



Universidad de San Carlos de Guatemala
Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Mecánica

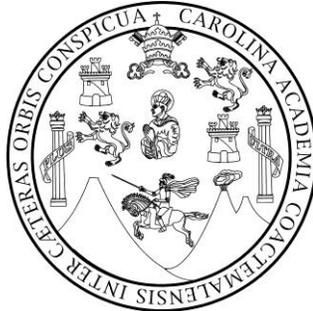
**VARIACIÓN DE LA PRECARGA CONTROLADA POR TORQUE EN PERNOS DE FIJACIÓN
DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS BAJO DIFERENTES CONDICIONES DE FRICCIÓN.**

José Enrique Jo Woc

Asesorado por el Ing. Byron Giovanni Palacios Colindres

Guatemala, marzo del 2012

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**VARIACIÓN DE LA PRECARGA CONTROLADA POR TORQUE EN PERNOS DE FIJACIÓN
DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS BAJO DIFERENTES CONDICIONES DE FRICCIÓN**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA
POR

JOSÉ ENRIQUE JO WOC

ASESORADO POR EL ING. BYRON GIOVANNI PALACIOS COLINDRES

AL CONFERIRSELE EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

GUATEMALA, MARZO DEL 2012

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA



NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
VOCAL I	Ing. Alfredo Enrique Beber Aceituno
VOCAL II	Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco
VOCAL III	Ing. Miguel Ángel Dávila Calderón
VOCAL IV	Br. Juan Carlos Molina Jiménez
VOCAL V	Br. Mario Maldonado Muralles
SECRETARIO	Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXÁMEN GENERAL PRIVADO

DECANO	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
EXAMINADOR	Ing. Gilberto Enrique Morales Baiza
EXAMINADOR	Ing. Hugo Leonel Ramírez Ortiz
EXAMINADOR	Ing. Carlos Humberto Figueroa Vásquez
SECRETARIO	Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

En cumplimiento con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

VARIACIÓN DE LA PRECARGA CONTROLADA POR TORQUE EN PERNOS DE FIJACIÓN DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS BAJO DIFERENTES CONDICIONES DE FRICCIÓN

Tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica, con fecha 4 de agosto del 2011.

José Enrique Jo Woc

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

En cumplimiento con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

VARIACIÓN DE LA PRECARGA CONTROLADA POR TORQUE EN PERNOS DE FIJACIÓN DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS BAJO DIFERENTES CONDICIONES DE FRICCIÓN

Tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica, con fecha 4 de agosto del 2011.


José Enrique Jo Woc

Guatemala, 27 de Enero del 2012

Ingeniero

Julio César Campos Paiz

Director de Escuela de Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería

Universidad de San Carlos de Guatemala

Señor Director:

Por este medio me dirijo a usted, para informarle que he llevado a cabo la asesoría del trabajo de graduación **VARIACIÓN DE LA PRECARGA CONTROLADA POR TORQUE EN PERNOS DE FIJACIÓN DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS BAJO DIFERENTES CONDICIONES DE FRICCIÓN**, presentado por el estudiante José Enrique Jo Woc con carné 2006-10964, de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería, Universidad de San Carlos de Guatemala.

El trabajo se ha desarrollado de acuerdo con el programa y objetivos iniciales, y considero que llena los requisitos académicos para ser aprobado como trabajo de graduación.

Agradeciendo su atención, me suscribo a usted.

Atentamente,

(f) 
Ing. Byron Giovanni Palacios Colindres
Ingeniero Mecánico Colegiado 5641
ASESOR

**UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS
DE GUATEMALA**



**FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA**

El Coordinador del Área de Diseño de la Escuela de Ingeniería Mecánica, luego de conocer el dictamen del Asesor y habiendo revisado en su totalidad el trabajo de graduación titulado **VARIACIÓN DE LA PRECARGA CONTROLADA POR TORQUE EN PERNOS DE FIJACIÓN DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS BAJO DIFERENTES CONDICIONES DE FRICCIÓN**, del estudiante **José Enrique Jo Woc**, recomienda su aprobación.

ID Y ENSEÑAD A TODOS


Ing. Alvaro Antonio Avila Pinzón
Coordinador de Área

Guatemala, enero de 2012.

/behdei

**UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS
DE GUATEMALA**



**FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA**

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, después de conocer el dictamen del asesor, con la aprobación del Coordinador del Área de Diseño, al Trabajo de Graduación titulado **VARIACIÓN DE LA PRECARGA CONTROLADA POR TORQUE, EN PERNOS DE FIJACIÓN DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS BAJO DIFERENTES CONDICIONES DE FRICCIÓN** del estudiante **José Enrique Jo Woc**, procede a la autorización del mismo.

ID Y ENSEÑAD A TODOS

Ing. Julio César Campos Paiz
DIRECTOR



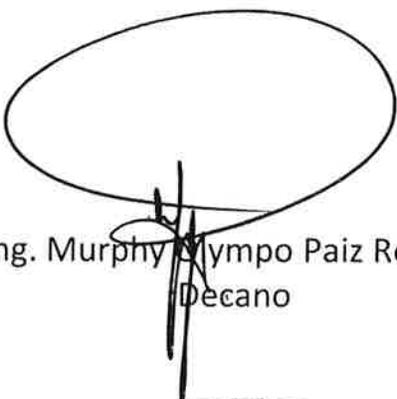
Guatemala, marzo de 2012

JCCP/behde



El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, al trabajo de graduación titulado: **VARIACIÓN DE LA PRECARGA CONTROLADA POR TORQUE EN PERNOS DE FIJACIÓN DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS BAJO DIFERENTES CONDICIONES DE FRICCIÓN**, presentado por el estudiante universitario **José Enrique Jo Woc**, autoriza la impresión del mismo.

IMPRÍMASE:


Ing. Murphy Olimpo Paiz Recinos
Decano

Guatemala, 1 de marzo de 2012.

/gdech



ACTO QUE DEDICO A:

Los seres en un nivel espiritual superior	Quienes han dejado su ejemplo y enseñanzas a través del tiempo.
Mis padres	Carmen Woc y José María Jo, quienes me dieron el regalo de la vida y formaron mis cimientos.
Mis hermanos	Eva y Stephen, quienes siempre serán mis ejemplos a seguir y me han brindado tantos consejos, así como su cariño.
Mis sobrinos	Jose Guillermo Jo, Alexa Mata y Esteban Jo, quienes llenan de felicidad a mi familia.
Mis amigos	Con quienes he mantenido por tanto tiempo esa confraternidad incondicional.
Inett Victoria Batres	Quien marcó una etapa nueva en mi vida, con experiencias inolvidables llenas de amor, cariño y felicidad.
Mis maestros y hermanos de entrenamiento	Que a través de las enseñanzas e incontables horas de intercambio de energía, han influenciado tanto mi vida.

AGRADECIMIENTOS A:

**La Universidad de San Carlos
de Guatemala**

Por la formación académica,
especialmente dentro de la Facultad de
Ingeniería.

**Los catedráticos con
verdadera vocación**

Por sus conocimientos transmitidos y
mantener con sinceridad el espíritu de la
enseñanza.

Mi asesor, Ing. Byron Palacios

Por su asesoría profesional al realizar
este trabajo.

**Fosforera Centroamericana
S.A. e Ing. Mario Cuc**

Por permitirme llevar a cabo los ensayos
dentro de las instalaciones de la
empresa.

**Mis padres, Carmen Woc
y José María Jo**

Por todo su apoyo incondicional y sus
sacrificios.

Las familias Jo y Woc

Por los momentos compartidos y su
ayuda.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	V
LISTA DE SÍMBOLOS.....	VII
GLOSARIO.....	IX
RESUMEN.....	XIII
OBJETIVOS.....	XV
INTRODUCCIÓN.....	XVII
1. ANTECEDENTES GENERALES.....	1
2. CONCEPTOS BÁSICOS.....	5
2.1. Tipos de uniones empernadas.....	5
2.1.1. Uniones sometidas a tracción.....	5
2.1.2. Uniones sometidas a corte.....	7
2.2. Magnitudes principales que intervienen en uniones empernadas.....	8
2.2.1. Fuerza de apriete.....	8
2.2.2. Precarga del perno.....	9
2.2.3. Precarga inicial y residual.....	9
2.3. Comportamiento durante el ensamble y el servicio.....	10
2.3.1. Relación precarga – fuerza de apriete.....	10
2.3.2. Relajación.....	11
2.4. Geometría básica de los pernos y tuercas hexagonales.....	12
2.4.1. Dimensiones en pulgadas.....	13
2.4.2. Dimensiones métricas.....	14
2.5. Resistencia del perno.....	14

2.5.1.	Resistencia de prueba.....	14
2.5.2.	Resistencia a la fluencia.....	15
2.5.3.	Resistencia de tensión.....	15
2.5.4.	Resistencia a la fatiga.....	15
2.5.5.	Área de esfuerzo a tensión.....	16
3.	ASPECTOS DE DISEÑO.....	17
3.1.	Rigidez del sistema.....	17
3.1.1.	Rigidez del perno.....	19
3.1.2.	Rigidez de los elementos de unión.....	21
3.1.3.	Consideraciones sobre la rigidez.....	21
3.2.	Comportamiento del perno.....	23
3.2.1.	Distribución del esfuerzo.....	23
3.2.2.	Longitud efectiva.....	24
3.2.3.	Alargamiento del perno.....	26
3.3.	Especificaciones de resistencia del perno.....	27
3.3.1.	Especificaciones SAE.....	28
3.3.2.	Especificaciones ASTM.....	29
3.3.3.	Especificaciones métricas.....	31
3.4.	Torque como método de control de precarga.....	32
3.4.1.	Variables que afectan la relación torque – precarga.....	34
3.4.2.	La ecuación corta.....	36
3.4.3.	El factor de tuerca y las variables que lo afectan.....	38
3.4.4.	Variables que afectan la fricción de la unión.....	40
3.4.5.	Efecto de los lubricantes.....	41
3.4.6.	Otras ecuaciones.....	43
3.4.6.1.	Ecuación de Motosh.....	43
3.4.6.2.	Ecuación según DIN 946/VDI 2230.....	44
3.4.6.3.	Ecuación según ISO 16047.....	45

3.4.7.	Herramientas para el control del torque.....	45
3.5.	Secuencia y forma de apriete.....	48
3.6.	Reutilización de pernos.....	50
3.7.	Relajación.....	51
3.7.1.	Relajación inicial.....	51
3.7.2.	Relajación torsional.....	52
3.7.3.	Relajación por vibración.....	53
3.8.	Efecto de la temperatura.....	53
3.8.1.	Efecto en la resistencia del perno.....	53
3.8.2.	Fatiga y pérdida de precarga.....	54
3.8.3.	Soldadura en frío.....	55
3.9.	Determinación del valor de precarga.....	56
3.9.1.	Factores a considerar.....	56
3.9.2.	Valor máximo de precarga.....	59
3.9.3.	Estimación del torque necesario.....	61
4.	ASPECTOS GENERALES DE LA INCORRECTA PRECARGA.....	63
5.	FATIGA EN PERNOS DE FIJACIÓN.....	67
5.1.	El proceso de fatiga.....	67
5.2.	Relación precarga – resistencia a la fatiga.....	69
5.3.	Otras formas de minimizar la fatiga.....	70
6.	CORROSIÓN.....	73
6.1.	El mecanismo de corrosión.....	73
6.2.	Corrosión por rajadura.....	74
7.	AFLOJAMIENTO.....	77
7.1.	Causas del aflojamiento.....	77
7.2.	Métodos para evitar el aflojamiento.....	78

7.2.1.	Precarga adecuada.....	78
7.2.2.	Tuercas y pernos que retienen el torque.....	78
7.2.3.	Soldadura.....	81
7.2.4.	Pines, chavetas y alambres de amarre.....	81
7.2.5.	Dobles tuercas.....	83
7.2.6.	Adhesivos anaeróbicos.....	83
7.2.7.	Roldanas especiales.....	84
8.	ASPECTOS GENERALES DEL MANTENIMIENTO DE UNIONES EMPERNADAS.....	87
8.1.	Inspección.....	87
9.	RESULTADOS EXPERIMENTALES.....	91
9.1.	Descripción.....	91
9.2.	Valores obtenidos.....	95
9.3.	Conclusiones de los resultados.....	97
	CONCLUSIONES.....	99
	RECOMENDACIONES.....	101
	BIBLIOGRAFÍA.....	103
	ANEXOS.....	107

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

1. Uniones a tracción con carga concéntrica.....	6
2. Uniones a tracción con carga excéntrica.....	6
3. Uniones a corte simétricas.....	7
4. Unión a corte asimétrica.....	8
5. Perno de cabeza hexagonal.....	13
6. Representación de un perno como resortes en serie.....	19
7. Un perno con forma compleja.....	20
8. Distribución del esfuerzo en los elementos de unión.....	22
9. Gráfica simplificada de los niveles de esfuerzo en un perno.....	24
10. Gráfica simplificada de la distribución de esfuerzo para el cálculo de la longitud efectiva.....	25
11. Guía para la secuencia de apriete.....	49
12. Diagrama carga en el perno contra carga externa.....	69
13. Tuerca retenedora del torque con rosca distorsionada.....	79
14. Tuerca con inserto de nylon.....	80
15. Tuerca con superficie dentada.....	80
16. Perno con tuerca almenada.....	82
17. Pernos sujetos con alambre de amarre.....	82
18. Roldana cónica de Belleville.....	85
19. Dispositivo de pruebas.....	93

TABLAS

I.	Especificaciones SAE para pernos.....	28
II.	Especificaciones ASTM para pernos.....	30
III.	Especificaciones métricas para pernos.....	32
IV.	Métodos de control de precarga y su precisión.....	33
V.	Factores K para uso en la ecuación corta.....	38
VI.	Precargas comunes como porcentajes de la resistencia de prueba.....	60
VII.	Valores experimentales obtenidos.....	95

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Significado
A	Área
F o P	Carga o fuerza. En la geometría de un perno F se refiere al ancho entre los lados de la cabeza hexagonal.
μ	Coefficiente de fricción
δ	Deformación normal
D o D	Diámetro
Δ	Diferencia
K	Factor de tuerca o factor de fricción
$^{\circ}\text{C}$	Grados centígrados
ksi	Kilo libras por pulgada cuadrada
lb	Libras
psi	Libras por pulgada cuadrada
L , L o l	Longitud
m	Metro
E	Módulo de elasticidad o Módulo de Young
N	Newton
Pa	Pascales
p	Paso de una rosca
“	Pulgada
R	Radio
k	Rigidez o constante de resorte
T	Torque o momento de fuerza

GLOSARIO

Adhesivo anaeróbico	Sustancia utilizada para mantener unidas dos superficies y es activada en ausencia de oxígeno.
Aflojamiento	Pérdida de tensión en un sujetador roscado.
Cabeza	Extremo contrario a la parte roscada de un perno o tornillo, con forma geométrica que sirve para sujetarlo o apretarlo.
Carga	Fuerza sobre un elemento estructural o sus componentes que produce esfuerzos y deformaciones.
Carga dinámica	Fuerza sobre un elemento estructural o sus componentes que puede variar su magnitud y/o posición a través del tiempo.
Carga estática	Fuerza sobre un elemento estructural o sus componentes que no varía su magnitud y posición a través del tiempo.
Carga hidrostática	Carga producida por la presión en un recipiente que contiene un fluido en reposo.
Diámetro nominal	En un sujetador roscado es el diámetro con el cual éste se identifica.

Empaque	Elemento que tiene el objetivo de evitar las fugas entre uniones que contienen un fluido.
Entalle	Sección de un elemento que tiene el objetivo de crear un cambio de forma gradual.
Esfuerzo cortante	Esfuerzo interno resultante de las tensiones paralelas a la sección transversal de un prisma mecánico.
Falla	Condición no deseada de un elemento, que produce un inaceptable desempeño de una función para el cuál fue diseñado.
Fatiga	Pérdida de resistencia de un material como consecuencia de la aplicación de esfuerzos repetidos.
Hilo	Filete de una rosca.
Inserto roscado	Elemento roscado internamente, que se introduce en un agujero cuando la pieza con el agujero es de un material no adecuado para ser roscado.
Lubricante	Sustancia que tiene como objetivo evitar el contacto directo entre dos piezas y/o reducir la fricción que se produce en el movimiento relativo de éstas.
Módulo de elasticidad	Parámetro que caracteriza el comportamiento de un material elástico, según la dirección que se le aplica la fuerza.

Paso	Distancia entre dos hilos o filetes sucesivos en una rosca.
Perno	Sujetador roscado externamente en uno de sus extremos, diseñado para ser utilizado en conjunto con una tuerca y así lograr la sujeción.
Precarga	Carga de tracción aplicada a un sujetador roscado durante el ensamble, previo a que este entre en servicio y soporte alguna carga externa.
Raíz	Superficie que une las aristas de dos filetes adyacentes en una rosca. También se le conoce como fondo.
Rigidez	Capacidad de un objeto de soportar esfuerzos sin sufrir deformación.
Roldana	Lámina delgada con forma circular y con un agujero en el centro, diseñada para distribuir la carga de un sujetador roscado.
Rosca	Superficie cuyo eje está contenido en el plano y describe una trayectoria helicoidal.
Tensión	Fuerza interna aplicada, que actúa por unidad de área sobre la que se aplica. Se expresa en unidades de presión.

Tornillo	Sujetador roscado externamente en uno de sus extremos, diseñado para ser introducido en un agujero con rosca interna y así lograr la sujeción.
Torque	Magnitud vectorial que se produce al aplicar una fuerza en un punto con respecto a un centro. También se le conoce como momento de fuerza o par.
Tracción	Esfuerzo al que está sometido un cuerpo por la aplicación de dos fuerzas en sentido opuesto y que tienden a estirarlo.

RESUMEN

Los tres métodos principales para la fijación de elementos mecánicos y estructurales son: soldadura, roblones y sujetadores roscados. La fijación a través de sujetadores roscados tiene la característica principal de influenciar el comportamiento de la unión en respuesta a las condiciones del entorno y a las cargas externas que se le imponen.

Esta característica se debe a que el sujetador ejerce una fuerza de apriete y la integridad de la unión depende de esta fuerza. Para lograr la fuerza de apriete, durante el ensamble de la unión el sujetador es apretado para producir la precarga. El método más común para controlar la precarga es a través del control del torque. La relación entre la precarga y el torque, está afectada por numerosos factores; y a pesar de ser el método más utilizado, existe un desconocimiento general sobre los factores que afectan la relación.

Entre los factores principales que afectan la relación torque - precarga, se encuentra la fricción. La fricción consume la mayor cantidad de torque, ya que para lograr la precarga, la herramienta de torque debe girar la tuerca o el perno. Por lo tanto, las superficies dentro de un sistema empernado que sufren un movimiento relativo durante el ensamble, tendrán incidencia en la variación de precarga.

La variación de la precarga es más importante en las uniones sometidas a tracción que en las uniones sometidas a corte. Ya que en las uniones a tracción, la precarga juega un papel importante en la fatiga y el aflojamiento de los sujetadores, también la precarga excesiva es una de las principales causas de

las rajaduras en los pernos, consecuentemente, el perno se vuelve más susceptible a la corrosión.

Este trabajo también presenta las consideraciones necesarias para el diseño y el ensamble de uniones con sujetadores roscados. La naturaleza elástica de los materiales comúnmente utilizados, juega un papel importante en la secuencia de apriete de un grupo de pernos, principalmente cuando se utilizan empaques. Asimismo, la relajación de los pernos y su reacción a la temperatura está relacionada con la elasticidad.

En la parte experimental de este trabajo, se investigó la incidencia del uso de lubricantes para variar las condiciones de fricción de una unión empernada, también se examinó el apriete a través de la tuerca y a través de la cabeza del perno. Uno de los factores que no se consideraron al planificar los ensayos, fue el uso de roldanas. Aunque se logró determinar que estos si tienen una incidencia en la variación de las condiciones de fricción; los resultados se presentan al final del trabajo.

OBJETIVOS

General

Determinar la variación del torque aplicado a los pernos de fijación de elementos de máquinas cuando varían las condiciones de fricción.

Específicos

1. Conocer si es significativa la variación en la precarga y el torque al variar las condiciones de fricción bajo diferentes condiciones de lubricación.
2. Reconocer las diferentes fallas debidas a una precarga inadecuada.
3. Establecer las condiciones que modifican la fricción de una unión empernada y que afectan significativamente la precarga.
4. Estudiar los diseños más apropiados para una unión empernada con control de precarga por torque, tomando como principal consideración el momento de ensamble.

INTRODUCCIÓN

La unión por medio de sujetadores roscados en partes de máquinas, elementos estructurales y sistemas de conducción de fluidos, ha demostrado ser una forma eficaz de soportar las cargas a las que están sometidos, ya sean estáticas o dinámicas.

En el momento del montaje de las piezas a sujetar, la precarga de los sujetadores constituye uno de los factores más importantes a considerar, ya que un control defectuoso puede convertirse en una falla. Por ejemplo, una precarga excesiva en los pernos de un elemento estructural, puede causar un sobreesfuerzo en el material que lo lleve a límites peligrosos; asimismo, el desbalance de precarga entre un grupo de pernos, que sujetan dos bridas de una tubería de vapor, puede producir un mal asentamiento del empaque, lo que hace la unión más propensa a fugas.

En la práctica, es común el uso del control del torque como método de control de precarga, ya que es el método más económico y sencillo. No obstante también es el método menos preciso y exacto, ya que la relación entre el torque y la precarga está afectada por numerosas variables, de las cuáles algunas son difícilmente controlables durante el ensamble. Como consecuencia, la experiencia ha demostrado que en muchas situaciones a pesar de haber aplicado un mismo torque a un grupo de pernos, se producen fallas en la unión; esto significa que la precarga no fue aplicada de manera correcta.

Este trabajo se concentra en examinar las variables principales que se deben considerar al diseñar una unión con sujetadores roscados, revisando desde los cálculos necesarios en la etapa de diseño hasta las previsiones para el ensamble. También se presentan los principales mecanismos de falla y los métodos principales para evitarlos. Finalmente, la investigación se complementa con la presentación de los resultados experimentales, ensayos que se realizaron con el objetivo principal de estudiar la relación entre las condiciones de fricción y la variación de precarga en una unión empernada, utilizando el torque como método de control.

1. ANTECEDENTES GENERALES

En los sistemas de uniones no permanentes de elementos mecánicos fijados por pernos, es común la inducción de una fuerza inicial en el perno o tornillo durante su montaje antes de aplicar la carga de trabajo, según Spotts. El uso de esta fuerza inicial se conoce como precarga. Esta fuerza se obtiene mediante el giro de la tuerca o de la cabeza, que alarga el perno hasta llegar muy cerca del límite elástico. Shigley y Mischke resaltan que si la tuerca o el tornillo no se aflojan, esta tensión en el perno permanece como la precarga.

Esta fuerza inicial es muy ventajosa en los sistemas de uniones atornilladas, un perno pre cargado de forma adecuada es capaz de soportar cargas estáticas y cíclicas; un perno sin precarga fallaría inmediatamente bajo las mismas cargas. Sin embargo, aunque la precarga para un sistema dado esté correctamente calculada y los elementos que lo conforman sean de alta calidad, el proceso de ensamble de las uniones definirá si el sistema cumplirá con sus expectativas.

Bickford señala que una incorrecta precarga tiene numerosas consecuencias: falla del perno o de los elementos de unión por carga estática, aflojamiento de la tuerca por vibración, falla del perno por fatiga, corrosión por rajaduras debido a esfuerzos excesivos en el perno, separación de la unión y el deslizamiento. Es evidente que se vuelve una necesidad el diseño y aplicación de un método de control de precarga durante el ensamble de elementos estructurales y/o mecánicos.

Uno de los métodos más populares para el control de precarga es el control del torque o par de apriete del perno, para este método es necesario usar alguna herramienta que pueda controlar el torque aplicado, la más utilizada es la llave dinamométrica o torquímetro, aunque, es importante mencionar que el control de precarga mediante el torquímetro puede proporcionar una incertidumbre en la medida de hasta un 35%, según el manual para el criterio de pernos pre cargados de la Administración Nacional de Aeronáutica y el Espacio, también conocida como NASA por sus siglas en inglés.

Numerosos autores e investigadores como Zou, *et al* señalan que al aplicar el par de apriete, la mayor parte es usada para vencer la fricción en la rosca y en las superficies del perno en contacto con los elementos a sujetar. Se estima que un 90% del torque se usa para vencer la fricción, solamente un 10% se convierte en precarga. Subestimar el efecto de la fricción puede conducir a una precarga inadecuada.

Existen varias ecuaciones que relacionan el torque con la precarga, una de ellas y la más usada en América es: $T=KdF$; donde “T” es el torque, “d” el diámetro nominal del perno, “F” la fuerza de precarga, y “K” un factor que se determina experimentalmente, algunos autores como Hemmatti, *et al* lo llaman factor de tuerca, Shigley y otros: coeficiente de par de apriete; este factor representa y condensa todas las variables que afectan la relación Torque-precarga en una sola ecuación, en cambio en otras ecuaciones, las variables se deben introducir en forma separada, es por esto que a esta ecuación se le llama ecuación corta.

Shigley y Mischke, mediante métodos matemáticos, logran combinar la geometría del perno y el coeficiente de fricción de las partes en una sola expresión para calcular el factor de tuerca “K”, pero como menciona Bickford, lo

valioso de la ecuación corta reside en la posibilidad de determinar el factor de tuerca de manera experimental y de esta manera diseñar uniones que sean más representativas de la realidad. En este aspecto, Archer resalta la importancia de determinar el factor de tuerca a través de suficientes ensayos que imiten las condiciones reales durante el ensamble.

Entre las variables que afectan la relación torque-precarga, la mayoría de investigaciones se han concentrado en el estudio de la fricción de las uniones empernadas. Bickford recalca que se han detectado entre 30 a 40 variables que modifican la fricción de una unión, siendo algunas de ellas: el acabado superficial del perno, el tipo de material, el uso de roldanas, la tolerancia en el diámetro del agujero, el acabado superficial de la unión y las condiciones de lubricación.

Blake y Kurtz, realizaron investigaciones en pernos lubricados y no lubricados, y llegaron a la conclusión que un factor $K = 0,208$ es satisfactorio para ambas condiciones, en consecuencia muchos diseñadores utilizan un mismo factor "K" en pernos con geometría similar pero con diferentes diámetros; es común encontrar estos valores en diferentes tablas. Archer confronta lo anteriormente mencionado al presentar resultados que demuestran hasta un 28% de variación en la precarga cuando usamos un mismo factor "K" extraído de tablas, concluye que una pequeña modificación de fricción presenta estos resultados.

Taylor y Morrison, realizaron ensayos que dan resultados de variación en la precarga. Durante sus ensayos probaron el apriete a través de la tuerca y luego a través de la cabeza, probaron la lubricación solamente en la rosca y la lubricación en la rosca en conjunto con las superficies en contacto.

Shivaprasad, *et al* en sus investigaciones, hacen uso de rodamientos axiales debajo de la cabeza del perno y obtienen resultados que muestran una disminución considerable en el factor de tuerca al eliminar la fricción debajo de la cabeza, por lo que llegan a la conclusión que al usar pernos de mayor diámetro, el factor “K” también aumenta.

Lo anteriormente expuesto despierta el interés del autor de este trabajo, por estudiar y analizar experimentalmente la variación en la precarga que producen los cambios de lubricación, por lo que en este trabajo se presentarán los resultados obtenidos en ensayos de varios grupos de pernos bajo diferentes condiciones de lubricación, para comparar la validez de la teoría en la práctica. Este trabajo también es un esfuerzo para resaltar la gran importancia que tiene el estudio de las uniones empernadas, un esfuerzo para explicar y demostrar que un elemento de máquinas insignificante a simple vista, es fundamental para el funcionamiento exitoso de un proyecto mecánico.

2. CONCEPTOS BÁSICOS

Como introducción, este capítulo se concentra en definir los tipos de uniones con sujetadores roscados y las diferencias entre cada uno.

2.1. Tipos de uniones empernadas

Las uniones en elementos máquinas y estructuras, independientemente del método de unión, pueden estar sometidas básicamente a dos tipos de esfuerzos: de tracción y de corte. Dependiendo de la posición de la línea de acción de la fuerza, la unión puede estar sometida a esfuerzos puros o en combinación, por lo tanto las uniones se clasifican de acuerdo al esfuerzo principal que soportan.

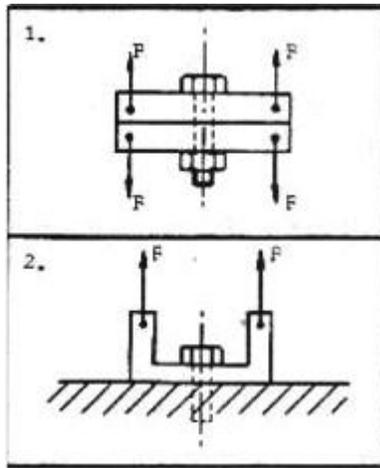
En una unión sujeta con pernos, es importante reconocer si está sometida principalmente a tracción o corte, ya que cada tipo de unión responde en forma diferente a las cargas que soporta. El diseño, el método de ensamble y la forma de fallar son algunas de las diferencias entre ambos tipos de uniones.

2.1.1. Uniones sometidas a tracción

Cuando la línea de acción de la fuerza resultante es paralela a la línea central del perno, se clasifica como una unión a tracción, en estas uniones la fuerza resultante puede actuar de manera concéntrica o excéntrica al perno. Si la fuerza actúa de manera excéntrica al perno, se debe tomar en cuenta que también existen momentos actuando en la unión y se deben considerar los efectos que éstos producen, como la deflexión del perno. El propósito principal

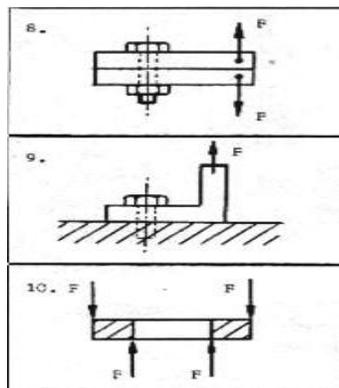
del perno en este tipo de unión es sujetar los elementos de unión con suficiente fuerza para evitar que se separen.

Figura 1. **Uniones a tracción con carga concéntrica**



Fuente: European Cooperation for Space Standardization. Space Engineering Threaded Fasteners Handbook. p. 34 .

Figura 2. **Uniones a tracción con carga excéntrica**

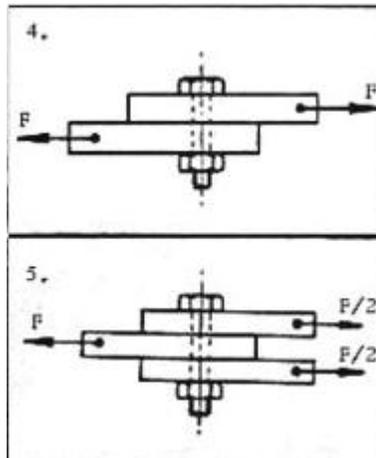


Fuente: European Cooperation for Space Standardization. Space Engineering Threaded Fasteners Handbook. p. 35.

2.1.2. Uniones sometidas a corte

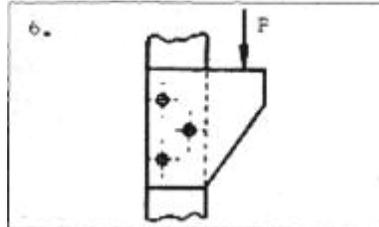
En una unión a corte la línea de acción de la fuerza resultante actúa de manera perpendicular a la línea central del perno. La unión a corte puede ser simétrica o asimétrica; es simétrica si la línea de acción corta la línea central del perno y asimétrica si no la corta. En este tipo de unión, el perno trabaja con el propósito principal de evitar el deslizamiento entre las partes y la integridad del sistema está determinada por la resistencia al corte del perno y de las piezas de unión.

Figura 3. Uniones a corte simétricas



Fuente: European Cooperation for Space Standardization. Space Engineering Threaded Fasteners Handbook. p. 34.

Figura 4. **Unión a corte asimétrica**



Fuente: European Cooperation for Space Standardization. Space Engineering Threaded Fasteners Handbook. p. 34.

2.2. Magnitudes principales que intervienen en uniones emperradas

La fuerza de apriete y la precarga se identifican como las magnitudes más importantes en el estudio de uniones emperradas. A pesar de ser muy similares, es vital identificar las diferencias entre ambas, por lo que a continuación se examinarán a detalle.

2.2.1. Fuerza de apriete

La fuerza de apriete constituye la magnitud de mayor importancia en un sistema de unión emperrado. Esta se consigue apretando el perno para que acumule energía y mantenga la compresión sobre los elementos de unión; por lo tanto la fuerza de apriete es una fuerza de compresión y actúa solamente en los elementos de unión. La pérdida total de fuerza de apriete en la unión se considera como un tipo de falla, ya que cuando se pierde, la carga externa es soportada totalmente por el perno.

2.2.2. Precarga

Como se mencionó anteriormente, la fuerza de apriete se obtiene apretando el perno, al apretarlo, este se estira acumulando una fuerza de tracción a la vez que comprime los elementos de unión, a esta fuerza de tracción se le conoce como precarga o tensión inicial y actúa solamente en el perno. En términos generales, la fuerza de precarga es de igual magnitud y de signo contrario a la fuerza de apriete, pero es importante hacer la distinción entre ambas magnitudes ya que no en todos los casos la precarga se transfiere en su totalidad a los elementos de unión produciendo la fuerza de apriete.

2.2.3. Precarga inicial y residual

El comportamiento de una unión puede dividirse en dos etapas: durante el ensamble y durante el servicio, en el momento del ensamble, se debe usar algún método de control para lograr la precarga deseada en el perno. Esta precarga, llamada precarga inicial, idealmente se mantendrá durante toda la vida útil de la unión, pero numerosos factores hacen que esta situación no sea posible. Consecuentemente, siempre existirán pérdidas de precarga durante el ensamble o durante el servicio de una unión.

Para efectos de diseño, es difícil estimar la cantidad de pérdida de precarga de una unión por la cantidad de factores que intervienen, por esto es de práctica común la inspección de la precarga residual durante el servicio de la unión y el uso de factores de seguridad durante el diseño.

2.3. Comportamiento durante el ensamble y el servicio

Debido a que el desempeño de las uniones empernadas depende principalmente de la calidad de ensamble y de las condiciones del entorno durante el servicio, esta sección se concentra en estudiar el comportamiento su comportamiento.

2.3.1. Relación precarga-fuerza de apriete

La importancia de lograr una adecuada fuerza de apriete mediante la correcta precarga, radica en que la carga es compartida entre los elementos de unión y el perno. En una unión a tracción la precarga juega un papel más importante que en una unión a corte, ya que en una unión a tracción la carga es paralela al perno y afecta de manera directa la tensión inicial en el perno. En una unión a corte, la función de la precarga es proveer la compresión adecuada para lograr la suficiente fricción entre las superficies en contacto de los elementos de unión y de esta forma resistir el deslizamiento, por lo tanto la precarga no es afectada por la carga externa. Aunque las cargas transversales al perno debidas a la vibración causan el aflojamiento y la consecuente pérdida de precarga.

En la mayoría de situaciones, la precarga es igual a la fuerza de apriete ya que para una fuerza de tracción debe existir una fuerza contraria de compresión, pero existen algunas situaciones, como las que se presentan a continuación, en las que la relación precarga-fuerza de apriete se ve afectada:

- Diámetro inadecuado del agujero, si el diámetro del agujero en los elementos de unión tiene un ajuste demasiado estrecho en relación al diámetro del perno, las paredes del agujero crearán fricción con el perno

cuando sea pre cargado, por lo que parte de la tensión inicial será producida por esta fricción y no por la compresión de los elementos de unión. En esta situación, se producirá precarga y fuerza de apriete, pero no serán de igual magnitud. Un caso similar sucede cuando los agujeros en los elementos de unión no se encuentran alineados. Las paredes del agujero presionarán contra el perno produciendo fricción.

- Fuerzas externas sobre los elementos de unión, cualquier fuerza externa sobre la unión que oponga resistencia a la precarga del perno reducirá la fuerza de apriete. Una situación donde ocurren este tipo de fuerzas externas es cuando se deben unir dos bridas que no se encuentran alineadas. Para lograr la unión de las bridas, algunos pernos presentarán mayor resistencia a ser apretados que otros y cuando se logre el contacto de las superficies de las bridas, los pernos que presentaron mayor resistencia tendrán una tensión inicial que no produce fuerza de apriete.

2.3.2. Relajación

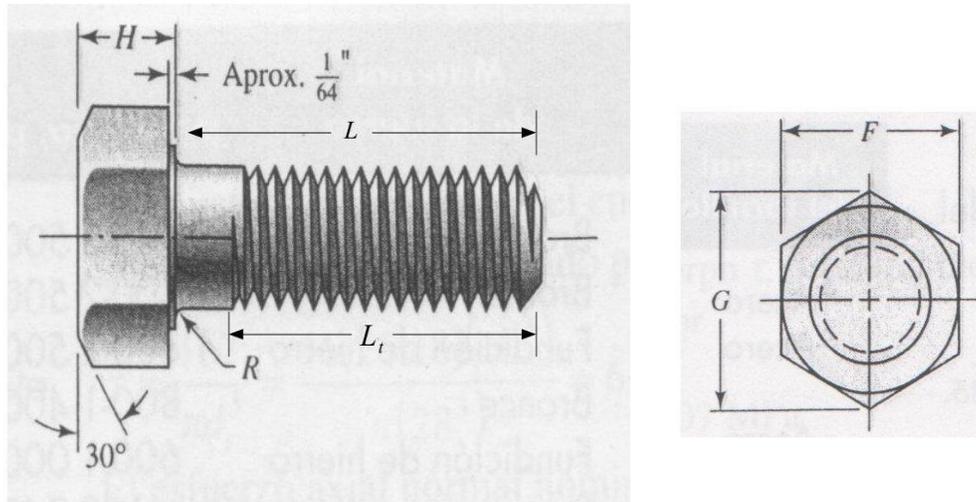
La pérdida de precarga de un perno durante el ensamble o el servicio es conocida como relajación. Algunos de los factores que provocan la relajación de los pernos son: la dilatación térmica, las cargas cíclicas, el aflojamiento de las tuercas, la elasticidad de los miembros de unión y las tolerancias de fabricación de los elementos. La relajación es uno de los términos principales que se deben tomar en cuenta en las rutinas de mantenimiento de las uniones empernadas.

2.4. Geometría básica de los pernos y tuercas hexagonales

Las dimensiones de los pernos y tuercas hexagonales están normalizadas en dos series: serie métrica y serie en pulgadas. La figura 5. muestra un perno de cabeza hexagonal con sus dimensiones principales y representan lo siguiente;

- F ; esta dimensión se refiere al ancho entre los lados de la cabeza hexagonal.
- G ; es el ancho entre los vértices del hexágono.
- H ; representa la altura de la cabeza del perno. Esta altura incluye la cara plana que se encuentra debajo de la cabeza, tiene un diámetro igual a " W " y es aproximadamente de $1/64$ " de espesor.
- R ; es el radio del entalle debajo de la cabeza. El propósito del entalle es minimizar la concentración de esfuerzos en ese punto.
- L ; es la longitud total del perno medido desde la cara plana debajo de la cabeza.
- L_t ; simboliza la longitud roscada del perno normalizada. En algunas aplicaciones especiales existen variaciones en la norma, como en los pernos estructurales, donde la longitud roscada no es tan grande ya que así se logra una mayor resistencia a esfuerzos cortantes.

Figura 5. Perno de cabeza hexagonal



Fuente: Shigley, Joseph E. ; Mischke, Charles. Diseño en Ingeniería Mecánica. p. 466.

2.4.1. Dimensiones en pulgadas

Las dimensiones de los pernos de serie en pulgadas se utilizan en los pernos con rosca Nacional Unificada o UN por sus siglas en inglés. La longitud roscada está normalizada por las siguientes ecuaciones;

$$L_t = 2D + \frac{1}{4} \text{ cuando } L \leq 6$$

$$L_t = 2D + \frac{1}{2} \text{ cuando } L > 6$$

Donde "D" es el diámetro nominal del perno y todas las dimensiones son en pulgadas.

2.4.2. Dimensiones métricas

Los pernos con dimensiones métricas tienen su propia norma en el perfil roscado. La longitud roscada del perno está expresada por;

$$L_t = 2D + 6 \text{ cuando } L \leq 125 \text{ } D \leq 48$$

$$L_t = 2D + 12 \text{ cuando } 125 < L \leq 200$$

$$L_t = 2D + 25 \text{ cuando } L > 200$$

Donde “D” es el diámetro nominal del perno y todas las dimensiones son en milímetros.

2.5. Resistencia del perno

Anteriormente se explicó que el sujetador roscado dentro de las uniones empernadas, es el encargado de ejercer la fuerza de apriete a través de su precarga. Uno de los criterios para determinar la precarga adecuada es la resistencia máxima del perno, la precarga y las cargas externas no deben producir esfuerzos que excedan los límites de seguridad del material.

2.5.1. Resistencia de prueba

La resistencia de prueba se define como el esfuerzo máximo que puede ser soportado por el sujetador roscado sin sufrir una deformación permanente. Esta resistencia es la más utilizada cuando se diseñan uniones empernadas, ya que generalmente se requiere que los pernos trabajen dentro de la región elástica del material.

2.5.2. Resistencia a la fluencia

El término fluencia está definido como la deformación brusca de una probeta, sin aumento de la carga aplicada en un ensayo de tracción. En un perno, la resistencia a la fluencia está definida por el esfuerzo producido por una carga que presenta una deformación permanente de 0.2% o 0.5% de la longitud original. Se usan estos valores definidos de deformación ya que muchos materiales con los que se fabrican los pernos no presentan el fenómeno de fluencia o es difícil de determinar su valor.

2.5.3. Resistencia de tensión

La resistencia de tensión es el esfuerzo máximo que puede soportar el perno antes de su ruptura, las especificaciones de resistencia al corte de un perno se encuentran solo para algunos materiales, generalmente son para materiales usados en pernos estructurales. La mayoría de materiales que se usan en los pernos estructurales tienen una resistencia al corte igual al 60% de su resistencia de tensión.

2.5.4. Resistencia a la fatiga

La resistencia a la fatiga de un material se define como el valor de tensión en un material que produce la rotura luego de un determinado número de ciclos. El término resistencia a la fatiga está relacionado con el término tensión límite de fatiga, que se define como la tensión máxima que puede soportar un material sin fallar durante diez millones de ciclos o más. Si la tensión en un material no sobrepasa la tensión límite de fatiga, se puede suponer que el material durará indefinidamente.

2.5.5. Área de esfuerzo a tensión

El área de esfuerzo a tensión es el área que corresponde al diámetro medio de la rosca del sujetador. La sección transversal de la longitud sin roscar de un perno siempre será mayor a la sección de la longitud roscada, por lo tanto, al calcular el esfuerzo máximo en un perno, la carga debe ser dividida por el área de esfuerzo a tensión y no por el área del cuerpo del perno. Para calcular el área de esfuerzo a tensión se deben usar las siguientes ecuaciones;

- Para pernos de serie en pulgadas;

$$A_s = \frac{\pi}{4} \left(D - \left(\frac{0,9745}{n} \right) \right)^2$$

Donde;

- D ; es el diámetro nominal del perno
- n ; el número de hilos por pulgada

- Para pernos de serie métrica;

$$A_s = 0.7854(D - 0,938p)^2$$

Donde;

- D ; es el diámetro nominal del perno
- p ; el paso de la rosca.

3. ASPECTOS DE DISEÑO

La naturaleza elástica de los materiales en una unión empernada y la geometría compleja del sujetador, dificultan el proceso de diseño en cuanto a la predicción del comportamiento bajo las condiciones requeridas. Sin embargo, es posible definir los aspectos mínimos que se deben considerar, los cuáles se presentan a continuación.

3.1. Rigidez del sistema

Como se menciona en el capítulo anterior, la carga externa sobre una unión es compartida entre el perno y los elementos de unión. Esto es debido a que ambos se comportan como resortes rígidos cuando trabajan dentro del rango elástico del material. La cantidad de carga externa que el perno y los elementos de unión reciben, depende de la rigidez de cada uno, esta rigidez, también llamada constante de resorte, se define como la fuerza necesaria para producir una deformación igual a la unidad; las ecuaciones que expresan lo anteriormente mencionado son las siguientes;

$$\delta = \frac{PL}{AE}$$

Como $\delta = 1$ entonces,

$$k = P = \frac{AE}{l}$$

Entonces la rigidez del perno y la unión es,

$$k_b = \frac{A_b E_b}{l_b} \quad \text{y} \quad k_j = \frac{A_j E_j}{l_j}$$

De las ecuaciones anteriores se deduce que,

$$\frac{P_b}{k_b} = \delta = \frac{P_j}{k_j}$$

$$P_b = P_j \frac{k_b}{k_j} \quad \text{y} \quad P_j = P_b \frac{k_j}{k_b}$$

Donde;

Los subíndices b y j se refieren al perno y a la unión respectivamente.

k ; es la rigidez o constante de resorte.

A ; el área transversal.

E ; el módulo de elasticidad.

L y l ; la longitud en dirección de la fuerza.

P ; la carga.

δ ; la deformación.

Si la carga externa total es compartida entre el perno y la unión, entonces la fracción de la carga externa soportada por el perno y la fracción de la carga soportada por la unión se expresa mediante lo siguiente;

$$P = P_b + P_j$$

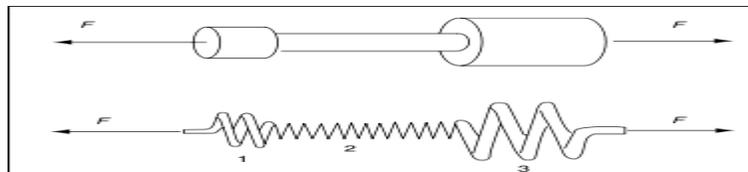
$$P_b = P \frac{k_b}{k_b + k_j} \text{ y } P_j = P \frac{k_j}{k_b + k_j}$$

De acuerdo con lo anterior, la carga total sobre el perno es igual a la fracción de la carga externa que soporta más la precarga aplicada.

3.1.1. Rigidez del perno

En la ecuación anterior que expresa la rigidez del perno, se asume que el perno tiene una forma cilíndrica y que el perno se comporta como un resorte uniforme. La rigidez de la parte roscada es menor a la rigidez del cuerpo del perno, ya que la parte roscada tiene una sección transversal menor a la del cuerpo. Por lo tanto, la rigidez del perno se debe expresar como la rigidez de dos resortes en serie como se muestra en la figura 6; si el cuerpo del perno tuviese una forma más compleja, como se muestra en la figura 7, la rigidez total sería la suma de las rigideces de cada sección del perno como resortes en serie.

Figura 6. **Representación de un perno como resortes en serie**



Fuente: Bickford, John H. Introduction to the design and behavior of bolted joints. p. 86.

Figura 7. **Un perno con forma compleja**



Fuente: Bickford, John H. Introduction to the design and behavior of bolted joints. p. 90.

En base a la ecuación de rigidez del perno, se pueden deducir las ecuaciones para cada sección, como se muestra a continuación;

$$k_1 = \frac{A_1 E_b}{l_1} \quad \text{y} \quad k_2 = \frac{A_2 E_b}{l_2}$$

De esta manera, la rigidez total del perno equivale a la rigidez de la cantidad total de resortes en serie equivalentes en el perno, expresado en las siguientes ecuaciones;

$$\frac{1}{k_b} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n}$$

$$k_b = \frac{k_1 k_2 \dots k_n}{k_1 + k_2 + \dots k_n}$$

$$k_b = \frac{E_b A_1 A_2 \dots A_n}{A_1 l_1 + A_2 l_2 + \dots A_n l_n}$$

3.1.2. Rigidez de los elementos de unión

La rigidez de los elementos de unión también se puede expresar como una constante de resorte, ya que la unión se comporta como resortes de compresión en serie. Para calcular la rigidez de la unión se usan las siguientes expresiones;

$$k_j = \frac{k_1 k_2 \dots k_n}{k_1 + k_2 + \dots k_n}$$

Y la rigidez de cada elemento de unión, incluyendo cualquier tipo de roldana, se expresa mediante;

$$k_n = \frac{A_n E_n}{l_n}$$

Donde;

l ; es el espesor del elemento de unión.

E ; el módulo de elasticidad del elemento.

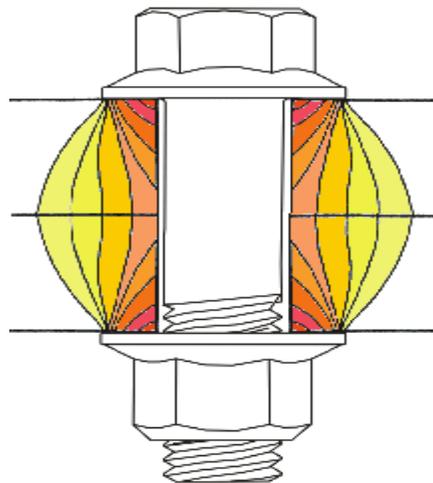
A ; el área bajo compresión entre la cabeza del perno y la tuerca.

3.1.3. Consideraciones sobre la rigidez

Como se observa, las expresiones para la rigidez de la unión son similares a las ecuaciones que definen la rigidez del perno. La dificultad de calcular la rigidez de la unión radica en que el área bajo compresión a través del espesor total, no es constante. La práctica común es sustituir la forma de la unión por un cilindro con un agujero en el centro, ya que la sección transversal de un cilindro es constante a través de todo su largo.

La experiencia ha demostrado que la presión no se distribuye de manera uniforme a través de la unión, como se asume al sustituir la unión por un cilindro. Ito, utilizó técnicas de ultrasonido para estudiar la distribución de la presión sobre la unión, y demuestra que la presión disminuye a medida que se aleja del perno. Por lo tanto sugiere usar un cono de presión para calcular la rigidez. La figura 8. ejemplifica los resultados obtenidos por medición con ultrasonido, se puede notar que la distribución de la presión asemeja la forma de un cono en cada elemento de unión.

Figura 8. **Distribución del esfuerzo en los elementos de unión**



Fuente: <http://www.boltscience.com>. [Consulta:10 de agosto del 2011]

El uso de cualquier otro elemento dentro de la unión, como roldanas o empaques, debe ser considerado en el cálculo de la rigidez. Las roldanas de acero endurecido han demostrado que distribuyen mejor la presión. Se debe seleccionar un material adecuado para las roldanas, ya que un material suave facilita la pérdida de precarga.

Si se utilizan empaques suaves en la unión, la única rigidez que se debe considerar es la de este, ya que comparada con la rigidez de los elementos rígidos en la unión, es muy pequeña y el empaque se deformará en mayor proporción. En consecuencia, las uniones con empaques tienden a relajarse con mayor frecuencia, debido a que las cargas variables pueden deformar plásticamente el empaque produciendo pérdidas de precarga.

Asimismo, si la rigidez del empaque es demasiado baja, el perno soportará casi toda la carga externa, entonces la carga total sobre el perno será la suma de la carga externa y la precarga.

3.2. Comportamiento del perno

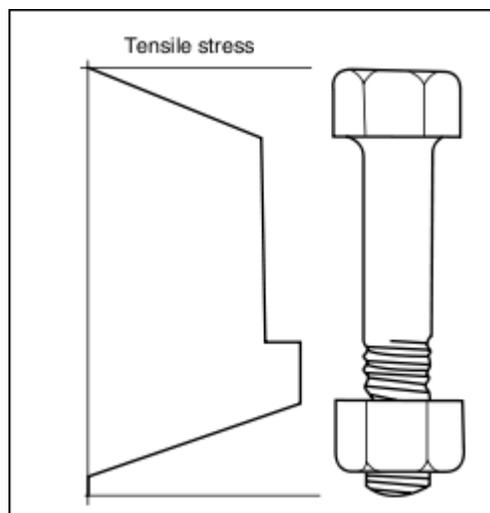
La experiencia ha demostrado que los puntos de falla en un perno son en la rosca y debajo de la cabeza, es muy inusual que la falla se produzca en la parte cilíndrica del perno. El motivo son los cambios bruscos de forma, principalmente en la rosca, por lo tanto, se deduce que en esos puntos existen niveles mayores de esfuerzo y consecuentemente la elongación no es igual en todo el perno.

3.2.1. Distribución del esfuerzo

Los cambios bruscos de forma en un perno hacen que los esfuerzos sobre un perno no se distribuyan de manera uniforme como en un cilindro. La longitud roscada de un perno tiene los niveles de esfuerzo más elevados que en otras partes. Estos cambios bruscos debidos al perfil de la rosca crean alta concentración de tensiones y reducen en gran medida la resistencia a la fatiga.

Otro de los puntos con mayor concentración de tensiones es debajo de la cabeza del perno, el diámetro se reduce de manera brusca, es por esto que la mayoría de pernos estandarizados presentan un radio de filete debajo de la cabeza, para lograr una mejor transición en el diámetro. La figura 9. muestra una gráfica simplificada del nivel de esfuerzo en las diferentes partes de un perno.

Figura 9. **Gráfica simplificada de los niveles de esfuerzo en un perno**



Fuente: Bickford, John H. Introduction to the design and behavior of bolted joints. p. 44.

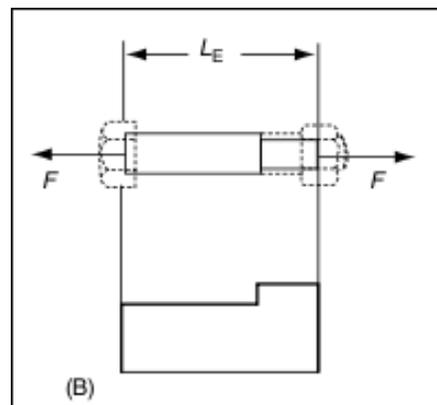
3.2.2. Longitud efectiva

El agarre se define como el espesor total de los elementos de unión, por lo tanto la distancia entre la cabeza y la tuerca es igual al agarre. Puede suponerse que la porción del perno que se encuentra bajo tensión y sufre un alargamiento, es aquella que se encuentra dentro del agarre, pero las investigaciones sobre la distribución del esfuerzo demuestran que, tanto la

cabeza como la tuerca se encuentran bajo tensión, la tensión es máxima en la cara interna de la cabeza o la tuerca y es mínima en la cara externa, como se muestra en la figura 9.

Para efectos de cálculo de la longitud del perno sometida a tensión, también llamada longitud efectiva, se simplifica aún más la gráfica de la distribución del esfuerzo. La figura 10. muestra esta gráfica simplificada.

Figura 10. **Gráfica simplificada de la distribución de esfuerzo para el cálculo de la longitud efectiva**



Fuente: Bickford, John H. Introduction to the design and behavior of bolted joints. p. 89.

A partir de esta simplificación se deduce que la longitud efectiva de un perno es igual a la longitud efectiva del cuerpo más la longitud efectiva de la parte roscada.

$$L_E = L_{EB} + L_{ET}$$

Donde la longitud efectiva del cuerpo L_{EB} es igual a la longitud del cuerpo más la mitad del espesor de la cabeza; y la longitud efectiva de la parte roscada L_{ET} es igual a la longitud de la rosca dentro del agarre más la mitad del espesor de la tuerca.

$$L_{EB} = L_B + \left(\frac{T_H}{2}\right) \text{ y } L_{ET} = L_T + \left(\frac{T_N}{2}\right)$$

3.2.3. Alargamiento del perno

En base a la ecuación fundamental de la deformación, se puede deducir una ecuación que exprese la magnitud del alargamiento de un perno. Se debe tomar en cuenta que no todo el perno se alarga de forma igual, la parte del cuerpo sufrirá un menor alargamiento que la parte roscada, ya que el cuerpo tiene mayor sección transversal. También se debe tomar en cuenta que la cabeza y la tuerca, al estar sometidas a tensión, también influyen en el alargamiento. En consecuencia, se debe incluir el concepto de longitud efectiva para su cálculo correspondiente.

La ecuación fundamental de la deformación es,

$$\delta = \frac{PL}{AE}$$

Entonces se deduce que para un perno, la elongación total del perno es igual a la suma de las elongaciones de cada porción dentro del agarre.

$$\Delta L = \delta = P \left(\frac{L_{EB}}{A_B E} + \frac{L_{ET}}{A_T E} \right)$$

Donde los subíndices B y T , corresponden al cuerpo del perno y a la parte roscada respectivamente.

3.3. Especificaciones de resistencia del perno

Las especificaciones de resistencia de los pernos de fijación se encuentran normalizadas. La selección de la resistencia adecuada depende de la aplicación y el sistema de unidades que se requiere. Las diferentes organizaciones de estandarización especifican la resistencia de los pernos mediante resistencias mínimas, esto es la resistencia excedida por el noventa y nueve por ciento de los sujetadores que cumplen la norma. Para identificar la especificación de resistencia que cumple un perno, este lleva un grabado en la cabeza.

La resistencia para los pernos de serie en pulgadas, está especificada por la Sociedad de Ingenieros Automotrices y por la Sociedad Americana para el Ensayo de Materiales, también conocidas por sus siglas en inglés como SAE y ASTM respectivamente.

Asimismo, para los pernos de serie métrica, la resistencia está especificada por la Organización Internacional para la Estandarización o ISO. La ASTM también especifica algunos pernos con dimensiones métricas.

Las tuercas se encuentran normalizadas por las mismas organizaciones de estandarización. Debe tomarse en cuenta que al usar una tuerca, esta debe tener la misma especificación de resistencia que el perno.

3.3.1. Especificaciones SAE

La SAE J429 es la norma que especifica los pernos no estructurales de serie en pulgadas. La resistencia de un perno es clasificada por grados, los grados van desde el grado 0 hasta el grado 8, siendo el grado 8 el de mayor resistencia. Los grados más utilizados son los 5 y 8. La tabla I. muestra los grados más comunes con su grabado correspondiente en la cabeza y sus resistencias mínimas.

Tabla I. Especificaciones SAE para pernos

	Intervalo de tamaños [pulg]	Grado	Resistencia de prueba [ksi]	Resistencia a la fluencia [ksi]	Resistencia de tensión [ksi]
		0			
	$\frac{1}{4} - 1 \frac{1}{2}$	1	33	36	60
	$\frac{1}{4} - \frac{3}{4}$	2	55	57	74
	$\frac{7}{8} - 1 \frac{1}{2}$	2	33	36	60
	$\frac{1}{4} - 1 \frac{1}{2}$	4	65	100	115
	$\frac{1}{4} - 1$	5	85	92	120
	$1 \frac{1}{8} - 1 \frac{1}{2}$	5	74	81	105
	$\frac{1}{4} - 1 \frac{1}{2}$	7	105	115	133

Continuación de la tabla I.

	$\frac{1}{4} - 1 \frac{1}{2}$	8	120	130	150
---	-------------------------------	---	-----	-----	-----

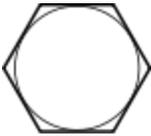
Fuente: http://en.wikipedia.org/wiki/Screw#cite_note-siu-30. [Consulta: 10 de agosto del 2011]

3.3.2. Especificaciones ASTM

La mayoría de los pernos con resistencias especificadas por la ASTM son de uso estructural, debido a esto, la longitud de la parte roscada es mas corta que en los pernos con especificaciones SAE o Métricas. La longitud corta de la parte roscada hace que el perno tenga mayor área en el cuerpo y en consecuencia el perno soporta mejor los esfuerzos cortantes.

Estos pernos tienen sus dimensiones tanto en pulgadas como en milímetros, y las normas que los especifican son para ambos sistemas. La única diferencia es que para los pernos de serie métrica se le agrega la letra M al final de la norma. Por ejemplo, un perno bajo la norma A325 tiene sus dimensiones en pulgadas, y su equivalente en milímetros se especifica bajo la norma A325M. La tabla II. muestra las designaciones más comunes con su respectiva marca en la cabeza y sus resistencias.

Tabla II. Especificaciones ASTM para pernos

	Intervalo de tamaños [pulg]	Designación ASTM	Resistencia de prueba [ksi]	Resistencia a la fluencia [ksi]	Resistencia de tensión [ksi]
	$\frac{1}{4} - 1 \frac{1}{2}$	A307	33	60	36
	$1 - 1 \frac{1}{2}$	A449	74	81	105
	$\frac{1}{2} - 1$	A325 tipo 1	85	92	120
	$1 - 1 \frac{1}{2}$		74	81	105
	$\frac{1}{2} - 1$	A325 tipo 3	85	92	120
	$1 \frac{1}{8} - 1 \frac{1}{2}$		74	81	105
	$\frac{1}{4} - 4$	A454 grado BD	120	130	150
	$\frac{1}{2} - 1 \frac{1}{2}$	A490 tipo 1	120	130	150

Continuación de la tabla II.

	$\frac{1}{2} - 1 \frac{1}{2}$	A490 tipo 3	120	130	150
---	-------------------------------	-------------	-----	-----	-----

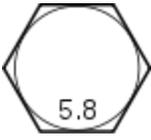
Fuente: http://en.wikipedia.org/wiki/Screw#cite_note-siu-30. [Consulta 10 de agosto del 2011]

3.3.3. Especificaciones métricas

La norma internacional que especifica los pernos métricos es la ISO 898 y clasifica los pernos por clase de propiedad. El número de clase de propiedad está compuesto por un entero que indica la resistencia de tensión aproximada dividido cien, y un decimal que indica aproximadamente diez veces la proporción entre la resistencia a la fluencia y la resistencia de tensión.

Por ejemplo, un perno con clase de propiedad 8.8 tiene una resistencia de tensión aproximada de 800MPa y una resistencia a la fluencia de 0,8 veces 800, es decir 640MPa. El número de clase de propiedad debe estar grabado en la cabeza del perno, de lo contrario se asume que el perno es de baja resistencia y no cumple con alguna especificación, las clases de propiedad más comunes se muestran en la tabla III.

Tabla III. **Especificaciones métricas para pernos**

	Intervalo de tamaños [mm]	Clase de propiedad	Resistencia de prueba [MPa]	Resistencia a la fluencia [MPa]	Resistencia de tensión [MPa]
	5 - 24	5.8	380	420	520
	< 16	8.8	580	640	800
	16 - 36		600	660	830
	5 - 36	10.9	830	940	1,040
	1.6 - 36	12.9	970	1 100	1 220

Fuente: http://en.wikipedia.org/wiki/Screw#cite_note-siu-30. [Consulta:10 de agosto del 2011]

3.4. Torque como método de control de precarga

En el capítulo 2 se presentan los conceptos básicos que se relacionan con las uniones empernadas, entre estos conceptos se encuentra el de la precarga.

Por lo tanto, si la precarga es una magnitud tan importante, es evidente la necesidad de usar algún método para controlarla.

Existen numerosos métodos para su control, cada uno con sus ventajas y desventajas. El método más común para aplicar la tensión inicial es girando la tuerca, es decir, aplicando un torque. En consecuencia, mediante el control del torque se puede controlar la precarga y es el método más utilizado ya que es uno de los más sencillos como también económico.

Es importante subrayar que los diferentes métodos de control de precarga no son exactos. El control del torque tiene una incertidumbre de entre veinticinco a treinta y cinco por ciento, ya que numerosos factores afectan la relación entre el torque y la precarga. La tabla IV. expone algunos métodos de control de precarga con su incertidumbre aproximada correspondiente.

Tabla IV. **Métodos de control de precarga y su precisión**

Método	Incertidumbre	Método	Incertidumbre
Control del torque	± 25- 35%	Celdas de carga	± 1%
Ángulo de giro	± 15%	Medición directa de la elongación	± 5%
Indicadores directos de tensión	± 10%	Medición de elongación con ultrasonido.	± 1%

Fuente: National Aeronautics and Space Administration. Criteria for preloaded bolts. p. 7.

3.4.1. Variables que afectan la relación Torque – Precarga

Siendo el control del torque el método menos preciso para el control de precarga, es de importancia considerar las variables principales que afectan su relación.

Una de las variables considerada que afecta en mayor medida la relación es la fricción, ya que es difícil de calcular y controlar. La fricción se da entre las superficies en contacto del sistema de unión empernado.

Algunas variables geométricas pueden tener una gran influencia en la relación torque - precarga, en algunos casos la influencia puede ser mayor que la fricción. La cara interna de la cabeza del perno es perpendicular a su eje central y el agujero de la unión también se debe taladrar en ángulo recto. Por lo que la falta de perpendicularidad entre los elementos involucrados, producirán que la carga de tracción no se aplique de manera uniforme a través del perno.

La alta concentración de tensiones en los diferentes cambios bruscos de forma en un perno, hacen que algunas secciones se deformen plásticamente mientras la mayor parte del perno aún permanece elástico, generalmente esto se da en las raíces de la rosca. En consecuencia de la deformación plástica en estos puntos, el paso de la rosca aumenta contribuyendo al aumento de fricción.

Las deformaciones indeseables en el sistema también contribuyen a la pérdida de torque. Tanto la deformación torsional como la deflexión lateral son deformaciones que se pueden producir durante la precarga y hacen que el torque usado para producir estas deformaciones no sea usado para aumentar la tracción en el perno. Las deformaciones plásticas de los empaques disminuyen considerablemente el torque necesario para precargar el perno.

En el capítulo anterior se mencionó que la desalineación de los elementos de unión contribuye al aumento de precarga pero no de fuerza de apriete. Este aumento de precarga inútil se traduce en un aumento de torque.

En aplicaciones donde la vibración es un factor importante, es común el uso de dispositivos que retienen el torque del perno para que no se afloje. Por ejemplo, las tuercas con inserto de nylon son uno de estos dispositivos. Al utilizar estas tuercas, parte del torque aplicado se pierde al vencer el torque de reacción causado por el inserto de nylon, por lo tanto, el torque aplicado se convertirá en precarga hasta que la tuerca con inserto haga contacto con la unión.

Uno de los problemas más comunes en el medio es la falta de precisión de la herramienta usada para controlar el torque, que incluso fue uno de los problemas encontrados durante los ensayos experimentales que realizó el autor.

Cuando se hace uso de la llave dinamométrica, también conocida como torquímetro, se debe tener seguridad que aún provee la precisión original. Es común encontrar que los torquímetros han sido golpeados y dañados durante su uso. Generalmente los que sufren mayor daño son los llamados torquímetros de alarma, estos utilizan un resorte calibrado que al ser comprimido aumentan

el torque necesario para hacer sonar la alarma, cuando no se encuentran en uso, éstos se deben mantener guardados con la escala de torque indicando un veinte por ciento del torque máximo para evitar que el resorte pierda su elasticidad. El torquímetro de barra de flexión es el de mayor durabilidad ya que es más sencillo y de construcción robusta.

La variable a considerar, que tal vez sea la más importante, es la capacidad técnica del mecánico, cuando se usa el torque como método de control de precarga, el mecánico tiene la tarea de usar correctamente la herramienta, aunque se ha determinado que muchas fallas ocurridas en uniones con sujetadores roscados se deben a un mal ensamble.

3.4.2. La Ecuación corta

La ecuación fundamental que describe la relación entre el torque y la precarga de un perno es la siguiente;

$$T = F_p \times C$$

La variable T representa el torque aplicado en la cabeza o la tuerca, F_p es la fuerza de precarga y C es una constante. Todas las ecuaciones que relacionan el torque y la precarga se basan en la ecuación fundamental, la diferencia entre cada una de ellas es el método de calcular C .

Existen dos métodos para calcular la constante C , uno es el método experimental y el otro es a través de principios teóricos, el cálculo de C a través de principios teóricos, se basa en que existen tres términos representantes de un torque de reacción cuando se multiplican por la fuerza de precarga, éstos son derivados de la fricción y de variables geométricas.

A las ecuaciones que describen C a través de principios teóricos se les llama ecuaciones largas, es importante mencionar que al calcular el torque con ecuaciones largas, se asume que se han tomado en cuenta todas las variables que afectan la relación torque-precarga, asimismo se considera que los coeficientes de fricción son un valor fijo y no tienen una variación significativa.

La práctica común al utilizar las ecuaciones largas, es obtener los valores de la geometría del perno y coeficientes de fricción a través de tablas. Basado en sus investigaciones, Archer menciona que estos valores deben ser obtenidos a través de la experimentación, especialmente los coeficientes de fricción.

Debido a la dificultad de calcular experimentalmente los coeficientes de fricción y de tomar en cuenta todas las variables que afectan la precarga, la mayoría de diseñadores prefieren calcular C de manera experimental y relacionan el torque con la precarga mediante la llamada ecuación corta. La ecuación corta se representa a través de;

$$T = F_p \times D \times K$$

Donde D es el diámetro nominal del perno y K el factor llamado factor de tuerca, factor de fricción o coeficiente de par de torsión. El producto de ambas variables representa a la constante C .

La ventaja de la ecuación corta es que el factor K reúne todos los factores que afectan la relación torque-precarga y en teoría es independiente del diámetro del perno, por lo que es común el uso de factores de tuerca encontrados en tablas como la que se presenta a continuación;

Tabla V. **Factores K para uso en la ecuación corta**

Condición del perno	K
Sin recubrimiento	0,3
Galvanizado	0,2
Lubricado	0,18
Recubrimiento de cadmio	0,16

Fuente: Shigley, Joseph E. ; Mischke, Charles. Diseño en Ingeniería Mecánica. p. 481.

Dado que estos valores del factor de tuerca no especifican todas las condiciones bajo los cuáles fueron determinados, hay que tomar en cuenta que estas condiciones pueden no ser las mismas que las condiciones de la unión que se está diseñando, ya que existen numerosas variables que afectan el factor de tuerca. Debido a esto, se ha establecido a través de numerosas investigaciones, que el factor de tuerca debe ser determinado experimentalmente para cada aplicación específica, la naturaleza experimental del factor de tuerca hace que la ecuación corta sea realmente representativa de la realidad.

3.4.3. El factor de tuerca y las variables que lo afectan

Dado que el factor de tuerca reúne todas las variables que afectan la relación torque-precarga, la fricción es la principal variable que afecta al factor de tuerca, ya que la fricción entre las superficies en contacto del perno y los elementos de unión, produce las reacciones que deben ser vencidas por el torque aplicado al perno.

Para lograr que la ecuación corta represente la unión considerada, el factor de tuerca debe ser determinado experimentalmente imitando todas las condiciones de ensamble. El manual de la NASA para el criterio de pernos precargados, especifica las siguientes condiciones mínimas del espécimen de prueba que deben ser iguales a la unión real;

- Lubricante
- Perfil de la rosca
- Diámetro del perno
- Tamaño del elemento al que se le va a aplicar el torque (la tuerca o cabeza)
- Materiales
- Espesor de los elementos de unión
- Acabado superficial de los elementos de unión
- Número de roldanas y tipos a usar
- Si se va a utilizar una tuerca, un inserto roscado dentro de la unión o si el perno va enroscado dentro de la unión
- La herramienta para aplicar el torque
- Forma de apriete (a través de la tuerca o de la cabeza)

Puede observarse que la mayoría de condiciones requeridas tienen el objetivo de imitar las condiciones de fricción de la unión real. Algunas no tienen relación alguna con la fricción pero sí afectan al factor de tuerca. Los materiales tienen diferente módulo de elasticidad cada uno, por lo que si se varían los materiales, el factor de tuerca también variará ya que el torque necesario para precargar un perno con alta elasticidad es menor que el necesario para precargar uno con baja elasticidad. El espesor incide directamente en la rigidez del perno, un elemento con alta rigidez tiene mayor dificultad para deformarse, por lo tanto el factor de tuerca también sufrirá variación. Asimismo, la precisión

de la herramienta para aplicar el torque durante el ensayo debe ser la misma que se usará en la aplicación real.

Existen otras variables que también inciden en el factor de tuerca como la velocidad de apriete y la reutilización de los pernos. El número de ciclos de apriete y desapriete, también aumenta el factor de tuerca. Un fabricante de motores diesel realizó una prueba en donde se realizaron cuatro ciclos de ensamble y desensamble de todas las partes de un motor unidas con tornillos, encontraron que el torque necesario para lograr la precarga deseada, aumentó en un cincuenta por ciento en el cuarto ciclo.

Es importante considerar la calidad de los pernos utilizados en los ensayos y los que se pretenden usar en la realidad. Si se utilizan pernos con diferente calidad en los ensayos y en la unión real, se pueden obtener factores de tuerca erróneos.

3.4.4. Variables que afectan la fricción de la unión

Anteriormente se mencionó que la variable que afecta en mayor medida al factor de tuerca es la fricción. También se sabe que la fricción es una variable difícil de calcular y predecir, por lo que variar las condiciones de fricción de diseño conlleva una variación en el factor de tuerca de diseño. Debido a que existen muchas variables que la afectan, sólo se mencionarán las que comúnmente se encuentran en el campo.

La dureza y el acabado superficial de los materiales inciden en la fricción. Se ha comprobado que los recubrimientos superficiales como el galvanizado, reducen la fricción. Las tolerancias demasiado ajustadas del perfil de la rosca y el agujero en la unión, pueden hacer que el perno tenga mayor resistencia a ser

apretado debido al rozamiento. El uso de roldanas puede contribuir en la reducción de la fricción si este llega a moverse cuando se está girando la tuerca o la cabeza, ya que cuando se mueve la roldana, este actúa como un cojinete axial.

El uso de tuercas o pernos que tienen cara de arandela inciden en la fricción por su mayor área de contacto, la corrosión en las partes aumenta de manera considerable la fricción por el considerable aumento de rugosidad.

El uso de lubricantes en las uniones empernadas tiene una incidencia especial en las condiciones de fricción debido al objetivo principal de este, por lo que se hace necesario revisar las investigaciones sobre el efecto de los lubricantes en las uniones con sujetadores roscados.

3.4.5. Efecto de los lubricantes

Actualmente los fabricantes de lubricantes para sujetadores roscados, clasifican sus productos bajo un factor de tuerca, asegurando que se obtiene ese factor de tuerca cuando se utiliza ese producto. En base a lo mencionado anteriormente, no es posible confiar en estos valores proporcionados. Lo que sí es cierto, es que los lubricantes pueden reducir el factor de tuerca dependiendo de la capacidad de este para reducir la fricción. También resulta beneficioso el uso de lubricantes en aplicaciones a alta temperatura o en ambientes propensos a la oxidación, ya que el lubricante facilita el desensamble y reduce la oxidación de los metales.

Shigley y Mischke, en base a las investigaciones de otros autores, afirman que el uso de un factor K igual a 0,2 es satisfactorio para la mayoría de condiciones de lubricación. Hemmati, *et al*, obtuvieron valores de K iguales a

0,205 para pernos no lubricados y 0,165 para pernos lubricados, todos apretados a través de la tuerca. Estos resultados confirman el uso general de un factor K de 0,2, aunque es importante mencionar que no se especifica el tipo de lubricante usado y no se usaron roldanas en el ensayo. Bickford subraya que el valor de K igual a 0,2 es para pernos que aún contienen el lubricante que les aplica el fabricante para evitar la corrosión.

En cuanto a la velocidad de apriete del perno, Zou, *et al* ensayaron diferentes lubricantes bajo diferentes velocidades de apriete. Con el uso de aceites, obtuvieron que el factor de tuerca disminuye cuando aumenta la velocidad. Mientras que con el uso de grasas el factor de tuerca es menor a bajas velocidades que a altas velocidades. La teoría que proponen es que los aceites tienen mayor facilidad que las grasas para alcanzar una lubricación hidrodinámica a altas velocidades. También determinan que los lubricantes sólidos como el teflón, el grafito o el disulfuro de molibdeno, tienen un mejor desempeño como lubricantes para sujetadores roscados.

Taylor y Morrison, concluyen que el uso de lubricantes es beneficioso cuando se reutiliza un perno, ya que el lubricante reduce el desgaste entre las partes en contacto y su consecuente aumento de la rugosidad. También concluyen que cuando se utiliza un lubricante debajo de la cabeza del perno y se aprieta a través de ese punto, el factor de tuerca es menor al que se obtendría si no se lubricara.

Bickford, propone que la ventaja del uso de un lubricante no es la reducción del factor de tuerca, sino que es la reducción en la variación de la precarga aplicada a un grupo de pernos. Explica que la reducción en el factor de tuerca debido a un lubricante no produce cambios significativos en la precarga, pero sí los produce en su variación. Esta teoría se comprobó en los

resultados de los ensayos experimentales llevados a cabo durante esta investigación.

3.4.6. Otras ecuaciones

Para complementar el uso de la ecuación corta, en esta sección se presentan tres de las ecuaciones largas más utilizadas. El uso de alguna de estas ecuaciones puede resultar útil si no es posible obtener el factor de tuerca de manera experimental. Pero hay que recordar que los datos ingresados deben provenir de fuentes confiables, especialmente los coeficientes de fricción. También pueden ser útiles para comparar los resultados obtenidos mediante la ecuación corta.

Estas ecuaciones consideran que existen tres torques de reacción que deben ser sumados para obtener el torque necesario para lograr la precarga deseada. El primero se refiere al torque producido por el apriete en los planos inclinados de la rosca, el segundo se refiere al torque producido por la fricción en la rosca y el tercero a la fricción debajo de la cabeza del perno.

3.4.6.1. Ecuación de Motosh

La ecuación de Motosh se representa de la siguiente manera;

$$T_{in} = F_p \left[\left(\frac{P}{2\pi} + \left(\frac{\mu_t r_t}{\cos(\beta)} \right) + \mu_n r_n \right) \right]$$

Donde;

T_{in} ; representa el torque aplicado

F_p ; es la precarga

P ; es el paso del perfil de la rosca

μ_t ; es el coeficiente de fricción en la rosca

r_t ; representa el radio efectivo de contacto en la rosca, que es igual a la mitad del diámetro de paso.

β ; simboliza la mitad del ángulo de la rosca, 30° para la rosca métrica y la nacional unificada.

μ_n ; representa el coeficiente de fricción debajo de la cabeza o la tuerca

r_t ; simboliza el radio efectivo de contacto debajo de la cabeza o la tuerca

3.4.6.2. Ecuación según DIN 946/VDI 2230

La ecuación DIN 946/VDI 2230 se representa de la siguiente forma;

$$M_A = F_V \left[(0,158P) + (0,578 \times d_2 \times \mu_G) + \left(\frac{D_{Km} \times \mu_K}{2} \right) \right]$$

Donde;

M_A ; representa el torque aplicado

F_V ; simboliza la precarga

P ; es el paso del perfil de la rosca

μ_G ; es el coeficiente de fricción en la rosca

d_2 ; representa el diámetro de paso

μ_K ; representa el coeficiente de fricción debajo de la cabeza o la tuerca

D_{Km} ; simboliza el diámetro efectivo de contacto debajo de la cabeza o la tuerca

3.4.6.3. Ecuación según ISO 16047

La ecuación ISO 16047 se representa de la siguiente manera;

$$T = F \times \left[0.5 \times \frac{(P + 1,154\pi \times \mu_{th} \times d_2)}{(\pi - 1,154 \times \mu_{th} \times P / d_2)} + \mu_b \times \frac{D_0 + d_h}{4} \right]$$

Donde;

T ; representa el torque aplicado

F ; simboliza la precarga

P ; es el paso del perfil de la rosca

μ_{th} ; es el coeficiente de fricción en la rosca

d_2 ; representa el diámetro de paso

μ_b ; representa el coeficiente de fricción debajo de la cabeza o la tuerca

$\frac{D_0 + d_h}{4}$; simboliza el radio efectivo de contacto debajo de la cabeza o la tuerca

3.4.7. Herramientas para el control del torque

Algunas de las herramientas para el control del torque se presentan a continuación. La aplicación adecuada para cada herramienta dependerá de los requerimientos de la unión. Es importante considerar el funcionamiento y la precisión de cada una para seleccionar la herramienta más adecuada.

- Herramientas manuales, las herramientas manuales para el control del torque fueron las primeras herramientas usadas para controlar la

precarga. Existe una gran variedad de herramientas con diferentes rangos de medida para diferentes aplicaciones. Dependiendo de la herramienta, la precisión de estas puede ser desde un ± 2 a un 20% de la lectura máxima.

- El torquímetro de barra de flexión es el más sencillo de utilizar, tiene una carátula graduada que indica el torque, generalmente su rango de medida es de cero a doscientos N-m. Cabe destacar que el propósito del pivote del mango flotante, es indicar el punto donde se debe aplicar la fuerza para evitar torques erróneos, la desventaja principal de este tipo de herramienta es la dificultad de leer la carátula cuando el espacio es reducido, ya que la carátula se debe leer de manera frontal, debido a esto, se han fabricado herramientas que emiten algún tipo de señal para indicar que se ha aplicado el torque establecido sin necesidad de leer constantemente el indicador.
- Generalmente a estos torquímetros se les ajusta el torque requerido a través de una perilla con un funcionamiento igual a la perilla de un micrómetro. El rango de medida de estos torquímetros casi siempre es desde un valor diferente de cero hasta un valor máximo. Actualmente se pueden encontrar herramientas con controles electrónicos para lograr una mayor precisión y una mejor lectura, aunque hay que tomar en cuenta que mientras más dispositivos tiene una herramienta más propensa es a perder la calibración.
- Multiplicadores de torque, en aplicaciones donde se necesitan aplicar altos torques que no son posibles con una herramienta manual, es común el uso de las llaves multiplicadoras de torque. Estas llaves aumentan el torque que se aplica manualmente a través de una caja de engranes,

donde la relación de engranes puede ser desde 125:1 hasta 2,400:1, produciendo torques de salida de hasta 25 000 N-m. Pero debido a las pérdidas por fricción en la caja de engranes, la precisión se ve afectada.

La lectura del torque en este tipo de herramientas se hace a través de una carátula que indica el torque de salida. Cabe resaltar que este tipo de herramientas necesitan de un apoyo para fijar la herramienta y compensar el torque de reacción que producen.

- Torquímetros hidráulicos, otra de las formas de aplicar altos torques a un perno es a través de un torquímetro hidráulico. Esta llave utiliza un pistón hidráulico que mueve un mecanismo de trinquete que se acopla en el perno y lo gira las veces que sean necesarias para lograr el apriete. Algunas herramientas pueden producir hasta 135 000 N-m y su precisión puede ser desde un $\pm 2\%$ hasta un $\pm 10\%$ de la lectura máxima.
- Llaves neumáticas de impacto, estas herramientas utilizan aire comprimido para girar un dispositivo que se acopla al perno o la tuerca y así lograr el apriete. El torque de salida que se desea aplicar se gradúa en la herramienta. Las principales desventajas de estas herramientas son el ruido que producen y su poca precisión, que puede ser desde un $\pm 20\%$ hasta un $\pm 40\%$ de la lectura máxima. Por lo tanto no se recomiendan para aplicaciones importantes.
- Existe una herramienta que es una variación de las llaves neumáticas de impacto. La variación consiste en que usan un fluido hidráulico para girar el dispositivo de apriete, en vez de usar directamente aire comprimido. El aire comprimido sólo es usado para presurizar el fluido hidráulico, por lo que se logra un nivel bajo de ruido al estar en funcionamiento.

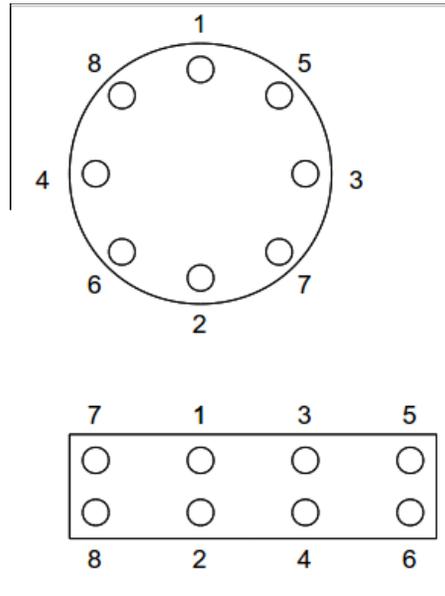
3.5. Secuencia y forma de apriete

En uniones empernadas que requieren de varios pernos para lograr la sujeción, la secuencia de apriete durante el ensamble juega un papel importante en la integridad de la unión, especialmente en uniones que utilizan empaques, debido a que la precarga no se aplica al mismo tiempo en todos los pernos, cada perno al ser apretado interfiere con la precarga de los demás, ya que los empaques se deforman por ser elementos relativamente suaves, logrando una desalineación entre las caras internas de los elementos de unión.

Los pernos que aún no han sido apretados deben vencer una fuerza adicional debido a la desalineación. Asimismo, el ensamble requiere de varias etapas de precarga, ya que al terminar la primera etapa de precarga, se puede comprobar que el primer perno apretado se ha relajado.

En condiciones ideales, lo mejor es apretar todos los pernos al mismo tiempo, pero generalmente esto es muy difícil de lograr en la práctica debido a que resulta poco económico. Por lo tanto, para lograr un apriete mas uniforme, en uniones con forma circular o cuadrada, se debe seguir una secuencia de apriete con un patrón de estrella. Asimismo, en uniones con forma rectangular se debe comenzar a apretar desde el centro hacia los lados, tratando de mantener la uniformidad del apriete. La figura 11. muestra una guía para la secuencia de apriete.

Figura 11. **Guía para la secuencia de apriete**



Fuente: elaboración propia.

El número de etapas para el apriete debe ser como mínimo de dos, aunque generalmente se siguen tres etapas, durante cada etapa, la precarga que se debe aplicar a cada perno depende de la cantidad de etapas que se van a usar, por ejemplo, si se van a utilizar tres etapas, en la primera etapa se debe aplicar una precarga igual a una tercera parte de la precarga total, en la segunda se debe aplicar la mitad del total y en la última etapa se aplica toda la precarga.

Siempre que sea posible, se deben apretar los pernos a través de la tuerca y manteniendo fija la cabeza. Mediante esta forma de apriete se logra reducir el esfuerzo torsional sobre el perno, lo que reduce la relajación torsional. Si las condiciones solo permiten el apriete a través de la cabeza, se debe tomar

en cuenta que la fricción es mayor debajo de la cabeza del perno.

3.6. Reutilización de pernos

El método de sujeción a través de pernos, es ampliamente usado tanto en uniones permanentes como en no permanentes, se considera una unión permanente aquella que ha sido diseñada para mantener la sujeción por un tiempo indefinido y se entiende como unión no permanente aquella que tiene previsto el desensamble. Cuando se requiere el diseño de una unión no permanente, es fundamental tomar en cuenta que la reutilización de un perno afecta la relación entre el torque y la precarga, ya que como se mencionó con anterioridad, una unión reensamblada ha sufrido cambios en su integridad.

Durante la precarga de un perno, el incremento de la carga axial sobre la superficie de la rosca y la superficie en contacto con la cabeza, aumenta la rugosidad en ambas superficies, lo que resulta en un aumento en el coeficiente de fricción, los coeficientes de fricción en pernos no lubricados pueden aumentar en un cien por ciento. El uso de lubricantes en el perno reduce significativamente los efectos de la reutilización aunque sea inevitable el aumento del coeficiente de fricción, ya que este aumenta solamente entre un diez a un quince por ciento en condiciones lubricadas.

Con respecto al diseño de uniones no permanentes, Shigley y Mischke proponen que para prevenir la variación en la relación torque-precarga debido a la reutilización de pernos, se debe especificar mediante métodos estadísticos, un torque que proporcione una probabilidad baja de causar deformación plástica en el perno o la tuerca. La dificultad de utilizar este método es que la información estadística sobre la distribución de la resistencia de prueba de los pernos, sólo la conoce el fabricante y resulta poco económico que el diseñador realice sus propios estudios, por lo que recomiendan usar una precarga igual al

setenta y cinco por ciento de la resistencia de prueba del perno.

Como regla general, todos los pernos y tuercas deben ser reemplazados por unos nuevos cuando se requiera reensamblar una unión permanente. Ya que en este tipo de unión, casi siempre se aplica un valor de precarga que se encuentra cerca del límite de fluencia, por lo que existe una alta probabilidad de deformación plástica en algunos puntos del perno.

3.7. Relajación

Una de las consecuencias principales de la elasticidad de los materiales es la relajación del perno, precursora de la mayoría de fallas comunes. Es por esto que en esta sección se desarrolla la relajación a través de diferentes puntos de vista.

3.7.1. Relajación inicial

La relajación inicial se refiere a la pérdida de precarga que sucede a corto plazo, generalmente luego de unas horas o menos de haber realizado el ensamble, la causa principal de la relajación inicial es la deformación permanente. Algunos empaques para uniones que involucran fluidos, requieren que los pernos sean precargados, luego aflojados y de nuevo precargados. El motivo de esto es reducir la relajación, ya que en la primera precarga el empaque se deformará cierta cantidad, por lo tanto en la segunda precarga el empaque tendrá mayor rigidez debido a la disminución en su espesor, lo que se traduce en una menor posibilidad de deformación permanente.

En las superficies en contacto que no involucran un empaque, la deformación permanente sucede debido a su aspereza. A través de un microscopio, se pueden observar picos y valles en la superficie de un perno

como en los elementos de unión, ya que estos nunca se encuentran perfectamente lisos, por lo tanto la precarga produce una alta presión sobre los picos, ya que estos puntos soportan toda la carga. La alta presión provocará que estos puntos se deformen hasta lograr una mejor distribución de la precarga y en consecuencia se producirá la relajación.

Las superficies no perpendiculares al eje central del perno de la cabeza o la tuerca provocan que sólo una porción del material soporte la precarga, por lo tanto sufrirán una deformación hasta que logren una mayor área de contacto, asimismo los agujeros demasiado grandes provocan que el perno tenga muy poca área de contacto, aumentando la presión en la pequeña porción de área. En general cualquier punto de contacto que no tenga suficiente área para soportar la precarga es un punto que tiene el potencial para deformarse permanentemente y contribuir a la relajación inicial.

3.7.2. Relajación torsional

Debido a que el esfuerzo torsional es inherente a la precarga a través del torque, la relajación torsional sucederá en todas las uniones precargadas a través de este método, la relajación torsional es causada por la oposición a la deformación que presenta el perno ya que dentro del límite elástico, siempre tenderá a regresar a su forma original. Dependiendo de la fricción en la rosca y debajo de la cabeza, la relajación puede suceder inmediatamente después de haber retirado la herramienta para el apriete o al cabo de varios días; esto es debido a que la fricción presenta la resistencia al movimiento.

3.7.3. Relajación por vibración

La relajación por vibración puede ser causada a través de tres formas, la primera es por aflojamiento, la segunda por desgaste y la última por deformación, el aflojamiento se da cuando la vibración logra producir un movimiento relativo entre el perno y la tuerca, el desgaste se da cuando las cargas cíclicas por la vibración, logran que ocurra la ruptura de las asperezas en las superficies en contacto, generalmente debajo de la tuerca, debajo de la cabeza o entre los elementos de unión.

La deformación sucede cuando la vibración logra que los empaques se compriman de manera plástica. La precarga adecuada es uno de los principales métodos para reducir la relajación por vibración, ya que la precarga aumenta la rigidez de la unión y consecuentemente responde mejor a las cargas cíclicas.

3.8. Efecto de la temperatura

Cuando se diseñan uniones que se espera que trabajen a temperaturas extremas, es importante considerar los efectos que tiene la temperatura sobre la integridad de la unión. Los efectos principales suceden en la resistencia de los materiales en función a la temperatura de trabajo y en la dilatación térmica.

3.8.1. Efecto en la resistencia del perno

Las especificaciones de resistencia de los pernos son aplicables para uso en temperaturas normales de operación, a temperaturas extremadamente altas, la resistencia del perno se ve afectada notablemente. Los pernos altamente precargados son propensos a fallar si se someten a altas temperaturas, aunque

para la mayoría de aplicaciones la pérdida de resistencia no es apreciable, ya que la temperatura de operación de un perno generalmente excede los 300°C, que es la temperatura en la que la mayoría de aceros sufren una reducción considerable en su resistencia última; si se tiene previsto que la temperatura de operación exceda, se debe considerar otros materiales más apropiados.

La operación a altas temperaturas también puede causar el fenómeno de la deformación por fluencia lenta, si se aplican cargas pequeñas dentro del rango elástico a un metal, a altas temperaturas y durante un tiempo prolongado, se observará que la deformación no desaparece completamente al retirar la carga. Persiste una pequeña deformación que no es consecuencia de un alargamiento de los granos, sino de un ligero desplazamiento de algunos granos respecto de otros. El fenómeno de la deformación por fluencia lenta tiene efectos notables cuando la temperatura alcanza un 30% de la temperatura de fusión del material.

3.8.2. Fatiga y pérdida de precarga

La dilatación térmica se define como el cambio en el volumen de un cuerpo en respuesta a la temperatura, esto es debido a que cuando un material se calienta, las moléculas tienden a separarse, el grado de expansión que sufrirá un material depende del coeficiente de dilatación.

En muchas aplicaciones es común que el perno y los elementos de unión tengan diferentes coeficientes de dilatación, esta diferencia provoca que cada uno se deforme en diferentes proporciones, lo que propicia el aumento de presión entre las superficies en contacto, como se mencionó anteriormente, este aumento de presión puede producir la deformación permanente de las asperezas, provocando la pérdida de precarga.

Si los cambios de temperatura se dan constantemente, los ciclos de aumento y decremento de carga sobre el perno pueden contribuir a la falla por fatiga.

3.8.3. Soldadura en frío

Cuando las superficies roscadas entran en contacto y son sometidos a altas cargas, es posible que entre ambas superficies suceda una adhesión atómica suficientemente fuerte para impedir el desensamble, la dilatación térmica es uno de los factores principales que causan este fenómeno; algunos materiales, como el acero inoxidable, son más propensos a este tipo de fenómeno. Asimismo, las uniones que utilizan tornillos enroscados directamente a los elementos de unión son más propensas a la soldadura en frío, ya que muchas veces existe diferencia en los coeficientes de dilatación.

Los lubricantes y recubrimientos superficiales para altas temperaturas han probado ser efectivos para prevenir la soldadura en frío, debido a que mantienen una película lubricante entre las superficies. Cuando se utilizan pernos de acero inoxidable a altas temperaturas, es reglamentario el uso de algún lubricante, los más efectivos son el disulfuro de molibdeno y aquellos que tienen como base la plata. En los motores de combustión interna con bloques de aluminio, se ha comprobado que el uso de alguna grasa lubricante con base en la silicona facilita el desensamble, el uso de roscas bastas en vez de roscas finas también se ha comprobado como una forma eficaz para prevenir el problema.

3.9. Determinación del valor de precarga

Debido a que existen muchas variables que afectan la integridad de una unión empernada, muchas veces es un reto para el diseñador determinar la precarga adecuada y el torque necesario para lograrla. Los criterios que se deben usar dependen de las necesidades de la unión, se puede intentar considerar todos los factores y variables que la afectan, pero luego se vuelve evidente la dificultad de combinar todos esos conocimientos. Por cuestión de recursos disponibles, también surge la necesidad de enfocarse en aquellos factores que son realmente importantes.

En conclusión, la determinación de la precarga con su correspondiente torque, debe considerar las variables y los factores más importantes, así como la viabilidad económica del diseño

3.9.1. Factores a considerar

El primer paso que se debe realizar para calcular la precarga, es determinar las cargas y condiciones externas que debe soportar la fuerza de apriete. La fuerza de apriete debe ser suficientemente alta para compensar todos los mecanismos que puedan producir su reducción. Los factores principales que se deben considerar son los siguientes;

- Deslizamiento de la unión, el deslizamiento es la principal falla de las uniones sometidas a cortante, aunque también se puede presentar en uniones sometidas principalmente a tracción con una pequeña carga cortante. El deslizamiento puede causar grandes concentraciones de tensiones en una estructura deformada por el deslizamiento, también se

puede producir la corrosión por desgaste si se desliza constantemente.

- Asimismo la desalineación, la fatiga y el aflojamiento son problemas potenciales. Dado que la fuerza de apriete en uniones a corte, tiene la función principal de producir suficiente fricción entre los elementos de unión, la fuerza de apriete necesaria se puede determinar a través de la siguiente ecuación;

$$F_p \times \mu_s \geq L_x$$

Donde la fuerza de apriete se representa mediante F_p , L_x simboliza la carga cortante externa y μ_s es el coeficiente de fricción estático que generalmente es de 0,15 a 0,30.

- Carga hidrostática, las uniones con empaques generalmente se utilizan en uniones de contenedores con fluidos a presión, la unión debe soportar la carga hidrostática del fluido y también debe mantener el empaque asentado. Las ecuaciones de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos o ASME por sus siglas en inglés, que se presentan a continuación, son una aproximación para calcular la fuerza de apriete necesaria durante el ensamble y durante el servicio.
- Debe observarse que estas ecuaciones especifican las fuerzas que deben soportar los pernos, ya que asumen que estos soportan toda la carga debida a la presión, la primera ecuación especifica la precarga necesaria para asentar el empaque, la segunda ecuación especifica la fuerza que se debe mantener en todos los pernos para contener la carga hidrostática y mantener el empaque asentado.

$$W_{M2} = \pi b G y$$

$$W_{M1} = \frac{\pi G^2}{4} + 2\pi G b m P$$

Donde;

W_{M1} ; representa la fuerza sobre los pernos durante el servicio, en lb

W_{M2} ; representa la precarga necesaria en todos los pernos durante el ensamble

G ; es el diámetro del empaque en pulg

P ; simboliza la presión interna en psi

b ; es el ancho efectivo del empaque en pulg

m ; simboliza el factor adimensional de mantenimiento del empaque

y ; representa la presión necesaria para asentar el empaque, en psi

El factor de mantenimiento del empaque es un factor utilizado para asegurarse que el empaque se mantenga asentado y no se produzcan fugas. Los valores del factor de mantenimiento, como el de la presión para asentar el empaque comúnmente se obtienen del fabricante.

- Separación de la unión, en las uniones sometidas a tracción, la separación es la falla principal que se debe evitar. La separación es la causa de la fuga de fluidos y la fatiga de los pernos a través de pocos ciclos. Para evitar la separación, la fuerza de apriete debe ser suficiente para soportar la carga externa.

3.9.2. Valor máximo de precarga

Cuando se ha determinado la cantidad de fuerza de apriete necesaria para evitar el deslizamiento, la separación y la fuga de fluidos; es necesario considerar una fuerza de apriete adicional a la necesaria como factor de seguridad, ya que se deben tomar en cuenta las cargas producidas por la vibración, la relajación y asimismo aprovechar al máximo la resistencia de los materiales. Sin embargo, siempre existe un límite el cuál no se debe sobrepasar, que está determinado por la capacidad de los pernos y de los elementos de unión. Los factores que determinan este límite, son los siguientes;

- Límite de fluencia del perno
- Resistencia de la rosca
- Límites establecidos por códigos de diseño
- Resistencia a esfuerzos torsionales
- Resistencia al corte del perno
- Posibilidad de rajaduras por excesiva tensión
- Posibilidad de deformar los elementos de unión
- Esfuerzo máximo que puede soportar el empaque
- Posibles daños superficiales excesivos en los elementos de unión

Con respecto al último factor, la norma VDI 2230 de la Asociación de Ingenieros Alemanes o VDI por sus siglas en alemán, propone la siguiente ecuación que determina una precarga máxima para evitar que se dañen excesivamente los elementos de unión.

$$P_G A_p \geq 0,9F_p$$

Donde P_G simboliza la presión superficial límite, que generalmente es un poco mayor al límite de fluencia del material de los elementos de unión. A_P es el área de contacto de los elementos de unión con la cabeza o la tuerca y F_p es la precarga máxima en un perno. El valor de 0,9 se agrega como factor de seguridad.

Habiendo revisado los factores que limitan la fuerza de apriete máxima, se procede a seleccionar de la tabla VI, un porcentaje de la resistencia de prueba del perno que luego se usará como el valor de precarga que se desea aplicar. Tomando en cuenta que las condiciones de la unión deben asegurar que la precarga se convertirá totalmente en fuerza de apriete.

Tabla VI. **Precargas comunes como porcentajes de la resistencia de prueba**

Porcentaje	Aplicación
25 - 39	Uniones poco importantes expuestas a cargas estáticas. Generalmente en cimentaciones y anclajes de maquinaria.
40 - 49	Uniones con empaque en equipos que se encuentran especificados por los códigos de la ASME.
50 - 60	Uniones que no utilizan empaque. Para uniones con empaque diseñadas bajo los códigos de la ASME, generalmente es la máxima precarga aceptable.
70 - 75	Límite superior para las uniones sin empaque que han tenido problemas en el pasado.

Fuente: Bickford, John H. Introduction to the design and behavior of bolted joints. p. 399.

Luego de haber seleccionado el porcentaje adecuado, se utiliza la siguiente ecuación para obtener la precarga que se aplicará al perno.

$$F_p = \text{Porcentaje} \times S_p \times A_s$$

Donde S_p es la resistencia de prueba del perno y A_s es el área de esfuerzo a tensión.

3.9.3. Estimación del torque necesario

Para la estimación del torque, se puede utilizar tanto la ecuación corta como las ecuaciones largas. La decisión se debe hacer en base a las necesidades y los recursos con los que se cuentan.

Si se utiliza la ecuación corta, es posible seleccionar un factor K de alguna tabla, recordando que es muy probable que las condiciones de ensayo con el que se obtuvo el factor no siempre son las mismas que las presentes en la aplicación. Si se tienen los recursos, la experimentación es lo mejor.

Es importante tomar en cuenta que si se usa algún dispositivo anti-vibratorio que retenga el torque, se debe considerar este torque en la ecuación que se escoja, ya que aumenta el torque necesario para lograr una misma precarga.

4. ASPECTOS GENERALES DE LA INCORRECTA PRECARGA

En los capítulos anteriores se mencionó constantemente la importancia de una precarga adecuada, el propósito principal del estudio de las uniones empernadas es evitar la falla, a través de técnicas efectivas de diseño y de ensamble, las fallas en uniones con sujetadores roscados suceden cuando el perno deja de efectuar su función de mantener la sujeción adecuada.

Lo que se encuentra comúnmente en el campo, es que las uniones fallan cuando los pernos no tienen suficiente precarga, y esto debido a deficiencias en el proceso de ensamble, en otros casos la falla sucede por la inestabilidad en la precarga, ya que factores como la temperatura y la rigidez de los empaques causan variación en las condiciones de trabajo del perno.

Cuando no se tiene control en la calidad de los pernos que se usarán, las fallas pueden suceder a causa de materiales defectuosos que no cumplen con las especificaciones de resistencia; la falta de precisión en las dimensiones, los tratamientos térmicos inadecuados y el uso de materiales de baja calidad pueden producir fallas que aparentemente no tienen alguna causa.

Es obvio que si faltan pernos en una unión, estos no cumplirán con su función asignada. La experiencia ha demostrado que la causa principal de la falta de pernos es el aflojamiento, generalmente debido a la vibración, aunque no es sorpresa que la falta sea porque no se instalaron durante el ensamble, algunas veces por la desalineación y otras por incompetencia.

Por lo tanto, en este capítulo se describirán brevemente los problemas que suceden cuando no se logra la precarga correcta.

- Falla estática del sujetador, si se aplica demasiada precarga, el cuerpo del perno sufrirá la rotura o la rosca se dañará de forma irreparable.
- Falla estática de los elementos de unión, la precarga excesiva también puede aplastar, deformar e incluso fracturar los elementos de unión, tales como las bridas o piezas de fundición.
- Aflojamiento por vibración, la precarga adecuada ayuda a minimizar el aflojamiento de la tuerca, aunque si la vibración es extrema, son necesarios otros dispositivos para evitarlo.
- Falla por fatiga del perno, la mayoría de pernos que fallan durante el servicio es debido a la fatiga. Una precarga suficientemente alta reduce la variación de las cargas cíclicas, y se ha comprobado que los pernos con insuficiente precarga sufren de mayor variación.
- Corrosión por rajadura, al igual que la fatiga, la corrosión por rajadura puede causar la rotura de un perno. Los esfuerzos iniciales creados por la precarga propiciarán la corrosión por rajadura si se sobrepasa cierto límite.
- Separación de la unión, la precarga adecuada previene la separación, esto significa que previene fallas como fugas en tuberías o motores. Asimismo la separación significa que el perno soporta en totalidad la carga externa.

- Deslizamiento de la unión, debido a que la mayoría de uniones a corte dependen de la fuerza de fricción para mantener su integridad, la precarga es importante ya que la fricción es consecuencia de la fuerza de apriete que aplica sobre los elementos de unión. Si la precarga es insuficiente, la unión se desliza y causa desalineación, deformación o falla cortante en los pernos.

Es conveniente notar que en los problemas mencionados anteriormente se especifica que se requiere de una precarga adecuada, no en todos los casos es deseable una precarga muy alta, así como una precarga muy baja; más importante aún, es la uniformidad de la precarga en un grupo de pernos, ya que generalmente las uniones están conformadas por varios pernos y no solamente uno. La precarga no uniforme puede dañar severamente los empaques o deformar la unión. De igual manera, la precarga no uniforme significa que algunos pernos soportarán mayor carga externa. Si no se distribuye equitativamente la carga como fue diseñado, algunos pernos fallarán primero.

5. FATIGA EN PERNOS DE FIJACIÓN

Al igual que en todos los elementos de máquinas, la fatiga en los pernos de fijación constituye la principal causa del debilitamiento de los materiales, es por esto que en esta sección se examinará brevemente.

5.1. El proceso de fatiga

La falla por fatiga en un material ocurre bajo el efecto acumulativo de un número de ciclos de esfuerzos alternantes, generalmente esfuerzos de tracción. Por lo tanto la fatiga sucede en los pernos y no en los elementos de unión, ya que sólo los pernos se encuentran bajo tracción.

La tensión necesaria para producir la falla por carga alternante casi siempre es menor que la tensión necesaria para producir la falla por carga estática, ya que los materiales tienen una resistencia a la fatiga, dependiendo del método de fabricación, la resistencia a la fatiga de una pieza puede tener un valor de un treinta y cinco a un cincuenta por ciento de la resistencia de tensión, aunque puede ser menor en algunos casos.

Los puntos de concentración de tensiones son los lugares donde se inician las pequeñas rajaduras, que luego se propagan hasta producir la rotura por fatiga. Para que ocurra la falla por fatiga, se deben presentar cuatro condiciones: cargas cíclicas, esfuerzos por encima del límite de fatiga, un material susceptible a fatigarse y un punto de concentración de tensiones. Si se presentan las condiciones, la fatiga sucederá a través de la siguiente secuencia;

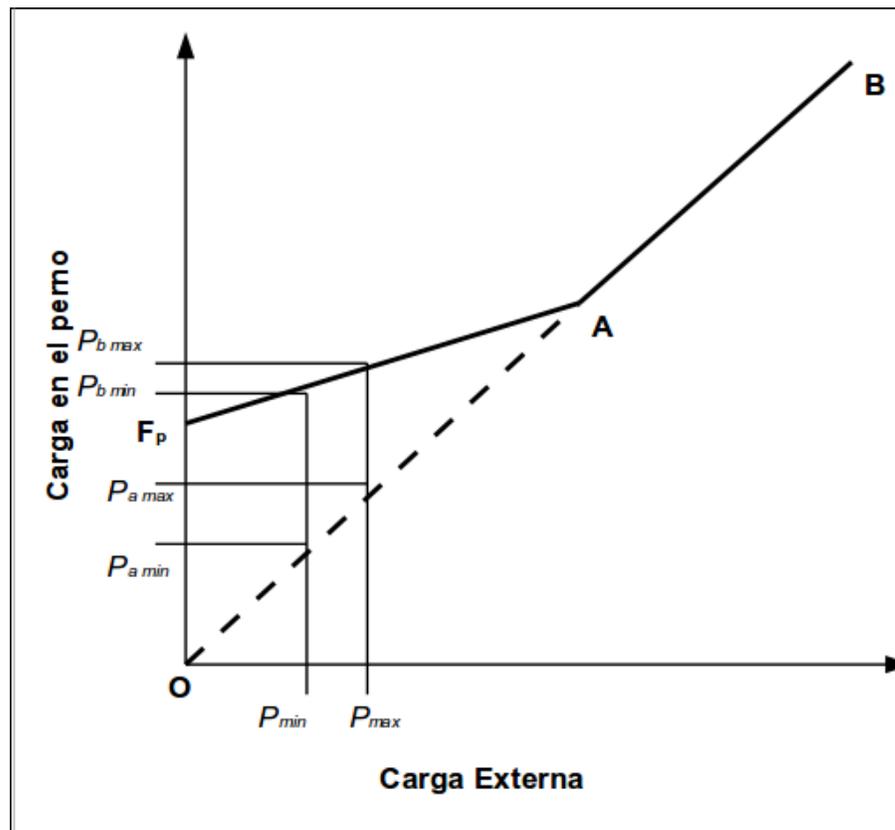
- Inicio de las rajaduras, los defectos que inician el proceso de fatiga pueden ser debidas a diversos factores, los más comunes son: rayones accidentales, grietas por tratamiento térmico inadecuado, picaduras debidas a la corrosión, inclusiones en el material, cambios bruscos de forma, y rayones por un chorreado con arena, entre otros. Por lo tanto es acertado afirmar que ninguna pieza se encuentra libre de estos defectos.
- Crecimiento de las rajaduras, cuando una pieza está sujeta a cargas cíclicas, las concentraciones de tensión comienzan a romper el material en la raíz de las rajaduras. Pero como estas son bastante pequeñas, el crecimiento es relativamente lento.
- Propagación de las rajaduras, a medida que la rajadura va creciendo, los niveles de concentración de tensiones en la raíz también van aumentando. Por lo tanto la cantidad de material capaz de soportar las cargas decrece y el crecimiento de las rajaduras aumenta de velocidad.
- Ruptura final, cuando las rajaduras logran eliminar la capacidad del perno de resistir cargas cíclicas adicionales se produce la falla. La falla ocurre de manera repentina e inesperada por medio de una rotura, ya que las grietas que inician el proceso de fatiga no son visualmente notables. Asimismo el comportamiento del perno parece normal durante el proceso.

El número de ciclos necesarios para producir la rotura se conoce como vida a fatiga. Cuando un perno ha fallado por fatiga, la vida a fatiga de los pernos restantes en la misma unión puede verse severamente reducida, ya que la fuerza de apriete se reduce y el rango de variación en la carga aumenta. En consecuencia, es recomendable sustituir todos los pernos de la unión y no solamente el que falló.

5.2. Relación precarga-resistencia a la fatiga

Una de las principales ventajas de aplicar una precarga adecuada, es la de minimizar la fatiga en el perno. Ya que la precarga reduce la variación de la carga externa que debe soportar el perno, como se explica en la siguiente figura;

Figura 12. Diagrama carga en el perno contra carga externa



Fuente: elaboración propia

La línea **OAB** representa el comportamiento del perno cuando no ha sido precargado, P_{min} y P_{max} representan las cargas externas mínimas y máximas. Cuando no se le ha aplicado una precarga al perno, la carga soportada por el perno varía desde $P_{a\ min}$ hasta $P_{a\ max}$ y es la misma variación que existe en la carga externa, ya que el perno la está soportando en su totalidad. Pero, si se aplica una tensión inicial representada por F_p , la variación en la carga que soporta el perno será solamente desde $P_{b\ min}$ hasta $P_{b\ max}$. En consecuencia, la reducción en la variación de la carga que soporta el perno, minimiza los efectos de la fatiga y aumenta el número de ciclos que puede ser sometido el perno.

5.3. Otras formas de minimizar la fatiga

La precarga adecuada es la principal forma para reducir los efectos negativos de las cargas cíclicas, aunque también existen otras formas como las que se presentan a continuación;

- Raíces redondeadas del perfil de la rosca, los ángulos agudos siempre son puntos de concentración de tensiones, estos ángulos se pueden encontrar en las raíces de la rosca. Por lo que el uso de un perfil de rosca con raíces redondeadas como la rosca MJ o UNJ ayuda a incrementar la resistencia a la fatiga.
- Roscas laminadas en frío, el uso de pernos con roscas laminadas en vez de roscas cortadas con machuelo y terraja, proporciona un mejor acabado superficial ya que se mantiene la uniformidad del grano en la parte roscada. Asimismo el proceso de laminación en frío produce una superficie en compresión, lo que ha sido comprobado como beneficioso en cuanto a la resistencia a la fatiga.

- Filetes redondeados, entre el cuerpo y la cabeza del perno se da lugar un cambio brusco de forma, es debido a esto que es uno de los principales puntos de rajadura. Por lo tanto, escoger pernos que tengan un filete redondeado asegura un cambio de forma más gradual, lo que conlleva una mejor resistencia a la fatiga.
- Perpendicularidad, la perpendicularidad entre el cuerpo y la cara debajo de la cabeza del perno es un factor importante. Ya que el esfuerzo no será uniforme si el cuerpo se encuentra torcido y esta falta de distribución produce concentración de tensiones.
- Evitar la corrosión, como se mencionó anteriormente, las picaduras debidas a la corrosión producen concentración de tensiones, aunque los puntos con alta concentración de tensiones también son más propicios a la corrosión.
- Minimizando la variación de la carga, minimizar la variación de la carga es la forma principal de reducir la fatiga. Se puede llevar a cabo de otras maneras aparte de la precarga adecuada. Una de ellas es aumentando la rigidez de los elementos de unión, esto se puede llevar a cabo usando empaques más rígidos o reduciendo el espesor de las partes unidas cuando sea permisible. También se puede reducir la rigidez del perno para que sea menor en relación con la rigidez de la unión. Lo importante es que el perno soporte una menor fracción de la carga externa que los elementos de unión.

6. CORROSIÓN

Uno de los problemas más comunes en las uniones con sujetadores roscados es la corrosión, afecta la estabilidad de la fuerza de apriete y reduce la vida útil de las uniones. La excesiva corrosión propicia el debilitamiento de los pernos y también acelera la fatiga, asimismo, puede dificultar el desensamble o incluso hacerla imposible.

La susceptibilidad a la corrosión de un perno depende de las condiciones del medio, por lo tanto, la corrosión es definida como la deterioración de un material debido a su reacción al medio.

6.1. El mecanismo de corrosión

Todos los metales tienen un potencial eléctrico característico, determinado por su estructura atómica y basado en la facilidad del material para producir o absorber electrones, los materiales que proveen electrones se conocen como anódicos y aquellos que absorben electrones se llaman catódicos; si ambos tipos de materiales se encuentran debidamente conectados, forman una batería.

Ningún material es solamente un ánodo o un cátodo, un material puede funcionar como cualquiera de los dos, dependiendo del otro material al cuál está conectado. El potencial anódico o catódico de los metales está definido por la tabla llamada serie galvánica, aunque cada metal tiene su característico potencial eléctrico, existen otros factores que pueden alterarlo, la condición activa o pasiva del metal, que se cree que es debido a la presencia de una capa

delgada de óxido que lo aísla, altera su potencial eléctrico. El incremento de la tensión y las temperaturas elevadas también pueden alterar el potencial, algunos materiales pueden ser más anódicos en los límites de grano o a la vecindad de impurezas en el metal.

Las cuatro condiciones esenciales para que ocurra la corrosión son: un ánodo, un cátodo, un electrolito y una conexión metálica, si dos metales con diferente potencial eléctrico se encuentran conectados y sumergidos en un electrolito, forman una batería; en este proceso, el ánodo provee los electrones que migrarán hacia el cátodo. Por lo tanto, el ánodo se destruirá gradualmente es decir, se corroerá, en cambio el cátodo recolecta material y lo expone en su superficie.

Las pilas galvánicas no se dan solamente cuando dos metales distintos se encuentran conectados, también se pueden dar dentro de un mismo metal cuando por algún motivo existen zonas próximas entre sí que exhiben una diferencia de potencial.

6.2. Corrosión por rajadura

La corrosión por rajadura es el principal tipo de corrosión relacionado con una precarga inadecuada, ya que los esfuerzos hacen que un cuerpo se comporte de manera más anódica, en consecuencia, si se presentan pequeñas rajaduras en un perno debido a una excesiva precarga, la alta concentración de tensiones alrededor de las rajaduras creará que estas zonas se comporten como ánodos con respecto a las zonas adyacentes, produciendo pequeñas baterías en el perno.

Tanto la corrosión como la fatiga incentivan que las rajaduras vayan creciendo y se propaguen en todo el perno, al igual que en la fatiga, la falla producida a través de la corrosión por rajadura es mediante la rotura; como la rotura sucede de forma repentina e inesperada, es difícil establecer si un perno ha fallado debido a la fatiga o a la corrosión.

Las tres condiciones necesarias para que suceda la corrosión por rajadura son: un material susceptible, un esfuerzo suficientemente alto y un electrolito, la mayoría de materiales usados en la fabricación de pernos son muy susceptibles a la corrosión, también una precarga alta es muy deseable en la mayoría de aplicaciones, en consecuencia, eliminar el contacto del perno con el electrolito es la principal manera de combatir la corrosión por rajadura.

Mediante un recubrimiento superficial en el perno, es posible aislarlo del electrolito. Materiales como el aluminio, los cerámicos y el grafito son muy efectivos para evitar la corrosión por rajadura, otros recubrimientos que han resultado efectivos son el níquel, el níquel cadmio y el zinc cromato.

7. AFLOJAMIENTO

El aflojamiento de los pernos es uno de los problemas comunes encontrados en el campo, la vibración es la causa más común, aunque también lo puede causar el deslizamiento de la unión, la flexión y los cambios de temperatura, en este capítulo se estudiará de manera general el aflojamiento, haciendo mayor énfasis en los métodos para evitarlo ya que resulta de mayor utilidad.

7.1. Causas del aflojamiento

Cuando las fuerzas de fricción que existen entre las superficies en contacto con el perno, son reducidas o eliminadas, se produce el aflojamiento. La susceptibilidad al aflojamiento por vibración de un perno dependerá de la dirección del movimiento vibratorio, generalmente las uniones sujetas a vibración transversal son más propensas a aflojarse que las uniones con vibración axial, los mecanismos por los cuáles la vibración produce el aflojamiento no han sido comprendidos en su totalidad, aunque es universalmente aceptado que la pérdida de precarga es la causa de la disminución de la fricción en las superficies en contacto.

Los pernos sujetos a cambios de temperatura, impactos y vibraciones no pierden la precarga de manera inmediata, sino que es a través de un proceso lento, sólo cuando la precarga ha alcanzado un nivel suficientemente bajo, las fuerzas de fricción serán insuficientes para mantener la lentitud del proceso, por lo que en este momento el aflojamiento sucederá de manera rápida.

7.2. Métodos para evitar el aflojamiento

Las condiciones esenciales para que se produzca el aflojamiento son las siguientes: una carga cíclica transversal y el deslizamiento de los elementos de unión o de las superficies roscadas, en muchos casos las cargas cíclicas son inevitables, por lo tanto, evitar el deslizamiento es esencial para evitar que los pernos se aflojen.

El deslizamiento se puede evitar a través de tres métodos: manteniendo una fricción alta, utilizando dispositivos mecánicos y reteniendo el torque; los cuáles se pueden lograr de diversas formas, las más comunes se presentan a continuación.

7.2.1. Precarga adecuada

La forma más simple y económica de minimizar el aflojamiento es mediante una precarga adecuada, una alta precarga produce una fuerza normal alta, que consecuentemente produce una alta fuerza de fricción que reduce la posibilidad del movimiento relativo entre el perno y la tuerca. Por lo tanto es muy importante lograr un buen control de la precarga durante el ensamble.

7.2.2. Tuercas y pernos que retienen el torque

Este tipo de tuercas y pernos pueden ordenarse bajo la siguiente clasificación general;

- Pernos o tuercas de material metálico cuyas roscas han sido modificadas o distorsionadas intencionalmente para interferir con el movimiento de giro.

- Pernos o tuercas con algún inserto no metálico en la rosca para resistir el movimiento de giro.
- Tuercas con un collarín que interfieren con el movimiento de giro.

La figura 13. muestra una tuerca cuya clasificación corresponde a la primera mencionada. Este tipo de tuerca contiene ranuras que permiten que los últimos hilos de la rosca sean ligeramente doblados hacia al centro para presionar la rosca del perno. La figura 14. muestra una tuerca con inserto de nylon y la figura 15. muestra una tuerca con una cara interna dentada que se incrusta en la superficie de la unión.

Figura 13. **Tuerca retenedora del torque con rosca distorsionada**



Fuente: http://www.mechanicsupport.com/stop_nut.html. [Consulta: 18 de agosto del 2011]

Figura 14. **Tuerca con inserto de nylon**



Fuente: <http://en.wikipedia.org/wiki/Locknut>. [Consulta: 18 de agosto del 2011]

Figura 15. **Tuerca con superficie dentada**



Fuente: http://en.wikipedia.org/wiki/Serrated_face_nut. [Consulta: 18 de agosto del 2011]

Cuando se pretenda el uso de este tipo de pernos y tuercas de deben considerar los siguientes aspectos para utilizar el tipo más apropiado;

- Límites de temperatura de operación
- El acomodo de las superficies roscadas
- Posibilidad de dañar las roscas
- Reusabilidad
- Herramientas necesarias para el ensamble

- Efectos en las propiedades mecánicas de la unión, como por ejemplo, verificar si afecta de manera considerable la rigidez o si produce concentración de tensiones.

7.2.3. Soldadura

Si el tamaño de las tuercas lo permite, estas pueden ser soldadas al perno. El procedimiento que se usa comúnmente es aplicar un punto de soldadura en la tuerca y en la punta del perno, otro procedimiento común es soldar la tuerca y la cabeza a los elementos de unión. Este procedimiento se usa exclusivamente en uniones permanentes que no tienen previsto algún desensamble durante su vida útil, ya que por lo general es necesario cambiar los pernos y tuercas por unos nuevos cuando se desensamblan.

7.2.4. Pines, chavetas y alambres de amarre

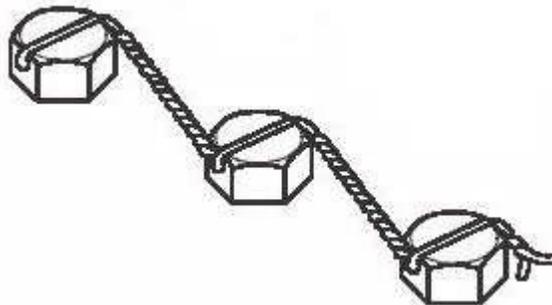
El uso de estos tipos de dispositivos mecánicos fueron los primeros intentos para evitar el aflojamiento, aunque aún son ampliamente utilizados, estos dispositivos pueden efectivamente evitar que se caiga el perno y la tuerca, aunque no son efectivos para evitar la pérdida de precarga, debido a esto, se deben usar solamente en aplicaciones donde la precarga no es un factor muy importante o donde el perno actúa principalmente como un eslabón de unión. La figura 16. muestra un perno con una tuerca almenada usando una chaveta de seguridad y la figura 17. muestra la forma de usar el alambre de amarre entre varios pernos.

Figura 16. **Perno con tuerca almenada**



Fuente: <http://www.mustangandfords.com>. [Consulta: 18 de agosto del 2011]

Figura 17. **Pernos sujetos con alambre de amarre**



Fuente: <http://mgaguru.com/mgtech/tools/ts121.hmt>. [Consulta: 18 de agosto del 2011]

7.2.5. Dobles tuercas

Las dobles tuercas son un método popular para evitar el aflojamiento. Se utiliza una tuerca delgada y una de espesor normal, la tuerca delgada se coloca entre la unión y la tuerca de espesor normal, el espesor de la tuerca delgada debe ser como mínimo de dos tercios del espesor de la tuerca normal. El procedimiento adecuado para llevar a cabo el ensamble es: apretar la tuerca delgada primero y luego la tuerca gruesa, luego se debe aflojar parcialmente la tuerca delgada forzándola a ser presionada contra la tuerca gruesa y finalmente se deben apretar contra la unión ambas tuercas, al mismo tiempo y al torque necesario.

7.2.6. Adhesivos anaeróbicos

Los sujetadores roscados asegurados mediante adhesivos anaeróbicos han comprobado ser muy efectivos y han incrementado su popularidad de uso ya que estos pueden usarse tanto en pernos grandes como en pequeños, asimismo, su costo es relativamente bajo y no dañan las roscas.

Los adhesivos anaeróbicos entran en funcionamiento cuando se les aplica una alta presión y se encuentran en un ambiente sin aire, son aplicados en las partes roscadas de la misma forma que se aplica un lubricante. Al ser ensambladas las piezas, estas se adhieren por la presión producida por la precarga, algunos permiten el desensamble mediante herramientas comunes y otros requieren herramientas especiales e incluso calor.

Existe una gran variedad de adhesivos para diferentes necesidades, la selección se debe hacer en base a la holgura en la rosca que se debe rellenar, la fuerza de adhesión necesaria, el método de aplicación, el tamaño del perno, la temperatura de operación, entre otros.

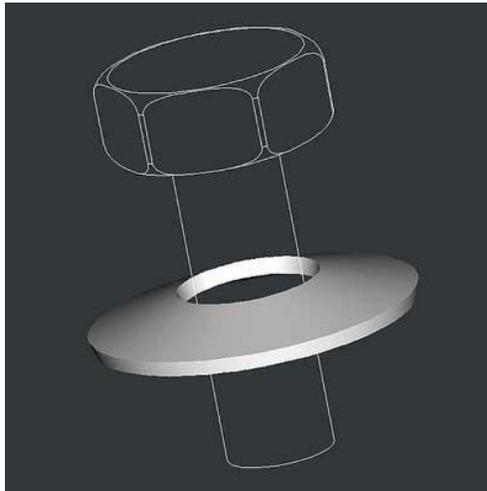
Otra de las funciones de estos adhesivos es evitar la fuga de fluidos y prevenir la corrosión de las superficies roscadas ya que las sella. También evitan la soldadura en frío durante el servicio y si son aplicados de forma adecuada, pueden producir un factor de tuerca de entre 0,14 y 0,17, por lo que sirven como lubricantes para el ensamble.

7.2.7. Roldanas especiales

El propósito de las roldanas resistentes a la vibración puede ser para mantener la tensión en el perno o incrustarse en las superficies para retener el torque.

Las roldanas cónicas de Belleville son muy usadas en aplicaciones relacionadas con los recipientes a presión. El propósito de estas es empujar la tuerca hacia afuera y mantener la tensión en el perno, generalmente se utilizan apiladas unas sobre otras para incrementar su constante de resorte y mitigar los efectos de la dilatación térmica. La figura 18. muestra una roldana cónica.

Figura 18. **Roldana cónica de Belleville**



Fuente: <http://www.gujaratwashers.com/belleville-washers.htm>. [Consulta: 18 de agosto del 2011]

La forma cónica hace que estas roldanas pueden soportar cargas altas con deflexiones pequeñas, asimismo dependiendo del número de roldanas y la forma en que se apilen, así varía la constante de resorte. Las roldanas cónicas se pueden apilar en tres formas;

- En paralelo; cuando todas se apilan en la misma dirección
- En serie; cuando todas se apilan en dirección contraria
- En serie-paralelo; cuando se combinan ambas formas

Otro tipo de roldana que funciona en forma similar a las roldanas cónicas es la roldana espiral de resorte, este tipo de roldana resulta muy efectivo para reducir la relajación, lo que conlleva la reducción de la posibilidad de aflojamiento ya que se mantiene la precarga.

La roldana dentada funciona de la misma manera que una tuerca dentada, esto es incrustándose en las superficies de la tuerca y la unión. Aunque para lograr esto, se deben usar exclusivamente sobre materiales de baja dureza.

8. ASPECTOS GENERALES DEL MANTENIMIENTO DE UNIONES EMPERNADAS

Es importante que durante las rutinas de mantenimiento de las máquinas y sus elementos, se incluya a las uniones emperradas. Su mantenimiento consta generalmente de una inspección que a pesar de ser sencilla, es muy útil para prevenir fallas mayores en el futuro.

8.1. Inspección

La inspección de la integridad de una unión emperrada, es uno de los aspectos más importantes para asegurar la vida útil del equipo, la inspección de la unión se puede llevar a cabo durante el funcionamiento del equipo o durante el desensamble por mantenimiento.

En general, los sujetadores roscados no deben ser removidos para una inspección, a menos que la unión necesite ser desarmada por necesidad de mantenimiento, las uniones que necesitan ser desarmadas frecuentemente, deben ser consideradas como uniones no permanentes y se debe revisar el estado de los pernos antes del montaje, en la inspección de pernos que han sido removidos por mantenimiento, se deben seguir los siguientes criterios generales para considerar su reutilización;

- Los pernos y las tuercas no deben tener rajaduras
- Las partes roscadas no deben estar dañadas
- Las piezas roscadas deben tener facilidad para el encaje a mano

En uniones consideradas como permanentes que requieran el desensamble, no deben reutilizarse los pernos.

Durante el servicio de una unión, también se deben hacer inspecciones rutinarias que no requieren el desensamble y que deben abarcar los siguientes aspectos;

- Inspección sobre el estado de corrosión, la inspección debe abarcar tanto a la unión como al sujetador. Una superficie ligeramente oxidada generalmente no afecta la resistencia, pero debe ser removida para evitar que se propague. Luego de la remoción del óxido se debe usar algún método para evitar un reincidente ataque corrosivo. Si las piezas presentan picaduras o corrosión excesiva, es preferible programar su reemplazo.
- Inspección de la cantidad de hilos salientes, para asegurar que existen suficientes hilos en contacto, debe existir por lo menos un hilo que sobresalga de la cara exterior de la tuerca. Si los pernos presentan entre sí una diferencia excesiva de hilos sobresalientes, puede ser un indicador de que la unión no se encuentra alineada y posiblemente la carga no está distribuida de manera uniforme entre todos los pernos. Generalmente se debe evitar una cantidad mayor de diez hilos sobresalientes.
- Inspección de las roldanas, las roldanas se deben revisar si se encuentran dobladas o rajadas, generalmente esto es un indicador de una excesiva precarga, asimismo, el estado de corrosión debe ser inspeccionado.

- Inspección de la precarga, como consecuencia del fenómeno de la relajación, es importante verificar de manera rutinaria el estado de la precarga, si la inspección se lleva a cabo luego de mucho tiempo de servicio y se encuentra algún perno fuera de especificación, es muy probable que las condiciones de fricción hayan cambiado, por lo tanto, puede ser que no se produzca la precarga deseada al reapretar al torque original de diseño. Esta variación en la precarga puede ser menor si en la instalación se utilizó un lubricante de buena calidad, pero para aplicaciones críticas, es recomendable utilizar un método de control de precarga más preciso.
- Inspección del estado del empaque, verificar el estado de las uniones con empaque es muy importante para prevenir desastres mayores. Principalmente se debe revisar si existen pequeñas fugas, dependiendo del fluido que se maneje, una fuga descuidada puede llegar a corroer los pernos, las fugas también son un indicador de precarga inadecuada, un empaque inadecuado o un empaque vencido.

9. RESULTADOS EXPERIMENTALES

Uno de los aspectos más importantes en el campo de la ingeniería mecánica es trasladar el conocimiento teórico hacia el ámbito práctico. Numerosos investigadores sobre el tema de uniones empernadas realizaron ensayos para comprobar sus teorías, asimismo, otros autores enfatizan que para poder realizar un diseño adecuado de una unión empernada, es necesario introducir valores determinados experimentalmente dentro de las ecuaciones, por lo tanto, para comprobar la revisión teórica presentada en los capítulos anteriores, esta sección se concentrará en los ensayos realizados por el autor.

9.1. Descripción

El objetivo de los ensayos experimentales realizados en este trabajo, fue el de investigar el efecto de la variación de las condiciones de fricción sobre la relación torque-precarga, en uniones con sujetadores roscados.

La variación de las condiciones de fricción se llevó a cabo a través de tres formas: variando la fricción en las partes roscadas, apretando a través de la cabeza del perno y utilizando roldanas planas debajo de la tuerca.

Para verificar el efecto que tiene la variación de la fricción en la rosca sobre la relación torque-precarga, se utilizaron tres diferentes lubricantes;

- Aceite para la lubricación durante el proceso de maquinado; que es un remanente del proceso de fabricación de los pernos.

- Grasa multipropósito con jabón de litio con aditivos de extrema presión (Grasa EP2).
- Grasa con níquel y grafito, especial para pernos en aplicaciones de altas temperaturas y que evita la soldadura en frío.

Para verificar si la fricción debajo de la cabeza tiene un efecto considerable, se apretó a través de la tuerca en un grupo de especímenes y en otro grupo se apretó a través de la cabeza. El efecto del uso de roldanas se investigó usando roldanas en un grupo de especímenes y en otro no.

Los ensayos consistieron en medir la precarga que se alcanzaba bajo las diferentes condiciones. La precarga fue medida mediante la elongación del perno utilizando un micrómetro de exteriores y el torque se controló con el uso de un torquímetro de barra de flexión. Cada condición de fricción se ensayó diez veces utilizando pernos, tuercas y roldanas nuevas.

El dispositivo de pruebas utilizado consistió en una barra de acero, con un agujero en el centro a través del cuál se introdujeron los pernos con sus tuercas y se apretaron. A la barra se le maquinaron sus extremos para que quedaran perpendiculares a la línea central del agujero. También se le maquinaron caras planas por ambos lados en su sección longitudinal, para que en una prensa de banco, fuera posible sujetarla sin posibilidad de moverse. La figura 19. muestra el dispositivo de pruebas.

Figura 19. **Dispositivo de pruebas**



Fuente: elaboración propia.

El procedimiento llevado a cabo durante los ensayos fue el siguiente;

- Se tomaban las medidas necesarias para el cálculo de la elongación de cada uno de los pernos, tuercas y roldanas.
- Luego se colocaba el perno dentro de la barra, se le aplicaba el lubricante y se colocaba la tuerca.
- En seguida se aplicaba un torque a través de la cabeza o la tuerca, dependiendo de la condición que se estuviera ensayando, mientras se fijaba el otro extremo con una llave hexagonal.

- Al finalizar el apriete, se desmontaba la barra del banco y se medía la longitud del perno.
- Con los datos obtenidos, se calculaba la precarga y el factor de tuerca de cada uno de los especímenes.

Como especímenes de prueba se utilizaron pernos hexagonales de 10mm de diámetro, con rosca basta y de clase de propiedad 8.8, en conjunto con tuercas del mismo material. Las roldanas usadas fueron de acero endurecido.

Para el cálculo de la precarga mediante la medición de la elongación, fue necesario el uso de la ecuación del alargamiento del perno.

$$\Delta L = F_p \left(\frac{L_{EB}}{A_B E} + \frac{L_{ET}}{A_T E} \right)$$

$$\frac{\Delta L}{\left(\frac{L_{EB}}{A_B E} + \frac{L_{ET}}{A_T E} \right)} = F_p$$

Las variables de entrada para calcular la precarga fueron solamente la longitud del perno sin precarga y la longitud con precarga, la diferencia entre ambos datos corresponde al cambio de longitud del perno, las longitudes efectivas y el área a tensión se calcularon con sus ecuaciones respectivas que se presentan en este trabajo. El área del cuerpo del perno fue calculado midiendo el diámetro, en cambio, para el módulo de elasticidad del perno fue necesario recurrir a una fuente bibliográfica (No. 4, p. 88) en la cual se encontró que el módulo de elasticidad para un perno de clase de propiedad 8.8 corresponde a 202 016 N/mm².

El factor de tuerca se calculó usando la ecuación corta, introduciendo la precarga obtenida mediante la elongación del perno, el diámetro nominal y el torque aplicado, que fue de 60 N-m.

El torque se seleccionó estimando una precarga que no produciría una deformación permanente en los pernos, utilizando un factor de tuerca de 0,2 como promedio.

$$T = F_p \times D \times K$$

$$\frac{T}{F_p \times D} = K$$

$$\frac{60}{F_p \times 0,010} = K$$

9.2. Valores obtenidos

Los resultados obtenidos durante los ensayos se muestran a continuación. Los factores de tuerca y las precargas con sus respectivas desviaciones son los promedios de cada grupo de pernos.

Tabla VII. **Valores experimentales obtenidos**

Grupo	Condición	Precarga promedio [kN]	Desviación media de la precarga [kN]	Factor de tuerca promedio
1	A	40,994	11,962	0,160

Continuación de la tabla VII.

2	B	44,953	4,137	0,139
3	C	47,548	2,565	0,180
4	D	46,172	26,033	0,153
5	E	43,285	6,939	0,144
6	F	24,237	2,433	0,254
7	G	34,602	1,255	0,176

Fuente: elaboración propia.

Condiciones de fricción durante los ensayos;

- Condición A; pernos lubricados con el aceite remanente de su fabricación, apretados a través de la tuerca y con roldanas.
- Condición B; pernos lubricados con grasa EP2, apretados a través de la tuerca y con roldanas.
- Condición C; pernos lubricados con grasa de níquel y grafito, apretados a través de la tuerca y con roldanas.
- Condición D; pernos lubricados con el aceite remanente, apretados a través de la cabeza y con roldanas.
- Condición E; pernos lubricados con grasa EP2, apretados a través de la cabeza y con roldanas.

- Condición F; pernos lubricados con grasa EP2, apretados a través de la tuerca y sin roldanas.
- Condición G; pernos lubricados con grasa de níquel y grafito, apretados a través de la tuerca y sin roldanas.

9.3. Conclusiones de los resultados

- La variación de las condiciones de lubricación en un perno, muestran incidencia en la precarga aplicada, mientras más efectivo sea un lubricante, mayor será la precarga lograda bajo el mismo torque debido a que el lubricante reduce la fricción, por lo tanto, es menor el torque necesario para vencer la fricción durante el giro de la tuerca.
- El efecto más significativo de las condiciones de lubricación en un perno, no es el aumento o decremento de la precarga, sino la variación en la desviación media de la precarga en un grupo de pernos, los valores obtenidos con los diferentes lubricantes muestran que mientras más efectivo sea un lubricante, la desviación media de la precarga será menor.
- El apriete a través de la cabeza o la tuerca tiene un efecto significativo en la variación de la precarga, el apriete a través de la tuerca presenta una mayor precarga que el apriete a través de la cabeza, debido a que es más probable que el lubricante en la rosca migre hacia la cara interna de la tuerca, por lo que la fricción es reducida en ambas superficies. Si se aprieta a través de la cabeza, es muy poco probable que el lubricante en la rosca migre hacia la cara interna de la cabeza.

- El uso de roldanas en una unión atornillada puede tener un efecto negativo en la desviación media de la precarga, ya que si la roldana se mueve mientras se realiza el apriete, este reduce la fricción durante el giro y en consecuencia aumenta la precarga; pero como el giro de la roldana es difícil de controlar (a veces gira y a veces no gira), la desviación media de la precarga aumenta.

CONCLUSIONES

1. Sí existe una variación en la precarga controlada por torque cuando varían las condiciones de fricción. Mientras mayor sea la fricción en el sistema perno – tuerca – elementos de unión, mayor será el torque necesario para lograr la precarga deseada. La fricción consume aproximadamente un 90% del torque que se aplica.
2. La variación de las condiciones de lubricación de un sistema empernado, tienen un mayor impacto en la desviación media de precarga en un grupo de pernos que en su aumento o disminución.
3. La rigidez de un sistema con sujetadores roscados, constituye la principal variable para mantener una adecuada fuerza de apriete en la unión. Para lograr esto, la rigidez del perno o tornillo debe ser menor a la rigidez de los elementos de unión.
4. Debido a que numerosos factores inciden en la variación de la precarga controlada por torque, su valor adecuado se encuentra dentro de un rango de medida y no es un valor específico, el límite inferior de este rango, debe ser una precarga suficiente para mantener la fuerza de apriete, evitar la fatiga del perno e imposibilitar el aflojamiento; asimismo, el límite superior no debe provocar un sobreesfuerzo en el material del perno y de los elementos de unión.
5. El método de cálculo del torque más adecuado depende principalmente de los recursos y la información que se tiene disponible, si se selecciona la

ecuación corta, se deben tener suficientes recursos para obtener un factor de tuerca mediante ensayos, en cambio, si se utilizan las ecuaciones largas, las variables que se ingresen deben provenir de fuentes de información fidedignas. Una posible alternativa es utilizar factores de tuerca de varias fuentes para la ecuación corta, comparar los resultados con los obtenidos mediante las ecuaciones largas y así evaluar el rango adecuado.

RECOMENDACIONES

1. Utilizar herramientas para el control del torque en buen estado y de buena calidad, si son torquímetros de alarma, se deben calibrar periódicamente; los torquímetros de barra de flexión son los menos propensos a perder su calibración.
2. Debido a que numerosos factores y variables afectan la relación entre el torque y la precarga, es preferible utilizar un método con mayor precisión en aplicaciones críticas que requieren un estricto control de la precarga.
3. Si la aplicación requiere el uso de roldanas, se debe asegurar que éstas permanecerán fijas durante la aplicación del torque, ya que su movimiento altera las condiciones de fricción, asimismo se deben utilizar roldanas de un material que soporten la precarga y no se deformen, para evitar la relajación excesiva; una alternativa es usar tuercas y perno con cara interna de roldana.
4. El uso de un lubricante de buena calidad en los sujetadores roscados reduce la variación de precarga entre un grupo de pernos, por lo que debe ser aplicado si las condiciones lo permiten.
5. Seguir las instrucciones del diseñador o del fabricante en situaciones donde se cuenta con el manual, factores a simple vista insignificantes pueden afectar considerablemente la integridad de una unión.

6. En situaciones que lo permitan, es preferible el apriete de los pernos a través de la tuerca.

BIBLIOGRAFÍA

1. *A tutorial on the basics of bolted joints* [en línea]. Bolt science. www.boltscience.com. [Consulta: 4 de agosto del 2011].
2. ARCHER, David. *Dissecting the Nut Factor* [en línea]. Michigan. Archetype Fasteners LLC. 2009. <http://www.archetypejoint.com>. [Consulta: 24 de agosto del 2011].
3. ASME. *Code for Pressure Vessels*. Secc. VIII, Div. 1, App. 2. EUA: ASME, 1980.
4. BICKFORD, John H. *Introduction to the design and behavior of bolted joints*. 4a ed. Florida: CRC Press, 2008. 564 p.
5. BLAKE, J.C. ; KURTZ, H.J. "The uncertainties of measuring fastener preload". *Machine Design*. vol. 37. 1965. p. 128-131.
6. CZERNIK, Daniel E. *Gaskets: design, selection, and testing*. Nueva York: McGraw-Hill, 1996. 355 p.
7. Direction of Commander, Naval Sea Systems Command. *Naval Ships Technical Manual*. EUA: NAVSEA, 1997. 154 p.
8. European Cooperation for Space Standardization. *Space engineering threaded fasteners handbook*. Países Bajos: ECSS, 2010. 236 p.

9. HEMATTI VAND, E., et al. "An experimental method for measuring clamping force in bolted connections and effect of bolt threads lubrication on its value". *World Academy of Science, Engineering, and Technology*. 2008. vol. 47. 4 p.
10. ITO, Y., et al. "Interface pressure distribution in a bolt-flange assembly". *ASME Journal of Machine Design*. 1977. vol. 101. Núm. 77. p. 330-337.
11. NASA. *Criteria for preloaded bolts*. Houston, TX: Lyndon B. Johnson Space Center, 1998. 21 p.
12. OLBERG, Erik, et al. *Machinery's Handbook*. 27 ed. Nueva York: Industrial Press, 2004. 3340 p.
13. Screw [en línea]. Wikipedia The Free Encyclopedia. <http://en.wikipedia.org/wiki/Screw>. [Consulta: 6 de junio del 2011].
14. SHIGLEY, Joseph E. ; MISCHKE, Charles. *Diseño en ingeniería mecánica*. 6a ed. México: McGraw-Hill, 2002. 1227 p.
15. SHIVAPRASAD, G.K., et al. "Nut factor studies in bolted joints". *Eighth National Conference on Air Breathing and Aerospace Propulsion*. India: DIAT, 2006. 9 p.
16. SPOTTS, Merhyle Franklin. *Proyecto de elementos de máquinas*. 2a ed. España: Reverte, 2003. 700 p.

17. TAYLOR, Deneen M. ; MORRISON, Raymond F. "Faying surface lubrication effects on nut factors". *Proceedings of the 38th Aerospace Mechanisms Symposium*. NASA Langley Research Center. 2006. 6 p.
18. VDI. *Systematic calculation of high duty bolted joints - Joints with one cylindrical bolt*. VDI 2230. Alemania: VDI, 2003.
19. ZOU, Q., et al. *Effect of lubrication and friction and torque-tension relationship in threaded fasteners* [en línea]. *Tribology Transactions*. 2011. www.findarticles.com. [Consulta: 6 de junio del 2011].

ANEXOS

Anexo I. Factores de mantenimiento y presiones de asentamiento para diferentes empaques

Tipo de empaque	Material	Factor de mantenimiento o "m"	Presión de asentamiento "Y" [MPa]
Elastómeros	Dureza Shore < 74A	0,5	0
	Dureza Shore >= 74A	1	1,4
	Con inserto de tejido de algodón	1,25	2,8
Fibra vegetal		1,75	7,6
Fibra de Asbestos comprimidos	3,2mm de espesor	2	11
	1,6mm de espesor	2,75	26
	0,8mm de espesor	3,5	45
Asbestos con recubrimiento en espiral	Carbono	2,5	69
	Inoxidable, Monel y aleaciones de níquel	3	69

Continuación del anexo I.

Asbestos con recubrimiento plano metálico	Aluminio suave	3,25	38
	Cobre o bronce suave	3,5	45
	Hierro o acero suave	3,75	52
	Monel	3,5	55
	Aleación con 4-6% de cromo	3,75	62
	Acero inoxidable o aleaciones de níquel	3,75	62
Asbestos con recubrimiento de metal corrugado	Aluminio suave	2,5	20
	Cobre o bronce suave	2,75	26
	Hierro o acero suave	3	31
	Monel o aleación con 4-6% de cromo	3,25	38
	Acero inoxidable o aleaciones de níquel	3,5	45
Metal sólido plano	Aluminio suave	4	61
	Cobre o bronce suave	4,75	90
	Hierro o acero suave	5,5	124
	Monel o aleación con 4-6% de cromo	6	150
	Acero inoxidable o aleaciones de níquel	6,5	180

Continuación del anexo I.

Metal corrugado	Aluminio suave	2,75	26
	Cobre o bronce suave	3	31
	Hierro o acero suave	3,25	38
	Monel o aleación con 4-6% de cromo	3,5	45
	Acero inoxidable o aleaciones de níquel	3,75	52
Metal acanalado	Aluminio suave	3,25	38
	Cobre o bronce suave	3,5	45
	Hierro o acero suave	3,75	52
	Monel o aleación con 4-6% de cromo	3,75	62
	Acero inoxidable o aleaciones de níquel	4,25	70
Junta con forma de anillo	Hierro o acero suave	5,5	124
	Monel o aleación con 4-6% de cromo	6	150
	Acero inoxidable o aleaciones de níquel	6,5	180

Fuente: <http://www.klinger.co.za/technical-data/gaskets>. [Consulta: el 24 de agosto del 2011]

Anexo II. Factores de tuerca

Material y tipo de recubrimiento	Factor de tuerca		
	Mínimo	Promedio	Máximo
Acero con contenido medio de carbono, en condiciones de fábrica	0,158	0,2	0,267
Acero inoxidable, en condiciones de fábrica	0,158	0,3	0,267
Muy oxidado		0,389	
Recubrimiento de óxido negro	0,109	0,179	0,279
Recubrimiento de cadmio	0,106	0,2	0,328
Lubricado con <i>antiseize</i> en base al cobre	0,08	0,132	0,23
A325, con galvanizado mecánico, limpio y seco		0,46	
A325, con galvanizado mecánico, en condiciones de fábrica	0,35		0,49
A325, galvanizado en caliente, en condiciones de fábrica	0,14		0,31

Fuente: Bickford, John H. Introduction to the design and behavior of bolted joints. 4a ed. p. 150.