



Ingeniería Mecánica

ISSN: 1815-5944

Facultad de Ingeniería Mecánica. Instituto Superior
Politécnico

Cárdenas-Oliveros, Javier Antonio; Cárdenas-
Caña, Javier Hernán; Silva, Juan Manuel Teixeira Da
Tornillo intrapedicular y prisionero. Análisis por el Método de Elementos Finitos
Ingeniería Mecánica, vol. 20, núm. 3, 2017, pp. 129-135
Facultad de Ingeniería Mecánica. Instituto Superior Politécnico

Disponible en: <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=225159047004>

- Cómo citar el artículo
- Número completo
- Más información del artículo
- Página de la revista en redalyc.org

UDEM
redalyc.org

Sistema de Información Científica Redalyc
Red de Revistas Científicas de América Latina y el Caribe, España y Portugal
Proyecto académico sin fines de lucro, desarrollado bajo la iniciativa de acceso
abierto

Tornillo intrapedicular y prisionero. Análisis por el Método de Elementos Finitos

Intrapedicular screw and stud. Finite Element Analysis

Javier Antonio Cárdenas-Oliveros^I, Javier Hernán Cárdenas-Caña^{II},
Juan Manuel Teixeira Da Silva^{III}

I. Universidad Politécnica del Estado Aragua Federico Brito Figueroa. Aragua, Venezuela

II. Petroquímica de Venezuela SA. Carabobo, Venezuela

III. Fundación Instituto de Ingeniería. Centro Ingeniería Mecánica. Caracas, Venezuela

Correo electrónico: tariba2006@gmail.com

Este documento posee una [licencia Creative Commons Reconocimiento-No Comercial 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)



Recibido: 6 de abril de 2017

Aceptado: 1 de julio de 2017

Resumen

Se analizó mediante el método de elementos finitos el tornillo intrapedicular fusión 6,3 mm y al prisionero, diseñado y fabricado por la empresa CALVENT-Medical, como parte de un conjunto denominado tornillo – retén – tulipa – prisionero con fines de fijación del raquis. Se determinó mediante análisis estático lineal las cargas con el criterio de Von Mises que producen el inicio de la deformación plástica permanente en la zona del cuello del prisionero con cargas torsionales en la cabeza. Luego mediante un análisis elasto plástico no lineal, se estimó la carga necesaria para producir la ruptura. De

manera equivalente se estimaron en el Tornillo Intrapedicular con análisis estático lineal las cargas axiales, de flexión y torsión que producen la fluencia, donde además se incorpora un análisis dinámico para determinar la vida a fatiga del mismo, estimándose las cargas alternantes críticas que inician la vida infinita.

Palabras claves: tornillo intrapedicular, columna, biomecánica, análisis elementos finitos.

Abstract

It was analyzed by finite element method Screw Intrapedicular Fusion 6.3 mm and the Prisoner, designed and manufactured by CALVENT-Medical as part of a package called screw - catch - tulip - prisoner for attachment of the spine. Loads the criterion of Von Mises, produce the onset of permanent plastic deformation in the area of the Prisoner neck torsional loads on the head, then with a nonlinear elasto plastic analysis was determined by linear static analysis, estimated the load

required to cause rupture. Equivalently were estimated Screw Intrapedicular linear static analysis axial loads, bending and torsion producing creep, where also a dynamic analysis is incorporated to determine the fatigue life thereof, estimating the alternating critical loads that initiate endless life.

Key words: intrapedicular screw, column, biomechanics, finite element analysis.

Introducción

Está determinado que el Método de Elementos Finitos, MEF, aporta ventajas significativas en las fases de diseño y prueba de productos [1], en este caso se aplica al tornillo intrapedicular, quien es utilizado como técnica de instrumentación posterior en la columna [2-4]. Fue en 1947, gracias a Paul Harrington [5] cuando se introduce el sistema de instrumentación metálico de la columna vertebral, a partir de ese momento la corrección quirúrgica [6-8] de la escoliosis y otras patologías [9] donde se encuentra presente el tornillo pedicular, se han convertido en tratamientos de amplia aceptación y uso en el tiempo actual.

Diversos estudios utilizando técnicas de modelación virtuales para posterior análisis estructural se han efectuado, sea para evaluar la influencia de la geometría en su anclaje y el comportamiento mecánico [10], así como ensayos en laboratorio utilizando la norma ASTM F1717 [11, 12] o variantes de la misma.

En el presente trabajo se muestran los resultados del análisis usando el método de los elementos finitos, efectuado al tornillo intrapedicular fusión 6.3 mm y al prisionero, diseñado y fabricado por la empresa CALVENT Medical C.A., como parte de un conjunto denominado tornillo – retén – tulipa – prisionero.

En este trabajo se planteó como objetivo, determinar las cargas de momento que producen la fluencia y la rotura en la zona de cuello del prisionero con cargas de momento en la cabeza, de la misma manera para el tornillo con cargas de tracción, flexión y torsión, incluyendo un análisis de vida a fatiga en cada condición de aplicación de carga en el tornillo utilizando el MEF.

Métodos y Materiales

Los análisis estructurales efectuados fueron para el prisionero: estático no lineal, para el tornillo intrapedicular fusión 6.3 mm: estático lineal y fatiga, figura 1

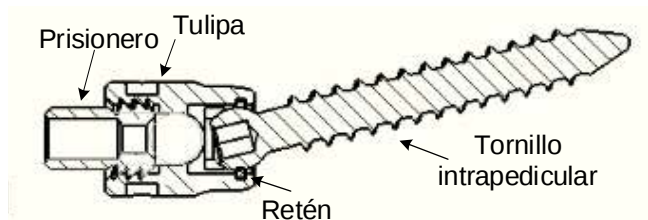


Fig. 1. Conjunto tornillo – retén – tulipa – prisionero”

Material

El material constructivo tanto del prisionero como del tornillo intrapedicular, es el Titanium Alloy Ti6Al4V ELI, cuyas propiedades físico – mecánicas nominales se indican en la tabla 1.

Tabla 1. Propiedades físico – mecánicas Titanium Alloy Ti6Al4V ELI

Densidad (kg mm^{-3})	$4,6200 \times 10^{-6}$	Resistencia a la fluencia tracción (MPa)	930,00
Coefficiente de expansión térmica ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)	$9,4620 \times 10^{-6}$	Resistencia última (MPa)	970,00
Calor específico ($\text{mJ kg}^{-1} \text{C}^{-1}$)	$5,2262 \times 10^5$	Módulo de Young (MPa)	$1,262 \times 10^5$
Conductividad térmica ($\text{W mm}^{-1} \text{C}^{-1}$)	$2,1962 \times 10^{-2}$	Coefficiente de Poisson	0,36
Resistividad (ohm mm)	$1,7620 \times 10^{-3}$	Módulo cortante (MPa)	44118

Con los valores de la curva nominal S-N de esfuerzo alternante invertido [13], se obtienen los valores de esfuerzo alternante y número de ciclos a utilizar en el análisis de fatiga, tabla 2.

Tabla 2. Esfuerzo alternante R-Razón

Esfuerzo alternante MPa	705	678	649	637	625	610	595	595
Ciclos	32500	42500	55000	67000	77500	$1,75 \times 10^5$	$6,00 \times 10^6$	$1,00 \times 10^7$
R-Razón	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1

Arcam EBM System. Ti6Al4V ELI Titanium Alloy., Sweden, 2015.

<http://www.arcam.com/technology/electron-beam-melting/materials/>

Análisis efectuados

Prisionero. Herramienta de cálculo: Simulation - SolidWorks 14.0

Tipo de análisis: No lineal - Estático

Tipo de malla: Malla sólida

Incremento de tiempo: Autoescalonamiento

Formulación de grandes desplazamientos: Activar

Formulación de grandes deformaciones unitarias: Activar

Tipo de solver: Direct sparse solver

Técnica de control: Fuerza

Técnica iterativa: NR (Newton-Raphson)

Modelo. Basado en el fabricante (CALVENT Medical, C.A.), figura 2.a.

Condiciones de borde:

Como se muestra en el modelo simplificado de la figura 2.b, carga de momento en la cabeza y restricción de inamovilidad total en la rosca del prisionero.

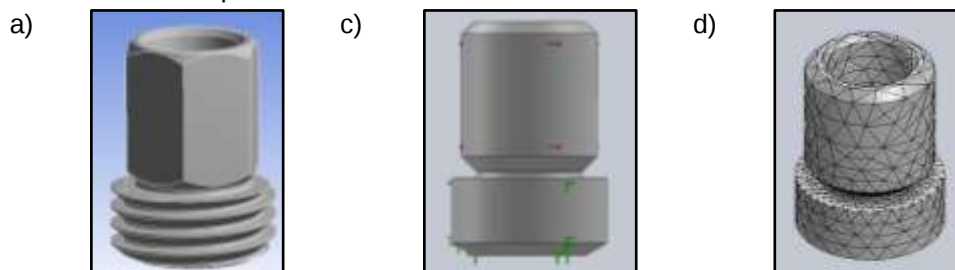


Fig. 2. a) Modelo CAD 3D, b) Condiciones de borde c) Mallado

Mallado. Tipo de malla: Malla sólida tetraédrica

Mallador utilizado: Malla basada en curvatura

Puntos jacobianos: 4 puntos

Tamaño máx. de elemento: 1,3665 mm

Tamaño mín. de elemento: 0,2733 mm

Calidad de malla: Elementos cuadráticos de alto orden

Número total de nodos: 8161

Número total de elementos: 4757

El mallado se muestra en la figura 2.c.

Tornillo intrapedicular fusión 6.3 mm

Se efectuaron análisis para condiciones de carga de flexión, tracción y torsión

Modelo

En la figura 3.a se aprecia el modelo para análisis.

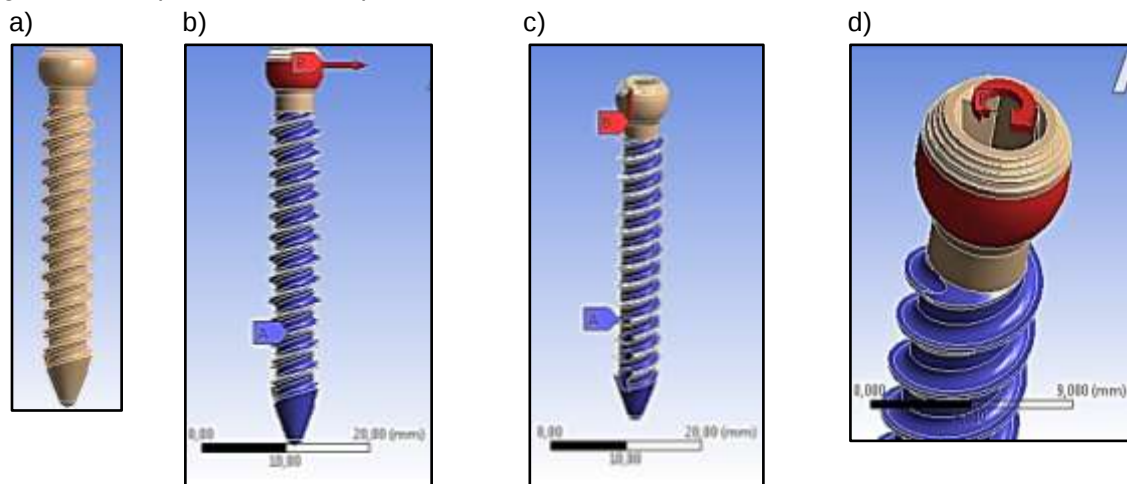


Fig. 3. a) Modelo tornillo intrapedicular fusión 6.3 mm, b) Condiciones de borde flexión, c) Condiciones de borde tracción, d) Condiciones de borde torsión

Descripción de los análisis efectuados

Ensayo de flexión

- Tipo paramétrico estático lineal, mediante el mismo se consigue el valor de la carga que produce la falla, utilizando el criterio de Von Mises
- Ensayo de fatiga paramétrico, con cargas cíclicas invertidas ($R = -1$), mediante el cual se estima la resistencia a la fatiga y la vida del modelo, la teoría utilizada es la de Goodman.

Condiciones de borde

Se simplificó el ensamble Tulipa – prisionero – retén – tornillo, aislándose al tornillo, se considera a la carga B, direccionada perpendicularmente al eje longitudinal y aplicada en la cabeza del tornillo. Las restricciones B, se fijaron como de inamovilidad completa en el eje de la rosca, (figura 3.b), el módulo de la carga aplicada crítica, resulta del análisis paramétrico efectuado.

Mallado. Malla sólida tetraédrica

Tamaño mínimo de arista $1,0672 \times 10^{-2}$ mm

Tamaño máximo 2,13450 mm

Nodos: 20038

Elementos: 12116

Ensayo de tracción. El análisis es estático lineal y de fatiga con tensión invertida.

Condiciones de borde. Restricción de inamovilidad total en el eje del tornillo “A” y carga de tracción en la cabeza “B”, como se muestra en la figura 3.c.

Mallado

Igual a los parámetros de mallado en el ensayo de flexión, nodos: 20038, elementos: 12116.

Ensayo de torsión

Condiciones de borde

Restricción de inamovilidad total “A” en el eje del tornillo y carga de momento “B” en la cabeza, como se muestra en la figura 3.d.

Mallado. Iguales parámetros a ensayos de flexión y torsión, nodos: 20038, elementos: 12116

Resultados y Discusión

Prisionero

La zona crítica, donde se espera el inicio de falla por fluencia hasta ruptura, se localiza en el cuello del prisionero que actúa como un concentrador de esfuerzo las medidas del mismo son las originales (ver Fig. 4).

Luego de efectuados los análisis con escenarios de carga en el intervalo de $3500 \leq M \leq 13500$ N mm, aplicados en la cabeza del prisionero (ver tabla 1), se obtiene el valor máximo del esfuerzo equivalente o intensidad de esfuerzos de Von Mises (EVM) correspondiente a cada momento; dado que el análisis es estático no lineal y el modelo es de plasticidad, con una curva de esfuerzo – deformación unitaria bilineal, el solver utilizado produce resultados que toman en cuenta el comportamiento del material luego del límite de fluencia del material.

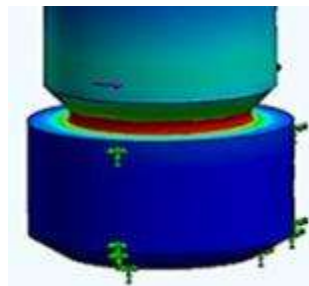


Fig. 4. Zona crítica de Esfuerzos de Von Mises

En la figura 5, se indican los valores del Esfuerzo Equivalente de Von Mises, contra la carga aplicada en la zona de deformación plástica.

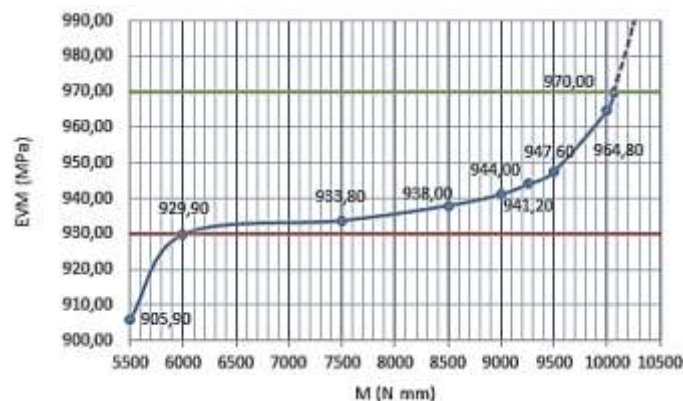


Fig. 5. Evolución del EVM respecto a la carga, en la zona deformación plástica

Tornillo intrapedicular Fusión 6.3 mm

Resultados flexión

Análisis estático

Tras efectuar un análisis paramétrico y utilizando el criterio de falla de Von Mises, ecuación 1, se consigue la carga lineal direccionada perpendicularmente al eje del tornillo, que aplicada en la cabeza produce una intensidad de esfuerzo σ_{VM} , ligeramente superior a la resistencia a la fluencia S_Y , la cual resulta ser de 2120 N, en la figura 6.a se muestra la zona de la intensidad crítica del esfuerzo de Von Mises

$$\sigma_{VM} \leq S_Y \quad (1)$$

Análisis de fatiga

Para el análisis de fatiga se utilizó la herramienta computacional ANSYS 14.0 ® que es especializada para este tipo de análisis, para ello se definió el estudio con cargas cíclicas totalmente invertidas, ($R = -1$, $Sm = 0$) y la teoría utilizada es la de Goodman, ecuación 2.

$$Sa = Se \left(1 - \frac{Sm}{Su} \right) \quad (2)$$

Se procedió con el ANSYS® a obtener los valores de los esfuerzos alternantes parametrizados (σ_a), simultáneamente el cálculo del Factor de Seguridad (FDS), que se consigue según la ecuación 3 y el tiempo de vida (ciclos) mostrados en la tabla 2.

$$FDS = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad (3)$$

En la figura 6.b, se muestra el valor y ubicación donde el FDS se hace crítico.

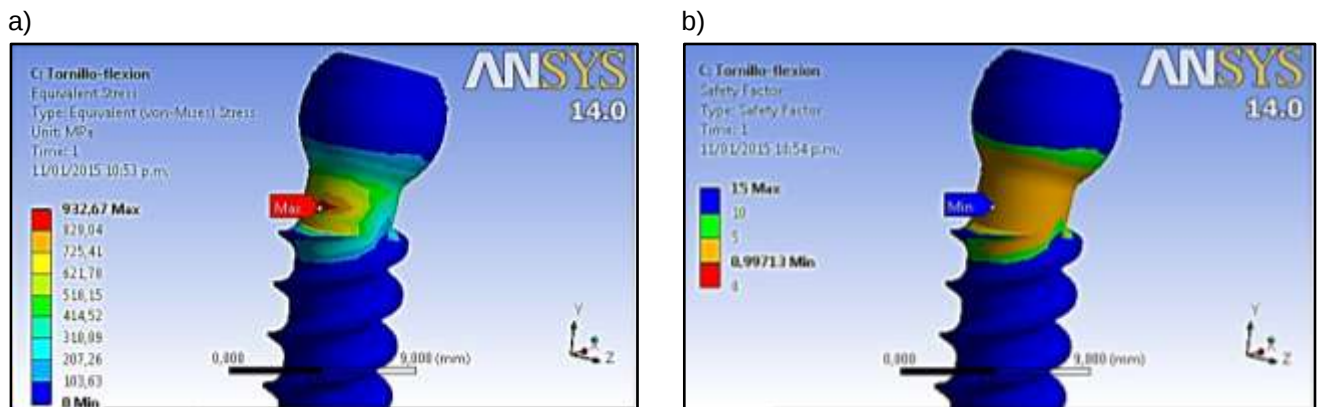


Figura 6. a) Ubicación e intensidad del esfuerzo equivalente máximo de Von Mises, b) Zonas de valores del FDS (factor de seguridad) del modelo y ubicación, valor mínimo de FDS = 0.997

Los resultados del análisis parametrizado se muestran en la tabla 3, donde entre los puntos de diseño DP8 y DP9, sucede el cambio del FDS entre valores mayores y menores de uno, es decir el cambio entre vida infinita a vida finita, los valores de fuerza se encuentran entre 1350 y 1355 N.

Tabla 3. Fuerza, σ_a fatiga, Ciclos, FDS - Ensayo Flexión

Id	Name Units	P9 –Force X Component N	P6 –Equivalent Stress Maximum MPa	P7 - Life Minimum Ciclos	P8 – SafetyFactor Minimum
1	Current	100	43,993	10000000	13,5240
2	DP 2	300	131,981	10000000	4,508
7	DP 7	1300	571,921	10000000	1,040
8	DP 8	1350	593,918	10000000	1,002
9	DP 9	1355	596,118	5565697	0,998
10	DP 10	1400	615,915	136548	0,966
12	DP 12	1500	659,909	50297	0,901
17	DP 17	1630	717,101	0,00	0,829

Resultados tracción

Análisis estático

Utilizando un análisis estático lineal parametrizado y el criterio de falla de V.M. (1), se consigue que la carga de tracción, que produce la falla por fluencia, tiene un valor de 4160 N, localizada en el cuello del tornillo.

Análisis de fatiga

Con los mismos criterios de flexión, se tiene los resultados mostrados en la tabla 4 de fuerza de tracción alternante F_y (N), Esfuerzo equivalente máximo de fatiga o alternante σ_a (MPa), ciclos de vida mínimos, factor de seguridad FDS.

Tabla 4. Fuerza, σ_a fatiga, Ciclos, FDS - Ensayo Tracción

Id	Name Units	P12 –Force Y Component N	P2 –Equivalent Stress Maximum MPa	P4 –Life Minimum Ciclos	P5 – SafetyFactor Minimum
1	Current	1000	143,102	10000000	4,157
2	DP 1	2000	286,205	10000000	2,078
4	DP 3	4000	572,410	10000000	1,039
5	DP 4	4100	586,720	10000000	1,014
6	DP 5	5000	715,512	0	0,831
7	DP 6	6000	858,615	0	0,692

9	DP 8	6500	930,166	0	0,639
---	------	------	---------	---	-------

Para el valor del coeficiente de seguridad $FDS = 1$, ANSYS reporta el esfuerzo equivalente máximo o alternante como $\sigma_a = 595,31$ MPa, el cual se encuentra entre los puntos de diseño DP4 y DP5, dicho valor se produce con la aplicación de carga alternante $F_y = 4157,9$ N, donde se tiene el cambio de vida infinita a finita, figura 7.

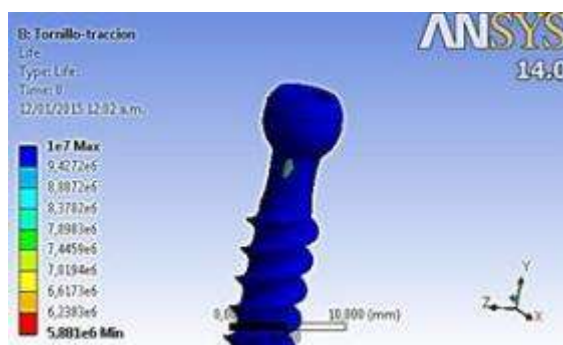


Fig. 7. Ubicación de zona de cambio de vida infinita a finita

Resultados torsión

Análisis estático

Utilizando un análisis estático lineal parametrizado y el criterio de falla de V.M. (1), se consigue que la carga de torsión, que produce la falla por fluencia (figura 8) es de 7600 Nmm, localizada en el cuello del tornillo.

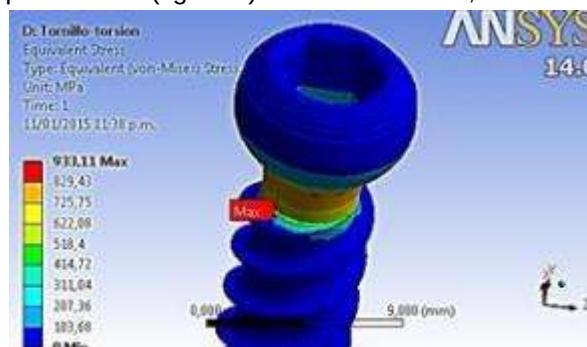


Fig. 8. Intensidad crítica y ubicación del esfuerzo equivalente de Von Mises

Análisis de fatiga

Similarmenete a los ensayos de fatiga a flexión y tracción, se obtienen los resultados para la torsión, que se muestran en la tabla 5.

Tabla 5. Fuerza, σ_a fatiga, Ciclos, FDS - Ensayo Torsión

Id	Name Units	P12 –Moment Magnitude N mm	P9 –Equivalent Stress Maximum MPa	P10 –Life Minimum Ciclos	P11 –Safety Factor Minimum
1	Current	100	12,277	10000000	15
2	DP 1	2000	245,556	10000000	2,423
3	DP 2	4000	491,112	10000000	1,211
4	DP 3	4800	589,334	10000000	1,009
5	DP 4	5000	613,890	149713	0,969
6	DP 5	6000	736,668	0	0,807
7	DP 6	7700	945,391	0	0,629
9	DP 8	7900	969,946	0	0,613

Para $FDS = 1$, el cambio de vida finita a infinita, se efectúa para un esfuerzo alternante $\sigma_a = 595$ MPa, la carga de momento que lo produce se encuentra entre los puntos de diseño DP3 y DP4 (tabla 2.4), su valor estimado es de 4846 N mm, el tiempo de vida es de $4,8625 \times 10^6$ ciclos (figura 9) y su ubicación se encuentra en el cuello del tornillo, al inicio de la rosca, figura 10.

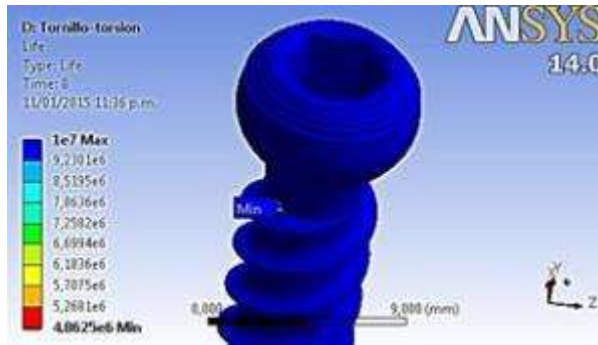


Fig. 9. Vida (ciclos), ensayo torsión

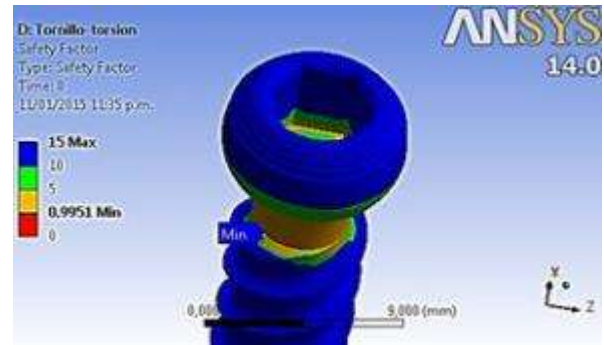


Fig. 10. Coeficiente de seguridad, criterio de Goodman

Conclusiones

Se obtuvo que el prisionero del ensamble tornillo intrapedicular-tulipa-retén-prisionero de CALVENT C.A., con material Ti6Al4V-ELI, que la carga de torsión necesaria para lograr la fractura en el cuello es de 10063 (N mm).

Se estimaron las cargas alternantes críticas, que aplicadas al Tornillo Intrapedicular, inician la vida infinita, si la carga alternante es mayor el modelo tiene vida finita

Referencias

1. Smith IM, Griffiths DV, Margetts L. Programming the finite element method. NY, USA: John Wiley & Sons; 2013.
2. Torres Rojas CA. Aplicación de tornillos transpediculares en la columna torácica: Descripción de la zona de seguridad según los hallazgos anatómicos en la población colombiana. Rev Colombiana de Ortopedia y Traumatología. 2012;27(1):32-7.
3. Gonzalez A, González R. Vertebrometry and discometry of the lumbar functional segment (Rebatú-Murguía Technique). Rev Coluna/Columna. 2017;16(2):112-5.
4. González A. Análisis mecánico-estructural del injerto óseo en el segmento C3-C5 de la columna cervical como tratamiento de las fracturas con método de elementos finitos. Rev Esp Méd Quir. 2013;18:195-9.
5. Steib JP, Schuller S. Osteosíntesis de la columna vertebral: evolución de materiales y técnicas. Técnicas quirúrgicas en ortopedia y traumatología. 2013;5(3):1-20.
6. Padalkar P, Mehta V. Bi-Pedicle Fixation of Affected Vertebra in Thoracolumbar Burst Fracture. Journal of Clinical and Diagnostic Research. 2017;11(4):4-7.
7. Wray S. Pedicle screw placement in the lumbar spine: effect of trajectory and screw design on acute biomechanical purchase. J Neurosurg Spine. 2015;22:503-10.
8. Mohi E, Mohamed A, Hassan A. Percutaneous Transpedicular Fixation: Technical tips and Pitfalls of Sextant and Pathfinder Systems. Asian Spine J. 2016;10(1):111-22.
9. Ueno F. Biomechanical study of the sacroiliac fracture fixation with titanium rods and pedicle screws. Acta Ortop Bras. 2015;23(3):154-7.
10. Macedo AP. Evaluación biomecánica de un sistema de fijación espinal con tornillo por el método de elementos finitos. Int J Morphol. 2015;33(1):318-26.
11. Tong Yang K, Chen Y. Fatigue life analysis of fixed structure of posterior thoracolumbar pedicle screw. Engineering. 2013;5:292-6.
12. Dalmolin F. Biomecânica óssea e ensaios biomecânicos: Fundamentos teóricos. Cienc Rural. 2013;43(9):25-38.