

# Análisis computacional de fatiga mecánica en prótesis externa de rodilla

## Computational mechanical fatigue analysis in external prosthetic knee

Rosas, María Andrea<sup>1</sup>; Sánchez, Edgar<sup>1</sup>; Amador, Belkys<sup>1,2\*</sup>; Müller-Karger, Carmen<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Laboratorio de Prototipos, Universidad Nacional Experimental del Táchira,  
San Cristóbal, Táchira, Venezuela.

<sup>2</sup>Grupo de Biomecánica, Universidad Simón Bolívar,  
Caracas, Venezuela.

\*bamador@unet.edu.ve

### Resumen

*Pacientes venezolanos con amputación transfemoral requieren un dispositivo que facilite la realización de actividades de la vida diaria, esto impulsó el desarrollo de una prótesis policéntrica de rodilla funcional y de bajo costo (Amador, 2014). El dispositivo está sometido a las cargas cíclicas de la marcha humana por lo que es fundamental hacer un análisis de fatiga mecánica y prevenir una falla debido a este fenómeno, que implicaría un accidente y posibles lesiones en el paciente. El objetivo de este trabajo es analizar computacionalmente la fatiga mecánica en la prótesis, tomando las condiciones de carga de la norma ISO 10328 para el ensayo cíclico principal, que incluye una carga de tipo fluctuante en dos condiciones, la condición 1 para el apoyo del talón, y la 2 para el despegue de la punta del pie, eventos del ciclo de marcha. El programa utilizado fue SolidWorks, que requiere el estudio estático con la carga máxima de cada condición y las curvas S-N de cada material; para las curvas S-N teóricas se realizó una revisión bibliográfica para obtener la resistencia a la fatiga corregida con sus respectivos factores. Los resultados del estudio demuestran que la prótesis no presenta fallas a largo plazo (para 3 millones de ciclos). La vida en los componentes de acero fue infinita, siendo el porcentaje de daño cero y el factor de carga de 3,45 y 2,97 para cada condición. Para los eslabones de aluminio, en la condición I, la vida mínima fue 73.262.632 ciclos, el porcentaje de daño máximo 4,095 % y el mínimo factor de carga 1,533; para la condición II, la vida mínima fue 226.973.424 ciclos, el porcentaje de daño de 1,322 % y el factor de carga mínimo de 1,779. La duración estimada de la prótesis fue de 5 años y 8 meses.*

**Palabras claves:** prótesis externa de rodilla, fatiga mecánica, norma ISO 10328, curva S-N.

### Abstract

*Venezuelans patients with transfemoral amputation require a device that help them to perform daily life activities, this drove the development of a functional and economic polycentric prosthetic knee (Amador, 2014). This unit will be under cyclic loads from human gait, therefore is fundamental making mechanical fatigue analysis to prevent failure that can cause an accident and possible injury on the patient. This research aims to computationally analyze mechanical fatigue on the prosthesis, according to the standard ISO 10328 for the principal cyclic test that includes fluctuating loads in two conditions, the condition 1 for the heel contact, and the 2 for the toe off. The software used for the study was SolidWorks, which requires a static study with the maximum load from each condition and S-N curves of each material. For the theoretical S-N curves a literature review was made to get the fatigue limit corrected by each factor. The study's results demonstrate that the prosthetic knee doesn't fail in long-term (for 3 million cycles). On steel parts, the life was infinity, the damage was zero and the factor of safety was 3,45 and 2,97 for each condition. For aluminum parts, on the condition I, the minimum life was 73.262.632 cycles, the maximum damage 4,095 % and the minimum factor of safety was 1,533; for the condition II, the minimum life was 223.973.424 cycles, the damage was 1,322 % and the minimum factor of safety was 1,779. The prosthetic knee's estimated duration was 5 years and 8 months.*

**Keywords:** external prosthetic knee, mechanical fatigue, norma ISO 10328, curva S-N.

## 1 Introducción

El desarrollo de una prótesis policéntrica de rodilla para personas con amputación transfemorala través del trabajo de Amador (2014) fue impulsado por la necesidad del mercado venezolano de contar con prótesis externas de rodilla que ofrezcan seguridad, funcionalidad, costo accesible, que se desarrollen empleando materiales disponibles a nivel nacional, con procesos de manufactura locales y de alta calidad. El prototipo funcional de prótesis de rodilla desarrollado (Figura 1) incluyó un mecanismo de cuatro barras, y fue sometido a un análisis preliminar de desempeño en dos pacientes con amputación unilateral mostrando resultados muy favorables, tanto en estabilidad estructural como en flexo-extensión durante la marcha y la sedestación (Amador y col., 2015).

Para el diseño de la prótesis se realizó análisis de esfuerzos empleando el método de elementos finitos (MEF) y trabajando con los estados de carga señalados en la norma ISO 10328 “Prótesis – Ensayo estructural de prótesis de miembros inferiores – Requisitos y métodos de ensayos” (Amador 2014; ISO 10328, 2006). Sin embargo, la mayoría de las fallas en elementos mecánicos son ocasionadas por cargas que varían con el tiempo y no por cargas estáticas, ya que las fallas ocurren a esfuerzos menores que el límite de fluencia del material, por lo tanto tomar en cuenta sólo el análisis estático puede generar diseños poco seguros (Norton 2011).

En la prótesis de rodilla las cargas cíclicas son representadas por cada paso que da una persona durante la marcha, por ende, es necesario conocer el comportamiento del dispositivo luego de determinados ciclos de carga para garantizar la seguridad de la prótesis y así establecer los periodos de revisión y mantenimiento, ya que una falla implica un accidente y posibles lesiones en el usuario. El objetivo del trabajo es realizar el análisis computacional de fatiga mecánica en la prótesis policéntrica de rodilla.



Fig. 1. Prótesis de rodilla policéntrica (Amador, 2014).

En relación al estudio de fatiga mecánica en prótesis, fueron referentes de interés los trabajos relacionados con prótesis internas de cadera, específicamente el de Martínez

y col. (2014) cuya metodología para el estudio computacional de la fatiga en el dispositivo fue una guía importante; y el desarrollado por Vigil y col. (2011), a través del cual se demuestra que la validación del MEF mediante los ensayos de fatiga comprueba la importancia de la simulación numérica en la fase de diseño, además, su alcance incluyó el análisis computacional de fatiga y su ensayo físico empleando una norma ISO, alcance similar al de esta investigación. Otro referente fue el estudio computacional de fatiga mecánica en un pie protésico, desarrollado por Figueroa (2009), donde el uso del MEF para el análisis estático y el cálculo de la vida útil de la prótesis, así como la selección de las condiciones de borde y los factores de ajuste de la curva Esfuerzo – Vida (curva *S-N*) representaron una buena guía metodológica. Estudios de fatiga mecánica en prótesis de rodilla no fueron encontrados en la revisión correspondiente.

## 2 La prótesis policéntrica de rodilla

La prótesis está compuesta por cinco (5) eslabones de Aluminio 7075 T6 y cuatro (4) ejes de Acero inoxidable 304 (Amador 2014), en la Figura 2 se muestra el modelo CAD sobre el que se trabajará, allí se señala cada componente. En la Tabla 1 se incluyen algunas propiedades mecánicas de los materiales.

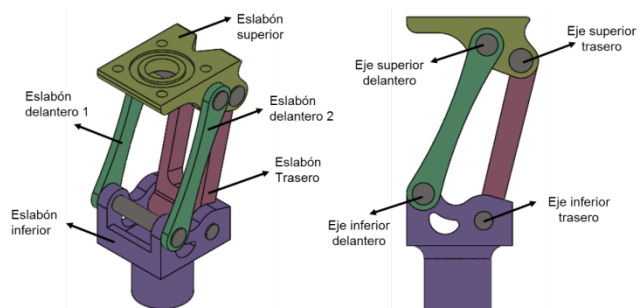


Fig. 2. Componentes de la prótesis de rodilla policéntrica.

Tabla 1. Propiedades mecánicas de los materiales de la prótesis.

Propiedades mecánicas	Aluminio 7075 T6	Acero inoxidable 304
Resistencia a la fluencia (MPa)	505	241
Resistencia última a la tensión (MPa)	570	586

Fuente: SolidWorks (2016); Norton (2011).

## 3 Estudio de fatiga mecánica en la prótesis

Se trabajó con la norma ISO 10328(2006) para realizar el estudio de fatiga mecánica de la prótesis, específicamente con el ensayo cíclico principal, que incluye una carga de tipo fluctuante en dos condiciones, la condición 1 para el apoyo del talón y la 2, para el despegue de la punta del pie, eventos de la fase apoyo del ciclo de marcha humana.

3.1 Norma ISO 10328

Es una norma internacional para la evaluación de la conformidad de las prótesis/estructuras protésicas externas de miembros inferiores. La norma especifica los procedimientos a seguir en los ensayos de resistencia estática y cíclica de las prótesis de miembros inferiores, incluyen la aplicación de una fuerza de ensayo que produce cargas combinadas en los dispositivos estudiados. Estas cargas corresponden a los valores máximos de fuerza que normalmente se producen en diferentes momentos durante la marcha. Las pruebas estáticas se refieren a las cargas críticas generadas durante cualquier actividad, en tanto que los ensayos cíclicos a las cargas producidas durante la marcha normal, regularmente con cada paso.

En los ensayos principales estáticos y cíclicos que se aplican a todos los componentes se utilizan dos condiciones de carga, asociadas a las cargas máximas producidas durante la fase de apoyo del ciclo de marcha. La condición I está relacionada con el instante de máxima carga que ocurre en la etapa inicial de la fase de apoyo del ciclo de marcha, y la condición II, con el instante de máxima carga en la etapa final de la fase de apoyo. Para ambas condiciones la posición de la línea de aplicación de la carga dentro del sistema de coordenadas es en tres dimensiones. En la Figura 3 se muestra lo señalado por la norma para la condición I, y en la tabla 2, la información de las coordenadas de los puntos sobre la línea de carga para las dos condiciones.

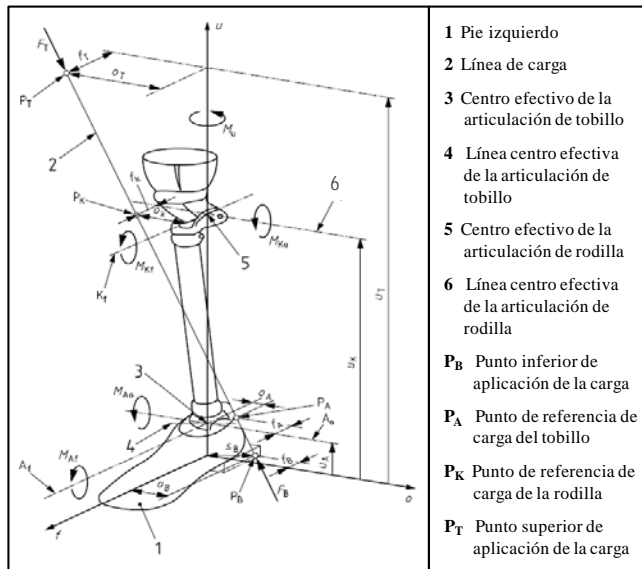


Fig. 3. Condición de carga I (adaptada de la norma ISO 10328(2006)).

En el estudio de la fatiga mecánica, tanto para la condición I como para la II del ensayo cíclico principal, se trabaja con las fuerzas variando entre un valor máximo y mínimo. La Figura 4 muestra los parámetros involucrados en el ensayo cíclico (la amplitud es constante a lo largo del

tiempo) y la Tabla 3, los valores de cada parámetro. Por otra parte, la norma establece que la prótesis debe alcanzar los 3 millones de ciclos sin presentar falla o deformación plástica mayor a 5 mm para aprobar el ensayo.

Tabla 2. Datos de referencia de la norma ISO 10328 para las condiciones de carga I y II.

		Condición I	Condición II
f <sub>K</sub>	(mm)	52	72
o <sub>K</sub>	(mm)	-50	-35
f <sub>A</sub>	(mm)	-	-
o <sub>A</sub>	(mm)	-	-
f <sub>B</sub>	(mm)	-48	129
o <sub>B</sub>	(mm)	45	-19
u <sub>K</sub>	(mm)	500	500
u <sub>B</sub>			

Todas las pruebas señaladas en la norma están diseñadas para efectuarse en una máquina de ensayos sobre los dispositivos físicos, sin embargo, se hicieron diversos ajustes para aplicar las condiciones de carga asociadas a cada prueba a la prótesis de rodilla empleando para ello el MEF y el programa SolidWorks.

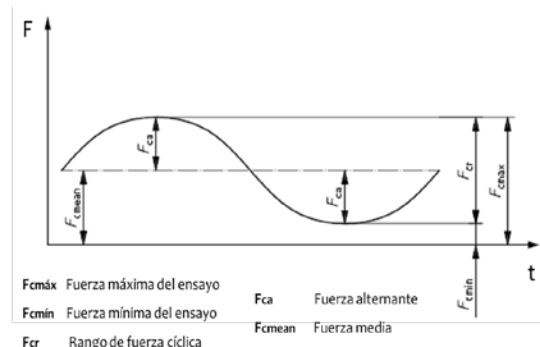


Fig. 4. Parámetros de carga para el ensayo cíclico principal (adaptada de la norma ISO 10328(2006)).

Tabla 3. Valores de carga para el ensayo cíclico principal.

Carga (N)	Condición I	Condición II
F <sub>cmín</sub>	50	50
F <sub>cr</sub>	1280	1150
F <sub>cmáx</sub>	1330	1200
F <sub>cmean</sub>	690	625
F <sub>ca</sub>	640	575

3.2 Estudio computacional en SolidWorks

Para realizar el estudio de fatiga en el programa SolidWorks se requiere:

- El estudio estático con la carga máxima de cada condición, ya que los resultados de la tensión de von Mises son la base para el estudio de fatiga
- La relación de carga
- El número de ciclos

- Las curvas  $S-N$  de cada material
- El criterio de fatiga

Para la creación de las curvas  $S-N$  teóricas se realizó una revisión bibliográfica con el fin de obtener la resistencia a la fatiga corregida con sus respectivos factores. Para el estudio estático se trabajó con la información contenida en la norma (Figura 3 y Tabla 2), además con la fuerza máxima ( $F_{cmáx}$ ) incluida en la Tabla 3, específicamente 1330 N y 1200 N para las condiciones I y II respectivamente.

### 3.3 Condiciones de borde

Para llevar a cabo la simulación computacional se trabajó de forma global con el contacto sin penetración para el contacto entre componentes de la prótesis, que impide la interferencia entre las piezas y permite la formación de separaciones (*SolidWorks*, 2016). En cuanto a la sujeción, se tomó la cara superior del eslabón superior como rígida, simulando empotramiento en la zona de unión de la prótesis con el encaje. En relación a las fuerzas, se aplicó una carga remota de transferencia directa sobre la cara inferior del eslabón inferior; para las coordenadas del punto de aplicación de la carga se creó un sistema de referencia en el centro efectivo de la prótesis (que coincide con el centro geométrico del eje superior delantero) el cual se adaptó al sistema de coordenadas que refleja la norma ISO 10328 (ver Figura 5).

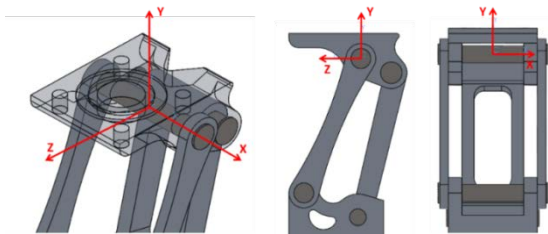


Fig. 5. Sistema de referencia para aplicación de la carga remota.

Para la condición I se utilizaron los puntos  $P_K$  y  $P_B$  (Figura 3 y Tabla 2) pertenecientes a la línea de acción de la fuerza para hallar el vector unitario y junto a la fuerza máxima del ensayo cíclico de 1330 N conseguir los valores correspondientes en cada eje:  $F_X = -243,601$  N,  $F_Y = 1282,110$  N y  $F_Z = 256,422$  N. Para la condición II usandola carga de 1200 N y las coordenadas respectivas, las magnitudes de fuerza en cada eje fueron:  $F_X = -38,4$  N,  $F_Y = 1191,6$  N y  $F_Z = -135,6$  N. La Figura 6 muestra la posición del punto  $P_B$  en *SolidWorks* para las dos condiciones.

Además, se trabajó con un tipo de malla sólida basada en la curvatura y una calidad de malla de elementos cuadráticos de alto orden, específicamente el elemento tetraédrico parabólico de diez nodos, la relación entre el tamaño mínimo y máximo de cada elemento fue de 5 a 1.

### 3.4 El estudio de fatiga de amplitud constante

Luego de alcanzar la convergencia en los estudios estáticos en cada condición, se procedió a crear el respectivo estudio de fatiga de amplitud constante, las propiedades de cada estudio de fatiga se configuraron de la siguiente manera:

- Cálculo de tensiones alternas: se seleccionó a partir de la tensión equivalente de von Mises, ya que “esta teoría es válida para materiales dúctiles y predice la fluencia bajo cargas combinadas con mayor exactitud que cualquier otra teoría reconocida” (García, 2009).
- Corrección de la tensión media: se seleccionó la teoría de Goodman, siendo esta la más recomendada para el diseño mecánico y tomando en cuenta que el estudio es con esfuerzos medios no nulos.
- Factor de reducción de resistencia a la fatiga global: se tomó como uno (1) debido a que las curvas  $S-N$  se ingresaron corregidas por los factores de Marín respectivos para cada material.
- Vida infinita: se dejó inactiva la casilla ya que el aluminio no presenta tal condición.

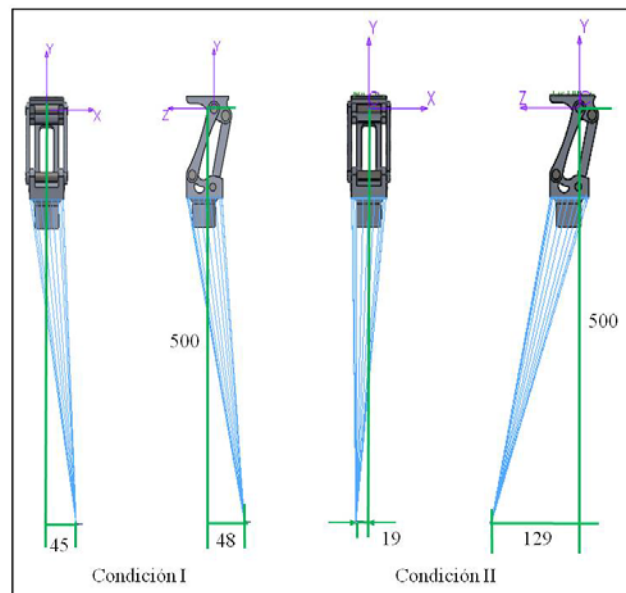


Fig. 6. Ubicación del punto de aplicación de la carga.

Posteriormente se cargó el suceso de fatiga de cada condición para el estudio respectivo. El suceso de fatiga es el evento que contiene los esfuerzos que se originaron del estudio estático, además de algunos parámetros que definen el estudio de fatiga. El primer dato que se ingresó al suceso de fatiga fue el número de ciclos ( $N$ ), siendo este de 3 millones (tal como lo establece la norma), después el tipo de carga, definiéndose si es invertida, repetida o fluctuante, en este caso se trabajó con carga fluctuante por lo cual se seleccionó la opción que le corresponde, llamada ‘relación de carga’, luego se ingresó el valor de la relación de carga

(R) para cada caso a través de la ecuación  $R = F_{cmin}/F_{cmax}$ , para la condición I,  $R=0,0376$  y para la condición II,  $R=0,0417$ . Finalmente se cargó el estudio estático respectivo con una escala de 1 (a fin de no alterar el valor de los resultados). Posteriormente fue necesario cargar las curvas  $S-N$  de cada material en todos los componentes.

### 3.5 Trazados de vida, daño y factor de carga

A través del estudio de fatiga se pueden obtener para el modelo en proceso de simulación los trazados o soluciones gráficas de vida, daño y factor de carga, en tal sentido:

- La vida refleja el número de ciclos que soportaría la prótesis para la tensión alternante a la que está sometida, esto se representa en la curva  $S-N$  ubicando el valor de tensión alternante en el eje respectivo y trazando el punto de corte con la curva e identificando la cantidad de ciclos para esa intercepción.
- El daño es un porcentaje de vida consumida y se obtiene a partir de la razón entre el número de ciclos del suceso de fatiga y el resultado de vida. Un resultado de daño mayor o igual 100% indica que la prótesis ha consumido su vida para ese esfuerzo, por lo cual ya ha fallado.
- El factor de carga, que representa un factor de seguridad, indica, si es menor a 1, el fallo en algún componente y si es mayor, por ejemplo 2, que las cargas deben ser multiplicadas por ese valor para que la prótesis falle; su representación en la curva  $S-N$  es a partir del número de ciclos del suceso de fatiga (3 millones), ubicándolos en el eje respectivo e interceptando la curva  $S-N$  para hallar el esfuerzo alternante que produce el fallo, luego la relación entre ese valor y el esfuerzo resultante de las cargas aplicadas representa el factor de carga.

## 4 Curvas Esfuerzo – Vida (S – N)

Para generar los resultados de fatiga es necesario que todos los componentes de la prótesis tengan cargada en el programa una curva  $S-N$  del material correspondiente, por lo cual se procedió a crear las curvas partiendo de la información presentada en Norton (2011). En la prótesis se tienen dos materiales que se comportan de forma distinta bajo fatiga, el acero se presenta en su curva  $S-N$  una articulación de rodilla cuyo punto de inflexión es  $S_e$ , denominado límite de resistencia a la fatiga, el número de ciclos ( $N$ ) en este punto es de 1 millón ( $10^6$ ) y a partir de ese número se considera que se presenta vida infinita, la Figura 7a muestra la curva  $S-N$  de este material y sus puntos característicos en escala bilogarítmica.

Por su parte, el aluminio no tiene articulación de rodilla por lo cual este material no presenta vida infinita, en

este caso se tiene una resistencia a la fatiga  $S_f$  para  $5 \times 10^8$  ciclos y su gráfica se define por una línea recta en escala log-log, la figura 7b corresponde a la curva  $S-N$  estimada para este material. Otro punto de interés de la curva  $S-N$  es la resistencia del material a mil ciclos ( $10^3$ ) y se representa como  $S_m$ . La línea que une los puntos  $S_m$  con  $S_e$  o  $S_f$  respectivamente está definida por la ecuación 1.

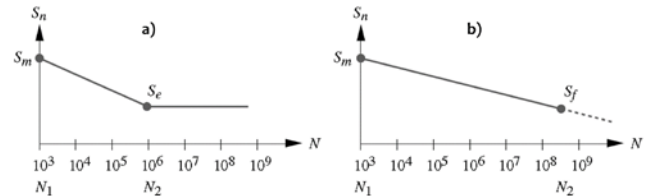


Fig. 7. Curvas  $S-N$  estimadas para: a) Acero b) Aluminio (Norton, 2011).

$$S_{(N)} = aN^b \tag{1}$$

Donde 'a' y 'b' son constantes de cada curva en particular, para poder hallar estos valores se establece un sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas una vez conocidos los valores de los puntos límites  $S_m$  con  $10^3$  ciclos y  $S_e$  o  $S_f$  con  $10^6$  o  $5 \times 10^8$  ciclos respectivamente. El cálculo de  $S_m$  depende del tipo de carga y de la resistencia última a la tensión ( $S_{ut}$ ), en este caso para la carga prevalece la flexión ya que la prótesis está sometida a modo combinado de carga, por lo cual  $S_m = 0.9S_{ut}$ . Para el cálculo de  $S_e$  o  $S_f$  es necesario tener los factores de Marín para corregir el valor teórico del límite de resistencia a la fatiga,  $S_e'$ , o la resistencia a la fatiga,  $S_f'$ , tal como lo refleja la ecuación 2.

$$S_e = C_{carga} C_{tam} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S_e' \tag{2}$$

En cuanto a los valores teóricos del límite de resistencia a la fatiga y la resistencia a la fatiga, estos dependen del material y su resistencia última a tensión por lo que:

- $S_e' \cong 0,5S_{ut}$  para  $S_{ut}$  menores a 1400 MPa en aceros. Por tanto  $S_e'$  es igual a 293 MPa.
- $S_f' \cong 130$  MPa cuando la resistencia última es mayor a 330 MPa en el aluminio.

Con base a la información mostrada se procedió a crear las curvas  $S-N$  para cada material y condición de carga.

### 4.1 Factores que corrigen la resistencia a la fatiga del acero inoxidable 304 y del aluminio 7075-T6

Para determinar los factores de Marín, que corrigen la resistencia a la fatiga, se trabajó con Norton (2011), algunos factores son comunes tanto para el acero inoxidable 304 como para el aluminio 7075-T6, ellos son:

- Factor tipo de carga ( $C_{carga}$ ): como se tiene modo combinado de carga, para la selección del factor prevalece la flexión por lo cual  $C_{carga} = 1$ .
- Factor temperatura ( $C_{temp}$ ): como la prótesis será empleada a temperatura ambiente, que coincide con la temperatura a la cual se realiza el ensayo de fatiga de viga en voladizo rotatoria con el que se hace la curva  $S-N$  teórica,  $C_{temp} = 1$ .
- Factor confiabilidad ( $C_{conf}$ ) de la prótesis: considerando la seguridad del paciente se acordó tomar un valor de 99 %, por lo cual  $C_{conf} = 0,814$ .

Los factores que no son comunes en ambos materiales son:

- Factor acabado superficial ( $C_{sup}$ ): se empleó la ecuación 3, donde los valores de 'A' y 'b' corresponden a 4,51 MPa y -0,265 respectivamente debido a que el acabado tanto de los eslabones como de los ejes es mecanizado. Para el acero  $C_{sup} = 0,833$  y para el aluminio  $C_{sup} = 0,839$ .

$$C_{sup} = A \cdot S_{ut}^b \quad (3)$$

- Factor tamaño ( $C_{tam}$ ): en relación al acero, para las dos condiciones el eje que sufrió mayor tensión de von Mises fue el superior delantero, que tiene un diámetro de sección maciza de 10 mm, se calculó un diámetro equivalente por ser un eje no rotatorio (ecuación 4), el  $A_{95}$  se halló empleando la ecuación 5 y dio un valor de  $1,05 \text{ mm}^2$ ; al sustituir esto en la ecuación 4 se obtuvo un diámetro equivalente de 3,7 mm, por tanto, de acuerdo a Norton (2011) el  $C_{tam} = 1$ .

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0,0766}} \quad (4)$$

$$A_{95} = 0,010462 \cdot d^2 \quad (5)$$

Con respecto al aluminio, los eslabones presentan secciones transversales rectangulares casi en su totalidad, por lo cual la ecuación utilizada para calcular el  $A_{95}$  es la 6. Para la condición I la mayor tensión de von Mises se presenta en una zona con un  $A_{95}$  de  $4,18 \text{ mm}^2$  y un  $d_{equiv}$  de  $7,387 \text{ mm}$  ( $C_{tam} = 1$ ); para la condición II la zona con mayor esfuerzo presenta un  $A_{95}$  de  $2,4 \text{ mm}^2$  y un  $d_{equiv}$  de  $5,6 \text{ mm}$  ( $C_{tam} = 1$ ).

$$A_{95} = 0,05bh \quad (6)$$

En relación al factor de concentración de esfuerzos dinámico ( $K_f$ ), que toma en cuenta la presencia de muescas

o discontinuidades geométricas en la pieza para hallar el esfuerzo máximo en la zona donde hay concentración de esfuerzos, depende de la geometría de la entalla y de la sensibilidad que presente el material a la presencia de éstas. Como en el caso de estudio el análisis se realizó empleando el MEF, que proporciona resultados de tensiones tomando en cuenta las concentraciones de esfuerzos presentes en la geometría particular a través de la malla que se adapta a éstas zonas, el factor  $K_f$  no se toma en cuenta para el desarrollo del estudio ya que el resultado estático tiene los valores correctos de tensiones máximas.

#### 4.2 Las curvas $S-N$ resultantes

Conociendo los valores teóricos de la resistencia y el límite de resistencia a la fatiga se corrigieron multiplicándolos por cada uno de los factores de Marín ya calculados; para el caso de la curva del acero en la condición I se tiene:  $S_e = 1 \cdot 1 \cdot 0,833 \cdot 1 \cdot 0,814 \cdot 293 \text{ MPa} = 198,67 \text{ MPa}$ . En las tablas 4 y 5 se muestran los resultados de los factores de Marín, y de  $S_e$  y  $S_f$  en cada material para su condición respectiva; allí se aprecia que las dos condiciones tienen valores semejantes entre cada material, lo que supone curvas iguales del acero y el aluminio para cada condición.

Tabla 4. Factores de Marín para cada material y condición.

		$C_{carga}$	$C_{tam}$	$C_{sup}$	$C_{temp}$	$C_{conf}$
<b>Condición I</b>	Acero	1	1	0,833	1	0,814
	Aluminio	1	1	0,839	1	0,814
<b>Condición II</b>	Acero	1	1	0,833	1	0,814
	Aluminio	1	1	0,839	1	0,814

Tabla 5. Valores de  $S_e'$ ,  $S_e$ ,  $S_f'$  y  $S_f$  para cada material y condición.

		$S_e'$ (MPa)	$S_f'$ (MPa)	$S_e$ (MPa)	$S_f$ (MPa)
<b>Condición I</b>	Acero	293		198,67	
	Aluminio		130		88,78
<b>Condición II</b>	Acero	293		198,67	
	Aluminio		130		88,78

Luego se calculó el segundo punto de la curva para  $N = 1000$  ciclos, haciendo uso de la ecuación  $S_m = 0,9S_{ut}$  por lo que el  $S_m$  del acero fue  $527,4 \text{ MPa}$  y el del aluminio  $513 \text{ MPa}$ . Después se hallaron las constantes 'a' y 'b' de la curva de cada material utilizando los dos puntos conocidos y la ecuación 1, tal como se muestra a continuación para el acero:

$$S_m = aN^b \quad \text{sustituyendo} \quad 527,4 \text{ MPa} = a(1.000)^b$$

$$S_e = aN^b \quad \text{sustituyendo} \quad 198,67 \text{ MPa} = a(1.000.000)^b$$

Los valores de las constantes 'a' y 'b' del acero fueron  $1396,82 \text{ MPa}$  y  $-0,141$  respectivamente, y las del aluminio,  $1294,55 \text{ MPa}$  y  $-0,134$  respectivamente. Las ecuaciones que

definen la curva  $S-N$  para cada material son:

para el acero,  $S_{(N)} = 1396,82N^{-0,141}$

y para el aluminio,  $S_{(N)} = 1294,55N^{-0,134}$

Posteriormente se calcularon los puntos de la curva para ingresarlos a *SolidWorks*, seleccionando valores para  $N$  y hallando el esfuerzo alternante ( $S_{(N)}$ ). Al momento de cargar las curvas se seleccionó que el programa interpolara los valores en escala log-log.

**5 Resultados**

Para la carga máxima de cada condición del ensayo cíclico principal se obtuvieron los siguientes resultados:

*5.1 Condición I*

La convergencia del esfuerzo máximo de von Mises se obtuvo con 65094 elementos. Para los ejes de acero la tensión máxima se presentó en el eje superior delantero con un valor de 131,20 MPa (Figura 8), mediante la relación de carga ( $R$ ) para esta condición (0,0376) se calculó la tensión mínima en ese punto proveniente de la carga  $F_{cmin}$ , la cual dio 4,93 MPa, al restar ambos esfuerzos y dividirlos entre dos se obtiene un esfuerzo alternante de 63,13 MPa.

Este último valor al ser ubicado en la curva  $S-N$  del acero no presenta intersección con la misma, ya que es menor a  $S_e$  (198,67 MPa) por tanto los ejes experimentan vida infinita, en la Figura 9 se observa la respectiva curva con el punto de tensión alterna y los 3 millones de ciclos del ensayo. Si se divide el  $S_e$  entre el esfuerzo alternante se obtiene el factor de carga mínimo de 3,454 sobre el mismo eje (Figura 8).

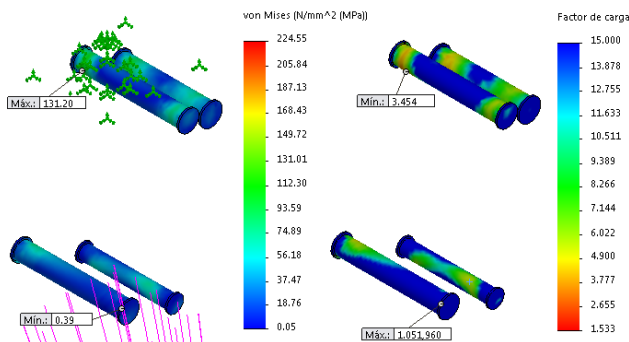


Fig. 8. Resultados de tensión de von Mises para  $F_{cmax}$  y del Factor de Carga en el estudio de fatiga para el acero en la condición I.

El resultado de vida en los ejes obtenido por *SolidWorks* fue de 500 millones de ciclos en cualquier punto de su superficie, la interpretación de este resultado indica que los componentes de acero tienen vida infinita. En función de este análisis, se tiene que el porcentaje de daño da 0% al hacer la división entre el número de ciclos del

ensayo y el resultado de vida (infinita). Según el programa, el porcentaje de daño fue de 0,6 %, asociado a los 500 millones de ciclos de vida, estos resultados se deben a que el programa toma como resultado el último punto de la curva  $S-N$  respectiva.

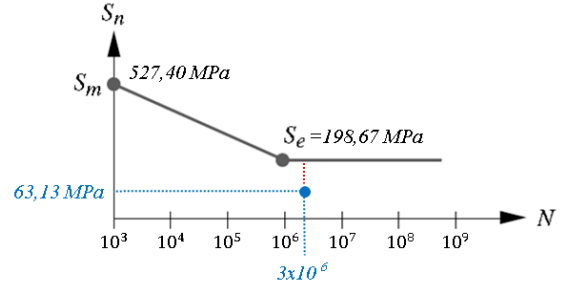


Fig. 9. Curva  $S-N$  del acero con resultados para la condición I.

En cuanto a los eslabones de aluminio, el esfuerzo máximo de von Mises se presentó en la parte superior del eslabón delantero 1 (Figura 10) con un valor de 224,55 MPa, obteniéndose una tensión alterna de 108,05 MPa; para este material el punto para 3 millones de ciclos se encuentra por debajo de la curva  $S-N$ , lo cual se observa en la Figura 11, presentándose un punto de intersección vertical para un esfuerzo de 175,43 MPa, al dividir este valor entre la tensión alterna aplicada (108,05 MPa) se obtiene un factor de carga mínimo de 1,533, resultado obtenido por el programa (Figura 10).

Al intersectar de forma horizontal el valor de tensión alterna con la curva  $S-N$  de la Figura 11 se obtiene una vida de 73.262.632 ciclos, un valor que está muy por encima del número de ciclos del ensayo (3 millones). Al realizar la división entre los 3 millones de ciclos del ensayo y la vida, se tiene un porcentaje de daño de 4,095 %, esto quiere decir que para los esfuerzos aplicados se ha consumido el 4,095 % de la vida útil de la prótesis a los 3 millones de ciclos (resultados obtenidos a través del programa).

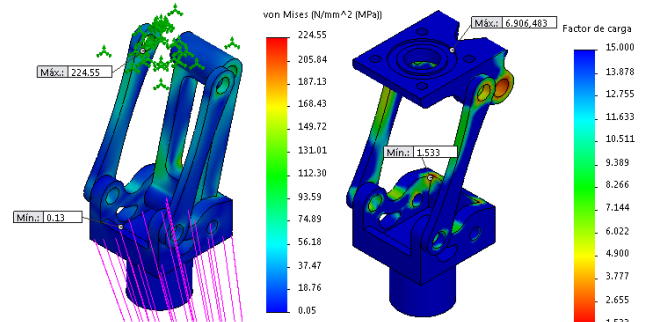


Fig. 10. Resultados de tensión de von Mises para  $F_{cmax}$  y del Factor de Carga en el estudio de fatiga para el aluminio en la condición I.

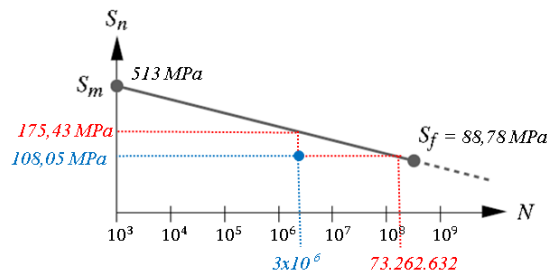


Fig. 11. Curva S-N del aluminio con resultados para la condición I.

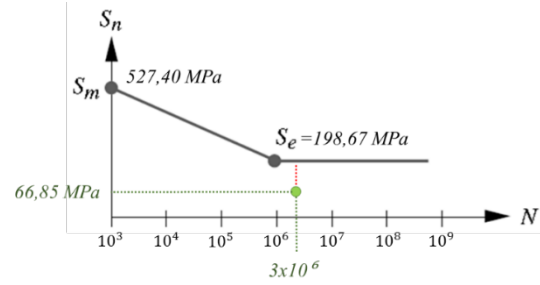


Fig. 13. Curva S-N del acero con resultados de la condición II.

### 5.2 Condición II

Los resultados de tensión de von Mises convergieron con 75735 elementos. En relación a los ejes de acero, el eje superior delantero presentó mayor tensión de von Mises con 139,52 MPa (Figura 12), dando un esfuerzo alternante de 66,85 MPa; al ser comparado este valor con el  $S_e$  de la curva del acero (198,67 MPa) se puede observar que los ejes presentan vida infinita, la Figura 13 muestra la curva S-N para este material y el punto de tensión alterna con los respectivos 3 millones de ciclos del ensayo; al dividir el  $S_e$  entre el esfuerzo alternante se tiene el factor de carga mínimo de 2,972 sobre el mismo eje (mostrado en la Figura 12), esto indica que para que ocurra una falla se debe multiplicar la carga aplicada en el ensayo estático por ese valor, además demuestra la seguridad de estos componentes en el ensayo.

En relación a los eslabones de aluminio, la tensión máxima de von Mises de 205,79 MPa se presentó en el eslabón superior, en la zona de contacto con el eje superior trasero (Figura 14), por lo cual el esfuerzo alternante dio 98,61 MPa; en este caso el punto para 3 millones de ciclos se encuentra por debajo de la curva S-N del material, tal como lo refleja la Figura 15, y presenta un punto de intersección vertical para un esfuerzo de 175,43 MPa; al dividir este valor entre el esfuerzo alternante se obtiene un factor de carga mínimo de 1,779 (mostrado en la Figura 14) ubicado en la misma zona, esto demuestra la seguridad de la prótesis al tener un factor mayor a uno, además que se necesita multiplicar por ese valor la carga aplicada en el estudio estático para tener falla por fatiga.

A su vez, al intersectar horizontalmente la curva S-N de la Figura 15 para el valor de esfuerzo alternante de 98,61 MPa se tiene una vida de 226.973.424 ciclos, una cantidad que supera el número de ciclos del ensayo y refleja la larga durabilidad de la prótesis. Al dividir la vida entre los 3 millones de ciclos del ensayo se tiene un porcentaje de daño de 1,322 %, por lo cual para los esfuerzos aplicados se ha consumido el 1,322 % de la vida útil de la prótesis a los 3 millones de ciclos.

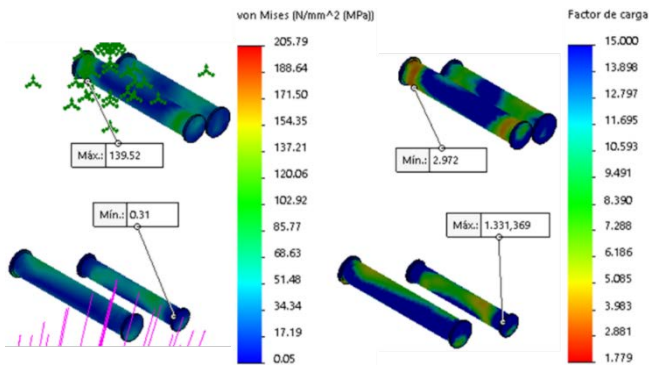


Fig. 12. Resultados de tensión de von Mises para Fcmáx y del Factor de Carga en el estudio de fatiga para el acero en la condición II.

Por otra parte, la vida en los ejes dio 500 millones de ciclos en cualquier punto de su superficie; al igual que en la condición I, se tiene que la vida es infinita y el porcentaje de daño es 0%.

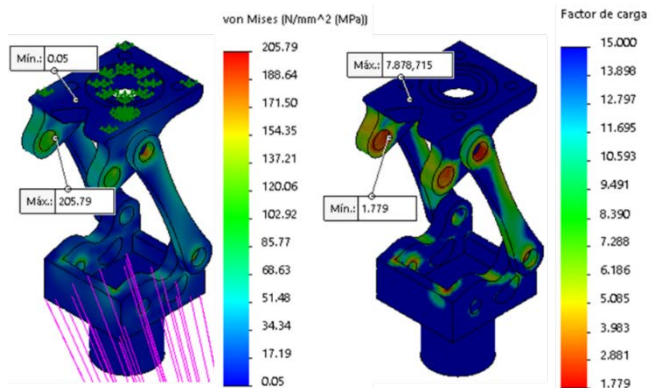


Fig. 14. Resultados de tensión de Von Mises para Fcmáx y del Factor de Carga en el estudio de fatiga para el aluminio en la condición II.



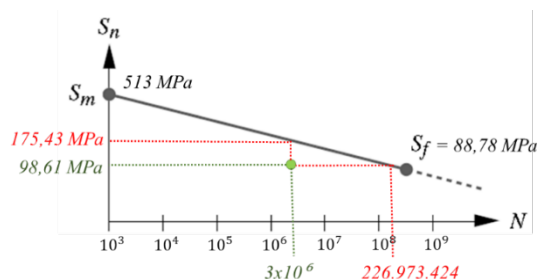


Fig. 15. Curva S-N del aluminio con resultados de la condición II

Con estos resultados se puede observar que la prótesis cumple con las condiciones señaladas en la norma ISO 10328 para aprobar con éxito el ensayo cíclico principal, debido a que la vida supera los 3 millones de ciclos.

### 5.3 Ciclos de revisión y mantenimiento de la prótesis

Según Alós Villacrosa (2008) una persona que presente amputación transfemoral requiere alrededor de 1450 pasos al día para ser independiente (sin apoyo de otra persona) y con un nivel de movilidad normal, es decir, hacer actividades de la vida cotidiana como desplazarse en su vivienda para hacer comida, lavar, ir al baño, entre otras. Si se considera un ciclo de carga del estudio de fatiga como un paso de la marcha, se puede hacer la conversión y obtener la duración de la prótesis para 3 millones de ciclos, lo que da un valor de 5 años y 8 meses aproximadamente. Por lo tanto, se puede establecer un mantenimiento mayor cada 5 años, con revisiones periódicas cada 6 meses para verificar holguras entre bujes y ejes, producidos por el desgaste natural de los bujes.

## 6 Conclusiones

El estudio computacional de fatiga representa una excelente alternativa para conocer el comportamiento de un dispositivo después de determinados ciclos de carga, pero es fundamental la rigurosidad al establecer las condiciones de borde (restricciones y cargas) para permitir resultados confiables, en el caso de la prótesis, fue prioritario identificar las condiciones de trabajo tanto para conocer las condiciones de borde y como los factores de Marín que corrigen las curvas  $S - N$  de los materiales.

Los resultados del estudio de fatiga demuestran que la prótesis no presenta fallas por esta causa a largo plazo (para 3 millones de ciclos). Para las dos condiciones del ensayo cíclico principal de la norma ISO 10328, el esfuerzo alternante máximo en los ejes de acero fue mucho menor que el límite de resistencia a la fatiga, por lo cual se obtuvo un factor de carga de 3,45 y 2,97 para cada condición, siendo la vida de los componentes infinita (porcentaje de daño cero).

En los eslabones de aluminio, en la condición I, la tensión alterna máxima se presentó en el eslabón delantero 1 y el mínimo factor de carga, 1,533, sobre el eslabón

inferior, este eslabón también presentó la vida mínima de 73.262.632 ciclos y un porcentaje de vida consumida (daño) máxima de 4,095 %. Los eslabones en la condición II exhibieron un esfuerzo alternante máximo sobre el eslabón superior y un factor de carga mínimo de 1,779 en ese mismo punto, presentando una vida de 226.973.424 ciclos para un porcentaje de daño de 1,322 % de la vida útil de la prótesis.

La duración de la prótesis es de 5 años y 8 meses aproximadamente; se establece un mantenimiento mayor cada 5 años, con revisiones periódicas cada 6 meses para verificar holguras entre bujes y ejes.

## Referencias

- Amador BT, 2014, Desarrollo de prótesis de rodilla basado en plataforma de cómputo de dimensionamiento de mecanismos de cuatro barras, Tesis de Doctorado en Ingeniería (no publicada), Universidad Simón Bolívar, Caracas, Venezuela.
- Amador BT, Müller-Karger CM, Torrealba RR, 2015, Análisis preliminar de desempeño de prótesis policéntrica de rodilla, Memorias de V Congreso Venezolano de Bioingeniería (BIOVEN 2015), Facultad de Ingeniería de la ULA, Mérida, Venezuela.
- Amador BT, Müller-Karger CM, Torrealba RR, 2014, Rectificación estructural en el diseño de prótesis policéntrica de rodilla utilizando elementos finitos, Memorias de XII Congreso Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería y Ciencias Aplicadas: Modelos Matemáticos y Computacionales, Isla de Margarita, Venezuela.
- Figuroa R, 2009, Diseño y análisis mecánico de un pie protésico, Trabajo de Grado de Maestría en Ingeniería Mecánica (no publicado). Universidad Simón Bolívar, Caracas, Venezuela.
- García Lazo P, 2009, Análisis de fatiga en piezas mecánicas usando el método de los elementos finitos, Proyecto de Grado de Ingeniería, Universidad de Piura, Perú.
- SolidWorks, 2016. [Página web en línea]. Disponible: <http://help.solidworks.com/HelpProducts.aspx> [Consulta: 2016, junio 28].
- ISO 10328, 2006, Prosthetics – Structural testing of lower-limb prostheses – Requirements and test methods. First edition.
- Martínez Á, García J, Rodríguez L y Rodríguez R, 2014, Comportamiento a fatiga del vástago de una prótesis para cadera al caminar. Ingeniería Mecánica, Vol. 17. No. 1, p. 1 – 11.
- Norton R, 2011, Diseño de Máquinas. Un enfoque integrado, Cuarta Edición, México: Pearson Educación.
- Vigil F, Guerrero M, Jorge J, Rivera S, Iglesias A, 2011, Diseño y validación a fatiga de un vástago de revisión de prótesis de cadera empleando el método de los elementos finitos. Anales de Mecánica de la Fractura, Vol. 2. No. 28.

**Recibido:** 17 de febrero de 2018

**Aceptado:** 12 de noviembre de 2018

**Rosas, María Andrea:** Ingeniero Mecánico, Universidad Nacional Experimental del Táchira (2016). Correo electrónico: maria.rosas@unet.edu.ve

**Sánchez, Edgar:** Ingeniero Mecánico, Universidad Nacional Experimental del Táchira (2016). Correo electrónico: edgarv.sachezo@unet.edu.ve

**Amador, Belkys:** Ingeniero Mecánico, Universidad Nacional Experimental del Táchira (1996), Magister en Gerencia de Proyectos Industriales, Universidad Rafael Belloso Chacín (2003), Ph.D. en Ingeniería, Universidad Simón Bolívar (2014), Profesor Asociado a Dedicación Exclusiva UNET.

**Müller-Karger, Carmen:** Ingeniero Mecánico, Universidad Simón Bolívar (1991), Master en Ingeniería Mecánica, Universidad de Virginia EE.UU (1992), Ph.D. en Ciencias de la Ingeniería, Universidad Central de Venezuela (2001), Profesor Titular USB. Correo electrónico: cmuller@usb.ve