

Modelos matemáticos para la determinación de fuerzas de amarre en mandriles expansibles

E. Soriano Heras⁽¹⁾, M.B. Ramírez Berasategui⁽¹⁾, H. Rubio Alonso⁽¹⁾

(1) Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid
e.soriano@ing.uc3m.es

La fabricación moderna no puede prescindir del uso de mandriles expansibles en el campo del mecanizado, torneado, rectificado, fabricación de engranajes y control de calidad. En estos procesos, el mandril juega un papel muy importante, para lo cual se le exigen prestaciones muy elevadas. Los diferentes campos de aplicación de los mandriles requieren diseños amplios y variados, que van, desde versiones manuales, hasta sistemas automáticos con variaciones tanto en su acoplamiento a máquina como en sus campos de amarre, además de otras posibilidades no menos importantes como la detección de presencia de pieza, vulcanizados contra viruta, etc. El principal problema de los elementos de amarre en los procesos de alta velocidad de mecanizado es el desamarre provocado por la fuerza centrífuga.

En este artículo, se propone un nuevo modelo analítico para mandriles expansibles automáticos. En el modelo analítico se explican los mecanismos de amarre\desamarre de piezas, se calcula la fuerza de amarre y desamarre así como la deformación en la pinza, teniendo en cuenta las fuerzas debidas al proceso de mecanizado. Los resultados del modelo analítico se comprueban con otro modelo virtual de elementos finitos, de dimensiones realistas, realizado con el software comercial ANSYS.

1. INTRODUCCIÓN

En operaciones automatizadas de torneado, fresado, rectificado y taladrado, es necesario disponer de un sistema de amarre de alta seguridad y elevada precisión. Esto es esencial si se quiere obtener el máximo rendimiento de las máquinas modernas con absolutas garantías.

La unión entre la máquina y la pieza de trabajo es la misión fundamental de los elementos de amarre y en particular de los mandriles expansibles.



Figura 1. Mandril expansible automático

Los mandriles expansibles, figura 1, son una herramienta de elevadas prestaciones en el mecanizado en serie, con amplias aplicaciones en el campo del control de calidad. Se utilizan en todas las áreas productivas (automoción, ferroviaria, aeroespacial, médica, energética, naval...).

Los mandriles expansibles se emplean para el amarre por el interior de una pieza de trabajo mediante pinzas de amarre. Su funcionamiento básico consiste en una pieza macho de forma cónica (mandril) que desliza sobre otra pieza hembra (pinza), figura 2.

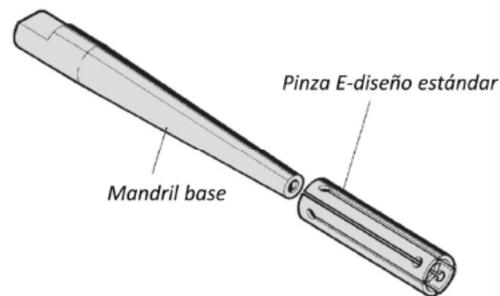


Figura 2. Mandril expansible básico

Es necesario determinar las fuerzas de amarre máximas a fin de evitar elevadas tensiones en el equipo y en la pieza de trabajo. También es necesario optimizar las fuerzas de amarre para que los actuadores realicen las carreras más cortas posibles, lo que se traducirá en menores tiempos de producción y por tanto mayor productividad.

Existen modelos matemáticos, basados en la mecánica del sólido rígido, para determinar las fuerzas de amarre en platos de garras [1-3]. Estos modelos obtienen la fuerza de amarre requerida para una determinada operación de mecanizado y corrigen el valor obtenido añadiendo el valor de la fuerza centrífuga cuando el plato está en rotación.

P.F.Feng *et al.* [4] proponen un modelo computacional para determinar la fuerza de amarre dinámica en platos de garras empleados en operaciones de torneado a alta velocidad, este modelo tiene en cuenta el comportamiento de la rigideces de las garras y de la pieza de trabajo. Este modelo fue verificado mediante modelos de elementos finitos y modelos experimentales.

El método de los elementos finitos se ha venido empleando ampliamente en los análisis de contactos con elevadas no linealidades [5], [6]. Walter y Stahl [3] verificaron sus modelos empleando el software comercial de elementos finitos ABAQUS. Simularon la pieza de trabajo, empleando un modelo tridimensional, para el plato usaron elementos lineales de rigidez variable.

B.Li *et al.* [7] propusieron un modelo analítico para determinar las fuerzas y momentos en dispositivos de amarre con amplias zonas de contacto, caso de las mordazas. Asumen que en la zona de contacto la pieza de trabajo es elástica y el elemento de amarre es infinitamente rígido. Empleando el principio de mínima energía, determinaron las fuerzas de los momentos que aparecen en la zona de contacto, entre la pieza de trabajo y los elementos de amarre, debidos a las fuerzas de amarre y de mecanizado. Este modelo calcula la fuerza mínima necesaria para mantener la pieza de amarre en equilibrio estático durante el proceso de mecanizado.

B.Li y S.N. Melkote [8] publicaron un modelo de contacto elástico para optimizar las fuerzas de amarre, teniendo en cuenta la precisión requerida en las piezas de trabajo. Estos autores rechazaron el empleo de elementos finitos por su elevado costo computacional.

Liao y Hu [10] desarrollaron un modelo de elementos finitos usando contactos superficie-superficie para modelar el contacto entre la pieza de trabajo y el elemento de amarre.

H.T. Sánchez *et al.* [11] han estudiado la influencia, en la precisión de las piezas, de los fallos de amarre durante el fresado cuando se usan grapas.

Recientemente, E. Soriano et al. [12] proponen un modelo analítico, basado en las teorías del sólido rígido y de la elasticidad, para la determinación de las fuerzas de amarre en mandriles expansibles.

2. MODELO ANALÍTICO PARA LA DETERMINAR LA FUERZA DE AMARRE

La figura 3 muestra las fuerzas consideradas en el modelo analítico presentado teniendo en cuenta las fuerzas debidas al mecanizado.

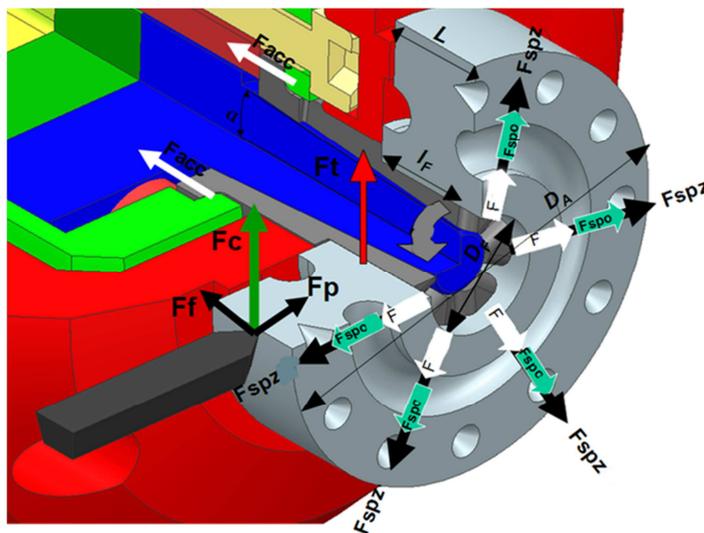


Figura 3. Fuerzas en un mandril expansible en servicio

F_c = fuerza de corte principal en la herramienta de ataque radial.

F_f = fuerza de avance en la herramienta de ataque axial.

F_{spz} = fuerza de sujeción total.

F = fuerza centrífuga

F_{spo} = fuerza de sujeción total con el plato parado.

D_A = diámetro a mecanizar.

D_F = diámetro de sujeción.

c = puntos de contacto pinza-pieza.

La seguridad de dispositivos de sujeción de mando automático en tornos de alto rendimiento que operan a altas velocidades de rotación, exige tener en cuenta una serie de criterios de seguridad, recogidos en la norma UNE-EN 1550 [13] y la recomendación alemana VDI 3106 [14], ambas recomiendan un valor de fuerza de amarre para una determinada velocidad de rotación.

En el desarrollo del modelo analítico se siguieron los siguientes pasos:

- Cálculo de la fuerza de sujeción necesaria F_{spz} sin tener en cuenta las rotaciones y tomando como referencia la operación de mecanizado.
- Determinación de la fuerza de sujeción inicial F_{spo} del mandril teniendo en cuenta la fuerza centrífuga F .
- Determinación de la fuerza de accionamiento F_{acc} para conseguir la fuerza de sujeción F_{spo} .
- d) Determinación de la deformación máxima de la pinza de amarre ε .

En el procedimiento de amarre en torneado por mandril expansible, la fuerza de avance F_f es asumida por el apoyo plano de la pieza contra el tope y la fuerza pasiva F_p no se considera por tratarse de corte ortogonal. La fuerza principal de corte F_s genera durante el torneado un momento torsor M_t , el cual debe ser asumido por el plato y debe ser transmitido por efecto de fricción en el punto de corte, ecuación 1.

$$M_t = F_c \cdot \frac{D_A}{2} \tag{1}$$

Según los modelos citados [1-3], el par producido por la fuerza principal de corte durante una operación de torneado, determina la fuerza de amarre requerida, ecuación 2.

$$F_{spo} = \frac{F_c S_z}{\mu_{sp}} \cdot \frac{D_A}{D_F} \tag{2}$$

El coeficiente de sujeción μ_{sp} en la ecuación 2, representa la fricción existente entre la superficie de contacto entre la pinza y la pieza. Por tanto, la fuerza de amarre está influenciada por el patrón de superficie de agarre de la pinza, la calidad de la superficie de la pieza de trabajo y el material [1], [2], [3].

El valor del factor de seguridad S_z , depende del grado de exactitud con el que hayan sido determinados los parámetros que influyen, tales como carga, coeficiente de sujeción así como del grado de seguridad exigido. De acuerdo a la norma VDI 3106 [14], este factor debe ser superior a 2.

Los valores de la fuerza principal de corte, se calcularon empleando el modelo de Kienzle-Victor [15].

A altas velocidades de giro, la fuerza de sujeción queda afectada, por la fuerza centrífuga que actúa sobre las garras de la pinza, ecuación 3.

$$F_{spz} = S_{sp} \cdot (F_{spo} - F) \tag{3}$$

F_{spz} es la fuerza de sujeción necesaria para una velocidad de rotación determinada, S_{sp} es un segundo factor de seguridad indicado por la recomendación alemana VDI 3106 [14]. La fuerza centrífuga F depende de la masa de la pinza m_B , del radio de rotación de r_c y de la velocidad de rotación N [1], [2], [3], de acuerdo con la ecuación 4.

$$F = m_B \cdot r_c \cdot \left(\frac{\pi \cdot N}{30}\right)^2 \tag{4}$$

Como se muestra en la figura 4, en un mandril expansible la fuerza axial de accionamiento F_{acc} , suministrada por el actuador genera la fuerza de adherencia N , mediante efecto cuña. La fuerza F_{ret} aparece en el punto de contacto para generar el equilibrio de fuerzas, ecuación 5, arrastrando la pieza de trabajo hasta la posición de trabajo.

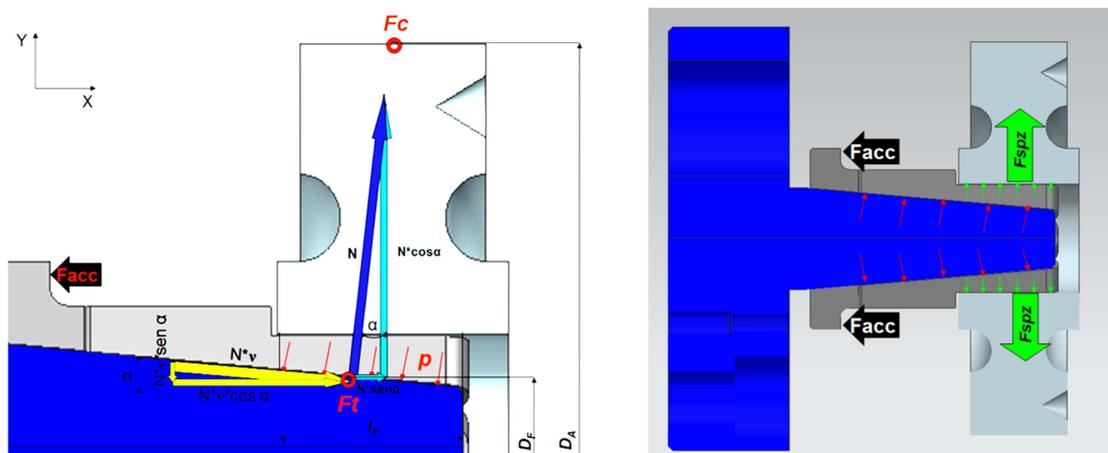


Figura 4. Izda. Fuerzas en la zona de contacto (cono-pinza). Dcha. Efecto cuña

$$F_{ret} = \mu \cdot N \cdot \cos \alpha \tag{5}$$

El equilibrio de fuerzas en las direcciones de los ejes cartesianos, indicados en la figura 4 Izda., permite la obtención de las relaciones siguientes, ecuaciones 6 y 7, donde α es el ángulo formado por la superficie del cono.

$$-F_{acc} + N \cdot \text{sen} \alpha + \mu \cdot N \cdot \text{cos} \alpha = 0 \quad (6)$$

$$-F_{spz} + N \cdot \text{cos} \alpha - \mu \cdot N \cdot \text{sen} \alpha = 0 \quad (7)$$

La ecuación 8, obtenida operando con las ecuaciones 6 y 7, relaciona la fuerza de accionamiento F_{acc} , con la fuerza de sujeción F_{spz} proporcionada por el mandril en expansión.

$$F_{spz} = \frac{F_{acc} \cdot (\text{cos} \alpha + \mu \cdot \text{sen} \alpha)}{\mu \cdot \text{cos} \alpha - \text{sen} \alpha} \quad (8)$$

Los sistemas basados en el efecto de cuña, producen auto-retención, por tanto, la unión sigue bloqueada cuando desaparece la fuerza de accionamiento, por lo que es necesario aplicar una fuerza de desbloqueo F_{accd} , que debe ser mayor que la fuerza residual F_{res} . En este caso, el equilibrio de fuerzas en las direcciones de los ejes anteriores, figura 4 izda., proporciona las ecuaciones 9 y 10.

$$F_{accd} - N_d \cdot \text{sen} \alpha - \mu N_d \text{cos} \alpha = 0 \quad (9)$$

$$F_{res} - N_d \cdot \text{sen} \alpha - \mu N_d \text{cos} \alpha = 0 \quad (10)$$

Operando las ecuaciones 9 y 10, se obtiene la ecuación 11, la cual, relaciona la fuerza de desenclavamiento F_{accd} con la fuerza residual F_{res} .

$$F_{res} = \frac{F_{accd} \cdot (\text{cos} \alpha - \mu \text{sen} \alpha)}{\mu \text{cos} \alpha + \text{sen} \alpha} \quad (11)$$

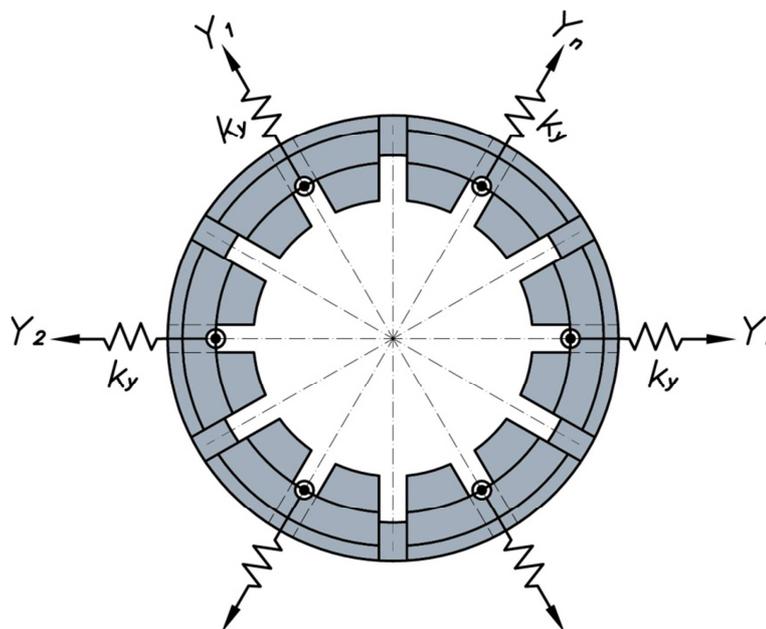


Figura 5 Representación equivalente rigideces en pinza de amarre

Cada garra, o elemento de contacto de la pinza de amarre, puede ser considerada como un voladizo, por tratarse de pequeñas deformaciones en la zona elástica, figura 5. Asumiendo, por una parte, que la rigidez radial, k_y , de los elementos de contacto o garras de la pinza, es igual en todas sus direcciones, y por otra, que la deformación

axial es próxima a cero, son aplicables las ecuaciones 12 y 13 [16] que proporcionan la deformación, ε , y la rigidez radial, k_y , ante una determinada fuerza de amarre F_{spz} .

$$\varepsilon = \frac{F_{spz}}{k_y} \quad (12)$$

$$k_y = \frac{8EI}{L^4} \quad (13)$$

Por tanto, la fuerza de accionamiento empleada, F_s , en expandir la pinza de amarre, se calcula mediante la ecuación 14. Donde E es el módulo de elasticidad e I el momento de inercia de la garra de amarre.

$$F_s = \varepsilon \cdot \frac{8EI}{L^4} \quad (14)$$

3. MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

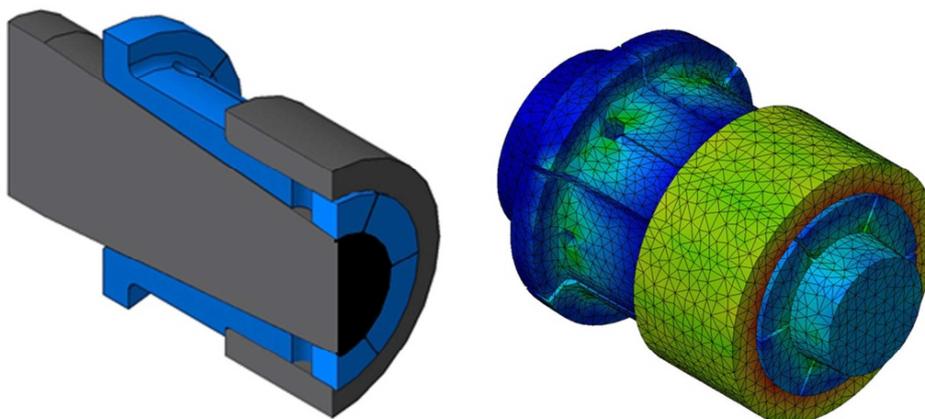


Figura 6 Izda. Modelo geométrico, Dcha. Modelo MEF.

Para comprobar los resultados obtenidos por el modelo analítico propuesto, se realizó un modelo tridimensional de dimensiones realistas, figura 6 Izda. Los análisis se realizaron con software ANSYS. La pinza ensayada fue una pinza especial para amarre por el interior, basada en la norma DIN 6343 [17] de diámetro nominal 42 mm y longitud efectiva de 21 mm. Las propiedades mecánicas de los materiales se encuentran en la tabla 1 [18], [19].

Componente	Material	Módulo de elasticidad GPa	Coefficiente de Poisson	Límite elástico MPa
Cono	18CrMo4	210	0,28	685
Pinza	50CrV4	210	0,28	950
Pieza	C45E	210	0,20	430

Tabla 1. Propiedades mecánicas de los materiales del modelo.

Todos los componentes se mallaron uniformemente empleando elementos tetraédricos de 10 nodos y de 8 nodos para los contactos. El contacto entre el cono de accionamiento y la pinza se definió con una fricción entre las dos superficies rectificadas y desengrasadas de 0,09 [20]. El contacto entre la pinza y la pieza de trabajo, se definió sin fricción y con holgura, en su estado inicial. Se realizaron simulaciones no lineales estáticas, en este caso los efectos no lineales son debidos fundamentalmente a la fricción del contacto. En los análisis realizados, se aplicaron fuerzas en la parte trasera de la pinza de amarre, siendo el extremo fijo la parte trasera

del cono de accionamiento, figura 6 Dcha., se realizaron 56 análisis, con fuerzas de accionamiento variando desde 1000 N a 8000 N.

4. COMPARACIÓN ENTRE LOS MODELOS

De acuerdo con el criterio de Von Misses, las cargas aplicadas no generan tensiones más allá del límite elástico del material de la pinza de amarre. El error relativo entre los dos modelos es aproximadamente de un 6%. El coeficiente de correlación superior al 99%. Las deformaciones obtenidas se representan en la figura 7. El comportamiento lineal de los dos modelos queda claramente representado por los buenos niveles de correlación, lo cual demuestra que el material de la pinza está trabajando en la zona elástica.

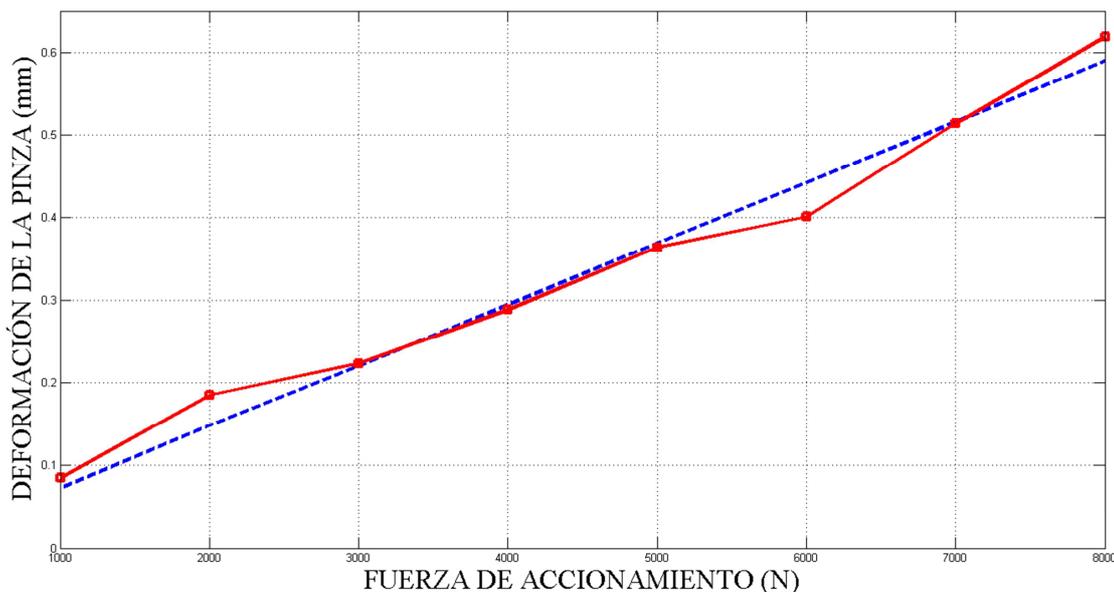


Figura 7 Deformación de la pinza: Modelo analítico (trazos), modelo numérico (círculos).

5. CONCLUSIONES

Del modelo analítico propuesto y de los resultados obtenidos, es posible concluir que la reducción del ángulo de conicidad aumentará la ventaja mecánica y, por tanto, la reducción de la fuerza de accionamiento, sin embargo atendiendo al criterio de Von Misses, esto provocará un aumento significativo en las tensiones internas. La forma más sencilla de mejorar la eficiencia de la cuña es mediante la reducción de la fricción entre las superficies del cono de accionamiento y la pinza de amarre. La transmisión de la fuerza de sujeción, depende principalmente de la holgura previa entre la pinza de amarre y la pieza de trabajo y, por consiguiente, de la rigidez radial de la pinza de amarre ante la fuerza de sujeción, a menor fuerza requerida en deformar la pinza de amarre mayor será la fuerza efectiva de sujeción. El comportamiento lineal de los dos modelos queda claramente representado por los excelentes niveles de correlación. La fuerza centrífuga no tiene influencia negativa, ya que no existe pérdida de fuerza de sujeción, por la reducida masa de la pinza de amarre.

6. REFERENCIAS

- [1] Kofi Nyamekye, Sai S. Mudiam. A model for predicting the initial static gripping force in lathe chucks. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, issue 7, 285-291. 1992.
- [2] M. Rahman, M. Tsutsumi. Effect of spindle speed on clamping force in turning. *Journal of Material Processing Technology*, issue 38, 407-416. 1993.
- [3] M.F.Walter, J.E.Stähl. The connection between cutting and clamping forces in turning. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 34, 991-1003. 1994.
- [4] P.F.Feng, D.W.Yu, Z.J.Wu, E.Uhlmann. Jaw-chuck stiffness and its influence on dynamic clamping force during high-speed turning. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 48, 1268-1275. 2008.
- [5] M.A. Lavoie, A. Gakwaya, M. Nejad Ensan, D. G. Zimcik. Validation of Available Approaches for Numerical Bird Strike Modeling Tools. *International Review of Mechanical Engineering*, vol. 1, n. 4, 225-231, 2007.
- [6] A. Sedighiamiri, M. H. Hojjati. A Finite Element-Based Model of Elastic-Plastic Contact between Two Cylindrical Bodies with Rough Surfaces. *International Review of Mechanical Engineering*, vol. 2, n. 5, 773-780, 2008.
- [7] B. Li, S. N. Melkote, S. Y. Liang. Analysis of reactions and minimum clamping force for machining fixture with large contact areas. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, issue 16, 79-84. 2000.
- [8] B. Li, S. N. Melkote. Fixture clamping force optimization and its impact on workpiece location accuracy. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, issue 17, 104-113. 2001.
- [10] Liano YG, Hu SJ. Flexible multibody dynamics based fixture workpiece analysis model for fixturing stability. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. vol. 40,343-362.2000.
- [11] H.T. Sánchez, M. Estrems, F. Faura. Determination of key workpiece in a machining fixture using uncertainty analysis and loss cost function implementation. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, issue 41, 452-460, 2009.
- [12] E. Soriano, M.B. Ramírez, and H. Rubio, Model for determining the clamping force in expanding mandrels for high-speed turning. *International Review of Mechanical Engineering*. 6 N3-A, 2012.
- [13] UNE-EN 1550: 1998+A1:2008: "Seguridad en máquinas herramientas. Requisitos de seguridad para el diseño y la fabricación de platos portapiezas".
- [14] VDI-RICHTLINIE 3106 Ermittlung der Zulässigen Drehzahl von Drehfuttern (Backenfuttern).
- [15] Kienzle O. and Victor H. Spezifische shnittkraefte bei der metallbearbeitung. *Werkstattstechnik und Maschinenbau.*, 47 H5, 1957.
- [16] Popov, E. P.: Engineering Mechanics of Solids. ISBN 0137261594. *Prentice-Hall*, New Jersey, 1998.
- [17] DIN 6343: Druck-Spannzangen. *Deutsches Institut für Normung*. Berlin, 1993
- [18] UNE-EN 1027-1. Sistemas de designación de aceros. parte1: Designación simbólica. 2006.
- [19] UNE-EN 10083-1. Aceros para temple y revenido. parte 1: Condiciones técnicas generales de suministro. 2008.
- [20] Meriam, J. L., Kraige L. G.: Engineering Mechanics. ISBN 0471602930. *John Wiley and Sons*, New York, 2002.