



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FRICCIÓN PARA CHAPAS METÁLICAS

D. Ziegler, G. Bergé, J. Insausti, A Lucaioli, L. Iurman, M. Puccinelli, C. Schwindt

Laboratorio de Metalurgia – Universidad Nacional del Sur
Av. Alem 1253 – Bahía Blanca - Argentina
insausti@criba.edu.ar

RESUMEN

En el estampado de chapas metálicas, la fricción tiene un rol importante. Para determinar el coeficiente de roce entre chapa y herramienta han surgido diferentes tipos de ensayos, uno de ellos es el denominado tipo INLAND, en el que la chapa es obligada a deslizar, bajo presión, entre dos mordazas, una plana y la otra cilíndrica. En cada experiencia, para una dada velocidad, se registran los valores de fuerza de arrastre en función del tiempo y se calculan los coeficientes de roce para una determinada presión de mordaza y lubricación. Las variables mencionadas afectan su valor.

El Laboratorio de Metalurgia de la Universidad Nacional del Sur dispone de una máquina accionada mecánicamente, para realizar estos ensayos con velocidades comprendidas entre $3,3 \cdot 10^{-4}$ y $4,67 \cdot 10^{-3}$ m/s. Estas velocidades difieren apreciablemente con la de los procesos industriales de estampado ($5 \cdot 10^{-2}$ a $2,5 \cdot 10^{-1}$ m/s). Para analizar la influencia de la velocidad en los regímenes de lubricación establecidos y como consecuencia en los valores de fricción, se ha diseñado y construido una nueva máquina de fricción que puede operar con estas velocidades.

Este trabajo detalla el diseño y construcción de este equipo. Para ello se desarrollaron las siguientes tareas: Determinación de la carga de arrastre y la carrera necesaria. Adopción de un cilindro hidráulico para arrastrar la probeta entre las mordazas, cuya fuerza es ajustada por un sistema mecánico. Diseño del circuito hidráulico. Cálculo de la presión y caudal requerido de la bomba hidráulica. Adopción de una válvula controladora de caudal para variar la velocidad. Cálculo de la potencia del motor eléctrico impulsor de la bomba. Diseño de portamordazas y celdas de carga para medir la presión de mordazas y fuerza de arrastre. Diseño del bastidor. Diseño del circuito eléctrico y tablero de control. Consideración de la seguridad del funcionamiento y operación de la máquina. Calibración de las celdas de carga. Adaptación del sistema adquisidor de datos y confección de un programa que permite pasar de los datos adquiridos a los registros de interés.

Palabras Claves: *estampado de chapas, fricción, lubricación, ensayos.*

1. INTRODUCCIÓN

La fricción tiene un rol importante en el estampado de chapas metálicas. A los efectos de determinar el coeficiente de rozamiento entre chapa y herramienta, han surgido diferentes tipos de ensayos. Uno de ellos es el denominado tipo INLAND, en el que la chapa es obligada a deslizar, bajo presión, entre dos mordazas, una plana y la otra cilíndrica. En cada ensayo, para una determinada velocidad, se registran los valores de fuerza de arrastre en función del tiempo y se calculan los coeficientes de rozamiento para una determinada presión de mordaza y lubricación.

Como no existe equipamiento en el mercado para realizar este tipo de ensayos, en el Laboratorio de Metalurgia de la Universidad Nacional del Sur se diseñó y construyó oportunamente una máquina capaz de realizar estos ensayos con velocidades de $3,3 \cdot 10^{-4}$ a $4,67 \cdot 10^{-3}$ m/s. En la misma, se pueden llevar a cabo ensayos de fricción tipo Inland en las condiciones estipuladas por las recomendaciones Renault existentes hasta el presente para el conformado de chapas. [1-3].

Como la velocidad de ensayo de la máquina existente difiere apreciablemente con la alcanzada en los procesos industriales de estampado, en que se alcanzan velocidades del orden de $5 \cdot 10^{-2}$ a $2,5 \cdot 10^{-1}$ m/s. y en los trabajos realizados con este equipo se advirtió la importancia de la velocidad en cuanto a los regímenes de lubricación que se establecen y cómo afectan los coeficientes de fricción [4], fue que se decidió diseñar y construir una nueva máquina capaz de operar en ese rango de velocidades (Figura 1) . [4-6].

El desarrollo de esta máquina, requirió en primera instancia determinar la carga de arrastre y carrera necesaria, junto con el sistema de arrastre capaz de alcanzar las velocidades establecidas. Una vez establecida una carrera máxima de 0,5 m por cuestiones de practicidad operativas, se decidió optar por un cilindro hidráulico. Se adoptó el mismo, se diseñó el circuito hidráulico involucrado, el cálculo de la presión y caudal requerido en la bomba, la adopción de una válvula reguladora de caudal para permitir la variación de la velocidad y el cálculo de la potencia del motor eléctrico impulsor de dicha bomba. Paralelamente, se diseñó un bastidor capaz de albergar todo el conjunto, portamordazas con celdas de carga para medir la fuerza entre mordazas, celda de carga para medir la fuerza de arrastre junto con el diseño del circuito eléctrico y tablero de control. Para la aplicación de la fuerza en las mordazas, se mantuvo el diseño mecánico de la máquina existente, de probada eficacia (Figura 2) [1].



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERIA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI



Figura 1 Máquina de Fricción Rápida



Figura 2 Mordazas

Se consideró también la seguridad de operación y funcionamiento de la máquina, se calibraron las celdas de carga, se adaptó el sistema adquisidor de datos para relevar la información y se confeccionó un programa para convertir los datos adquiridos en los registros de interés.

2. DISEÑO DE COMPONENTES

2.1. Determinación del sistema de arrastre

Adoptado un largo de probeta, de $6,0 \cdot 10^{-1}$ m, de acuerdo a la bibliografía [3], y a fin de alcanzar las velocidades requeridas para el ensayo, se determinó que la misma sólo podía alcanzarse en forma práctica y segura mediante la utilización de un cilindro hidráulico de carrera suficiente. La fuerza **F** necesaria para producir el arrastre de la probeta sobre las mordazas se vincula con el coeficiente de roce μ y la fuerza **N** de sujeción de las mordazas a través de la relación $F=2 \cdot \mu \cdot N$. Dado que la fuerza, establecida por la recomendación Renault, a aplicar en las mordazas es de $5 \cdot 10^3$ N y el coeficiente de fricción en nuestro caso es inferior a 1, se adoptó una fuerza de arrastre máxima de $1 \cdot 10^4$ N [1,2].

2.2. Determinación del cilindro necesario y de su sistema de accionamiento

2.2.1 Determinación del cilindro hidráulico

En función de la longitud de la probeta adoptada, queda determinado el largo del cilindro hidráulico necesario. En nuestro caso adoptamos un pistón estándar utilizado para el accionamiento de las cuchillas de las motoniveladoras.

Este cilindro tiene un diámetro interior de $6,2 \cdot 10^{-2}$ m, y vástago de $4,45 \cdot 10^{-2}$ m. Con un desplazamiento de $6,5 \cdot 10^{-1}$ m.

Con esos datos obtenemos el volumen a desplazar $9,5 \cdot 10^{-4}$ m³ y con la velocidad del ensayo el caudal necesario de la bomba $3,7 \cdot 10^{-4}$ m³ /s.

2.2.2 Diseño del circuito hidráulico

Para el control y manejo del desplazamiento del cilindro, se diseñó un circuito hidráulico que consta de una válvula direccional principal que es la que acciona el cilindro, a la que está incorporada una válvula de seguridad. El conjunto cuenta además con una válvula adicional desviadora que es la que permite regular el caudal y con ello la velocidad del ensayo (Figura 3).

Se agrega un tanque de capacidad necesaria y su correspondiente filtro de aceite.

Todas las piezas utilizadas para la fabricación del conjunto son de origen nacional.



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERIA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

2.2.3 Diseño del circuito eléctrico

Para la alimentación y control del motor eléctrico, se diseñó el circuito eléctrico con un mando de arranque y parada, un botón de emergencia tipo hongo y la correspondiente protección térmica para el motor (Figura 4).

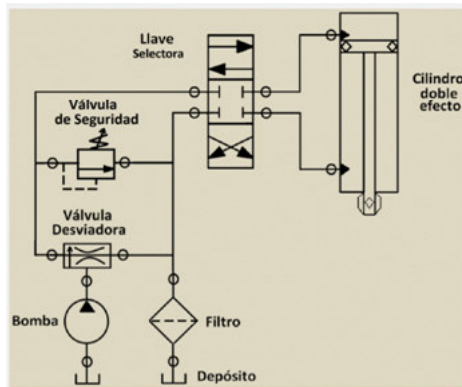


Figura 3 Circuito Hidráulico

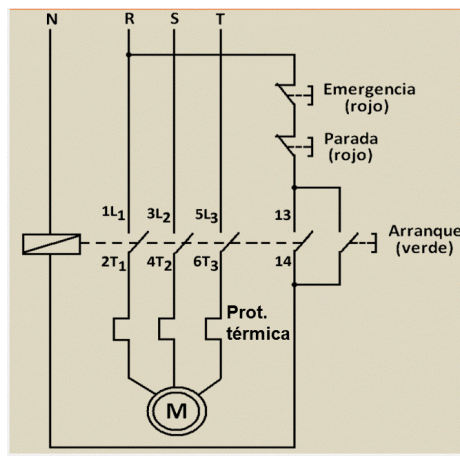


Figura 4 Circuito Eléctrico

2.2.4 Selección y verificación de la bomba

En función de la fuerza de arrastre requerida ($1 \cdot 10^4$ N) y de la velocidad máxima de ensayo ($2,5 \cdot 10^{-1}$ m/s), se seleccionó una bomba de fabricación estandar Hy-Power modelo 2ABPF20F6Z03 que tiene una presión de trabajo de 20 MPa y un caudal de $5 \cdot 10^{-4}$ m³/s.



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

Esta bomba, de acuerdo a lo establecido por su fabricante, requiere para su accionamiento de un motor eléctrico de 12.5 HP a 1500 rpm.

La bomba, en función del diámetro del cilindro, nos permite alcanzar una fuerza de arrastre del orden de $3 \cdot 10^4$ N, superior a la necesaria.

Por otra parte, con ese caudal, se alcanzan velocidades de ensayo de hasta $3,4 \cdot 10^{-1}$ m/s, suficientes para los ensayos que se pretenden realizar.

2.3. Diseño y cálculo del bastidor

2.3.1 Determinación de las dimensiones necesarias

En función del largo de la probeta y del desplazamiento del cilindro hidráulico se determinaron las dimensiones requeridas para el bastidor. (Figura 5)

2.3.2 Memoria de cálculo

2.3.2.1 Modelo estructural

Se trabajó sobre el modelo estructural indicado en la Figura (Figura 6).

2.3.2.2 Análisis de cargas

La carga **F** es $2 \mu \mathbf{N}$ (necesaria para que la probeta deslice) donde $N = 5 \cdot 10^3$ N y $\mu < 1$

Adoptamos $\mu = 1$ con lo que la carga actuante sobre la viga V1 resulta de la Ecuación (1)

$$\mathbf{F} = 2 \cdot \mu \cdot \mathbf{N} = 2 \cdot 1 \cdot 5 \cdot 10^3 \text{ N} = 1,0 \cdot 10^4 \text{ N.} \quad (1)$$

Se trata de una Carga Súbita sin velocidad antes del contacto. Es un tipo de carga dinámica distinta de la de impacto o choque ya sea de alta o baja velocidad.

Para este caso, el factor K, para equivalencia entre carga estática y dinámica es 2. Con este factor, la carga resultante adoptada es la que resulta de la Ecuación (2) [7].

$$\text{Carga P adoptada} = K \times 1,0 \cdot 10^4 \text{ N} = 2 \times 1,0 \cdot 10^4 \text{ N} = 2,0 \cdot 10^4 \text{ N.} \quad (2)$$



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERIA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

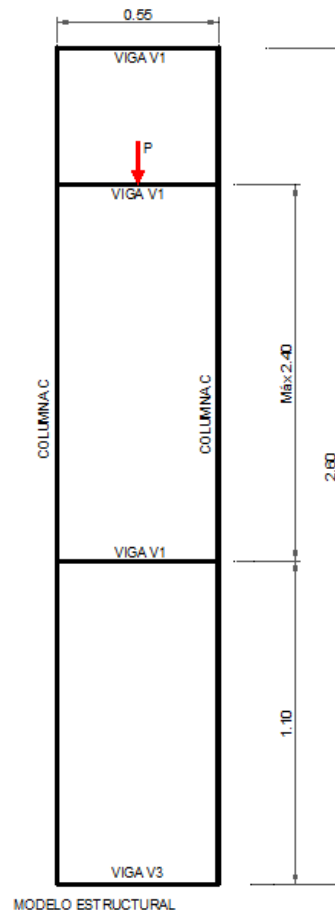


Figura 5

2.3.2.3 Verificación de la viga V_1

Esta viga cuyo detalle se observa en la Figura 7 está sometida al esfuerzo que surge de la Ecuación (3)

$$M_{\max} = P \cdot 5,5 \cdot 10^{-1} / 4 = 2,75 \cdot 10^3 \text{ J} \quad (3)$$

Se adopta un perfil UPN 10, que tiene las siguientes características [8]:

$$\omega_x = 4,12 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad A = 1,35 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad I_{\min} = I_y = 1,47 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERIA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

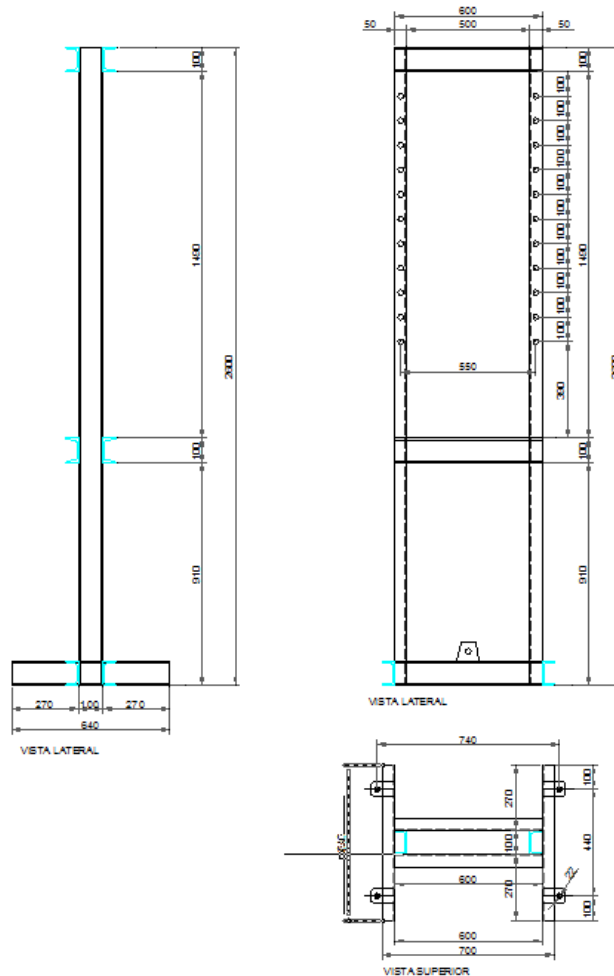


Figura 6

Como la viga está compuesta por 2 UPN 10 resulta $\omega_T = 2 \cdot 4,12 \cdot 10^{-5} = 8,24 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$

La tensión de trabajo de la viga surge de la Ecuación (4)

$$\sigma = 2,75 \cdot 10^3 \text{ J} / 8,24 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 3,34 \cdot 10^7 \text{ Pa} \ll \sigma_{adm} = 13,73 \cdot 10^7 \text{ Pa.} \quad (4)$$



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERIA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

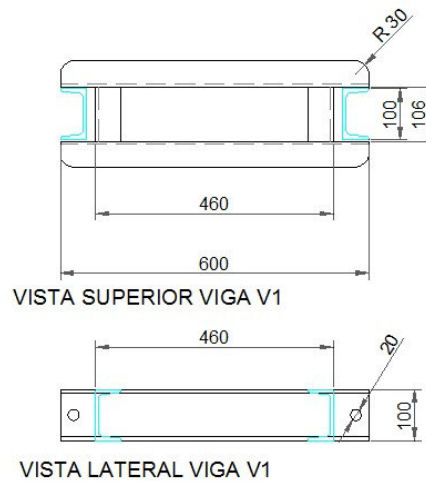


Figura 7. Viga V₁

2.3.2.4 Verificación de la columna C

Las columnas C (UPN 10), tienen orificios para posicionar la viga V₁ en altura, por lo que calculamos la sección neta (A_{neto}) del perfil U mediante la Ecuación (5)

$$A_{\text{neto}} = 1,35 \cdot 10^{-3} - 2 \times 2 \cdot 10^{-2} \times 9 \cdot 10^{-3} = 1,35 \cdot 10^{-3} - 3,6 \cdot 10^{-4} = 9,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (5)$$

Para simplificar el cálculo, en la verificación al pandeo de la columna, suponemos que la misma está libre en toda su altura, y la carga se aplica en el extremo superior, cuando en realidad la misma se aplica a la altura de la viga V₁ que se vincula mediante una articulación a la columna por medio del pasador. Con esto, y los 2.60 m de altura de la columna, la esbeltez λ resulta la obtenida mediante la Ecuación (6) obteniéndose de tabla un $\omega = 6.05$ [9]. Se desprecia la influencia que provocan los orificios en las alas sobre el valor de i_{min}

$$\lambda = 2,60 / 1,47 \cdot 10^{-2} = 177 \quad (6)$$

Con este valor, la tensión de compresión máxima a que se puede ver sometida la columna C es la indicada en la Ecuación (7)

$$\sigma_c = 6,05 \times 1,0 \cdot 10^4 / 9,9 \cdot 10^{-4} = 6,12 \cdot 10^7 \text{ Pa} \ll \sigma_{\text{adm}} = 1,373 \cdot 10^8 \text{ Pa} \quad (7)$$



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

2.3.2.5 Verificación del pasador

Para el pasador se adoptó un redondo de acero SAE 1050, de diámetro $\varnothing = 2,0 \cdot 10^{-2} \text{m}$ y sección $A = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{m}^2$. [10]

Como son 2 pasadores con dos secciones al corte por pasador, la fuerza de corte resulta de la Ecuación (8)

$$\zeta_c = P/4 \cdot A = 2,0 \cdot 10^4 / (4 \times 3,14 \cdot 10^{-4}) = 1,59 \cdot 10^7 \text{ Pa} \ll \zeta_{adm} = 1,765 \cdot 10^8 \text{ Pa} \quad (8)$$

2.3.2.6 Verificación de la viga V_3

No resulta necesario verificar esta viga ya que las condiciones de trabajo son menos exigentes que las de la viga V_1 (está empotrada en sus extremos, y la luz libre entre apoyos es de $5 \cdot 10^{-1} \text{m}$) y son del mismo material y están sometidas al mismo esfuerzo.

2.4. Instalaciones complementarias

Para la operación cómoda y segura del equipo se construyó una plataforma con tubo estructural, perfiles laminados y pisos de metal desplegado pesado, que permite al operador trabajar a una altura adecuada tanto para el acceso a los mandos como para la observación del proceso.

3. CONCLUSIONES

El equipo diseñado, cumple satisfactoriamente las condiciones de diseño, permitiendo realizar los ensayos de fricción en condiciones similares a las requeridas en los procesos de estampado.

Este equipo, permitirá caracterizar lubricantes, determinar los esfuerzos de fricción en las operaciones de conformado a velocidades iguales a la de los procesos industriales y analizar la influencia de los lubricantes empleados en el acabado superficial de la chapa deformada.

En el Laboratorio de Metalurgia de la UNS se llevan a cabo estudios de tribología con el objeto de relacionar las distintas variables que inciden en los regímenes de lubricación imperantes en diferentes procesos de conformado. El presente equipo amplía las posibilidades de análisis a rangos de velocidades compatibles con las empleadas en la industria cosa que resultaba imposible con el equipamiento existente.



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERIA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

4. REFERENCIAS

- [1] A. Lucaioli, L. Iurman, G. Bergé, D. Ziegler, J. Insausti. Diseño y Construcción de una Máquina de Ensayo de Fricción y Desgaste para Chapas Metálicas, Memorias del V Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. Pp: 1401-1408, Mérida, Venezuela, 2001.
- [2] Régie Nationale des Usines Renault, "Methode d'Essai D31 1738, Toles Aptitude au Glissement", 1991.
- [3] L. M. Bernick, R. R. Hilsen, C. L. Wandrei. "Development of a Quantitative Sheet Galling Test".Wear, 48 , pp 323-346. 1978.
- [4] A. O. Lucaioli, J. W. Insausti, D. Ziegler, L. Iurman, P. Benedetti - Comparación de coeficientes de fricción en ensayos tipo inland sobre chapas de acero desnudas y recubiertas - Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica. Vol. 9, N.º 2, pp. 93-100, 2005
- [5] L. Iurman, A. Lucaioli, J. W. Insausti, D. Ziegler - Estudio del desgaste de chapas de acero con herramienta plana y semicilíndrica bajo diferentes regímenes de lubricación - Revista Ciencia e Ingeniería. Vol. 24 No. 2. 2003
- [6] Insausti J. W., Benedetti P., Ziegler D., Iurman L., Lucaioli A., Traversa P.. Influencia de la velocidad de deslizamiento en el ensayo de fricción de chapas entre herramientas plana y cilíndrica. Actas CONAMET/SAM-SIMPOSIO MATERIA 2002. Vol. 1,P 367-372. Universidad de Chile. Santiago. Chile. 2002.
- [7] S. Timoshenko. Resistencia de Materiales. Ed. Espasa-Calpe. Madrid. 1957
- [8] IRAM-IAS U 500-509-2 – Perfil U de acero – UPN
- [9] Tabla de coeficientes de pandeo ω para el acero F=24 (CIRSOC)
- [10] Aceros para construcciones mecánicas. Hojas de características. Instituto Argentino de Siderurgia. Pág. 49.

Agradecimientos

Los autores de este trabajo desean agradecer a la SGCyT de la Universidad Nacional del Sur por el apoyo al proyecto en el que se enmarca el presente trabajo.