

ANALISIS POR ELEMENTOS FINITOS DE PERFILES EN LLAVES DODECAGONALES

Alberto Cardona y Elisabet V. Lens

Centro Internacional de Métodos Computacionales en Ingeniería (CIMEC)

INTEC - Universidad Nacional del Litoral / CONICET)

Güemes 3450, 3000 Santa Fe, Argentina

y

Grupo GIAMEF, Facultad Regional Santa Fe

Universidad Tecnológica Nacional

Lavaise 610, 3000 Santa Fe, Argentina

e-mail: acardona@intec.unl.edu.ar

RESUMEN

Las llaves fijas doble hexagonal poseen usualmente un perfil tallado interno que no responde exactamente a un dodecágono. Ello obedece a que se busca lograr en el diseño de la herramienta una máxima tolerancia y capacidad de adaptación a cambios dimensionales de las tuercas y de la misma llave. Por esta razón, se han patentado en los últimos años una gran variedad de formas para ser usadas como perfiles en llaves fijas. En este trabajo se realiza un estudio detallado por elementos finitos de la mecánica de contacto entre llave y tuerca, bajo las diferentes condiciones de operación y exigencias de normas para fabricación, buscando establecer criterios que determinen un perfil adecuado desde un punto de vista resistente.

ABSTRACT

The internal profile of box end wrenches usually does not coincide with the double hexagon, in order to get maximum tolerance to dimensional changes of nut and wrench. A great variety of box end wrench profiles have been patented in last years. In this report a detailed finite elements analysis of the mechanics of contact between nut and wrench is performed, with the aim of setting criteria to determine a proper wrench profile.

INTRODUCCION

Desde hace años, se han propuesto perfiles para llaves dodecagonales que poseen aristas redondeadas y otras modificaciones al perfil teórico, con el propósito de evitar concentraciones de tensión en la herramienta y disminuir tensiones de contacto en las tuercas para dimensiones que se apartan del valor nominal por razones constructivas tanto en la tuerca como en la llave (figura 1). En este trabajo presentamos un análisis por elementos finitos de tres perfiles de llaves, dos de ellos en producción actualmente denominados perfil I y perfil II (figura 2). El tercer perfil analizado (perfil III) resulta de un estudio basado en dos premisas:

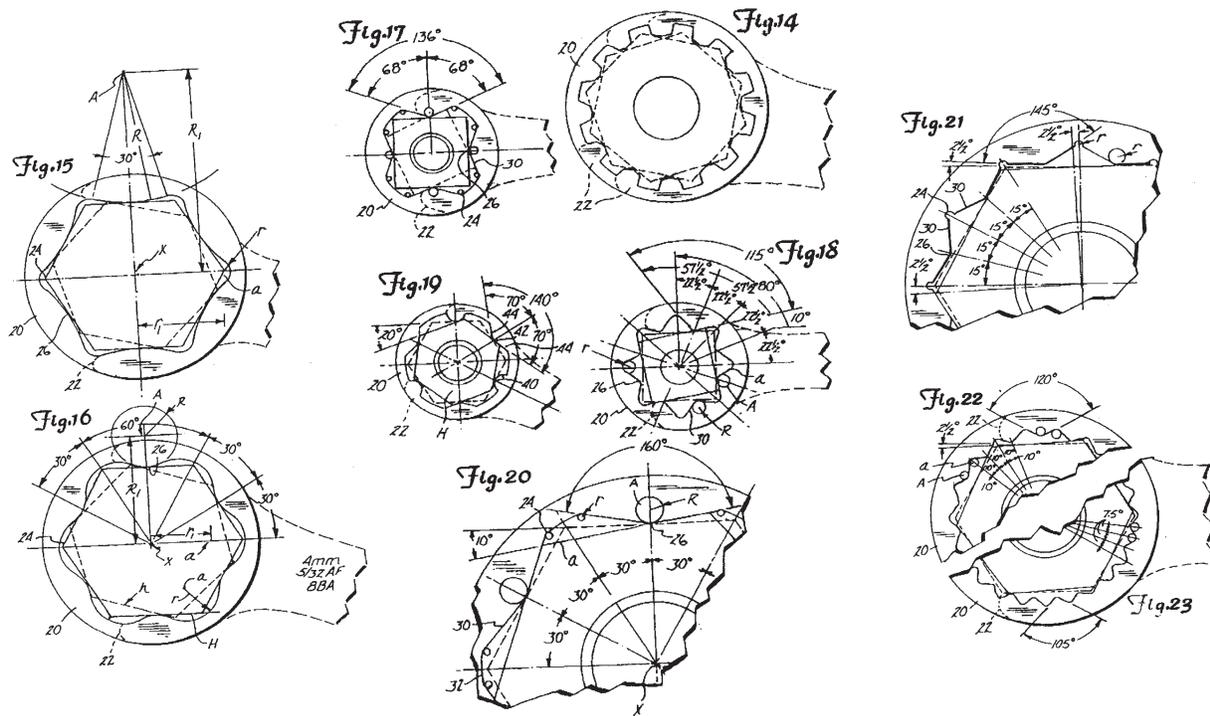


Figura 1: Ejemplos de perfiles patentados³

1. satisfacer los requerimientos de normas en lo que respecta a valores de torque mínimos;
2. minimizar el daño sobre las tuerzas.

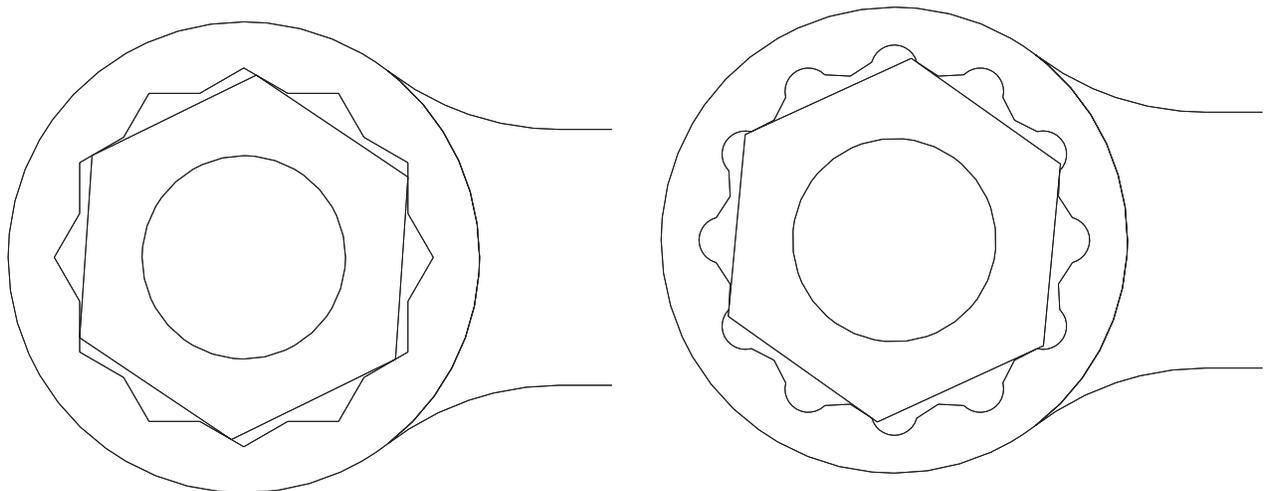


Figura 2: Sección de los perfiles I (izquierda) y II (derecha) para la situación de juego máximo entre tuerca y llave en posición de contacto

El análisis que presentamos aquí se realizó para un tamaño nominal de 19 mm, aunque posteriormente se extendió a toda la gama de tamaños en fabricación. En cada caso se estudiaron las situaciones de mínimo y máximo juego entre llave y tuerca. Las propiedades del material se obtuvieron a partir de ensayos de tracción realizados con probetas del mismo material de las llaves. Se realizaron ensayos hasta rotura de llaves en producción, para validar los resultados

obtenidos numéricamente. Como conclusión del estudio, se llegó a criterios para diseño de un punto de vista estructural de perfiles de contacto alternativos a los actualmente en uso.

MODELO ESTRUCTURAL

El modelo de elementos finitos usado es un modelo paramétrico en dos dimensiones, con hipótesis de deformaciones planas. La parametrización realizada permite adaptar con facilidad el modelo a distintas medidas de tuercas y llaves, y otras dimensiones de fabricación. Como única condición de contorno, el modelo tiene restringidos todos sus grados de libertad en el interior de la tuerca. Se impusieron condiciones de contacto entre tuerca y llave, y un desplazamiento creciente en el extremo de la llave simulando la carga aplicada.

Para la determinación de las propiedades del material, se hicieron probetas siguiendo el mismo procedimiento de temple y revenido que el utilizado en herramientas en producción actual. Como resultado de los ensayos, se determinó una ley de tensión - deformación de tipo elasto - plástico que se muestra en la figura 3. Para el cálculo se utilizó el programa *Mecano* del sistema *Samcef*.⁴

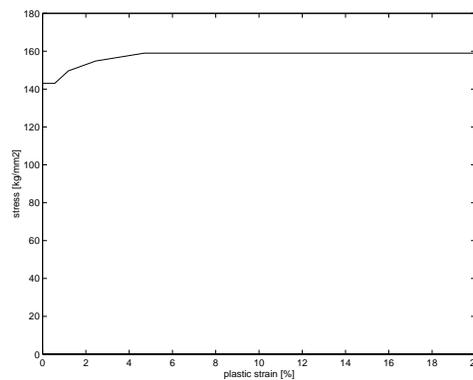


Figura 3: Ley tensión/deformación usada en el análisis

VALIDACION DEL MODELO

Se realizaron ensayos sobre llaves tomadas de la producción actual, con el perfil II, con el objetivo de comparar los valores de carga última con las predicciones del análisis por elementos finitos y validar así el modelo. Se llevaron a cabo tres series de ensayos:

1. llaves con espesor anular nominal de 2.4 mm;
2. llaves con espesor anular mínimo reducido a 2.0 mm;
3. llaves con espesor anular mínimo reducido a 1.5 mm.

La tabla 1 muestra los valores de torque aplicados al momento de falla de la pieza. Las llaves de espesor 2.4 mm fallan por deformación excesiva en el mango (con un valor de torque similar al de las de 2 mm) y no por rotura en el anillo, razón por la cual no se las incluye en la comparación.

Las figuras 4 y 5 muestran la evolución del torque calculado en el análisis. Se puede ver que se subestima de alguna manera la capacidad última de carga, aunque este error es de entre un 5% y un 10%, despreciable a efectos prácticos. Dicho error puede atribuirse a distintos factores, como fricción, hipótesis de estado plano, etc.

La figura 6 muestra las deformaciones plásticas a carga última para la llave de 1.5 mm. Podemos ver que el análisis predice una rotura en el anillo en su parte inferior, en total acuerdo con lo visto en las experiencias. La escala de deformaciones en el dibujo se adoptó de forma tal que el valor máximo corresponda a una deformación plástica del 5%, considerándose como daño permanente los valores que exceden este límite.

Tabla 1: Valores de momento [Nm] aplicado sobre llaves en el ensayo

Especimen	t_0	torque 1(OK)	torque 2 (rotura)
4	1.5	380	400
5	1.5	340	350
8	1.5	360	370
9	1.5	370	380
2	2.0	440	450 (mango)
7	2.0	450	470 (mango)

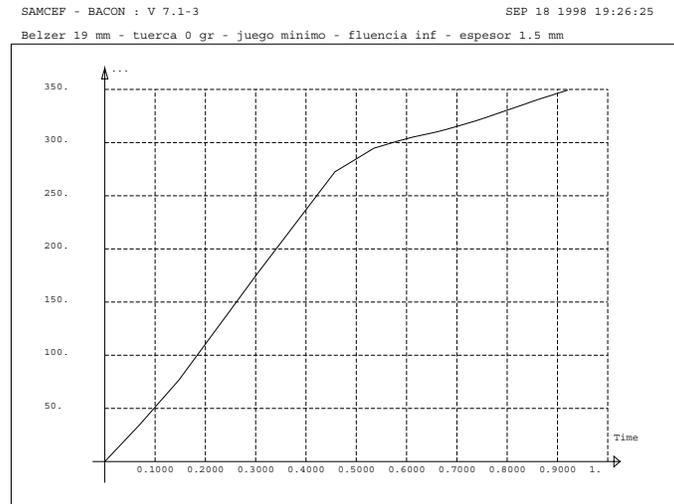


Figura 4: Evolución del torque para la llave de 1.5 mm

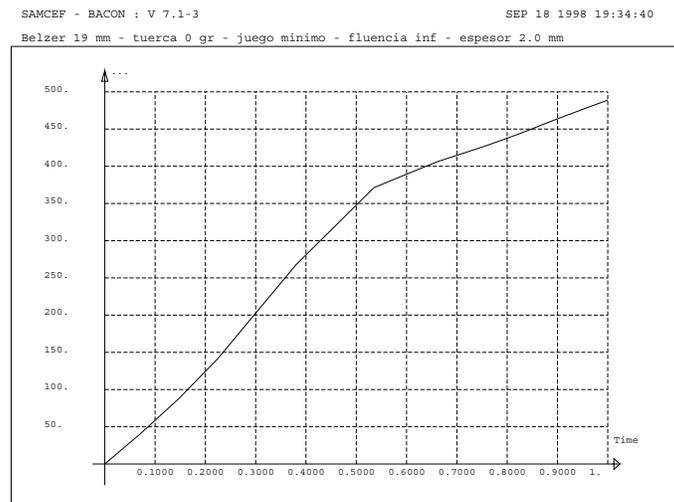


Figura 5: Evolución del torque para la llave de 2.0 mm

ANALISIS DE LA ACCION SOBRE LA TUERCA

Se estudiaron los casos de mínimo y máximo juego entre llave y tuerca para los perfiles I y II. También se analizó el comportamiento con calidades extremas de tuercas (tipos ISO 4.6 y 12.9). Se calcularon deformaciones plásticas y tensiones en la tuerca para valores de torque característicos para la medida y calidad de tuerca analizada en cada

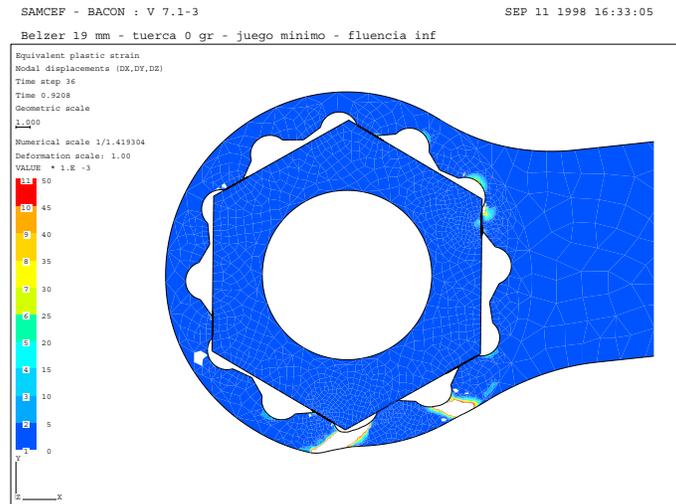


Figura 6: Mapa de deformaciones plásticas para la herramienta con espesor anular reducido a 1.5 mm

caso.

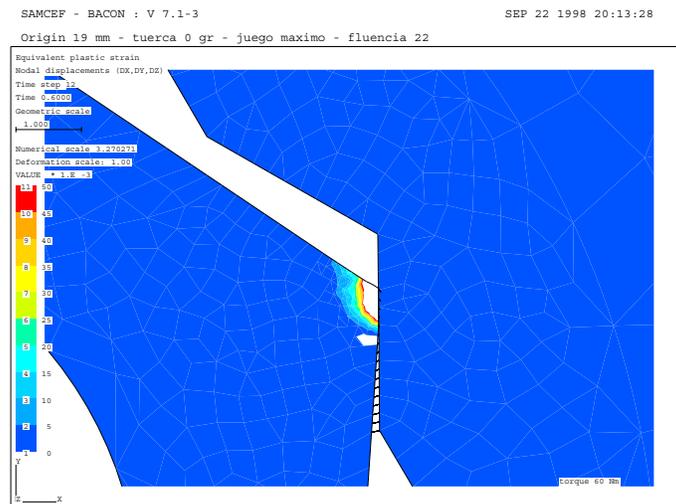


Figura 7: Detalle de las deformaciones plásticas en la zona de contacto para el perfil I

Las propiedades del material adoptadas para una tuerca de tipo 4.6, son las del acero SAE 1010 (tensiones de fluencia y última 2200 kg/cm² y 3700 kg/cm², respectivamente). Del estudio de los resultados obtenidos para la tuerca 4.6, podemos ver que:

- El perfil I tiene un buen desempeño en el caso de mínimo juego, pero cuando éste es máximo, las deformaciones plásticas en la tuerca toman valores excesivos y concentrados en la arista, con tendencia a *zafar* la herramienta (figura 7).
- El perfil II presenta una mejor distribución de deformaciones plásticas, ya que las zonas de concentración se alejan de las aristas de la tuerca. Sin embargo, en el caso de juego máximo, estas zonas continúan estando próximas a las aristas (figura 8).

Se realizó el mismo análisis para la tuerca del tipo 12.9 (asumiendo material acero SAE 8649). Los resultados no presentaron cambios cualitativos.



Figura 8: Detalle de las deformaciones plásticas en la zona de contacto para el perfil II

CRITERIOS PARA DISEÑO DEL PERFIL

De los resultados obtenidos, podemos ver que el perfil óptimo debe cumplir con los siguientes requerimientos:

1. Las condiciones de contacto deben ser indiferentes frente a variaciones del juego entre tuerca y llave.
2. Con el objeto de minimizar el daño sobre la tuerca, la superficie en contacto debe tener un radio de curvatura máximo.
3. La zona de contacto debe alejarse de las aristas de la tuerca.
4. La profundidad de la acanaladura de la llave debe ser tal que la arista de la tuerca nominal resulte tangente a la llave. De esta manera puede disminuirse el diámetro exterior y mejorar la accesibilidad de la herramienta.

Con el objeto de satisfacer estos criterios, se propuso un perfil cuya zona de contacto es un cilindro convexo de gran radio de curvatura. Las figuras 9 y 10 muestran este perfil de manera esquemática. Puede mostrarse que éste queda completamente determinado por dos parámetros: el radio de curvatura en la acanaladura r_1 y el radio de curvatura en la zona de contacto r_2 . La zona plana del perfil coincide con el doble hexágono nominal teórico. Los círculos de radio r_1 y r_2 son tangentes entre sí, en tanto la zona plana resulta tangente al cilindro de contacto.

En la figura 11 mostramos cómo varía la distancia l_1 entre la arista de la tuerca y el punto de contacto en función de los parámetros r_1 y r_2 para la configuración de máximo juego. En tanto, en la figura 12 vemos la variación de la distancia l_2 entre el punto de contacto y la intersección de las zonas planas (punto C), nuevamente en función de r_1 y r_2 . Podemos apreciar que la posición del punto de contacto depende casi exclusivamente del valor de r_1 . Si el radio de curvatura de la acanaladura decrece, el punto de contacto se mueve hacia el extremo de la tuerca. Por otra parte, cuando el mismo aumenta, el punto de contacto en la condición de juego mínimo tiende al punto C. De este análisis puramente geométrico, se escogieron valores adecuados de radio de la acanaladura r_1 y del cilindro de contacto r_2 , para los cuales se satisfacen las condiciones requeridas.

Cabe mencionar que esta *familia de perfiles* coincide con un perfil patentado en el año 1985.¹ Es notable además que los valores de radio de curvatura que optimizan este diseño de perfil, lo hacen muy similar a otro patentado en 1961.²

ANALISIS DEL PERFIL PROPUESTO

Las mejoras obtenidas en el diseño del perfil III, permiten llegar a una herramienta de menores dimensiones que la actualmente en fabricación con prestaciones superiores. El diámetro exterior es de 26.5 mm, 1 mm menos que los de

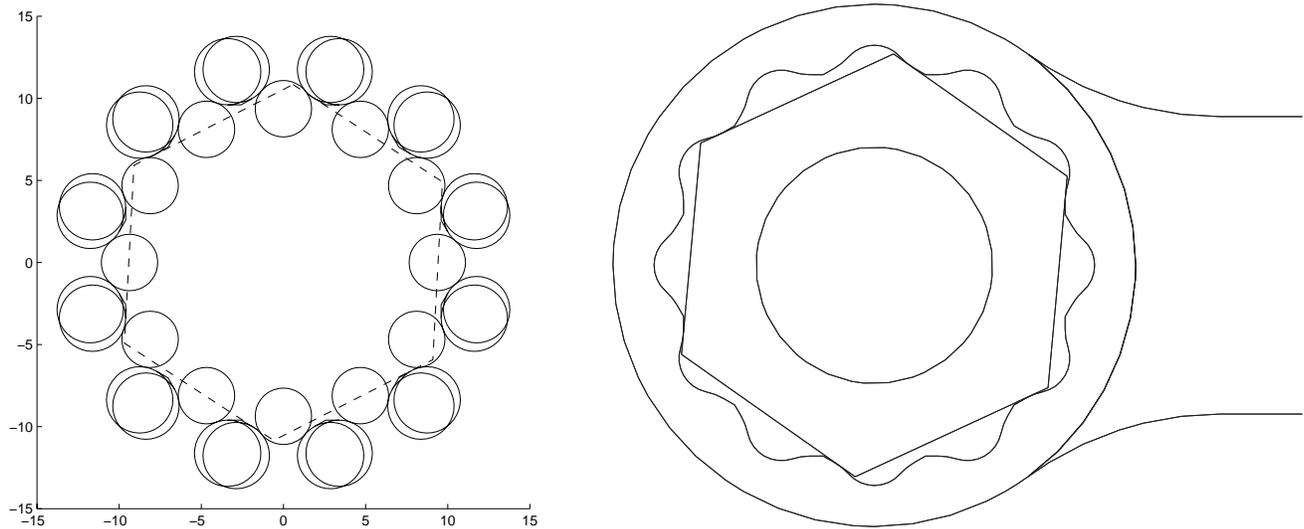


Figura 9: Vista esquemática del perfil III

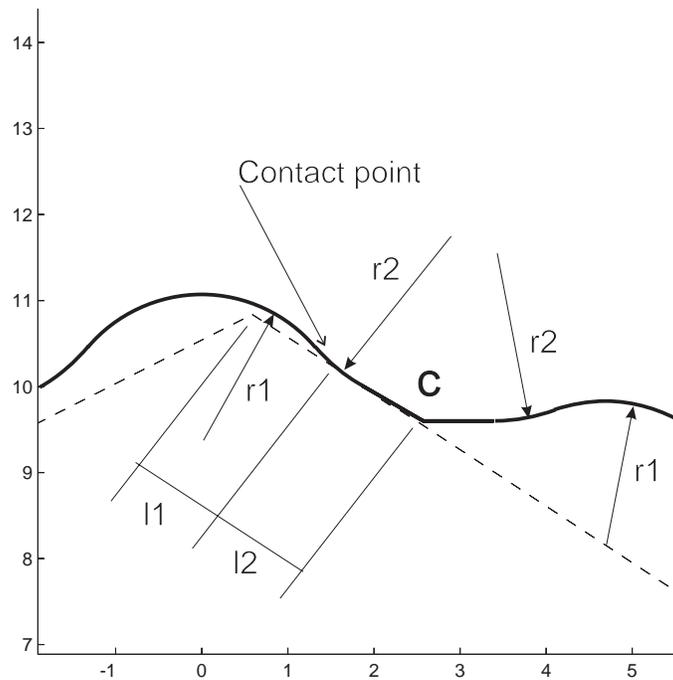


Figura 10: Detalle del perfil III en la zona de contacto

las herramientas ensayadas de la sección . Además, el espesor transversal es de 10 mm, frente a los 11.8 mm de las llaves en producción, otro factor que incrementa la accesibilidad.

Los resultados del análisis muestran un menor daño sobre la tuerca para todas las condiciones de juego tuerca - llave.

La figura 13 muestra la evolución del torque en el tiempo obtenida del análisis. La figura 14 muestra el mapa de deformaciones plásticas para la carga última. Puede observarse que el análisis predice la rotura del anillo en la parte inferior. Por último, la figura 15 nos muestra el mapa de deformaciones plásticas en la tuerca para la situación de juego máximo, cuando se actúa la llave sobre una tuerca de material SAE 1010. Se observa cómo en este caso, la zona deformada se aleja sensiblemente de la arista de la tuerca. Además, la magnitud de las deformaciones es menor que

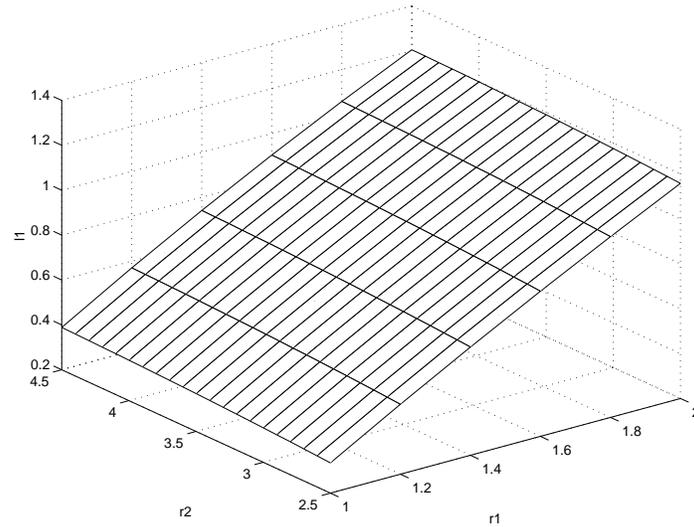


Figura 11: Distancia entre el punto de contacto y la arista de la tuerca, para un juego de 0.7 mm, en función de los radios r_1 y r_2

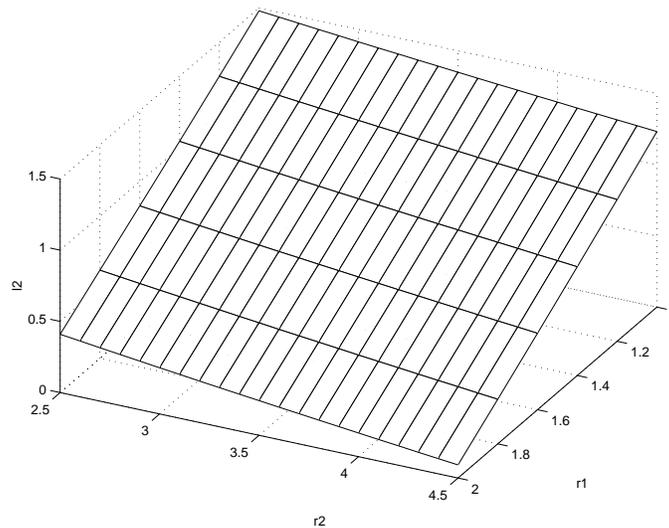


Figura 12: Distancia entre el punto de contacto y la intersección de las caras planas, para juego mínimo, en función de los radios r_1 y r_2

en los casos anteriores debido al mayor radio de curvatura en la zona de contacto.

CONCLUSIONES

Se llevó a cabo un análisis estructural del contacto entre llave y tuerca para diferentes juegos, tipos de tuerca y perfiles de contacto, con el objetivo de establecer criterios para diseño desde los puntos de vista de:

1. soportar las máximas condiciones de carga establecidas por norma,
2. minimizar el daño sobre las tuercas para todos los rangos de juego entre llave y tuerca.

El análisis mostró que se presentan problemas para el caso de valores extremos de juego en los perfiles denominados I y II. En el primero de ellos, el contacto se produce directamente sobre el extremo de la tuerca, para el caso de máximo juego, lo cual induce deformaciones excesivas en la tuerca. En el perfil II, también para el caso de juego máximo, el contacto se produce muy cerca del extremo de la tuerca. Además, para juego mínimo, las características geométricas



Figura 13: Evolución del torque para el perfil III

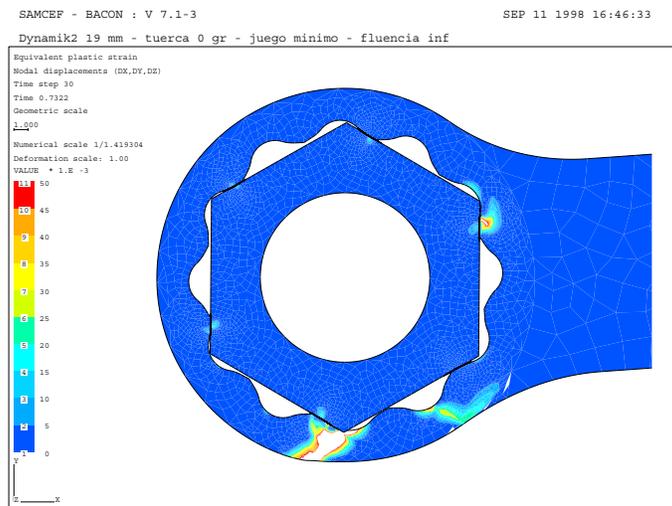


Figura 14: Mapa de deformaciones plásticas para la herramienta con perfil III

del perfil hacen que éste tienda a producir una indentación sobre la tuerca.

Los cálculos han permitido cuantificar la magnitud del daño sobre las tuercas, además de predecir con buena precisión la carga última de la herramienta, resultados que fueran validados mediante ensayos.

Con la idea de minimizar el daño sobre la tuerca, se buscó un perfil de forma tal que para todo valor de juego previsto, la llave entre en contacto con el plano de la tuerca en forma *tangente*. Se propuso un perfil en el que la zona de contacto de la herramienta es un cilindro convexo de gran radio de curvatura, y en todos los casos el contacto con el flanco de la tuerca se produce lejos de las aristas de la misma.

El perfil propuesto queda completamente determinado a partir de dos parámetros: el radio de curvatura en el fondo de la acanaladura y el radio de curvatura en la zona de contacto. Cabe mencionar que este perfil cae dentro del alcance de una patente que data de 1985. De todas maneras, el estudio permitió establecer valores adecuados para los parámetros que fijan la forma final del perfil de forma de satisfacer los criterios de mínimo daño para el rango de valores de juego.

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo recibió apoyo de parte del *Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas*, proyecto

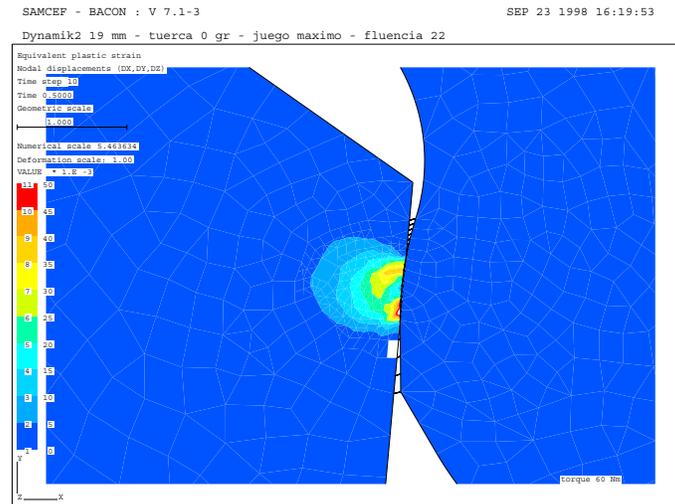


Figura 15: Mapa de deformaciones plásticas para la herramienta con perfil III en la zona de contacto para la situación de juego máximo

PIP 266, y de la Universidad Tecnológica Nacional. Agradecemos además el apoyo y colaboración del Ing. Silvio Testa.

Referencias

- [1] Michel Dossier (Facom). Patent US 4581957, 1985.
- [2] Alfred Kavalar (Kelsey-Hayes). Patent US 3125910, 1961.
- [3] Josef Ruzicka. European patent 525356 A1, 1986.
- [4] Samtech. *Samcef - Mecano, User Manual*, 1998.