidez es usado para realizar el ensayo del índice de fluidez; este instrumento simple se encuentra difundido extensamente en los laboratorios industriales¹⁴. El plastómetro es un reómetro capilar de presión impuesta. El ensayo se realiza a muy baja velocidad de corte o cizallamiento.¹⁵ Ver Fig. 1.2.

Esta técnica, fue originalmente desarrollada para polioleofinas y es la base de muchas normas nacionales e internacionales por ejemplo ASTM D 1238, ISO 1133, DIN 53735, BS 3412. Muchos productores de materia prima citan el *Melt Flow Index* (MFI) o índice de fluidez en sus polímeros. El equipo es relativamente simple y barato, pero es adecuado para propósitos de control de calidad y para comparaciones entre materiales de la misma familia; la técnica no es adecuada para estudios reológicos fundamentales.¹⁶

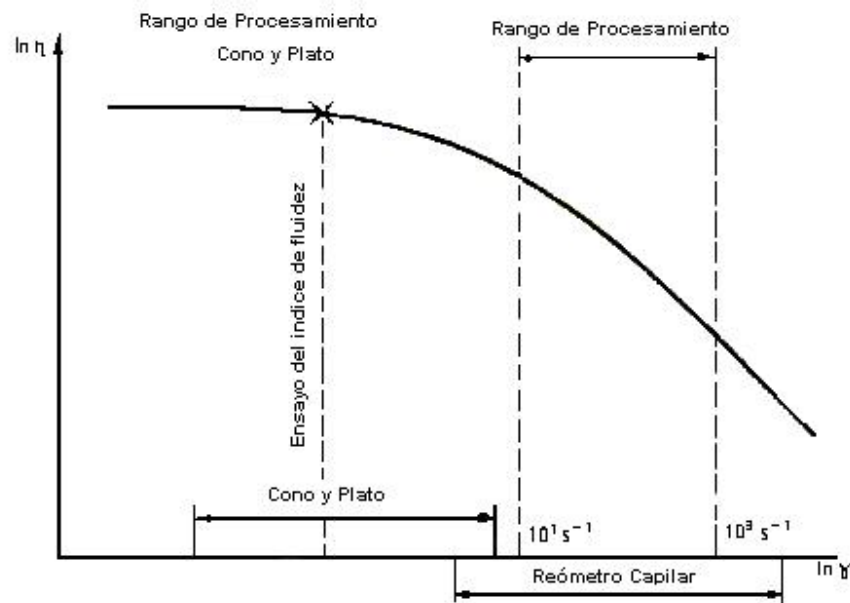


Figura 1.2 Curva de flujo típica y rangos de velocidad de corte del reómetro. (Adaptado de [3]).

b) El reómetro capilar

Los reómetros capilares son los más ampliamente usados de todos los instrumentos reológicos para polímeros fundidos y pueden ser considerados como refinamientos del aparato para medir el índice de fluidez de plásticos fundidos (Plastómetro de Extrusión). Consiste de un reservorio que está conectado a un tubo capilar. El capilar es generalmente más largo y los índices de fluidez del fundido pueden variarse sobre amplios rangos.¹⁷

El fundido es generalmente extruido a un flujo volumétrico constante o a presión constante, ver la Fig. 1.3. Los reómetros capilares han sido aplicados a fluidos Newtonianos por más de un siglo y han sido ampliamente usados para polímeros líquidos desde 1930.¹⁸

La Norma ASTM D 3835 nos ofrece un método de ensayo normalizado para la determinación de las propiedades de materiales poliméricos mediante un reómetro capilar.

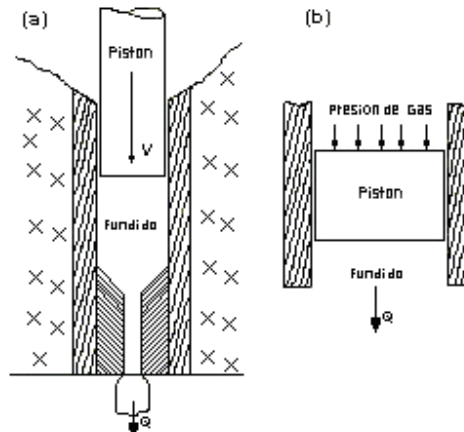


Figura 1.3 Reómetros Capilares: (a) Tipo flujo volumétrico constante; (b) tipo presión constante (Adaptado de [3]).

1.2.4 El ensayo del índice de fluidez

El ensayo del índice de fluidez se realiza mediante el plastómetro de extrusión, éste aparato es de tipo capilar e involucra el uso de una boquilla o dado corto que se encuentra en el fondo de un agujero taladrado dentro de un barril caliente como se ilustra en el diagrama de la figura 1.4. El polímero sólido es depositado en este barril y, después de permitir transcurrir un tiempo para fundir el polímero y alcanzar la temperatura requerida, se agrega un pistón cargado con un peso muerto que extruye la masa fundida a través del dado.

El índice de fluidez se obtiene como el peso del material extruido (en gramos) en un período de 10 min. Las dimensiones del aparato están dadas por BS 2782 y ASTM 1238. La temperatura del ensayo y el valor del peso muerto dependen del material involucrado. Por ejemplo, para los polietilenos las condiciones más comúnmente usadas son 190 °C y un peso muerto de 2,16 kg.¹⁹

El índice de fluidez del polímero fundido, registra una propiedad compleja que depende de la temperatura y de la velocidad de corte. No debe usarse para comparar diferentes tipos de polímeros; sin embargo, es apropiado para comparar diferentes grados dentro de un mismo tipo de polímero elegido, por ejemplo el polietileno.

A medida que disminuye el índice de fluidez, el peso molecular y el grado de polimerización aumentan.²⁰

Un peso molecular promedio bajo equivale a índices de fluidez altos, es decir, la masa fundida presenta una viscosidad baja, ideal para la inyección. Los índices de fluidez habituales se sitúan en el intervalo de 0,5 g/ 10 min a 40 g/ 10 min.²¹

Por ello este método de ensayo es particularmente útil para las pruebas de control de calidad de termoplásticos.

Los fabricantes producen polímeros y copolímeros de diferentes índices de fluidez para responder a los diferentes requerimientos del procesamiento, por ejemplo el polietileno de bajo índice de fluidez (de 0,5 a 190 °C y 2,16 kg) es usado para películas de calidad mientras que el de alto índice de fluidez (de 20 a 190 °C y 2,16 kg) es usado para moldeo por inyección de calidad.²²

Nota. El término de MFI sólo debe aplicarse al polietileno cuando la medida es hecha según las normas BS 2782 o ASTM D1238, pero el término se usa a menudo para algunos otros polímeros, o en su forma corta "Melt Index"²³

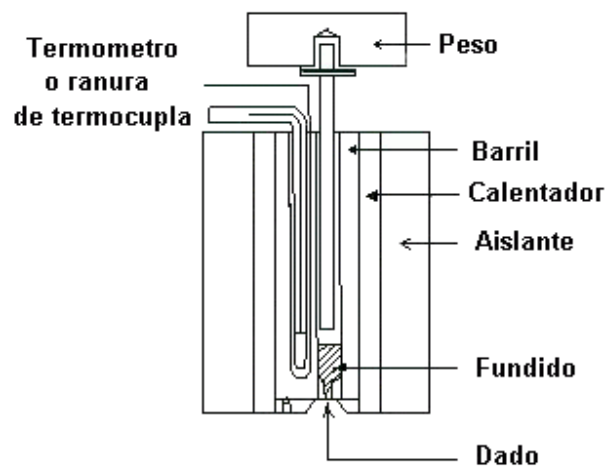


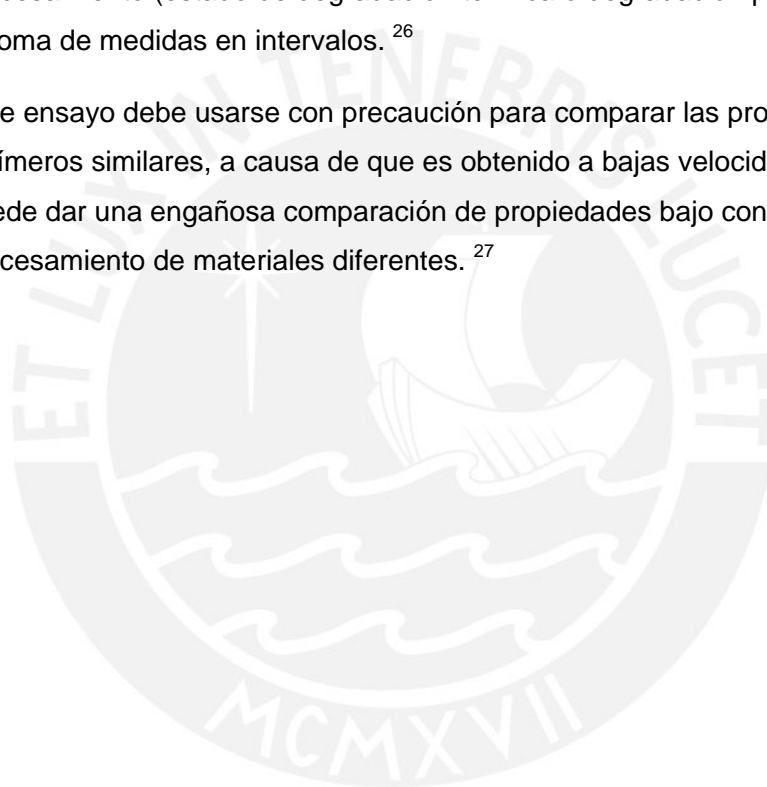
Fig. 1.4 El Plastómetro de Extrusión
(Adaptado de [23]).

Ventajas y desventajas del ensayo del índice de fluidez

Una importante aplicación del índice de fluidez está en el estudio de las pequeñas variaciones en la viscosidad de un material nominalmente homogéneo.²⁴ Otra gran ventaja del ensayo del índice de fluidez es que está ampliamente normalizado y es muy usado en la industria de los plásticos, además proporciona

una medida simple de las propiedades del flujo. Sin embargo, a causa de que los capilares usados son muy cortos, no es posible obtener valores fiables de viscosidad de estos índices.²⁵ La técnica no es adecuada para estudios reológicos fundamentales porque esta sujeta a fuentes de error tales como efectos finales y deslizamiento en la pared del barril; además esta técnica es llevada a cabo a velocidades de corte más bajas que las usualmente encontradas en los procesos industriales tales como la extrusión y el moldeo por inyección. Sin embargo, es útil para verificar la consistencia de lote a lote o el efecto producido por el procesamiento (estado de degradación térmica o degradación por corte) mediante la toma de medidas en intervalos.²⁶

Este ensayo debe usarse con precaución para comparar las propiedades de polímeros similares, a causa de que es obtenido a bajas velocidades de corte puede dar una engañosa comparación de propiedades bajo condiciones de procesamiento de materiales diferentes.²⁷



Referencias

1. Acosta S. Julio A. EVALUACIÓN DEL POTENCIAL PRODUCTIVO DE PLÁSTICOS EN EL PERÚ. Pontificia Universidad Católica del Perú, Dirección Académica de Investigación (DAI-PUCP). Lima. Mayo 2005. Pág. 5-6.
2. Ibid.
3. Fenner Roger t., PRINCIPLE OF POLYMER PROCESSING, The Macmillan Press LTD, J. W. Arroesmith LTD, Great Britain 1979. Pág.16.
4. Ibid., pág. 17-18.
5. Groover, M. FUNDAMENTOS DE MANUFACTURA MODERNA: Materiales, Procesos y Sistemas. Prentice – Hall .1997. Pág. 63.
6. Ibid., pag. 64.
7. Fenner. Op. Cit., pág. 18.
8. Groover. Loc. Cit.
9. Ibid., pág. 311.
10. García-Colín Sherer Leopoldo, Rodríguez Zepeda Rosalío, LIQUIDOS EXOTICOS, EL MISTERIOSO FLUJO DE LOS LIQUIDOS POLIMERICOS,1992 (2009), http://bibliotecadigital.ilce.edu.mx/sites/ciencia/volumen2/ciencia3/104/htm/sec_4.htm
11. Groover. Op. Cit., pág. 312.
12. Fenner. Op. Cit., pág. 20.
13. Birley, Haworth, Batchelor, PHYSICS OF PLASTICS PROCESSING, PROPERTIES AND MATERIALS ENGINEERING, Oxford University Press, United Kingdom 1991. Pág. 68.
14. Ibid., pág. 75.

15. Fenner. Op. Cit., pág. 29.
16. Birley. Op. Cit., pág. 75.
17. Fenner. Op. Cit., pág. 23.
18. Corish Patrick J., CONSCICE ENCYCLOPEDIA OF POLYMER PROCESSING AND APLICATIONS. Pergamon Press plc. Oxford. England. 1992. Pág. 620.
19. Fenner. Op. Cit., pág. 22.
20. Groover. Op. Cit., pág. 313.
21. Ereño Gaiker Fco. Javier, ENSAYOS DE CONTROL DE CALIDAD EN LA INYECCIÓN FUNDAMENTALES PARA CONTROLAR EL COMPORTAMIENTO DE LOS PLÁSTICOS, Plásticos Universales 59 Octubre-Noviembre 1999 Panorama (2009), <http://www.interempresas.net/Plastico/Articulos/Articulo.asp?A=6257>.
22. Swallowe, G.M .editor. MECHANICAL PROPERTIES AND TESTING OF POLYMERS. Kluwer Academic Publishers. Dordrecht. The Netherlands. 1999. Pag. 88.
23. Clegg D.W; Coyller A. A., THE ESTRUCTURE AND PROPERTIES OF POLIMERIC MATERIALS, The Institute of Materials, Bourne Press, Great Britain 1993. Pág. 158
24. Fenner. Op. Cit., pág. 29.
25. Ibid., pág. 22-23.
26. Swallowe. Loc. Cit.
27. Fenner. Loc. Cit.

CAPÍTULO 2

DISEÑO DEL PLASTOMETRO DE EXTRUSIÓN ¹

Este diseño se realiza según las recomendaciones dadas por la norma ASTM D1238-04 c, que propone cuatro procedimientos: A, B, C y D; habiéndose elegido el procedimiento A, de operación manual y utilizado para materiales con índices de fluidez comprendidos entre 0,15 g/ 10 min y 50 g/ 10 min; este rango es adecuado para los índices de fluidez normalmente dados en la industria (que se sitúan entre 0,5 g/ 10 min y 40 g/ 10 min) y además requiere un equipo más económico y sencillo que en los otros procedimientos.

2.1 Las partes del plastómetro

A partir de la norma ASTM D1238 04 c para una mejor comprensión del funcionamiento y diseño del plastómetro de extrusión se han identificado los seis sistemas siguientes:

El sistema de sujeción y nivelación del plastómetro: Se encarga de sujetar al sistema de extrusión en su posición adecuada (en el montaje) y de asegurar el alineamiento vertical (del agujero del cilindro).

El sistema de mantenimiento, operación y control de dimensiones: Se encarga de la limpieza y del manipuleo del cilindro y de la boquilla así como de la verificación de sus geometrías antes del ensayo.

El sistema de calentamiento y control de temperatura: Se encarga de calentar al sistema de extrusión hasta derretir el material plástico y mantener el conjunto a una cierta temperatura deseada dentro de un rango deseado.

El sistema de extrusión: Se encarga de recibir al material plástico, mantenerlo hasta que se derrita y luego mediante la presión de un pistón cargado hacerlo pasar a través del agujero capilar de la boquilla.

El sistema de control de tiempo y toma de muestras de ensayo: se encarga de señalar el inicio y fin del ensayo e indicar el momento de la toma de muestras del plástico que esta siendo extruido en los intervalos de tiempo fijados para cada tipo de plástico ensayado; además debe cortar rápida y limpiamente al extruido y recibir las muestras tomadas.

El sistema de cálculo del índice de fluidez: Se encarga de pesar las muestras, y mediante un cálculo simple obtener el índice de fluidez del plástico ensayado.

Dispositivos adicionales:

Los soportes de carga y el tapón: sostienen al pistón y su carga evitando la salida del plástico fundido hasta el momento del inicio del ensayo. Se usa para plásticos con índices de fluidez mayores a 10g/10 min.²

Una superficie térmicamente aislada, para recibir al pistón caliente antes de su re inserción dentro del cilindro.

2.2 Lista de exigencias

D: deseo E: exigencia	Exigencias	Valores
	<p>Todas las medidas dadas por la Norma ASTM1238-04 C, procedimiento A, (a 23 ± 5 °C de temperatura).</p> <p>1. El sistema de sujeción y nivelación del plastómetro</p> <p>D Deberá asegurar el alineamiento vertical del plastómetro.</p> <p>D Deberá estar protegido contra el ambiente y salpicaduras.</p> <p>2. El sistema de mantenimiento, operación y control de dimensiones</p> <p>E Sencillo y de fácil manejo.</p> <p>E Económico.</p> <p>3. El Sistema de calentamiento y control de temperatura</p> <p>E Un calentador que mantenga la temperatura de los 10 mm sobre la boquilla dentro de los 0.2 °C de la temperatura deseada durante el ensayo.</p> <p>E La temperatura dentro del barril, desde los 10 mm a 75 mm encima de la boquilla, deberá mantenerse dentro del 1% de la temperatura fijada.</p> <p>D Los sensores de temperatura serán usados con un lector de temperatura que tenga una sensibilidad de al menos 0.1 °C.</p>	

D: deseo E: exigencia	Exigencias	Valores
<p>E</p> <p>E</p> <p>E</p> <p>E</p> <p>E</p> <p>E</p> <p>E</p> <p>E</p> <p>E</p> <p>E</p> <p>E</p> <p>E</p> <p>E</p> <p>E</p>	<p>El calor deberá estar aplicado completamente el largo del cilindro.</p> <p>El sensor de temperatura y el equipo de lectura deberán estar calibrados según una norma nacional por lo menos una vez al año.</p> <p>4. El sistema extrusor</p> <p>a. El cilindro</p> <p>Material resistente al desgaste y a la corrosión química a las temperaturas exigidas por la norma.</p> <p>Dureza</p> <p>Agujero pasante a lo largo del cilindro</p> <p>Acabado superficial del agujero de al menos 12 rms</p> <p>Mínima resistencia al pistón, mínima adherencia al plástico y resistente al desgaste.</p> <p>Deberán tomarse las medidas necesarias para asegurar el alineamiento verticalidad del agujero.</p> <p>Dos Agujeros para el sensor térmico y termómetro</p> <p>Que alcancen a la zona de fundición del plástico.</p> <p>b. La Boquilla</p> <p>diámetro: de medida tal que caiga suelta en el fondo del cilindro.</p> <p>Material resistente al desgaste y a la corrosión química a las temperaturas dadas por la norma.</p>	<p>60 a 65 HRC</p>

D: deseo E: exigencia	Exigencias	Valores
	<p>Agujero pasante a lo largo del dado</p> <p>E Acabado superficial del agujero de al menos 12 rms</p> <p>E Mínima adherencia al plástico y resistente al desgaste.</p> <p>c. El pistón</p> <p>La base del pistón</p> <p>E Material: resistente al desgaste y a la corrosión química a las temperaturas dadas por la norma.</p> <p>E Acabado superficial: de al menos 12 rms</p> <p>E Dureza:</p> <p>E Intercambiable.</p> <p>E La base del pistón debe estar a 48 mm sobre la boquilla para el inicio del ensayo.</p> <p>El cuerpo y la cola del pistón</p> <p>E La cola del pistón en contacto con la pesa deberá aislarse.</p> <p>E Diámetro del cuerpo del pistón: máximo.</p> <p>E El peso total del pistón será:</p> <p>d. La guía del pistón</p> <p>E Deberá asegurar el movimiento vertical y alineado del pistón, tener un ajuste suelto con el pistón y apoyarse en la cima del cilindro.</p> <p>e. La tapa de acero</p> <p>E Un plato de acero adherido al fondo del cilindro para retener a la boquilla dejando pasar al extruido.</p>	<p>55 a 59 HRC</p> <p>8.915 mm</p> <p>100 g</p>

D: deseo E: exigencia	Exigencias	Valores
	<p>f. Las pesas</p> <p>E Que satisfagan todos los tipos de ensayos especificados.</p> <p>E El peso conjunto de la pesa y el pistón no deberá exceder del 0.50% del mismo.</p> <p>E Deberá de usarse el menor número de pesas.</p> <p>E Deberán poder manipularse fácilmente y con seguridad.</p> <p>5. El sistema de control de tiempo y toma de muestras de ensayo</p> <p>E Capaz de señalar los momentos de toma de muestras.</p> <p>E Que recorte y recoja las muestras extruidas.</p> <p>6. El sistema de cálculo de índice de fluidez</p> <p>E Capaz de medir el peso de la muestra con una precisión de:</p> <p>7. El montaje</p> <p>D Debe ser sencillo, fácil de transportar y desmontar sin necesidad de muchas herramientas.</p> <p>D Debe ser ligero y resistente a la deformación, respetando los requerimientos de verticalidad.</p> <p>E Evitar la cercanía a equipos sensibles al calor y no exponerlo a equipos que emitan calor, viento, vibración o suciedad.</p>	<p>± 0.001 mg</p>

2.3 El sistema de sujeción y nivelación del plastómetro

Esta sección comprende al bastidor, el soporte del cilindro y un nivel de verticalidad.

2.3.1 El bastidor

Es la estructura que se encarga de sujetar al sistema extrusor y de modificar su inclinación. Consiste de una base, de dos torres fijas y de las patas regulables de la base. Sobre las torres fijas 1 y 2 del bastidor se montan el soporte de la carga y el soporte del cilindro respectivamente. Ver figura 2.1.

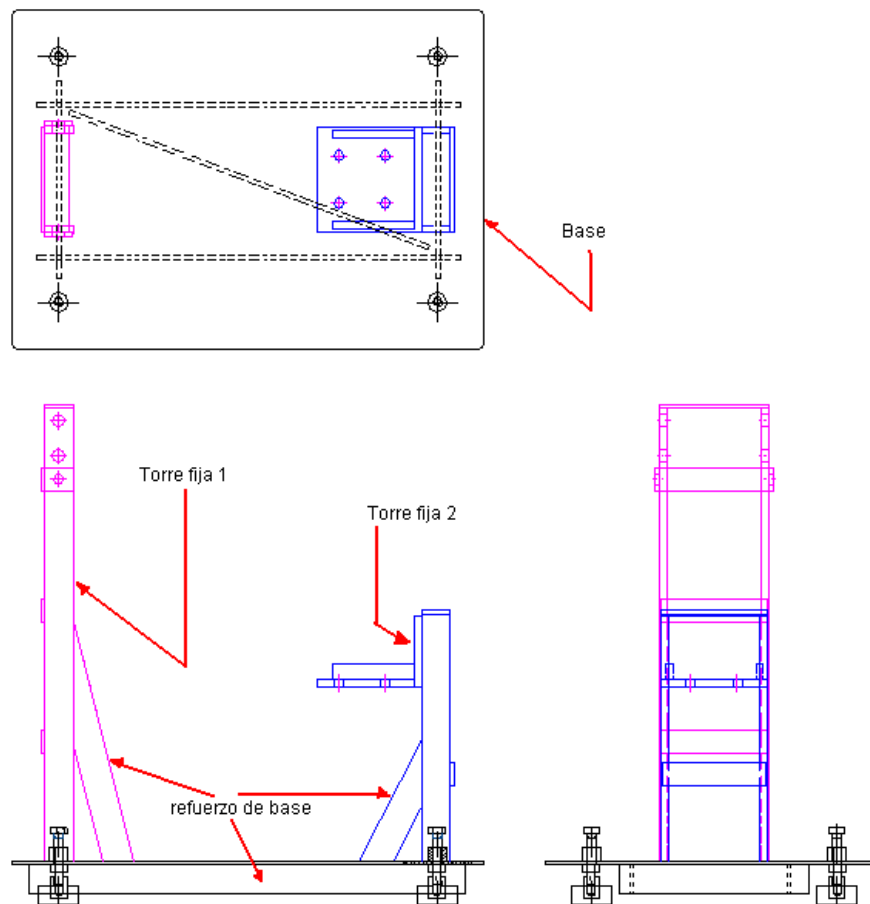


Figura 2.1 Esquema del bastidor mostrando sus partes.

A. La torre fija 1

Recibe al soporte de carga (ver página 73) y lo ajusta mediante pernos, tuercas y bocinas, ver Figura 2.2. El conjunto de la torre fija 1, el soporte de carga y soporte de carga móvil (página 76) solo detienen al pistón cargado en su desplazamiento vertical hacia abajo hasta el inicio del ensayo, momento en que se retira el soporte de carga móvil dejando libre al pistón y descargada a la torre fija 1 y el soporte de carga.

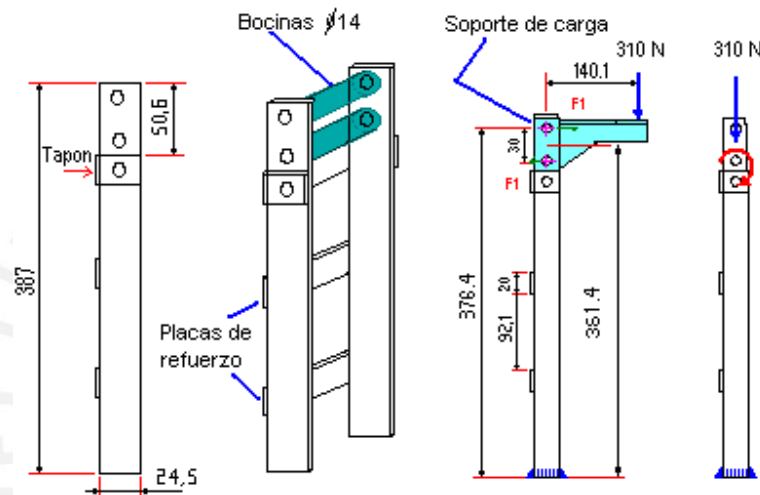


Figura 2.2 Esquema de la torre fija 1, del soporte de carga y carga máxima. Sin los refuerzos para la base.

Cálculos para la torre fija 1

Toda la torre está sometida a flexión y compresión; trabaja sólo hasta el momento de inicio de la extrusión y para materiales con índice de fluidez mayor a 10 g/10 min.

a. cálculo de los esfuerzos de corte y flexión

En la base de la torre fija 1

La carga máxima para el pistón y la pesa es de 31,6 kg; aprox. 310 N. (Fig. 2.2)

$$M = 310 \cdot 140,1 \text{ N} \cdot \text{mm} = 43\,431 \text{ N} \cdot \text{mm}, \quad 140,1 \text{ mm de brazo}, \quad \tau_c = 0$$

$$\sigma_f = \frac{(43431) \cdot 12.25}{2 \cdot \frac{1}{12} \cdot 6.35 \cdot 24.5^3} = 34,18 \text{ N/mm}^2; \quad \sigma_N = \frac{310}{2 \cdot 6.35 \cdot 24.5} = -0,99 \text{ N/mm}^2$$

Y de $\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_N)^2 + 3\tau_c^2}$, tenemos:

$$\sigma_{eq} = 33,19 \text{ N/mm}^2 \leq 247,94 \text{ N/mm}^2 \text{ (ASTM A 36-96), FS} \approx 7.47.$$

b. inclinación y su efecto sobre la carga

En este caso (flexión) usaremos la fórmula para hallar el ángulo de flexión. Ese será el ángulo que hará que aparezca una componente horizontal de la carga que disminuirá el valor real de ésta sobre el pistón, esta variación se calcula con la expresión: $\Delta F = (1 - \cos \alpha) * 100$. Para el cálculo de la inercia de la sección transversal (Fig. 2.3) no hemos considerado el efecto de las dos placas de refuerzo (horizontales) que unen ambas platinas de la torre.

$$\alpha_t = \frac{ML}{EI}; \quad E = 2,1 * 10^5 \text{ N/mm}^2; \quad \text{siendo } I = I_{xx} \text{ para este caso}$$

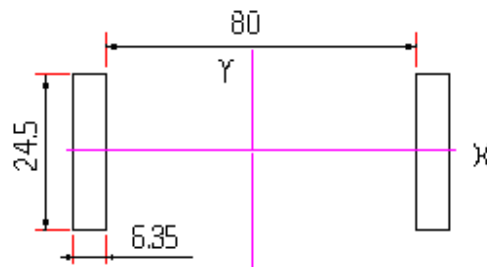


Figura 2.3 Esquema para cálculo de la inercia de la torre fija 1.(vista horizontal)

$$I_{xx} = 2 * \frac{1}{12} * 6.35 * 24.5^3 = 15\,563.982 \text{ mm}^4$$

$$I_{yy} = 2 * \left(\frac{1}{12} * 24.5 * 6.35^3 + (40 + 6.35/2)^2 * 24.5 * 6.35 \right) = 581\,054.2152 \text{ mm}^4$$

$$\alpha = \frac{43431 * 361,4}{E * 15563.982} = 0.004802285 \text{ radianes (0.2751506 grados)}. \text{ La variación}$$

de carga será: $\% \Delta F = (1 - \cos \alpha) * 100 = 0.001153095\% \leq 0.5\%$; aceptable.

Siendo 0.5% la tolerancia permitida por la norma ASTM D 1238 c para la variación del peso de la carga de ensayo.

c. Pandeo

El valor de σ_{adm} de pandeo para un acero St 37 es $137,2 \text{ N/mm}^2$ (anexo 1).

Las características de fluencia y de resistencia a la tracción del ASTM A 36 se asemejan a las de un acero St 37 por ello hemos tomado su esfuerzo admisible al pandeo como una referencia para el cálculo.

El conjunto presenta un eje del material (eje xx) y un eje libre (eje yy).

i) cálculo según el eje del material (eje xx)

Considerando toda la torre fija 1 de igual sección transversal:

$$F = 310 \text{ N}; \quad A = 6.35 \cdot 24.5 \cdot 2 = 311.15 \text{ mm}^2. \quad \sigma = \frac{F}{A} = \frac{310}{311.15} = 0.996 \text{ N/mm}^2.$$

$$I_{xx} = 15\,563.982 \text{ mm}^4; \quad i_{xx} = \sqrt{\frac{I_{xx}}{A}} = 7.07 \text{ mm}.$$

La longitud total es: $L = 376.4$, porque el eje del perno superior es el lugar desde donde empieza a recibir la carga.

$$\lambda = \frac{L}{i_{xx}} = 376.4 / 7.07 = 53.21 \approx 53, \text{ siendo } \lambda_e = 2 \cdot \lambda = 106$$

Usando el método de la secante para pandeo por flexo compresión³

$$\frac{(FS)F_{adm}}{A} = \frac{\sigma_F}{1 + \frac{ec}{i^2} \sec\left(\frac{\lambda}{2} \sqrt{\frac{(FS)F_{adm}}{EA}}\right)}$$

Donde la excentricidad de la carga es: $e = 140.1 \text{ mm}$

La distancia al plano neutro: $c = 12.25 \text{ mm}$

Usando un Factor de Seguridad de 5, tenemos:

$$\frac{(5)F_{adm}}{311.15} = \frac{240}{1 + 34.33 \sec\left(\frac{106}{2} \sqrt{\frac{(5)F_{adm}}{65341500}}\right)}$$

$$F_{adm} = \frac{14935.2}{1 + 34.33 \sec(0.01466 \sqrt{F_{adm}})}; \text{ iterando tenemos: } F_{adm} = 404.95 \text{ N},$$

Luego $310 \text{ N} \leq 404.95 \text{ N}$ aceptable.

ii) cálculo según el eje libre (eje yy)

verificación global

$$I_{YY} = 581\,054.2152 \text{ mm}^4 \quad ; i_{yy} = \sqrt{\frac{I_{yy}}{A}} = 43.21 \text{ mm} ; \quad L = 376.4 \text{ mm}.$$

$$\lambda = \frac{L}{i_{xx}} = 376.4 / 43.21 = 8.71; \quad \lambda_e = 2 * \lambda = 17.42 \quad \lambda_1 = 17 \quad \lambda_i = \sqrt{\lambda^2 + \frac{m}{2} \lambda_1^2};$$

$$m = 2;$$

$$\lambda_i = \sqrt{17.42^2 + 17^2} = 24.34 ; \quad \omega = f(\lambda_i) \quad \lambda_i \approx 24 \text{ por tanto de la tabla,}$$

$$\omega = 1.05; \quad \omega * \sigma = 1.05 * 1.061 = 1.114 \leq 137.2 \text{ N/mm}^2 \quad \text{No pandea.}$$

por sectores

Zona superior: unión con el soporte de carga

Aquí la torre fija 1 esta reforzada por el soporte de la carga uno mediante pernos y bocinas, y su espesor total es 6 mm., además el ancho de la platina es ahora de 23 mm.

$$F_1 = 310/2 = 155 \text{ N}; \quad A = 6 * 23 = 138 \text{ mm}^2. \quad \sigma = \frac{F}{A} = \frac{155}{138} = 1.123 \text{ N/mm}^2.$$

$$I_1 = \frac{1}{12} * 23 * 6^3 = 414 \text{ mm}^4 \quad ; \quad i_1 = \sqrt{\frac{I_1}{A}} = 1.732 \text{ mm} .$$

La longitud de trabajo es la distancia entre los ejes de los pernos: $L_1 = 30 \text{ mm}$

$$\lambda_1 = \frac{L_1}{i_1} = 30/1.732 = 17.32 \approx 17, \text{ según la tabla para St 37 , DIN 4114 hoja 1}$$

tenemos que ω tiende a 1 $\omega * \sigma = 1.0 * 1.123 = 1.123 \leq 137.2 \text{ N/mm}^2$. No pandea. y cumple que $\lambda_1 \leq 50$.

Zona inferior

Aquí la torre fija 1 está sola pero tiene un espesor de 6.35 mm (Fig. 2.4 a), si restamos a la longitud total (376.4 mm) los 40 mm anteriores (desde el eje del perno superior hasta el final del soporte de la carga 1) mas el ancho de la placa que lo refuerza (20mm), para la zona inferior tenemos: $L = 316.4 \text{ mm}$.

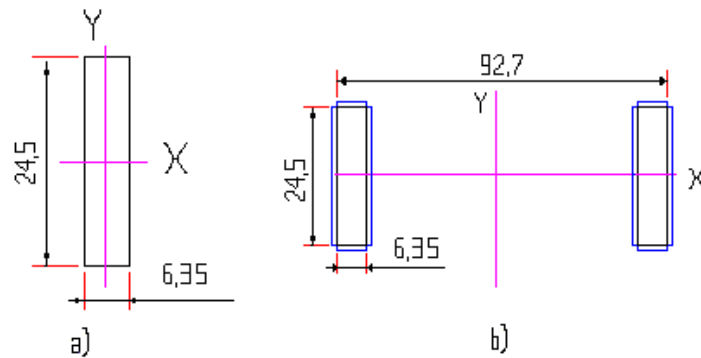


Figura 2.4 a) Esquema para cálculo de la inercia específica de la torre fija 1.
b) Esquema para cálculo de la inercia de cordones de soldadura de la torre fija 1.

$$I_1 = \frac{1}{12} * 24.5 * 6.35^3 = 522.764 \text{ mm}^4; \quad A = 6.35 * 23 = 155.57 \text{ mm}^2.$$

$$i_1 = \sqrt{\frac{I_1}{A}} = 1.833 \text{ mm.} \quad \text{si ponemos dos placas horizontales de refuerzo,}$$

$$\text{tenemos : } 316.4 = 20 + 20 + 3 L_1, \quad \text{luego } L_1 = \frac{276.4}{3} = 92.1 \text{ mm.}$$

$$\lambda_1 = \frac{L_1}{i_1} = 92.1 / 1.833 = 50.26 \approx 50; \quad \text{además } \sigma = \frac{F}{A} = \frac{105}{146.05} = 1.061 \text{ N/mm}^2$$

buscando en la tabla para St 37 , según DIN 4114 hoja 1 , tenemos $\omega = 1.21$

$$\omega * \sigma = 1.21 * 1.061 = 1.284 \leq 137.2 \text{ N/mm}^2 \quad \text{No pandea.}$$

y cumple que $\lambda_1 \leq 50$.

d. Cálculo de la soldadura en el pie de la torre fija 1

Se calculará la resistencia al momento flector del cordón que se encuentra en la base de la torre. (Fig. 2.4 b).

Cálculo de la inercia de los cordones respecto al eje x-x:

$$I' = 4 * \frac{1}{12} * 3 * 24.5^3 + 4 * \frac{1}{12} * 6.35 * 3^3 + 4 * 3 * 6.35 * 13.75^2 = 14706 + 57.14 +$$

$$14406.56 = 29169.70 \text{ mm}^4; \quad M = 140.1 * 310 = 43431 \text{ N*mm}; \quad Y = 14.5 \text{ mm.}$$

$$\sigma_f = \frac{43431 * 15.25}{29169.7} = 22.71 \text{ N/mm}^2. \quad \text{El esfuerzo admisible está definido por:}$$

$$\sigma'_{adm} = \nu * \nu_2 \frac{\sigma_F}{FS}, \quad \nu = \text{factor de carga estática}; \quad \nu_2 = \text{factor de calidad};$$

FS = factor de seguridad., $\sigma_F =$ esfuerzo de fluencia;

$$\sigma'_{adm} = 0.8 * 0.5 * \frac{240}{2} = 48 \text{ N/mm}^2.$$

Para cordones en ángulo y cualquier tipo de soldadura, $\nu = 0.8$.

Sin indicaciones de calidad de costura, $\nu_2 = 0.5$. Y un FS = 2.

$\sigma_F = 240 \text{ N/mm}^2$ para el acero St 37. Por lo tanto: $22.71 \leq 48 \text{ N/mm}^2$.

e. Determinación de las características finales

a) Geometría

Las dadas en los planos adjuntos.

b) Acabado Superficial

12,5 μm (N10) mecanizado basto.

c) Tolerancia

Basta según DIN 7168 (Anexo 2).

d) Material

Se utilizaran platinas ASTM A 36 - 96;

Con las siguientes tolerancias de suministro:

Platina de 1/4"x1 1/4"

Tolerancia de ancho $\pm 0.8 \text{ mm}$; tolerancia de espesor $\pm 0.4 \text{ mm}$.

Con las siguientes propiedades mecánicas:

$\sigma_F = 247.94 \text{ N/mm}^2$; $\sigma_B = 399.84 - 550.76 \text{ N/mm}^2$ (Ver Anexo 3)

e) Ajustes

Para la zona en contacto con el soporte de carga tenemos una tolerancia de +0 y -0.5 mm que nos asegura que de todas maneras el soporte de la carga encaja.

Las platinas deberán ser rebajadas a la medida indicada cuidando respetar su verticalidad (perpendicularidad con la base) al momento de la soldadura.

B. La torre fija 2

Recibe a la tapa soporte a través de pernos y bocinas; esta tapa soporte está aislada térmicamente de la torre fija 2 por una capa de barlan de 28.5 mm de espeso (Anexo 15). Ver figura 2.5.

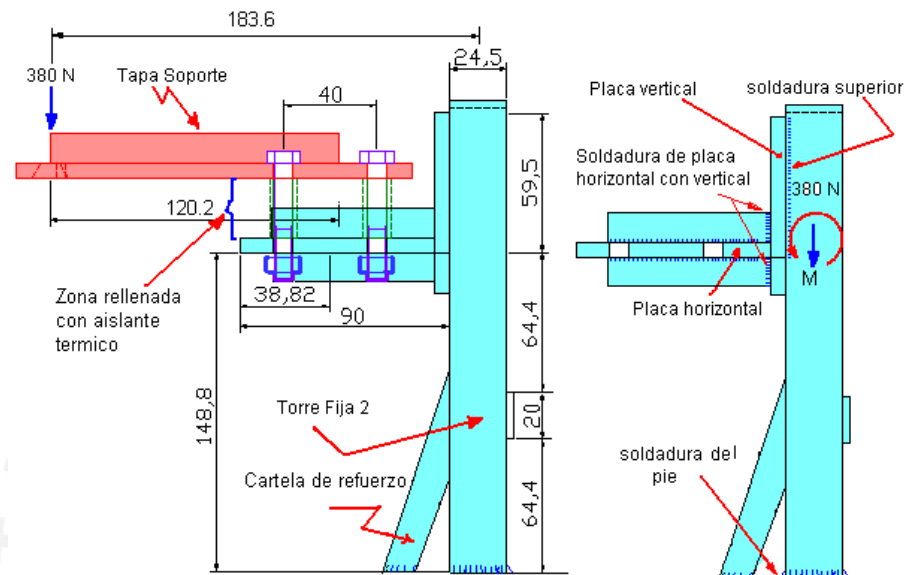


Figura 2.5 Esquema de la torre fija 2, tapa soporte y carga máxima.

Cálculos para la torre fija 2 (Ver Anexo 4)

Se hicieron los cálculos para la resistencia del elemento encontrándose satisfactorio, además también se comprobó la inclinación y el pandeo.

El cálculo de la resistencia de las tres soldaduras relevantes también fue satisfactorio.

Determinación de las características finales

a) Geometría

Las dadas en los planos adjuntos.

b) Acabado

12,5 μ m (N10) mecanizado basto.

c) Tolerancia

Basta según DIN 7168.

d) Material

Se utilizarán platinas ASTM A 36 - 96;

Con las siguientes tolerancias de suministro:

Platina de 1/4"x1 1/4" , 1/4"x1" y 1/4"x2"

Tolerancia de ancho ± 0.8 mm. Tolerancia de espesor ± 0.4 mm.

Platina de 1/4"x 4"

Tolerancia de ancho ± 1.5 mm. Tolerancia de espesor ± 0.4 mm.

Con las siguientes propiedades mecánicas:

$$\sigma_F = 247.94 \text{ N/mm}^2; \quad \sigma_B = 399.84 - 550.76 \text{ N/mm}^2$$

Las platinas deberán ser rebajadas a la medida indicada cuidando respetar su verticalidad (perpendicularidad con la base) al momento de la soldadura.

C. La Base

Recibe a las dos torres (torre fija 1 a la izquierda y torre fija 2 a la derecha) y modifica la verticalidad del sistema (la que se controla con un nivel de burbuja circular apoyado sobre un soporte y éste acoplado al agujero del cilindro, ver punto 2.3.3). Para nivelar el sistema usa 4 patas de longitud regulable. Esta rigidizada por cuatro platinas de 1/8"x1". Ver figura 2.6.

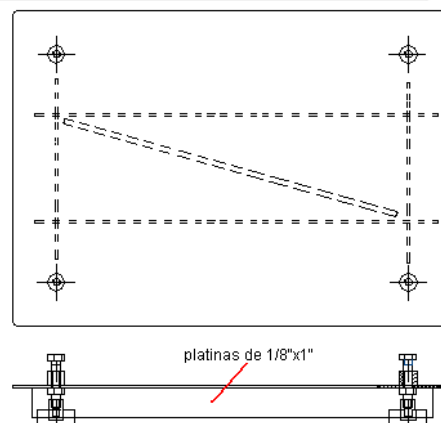


Figura 2.6 Esquema de la Base del bastidor.

Determinación de las características finales

a) Geometría

La dada en el plano adjunto.

b) Acabado

12,5 μ m (N10) mecanizado basto.

c) Tolerancia

Basta según DIN 7168 para las medidas que no tienen indicación de tolerancia.

d) Material

Plancha gruesa de 3 x 1500 x 2400; ASTM A36 – 96 y platinas de 1/8"x1".

Las patas regulables de la base del bastidor

Sostienen la base del bastidor y controlar el nivel del plastómetro; están formadas por 4 pernos M8*40 DIN 933-8.8 totalmente roscados, en sus extremos están atornillados a una pata de acero que está protegida por un material sintético (base de pata) y de mediante unos apoyos roscados (M8) de 16 mm de diámetro y 12 mm de alto, en cada una tuerca M8 para restringir el movimiento después de nivelar. Ver figura 2.7.

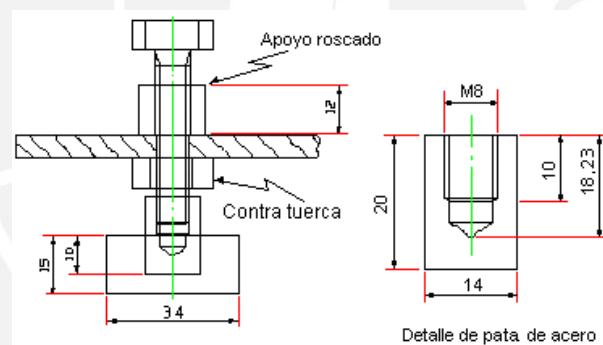


Figura 2.7 Esquema de una pata regulable.

Las bocinas

El par mayor se encuentra en la unión de la torre fina 1 con el soporte de la carga (en posición horizontal) y el par menor en la unión entre la tapa soporte y la torre fija 2 (posición vertical). Ver figura 2.2, 2.8 y 2.10.

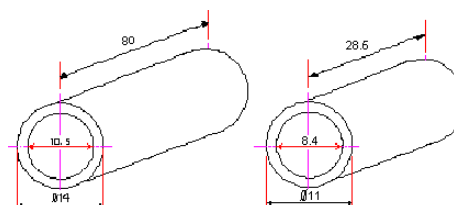


Figura 2.8 Esquema de las bocinas de las torres fijas.

a) Geometría

La dada en el plano adjunto.

b) Acabado

12,5 μ m (N10) mecanizado basto.

c) Tolerancia

Basta según DIN 7168 para las medidas que no tienen indicación de tolerancia.

d) Material

Barras redondas lisas ϕ 5/8"; ASTM A36

Suministrados con una tolerancia de diámetro mucho menor a \pm 0.25 mm.

e) Ajustes

A las bocinas horizontales se les ha dado una tolerancia tal que nos asegure que siempre van a entrar en la torre fija 1, $80 + 0$ y $- 0.2$ mm. Las bocinas verticales tienen tolerancia simétrica de 0.2 sin más detalles pues debe ayudar a unir piezas y no encajar en alguna parte como es el caso de las bocinas horizontales.

2.3.2 La tapa soporte

La tapa soporte cumple dos funciones: la primera es evitar que la boquilla salga del agujero del cilindro (sistema de extrusión) y la segunda es sujetar al cilindro (sistema de sujeción y nivelación del plastómetro). Esta unida a la torre fija 2 por 4 pernos y bocinas además de aislada térmicamente. Para obtener mayor rigidez presenta dos cartelas soldadas por casi toda su longitud. Ver figura 2.9.

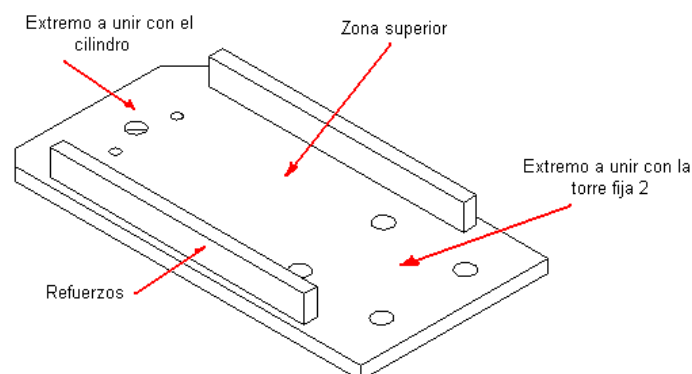


Figura 2.9 Esquema de la tapa soporte.

Se encuentra aislada térmicamente de la torre fija 2 (zona inferior) por barlan de 28.5 mm de espesor y por arriba por barlan de 25.4 mm de espesor que reducen su temperatura exterior a cerca de la temperatura ambiente (Anexo 15).

Además toda la zona exterior de unión de la tapa soporte con la torre fija 2 está protegida por una cubierta de acero de 1 mm de espesor cerrada por puntos de soldadura y apoyada en la torre fija 2.

A. Cálculos de resistencia e inclinación para la tapa soporte (ver Anexo 5 y Anexo 13)

Se hicieron los cálculos para la resistencia del elemento encontrándose satisfactorio, además también se comprobó la inclinación.

B. Cálculo de la unión entre la tapa soporte y la torre fija 2⁴

La unión será hecha mediante 4 tornillos, éstos están sometidos al peso total de la carga (el caso máximo) además del peso del cilindro y de los demás componentes del plastómetro, este peso se aproxima a 380 N y además se tiene un brazo de palanca de 124 mm, según se muestra en la figura 2.10.

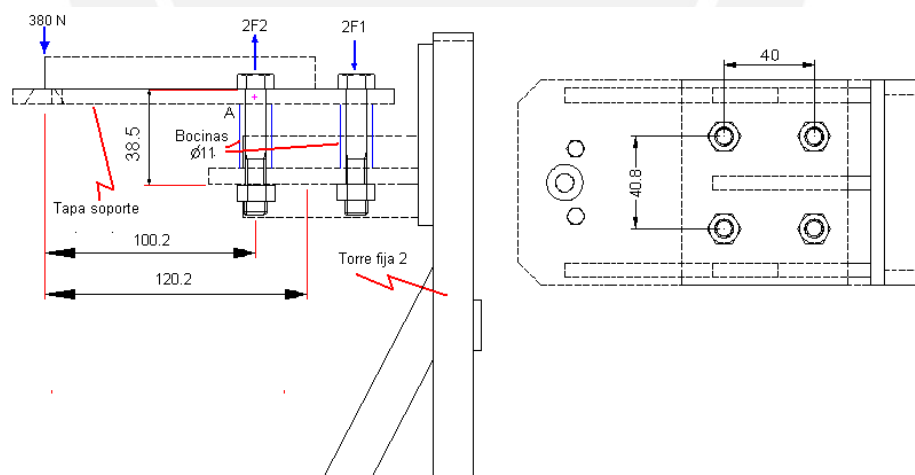


Figura 2.10 Esquema del cálculo de unión atornillada entre la tapa soporte y la torre fija 2.

El cálculo de F1 y F2, es como sigue:

$$\sum MA = 0 \quad 2 \cdot F1 \cdot 40 = 100.2 \cdot 380; \quad F1 = 475.95 \text{ N luego del equilibrio vertical:}$$

$$F2 = 475.95 + 190 = 665.95 \text{ N}$$

Ahora la carga total sobre un tornillo F_s será: $F_1 = 475.95$ N aplicado axialmente.

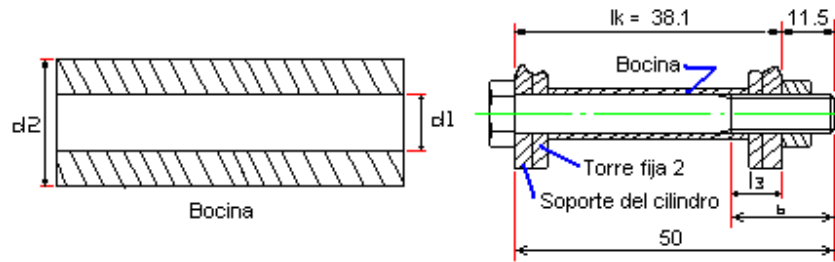


Figura 2.11 Esquema de fuerzas, bocina y tornillo para cálculos de unión entre la tapa soporte y la torre fija 2.

Los tornillos sujetan las placas de la torre fija 2 y de la tapa soporte y además están soportados por unas bocinas, por tanto se tiene la estructura mostrada por la figura 2.11.

$l_3 = b - 11.5$; longitud roscada que trabaja del tornillo.

$l_1 = lk - l_3$; longitud no roscada que trabaja del tornillo.

$d_A = d_2 = 14$ u 11 diámetro de la zona de influencia

y $d_h = d_1 = 8.4$ diámetro del agujero

Tabla 2.1 Geometría para tornillos de diferentes diámetros.

d	dw	dA	m	b	lk	l_3	l_1
10	17	14	8	26	38.1	14.5	24
8	13	11	6.5	22	38.1	10.5	28
7	11	11	5.5	20	38.1	8.5	30

En los cálculos para M8 y M10 usamos para el área equivalente de las placas:

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4} (d_A^2 - d_h^2) \text{ puesto que para esos casos } dw > d_A$$

$dw = s =$ diámetro de la cabeza del tornillo.

Búsqueda del tamaño del tornillo

Con el valor de $F_s = 475.95$ N hallado, el tipo de carga aplicada y la clase de resistencia del tornillo, 8.8, buscando en la tabla 7 del manual de Elementos de Máquinas 1, uniones atornilladas, se observa que se pueden usar tornillos pequeños, buscando factores de seguridad más altos (debido a la temperatura a la cual pueden encontrarse los tornillos al momento de trabajar) hemos hecho la

operación para tornillos M7, M8 y M10 encontrándose que el M8 cumplía con los requerimientos de buen factor de seguridad y tamaño adecuado.

Mostraremos a modo de ejemplo las formulas usadas en el orden de la obtención de los resultados seguidos para el M8.

Cálculo de la elasticidad del tornillo, δ_s , se usaron las siguientes fórmulas:

$$\delta_s = \delta_k + \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_{GM}; \quad \delta_k = \frac{0,4d}{A_N E_S}; \quad A_N = \pi \frac{d^2}{4}, \text{ para el ejemplo } d = 8$$

$$\delta_1 = \frac{l_1}{A_N E_S}; \quad \delta_2 = \frac{l_2}{A_t E_S}, \quad A_t = \pi \frac{d_t^2}{4} \text{ (} d_t \text{: diámetro menor de tornillo con entalladura, en este caso no hay entalladura).}$$

$$\delta_3 = \frac{l_3}{Ad_3 E_S}; \quad \delta_{GM} = \frac{l_G}{Ad_3 E_S} + \frac{l_M}{A_N E_S}, \quad l_G = 0,5d \text{ y } l_M = 0,4d.$$

Ad_3 : área de sección de raíz. E_S = modulo de elasticidad del tornillo.

$$\text{Para la elasticidad de las placas } \delta_p: \delta_p = \frac{l_k}{A_{ers} E_p}$$

$$\text{Además } \phi_k = \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p}; \text{ siendo } N = 1, \text{ se tiene } \phi = N\phi_k$$

La carga de trabajo en la dirección del eje del tornillo, FA es 475.95 N.(no existe FQ, carga de corte)

Las formulas que darían las cargas en el tornillo y en las placas son:

$$FSA = N\phi_k FA \text{ y } FPA = (1 - N\phi_k)FA.$$

$$\text{La Fuerza de asentamiento está dada por: } Fz = \frac{fz}{\delta_s + \delta_p} \text{ N,}$$

$$\text{siendo } fz = 3.29 \left(\frac{l_k}{d} \right)^{0.34} * 10^{-3} \text{ mm, la deformación por asentamiento.}$$

La fuerza de montaje máxima está dada por:

$$FM_{max} = \alpha_A \left(\frac{FQ}{\mu} + (1 - \phi)FA + Fz \right), \text{ siendo } \mu \text{ el coeficiente de fricción entre las}$$

placas que tomamos como 0.14 conservadoramente y tomando el factor de

ajuste, $\alpha_A = 2$.

La fórmula de la fuerza máxima en el tornillo es: $F_{S_{\max}} = FM_{\max} + \phi FA$

Se obtiene que $F_{S_{\max}} = 1857.9 \text{ N}$ es menor que $FM = 16,500 \text{ N}$ (hallado en la tabla 1 del manual para $\mu_G = 0.14$ coeficiente de rozamiento entre las roscas del tornillo y la tuerca del tornillo M8 de clase 8.8 que me da un Factor de seguridad de 8.8.

Ahora se verificara la resistencia elástica del tornillo.

Se sabe que : $\frac{Ma}{FM_{\max} d} = 0.022 + 0.525\mu_G + 0.9645\mu_k$, donde $\mu_k = 0.14$

Para el tornillo M8 clase 8.8 tenemos del manual $\sigma_{0.2} = 640 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_f = \frac{F_{S_{\max}}}{Ad3} = \frac{1857.9}{32.84} = 56.57 \text{ N/mm}^2; \quad \tau = \frac{16Ma}{\pi d^3}$$

Calculando para $d = 8$, $Ma = 2,435.66 \text{ Nmm}$ entonces $\tau = 24.23 \text{ N/mm}^2$, luego :

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2} = 70.43 \text{ N/mm}^2 \leq 640 \text{ N/mm}^2 \quad FS = 9, \text{ acceptable.}$$

Verificación dinámica

La resistencia a la fatiga según la tabla del manual para un M10 bonificado es:

$$\sigma_{A_{adm}} = 0.75 \left(\frac{180}{d} + 52 \right) = 55.875 \text{ N/mm}^2$$

Calculando el esfuerzo de fatiga para el tornillo

$$\sigma_a = \phi \left(\frac{F_{AO} - F_{AU}}{2Ad3} \right) \text{ siendo } F_{AO} = 475.95 \text{ N} \text{ tenemos un } \sigma_a = 3.33 \leq 55.875 \text{ N/mm}^2$$

, FS = 16.7. Aceptado.

Verificación del aplastamiento

$$\text{Debe cumplirse que: } P = \frac{FM_{\max} + \phi FA}{Ap} \leq P_G; \quad Ap = \frac{\pi}{4} (dw^2 - dh^2);$$

Tomamos $P_G = 420 \text{ N/mm}^2$ para un acero St 50 que generalmente se usa para pernos con cargas medianas. Calculando se cumple: $18.85 \text{ N/mm}^2 \leq 420 \text{ N/mm}^2$, acceptable.

Observación, el esfuerzo admisible para aplastamiento debe de ser mayor al usado aquí puesto que usamos pernos 8.8.

La unión especificada se logra satisfactoriamente mediante 4 pernos hexagonales M8*50 DIN 931-8.8 y tuercas M8DIN 934-8. La tabla 2.2 muestra los resultados obtenidos.

C. Determinación de las características finales

a) Geometría

La dada en el plano adjunto.

b) Acabado

12,5 μ m (N10) mecanizado basto.

c) Tolerancia

Basta según DIN 7168 para las medidas que no tienen indicación de tolerancia.

d) Material

Se utilizaran platinas ASTM A 36 – 96 3/8"x4" y 1/8"x1/2";

Observación: la tapa soporte esta unida al cilindro por dos pernos M4x10 DIN 933, estos solo mantienen unido el cilindro a la tapa soporte, el efecto de la carga lo recibe la tapa soporte.

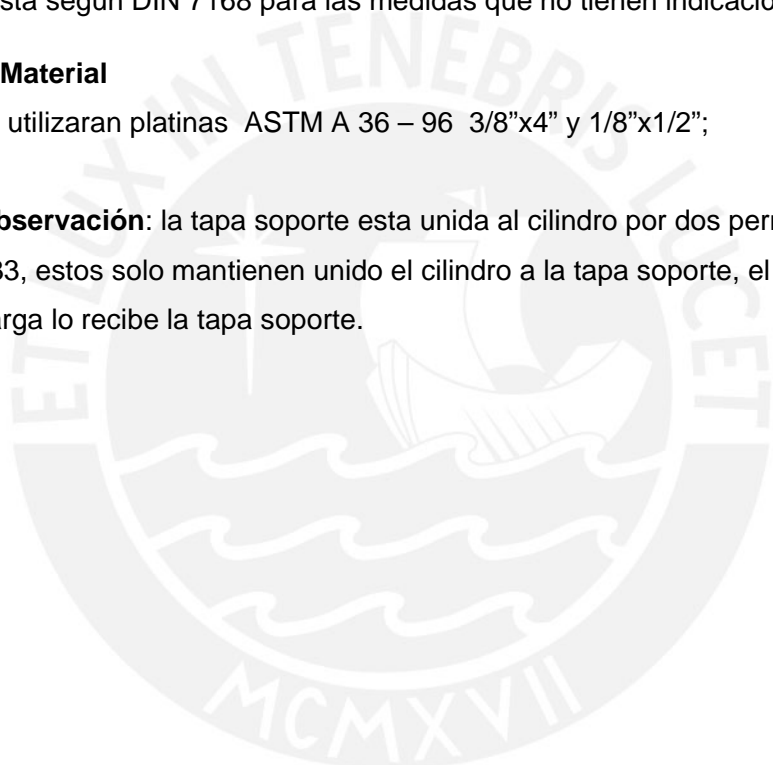


Tabla 2.2 Cálculo de la unión entre la tapa soporte y la torre fija 2.

carga = 380 N; Fs = 475.95 N														
d	lk	dh	dw	dA	x	AN	δ_K	I1	I3	Ad3	δ_1	δ_3	δ_G	δ_s
10	38.1	10.5	17	14	---	78.5398	4.9E-07	24	14.5	52.3	1.46E-06	1.32E-06	4.55E-07	3.71E-06
8	38.1	8.4	13	11	---	50.2655	6.1E-07	28	10.5	32.84	2.65E-06	1.52E-06	5.8E-07	5.36E-06
7	38.1	7.4	11	11	1.51	38.48	6.9E-07	30	8.5	26.18	3.71E-06	1.55E-06	6.36E-07	6.58E-06

Aers	δ_p	N	ϕ	fZ	Fz	α_A	μ	μ_G	Fa	FQ	FS	Fmax	Fsmax	FM	MA
67.3479	2.7E-06	1	0.4203	0.0052	808.878	2	0.14	0.14	475.95	0	1.0	2,169.58	2,369.62	26,000	51,000
39.6155	4.6E-06	1	0.4607	0.0056	562.629	2	0.14	0.14	475.95	0	1.0	1,638.63	1,857.90	16,500	25,000
52.0248	3.5E-06	1	0.3461	0.0059	580.939	2	0.14	0.14	475.95	0	1.0	1,784.29	1,949.03	13,100	17,000

Verificación de la resistencia elástica										
d	Fsmax	Ad3	σ_f	μ_G	μ_K	Fmax	Ma	τ	σ_{eq}	$\sigma_{0.2}$
8	1,857.90	32.84	56.57	0.14	0.14	1,638.63	2,435.66	24.23	70.44	640

Verificación de la resistencia dinámica							Verificación del aplastamiento							
d	Fao	Fau	ϕ	Ad3	σ_a	σ_{adm}	Fmax	ϕ	Fa	dA	dh	Ap	P	P_G St 50
8	475.95	0	0.461	32.84	3.3	55.875	1,638.63	0.461	475.95	14	8.4	98.52	18.85	420

4 tornillos M8*50 DIN 931

Longitudes, deformaciones y diámetros: d, lk dh, dw, dA, I1, I3, fz , en mm

Areas: An, Aers, Ad3, Ap en mm²

Elasticidades: δ_1 , δ_3 , δ_y , δ_p , en mm/N

Fuerzas y momentos Fz, Fa, FQ, Fmax, Fsmax, FM, Fao, Fau, Ma, MA en N y N.mm

Esfuerzos: σ_f , σ_{eq} , $\sigma_{0.2}$, σ_a , σ_{adm} , P, P_G en N/mm²

2.3.3 Estudio del alineamiento vertical

El pistón debe estar libre de moverse en la posición vertical, si el instrumento no está nivelado, el pistón puede ser retardado por fricción cuando toque la pared del agujero del cilindro, esto introduciría errores en los resultados además de dañar también al cilindro. El pistón debe moverse en un exacto plano vertical, esto será controlado por un nivel de burbuja circular que descansará sobre un soporte, el cual tiene un eje que se acoplará al agujero del cilindro (ver fig.2.12). y las patas reguladoras de la base del plastómetro.

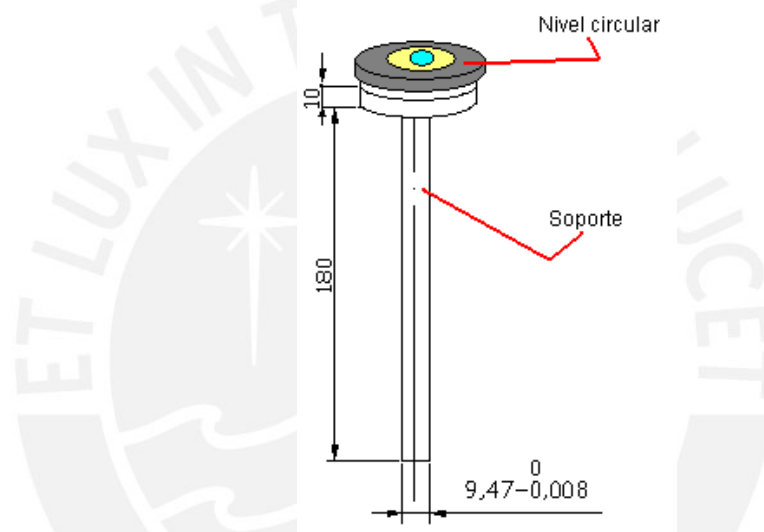


Figura 2.12 Esquema del nivel circular y su soporte

En el apéndice 11 de la norma ASTM D 1238 04 c se dice que este nivel con una sensibilidad de 20 min/2.5 mm es satisfactorio, esto es equivalente a 5.81 mm/m (expresado como pendiente); esa sensibilidad implica que por una división que se mueva la burbuja, el eje habrá inclinado 20 minutos o sea 0.33 grados. De los cálculos de la torre fija 1, soporte de carga, tapa soporte, torre fija 2 y pistón (por inclinación o deformación para la carga máxima posible) se obtiene una variación conjunta del ángulo de inclinación, (antes del inicio del ensayo y en el momento de inicio de ensayo) ver tabla 2.3 (ambos grupos no trabajan simultáneamente).

Tabla 2.3 Desviaciones angulares totales del plastómetro cargado.

Componente y totales	Desviación angular máxima (°)
Torre fija 1	0.27515
Soporte de carga	0.01329
Total de primer grupo	0.28844
Tapa soporte	0.03374
Torre fija 2	0.00050
Pistón (geometría y deformación)	0.09220
Total de segundo grupo	0.12645

Se observa que el total angular del primer grupo está cerca a 0.33° pero en este caso el pistón está inmóvil y no hay extrusión (por lo que no hay daño), además la desviación de la torre fija 1 se ha calculado suponiendo que está libre lo que no es el caso pues en este momento del ensayo la carga está apoyada en el agujero del cilindro por tanto la desviación real es mucho menor.

En el segundo grupo (momento inicial de la extrusión) la suma angular es bastante inferior a 0.33° . Se debe recordar que la desviación del pistón se ha calculado en el momento de inicio del ensayo puesto que es máximo luego al ir descendiendo el pistón esa desviación va disminuyendo hasta hacerse prácticamente nula esto se debe a que la longitud fuera del cilindro va siendo menor y a que la reacción sobre el pistón disminuye al estar en movimiento (inicialmente era igual a la carga total).

La norma se refiere a la alineación del agujero del cilindro cuando aun no hay carga (ASTM D 1238 04 c secc. 9.2) y es en este momento cuando da esa sensibilidad de referencia.

2.4. El sistema de mantenimiento, operación y control de dimensiones

Está formado por el limpiador del agujero de la boquilla, la vara de limpieza del agujero del cilindro, guantes termo aislantes, lentes, mascarilla, embudo, cuchara y el calibrador del agujero de la boquilla.

2.4.1 El calibrador pasa/no pasa

Se mandará fabricar para controlar un agujero de diámetro de $2.1 +0 - 0.01$. Necesario para verificar la medida del diámetro del agujero de la boquilla para así evitar errores en los resultados del ensayo. El diámetro de la boquilla puede disminuir por acumulación de residuos o aumentar debido al uso y la limpieza, por tanto no estar dentro de las tolerancias exigidas.

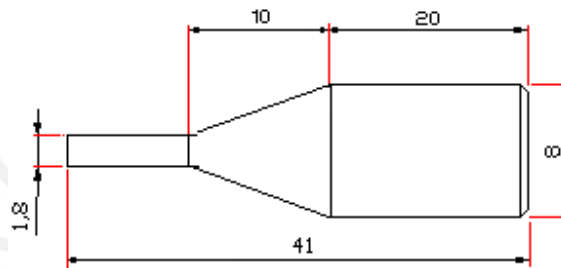


Figura 2.13 Esquema del limpiador de la boquilla.

2.4.2 El Limpiador de la boquilla

Para limpiar la boquilla y manipularla en caliente.

a) Geometría

Las indicadas en el dibujo.

b) Acabado

$12,5 \mu\text{m}$ (N10) mecanizado basto.

c) Tolerancia

Basta según DIN 7168.
e indicadas

d) Material

Aluminio.

2.4.3 La vara de limpieza

Para manipular la boquilla y limpiar el agujero del cilindro.

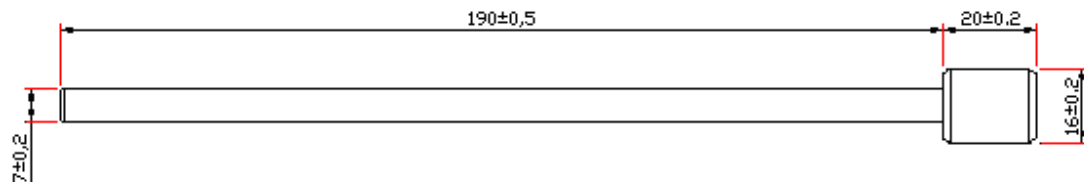


Figura 2.14 Esquema de la vara de limpieza.

a) Geometría

Según la figura.

C) Tolerancia

Basta según DIN 7168.

b) Acabado

12,5 μ m (N10) mecanizado basto.

D) Material

Aluminio.

2.5 El sistema de calentamiento y control de temperaturas

Los dispositivos necesarios serán preparados y ensamblados por el taller responsable.

Se utilizará un sistema de control de temperatura dual, puesto que uno controlará la temperatura de $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ de tolerancia máxima para los 10 mm sobre la boquilla y el otro $\pm 1\%$ de la temperatura de ensayo sobre los 65 mm siguientes. Se necesitara un porta fusibles que rodeara al cilindro, resistencias eléctricas tipo banda, material aislante (fibra de vidrio) y cubierta de acero inoxidable de 25 mm, dos controladores de temperatura , dos contactores de estado sólido, dos termocuplas tipo "J", una llave termomagnética bipolar, 3 contactores auxiliares, botoneras, canaletas, cables, etc. Este sistema comparte el tablero de control con el de control de tiempo.

Todo el sistema estará cubierto por el soporte del horno y la tapa del sistema de calor; la temperatura externa estará cerca a la del ambiente.

2.6 El sistema de extrusión

Consiste de un cilindro, un pistón, una boquilla, una guía del pistón y pesas.

2.6 1 Definición del material y de la temperatura de trabajo del plastómetro**Temperatura de trabajo en los ensayos listados por la Norma ⁵**

Las temperaturas de ensayo de los termoplásticos según ASTM 1238-04 c varían desde un valor de 80°C hasta 380°C . además se sabe que de las 68 condiciones para ensayar termoplásticos enlistadas en la norma:

El 27 % (17 condiciones) usan temperaturas $\leq 200^{\circ}\text{C}$

El 67.6 % (46 condiciones) usan temperaturas $\leq 250^{\circ}\text{C}$ y

El 83.8 % (57 condiciones) usan temperaturas $\leq 300^{\circ}\text{C}$

Por lo tanto la temperatura crítica de referencia para el diseño se tomará igual a 380° C para cubrir así el 100% de los ensayos listados.

Definición del material y de la temperatura de trabajo por sus propiedades

En este caso a través del estudio de los requerimientos de dureza y resistencia al desgaste de los materiales.

A. Selección del material ⁶

De las recomendaciones dadas por la norma ASTM D 1238-04 c para los tres principales componentes del plastómetro (boquilla, pistón y cilindro) tenemos:

La boquilla.- La norma recomienda: aleación de carburo de tungsteno, acero, zafiro sintético o aleación de cobalto-cromo-tungsteno. La dureza no está especificada pero se deduce que debe tener menos dureza que el cilindro y tanta como el pistón.

El pistón.- Según la norma la base del pistón endurecida entre 55 a 59 HRC, da un buen servicio a $T < 200^{\circ} \text{C}$. la base del pistón debe tener una buena resistencia al desgaste; puesto que el plástico fundido contiene impurezas que por fricción producen desgaste en la pieza.

El cilindro.-La norma recomienda una dureza de 60-65 HRC. Al igual que el pistón debe tener buena resistencia al desgaste causado por la fricción con el material plástico fundido.

B. El rango de durezas vs rango de temperaturas requerido

En ciertos aceros no es posible mantener el rango de durezas requerido por la norma trabajando a las elevadas temperaturas del ensayo (hasta 380 °C).

C. Análisis de candidatos para seleccionar el acero del cilindro, pistón y boquilla ⁷

a. Los tres componentes en acero AMUTIT S K460

K460 AMUTIT S

C 0.95%

Si 0.3%

AISI:01 DIN : 100 MN Cr W4

de alto carbono ($C \geq 0.55\%$) y baja aleación.

Cr 4.3%	Mejora la resistencia al desgaste.
V 1.9%	Mejora la resistencia al desgaste y resiste al revenido por endurecimiento.
Mo 5.0%	Resiste al revenido por endurecimiento secundario.
W 6.4%	Promueve la dureza y la resistencia a altas temperaturas.

Este acero viene recocido con una dureza de 280 HB.

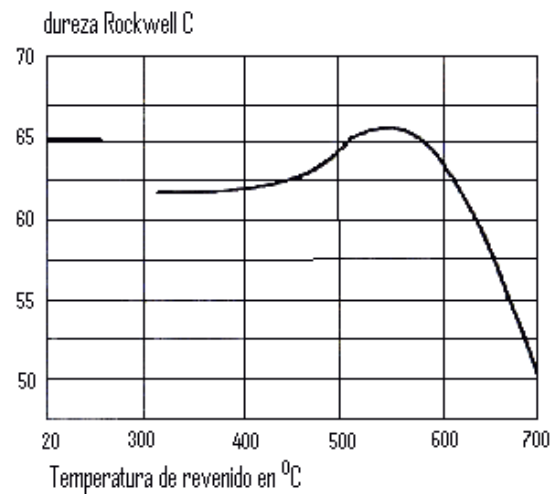


Figura 2.16 Gráfico de revenido para el Acero SUPER RAPID. (Adaptado de [7])

K100 ESPECIAL K

AISI: D3 DIN: X210 cr 12

C 2.0%	De alto carbono ($C \geq 0.55\%$) y baja aleación .
Si 0.2%	Mn 0.3%
Cr 12%	Mejora la resistencia al desgaste.
V 1.9%	Mejora la resistencia al desgaste y resiste al revenido por endurecimiento secundario.

El acero viene recocido con una dureza de 250 HB.

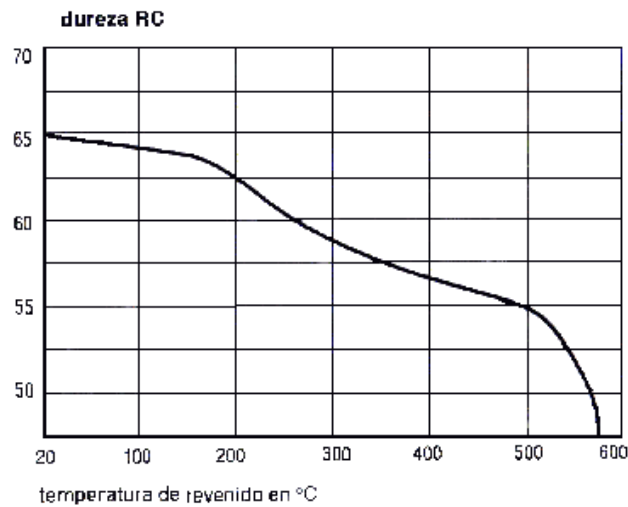


Figura 2.17 Gráfico de revenido para el acero ESPECIAL K. (Adaptado de [7])

Cilindro como este requiere una dureza entre 60-65 RC, el acero SUPER RAPID debe ser revenido a 450°C para obtener una dureza de 62 RC según la figura 2.16

Pistón y Boquilla requieren una dureza entre 55- 59 RC, El acero ESPECIAL K, debe ser revenido a 400°C para obtener una dureza de 56 RC, según la figura 2.17

Con esta combinación de aceros se puede satisfacer tanto los requerimientos de temperatura y dureza para todos los ensayos dados por la norma ASTM 1238-04 c incluso para la temperatura máxima de 380°C.

c. Los tres componentes cilindro, pistón y boquilla en acero IMPACT EXTRA K340

K340 IMPACT EXTRA

C 1.1%	Alto carbono ($C \geq 0.55\%$).
Cr 8.3%	Mejora resistencia al desgaste.
Mo 2.1%	
V 0.5%	Mejora resistencia al desgaste y resiste al revenido por endurecimiento secundario.

El acero viene recocido 250 HB

Dureza RC

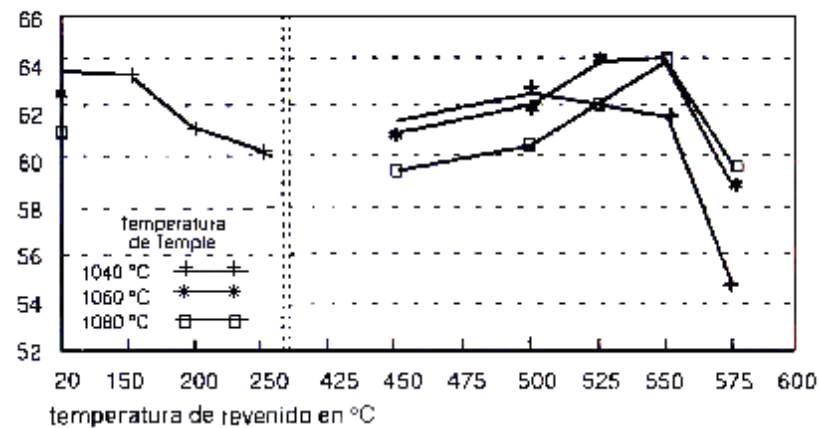


Figura 2.18 Gráfico de revenido para el Acero IMPACT EXTRA. (Adaptado de [7])

Cilindro este requiere una dureza entre 60-65 RC, el IMPACT EXTRA debe ser revenido a 450°C para obtener una dureza de 61 RC, (temperatura de temple: 1060°C) según la figura 2.18

Pistón y Boquilla requieren una dureza entre 55- 59 RC el IMPACT EXTRA debe ser revenido a 563°C para obtener una dureza de 58 RC, (temperatura de temple: 1040°C).

Este acero puede satisfacer los requerimientos de temperatura y dureza de todos los ensayos registrados por la norma ASTM 1238-04. Si la norma en un futuro incorpora mas condiciones de ensayo, con este acero se podría trabajar con temperaturas muchos mayores de la máxima requerida (hasta 500°C) sin riesgo de pérdida de dureza y resistencia al desgaste. El costo del IMPACT EXTRA es menor que del SUPER RAPIDO además tiene más resistencia al desgaste y corrosión que cualquiera de los anteriores aceros; tiene mayor presencia en el mercado y hemos visto que es lo bastante flexible como para fabricar los demás componentes de extrusión con este acero. También es adecuado para el mecanizado por electro erosión (mínimo riesgo de grietas), de gran estabilidad dimensional al cambio de temperaturas y que también se usa para herramientas de medición (en nuestro caso para nuestro calibrador pasa- no pasa ver pag.41).

Por lo tanto, el acero de la tercera opción será el usado en el presente diseño y la temperatura de trabajo para el plastómetro será 380 °C (máxima requerida por la norma) pudiendo ésta llegar incluso a ser 500 °C sin problemas.

2.6.2 Redefinición de cotas y tolerancias dadas por la norma

Las cotas y tolerancias dadas por la norma ASTM D 1238 04 c para los componentes principales del sistema de extrusión presentan una precisión que va hasta la diez milésima de milímetro, como ejemplo para el agujero del cilindro tenemos $9,5504 \pm 0,0076$ mm. Esto presenta grandes problemas para su mecanización pues esa precisión es prácticamente imposible de lograr; normalmente un escariador de longitud variable de entre 9 a 10 mm puede obtener medidas de hasta las centésimas de milímetro o sea en este caso puede obtenerse una medida de 9,55 mm y su respectiva tolerancia a la centésima de milímetro. El inconveniente se pudo haber originado en los valores de las cotas nominales, que dada la norma americana, originalmente habrían estado en pulgadas (así como sus tolerancias) y al hacer la conversión a milímetros se escribieron con todos los decimales sin tener en cuenta que para la mecanización esos decimales no tienen sentido.

Para la función que desempeñaran, por ejemplo, el pistón y el agujero del cilindro es necesario respetar el juego que tengan entre sí para evitar un regreso del plástico derretido por detrás de la base del pistón lo cual afectaría al ensayo; por esta razón si modificamos los valores dados a sus diámetros debemos mantener el juego dado por la norma.

Por ello debido a los juegos involucrados y también a criterios de mecanización se han corregido los valores de los siguientes principales componentes del plastómetro, ver tabla 2.4.

Tabla 2.4 valores de cota y tolerancia corregidas.

	Cota nominal	Tolerancia superior	Tolerancia inferior	Cota máxima	Cota mínima	Juego máximo	Juego mínimo	Juego medio	Intervalo de tolerancia	Corrección de intervalo
Agujero del cilindro original	9.5504	0.0076	-0.0076	9.5580	9.5428	0.0914	0.0610	0.0762	0.0152	0.01
Base del pistón original	9.4742	0.0076	-0.0076	9.4818	9.4666					
Agujero del cilindro corregido	9.55	0.01	0	9.5600	9.5500	0.0900	0.0700	0.0800	0.01	
Base del pistón corregido	9.47	0.01	0	9.4800	9.4700					
Agujero de la boquilla original	2.0955	0.0051	-0.0051	2.1006	2.0904				0.0102	0.01
Agujero de la boquilla corregido	2.100	0	-0.01	2.100	2.0900					

Se observa que al corregir las medidas a la centésima las cotas máxima y mínima del agujero del cilindro y de la base del pistón prácticamente son los mismos y los juegos máximos y mínimos muy semejantes a los originales. En el caso del diámetro del agujero de la boquilla se ha elegido unas medidas en función al criterio de minimización de costos en el mecanizado y la semejanza al valor original.

2.6.3 La boquilla

El material fundido será extruido a través del agujero de la boquilla por ello este componente es muy importante. Ver figura 2.19.

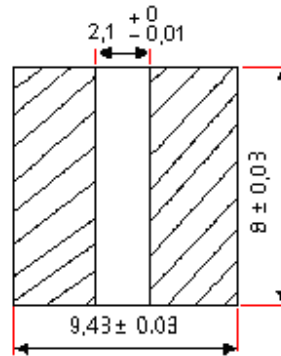


Figura 2.19 Esquema de la boquilla.

Estimación del diámetro y juego de la boquilla

Como el diámetro exterior de la boquilla no se detalla en la norma y sólo se especifica que la boquilla debe caer de manera suelta dentro del agujero del cilindro, iniciaremos el cálculo con un juego de H10/d10 (agujero único) que es usado para ajustes muy libres y correspondientes a una débil precisión.

Tenemos la medida del diámetro del agujero taladrado en el cilindro: 9.5504 ± 0.0076 mm. Luego para empezar el cálculo tomamos un juego de: $9.5504H10/d10$. (no tomamos en cuenta por ahora los ± 0.0076 mm). Donde $9.5504H10$ corresponde al agujero único. (agujero taladrado en el cilindro) Y $9.5504d10$ al diámetro exterior provisional de la boquilla (eje), que es el que deseamos precisar.

Con 9.5504 mm de valor nominal para el diámetro de la boquilla obtenemos:

$$J_{\max} = 156 \mu \quad J_{\min} = 40 \mu ,$$

Además obtuvimos una posición de tolerancia de -40μ y una magnitud de tolerancia de 58μ , lo que nos daba las siguientes cotas:

$$C_{\max} = 9.5504 \quad - 0.040$$

$$C_{\min} = 9.5504 \quad - 0.098$$

Cambiándole de valores de tolerancia pero respetando el valor total:

$$C_{\max} = 9.5504 - 0.040 \quad - 0.000$$

$$C_{\min} = 9.5504 - 0.040 \quad - 0.058$$

Un último cambio de presentación:

$$C_{\max} = 9.5504 - 0.040 - 0.029 \quad + 0.029$$

$$C_{\min} = 9.5504 - 0.040 - 0.029 \quad - 0.029$$

Por lo tanto, efectuando, la nueva cota nominal obtenida para el diámetro exterior de la boquilla resulta ser: 9.4894 mm . Y finalmente junto a su tolerancia tenemos: $9.4894 \pm 0.029 \text{ mm}$ valor que me daría las mismas medidas y juegos que un ajuste H10/d10. Pero como la medida de nuestro agujero taladrado es en realidad $9.5504 \pm 0.0076 \text{ mm}$, los J_{\max} y J_{\min} correspondientes con la medida de la boquilla (eje) que acabamos de hallar serán los siguientes (ver tabla 2.5):

Tabla 2.5 Primer juego de valores de medida entre el agujero del cilindro y el diámetro de la boquilla.

Agujero	Eje o boquilla
$CM = 9.5504 + 0.0076 = 9.5580$	$CM = 9.4894 + 0.029 = 9.5184$
$Cm = 9.5504 - 0.0076 = 9.5428$	$Cm = 9.4894 - 0.029 = 9.4604$
$J_{\max} = 0.0976 = 97.6 \text{ micras}$	
$J_{\min} = 0.0244 = 24.4 \text{ micras}$	

Primero: Vemos que estos valores de juego son semejantes a los de H9/e8, que corresponden a una precisión media:

$$J_{\max} = 83 \mu \quad J_{\min} = 25 \mu$$

Estos son ajustes que se utilizan en condiciones de empleo poco severo que no necesitan más que una precisión media y que pueden permitir un funcionamiento sin engrase.

Segundo: Sabiendo además que los siguientes juegos

$$J_{\max} = 91.4 \mu \quad J_{\min} = 61 \mu$$

Son los que corresponden al diámetro de la base del pistón y al diámetro del agujero del cilindro notamos que son muy semejantes a los que acabamos de obtener, pero, como el requerimiento para nuestro caso es de “caer suelto” (o sea más sueltos que 91.4μ y 61μ) podemos modificar lo hallado de la siguiente forma:

Si quitamos 6 centésimas de milímetro a la medida nominal inicial hallada para el diámetro de la boquilla (eje), obtenemos:

Tabla 2.6 Segundo juego de valores de medida entre el agujero del cilindro y el diámetro de la boquilla.

Agujero	Eje o boquilla
CM = $9.5504 + 0.0076 = 9.5580$	CM = $9.4294 + 0.029 = 9.4584$
Cm = $9.5504 - 0.0076 = 9.5428$	Cm = $9.4294 - 0.029 = 9.4004$
Jmax = $0.1576 = 157.6$ micras	
Jmin = $0.0844 = 84.4$ micras	

Que son juegos sueltos parecidos a los que originalmente teníamos para $9.5504H10/d10$ (156μ y 40μ)

Por tanto la medida será: 9.4294 ± 0.0290 .

Este valor exhibe una tolerancia fina pero no tanto como la que presenta el agujero del cilindro además me da juegos altos, como los buscábamos. Viendo la forma de estos valores y para evitar tiempos de rectificadados innecesarios tomamos como medida final:

$$9.43 \pm 0.03$$

Que es un valor obtenible más económico que el anterior y que cumple mejor el requerimiento de la norma de “caer suelto” por el agujero del cilindro, teniendo unos juegos de:

$$J_{\max} = 158 \mu \quad J_{\min} = 82.8 \mu ,$$

Semejantes a los juegos originalmente obtenidos.

a) Geometría

Las medidas presentadas en el gráfico están dadas por la norma ASTM D 1238-04 c, a excepción de la medida del diámetro exterior que fue calculado.

Diámetro exterior	=	9.4300 ± 0.03
Diámetro interior	=	2,10 +0 - 0,01
Longitud de la boquilla	=	8 ± 0,03

b) Acabado

El agujero que atraviesa la boquilla debe tener un acabado (según la norma) de al menos 12 rms (12 μ in), éste valor según el criterio principal de rugosidad, Ra, esta comprendido entre 8 rms y 16 rms, por lo tanto tomaremos 8 rms (el valor más fino) que equivale a un Ra de 0,2 μ m (N4); ver Anexo 14. La superficie lateral de la boquilla estará en contacto con la correspondiente del agujero del cilindro por lo que se deduce que también tendrá al menos 12 rms de acabado superficial por lo tanto este será de 0,2 μ m. La base y la cima de la boquilla tendrán el mismo acabado 0,2 μ m. Las otras superficies bastaran con 0,6 μ m (N6).

c) Tolerancias

Las tolerancias mostradas están dadas por la norma ASTM D 1238-04 c y se observa que, para las medidas dadas, éstas son muy finas.

Para la boquilla se ha determinado esta tolerancia 9.43 ± 0.03 .

d) Material

IMPACT EXTRA K 340.

e) Dureza

No hay una recomendación específica para la dureza pero dada la función que desempeña el agujero, debe ser resistente al desgaste causado por el paso del plástico fundido y permanecer inalterable el diámetro de este agujero, pues una variación en su medida afectaría sensiblemente el valor del índice de fluidez, por esta razón elegimos una dureza semejante a la de la base del pistón.

Por lo tanto será revenido a 450°C para obtener una dureza de 58 RC.

f) Ajustes

La boquilla deberá caer de manera suelta por el agujero del cilindro.

Esta condición es obtenida por las siguientes medidas:

Para la boquilla de diámetro 9.43 ± 0.03 mm y para el agujero del cilindro de diámetro 9.5504 ± 0.0076 mm, obtengo un juego semejante a un 9.5504 H10/d10. Ver la estimación del diámetro y juego de la boquilla de la **página 50**.

El agujero de la boquilla será electro erosionado con un diámetro previo menor al pedido (2 mm), luego templado y revenido para luego rectificar y darle la medida deseada, finalmente darle el acabado requerido.

2.6.4 El Cilindro

Es el componente principal que recibe al material de ensayo. Ver figura 2.20.

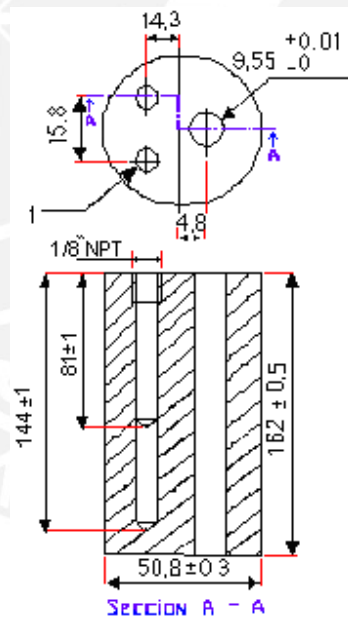


Figura 2.20 Esquema del cilindro

Relación con el sistema de calentamiento y control de temperatura.

El cilindro presentara dos orificios roscados de 1/8" NPT de rosca cónica, a la entrada de las pozas.

El cilindro estará rodeado de resistencias tipo banda y cubierto de aislante de fibra de vidrio en toda su longitud, el conjunto tendrá 25 mm de espesor lo que permite una temperatura exterior de unos 30°C.

Relación con los sensores de temperatura

El cilindro deberá tener dos pozos (cuyas medidas están dadas según la norma ASTM D 1238-04 c) donde irán los sensores de temperatura.

a) Geometría

La mayoría de las medidas principales dadas en la figura 2.19 están recomendadas por la norma ASTM D 1230-04 c, sección 5.2.

b) Acabado

El acabado del agujero que atraviesa al cilindro es crítico y es de al menos 12 rms, se tomará por lo tanto un Ra de $0,2 \mu\text{m}$, (N4) donde las marcas del mecanizado no deben ser visibles a simple vista; ver Anexo 14. Para las demás superficies bastara un torneado de $12,5 \mu\text{m}$, (N10) lo mismo que para el taladrado de los pozos de 7.1 mm de diámetro.

c) Tolerancias

La tolerancia que se muestra para el agujero principal está dada por la norma, a las demás medidas se les ha dado un valor de tolerancia de grado de exactitud media según las tolerancias dadas en la Norma DIN 7168 (Agosto 1970) Tabla 1.

d) Material

IMPACT EXTRA K340

e) Dureza

Como la Dureza recomendada por la norma es de 60-65 RC.
Revenido a 450°C para obtener una dureza de 61 RC.

f) Ajustes

El juego del agujero taladrado del cilindro con el diámetro exterior de la boquilla ya fue definido. Ver la página 50.

El juego entre el agujero taladrado del cilindro y la base del pistón esta dado por las medidas dadas por la norma ASTM D 1238-04 c y resulta en $J_{\max} = 91.4 \mu$ y $J_{\min} = 61 \mu$. Ver el cálculo siguiente.

El agujero del cilindro será perforado por electro erosión, a partir de un diámetro de 9.3 mm (las tolerancias obtenidas por electroerosión que pueden variar de desde $\pm 0,025$ hasta $\pm 0,127$ mm.) y obtener agujeros de 9.427 a 9.173 mm en el caso extremo, luego el temple y revenido para luego rectificar con abrasivos de coridon (alúmina) y finalmente darle el acabado.

Cálculo del juego entre el agujero taladrado del cilindro y la base del pistón

Comparando la medida del diámetro exterior de la base del pistón versus el diámetro del agujero taladrado (ambos dados por la norma tal y como aparecen en ella) tenemos:

diámetro del agujero del cilindro:	diámetro de la base del pistón:
9,5504 \pm 0,0076 mm	9,4742 \pm 0,0076 mm
9,558 mm máximo	9,4818 mm máximo
9,5428 mm mínimo	9,4666 mm mínimo
$J_{\max} = 91,14 \mu \quad J_{\min} = 61 \mu$	

se asemeja, pero más suelto, al H9/e8 que es de precisión media y cuyos juegos son :

$$J_{\max} = 83 \mu \quad J_{\min} = 25 \mu$$

Juego con la guía del pistón

El juego entre el agujero del cilindro y el diámetro exterior de la guía del pistón (que entra dentro del agujero del cilindro) debe ser muy semejante al del de la base del pistón y el agujero del cilindro para mantener alineado verticalmente al pistón. Ver página 63.

2.6.5 El pistón

Dividido para su diseño en 4 partes: base, cuerpo, tope y cola, siendo la base desmontable. Ver figura 2.21.

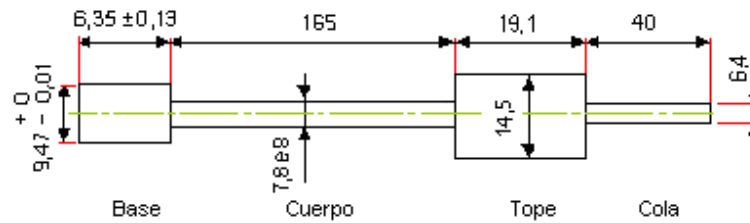


Figura 2.21 Esquema del pistón.

A. Cálculo de la inclinación del pistón (Ver Anexo 6)

Aquí se calculó la pérdida de carga efectiva por inclinación del pistón debido al juego que tiene con la guía del pistón. Se encontró que está dentro de lo aceptable.

B. Cálculo de la flexión y la deformación en el pistón

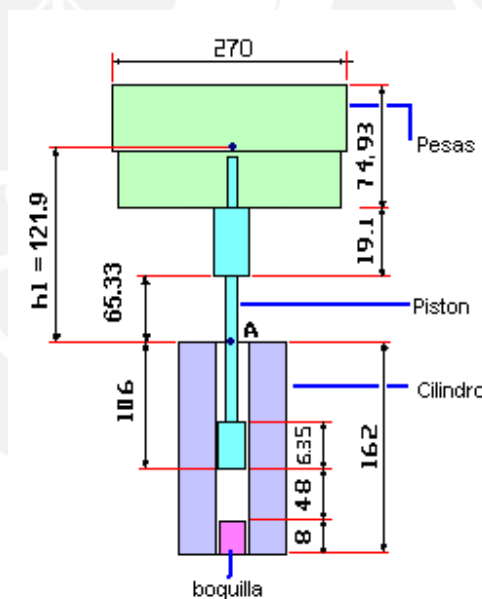


Figura 2.22 Esquema del cilindro, pistón y la carga máxima.

Consideraremos al conjunto de pesas de 31.6 kg con la forma de un cilindro de diámetro 270 mm, con una altura total de 74,93 mm. El centroide, desde su parte inferior, se ubicará a $Y_g = 37.465$ mm. Ver figura 2.22.

La distancia de la aplicación de la carga sobre la cima del cilindro es:

$h_1 = 19.1 + 65.3 + 37.5 = 121.9$ mm.. La carga aplicada es $F = 31.6 \cdot 9.8 = 309.68$ aproximándola a $F = 310$ N; carga total aplicada. Donde:

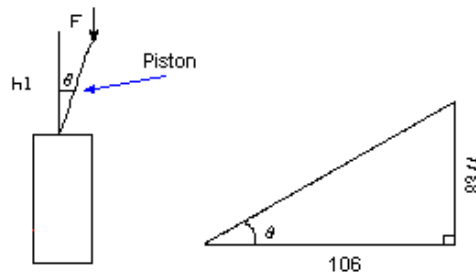


Figura 2.23 Esquema de la inclinación del pistón.

El ángulo de inclinación de la carga calculado en el anexo 7 es: $\theta = 0.0448631^{\circ}$. (Debido a los juegos entre el cuerpo del pistón y el agujero del cilindro). Ver Figura 2.23

$M = F \cdot h_1 \cdot \sin \theta = 310 \cdot 121.9 \cdot \sin \theta = 29.59$ N*mm es el momento flector.

$\sigma_F = \frac{32M}{\pi d^3}$, nos da el esfuerzo de flexión.

$\delta = \frac{F_E h_1^3}{3EI}$ nos da la inclinación por flexión en voladizo desde el punto A.

$F_E = F \sin \theta$, es la fuerza en la dirección perpendicular al eje del pistón

$F_E = 310 \cdot \sin \theta = 0.242732$ N.

$E = 211000$ N/mm², es el modulo de elasticidad a 20^o C del Impact Extra K 340. Este acero es del tipo para herramientas, mantiene su dureza a elevadas temperaturas.

$I = \frac{1}{4} \pi r^4 = 181.69$ mm⁴. $r = d/2 = 7.8/2 = 3.9$ mm

De los datos obtenemos: $\sigma_f = 0.6351$ N/mm². Este es un valor muy por debajo de los esfuerzos admisibles para cualquier acero.

$\delta = 0.00621$ mm; de donde $Tg \alpha = \frac{0.00621}{143.3} = 0.000043339$.

$\alpha = 0.0024831^{\circ}$. y siendo $\theta = 0.0448631^{\circ}$, tenemos: $\alpha_T = 0.0473462^{\circ}$

Por tanto el porcentaje de variación del peso será:

$$\text{variacion} = \frac{(1 - \cos \alpha_T)}{1} * 100; \text{ Variación de } 3.414 * 10^{-5} \%, \text{ que es mucho}$$

menor al 0.5 % del peso exigido por la norma.

Se encontró que la posible variación de forma del pistón esta dentro de lo aceptable.

Nota: para que el ángulo alcance el límite de variación dado por la norma (0.5 % del peso) debería tener un valor de 5.7° ; éste sería el ángulo máximo de desviación.

C. Cálculo del peso total del Aislante sobre la cola del pistón (Ver Anexo 7)

Se concluyó que el peso total del aislante de la cola será = 2,2986 g. (para una densidad de 2 g/cc) de aquí el peso del pistón sin aislante y base fija debe ser de unos 97.7 gramos. Dado que el peso real del pistón y su base desmontable es de 97.716 g (98.094- 0.378) sumando los 2,2986 g tenemos como peso total = 100.014 g que cumple con la tolerancia de ± 0.5 g.

D. Determinación de las características finales

a) Geometría

Las medidas son el resultado de la combinación hecha entre las recomendadas por la norma y las obtenidas para lograr darle al pistón un peso total de 100 g.

b) Acabado

El acabado es crítico en la base del pistón y por toda su superficie lateral y será de por lo menos 12 rms (micro pulgadas), en este caso tomamos un Ra de $0,2 \mu\text{m}$ (N4) . Para el resto de superficies tomamos $3,2 \mu\text{m}$.

c) Tolerancia

Las tolerancias no normalizadas serán de $\pm 0,01$ mm para respetar la tolerancia en peso que es de 0,5 gramos para el pistón (Según los cálculos se puede incluso tener una tolerancia de $\pm 0,02$ mm), las demás como tolerancia fina según DIN 7168.

d) Material

IMPACT EXTRA K 340.

e) Dureza

La dureza recomendada por la norma es 55 a 59 RC

Revenido a 450°C para obtener una dureza de 58 RC en la base del pistón.

f) Ajustes

Entre el cuerpo del pistón y el cojinete guía se tiene H9/e8.

Entre la base del pistón y el agujero del cilindro según las medidas dadas por la norma ASTM D 1238-04 c. ($J_{\max} = 91.4 \mu$ y $J_{\min} = 61 \mu$)

Entre el ajuste de la cola del pistón y su aislante con el agujero de una pesa cualquiera deberá existir un juego que permita una rápida y fácil manipulación, usaremos un H10/d10 que se usa para ajustes muy libres, correspondientes a una débil precisión⁸. Como el pistón está alineado por su guía no hay riesgo de inclinación.

$$J_{\max} = 156 \mu \quad J_{\min} = 40 \mu.$$

Determinación del juego entre el cuerpo del pistón y la guía del pistón

El pistón deberá deslizarse suavemente a través de su guía. El juego entre el agujero de la guía y el cuerpo del pistón a sido fijado con un H9/e8, Ajustes a utilizar en condiciones de empleo poco severo que no necesitan mas que una precisión media y que pueden permitir un funcionamiento sin engrase,⁹ que da un juego semejante al de la cabeza del pistón y el agujero del cilindro. Para 7,8H9/e8 calculando tenemos:

Diámetro de la guía del pistón:
pistón:

diámetro del cuerpo del

7.8 H9
7.8 + 36 μ máximo
7.8 μ mínimo

7.8 e8
7.8 - 25 μ máximo
7.8 - 47 μ mínimo

$$J_{\max} = 83 \mu. \quad J_{\min} = 25 \mu$$

La base desmontable del pistón

Se ha elegido un pistón con base desmontable roscada para poder cambiarla en caso de desgaste por los materiales abrasivos presentes en el plástico y debido al uso.

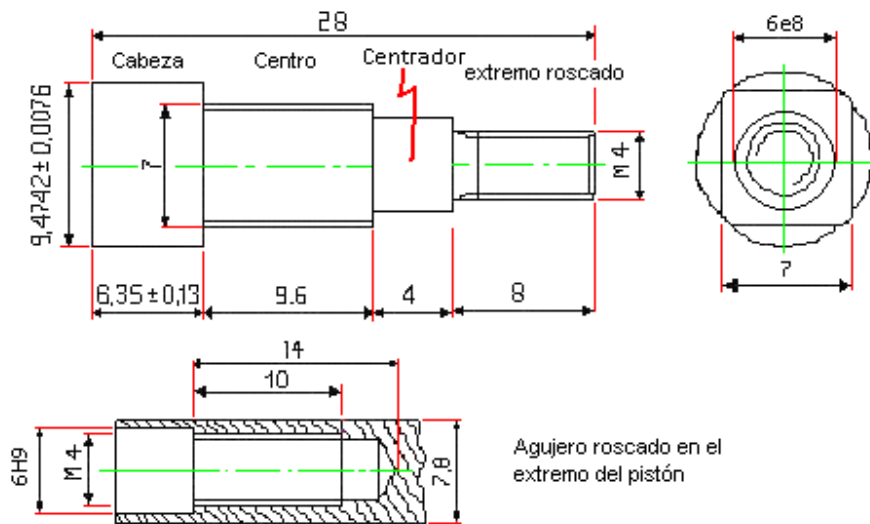


Figura 2.24 Esquema de la base desmontable y el agujero roscado del pistón.

El extremo roscado de la base desmontable del pistón tendrá esta medida: M4*8 DIN 933-8.8. La zona central de la base desmontable tiene un rebaje de tal forma que se obtengan lados paralelos de 7 milímetros de ancho que corresponde a una separación semejante a la medida “s” de una tuerca M4 para el ajuste y desajuste de la pieza mediante una llave. Las medidas y tolerancias de la zona roscada en la base del pistón y el pistón mismo (agujero roscado) serán construidas según las normas DIN 13, DIN 76, DIN 78 y DIN 103. Las demás tolerancias finas según DIN 7168. Ver figura 2.24. Una arandela de presión Grower M4 DIN 127 mantendrá ajustada la base al pistón. Una zona cilíndrica de 6 mm diámetro (ajuste 6H9/e8) servirá de centrador.

Cálculo de la variación del peso del pistón de base desmontable respecto al peso de un pistón con base fija. (Ver Anexo 8)

Este cálculo considero el peso de un pistón de base fija versus el peso de un pistón con base desmontable (configuración elegida para este diseño) teniendo sus geometrías prácticamente las mismas y habiendo solo diferencias en la zona

de la base., finalmente la variación en peso fue de 0.378 g de menos en nuestro diseño.

Se concluyó que este cambio está dentro de la tolerancia en peso del pistón.

2.6.6 La guía del pistón

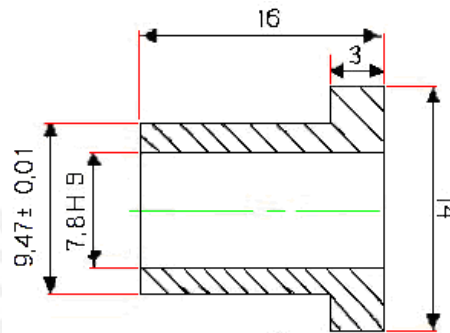


Figura 2.25 Esquema de la guía del pistón.

a) Geometría

Ver figura 2.25., la medida elegida de 9.47 ± 0.01 mm para el diámetro de la guía del pistón en contacto con el agujero del cilindro es parecida a la de la base del pistón en contacto con el agujero del cilindro pero más económica de realizar. Ver la página 55, ajustes.

b) Acabado

La zona en contacto con el cilindro deberá tener un acabado fino semejante a la del cilindro: $0,2 \mu\text{m}$; de igual modo el mismo acabado para la zona en contacto con el pistón. El resto de superficies: $12,5 \mu\text{m}$.

c) Tolerancia

Las medidas que no aparecen con tolerancia tienen una tolerancia basta según DIN 7168.

d) Material

Acero IMPACT EXTRA K 340 para mantener el ajuste con las otras partes ante los cambios de temperatura del ensayo.

e) Ajuste

Entre la guía del pistón y el cuerpo del pistón

El valor elegido es 7.8 H9/e8 mm que es un ajuste a utilizar en condiciones de empleo poco severo que no necesita más que una precisión media y que puede permitir un funcionamiento sin engrase.

Se tiene:

$$J_{\max} = 83 \mu \quad J_{\min} = 25 \mu$$

Entre la guía del pistón y el agujero del cilindro

Semejante al existente entre el agujero del cilindro y la base del pistón. Pero en este caso los juegos, algo más sueltos, serán:

$$J_{\max} = 98 \mu \quad J_{\min} = 62.8 \mu$$

2.6.7 La tapa soporte

Esta ya estudiado en el sistema de sujeción y nivelación del plastómetro pág. 32.

Cálculo del esfuerzo de corte en la zona de contacto entre la tapa soporte y la boquilla.

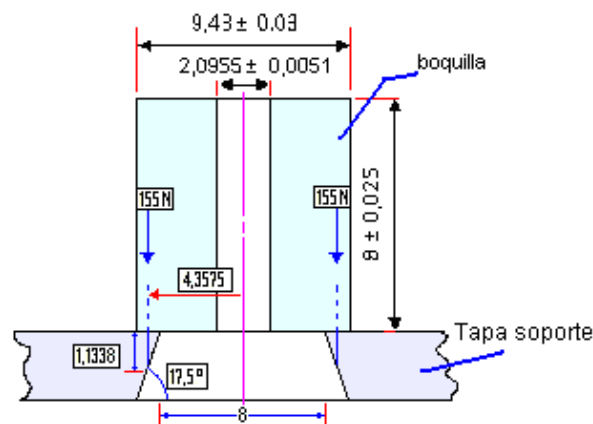


Figura 2.26 Esquema de la zona de contacto entre la tapa soporte del cilindro y la boquilla.

Dada la geometría, ver figura 2.26, para una carga máxima de 310 N tenemos un esfuerzo cortante que la boquilla impone a la zona de contacto con la Tapa

soporte de 4.99 N/mm^2 ; para un acero ASTM- A 36, el esfuerzo de fluencia es $247,94 \text{ N/mm}^2$ por tanto no habría falla por corte, el factor de seguridad sería de 49.6. Este factor de seguridad es suficiente para cualquier pérdida de resistencia debido al calor del aparato. (máx. 380°C)

2.6.8 La tapa aislante

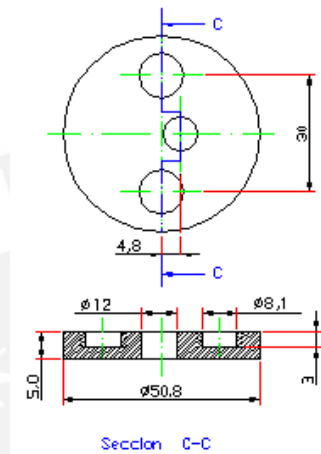


Figura 2.27 Esquema de la tapa aislante.

a) Geometría

Ver Figura 2.27

b) Acabado

. Alisado por torneado, $12,5 \mu\text{m}$ (N10).

c) Tolerancia

Basta según DIN 7168.

d) Material

Barlan.

f) Otras características

Deberá cubrir a los tornillos M4X10 DIN 933-8.8.

2.6.9 Las Pesas

Se utilizarán 12 pesas con las cuales, solas o combinadas, se lograrán las diferentes cargas designadas por la norma ASTM D 1238-04 c.

Las seis que trabajan solas en su mayoría tienen un peso menor o igual a 3.7 kg y las otras seis trabajan combinadas para establecer las cargas mayores requeridas.

De esta manera es más fácil y segura la manipulación de las cargas puesto que la mayor pesa 10 kg. Las pesas que trabajan solas son las de: 225, 900, 950,

1100, 2060 y 3700 gramos. Y las pesas que trabajan acompañadas son las de: 2400, 4900, 5000, 6600, 9900 y 10000 gramos.

Tabla 2.7 Combinación de las pesas con el pistón, valores dados en gramos.

pistón	pesas	pesas	pesas	pesas	pesas	pesas	pesas	pesas	Carga requerida
100	225								325
100	900								1000
100	950								1050
100	1100								1200
100	2060								2160
100			3700						3800
100				4900					5000
100							9900		10000
100		2400						10000	12500
100				4900		6600		10000	21600
100					5000	6600	9900	10000	31600

A. Cálculo de los rebajes de las pesas (Ver Anexo 9)

Como los bordes de las pesas no deben ser filosos se deberá definir que tipo de rebaje se les hará, o un achaflanado o un redondeo. Se calculará la pérdida de peso en cada caso y se comparará con la tolerancia de peso dada por la Norma ASTM 1238-04 c y la facilidad de maquinado. De lo calculado se prefirió el rebaje por redondeo puesto que me da tolerancias más finas que pueden ser sumadas a las tolerancias de otro origen sin mayor problema.

B. Cálculo para la obtención de la geometría y tolerancia de las pesas

Las pesas tendrán la forma de un disco con una altura que no exceda la de una plancha de 25 mm de espesor (en el mercado se puede encontrar planchas gruesas de 25 ± 0.7 mm de espesor; Ver Anexo 11).y con un diámetro que sea fácilmente manipulable por el operador, las tolerancias de las cotas no son finas y aseguran que tengan un peso ligeramente superior al pedido. El peso final es obtenido en el taller realizando agujeros taladrados

sobre la pesa o rellenando con soldadura si así se requiere. Cada pesa tiene su respectiva tolerancia de peso especificada por la norma (conjuntamente con el pistón) de 0.5% del peso total, que para usos prácticos en los planos las tolerancias de peso se han redondeado al entero menor. Estos son los resultados:

Tabla 2.8 Geometría y tolerancia de las pesas.

	Pesas (g)	Tolerancia de peso (g) 0.5%W	Tolerancia de D (mm)	Tolerancia de h (mm)
1	225	1.125	50 ± 0.3	15.5 ± 0.2
2	900	4.5	100 ± 0.3	15 ± 0.2
3	950	4.75	100 ± 0.3	15.8 ± 0.2
4	1100	5.5	100 ± 0.3	18.3 ± 0.2
5	2060	10.3	150 ± 0.3	15.2 ± 0.2
6	2400	12	150 ± 0.3	17.7 ± 0.2
7	3700	18.5	200 ± 0.3	15.3 ± 0.2
8	4900	24.5	210 ± 0.3	18.3 ± 0.2
9	5000	25	210 ± 0.3	18.7 ± 0.2
10	6600	33	250 ± 0.2	17.3 ± 0.1
11	9900	49.5	290 ± 0.2	19.3 ± 0.1
12	10000	50	330 ± 0.2	15.1 ± 0.1

a) Geometría

Las mostradas en los planos adjuntos. Ver figura 2.28.

b) Acabado

3.2 μm (N8).

c) Tolerancia

Fina según DIN 7168. Las medidas del diámetro y la altura de las pesas necesitan una tolerancia especial que se calculó a partir de la condición de tolerancia de un 0.5% en el peso exigida por la Norma ASTM 1238-04 c. Los resultados se muestran en la tabla 2.7 y 2.8.

d) Material

Acero ASTM A 36. Media plancha de 25*1220*2400. De esta plancha puede obtenerse todas las pesas, puesto que las alturas de éstas fueron calculadas para no superar el espesor de esta plancha. (Ver Anexo 10)

e) Ajustes

Entre la cola del pistón y el agujero de la pesa de H10/d10.

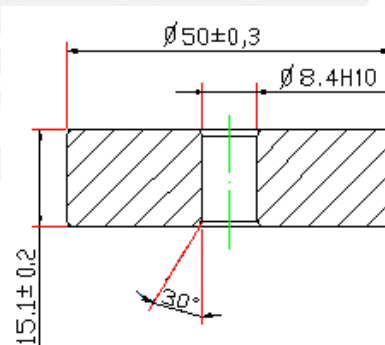


Figura 2.28 Esquema de la pesa de 225 gramos.

2.6.10 Estudio de la dilatación entre materiales diferentes

Tenemos componentes que experimentarán temperaturas de 24 a 400 grados centígrados. Se verificará si ocurren problemas a causa de la dilatación.

Los únicos componentes que pueden presentar problemas son:

El cilindro (agujero roscado que aloja a los pernos M4), la tapa soporte y los pernos M4 que unen la tapa soporte al cilindro, pues los tres son de diferente material y experimentan los cambios de temperatura ya mencionados. Los demás componentes del sistema de extrusión no presentan problemas ya que todos son del mismo material (Impact Extra K340) y por tanto sus dilataciones no interferirán en los mismos.

En el caso de la tapa soporte, al dilatar ésta moverá al cilindro-pistón y el resto de componentes consigo, para que no haya problemas no deberá tener restricciones al movimiento. De las tres direcciones solo la dirección XX mostrada en la figura 2.29 a) podría ser causa de problemas pues su única posible restricción es que el pistón llegue a tener contacto con el soporte de carga.

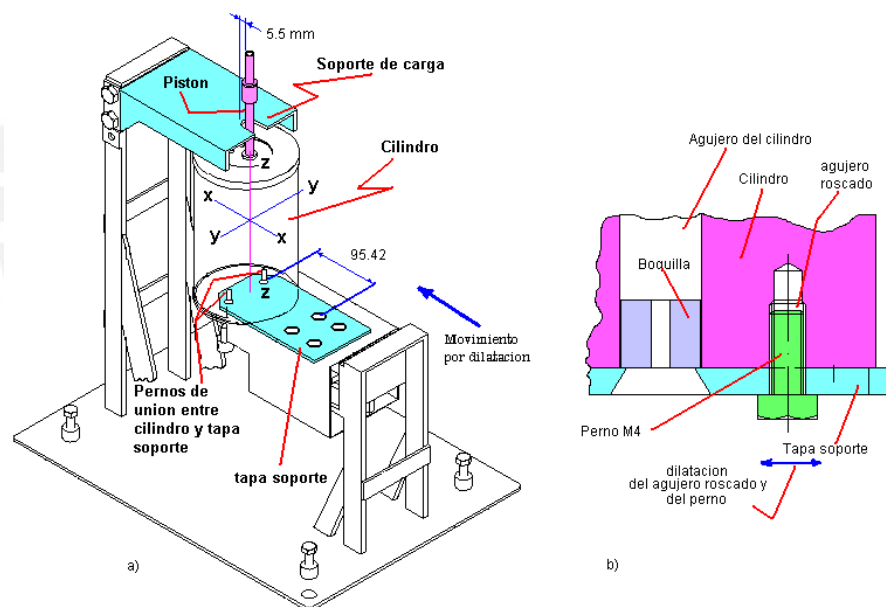


Figura 2.29 Esquema de los elementos afectados por la dilatación.

a) tapa soporte b) perno M4 y agujero roscado del cilindro.

Otro posible problema se encuentra entre el perno M4 (unión entre el cilindro y la tapa de soporte) y el agujero roscado del cilindro donde se aloja, debido a que

presentaran diferentes dilataciones al estar hechos de diferentes materiales lo puede originar esfuerzos del tipo zunchado.

Caso de dilatación de la tapa soporte

Desde su unión emperrada la tapa soporte tiene una longitud inicial de $L_o = 95.42$ mm. El material es un acero ASTM A 36 luego para la dilatación de los aceros tenemos la fórmula¹⁰: (usada cuando el coeficiente de dilatación varía conforme aumenta la temperatura)

$$l = L_o \left[1 + a \left(\frac{t - 32}{1000} \right) + b \left(\frac{t - 32}{1000} \right)^2 \right];$$

Donde la temperatura "t" está dada en grados Fahrenheit y los coeficientes para lingotes de acero (que son los más parecidos al acero que usamos) son $a = 0.006212$ y $b = 0.001623$ para temperaturas de 32 a 1580°F. Se obtiene de la tabla 2.9:

Tabla 2.9 Longitudes finales por dilatación de zona de tapa de soporte.

T (°C)	T (°F)	Lo (mm)	Lf (mm)
24	75.2	95.42	95.44589578
400	752	95.42	95.92706219

La variación desde los 24 °C será: $95.92 - 95.44 = 0.48$ mm. Como todavía hay espacio de más de 5 mm hasta llegar al soporte de carga, no hay ningún problema por este lado.

Caso de dilatación del perno dentro del agujero del cilindro

Considerando al perno M4 como un cilindro compacto de acero estructural y debido a que el cilindro del plastómetro está formado por un acero para matricería (K340) o sea se resiste a dilatar, el perno dilatará más y aparecerá una presión sobre el agujero que lo aloja en el cilindro. Ver fig. 2.29 b.

Usando la fórmula anterior para el acero del perno para considerar la variación del coeficiente de dilatación cuando hay grandes variaciones de temperatura se tiene en la tabla 2.10:

Tabla 2.10 Longitudes finales por dilatación del radio del perno M4.

T (°C)	T (°F)	Lo (mm)	Lf (mm)
24	75.2	2	2.000542775
400	752	2	2.010628006

El incremento del radio del perno desde los 24 °C será: $2.010628006 - 2.000542775 = 0.01008523$ mm.

Ahora para el agujero del cilindro se sabe que es de material K340 (Impact Extra). Se conoce la variación del coeficiente de dilatación de los datos dados por el proveedor, tabla 2.11:

Tabla 2.11 Coeficientes de dilatación lineal para el K340 para 0° a 400°.

	Supuesto	El valor dado se debe multiplicar por 10^{-6} m/(m.K)			
Temperatura	0°C	100 °C	200°C	300 °C	400 °C
Coeficiente de dilatación (α)	10.6	11	11.4	11.7	12.1

Dada la razón aritmética aparente de los valores es 0.4 suponemos el valor de 10.6 para los cero grados centígrados. Luego sacamos una media de los cinco valores y obtenemos un coeficiente de 11.36×10^{-6} m/(m.K) válido para un intervalo de 0°C a 400 °C.

Ahora usando la fórmula para dilatación lineal: $\Delta L = \alpha L_0 \Delta T$, hallamos el incremento del radio del agujero de 24°C a 400°C. Convirtiendo unidades tenemos:

$\Delta L = 0.00854272$ mm. De aquí observamos que el radio del perno se alarga más que el radio del agujero del cilindro, esta variación es de: $0.01008523 - 0.00854272 = 0.00208529$ mm.

Cálculo de la presión de contacto entre el perno y el agujero del cilindro

Tenemos como datos los radios hallados del perno y el agujero del cilindro a 400°C :

b : radio del perno = 2.01062801 mm

c: radio del agujero del cilindro = 2.00854272 mm

y la variación $\Delta = 0.00208529$ mm. (2μ).

También suponemos los coeficientes de elasticidad iguales y constantes, y tomando el coeficiente del K340; $E = 211\,000 \text{ N/mm}^2$, usamos la fórmula:

$$P_c = \frac{E\Delta C^2(b^2 - c^2)}{2c^3b^2}$$

Obtenemos una presión $P_c = 0.22707839 \text{ N/mm}^2$, que estudiamos para el perno debido a que es de material más débil que el agujero del cilindro; usando PG de aplastamiento del St 50 (que es para pernos cargados medianamente) $PG = 420 \text{ N/mm}^2$, luego $0.227 \text{ N/mm}^2 \leq 420 \text{ N/mm}^2$ no falla.

Observación: el perno es de acabado m por lo tanto tiene una calidad 6 y para un típico ajuste pequeño con la rosca de 4 H6/g6, obtendríamos un juego máximo de 20μ y un juego mínimo de 4μ , en este caso la variación por dilatación calculada (2μ) es menor y la presión por contacto sería nula.

2.6.11 Estudio de la corrosión

En general todas las partes metálicas del aparato están expuestas a oxidación, en particular se analizarán ciertas zonas que pueden ser más críticas viéndose a qué tipo de oxidación están expuestas y la manera de protegerlas.

Las zonas expuestas a corrosión son:

Donde hay contacto entre materiales diferentes, pues estos forman par galvánico (a la temperatura ambiente cuando no está trabajando el aparato) y,

Las partes metálicas expuestas a altas temperaturas, pues pueden experimentar corrosión seca. (Cuando se realiza un ensayo)

Dentro del plastómetro las zonas de contacto entre materiales diferentes se dan entre el cilindro (K340) y la tapa soporte (ASTM A 36), y entre los pernos, el cilindro y la tapa soporte. Para evitar la corrosión tipo par galvánico podemos aislarlos del medio y entre sí mediante capas de pintura antioxidante.

Ahora todos estos mismos elementos también experimentan altas temperaturas (hasta 380⁰) por ello están expuestos a corrosión seca, también pueden ser aislados del ambiente mediante pintura antioxidante (que debe resistir estas temperaturas), también podemos usar acero inoxidable para los pernos que unen al cilindro con la tapa soporte.

El acero K 340 (material para el cilindro, pistón, boquilla, cojinete guía) de 8.3% Cr al tener cantidades de cromo que exceden al 5% mejora ampliamente su resistencia a la corrosión y mantiene sus propiedades a altas temperaturas.¹²

2.7 El sistema de control de tiempo y toma de muestras de ensayo

Tendrá dos temporizadores digitales, el sistema es programable. Con este sistema se indicará el momento adecuado para cortar el extruido mediante lámparas de señalización, este corte se hará manualmente con un cuchillo de punta adecuada para introducirla en el agujero en forma de tronco cónico del plato de acero. Las muestras se recogerán aisladamente unas de otras y por lo menos deben ser seis. Debe evitarse su contaminación con suciedad u óxidos. Este sistema comparte el tablero de control con el de control de temperatura dual.

2.7.1 El recogedor de muestras

Una placa con ranuras para recoger las muestras. Ver figura 2.30.

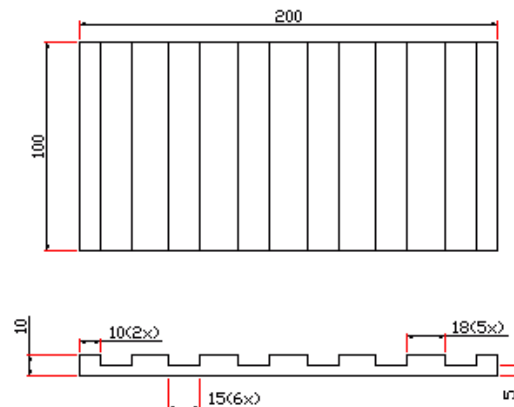


Figura 2.30. Esquema del recogedor de muestras.

a) Geometría

Las mostradas

b) Acabado

12.5 μm (N10).

c) Tolerancia

Basto según DIN 7168

d) Material

Aluminio

2.8 El sistema de cálculo del índice de fluidez

Se seleccionara visualmente las muestras validas, eliminando la primera y ultimas muestras así como las que presenten irregularidades como burbujas o defectos de forma. Al menos se deben obtener tres muestras validas.

Luego pesaran las muestras con una balanza de 0.001 g de precisión, para finalmente obtener la masa media extruida y luego con ayuda de un dispositivo electrónico calcular el índice de fluidez.

2.9 Dispositivos adicionales

Aquí tenemos el desarrollo hecho para evitar que el peso de la carga haga fluir en demasía o a destiempo los materiales de ensayo con muy altos índices de fluidez, con ellos logramos controlar el momento de inicio del extruido en esos casos.

2.9.1 Soporte de carga

El soporte de carga, es un auxiliar que se usa para el ensayo de materiales con índice de fluidez mayores que 10 g/10 minutos; detiene, junto al soporte de carga móvil, la carrera del pistón hasta que sea momento de empezar el ensayo.

Esta unido a la torre fija1 mediante dos pernos M10*110 DIN 931-8.8 parcialmente roscados y dos tuercas M10 DIN 934-8, con agujero pasante fino de 10.5 mm según DIN 69. El soporte de carga está centrado y apoyado por la torre fija 1. Ver figura 2.31.

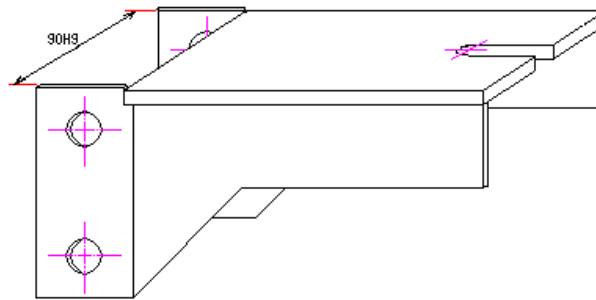


Figura 2.31 Esquema del soporte de carga.

Cálculo para el soporte de carga (Ver Anexo 11)

Se hicieron los cálculos para la resistencia del elemento encontrándose satisfactorio, además también se comprobó la inclinación.

El cálculo de la resistencia de las soldaduras también fue satisfactorio.

Cálculo de la unión entre el soporte de carga y la torre fija 1 (Ver Anexo 12)

La unión especificada se logra satisfactoriamente mediante 2 pernos hexagonales M10*110 DIN 931-8.8 (parcialmente roscados). Los resultados se muestran en la tabla 2.12.

a) Geometría

La dada en los planos adjuntos.

b) Acabado

12,5 μ m, (N10) mecanizado basto.

c) Tolerancia

Basta según DIN 7168

d) Material

Se utilizarán platinas ASTM A 36 – 96.

Con las siguientes tolerancias de suministro:

1/4"x 4"

3/16"x 2"

tolerancia de ancho ± 2 mm

tolerancia de ancho ± 1.2 mm.

tolerancia de espesor ± 0.5 mm.

tolerancia de espesor ± 0.5 mm.

Y las siguientes propiedades mecánicas:

$$\sigma_F = 247.94 \text{ N/mm}^2, \sigma_B = 399.84 - 550.76 \text{ N/mm}^2$$

e) Ajustes

Para la zona en contacto con la torre fija 1 tenemos una tolerancia de + 0.5 – 0 mm, mientras que para la torre fija será de +0 y -0.5 mm para asegurar que de todas maneras encajen. El ajuste final lo darán los pernos del montaje.

Tabla 2.12 Cálculo de los tornillos que sujetan al soporte de carga y la torre fija 1.

carga = 310 N; FQ = 1455.97 N														
d	lk	dh	dw	dA	x	AN	δ_K	l1	l3	Ad3	δ_1	δ_3	δ_G	δ_s
10	96	10.5	17	14	---	78.5398	4.9E-07	84	12	52.3	5.1E-06	1.1E-06	4.55E-07	7.12E-06
8	96	8.4	13	11	---	50.2655	6.1E-07	88	8	32.84	8.34E-06	1.16E-06	5.8E-07	1.06E-05

Aers	δ_p	N	ϕ	fZ	Fz	α_A	μ	μ_G	Fa	FQ	FS	Fmmax	Fsmax	FM	MA
67.3479	6.8E-06	1	0.4879	0.0071	510.1849	2	0.14	0.14	0	1455.97	1.0	21,819.94	21,819.94	26,000	51,000
39.6155	1.2E-05	1	0.5193	0.0077	344.6069	2	0.14	0.14	0	1455.97	1.0	21,488.79	21,488.79	16,500	25,000

Verificación de la resistencia elástica										
d	Fsmax	Ad3	σ_f	μ_G	μ_K	Fmmax	Ma	τ	σ_{eq}	$\sigma_{0.2}$
10	21,819.94	52.3	417.2	0.14	0.14	21,819.94	40541.5	206.5	549.5	640

Verificación de la resistencia dinámica							Verificación del aplastamiento							
d	Fao	Fau	ϕ	Ad3	σ_a	σ_{adm}	Fmmax	ϕ	FA	dA	dh	Ap	P	P_G St 50
10	0	0	0.4879	52.3	0	52.5	21,819.94	0.4879	0	14	10.5	67.345	323.98	420

2 tornillos M10*110 DIN 931-8.8

Longitudes, deformaciones y diámetros: d, lk dh, dw, dA, l1, l3, fz en mm

Areas: An, Aers, Ad3, Ap en mm²

Elasticidades: δ_1 , δ_3 , δ_y , δ_p , en mm/N

Fuerzas y momentos Fz, Fa, FQ, Fmmax, Fsmax, FM, Fao, Fau, Ma, MA en N y N.mm

Esfuerzos: σ_f , σ_{eq} , $\sigma_{0.2}$, σ_a , σ_{adm} , P, P_G en N/mm²

e) Ajustes

90H9/e8 precisión media y funciona sin engrase.

2.9.2 Soporte de carga móvil

Junto con el soporte de carga sostienen al pistón, la diferencia es que el soporte de carga móvil puede ser retirado rápidamente, esto es, que se puede retirar manualmente en el momento indicado para que el pistón empiece su carrera descendente. Ver figura 2.32.

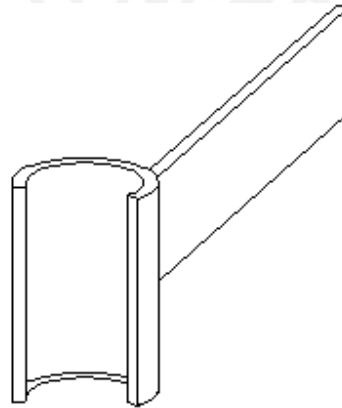


Figura 2.32 Esquema del soporte de la carga móvil

a) Geometría

La dada en el plano adjunto

b) Acabado

12,5 μ m

c) Tolerancia

Basto según DIN 7168.

d) Material

Se utilizaran Tubos ASTM A 53, designación 1, diámetro exterior 33.4 mm, espesor sch-40 3.38 mm; Platina de 1/8"x 1".

2.10 Definición de características geométricas a través de la ergonomía

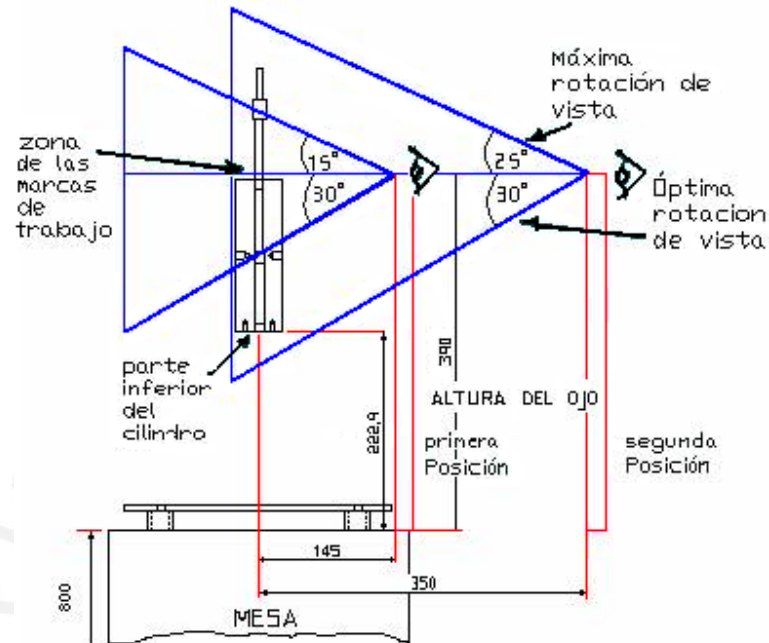


Figura 2.33 Alcance de la visión en Posición sentada de un operador del plastómetro de extrusión.

La altura del Plastómetro

Para tener una referencia que nos sirva para definir las dimensiones del aparato, se hizo esta investigación sobre tamaño de las personas que habitualmente trabajan en un laboratorio de la universidad. De esta forma se elegirían las dimensiones más próximas a las habituales de nuestro medio.

Tabla 2.13 Promedio de estaturas de los integrantes del laboratorio de materiales de la Sección Mecánica de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la PUCP.

individuo	Estatura (m)
1	1.73
2	1.70
3	1.68
4	1.85
5	1.72
6	1.63
7	1.69
8	1.82
9	1.80
10	1.61
11	1.69
suma	18.92
Prom.	1.72

Por lo tanto, podemos tomar como referencia (sin variar mucho) a un individuo de 1.70 m que sentado tiene un alcance de brazo máximo de 640 mm. Los ojos, en posición sentada y relajado, están a una altura de 390 mm sobre la mesa de 800 mm de altura, tal como se muestra en la Fig. 2.33.

La altura de sujeción del cilindro del Plastómetro se ha definido para que la zona de las marcas (que indica el inicio y fin del ensayo de fluidez) se encuentre a la misma altura que el ojo; el campo visual¹² cubre sin problemas buena parte de la longitud del pistón y la zona superior del cilindro (primera posición); si se deseara mirar la salida del extruido (parte inferior del cilindro) bastaría alejar el ojo a 350 mm del eje del pistón (en el plano horizontal) para que así el campo visual abarque sin problemas la zona de interés. (Segunda posición)

Personas de mayor y menor estatura también se adaptan a estas características geométricas dado que los campos visuales conservan un buen margen de variabilidad.

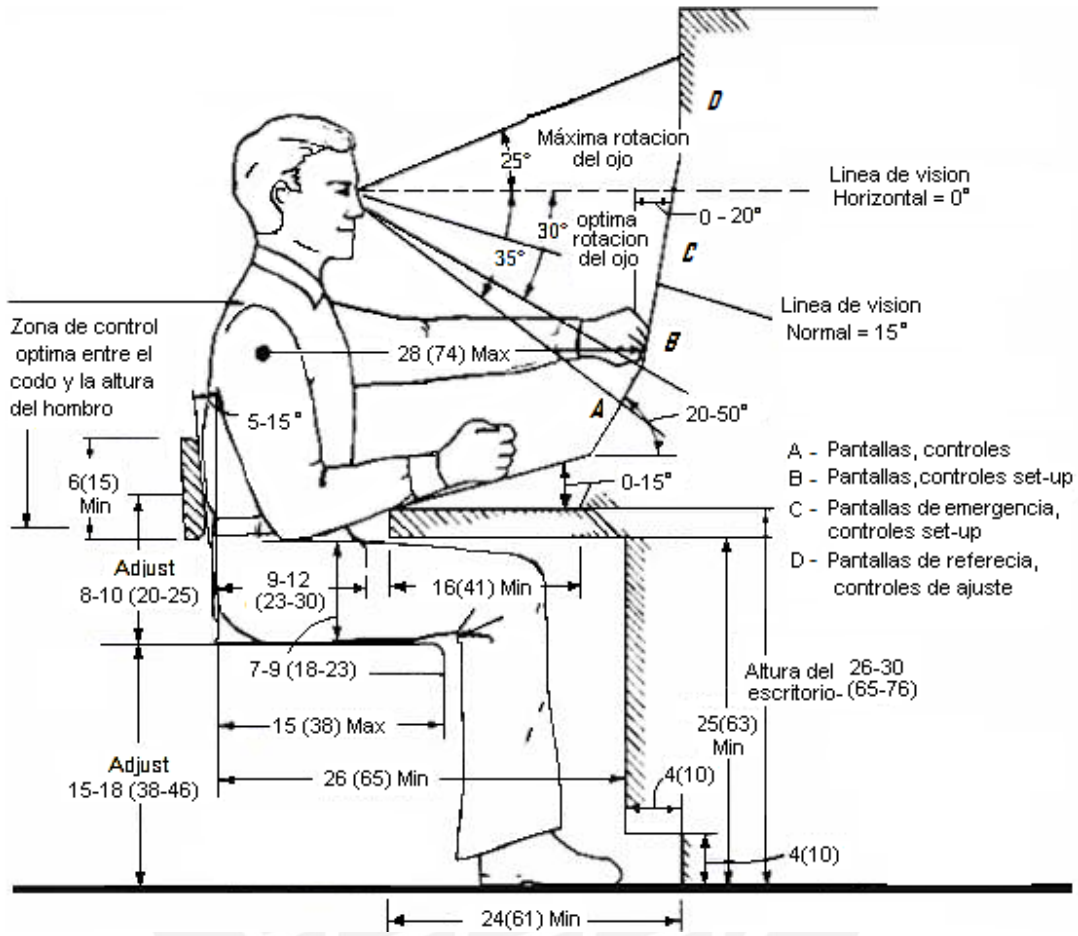


Figura 2.34 Campos visuales y alcances de operarios sentados. (Adaptado de [13])

Referencias

1. Barriga G. Benjamín, CURSOS DE ACTUALIZACION "METODO DE DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA", Pontificia Universidad Católica del Perú, Facultad de Ciencias e Ingeniería, 1a edición. Lima, Perú. Dic 1985.
2. American Society for Testing Materials, D 1238-04 c STANDARD TEST METHOD FOR MELT FLOW RATES OF THERMOPLASTICS BY EXTRUSION PLASTOMETER. United States. december 1, 2004. Pág.6.
3. Richard C. Budynas, J. Keith Nisbett, SHIGLEY'S MECHANICAL ENGINEERING DESIGN, Eighth edition, Mc Graw-Hill, NewYork, 2008 Pág.177.
4. Barriga G. Benjamín. Pontificia Universidad Católica del Perú, Departamento Académico de Ingeniería, Sección Ingeniería Mecánica, ELEMENTOS DE MAQUINAS I. UNIONES ATORNILLADAS (TABLAS). Lima. Octubre 1994.
5. American Society for Testing Materials. Op. Cit., pág. 4-5.
6. Ibid., pág. 2-3.
7. ACEROS BOEHLER DEL PERU S.A, productos, http://www.bohlerperu.com/b_2886.htm, 2009.
8. Pontificia Universidad Católica del Perú, Departamento Académico de Ingeniería, Sección Ingeniería Mecánica, DIBUJO MECANICO I. Lima. Marzo 1991. Pág. 116
9. Ibid.
10. Marks., MANUAL DEL INGENIERO MECÁNICO, octava edición, Mc Graw-Hill, Vol 1. México, abril 1987. Pág. 4-7.

11. Avner Sydney, INTRODUCCION A LA METALURGIA FISICA, segunda edición, Mc Graw-Hill,. México, octubre 1981. Pág. 357.
12. McCormick Ernest J. HUMAN FACTORS IN ENGINEERING AND DESIGN. McGraw-Hill. New York. 1976. Pág. 308.



CAPITULO 3

PLANOS Y COSTOS DE FABRICACION

3.1 Listado de planos

Tabla 3.1 Listado de planos, formatos y medidas

Plano No	Titulo	Formato	Medidas (mm)
1	Ensamble	A1	594.5x841
1b	Ensamble	A2	420x594
2	Componentes Principales	A1	594.5x841
3	Sostenedores	A2	420x594
4	Bastidor	A1	594.5x841
5	Pesas	A1	594.5x841
6	Accesorios	A3	297x420

3.2 Especificaciones

Tabla 3.2 Especificaciones técnicas

Peso total	17 kg
Altura x largo x ancho	546 x 404 x 290 mm
Método de ensayo manual según:	ASTM D 1238
Material para ensayo	termoplásticos
Temperatura de diseño	380 ⁰ C
Rango de temperaturas	80 ⁰ C a 500 ⁰ C
Resolución	0,1 ⁰ C

3.3 Costos de fabricación

Costos de los materiales y equipos

Aquí se enlistan el costo de los materiales necesarios y de los equipos que se necesitan comprar por Sistemas.

1. Sistema de sujeción y nivelación del plastómetro

El acero comercial A 36 está a 4 soles más IGV el kg. (al 20 de agosto del 2009), además se necesita una cantidad extra para eliminar los rebordes de cortado luego podemos aproximar el Kg a 2 dólares.

Tabla 3.4 Costos de materiales y equipos del sistema de sujeción y nivelación del plastómetro.

Elemento o equipo	Unid.	material	Kg.	\$/Kg	\$	Observaciones
Sostenedor del cilindro	1	ASTM A36-96	0,422	2	0,84	¼"x4";3/16"x2 ½"
Torre fija 1 y torre fija 2	1	ASTM A36-96	1,78	2	3,55	¼"x1"
Base	1	ASTM A36-96	1,85	2	3,7	3x1500x2400
Protector de pata	4	ASTM A 53	0,486	2	0,97	Grado A , Sch 40, 1 ½
Pata de acero	4	ASTM A36-96	0,020	2	0,04	ϕ 5/8"
Base de pata	4	plástico		2	5	
Bocinas de torre fija 1 y 2	2	ASTM A36-96	0,132	2	0,256	ϕ 5/8"
Pernos M10x110	2	8.8			0,25	M10x110 DIN 931
Tuercas M10	4	8			0,5	M10 DIN 934
Pernos M6x12	2	8.8			0,25	M6x12 DIN 933
Pernos M10x70	2	8.8			0,25	M10x70 DIN 931
Tornillos M4x10	2	8.8			0,25	M4x10 DIN 933
Pernos M8x40	4	8.8			0,25	M8x40 DIN 933
Apoyo roscado de pata	4	ASTM A36-96	0,048	2	0,09	ϕ 3/4"
Nivel circular	1				40	
Total					53,87	

2. Sistema de mantenimiento, operación y control de dimensiones

Tabla 3.3 Costos del sistema de mantenimiento, operación y control de dimensiones.

Elemento o equipo	Unid.	material	Kg.	\$/Kg.	\$	Observaciones
Guantes, mascarara y lentes	--	---	----	----	15	Protección personal
Limpiador de boquilla	2	Aluminio	0,024	1,5	0,04	
Calibrador pasa-no pasa	2				100	
Paño (Kg.)	1		0.5	3	1,5	
base sin cromato (Gln)	¼		----	----	3	
Botador	2	Aluminio	0,306	1,5	0,46	
Cuchara metálica	2		----		5	
Embudo de lata	2		----		5	
total					130	

3. Sistema de calentamiento y control de temperatura

Tabla 3.5 Costos e instalación de equipos del sistema de calentamiento y control de temperatura.

Elemento o equipo	Unid.	\$	Observaciones
Sistema de control de temperatura dual y de tiempo	1	1547	

4. Sistema de extrusión

Tabla 3.6 Costos de materiales y equipos del sistema de extrusión.

Elemento	Unid.	Material	kg	\$/Kg	\$	Observaciones
Cilindro	1	IMPACT EXTRA	2,37	22,2	52,61	
Pistón	1	IMPACT EXTRA	0,108	22,2	2,39	
Base desmontable	2	IMPACT EXTRA	0,012	22,2	0,26	
boquilla	3	IMPACT EXTRA	0,012	22,2	0,26	
Tapa de acero	1	IMPACT EXTRA	0,048	22,2	1,06	
Cojinete guía	1	IMPACT EXTRA	0,009	22,2	0,19	
Pesas	12	ASTM A36-96	47,74	2	95,5	
total					152,29	

5. Sistema de control de tiempo y toma de muestra de ensayo

Tabla 3.7 Costos de materiales y equipos del sistema de control de tiempo y toma de muestra de ensayo.

Elemento	Unid.	Material	kg	\$/Kg	\$	Observaciones
Cronometro	1	-----	-----	-----	50	
Recogedor de muestras	2	Aluminio	0,541	1,5	0,81	
Cuchilla	1	IMPACT EXTRA	0,427	22,2	9,48	
total					60,29	

6. Sistema del cálculo del índice de fluidez

Tabla 3.7 Costos de materiales y equipos del sistema del cálculo del índice de fluidez.

Elemento	Unid.	Material	kg	\$/Kg	\$	Observaciones
Balanza	1	-----	-----	-----	150	± 0,001 g
Calculadora	1	-----	-----	-----	10	
Total					160	

7. Dispositivos adicionales

Tabla 3.8 Costos de los dispositivos adicionales.

Elemento o equipo	Unid.	material	Kg.	\$/Kg	\$	Observaciones
Soporte de Carga	1	ASTM A36-96	0,427	2	0,85	3/16"x2 1/2", 3/16"x2 "
Soporte de Carga móvil	1	ASTM A36-96	0,099	2	0,2	Tubo ASTM A 58; Platina 1/8"x1"
Tapón	2	Caucho/plástico			3	
total					4,05	

Costos de mecanizado y otros

Tabla 3.9 Costos de mecanizados

Taller de la PUPC	tiempo (h)	dólares/h	\$
torneado	4	15	40
fresado	4	20	40
taladrado	2	10	20
soldadura	4	10	40
montaje	4	10	40
Control de tolerancias	4	10	40
Pintado	2	10	20
Otros Talleres			
Electro erosión	40	25	1000
tratamiento térmico 1	36	15	540
tratamiento térmico 2	36	15	540
Rectificado	5	30	150
total			2470

Tabla 3.10 Resumen de costos

Sistema	\$	Observaciones
El sistema de sujeción y nivelación del plastómetro	53,87	
El sistema de mantenimiento, operación y control de dimensiones	130	
El sistema de calentamiento y control de temperatura	1547,00	
El sistema de extrusión	152,29	
El sistema de control de tiempo y toma de muestras de ensayo	60,29	
El sistema de cálculo del índice de fluidez	160	
Dispositivos adicionales	4	
Mecanizado y tratamientos térmicos	2470	
Costo total del plastómetro de extrusión	4637,6	

En primer lugar las operaciones de mecanizado son las que más costo aportan, de éstas, la electro erosión es la más costosa (tiempo); en segundo lugar se ubica el sistema de calentamiento y control de temperaturas que consta de equipos electrónicos y termo eléctricos. Entre ambos suman el 89 % del costo total del plastómetro de extrusión.



CONCLUSIONES

1. Se ha diseñado un plastómetro de extrusión capaz de realizar los ensayos listados en la norma ASTM D 1238-04 c, procedimiento A utilizado para materiales termoplásticos con índices de fluidez comprendidos entre 0,15 g/ 10 min y 50 g/ 10 min. El costo aproximado es de USD 4637 .peso de 17 kg. con medidas de 546 x 404 x 290 mm.
2. El sistema de sujeción diseñado, (Base, patas, torres) asegura la rigidez necesaria para el transporte, ensamblaje y funcionamiento del equipo. Responde a los resultados de los cálculos hechos y en el caso de insuficiente información se ha optado por altos factores de seguridad o refuerzos para rigidizar las zonas a priori más débiles.
3. La geometría del pistón diseñado, además de tener un peso determinado, también responde a la necesidad de usarlo como referencia para el inicio del ensayo mediante una marca de posición que coincide con la arista superior horizontal del soporte de carga, de esta forma sencilla se puede controlar visualmente y asegurar que todos los inicios de ensayo partan del mismo lugar.
4. Se ha elegido el acero Impact Extra K 340 para fabricar tanto el cilindro como el pistón y la boquilla aplicándole solamente diferentes temperaturas de revenido y así obtener las diferentes durezas requeridas. Este material además de poder mantener su dureza y resistencia al desgaste a los 380⁰C (incluso hasta los 500 ⁰C) es a la vez más económico y más comercial que los otros aceros especiales analizados.
5. Se ha diseñado un sistema de nivelación que mediante la combinación de los efectos de los tornillos de la patas del bastidor puede regular algún desalineamiento del agujero del cilindro con la ayuda de un nivel de burbuja circular, ello evita problemas de fricción del pistón contra la pared del cilindro que desgastaría a ese componente y daría también resultados erróneos de fluidez.
6. El sistema de soporte de carga y tapón desarrollado para uso manual es de fácil manejo y proporciona el control sobre el momento de inicio de la carrera del pistón evitando la salida prematura del material aunque tenga gran fluidez

(Índices de fluidez mayores a 10g/10 min).

7. El diámetro de la boquilla hallado cumple el requerimiento de la norma que exige que la boquilla caiga suelta al fondo del agujero del cilindro, puesto que posee un juego más suelto que el H10/d10 (156μ y 40μ) que es usado para ajustes muy libres y correspondientes a una débil precisión.

8. El sistema de calentamiento requiere de un sistema dual para poder garantizar los requerimientos de la norma; por ello existe un controlador de temperatura que en los 10 mm de la cima de la boquilla mantiene la temperatura, en esa zona, con una variación de 0.1°C (mejor que lo que pide la norma) y otro controlador a mitad del plastómetro que la mantiene en el 1% de variación para el resto del aparato.

9. La condición de que el peso combinado del pistón y de la pesa no excedan una tolerancia de $\pm 0.5\%$ del valor de la carga de ensayo, exigió el diseño cuidadoso de las dimensiones y tolerancias del pistón pero se obtuvo el peso final y su tolerancia por la sustracción ó adición de masa a la pesa ya mecanizada.

10. Para proteger las paredes del agujero del cilindro se eligió una base del pistón de menor dureza (debido de sus probables roces). Por ello la elección de una base desmontable para el pistón ofrece una manera económica, rápida y fácil de reemplazar solo la base del pistón en caso de desgaste o para el ensayo de materiales altamente erosivos.

11. La adopción de un mínimo de 12 pesas que combinadas ofrecen las distintas cargas requeridas evitó elevar el costo tanto en materiales como en mecanizado y además los problemas derivados del almacenamiento de éstas. También consideró el problema ergonómico y de seguridad del acarreo de las pesas puesto que el peso máximo de éstas es de 10 kg.

12. Se han superado inconvenientes de fabricación mediante la utilización de técnicas alternativas como es la electroerosión para el caso de agujeros de gran profundidad y la redefinición de las cotas y juegos dados por la norma a valores que tomen en cuenta tanto el juego necesario para el buen funcionamiento del aparato como a valores reales que puedan ser mecanizados y verificados.

13. Una pintura resistente al calor que pueda aislar todos los componentes metálicos expuestos a oxidación tanto de tipo par galvánico (cuando el equipo no trabaja) o a corrosión seca (cuando está trabajando a altas temperaturas) brinda la necesaria protección al equipo.

Bibliografía

1. ACEROS BOEHLER DEL PERU S.A, productos, http://www.bohlerperu.com/b_2886.htm, 2009.
2. Acosta S. Julio A. EVALUACIÓN DEL POTENCIAL PRODUCTIVO DE PLÁSTICOS EN EL PERÚ. Pontificia Universidad Católica del Perú, Dirección Académica de Investigación (DAI-PUCP). Lima. Mayo 2005.
3. American Society for Testing Materials, D 1238-04 c STANDARD TEST METHOD FOR MELT FLOW RATES OF THERMOPLASTICS BY EXTRUSION PLASTOMETER. United States. december 1, 2004.
4. Avner Sydney, INTRODUCCION A LA METALURGIA FISICA, segunda edición, Mc Graw-Hill,. México, octubre 1981.
5. Barriga G. Benjamín., CURSOS DE ACTUALIZACION "METODO DE DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA", Pontificia Universidad Católica del Perú, Facultad de Ciencias e Ingeniería, 1a edición. Lima, Perú. Dic 1985.
6. Barriga G. Benjamín. Pontificia Universidad Católica del Perú, Departamento Académico de Ingeniería, Sección Ingeniería Mecánica, ELEMENTOS DE MAQUINAS I. UNIONES ATORNILLADAS (TABLAS). Lima. Octubre 1994.
7. Birley, Haworth, Batchelor, PHYSICS OF PLASTICS PROCESSING, PROPERTIES AND MATERIALS ENGINEERING, Oxford University Press, United Kingdom 1991.
8. Clegg D.W; Coyller A. A., THE ESTRUCTURE AND PROPERTIES OF POLIMERIC MATERIALS, The Institute of Materials, Bourne Press, Great Britain 1993.

9. Corish Patrick J., CONSCIE ENCYCLOPEDIA OF POLYMER PROCESSING AND APLICATIONS. Pergamon Press plc. Oxford. England. 1992.
10. Ereño Gaiker Fco. Javier, ENSAYOS DE CONTROL DE CALIDAD EN LA INYECCIÓN FUNDAMENTALES PARA CONTROLAR EL COMPORTAMIENTO DE LOS PLÁSTICOS, Plásticos Universales 59 Octubre-Noviembre 1999 Panorama (2009), <http://www.interempresas.net/Plastico/Articulos/Articulo.asp?A=6257>.
11. Fenner Roger t., PRINCIPLE OF POLYMER PROCESSING, The Macmillan Press LTD, J. W. Arroesmith LTD, Great Britain 1979.
12. García-Colín Sherer Leopoldo, Rodríguez Zepeda Rosalío, LIQUIDOS EXOTICOS, EL MISTERIOSO FLUJO DE LOS LIQUIDOS POLIMERICOS, 1992 (2009), http://bibliotecadigital.ilce.edu.mx/sites/ciencia/volumen2/ciencia3/104/htm/sec_4.htm.
13. Groover, M. FUNDAMENTOS DE MANUFACTURA MODERNA: Materiales, Procesos y Sistemas. Prentice – Hall .1997.
14. McCormick Ernest J. HUMAN FACTORS IN ENGINEERING AND DESIGN. McGraw-Hill. New York. 1976.
15. Marks., MANUAL DEL INGENIERO MECÁNICO, octava edición, Mc Graw-Hill, Vol 1. México, abril 1987. Pág. 4-7.
16. Pontificia Universidad Católica del Perú, Departamento Académico de Ingeniería, Sección Ingeniería Mecánica, DIBUJO MECANICO I. Lima. Marzo 1991.
17. Richard C. Budynas, J. Keith Nisbett, SHIGLEY´S MECHANICAL ENGINEERING DESIGN, Eighth edition, Mc Graw-Hill, NewYork, 2008 Pág.177..

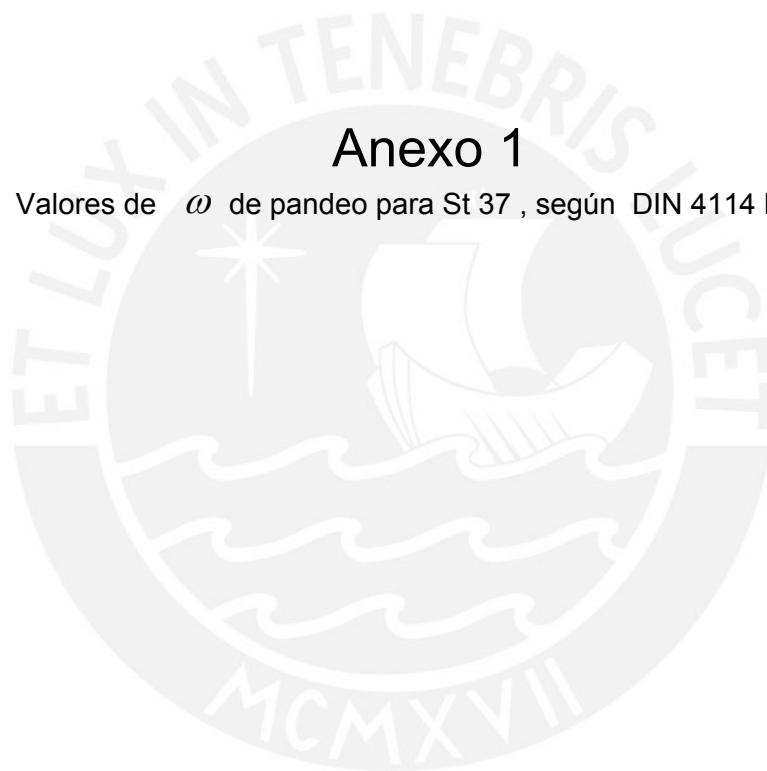
18. Swallowe, G.M .editor. MECHANICAL PROPERTIES AND TESTING OF POLYMERS. Kluwer Academic Publishers. Dordrecht. The Netherlands. 1999.



- Anexo 1 Valores de ω de pandeo para St 37 , según DIN 4114 hoja 1
- Anexo 2 Tolerancias generales según DIN 7168
- Anexo 3 Platinas ASTM A 36 - 96; Corporación Aceros Arequipa S.A.
- Anexo 4 Cálculos para la torre fija 2
- Anexo 5 Cálculos para la tapa soporte
- Anexo 6 Cálculo de la inclinación del pistón
- Anexo 7 Cálculo del peso total del aislante sobre la cola del pistón
- Anexo 8 Cálculo de la variación del peso del pistón de base desmontable respecto al peso de un pistón con base fija.
- Anexo 9 Cálculo de los rebajes de las pesas
- Anexo 10 Plancha gruesa de Corporación Aceros Arequipa S.A.
- Anexo 11 Cálculo para el soporte de carga
- Anexo 12 Cálculo de la unión entre el soporte de carga y la torre fija 1
- Anexo 13 Valor del límite de elasticidad de aceros estructurales a diferentes temperaturas
- Anexo 14 Equivalencia de valores de rugosidad según normas UNE 1037, ISO 1032 y DIN 140
- Anexo 15 Valores de reducción de temperatura esperados para diferentes espesores del aislante barlan

Anexo 1

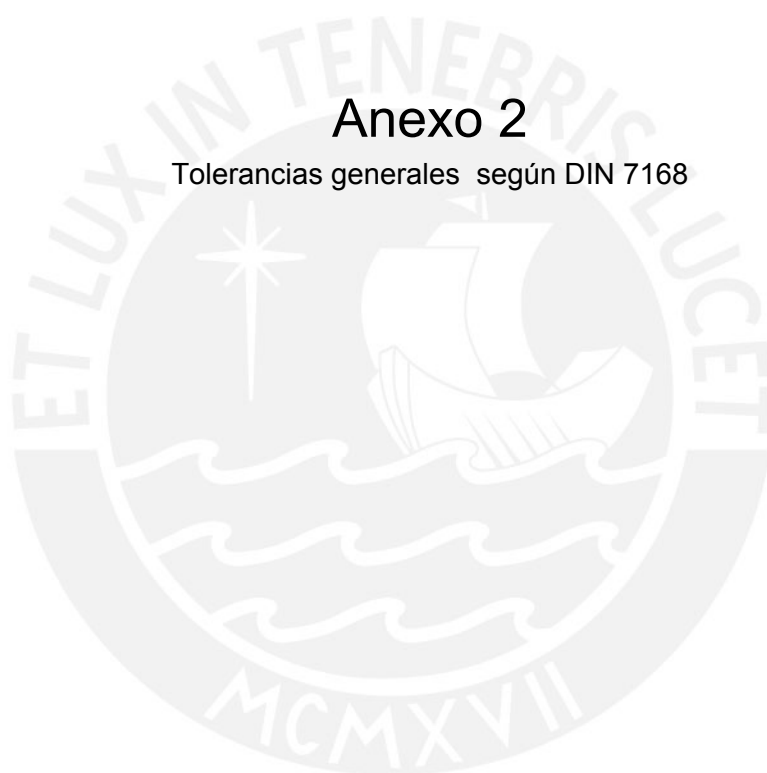
Valores de ω de pandeo para St 37 , según DIN 4114 hoja 1



	RESISTENCIA DE MATERIALES 2-A	1									
	PANDEO	Area de Diseño.									
Pandeo, pandeo lateral, abolladura		DIN 4114 hoja 1									
Tabla 1: Coeficientes de pandeo α para el acero St 33 (1) y St 37											
λ	$\lambda +$										λ
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
20	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	20
30	1,08	1,09	1,09	1,10	1,10	1,11	1,11	1,12	1,13	1,13	30
40	1,14	1,14	1,15	1,16	1,16	1,17	1,18	1,19	1,19	1,20	40
50	1,21	1,22	1,23	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	1,28	1,29	50
60	1,30	1,31	1,32	1,33	1,34	1,35	1,36	1,37	1,39	1,40	60
70	1,41	1,42	1,44	1,45	1,46	1,48	1,49	1,50	1,52	1,53	70
80	1,55	1,56	1,58	1,59	1,61	1,62	1,64	1,66	1,68	1,69	80
90	1,71	1,73	1,74	1,76	1,78	1,80	1,82	1,84	1,86	1,88	90
100	1,90	1,92	1,94	1,96	1,98	2,00	2,02	2,05	2,07	2,09	100
110	2,11	2,14	2,16	2,18	2,21	2,23	2,27	2,31	2,35	2,39	110
120	2,43	2,47	2,51	2,55	2,60	2,64	2,68	2,72	2,77	2,81	120
130	2,85	2,90	2,94	2,99	3,03	3,08	3,12	3,17	3,22	3,26	130
140	3,31	3,36	3,41	3,45	3,50	3,55	3,60	3,65	3,70	3,75	140
150	3,80	3,85	3,90	3,95	4,00	4,06	4,11	4,16	4,22	4,27	150
160	4,32	4,38	4,43	4,49	4,54	4,60	4,65	4,71	4,77	4,82	160
170	4,88	4,94	5,00	5,05	5,11	5,17	5,23	5,29	5,35	5,41	170
180	5,47	5,53	5,59	5,66	5,72	5,78	5,84	5,91	5,97	6,03	180
190	6,10	6,16	6,23	6,29	6,36	6,42	6,49	6,55	6,62	6,69	190
200	6,75	6,82	6,89	6,96	7,03	7,10	7,17	7,24	7,31	7,38	200
210	7,45	7,52	7,59	7,66	7,73	7,81	7,88	7,95	8,03	8,10	210
220	8,17	8,25	8,32	8,40	8,47	8,55	8,63	8,70	8,78	8,86	220
230	8,93	9,01	9,09	9,17	9,25	9,33	9,41	9,49	9,57	9,65	230
240	9,73	9,81	9,89	9,97	10,05	10,14	10,22	10,30	10,39	10,47	240
250	10,55										250
Valores intermedios no necesitan ser interpolados.											
Tabla 2: Coeficientes de pandeo α para el acero de construcción St 52-3											
λ	$\lambda +$										λ
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
20	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	1,08	1,09	1,09	1,10	1,11	20
30	1,11	1,12	1,12	1,13	1,14	1,15	1,15	1,16	1,17	1,18	30
40	1,19	1,19	1,20	1,21	1,22	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	40
50	1,28	1,30	1,31	1,32	1,33	1,35	1,36	1,37	1,39	1,40	50
60	1,41	1,43	1,44	1,46	1,48	1,49	1,51	1,53	1,54	1,56	60
70	1,58	1,60	1,62	1,64	1,66	1,68	1,70	1,72	1,74	1,77	70
80	1,79	1,81	1,83	1,86	1,88	1,91	1,93	1,95	1,98	2,01	80
90	2,05	2,10	2,14	2,19	2,24	2,29	2,33	2,38	2,43	2,48	90
100	2,53	2,58	2,64	2,69	2,74	2,79	2,85	2,90	2,95	3,01	100
110	3,06	3,12	3,18	3,23	3,29	3,35	3,41	3,47	3,53	3,59	110
120	3,65	3,71	3,77	3,83	3,89	3,96	4,02	4,09	4,15	4,22	120
130	4,28	4,35	4,41	4,48	4,55	4,62	4,69	4,75	4,82	4,89	130
140	4,96	5,04	5,11	5,18	5,25	5,33	5,40	5,47	5,55	5,62	140
150	5,70	5,78	5,85	5,93	6,01	6,09	6,16	6,24	6,32	6,40	150
160	6,48	6,57	6,65	6,73	6,81	6,90	6,98	7,06	7,15	7,23	160
170	7,32	7,41	7,49	7,58	7,67	7,76	7,85	7,94	8,03	8,12	170
180	8,21	8,30	8,39	8,48	8,58	8,67	8,76	8,86	8,95	9,05	180
190	9,14	9,24	9,34	9,44	9,53	9,63	9,73	9,83	9,93	10,03	190
200	10,13	10,23	10,34	10,44	10,54	10,65	10,75	10,85	10,96	11,06	200
210	11,17	11,28	11,38	11,49	11,60	11,71	11,82	11,93	12,04	12,15	210
220	12,26	12,37	12,48	12,60	12,71	12,82	12,94	13,05	13,17	13,28	220
230	13,40	13,52	13,63	13,75	13,87	13,99	14,11	14,23	14,35	14,47	230
240	14,59	14,71	14,83	14,96	15,08	15,20	15,33	15,45	15,58	15,71	240
250	15,83										250
Valores intermedios no necesitan ser interpolados.											

Anexo 2

Tolerancias generales según DIN 7168



Diferencias admisibles para medidas sin indicación de tolerancias

DIN 7168

Diferencias admisibles en sentido de esta norma (denominadas anteriormente también tolerancias de medida libre) son las diferencias para medidas nominales de las precisiones usuales en taller, que en los dibujos no son provistas con indicaciones de tolerancia. Pueden cumplirse sin gasto especial en el taller, como fue determinado por numerosas mediciones.

Los cuatro grados de precisión dan la posibilidad de considerar diferencias producidas en el taller en la fabricación de las piezas. El constructor podrá decidir según esto si ha de prescribir tolerancias más limitadas o puede admitir más bastas para acotaciones en la medida nominal.

Para la comprobación de las diferencias admisibles sirven las indicaciones en capítulo 4 de esta norma.

1. Campo de aplicación

1.1. Las diferencias admisibles de esta norma sirven para medidas sin indicación de tolerancia en la medida nominal en piezas de todos los materiales, cuando en dibujos u otros documentos, por ejemplo, condiciones de suministro, se remite a DIN 7168.

Sirven

para medidas de longitud (también para partes compuestas y luego mecanizadas en común) como medidas exteriores, medidas interiores, medidas de saliente, diámetros, anchuras, alturas, espesores, distancias entre centros de agujeros.

para medidas angulares

en partes que se preparan con arranque de viruta o sin arranque de viruta, como, p. ej., estirado, acanalado y por procedimientos de la técnica de estampación.

1.2. Las diferencias admisibles de esta norma sirven

- para medidas para las que se han fijado en otras normas diferencias admisibles especiales para medidas sin indicaciones de tolerancia (véase capítulo 5);
- para medidas en redondeados (disposiciones propias a este respecto en preparación);
- para medidas angulares de una división de círculo;
- para medidas angulares en conos de precisión, así como curvas de tubo;
- para medidas en grupos de soldadura (siempre que no se trate de medidas de mecanización).

2. Diferencias admisibles

Tabla 1. Valores numéricos para medidas de longitud (valores en mm).

Grado de precisión	Medidas nominales											
	más de 0,5 hasta 1	más de 1 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 315	más de 315 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000	más de 2000 hasta 4000	más de 4000 hasta 8000	más de 8000 hasta 12000	más de 12000 hasta 16000	más de 16000 hasta 20000
fino	± 0,05	± 0,05	± 0,1	± 0,15	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	—	—	—	—
medio	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2	± 3	± 4	± 5	± 6
basto	—	± 0,2	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2	± 3	± 4	± 5	± 6	± 7	± 8
may basto	—	± 0,5	± 1	± 1,5	± 2	± 3	± 4	± 6	± 8	± 10	± 12	± 12

Tabla 2. Valores numéricos para medidas angulares (valores en grados y minutos).

Grado de precisión	Medidas nominales (mm) (longitud del lado más corto)			
	hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120
fino	± 1'	± 30'	± 30'	± 10'
medio	—	—	—	—
basto	—	—	—	—
may basto	± 3'	± 2'	± 1'	± 30'

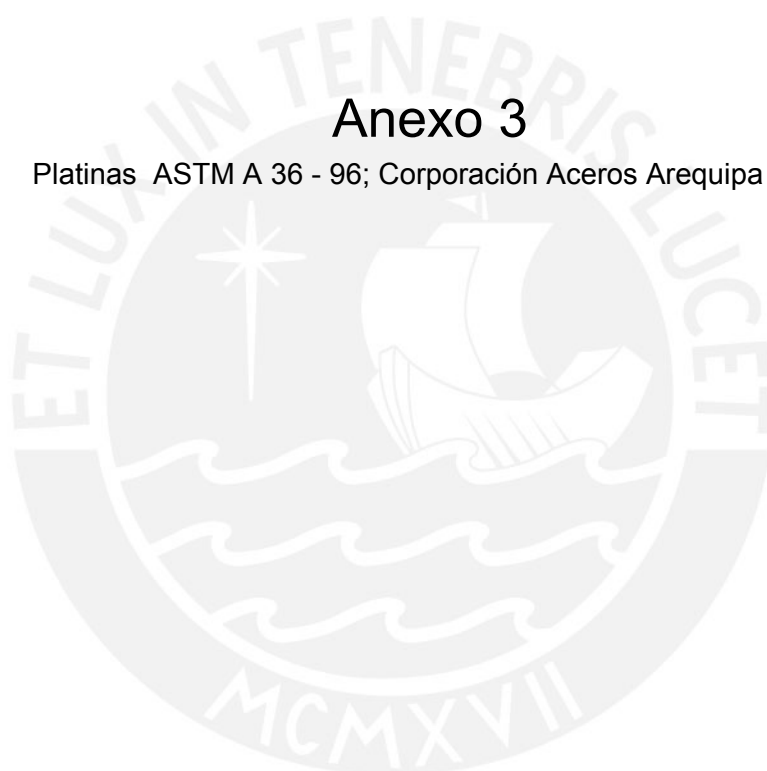
Las diferencias de forma y de posición, con excepción de las diferencias de alineación (excentricidades, véase DIN 7182, hoja 4 (norma preliminar)¹⁾ pueden estar dentro del alcance total de los valores numéricos dados en tabla 1 y 2. Al no ser esto admisible se han de indicar en el dibujo las diferencias de forma y de posición admisibles.

¹⁾ DIN 7168 ha de ser completada aún por valores numéricos correspondientes.

Aclaraciones en el original de la norma.

Anexo 3

Platinas ASTM A 36 - 96; Corporación Aceros Arequipa S.A.





**CORPORACION
ACEROS AREQUIPA S.A.**

La Empresa | Eventos | Novedades | Productos | Distribuidores |
Producción | ISO 9001 - 2000

PRODUCTOS



3/16 x 1 1/2	1.56	9.69
3/16 x 2	1.90	11.40
3/16 x 2 1/2	2.38	14.28
1/4 x 1/2	0.64	3.84
1/4 x 5/8	0.80	4.80
1/4 x 3/4	0.95	5.70
1/4 x 1	1.28	7.68
1/4 x 1 1/4	1.61	9.66
1/4 x 1 1/2	1.92	11.52
1/4 x 2	2.54	15.24
1/4 x 2 1/2	3.18	19.08
1/4 x 3	3.81	22.86
1/4 x 4	5.06	30.36
3/8 x 1	1.92	11.52
3/8 x 1 1/4	2.38	14.28
3/8 x 1 1/2	2.87	17.22
3/8 x 2	3.82	22.92
3/8 x 2 1/2	4.77	28.62
3/8 x 3	5.74	34.44
3/8 x 4	7.60	45.60
1/2 x 1	2.54	15.24
1/2 x 1 1/2	3.84	23.04
1/2 x 2	5.09	30.54
1/2 x 2 1/2	6.35	38.10
1/2 x 3	7.63	45.78
1/2 x 4	10.17	61.02
5/8 x 4	12.73	76.38
3/4 x 4	15.18	91.08
1 x 3	15.18	91.08
1 x 4	20.34	122.04

► **REQUERIMIENTOS QUÍMICOS (%):**

C = 0.26 máx. Mn = 0.60 / 0.90 (para espesores mayores de 3/4").
P = 0.040 máx. S = 0.050 máx. Si = 0.40 máx.

► **PROPIEDADES MECÁNICAS:**

Límite de Fluencia mínimo = 2530 kg/cm².

Resistencia a la Tracción = 4080 - 5620 kg/cm².

Alargamiento en 200 mm:

Espesores: 1/8"..... = 12.5 % mínimo.

3 /16"..... = 15.0 % mínimo.

1/4"..... = 17.5 % mínimo.

3/8", 1/2", 5/8", 3/4" y 1" = 20.0 % mínimo.

Doblado a 180° = Bueno.

Soldabilidad = Buena soldabilidad.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES Y DE FORMA:

1. Tolerancias en el Ancho:

ANCHO NOMINAL (b) - mm	TOLERANCIAS (mm)
$b \leq 50$	± 0.8
$50 < b \leq 75$	± 1.2
$75 < b \leq 100$	± 1.5
$100 < b \leq 125$	± 2.0

2. Tolerancias en el Espesor:

ESPESOR NOMINAL (e) mm	TOLERANCIAS (mm)	
	$b \leq 50$	$50 < b \leq 150$
$e \leq 50$	± 0.4	± 0.5

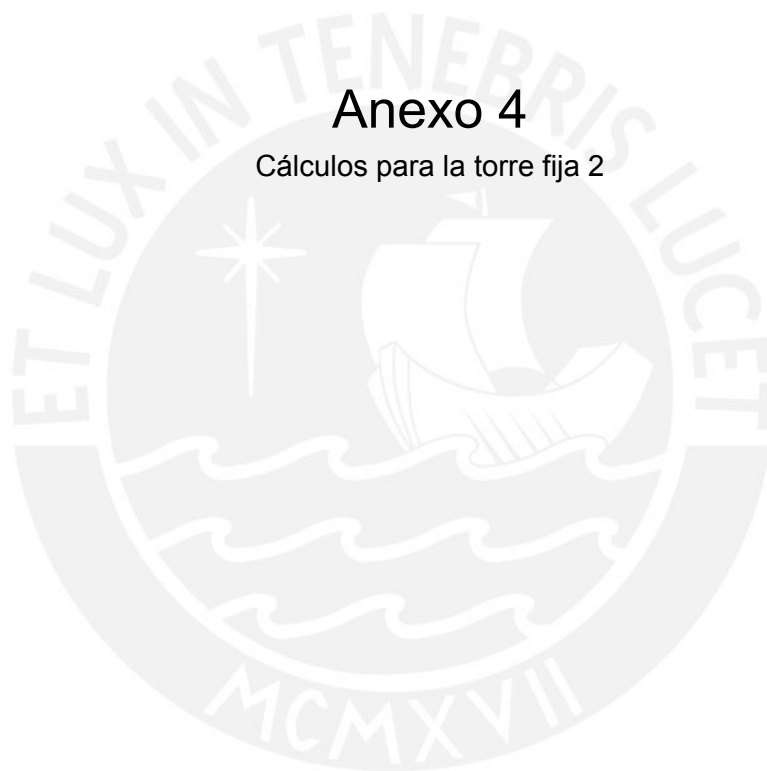
3. Tolerancias en la Longitud: + 50 mm.
0

4. Flecha máxima: mm.

[Volver Arriba](#)

Anexo 4

Cálculos para la torre fija 2



A. cálculo de los esfuerzos de corte flexión y aplastamiento en el pie

La carga total máxima bordea los 360 N, pero para mas seguridad asumimos 380 N.

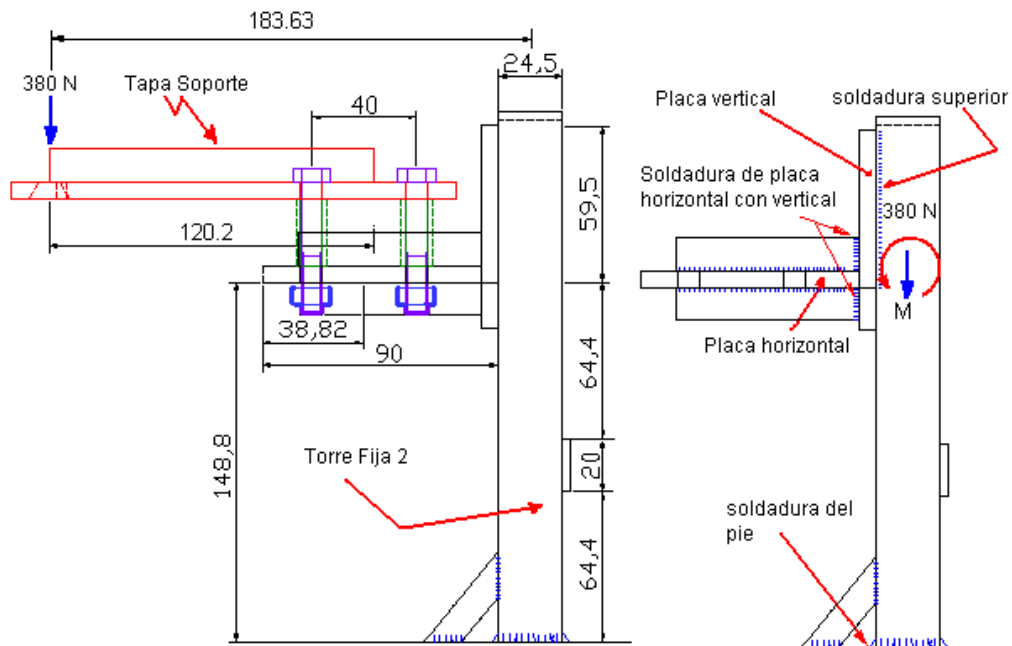


Figura 4 Esquema de la torre fija 2, la tapa soporte y la carga máxima.

$$M = 380 \cdot 183.63 \text{ N} \cdot \text{mm} = 69\,779.4 \text{ N} \cdot \text{mm}, \quad 183.63 \text{ mm de brazo para el momento}, \quad \tau_c = 0$$

$$\sigma_f = \frac{(69779.4) \cdot 12.25}{2 \cdot \frac{1}{12} \cdot 6.35 \cdot 24.5^3} = 54.92 \text{ N/mm}^2; \quad \sigma_N = \frac{380}{2 \cdot 6.35 \cdot 24.5} = -1.22 \text{ N/mm}^2$$

Por lo tanto:

$$\sigma_{eq} = 53.70 \text{ N/mm}^2 \leq 247.94 \text{ N/mm}^2, \quad (\text{ASTM A 36}), \quad \text{FS} \approx 4.61.$$

Aplastamiento en el pie de La torre fija 2

Ver figura 5

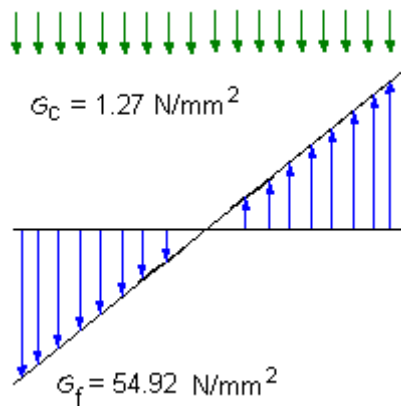


Figura5 Esquema de los esfuerzos de compresión y flexión en la base del bastidor ejercidos por el pie de la torre fija 2.

Tenemos esfuerzo total $\sigma_T = 1.17 + 54.92 = 56.09 \text{ N/mm}^2$

Donde: Fuerza aplicada 380 N, área = $2 \cdot 6.35 \cdot 24.5 \text{ mm}^2$, $M = 69\,779.4 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Luego para el St 37, tenemos $56.09 \text{ N/mm}^2 \leq 260 \text{ N/mm}^2$, FS = 4.6.

B. inclinación y variabilidad de la carga

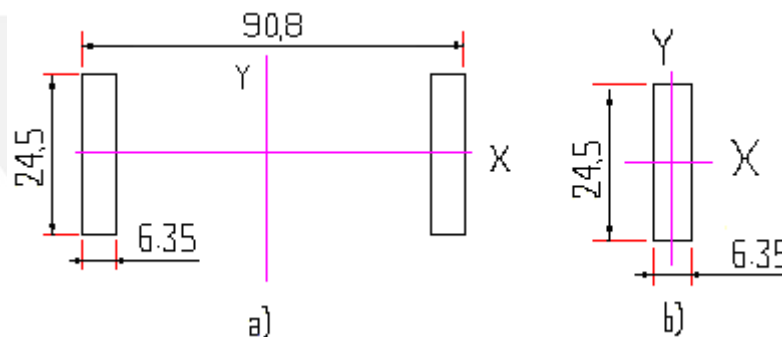


Figura 6 a) Esquema para cálculo de la inercia de la torre fija 2. b) Esquema para cálculo de la inercia de un sector específico de la torre fija 2.

$$E = 2.1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$$

Según la fig. 6 a y usando la fórmula: $\alpha_t = \frac{ML}{EI}$ para la acción de sólo un momento

flector en la torre fija 2; $L = 148.8 \text{ mm}$, distancia de la aplicación del momento al pie de la torre fija 2 (figura 4); siendo $I = I_{xx}$; $I_{xx} =$

$$2 \cdot \frac{1}{12} \cdot 6.35 \cdot 24.5^3 = 15\,563.982 \text{ mm}^4.$$

$$I_{yy} = 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot 24.5 \cdot 6.35^3 + (45.4 - 6.35/2)^2 \cdot 24.5 \cdot 6.35 \right) = 555\,810.6 \text{ mm}^4.$$

$$\alpha_t = \frac{69779.4 \cdot 148.8}{E \cdot 15563.982} = 0.00317680 \text{ radianes (0.18201 grados)}. \text{ La variación de carga}$$

será: $\% \Delta F = (1 - \cos \alpha) * 100 = 0.0005046 \% \leq 0.5\%$; tiene una muy buena rigidez.

También calcularemos la inclinación de la placa horizontal de la torre fija 2, ver figura 6.

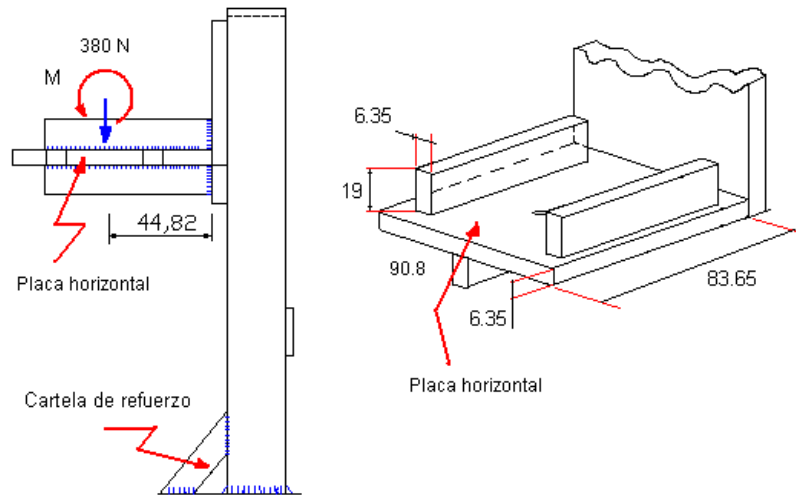


Figura 7 Esquema para cálculo de la inercia e inclinación de la placa horizontal de la torre fija 2.

Se usan las siguientes formulas para deformación por carga y por momento flector

$$\phi_1 = \frac{PL^2}{2EI} \quad ; \quad \phi_2 = \frac{ML}{EI} \quad ; \quad \phi_T = \phi_1 + \phi_2$$

Inercia $I = 132,419.461 \text{ mm}^4$; momento $M = 17,031.6 \text{ N*mm}$

$\phi_1 = 1.4411710^{-5}$; $\phi_2 = 2.882310^{-5}$ luego $\phi_T = 4.3235110^{-5}$, por lo tanto

será: $\% \Delta F = (1 - \cos \phi_T) * 100 = 0.000000093463 \% \leq 0.5\%$, bien.

En la superficie de apoyo del pie de la torre fija 2

Para evitar cualquier inclinación por aplastamiento reforzaremos la zona de contacto con la base del bastidor con unas cartelas. Ver figura 7.

C. Pandeo

El conjunto presenta un eje del material (eje xx) y un eje libre (eje yy)

a. cálculo según el eje del material (eje xx)

Considerando toda la torre fija 2 de igual sección transversal:

$$F = 380 \text{ N}; \quad A = 6.35 * 24.5 * 2 = 311.15 \text{ mm}^2; \quad \sigma = \frac{F}{A} = \frac{380}{311.15} = 1.22 \text{ N/mm}^2.$$

$$I_{xx} = 15\,563.982 \text{ mm}^4 \qquad i_{xx} = \sqrt{\frac{I_{xx}}{A}} = 7.07 \text{ mm}$$

La longitud de trabajo es: $L = 148.8$, $\lambda = \frac{L}{i_{xx}} = 148.8 / 7.07 = 21.03 \approx 21$;

$$\lambda_e = 2 * \lambda = 42$$

Usando el método de la secante para pandeo por flexo compresión

$$\frac{(FS)F_{adm}}{A} = \frac{\sigma_F}{1 + \frac{ec}{i^2} \sec\left(\frac{\lambda}{2} \sqrt{\frac{(FS)F_{adm}}{EA}}\right)}$$

Donde la excentricidad de la carga es: $e = 183.6 \text{ mm}$

La distancia al plano neutro: $c = 12.25 \text{ mm}$

Usando un Factor de Seguridad de 3, tenemos:

$$\frac{(3)F_{adm}}{311.15} = \frac{240}{1 + 44.99 \sec\left(\frac{42}{2} \sqrt{\frac{(3)F_{adm}}{65341500}}\right)} = F_{adm} = \frac{24892}{1 + 44.99 \sec(0.004499 \sqrt{F_{adm}})}$$

iterando tenemos: $F_{adm} = 538.3 \text{ N}$,

Luego $380 \text{ N} \leq 538.3 \text{ N}$ aceptable.

b. cálculo según el eje libre (eje yy)

verificación global:

$$I_{yy} = 555\,810.6 \text{ mm}^4; \qquad i_{yy} = \sqrt{\frac{I_{yy}}{A}} = 42.26 \text{ mm}; \qquad L = 148.8 \text{ mm.}$$

$$\lambda = \frac{L}{i_{xx}} = 148.8 / 42.26 = 3.52; \quad \lambda_e = 2 * \lambda = 7.04;$$

$$\lambda_i = \sqrt{\lambda^2 + \frac{m}{2} \lambda_1^2}; \qquad m = 2; \qquad \lambda_i = \sqrt{7.04^2 + 40^2} = 40.61;$$

$$\omega = f(\lambda_i)$$

$$\lambda_i \approx 40 \qquad \text{por tanto de la tabla, } \omega = 1.18;$$

$$\omega * \sigma = 1.18 * 1.22 = 1.43 \leq 137.2 \text{ N/mm}^2; \quad FS = 96 \qquad \text{No pandea.}$$

por sectores

Ambos sectores son idénticos y están definidos por los límites de las soldaduras de las placas de refuerzo y del pie de la torre fija 2 y tienen una misma longitud de 64,4 mm.

Calculo para la platina de un sector:

$$F_1 = 380/2 = 190 \text{ N}; \quad A = 6.35 \cdot 24.5 = 155.575 \text{ mm}^2; \quad \sigma = \frac{F}{A} = \frac{190}{155.575} = 1.22$$

N/mm²

$$I_1 = \frac{1}{12} \cdot 24.5 \cdot 6.35^3 = 522.7644 \text{ mm}^4 \qquad i_1 = \sqrt{\frac{I_1}{A}} = 1.833 \text{ mm}$$

Siendo la longitud de trabajo $L_1 = 64,4 \text{ mm}$.

$$\lambda_1 = \frac{L_1}{i_1} = 64.4/1.732 = 35.13 \approx 35.$$

buscando en la tabla para St 37 , según DIN 4114 hoja 1, tenemos $\omega = 1.11$

$$\omega \cdot \sigma = 1.11 \cdot 1.22 = 1.354 \leq 137.2 \text{ N/mm}^2; \quad \text{FS} = 101 \qquad \text{No pandea.}$$

y cumple que $\lambda_1 \leq 50$.

D. Cálculo de las soldaduras en la torre fija 2

Se tienen tres soldaduras importantes: la que une la torre fija a la base del bastidor, la que une la placa vertical con el resto de la torre fija 2 y la que une la placa horizontal con la placa vertical.

a. Cálculo de la soldadura en el pie de la torre fija 2

Se calculará la resistencia al momento flector del cordón, $\sigma_f = \frac{MY}{I'}$

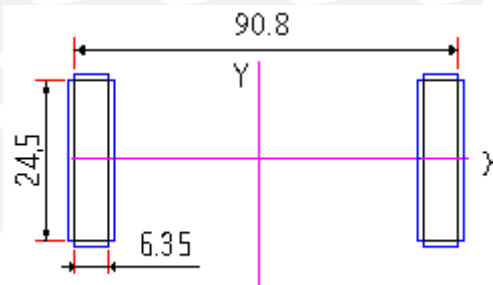


Figura 8 Esquema para cálculo de la inercia de cordones de soldadura de los pies de la torre fija 2.

La inercia respecto al eje x de los cordones es la misma que para la torre fija 1.

$$I' = 29169.70 \text{ mm}^4; \quad M = 183.63 \cdot 380 = 69\,779.4 \text{ N}\cdot\text{mm}; \quad Y = 15.25 \text{ mm.}$$

$$\sigma_f = \frac{69779.4 \cdot 15.25}{29169.7} = 36.48 \text{ N/mm}^2; \quad \text{el esfuerzo admisible está definido de la}$$

$$\text{misma forma que en el caso de la torre fija 1, } \sigma'_{adm} = 0.8 \cdot 0.5 \cdot \frac{240}{2} = 48 \text{ N/mm}^2.$$

Por lo tanto: $\sigma_f = 36.48 \leq 48 \text{ N/mm}^2$. FS'=1.31.

b. Cálculo de la soldadura superior de la torre fija 2

Tenemos dos cordones de 3 mm de ancho y 55 mm de largo cada uno que están sometidos a un momento flector y a corte.

$$\text{Esfuerzo cortante, } \tau_c = \frac{190}{3 \cdot 55} = 1.1515 \text{ N/mm}^2.$$

El brazo de palanca hasta los cordones es 172.88 mm, la carga 380 N luego tenemos un momento de $M = 172.88 \cdot 380 = 65\,694.4 \text{ Nmm}$.

$$\text{Entonces el esfuerzo flector será, } \sigma_f = \frac{65694.4 \cdot 27.5}{2 \left(\frac{1}{12} \cdot 3 \cdot 55^3 \right)} = 21.7171 \text{ N/mm}^2.$$

$$\text{Luego de : } \sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f)^2 + 3\tau_c^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(21.7171)^2 + 3 \cdot 1.15^2} = 21.80 \text{ N/mm}^2.$$

Por lo tanto: $\sigma_{eq} = 21.80 \leq 48 \text{ N/mm}^2$. FS'=2.2.

c. Cálculo de la soldadura de la placa horizontal de la torre fija 2

Se tienen 6 cordones verticales de 3 mm de ancho y 18 mm de largo (que unen la placa horizontal con la vertical) sometidos a flexión y corte, ver figura 9.

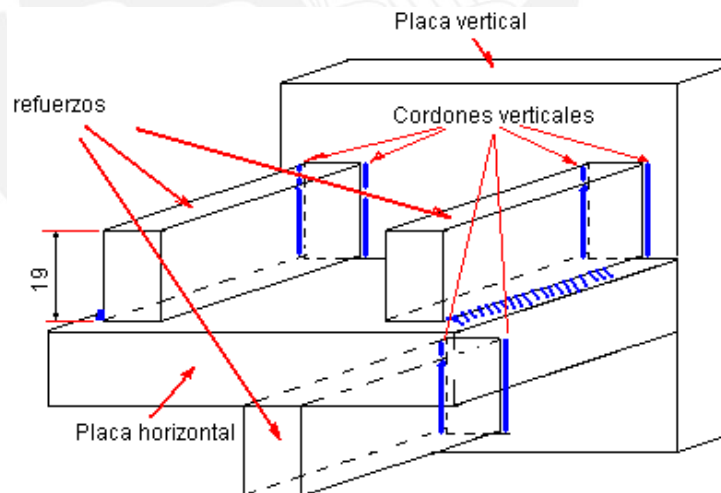


Figura 9 Esquema de cordones de soldadura entre placas de la torre fija 2.

$$\text{Esfuerzo cortante, } \tau_c = \frac{63.33}{3 \cdot 18} = 1.1728 \text{ N/mm}^2.$$

El brazo de palanca hasta los cordones es 163.53 mm, la carga 380 N luego tenemos un momento de $M = 163.53 \cdot 380 = 62\,141.4 \text{ Nmm}$. La inercia para estos 6 cordones es: $I = 56\,174.722 \text{ mm}^4$.

Entonces el esfuerzo flector será, $\sigma_f = \frac{62141.4 * 21.175}{I} = 23.176 \text{ N/mm}^2$.

Luego de : $\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f)^2 + 3\tau_c^2}$

$\sigma_{eq} = \sqrt{(23.176)^2 + 3 * 1.1728^2} = 23.26 \text{ N/mm}^2$.

Por lo tanto: $\sigma_{eq} = 23.37 \leq 48 \text{ N/mm}^2$. FS'=2.



Anexo 5

Cálculos para la tapa soporte



La fuerza aplicada, comprende la carga máxima posible para los ensayos, el peso del cilindro, boquilla, etc. Por lo tanto $F = 380 \text{ N}$. La tapa soporte tiene un ancho de 90.8 mm . Esta pieza va a estar sometida solo en un caso crítico y singular a un máximo de 380° C (la mayoría de las veces a solo 190° C)

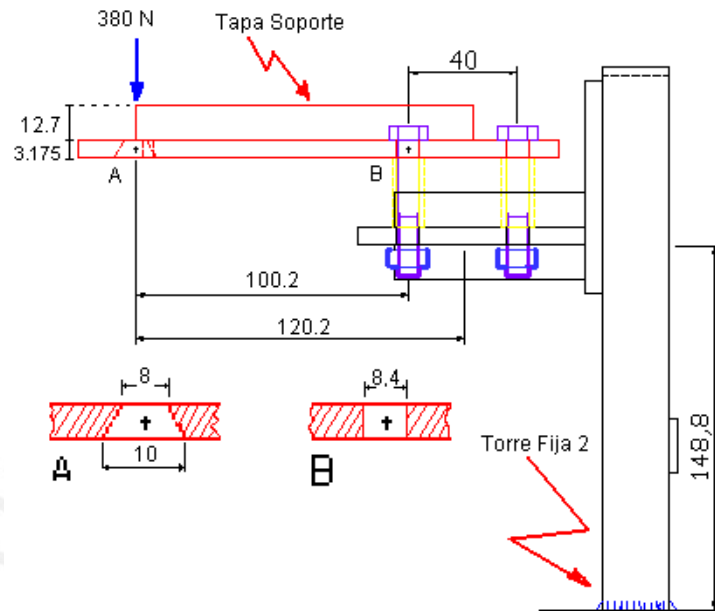


Figura 10 Esquema para cálculos en la tapa soporte.

Material: para todos los casos, platinas ASTM A 36

$\sigma_B = 399.84 - 550.76 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_F = 247.94 \text{ N/mm}^2$. Esto es a temperatura ambiente, pero ha 400° C un acero estructural equivalente P250GH (numero 1.0460) tiene $\sigma_F = 100 \text{ N/mm}^2$. O sea una reducción al 40% del valor a temperatura ambiente. Ver ANEXO 13

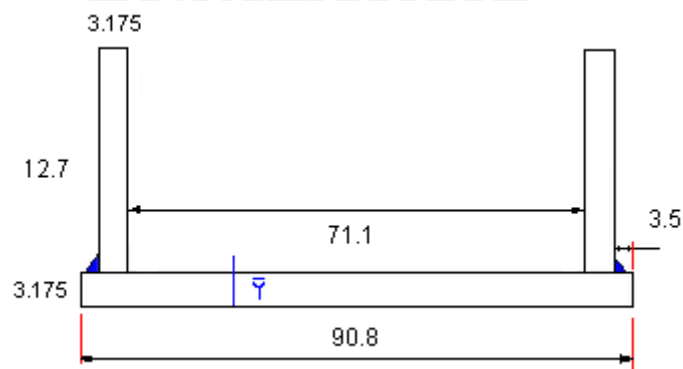


Figura 11 Esquema para el calculo de la rigidez de la tapa soporte.

Donde $\bar{Y} = 3.293 \text{ mm}$, y $I_{xx} = 10\,283.840 \text{ mm}^4$. Posición de la zona crítica, $Y = 12.53 \text{ mm}$.

A. cálculo de los esfuerzos de corte y flexión en las secciones críticas

Sección A (ver figura 10):

$F = 380 \text{ N}$; espesor $A = 3.175 \text{ mm}$; Área $A = 3.175 \cdot 90.8 - ((8+10)/2 \cdot 3.175) = 259.72 \text{ mm}^2$.

$$\tau_c = \frac{380}{259.72} = 1.46 \text{ N/mm}^2; \quad \sigma_f = 0 \text{ N/mm}^2.$$

Por lo tanto: $\sigma_{eq} = 0.73 \cdot \sqrt{3} = 2.253 \text{ N/mm}^2 \leq 100 \text{ N/mm}^2$. FS = 39.

Sección B:

Area $B = 3.175 \cdot 90.8 - 2 \cdot 3.175 \cdot 8.4 = 234.9 \text{ mm}^2$. Inercia, $I_{xx} = 10\,283.4 \text{ mm}^4$. Siendo Y critico = 12.53 mm, esto es debido a que cambio el eje neutro debido a las cartelas.

$$\tau_c = \frac{380}{234.9} = 1.61 \text{ N/mm}^2; \quad \sigma_f = \frac{(380 \cdot 100.2) \cdot 12.53}{10283.4} = 46.28 \text{ N/mm}^2.$$

Por lo tanto: $\sigma_{eq} = 46.28 \text{ N/mm}^2 \leq 100 \text{ N/mm}^2$. FS = 2.1.

B. inclinación y variabilidad de la carga

La dirección de la carga aplicada debido a la desviación angular α y variación de la carga en la tapa soporte (fig. 12 a)

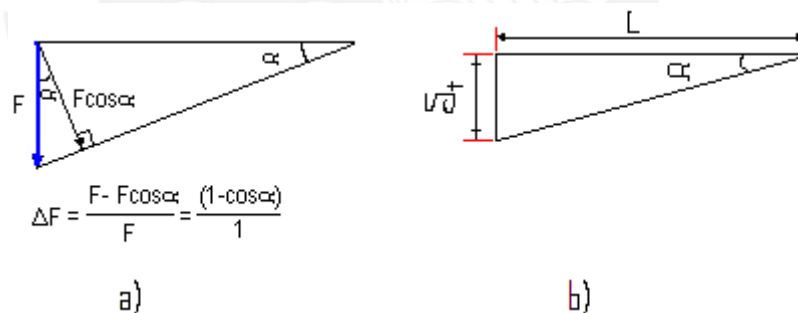


Figura 12 a) Esquema para cálculos de variación de carga. b) Esquema de deformación.

Limite de variación de la carga aplicada en porcentaje: $\Delta F \leq 0.5\%$;

$E = 2.1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$; $\delta = \frac{Pl^3}{3EI}$, para deflexiones

$$\delta_i = \frac{380 \cdot 100.2^3}{3 \cdot E \cdot 10283.4}, \quad \delta_i = 0.0590078 \text{ mm}, \text{ (fig. 2.19 b)}$$

$$\text{Tg } \alpha = \frac{\delta_i}{100.2} = 5.889 \cdot 10^{-4}, \quad \alpha = 0.0337414^\circ$$

$\Delta F = (1 - \cos \alpha) * 100 = 1.734 * 10^{-5} \% \leq 0.5\%$; tiene una buena rigidez aun considerando el efecto de la temperatura.

C. cálculo de los esfuerzos de corte de la soldadura

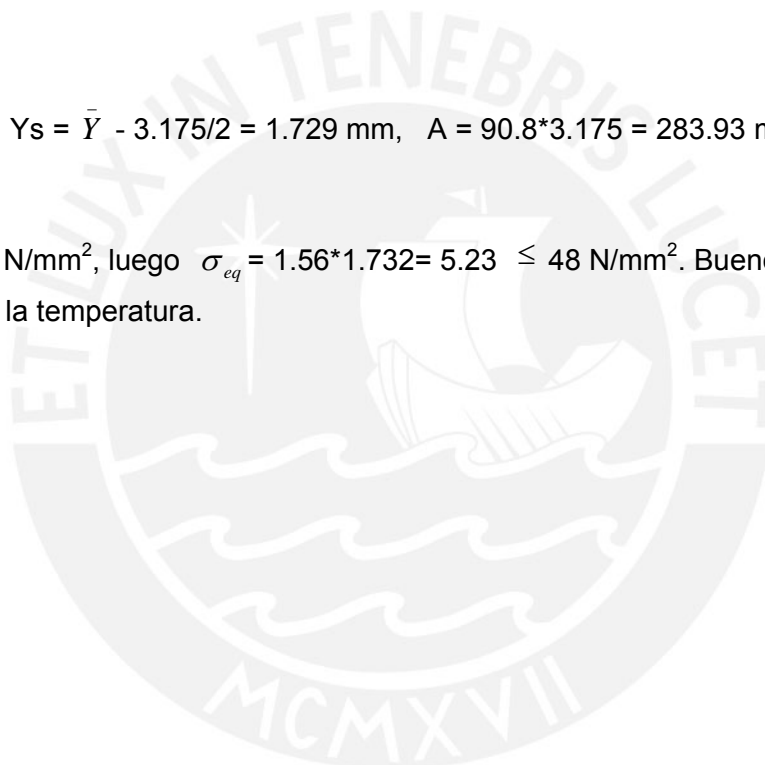
Este cálculo se hace como referencia puesto que el esfuerzo cortante obtenido es muy pequeño y no afecta al conjunto.

Para la carga en voladizo "F" de 380 N y aplicando la formula: (ver figura 11)

$$\tau = \frac{F * A * (y_s)}{I * 2 * a}$$

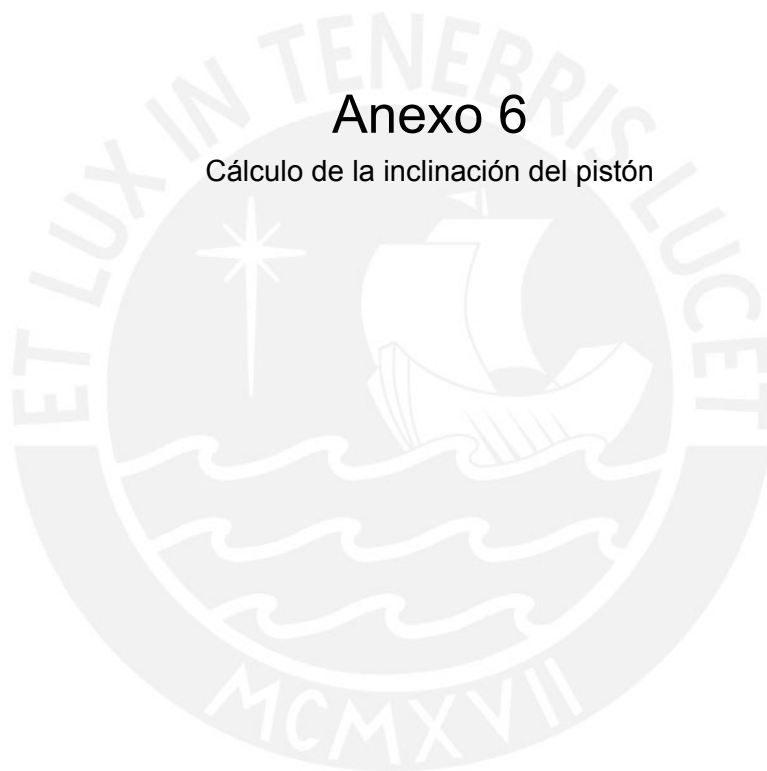
Se tiene : $Y_s = \bar{Y} - 3.175/2 = 1.729 \text{ mm}$, $A = 90.8 * 3.175 = 283.93 \text{ mm}^2$

$\tau = 3.024 \text{ N/mm}^2$, luego $\sigma_{eq} = 1.56 * 1.732 = 5.23 \leq 48 \text{ N/mm}^2$. Bueno aun con los efectos de la temperatura.



Anexo 6

Cálculo de la inclinación del pistón



Vamos a calcular la pérdida de carga efectiva por inclinación del pistón debido al juego y compararla con la tolerancia de carga dada para una carga ($\pm 0,5\% W$)

Condiciones

- tomamos un H9/e8 para el diámetro de 7,8 del pistón y el diámetro interior de la guía del pistón que ya habíamos definido.
- usamos la mayor carga especificada en la norma, 31.6 kg.
- la posición inicial (más crítica) se da cuando la zona inferior del pistón este 48 mm sobre la cima de la boquilla.

Cálculo del ángulo de inclinación de la carga: θ

Para el ajuste asumido H9/e8 y para un diámetro de 7,8 mm tenemos $J_{max} = 83 \mu$ y siendo 106 mm la longitud del cuerpo del pistón dentro del cilindro.

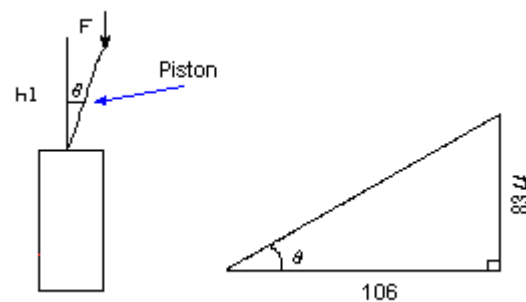


Figura 13 Esquema de la inclinación del pistón.

$$\operatorname{tg} \theta = 0,083/106$$

de donde $\theta = 0,00078301$ en radianes (0.0448631°), con este ángulo puedo hallar las componentes de la fuerza F :

$F_E = F \operatorname{sen} \theta$, fuerza en la dirección del eje del pistón

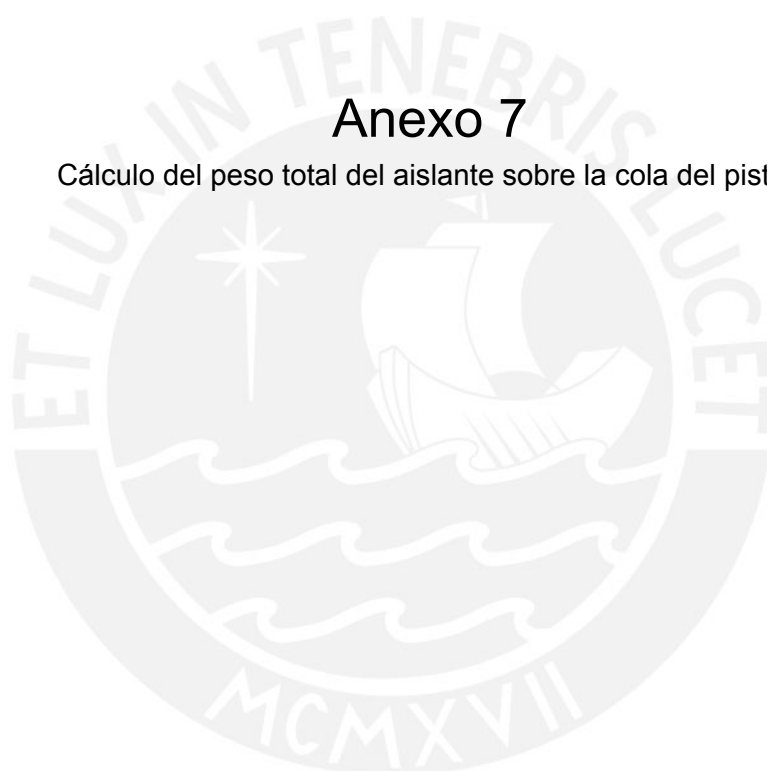
$F_P = F \operatorname{cos} \theta$, fuerza perpendicular al eje del pistón

$$\frac{F - F_E}{F} * 100 = \frac{(1 - \operatorname{cos} \theta)}{1} * 100 = 0.000030655 \% \text{ que es la variación porcentual}$$

de la fuerza aplicada verticalmente respecto a la original, como la máxima admisible es de 0.5%, el resultado es aceptable.

Anexo 7

Cálculo del peso total del aislante sobre la cola del pistón



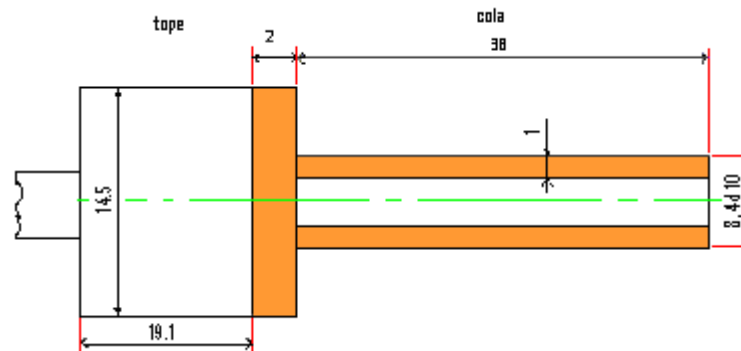


Figura 14 Esquema del aislante de la cola del pistón.

Dado que el peso conjunto del pistón y el aislante debe ser de 100 gramos con una tolerancia de 0.5 gramos. Calculamos el peso del aislante a partir de la geometría mostrada.

Se sabe lo siguiente sobre densidades de aislantes:

Materiales cerámicos porosos, ternarios, ρ : 1.7 – 1.9 g/cc;

Plásticos refractarios (material base, arcilla), ρ : 2.2 – 2.9 g/cc.

Luego tomamos como referencia la densidad del aislante cerámico: $\rho = 2$ g/cc.

Peso del tope aislante

Aro de diámetros exterior e interior: $D = 14,5$; $d = 6,4$

Y Altura : $h = 2$

$$\frac{\pi}{4}h(D^2 - d^2) * \rho / 1000 = 0,5318 \text{ g}$$

Peso del aislante de la cola

Aro de diámetros exterior e interior: $D = 8,4$; $d = 6,4$

Y Altura : $h = 38$

$$\frac{\pi}{4}h(D^2 - d^2) * \rho / 1000 = 1,7668 \text{ g}$$

por lo tanto el peso total del aislante de la cola será = **2,2986 g**.

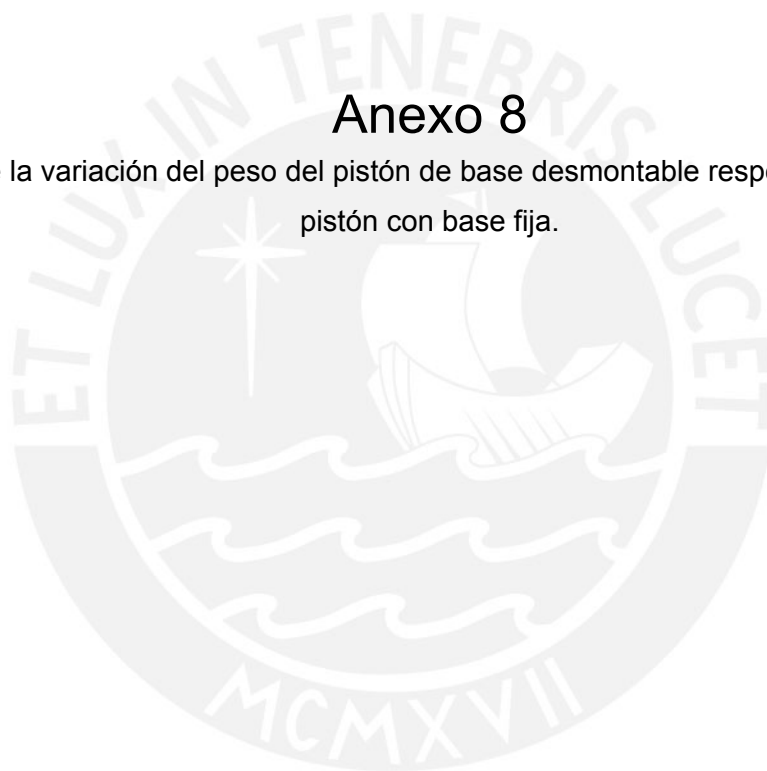
de aquí el peso del pistón sin aislante (y de base fija) debe ser de 97.7 gramos.

Entonces el pistón y el aislante tendrían un peso de 99,9 g, con una tolerancia de 0.5 g, lo que significa que se pueden usar aislantes con una densidad de 1.3 g/cc a 2.2 g/cc.

En nuestro caso usamos mica de un densidad de 1.77 g/cc.

Anexo 8

Cálculo de la variación del peso del pistón de base desmontable respecto al peso de un pistón con base fija.



La diferencia entre ambos radica en la forma de la sección transversal de la zona central de la base desmontable del pistón (9.65 mm de longitud) pues para el pistón de base fija la sección transversal es un círculo de 7.8 mm de diámetro mientras que en un pistón de base desmontable es casi un cuadrado como se muestra en la figura 15.

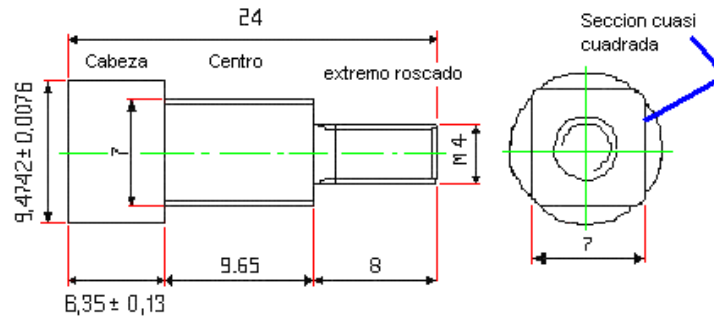


Figura 15 Esquema de la base desmontable del pistón.

El círculo de diámetro 7.8 mm tiene un área transversal de 47.7836 mm² y la sección transversal alternativa tiene 48.8105 mm², haciendo los cálculos de volumen y multiplicando por la densidad del acero (7.8 g/cc) tenemos una variación en peso de 0.077 gramos adicionales, pero si ahora le restamos los volúmenes vacíos debidos al taladrado y roscado no ocupados por la base desmontable dentro del extremo del pistón (figura 15) tenemos una pérdida de 0.455 g. Siendo finalmente la variación en peso de 0.378 g de menos.

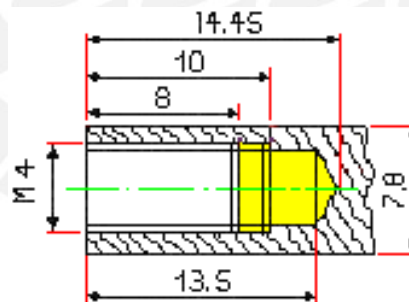
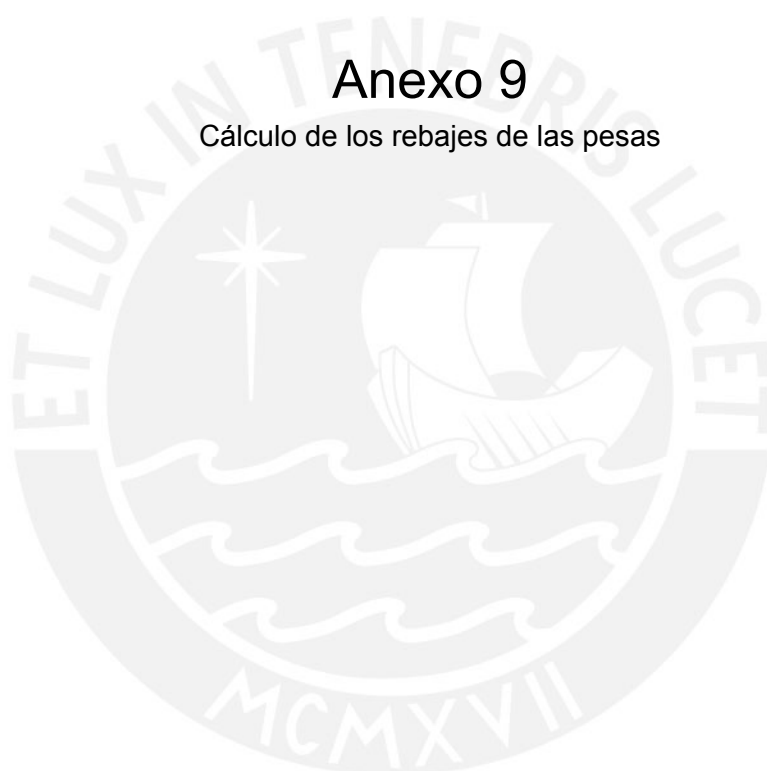
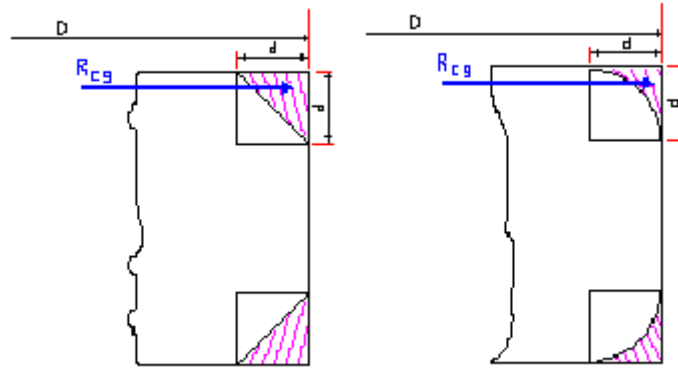


Figura 16 Esquema de la zona no ocupada por la base desmontable del pistón, en amarillo.

Anexo 9

Cálculo de los rebajes de las pesas





Achaflanado

redondeo

Figura 17 Esquema de los rebajes de los bordes de las pesas.

Chaflán de las pesas

Sea d el lado del chaflán y sea D el diámetro de la pesa. El volumen a retirar esta dado por:
 $Vol = d^2 \pi (D-2/3d)/2 \text{ mm}^3$ por lo tanto, el peso retirado será: $Peso = 7.8 * vol/1000$ gramos.

Redondeo de las pesas

Sea d el radio del redondeo y D el diámetro de la pesa. El volumen a retirar esta dado por:
 $Vol = (d^2(1-1/4*\pi)*(D-2/3*d(10-3\pi)/(4-\pi)))$ por lo tanto, el peso retirado será:
 $Peso = 7.8*vol/1000$ gramos. Donde el centroide de un cuarto de circulo es: $4/3 \text{ radio}/\pi$ y el centroide de la zona de interés: $2/3d/(4-\pi)$. Lado del chaflán: d; Diámetro de la pesa: D

Tabla 2 Cálculo del Chaflán de las Pesas.

D (mm)	d (mm)	vol (mm ³)	perdida (g)	Pesas (g)	tolerancia (g)
330	1	517.3156	4.0351	10000	50
290	1	454.4837	3.5450	9900	49.5
250	1	391.6519	3.0549	6600	33
210	1	328.8200	2.5658	4900 y 5000	24.5 y 25
200	1	313.1121	2.4423	3700	18.5
150	1	234.5723	1.8297	2060 y 2400	10.3 y 12
100	1	156.0324	1.2171	900, 950, 1100	4.5, 4.75 y 5.5
50	1	77.4926	0.6044	225	1.125

Radio de Redondeo: d;

Diámetro de la Pesa: D

Tabla 3 Cálculo del redondeo de las pesas.

D (mm)	d (mm)	vol (mm ³)	perdida (g)	Pesas (g)	tolerancia (g)
330	1	70.7227	0.5516	10000	50
290	1	62.1387	0.4847	9900	49.5
250	1	53.5546	0.4177	6600	33
210	1	44.9705	0.3508	4900 y 5000	24.5 y 25
200	1	42.8245	0.3340	3700	18.5
150	1	32.0944	0.2503	2060 y 2400	10.3 y 12
100	1	21.3643	0.1666	900, 950, 1100	4.5, 4.75 y 5.5
50	1	10.6342	0.0829	225	1.125

Por lo tanto ambos mecanizados cumplen con la máxima variación de peso permitida por la norma (0.5%); ya que se debe considerar también las tolerancias producidas por el mecanizado de los diámetros y alturas de las mismas pesas, elegimos el rebaje por redondeo puesto que me da tolerancias más finas que pueden ser sumadas a las de otro origen sin mayor problema.

Rebaje interior de las pesas para la entrada de la cola del pistón

Sea h la profundidad y sea D el diámetro del agujero. En todos los casos $h = 1 \text{ mm}$ y $D = 8.4 \text{ mm}$; el ángulo de rebaje es de 30° .

$$\text{Vol} = 1/2 h^2 / \sqrt{3} * \pi * (D + 2/3 * h / \sqrt{3}); \text{Peso} = 7.8 * \text{vol} / 1000 \text{ gramos}$$

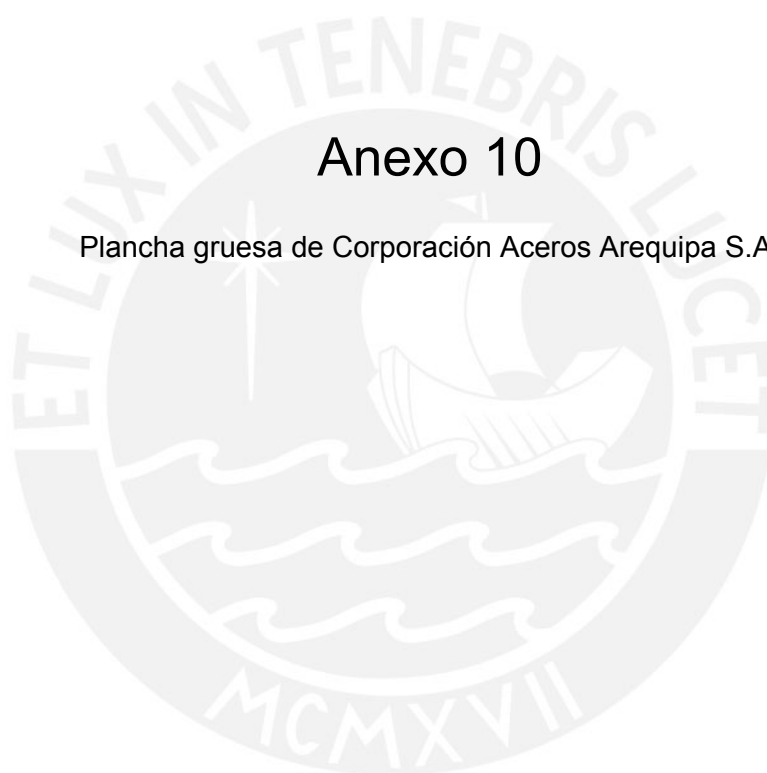
Tabla 4 Rebaje en el agujero interior de las pesas.

h(mm)	D(mm)	vol (mm ³)	Pérdida (g)
1	8.4	25.0291	0.390

Como la geometría involucrada se mantiene, la pérdida es la misma para todas las pesas y como cumple con la tolerancia de la menor pesa, luego, cumple para con las demás.

Anexo 10

Plancha gruesa de Corporación Aceros Arequipa S.A.

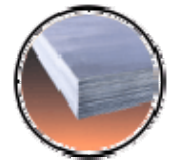




**CORPORACION
ACEROS AREQUIPA S.A.**

La Empresa | Eventos | Novedades | Productos | Distribuidores | Producción | ISO 9001 - 2000

PRODUCTOS



ELEMENTOS	ASTM A569	ASTM A36 - 96	ASTM A283 - 93a g rado C
C	0.18 máx.	0.25 máx.	0.24 máx.
Mn	-	0.8 - 1.20 ($\phi > 3/4"$)	0.90 máx.
P	0.035	0.040 máx.	0.035 máx.
S	0.040	0.050 máx.	0.40 máx.
Si	-	0.40 máx.	0.40 máx.

PROPIEDADES MECANICAS:

CALIDAD	NORMA	LIMITE DE FLUENCIA (Kg/cm ²)	RESISTENCIA A LA TRACCION (Kg/cm ²)	ALARGAMIENTO (%)	DOBLADO
Comercial	ASTM A569	-	-	-	a 180°
Estructural	ASTM A36 ASTM A283-C	2550 mín. 2090 mín.	4080-5610 3870-5240	20 mín. 20 mín.	a 180° Diámetro Pin = 3e Sentido Laminación

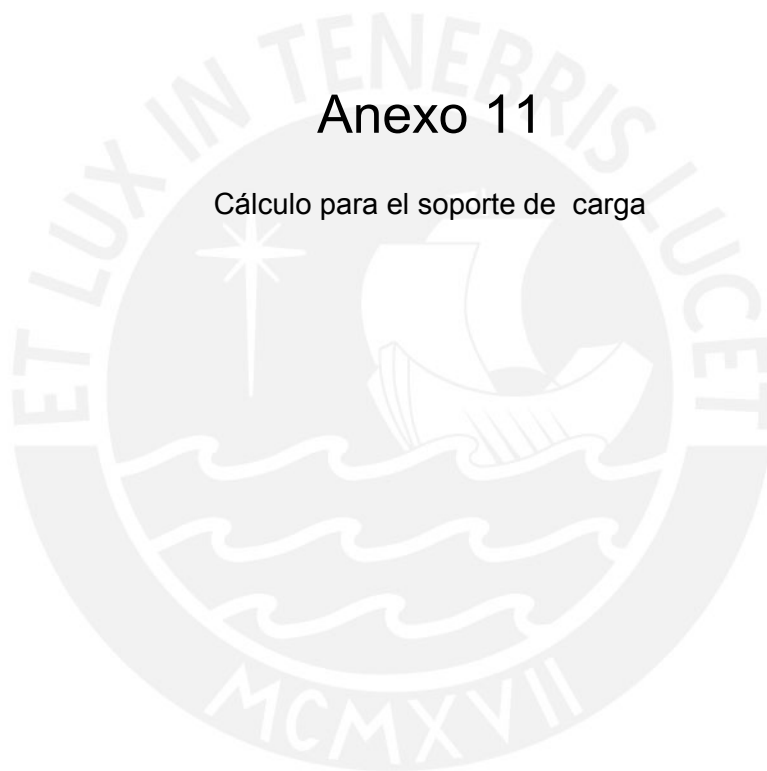
TOLERANCIAS DIMENSIONALES:

ESPESOR NOMINAL (mm)	TOLERANCIAS (mm)				
	Espesor	Aplanado	Ancho	Longitud	Camber
6.0	± 0.50	13	± 15 0	± 20 0	8
8.0, 9.0	± 0.55	13			
12.0	± 0.55	12			
16.0, 19.0	± 0.65	12			
25.0, 32.0	± 0.70	9			

[Volver Arriba](#)

Anexo 11

Cálculo para el soporte de carga



A. Calculo de la resistencia del soporte de carga

En el gráfico se observa que la sección más débil está en "B" y ahí haremos nuestro cálculo. Aquí como fuerza aplicada, solo se considera la carga máxima posible en los ensayos. Por lo tanto $F = 310 \text{ N}$.

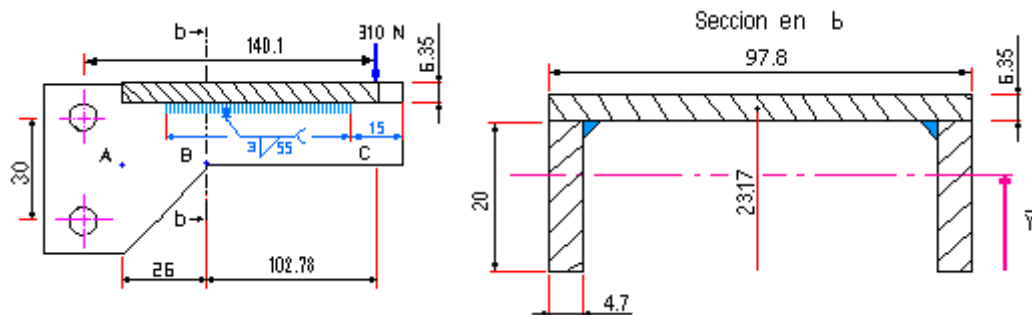


Figura 18 Esquema para el cálculo de la inercia del soporte de la carga (con corte que muestra la soldadura).

$$\bar{Y} = \frac{20 * 4.7 * 10 * 2 + 97.8 * 6.35 * 23.17}{20 * 4.7 * 2 + 6.35 * 97.8} = 20.11 \text{ mm}$$

$$I = 2 \left(\frac{1}{12} 4.7 * 20^3 + 20 * 4.7 * 7.28^2 \right) + \frac{1}{12} * 97.8 * 6.35^3 + 97.8 * 6.35 * (23.17 - 20.11)^2$$

$$I = 24132.23 \text{ mm}^4$$

Calculo de los esfuerzos de corte y flexión

Sección B:

$$F = 310 \text{ N}$$

$$AB = 500.5 \text{ mm}^2;$$

$$E = 2.1 * 10^5 \text{ N/mm}^2;$$

$$\tau_c = \frac{310}{809} = 0.38 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_f = \frac{(310 * 102.78) * 20.11}{24132.23} = 26.55 \text{ N/mm}^2$$

Por lo tanto:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{26.55^2 + 3 * 0.38^2} = 26.55 \text{ N/mm}^2 \leq 247.94 \text{ N/mm}^2$$

B. inclinación y variabilidad de la carga

Por su longitud y geometría se despreciará la inclinación debida a la longitud AB

Se tiene entonces: $\delta_t = \delta_{AB} + \delta_{BC}$

$$\delta_t = 0 + \frac{310 \cdot 102.78^3}{3 \cdot E \cdot 24132.23} = 0.022138 \text{ mm.}$$

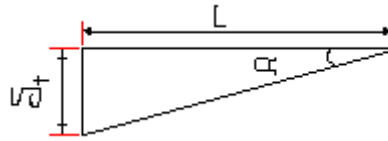


Figura 19 Esquema para cálculos de variación de carga.

$$\text{Tg } \alpha = \frac{\delta_t}{102.78} = 21.5397 \cdot 10^{-5} \quad \alpha = 0.01234 \text{ grados sexagesimales}$$

$$\Delta F = (1 - \cos \alpha) \cdot 100 = 0.0000022318 \% \leq 0.5\%; \text{ su rigidez es buena.}$$

C. Cálculo de la soldadura en el soporte de carga

Sólo se calculará el posible deslizamiento entre de la tapa y las placas verticales a causa de los esfuerzos cortantes que aparecen por el momento flector

Calculo del esfuerzo cortante a resistir por la soldadura

$$q = \frac{VQ}{I} : \text{ Fuerza por unidad de longitud; } V = 310 \text{ N; } I = 24132.23 \text{ mm}^4; Q = \int y dA$$

$$\bar{Y} = 20.11 \text{ mm; } Q = A \cdot \bar{Y}' = 621 \cdot (20 + 6.35/2 - \bar{Y}) = 1903.45 \text{ mm}^3; q = 24.451 \text{ N/mm}$$

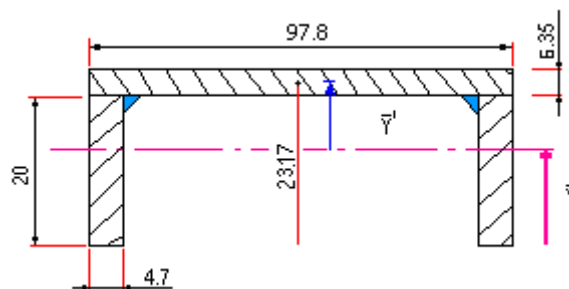


Figura 20 Esquema para cálculo de la inercia de cordones de soldadura en el soporte de carga.

Como la longitud de ambos cordones es de $l = 55 \text{ mm}$ y la garganta de las soldaduras es de $a = 3 \text{ mm}$.

El valor mínimo recomendado para la longitud del cordón es $l \geq 15a$ y el máximo es de $\leq 60a$.

$$\text{Fuerza cortante} = 24.451 \cdot 55 = 1344.83 \text{ N}$$

$$\tau_c = \frac{1344.83}{55 \cdot 3} = 8.15 \text{ N/mm}^2$$

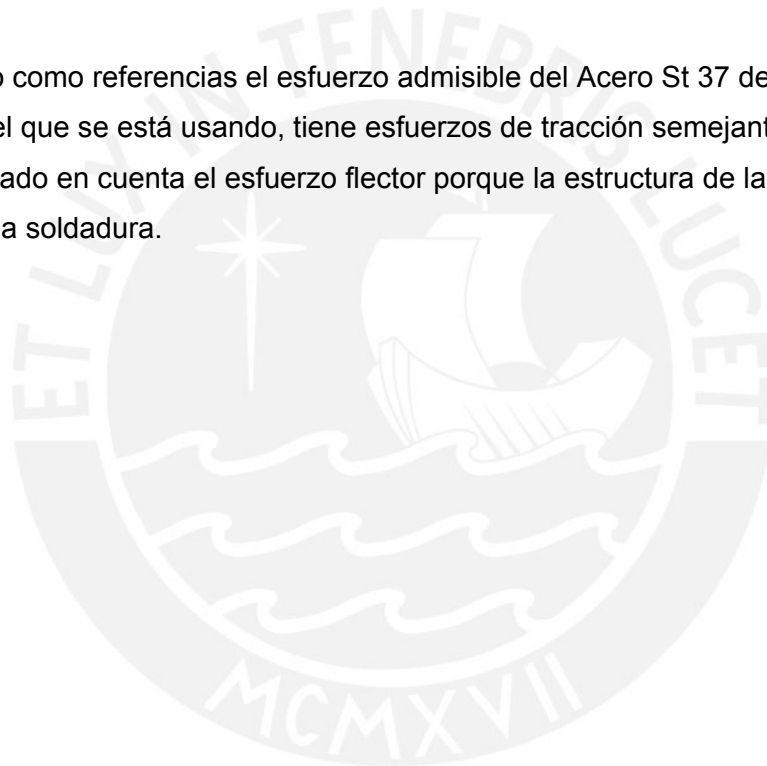
Siendo el esfuerzo cortante admisible para todas las costuras, en todas las calidades, para un acero St 37 con una carga de tipo H:
 135 N/mm^2 .

$$\text{Por lo tanto: } 8.15 \leq 135 \text{ N/mm}^2$$

Comentario

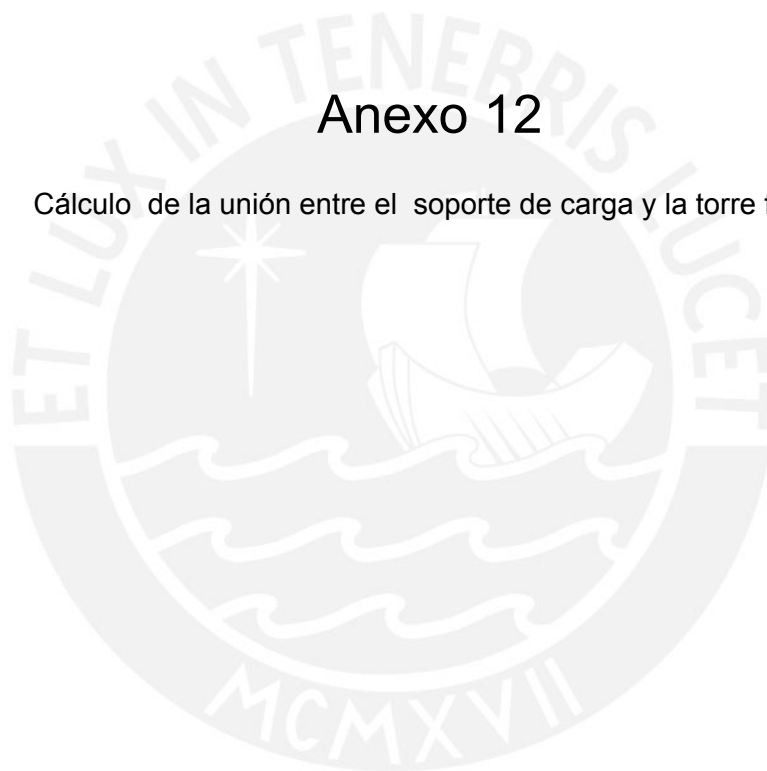
Se ha elegido como referencias el esfuerzo admisible del Acero St 37 debido a que el Acero A36, que es el que se está usando, tiene esfuerzos de tracción semejantes.

No se ha tomado en cuenta el esfuerzo flector porque la estructura de la pieza es la que lo soporta y no la soldadura.



Anexo 12

Cálculo de la unión entre el soporte de carga y la torre fija 1



Agujero pasante: fino 10.5 mm y tuercas M10 DIN 934-8; m = 8 mm

Sometidos al peso total de la carga (el caso máximo) aproximadamente 310 N y un brazo de palanca de 140.1 mm, según se muestra en las figuras 21 y 22.

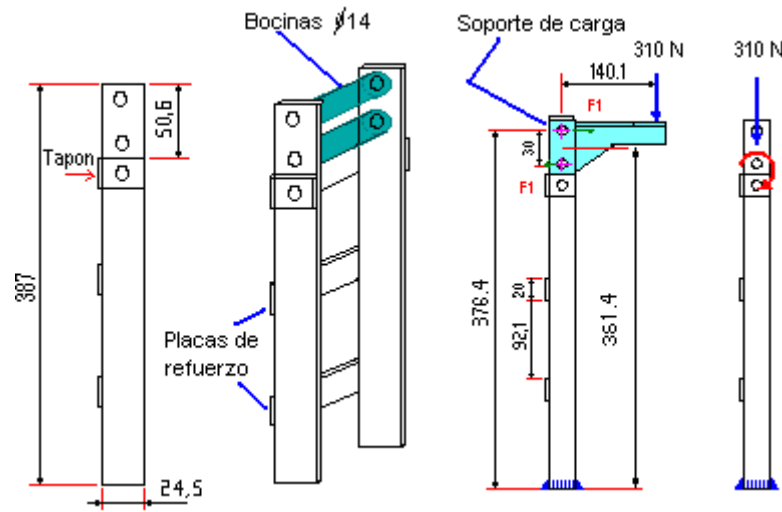


Figura 21 Esquema de la torre fija 1, del soporte de carga y carga máxima.

Cálculo de FQ:

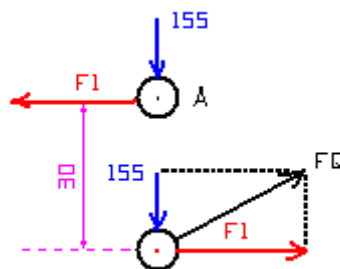


Figura 22 Esquema de fuerzas para cálculos de unión entre el soporte de carga y la torre fija 1.

$$\sum MA = 0$$

$$F1 \cdot 30 = 140.1 \cdot 310 ; F1 = 1447.7 \text{ N}$$

$$FQ = \sqrt{1447.7^2 + 155^2} = 1455.97 \text{ N}$$

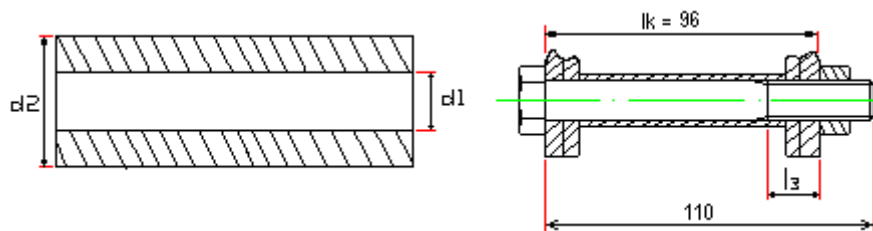


Figura 23 Esquema de bocina y tornillo.

$$l_3 = b - 14$$

$$l_1 = lk - l_3$$

$$dA = d2 = 14 \quad \text{y} \quad dh = d1 = 10.5$$

Tabla 5 Geometría de tornillos de diferentes diámetros.

d	m	b	lk	l ₃	l ₁
10	8	26	96	12	84
8	6.5	22	96	8	88
7	5.5	20	96	6	90

En los cálculos para M8 y M10 usamos:

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4} (dA^2 - dh^2) \quad \text{puesto que } dw > dA.$$

Cálculos semejantes al caso de la unión de la tapa soporte con la torre fija 2.



Anexo 13

Valor del límite de elasticidad de aceros estructurales a diferentes temperaturas



Warmfeste Baustähle 4b Aciers résistants à la chaleur 4b High-temperature constructional steels

Werkstoff-nummer Número du matériau Material number	Mechanische und physikalische Eigenschaften bei höheren Temperaturen Caractéristiques mécaniques et physiques au-dessus de la température ambiante Mechanical and physical properties above ambient temperature																							
	0,2% Dehngrenze Limite d'élasticité à 0,2% 0,2% Yield stress				Zeitdehngrenze				Creep limit				Limite de fluage				Zeitstandfestigkeit Résistance au fluage pour une durée finie Creep rupture strength							
	N/mm ²				N/mm ²				N/mm ²				N/mm ²				N/mm ²							
	1.000 h		10.000 h		100.000 h		1.000 h		10.000 h		100.000 h		1.000 h		10.000 h		100.000 h		1.000 h		10.000 h		100.000 h	
	200 °C	300 °C	350 °C	400 °C	450 °C	500 °C	550 °C	600 °C	450 °C	500 °C	550 °C	600 °C	450 °C	500 °C	550 °C	600 °C	450 °C	500 °C	550 °C	600 °C	450 °C	500 °C	550 °C	600 °C
1.0345	170	130	120	110	95	-	-	-	80	-	-	-	49	-	-	-	113	-	-	-	69	-	-	-
1.0425	195	155	140	130	115	-	-	-	80	-	-	-	49	-	-	-	113	-	-	-	69	-	-	-
1.0460	185	145	125	100	80	-	-	-	80	-	-	-	49	-	-	-	113	-	-	-	69	-	-	-
1.0473	255	215	200	180	135	-	-	-	93	49	-	-	59	29	-	-	143	74	-	-	85	41	-	-
1.0481	225	185	170	155	115	-	-	-	93	49	-	-	59	29	-	-	143	74	-	-	85	41	-	-
1.0482	314	226	206	177	157	-	-	147	83	-	-	-	64	31	-	-	137	76	-	-	83	44	-	-
1.0485	294	245	226	206	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1.1181	220	186	167	147	-	-	-	-	78	35	-	-	49	22	-	-	98	53	-	-	69	33	-	-
1.1191	284	245	216	186	-	-	-	-	78	35	-	-	49	22	-	-	98	53	-	-	69	33	-	-
1.4922	461	392	373	353	314	265	-	314	206	108	-	-	206	118	39	-	343	216	118	-	255	147	49	-
1.5403	353	333	324	294	-	-	-	-	275	147	-	-	206	88	-	-	314	177	-	-	245	108	-	-
1.5404	-	-	-	-	-	-	-	-	226	157	64	-	196	108	36	-	333	245	108	-	255	157	49	-
1.5406	520	490	461	441	412	382	-	-	333	226	118	-	265	147	69	-	412	294	147	-	343	206	83	-
1.5415	215	170	160	150	145	140	-	-	216	132	-	-	167	73	-	-	298	171	71	-	239	101	31	-
1.5423	245	196	177	167	157	137	-	-	216	132	59	-	167	74	25	-	304	176	71	-	245	93	31	-
1.5429	-	275	255	235	206	186	-	-	226	147	74	-	167	98	49	-	314	167	78	-	226	118	49	-
1.6311	392	371	363	353	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1.6368	363	343	333	314	284	-	-	-	265	108	-	-	206	48	-	-	304	147	-	-	245	69	-	-
1.6513	-	431	392	363	-	-	-	-	226	137	-	-	167	93	-	-	294	186	(98)	-	235	123	(49)	-
1.7242	-	284	265	235	-	-	-	-	196	118	59	-	157	78	25	-	275	167	78	-	206	108	37	-
1.7258	412	363	333	304	275	235	-	294	196	93	-	226	147	64	-	-	311	177	78	-	226	118	36	-
1.7335	230	205	190	180	170	165	-	-	245	157	76	-	191	98	36	-	370	239	109	49	285	137	49	20
1.7337	-	304	284	245	-	-	-	275	206	98	-	245	167	74	-	-	343	235	108	-	265	167	49	-
1.7350	-	392	373	343	-	-	-	-	255	172	74	-	206	118	36	-	353	240	108	-	275	167	49	-
1.7380	245	220	210	200	190	180	-	-	206	118	64	-	166	103	49	22	306	196	108	61	221	135	68	34
1.7383	-	235	225	215	205	195	-	-	361	242	138	-	288	175	74	-	405	271	170	-	328	188	95	-
1.7709	500	460	441	412	372	334	-	-	361	242	138	-	288	175	74	-	405	271	170	-	328	188	95	-
1.7711	635	598	578	540	500	460	-	-	196	118	-	-	147	74	-	-	245	147	-	-	-	177	93	-
1.7715	284	245	235	226	-	-	-	-	324	206	98	-	265	137	54	-	412	284	167	-	324	191	78	-
1.7733	490	451	-	402	-	343	-	412	265	137	-	-	275	167	64	-	441	304	177	-	343	211	98	-
1.8070	510	481	461	431	402	373	-	441	294	157	-	-	275	167	64	-	441	304	177	-	343	211	98	-

Fortsetzung nächste Seite! – Suite prochaine page! – Continued on next page.



Anexo 14

Equivalencia de valores de rugosidad según normas UNE 1037 , ISO 1032 y DIN 140



Rugosidad Ra en micras		
s/normas UNE 1037 e ISO 1032		
MICRAS	TIPO	EQUIVALENCIA
50	N.12	~
25	N.11	
12,5	N.10	
6.3	N.9	▽
3.2	N.8	
1.6	N.7	▽▽
0.8	N.6	
0.4	N.5	▽▽▽
0.2	N.4	
0.1	N.3	
0.05	N.2	▽▽▽▽
0.025	N.1	

SIMBOLOS DE ACABADO SUPERFICIAL SEGUN DIN 140

Según esta norma, la indicación de la calidad de una superficie no se hace en base a las dimensiones de las asperezas, sino en base a apreciaciones visuales únicamente.

Los símbolos utilizados se muestran en la fig No.27

	Sin signo superficial alguno	Superficies brutas, tales como las que se consiguen mediante laminación, fundición, forja, prensado y demás procedimientos que no suponen levantamiento de viruta y a las cuales no se exigen condiciones especiales de uniformidad y alisado.
	Signo de "aproximado"	Superficies brutas con una mejor calidad superficial, tal como la conseguida mediante procedimientos de fabricación sin arranque de viruta pero más cuidadosos — por ejemplo, fundiendo con más esmero, forjando y cortando al soplete con mayor cuidado —. Sólo se repararán estas superficies cuando no queden cumplidas las condiciones de calidad exigidas.
	1 Triángulo	Superficies de uniformidad y lisura como las que se obtienen, por ejemplo, mediante una o varias pasadas de desbaste con arranque de viruta. Las marcas producidas por el arranque de viruta, como estrías o surcos, pueden ser apreciadas al tacto y a simple vista.
	2 Triángulos	Superficies de uniformidad y lisura como las que se obtienen, por ejemplo, con uno o varios afinados con arranque de viruta. Las marcas pueden distinguirse todavía a simple vista.
	3 Triángulos	Superficies con uniformidad y lisura como las que se obtienen por, ejemplo, con uno o varios afinados cuidadosos con arranque de viruta. Las marcas procedentes del mecanizado no deben ya ser visibles a simple vista.

Fig. No.27

A esta serie de símbolos se puede añadir uno más, cuatro triángulos, que aunque no está normalizado tiene aplicación. Representa la máxima calidad obtenible (acabado especular)

Anexo 15

Valores de reducción de temperatura esperados para diferentes espesores del aislante
barlan



