

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UNA JUNTA EMPERNADA TRABAJANDO A FATIGA

COMPONENTE: DISEÑO DE UNA JUNTA EMPERNADA TRABAJANDO A FATIGA

**TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR PRESENTADO COMO
REQUISITO PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

PORTILLA PAUCAR JUAN DANIEL

juan.portilla@epn.edu.ec

DIRECTOR: Ing. MARIO GERMÁN GRANJA RAMÍREZ, MSc.

mario.granja@epn.edu.ec

DMQ, agosto 2023

CERTIFICACIONES

Yo, **Juan Daniel Portilla Paucar** declaro que el trabajo de integración curricular aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

Juan Daniel Portilla Paucar

Certifico que el presente trabajo de integración curricular fue desarrollado por **Juan Daniel Portilla Paucar**, bajo mi supervisión.

Ing. Mario Germán Granja Ramírez, MSc.
DIRECTOR

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

A través de la presente declaración, afirmamos que el trabajo de integración curricular aquí descrito, así como el (los) producto(s) resultante(s) del mismo, son públicos y estarán a disposición de la comunidad a través del repositorio institucional de la Escuela Politécnica Nacional; sin embargo, la titularidad de los derechos patrimoniales nos corresponde a los autores que hemos contribuido en el desarrollo del presente trabajo; observando para el efecto las disposiciones establecidas por el órgano competente en propiedad intelectual, la normativa interna y demás normas.

Juan Daniel Portilla Paucar

Ing. Mario Germán Granja Ramírez, MSc.
DIRECTOR

DEDICATORIA

El presente trabajo va dedicado con mucho amor a la memoria de mi padre Juan Portilla, quien me impulso a seguir la carrera de Ingeniería Mecánica y que gracias a su esfuerzo, apoyo incondicional, valores, consejos, confianza y respeto hacia mí, he logrado nuestro objetivo de ser un profesional.

A mi madre Miriam Paucar, por el apoyo incondicional, cariño, confianza y esfuerzo realizado para permitirme terminar mi carrera universitaria.

A mis hermanas Claudia y Evelyn por confiar en mí e impulsarme a seguir con mis estudios a pesar de los momentos difíciles.

A mis sobrinos Dayer, Juan Pablo y Hilary por sacarme una sonrisa y compartir momentos únicos.

A toda mi familia, quienes creyeron en mí y me impulsaron a continuar con mis estudios y lograr mi sueño.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios, por darme la fuerza, fortaleza y sabiduría para seguir adelante con mi vida y no rendirme ante los momentos difíciles que he atravesado y así alcanzar mis metas.

A los docentes de la Facultad de Ingeniería Mecánica por sus experiencias y conocimientos impartidos en todo el trayecto de la carrera, en especial a mi tutor el Ingeniero Mario Granja por ser mi guía fundamental en del desarrollo de este trabajo de integración curricular y que gracias a sus conocimientos, paciencia y enseñanzas se ha hecho posible este logro en mi vida.

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIONES	I
DECLARACIÓN DE AUTORÍA	II
DEDICATORIA	III
AGRADECIMIENTO	IV
ÍNDICE DE FIGURAS	VII
ÍNDICE DE TABLAS	VIII
RESUMEN	IX
ABSTRACT	X
INTRODUCCIÓN	1
Objetivo general.....	2
Objetivos específicos	2
Alcance.....	2
1 MARCO TEÓRICO	3
1.1 Juntas empernadas.....	3
2 METODOLOGÍA.....	6
2.1 Análisis de la junta empernada	7
2.1.1 Geometría de la junta empernada	7
2.1.2 Rigideces de la junta empernada.....	9
2.1.3 Resistencia del perno	13
2.1.4 Carga externa.....	13
2.1.5 Carga por fatiga de la junta empernada a tracción	15
2.2 Síntesis de la junta empernada	17
2.2.1 Alternativa 1	18
2.2.2 Alternativa 2	18
2.2.3 Alternativa 3	19
2.3 Diseño de materialización de la junta empernada	20
2.3.1 Alternativa 1	20
2.3.1.1 Configuración geométrica de la junta empernada.....	20
2.3.1.2 Materiales de los componentes de la junta empernada	21
2.3.1.3 Análisis funcional de la junta empernada	21
2.3.1.4 Análisis de cargas de la junta empernada	22
2.3.1.5 Análisis de esfuerzos de la junta empernada	22
2.3.1.6 Modelo matemático	23

2.3.2	Alternativa 2	23
2.3.2.1	Configuración geométrica de la junta empernada.....	23
2.3.2.2	Materiales de los componentes de la junta empernada	24
2.3.2.3	Análisis funcional de la junta empernada	24
2.3.2.4	Análisis de cargas de la junta empernada	25
2.3.2.5	Análisis de esfuerzos de la junta empernada	26
2.3.2.6	Modelo matemático	26
2.3.3	Alternativa 3	26
2.3.3.1	Configuración geométrica de la junta empernada.....	26
2.3.3.2	Materiales de los componentes de la junta empernada	27
2.3.3.3	Análisis funcional de la junta empernada	27
2.3.3.4	Análisis de cargas de la junta empernada	28
2.3.3.5	Análisis de esfuerzos de la junta empernada	29
2.3.3.6	Modelo matemático	29
2.4	Evaluación de la junta empernada	29
2.4.1	Cálculo del porcentaje de distribución y factor de seguridad de la alternativa 1	31
2.4.2	Cálculo del porcentaje de distribución y factor de seguridad de la alternativa 2.....	35
2.4.3	Cálculo del porcentaje de distribución y factor de seguridad de la alternativa 3.....	39
2.5	Diseño aceptado de la junta empernada	43
3	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	45
3.1	Resultados	45
3.1.1	Junta empernada 1	45
3.1.2	Junta empernada 2.....	46
3.1.3	Junta empernada 3.....	47
3.2	Discusión	48
4	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	49
4.1	Conclusiones	49
4.2	Recomendaciones	51
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	52
	ANEXOS	53

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Tipos de tuercas y arandelas.....	5
Figura 2.1. Diagrama de flujo metodológico.	6
Figura 2.2. Junta empernada tradicional.	7
Figura 2.3. Geometría de la junta empernada.	7
Figura 2.4. Elasticidad del perno.	9
Figura 2.5. Compresión de un elemento representado con un tronco de cono hueco.	11
Figura 2.6. Junta empernada con precarga y carga externa.....	13
Figura 2.7. Distribución de cargas en el perno.	14
Figura 2.8. Distribución de cargas en las piezas.	15
Figura 2.9. Alternativa 1.	18
Figura 2.10. Alternativa 2.	19
Figura 2.11. Alternativa 3.	19
Figura 2.12. Geometría de la alternativa 1.	20
Figura 2.13. Troncos de cono para la alternativa 1.....	22
Figura 2.14. Geometría de la alternativa 2.	23
Figura 2.15. Troncos de cono para la alternativa 2.....	25
Figura 2.16. Geometría de la alternativa 3.	26
Figura 2.17. Troncos de cono para la alternativa 3.....	28
Figura 2.18. Diseño aceptado de junta empernada.	44

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Tipos de pernos.	3
Tabla 1.2. Tipos de roscas.....	4
Tabla 2.1. Materiales de la junta empernada 1.	21
Tabla 2.2. Materiales de la junta empernada 2.	24
Tabla 2.3. Materiales de la junta empernada 3.	27
Tabla 2.4. Parámetros geométricos del perno.	29
Tabla 2.5. Parámetros geométricos de las piezas.	30
Tabla 2.6. Parámetros funcionales de la junta.	30
Tabla 2.7. Parámetros de material de la junta.....	31
Tabla 2.8. Especificaciones técnicas de la junta empernada aceptada.....	44
Tabla 3.1. Parámetros de diseño de la junta empernada 1.	45
Tabla 3.2. Parámetros de diseño de la junta empernada 2.	46
Tabla 3.3. Parámetros de diseño de la junta empernada 3.	47

RESUMEN

Este proyecto presenta el diseño de una junta empernada trabajando a fatiga con una distribución de carga adecuada, es decir, que la mayor carga es absorbida por las piezas mientras que el perno absorbe la menor carga, este diseño es óptimo para el correcto funcionamiento de la junta empernada e incremento de vida útil de la misma.

El proyecto inició con una recopilación bibliográfica acerca de elementos de máquinas, diseño de máquinas y características principales de juntas empernadas. Continuando con un análisis general de juntas empernadas obteniendo las respectivas especificaciones técnicas, las mismas que mediante una síntesis y bajo criterios de diseño se logró obtener distintos diseños preliminares de juntas empernadas, cada uno con un pequeño cambio en su geometría y tipo de material. Posteriormente se realizó el diseño de materialización de cada junta empernada que mediante un análisis se encontró el modelo matemático a ser aplicado en cada diseño. Una vez obtenidas las ecuaciones de cada junta empernada se asumió valores cercanos a la realidad para el respectivo cálculo de los distintos parámetros de diseño de la misma, principalmente el factor de seguridad y la constante de distribución.

Finalmente se evaluó los valores de cada junta empernada y mediante una comparación se logró identificar el mejor diseño con un factor de seguridad alto y una constante de distribución baja, lo cual indica que la mayor carga se va a las piezas y el perno queda más aliviado, garantizando mayor vida útil de este elemento de máquina.

PALABRAS CLAVE: Junta empernada, Piezas, Perno, Distribución de carga, Factor de seguridad.

ABSTRACT

This project presents the design of a bolted joint working under fatigue with an adequate load distribution because the greater load is absorbed by the parts while the bolt absorbs less load, this design is optimal for the correct functioning of the bolted joint and increase in its useful life.

The project started with a bibliographic compilation about machine elements, machine design and main characteristics of bolted joints. Continuing with a general analysis of bolted joints, obtaining the respective technical specifications, the same that through a synthesis and under design criteria it was possible to obtain different preliminary designs of bolted joints, each with a small change in its geometry and type of material. Subsequently, the materialization design of each bolted joint was carried out, which through an analysis found the mathematical model to be applied in each design. Once the equations of each bolted joint were obtained, values close to reality were assumed for the respective calculation of the different design parameters of the same, mainly the safety factor and the distribution constant.

Finally, the values of each bolted joint were evaluated and through a comparison it was possible to identify the best design with a high safety factor and low distribution constant, which indicates that the greatest load goes to the parts and the bolt is lighter, guaranteeing greater useful life of this machine element.

KEYWORDS: Bolted joint, Members, Bolt, Load distribution, Safety factor

“DISEÑO DE UNA JUNTA EMPERNADA TRABAJANDO A FATIGA”

INTRODUCCIÓN

Actualmente, el uso de juntas empernadas se ha incrementado dentro del campo industrial ya que garantizan el fácil montaje y desmontaje de elementos mecánicos. Además, brindan la suficiente resistencia al momento de trabajar con cargas de tracción variables en el tiempo, cargas debidas a momento y cargas a cortante [1], [2]. El campo de aplicación de juntas empernadas es amplio, sin embargo se puede mencionar algunas de ellas como: estructuras metálicas, construcciones, equipos mecánicos, equipos de transporte, tuberías, entre otras.

Dado a que el estudio de juntas empernadas es muy amplio, en el país no existen estudios que profundicen este tema considerando que es una necesidad sumamente importante debido a la alta demanda en el desarrollo de ingeniería [3]. Por esta razón muchas construcciones han fallado debido a que muchos de los ingenieros desconocen detalles importantes que deberían ser investigados de manera minuciosa dentro del diseño de una junta empernada.

La mayoría de veces la falla en la junta empernada se origina en los pernos cuando se trabaja a fatiga ya que no existe una distribución de carga adecuada y gran parte de esta se va hacia el perno, provocando una distribución de falla bajo la cabeza del perno, al final de la rosca y en la rosca con porcentajes aproximados del 15%, 20% y 65% respectivamente [1], [2].

Considerando lo antes mencionado, el desarrollo de este proyecto tiene la finalidad de diseñar una junta empernada trabajando a fatiga con una distribución de carga óptima, disminuyendo así los porcentajes de distribución de falla en el perno. Estos resultados pueden ser útiles para mejorar la selección de materiales de juntas empernadas y para definir procedimientos adecuados de instalación y mantenimiento. Además, pueden contribuir a la mejora de la seguridad en el uso de equipos mecánicos y en la prevención de fallas catastróficas en sistemas críticos.

Objetivo general

Diseñar una junta empernada trabajando a fatiga.

Objetivos específicos

- Investigar y analizar los parámetros de diseño de juntas empernadas trabajando a fatiga.
- Establecer las especificaciones técnicas de juntas empernadas.
- Determinar las ecuaciones matemáticas de la junta empernada.
- Evaluar los diseños preliminares de juntas empernadas.
- Seleccionar el mejor diseño de junta empernada.

Alcance

El presente proyecto se limita al diseño de una junta empernada trabajando con cargas de tracción variable, es decir a fatiga, realizando cambios en las especificaciones técnicas para mejorar la distribución de la carga, de manera que la mayor carga se vaya a las piezas y el perno quede más aliviado, con la finalidad de incrementar la vida útil de este elemento de máquina. Además, se optimizará y reducirá el tiempo de estudio de la misma.

1 MARCO TEÓRICO

1.1 Juntas empernadas

Generalidades

Una junta empernada es un tipo de unión no permanente conformada por elementos mecánicos como: piezas, pernos o tornillos, tuercas, arandelas y empaque de por medio según sea el caso de aplicación. En donde el perno es el elemento fundamental para realizar la unión de miembros en una estructura, equipos mecánicos, equipos de transporte, tuberías, entre otras., el mismo que lo convierte en un proceso rápido y con mano de obra menos especializada a comparación de las uniones permanentes por remaches o soldadura [4].

Fatiga

La fatiga es un proceso al cuál están sometidos los materiales de elementos estructurales y de máquinas cuando se encuentran trabajando bajo condiciones de cargas que varían en el tiempo. Estas cargas al ser variables van a producir esfuerzos repetidos o fluctuantes un gran número de veces lo cuál va a generar un daño en los materiales, es decir se va a producir una falla por fatiga [2], [5].

Cuando un elemento de máquina está desarrollando una falla por fatiga no es posible identificar el progreso ya que no se genera ninguna advertencia debido a que el fallo se produce de manera rápida similar a una fractura frágil. Sin embargo, la fractura de falla por fatiga presenta tres etapas que van desde la aparición de microgrietas, macrogrietas y esfuerzo final cuando el material ya no puede soportar las cargas aplicadas [1], [2].

Tipos de pernos

Existe una gran variedad de pernos desde el punto de vista general, pero según la norma ASTM los pernos más usados en juntas empernadas son los que se muestran en la tabla 1.1.

Tabla 1.1. Tipos de pernos. [4], [6]

Tipo de sujetador	Resistencia nominal [Mpa]	Tipo de carga
Pernos A307	310	Estática
Pernos A325	620	Fatiga
Pernos A490	780	Fatiga

Los pernos A307 son los más comunes y son fabricados con acero de bajo contenido de carbono por lo que presentan baja resistencia, al tener características similares a las del acero A36 son utilizados en estructuras livianas y situaciones en donde las cargas son pequeñas y de carácter estático. Además, la geometría de la cabeza del perno y de la tuerca es tipo cuadrado aunque en ciertas ocasiones es tipo hexagonal para mejorar su estética y facilitar su manipulación [4], [6].

Los pernos A325 y A490 son ideales para juntas empernadas trabajando a fatiga ya que son fabricados con acero de mediano contenido de carbono y acero aleado respectivamente, lo cual los hace más resistentes que los pernos comunes. El esfuerzo de fluencia de los pernos A325 varía desde 5700 a 6470 kgf/cm² y de los pernos A490 varía desde 8085 a 9140 kgf/cm² [4], [6].

Los pernos de baja resistencia presentan diámetros de 5/8" hasta 1 1/2" con incrementos de 1/8" mientras que los pernos de alta resistencia presentan diámetros de 1/2" hasta 1 1/2" [4].

Además, se puede observar de manera detallada tipos de pernos según la norma SAE, ASTM y de clases métricas en los ANEXOS III, IV y IV.

Tipos de rosca

Las roscas son diseñadas bajo la norma American National (Unified) para aplicaciones que requieran elementos roscados estandarizados, los mismos que pueden presentar crestas con geometría cuadrada o redonda. Además, las roscas se fabrican de acuerdo a la ley de la mano derecha para que el montaje y desmontaje sea fácil de entender a nivel mundial [1], [2].

Existen dos tipos de roscas que son fundamentales como se muestra en la tabla 1.2.

Tabla 1.2. Tipos de roscas. [2], [7]

Roscas unificadas		Roscas métricas
UNC	Rosca gruesa	Serie de paso grueso
UNF	Rosca fina	Serie de paso fino
UNEF	Rosca extrafina	Serie de paso extrafino

Las roscas unificadas se especifican con el diámetro mayor nominal, el número de roscas por pulgada y la serie con sus respectivas unidades en pulgadas. Las roscas de uso común son de tipo UN y UNR con la diferencia de que la serie UNR presenta mayor resistencia a la fatiga y se utiliza el radio de la raíz. Mientras que las roscas métricas son diseñadas bajo

la norma ISO y se especifican mediante el diámetro mayor nominal y el paso con sus respectivas unidades en milímetros [1], [2].

Tipos de tuercas y arandelas

Existen varios tipos de tuercas y arandelas en general, pero las más comunes para juntas empernadas son las tuercas hexagonales estándar, arandelas planas y de presión o bloqueo al deslizamiento. En la figura 1.1 se muestran algunos tipos de tuercas y arandelas de forma general.

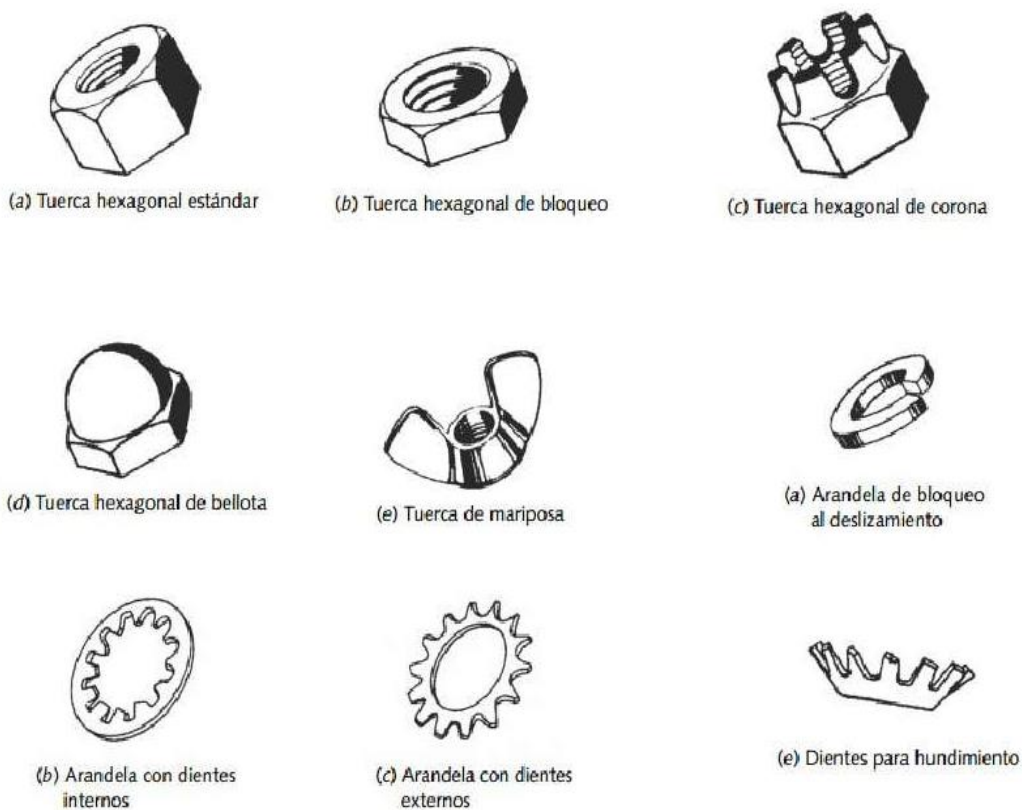


Figura 1.1. Tipos de tuercas y arandelas. [7]

2 METODOLOGÍA

En este capítulo se muestra las etapas necesarias para el diseño de una junta emperrada, todo esto basado en el ciclo básico de diseño de Riba del cual se partirá haciendo un análisis geométrico, elástico, funcional y criterios de falla por fatiga de la junta emperrada, de esta manera se obtendrán las especificaciones técnicas necesarias para el desarrollo del presente proyecto, luego se procederá a realizar diseños preliminares de forma sintetizada obteniendo así las ecuaciones necesarias para la evaluación de los mismos y selección del diseño con mejor distribución de carga.

En la figura 2.1 se muestra el diagrama de flujo en donde se puede observar de manera detallada la metodología a aplicarse.

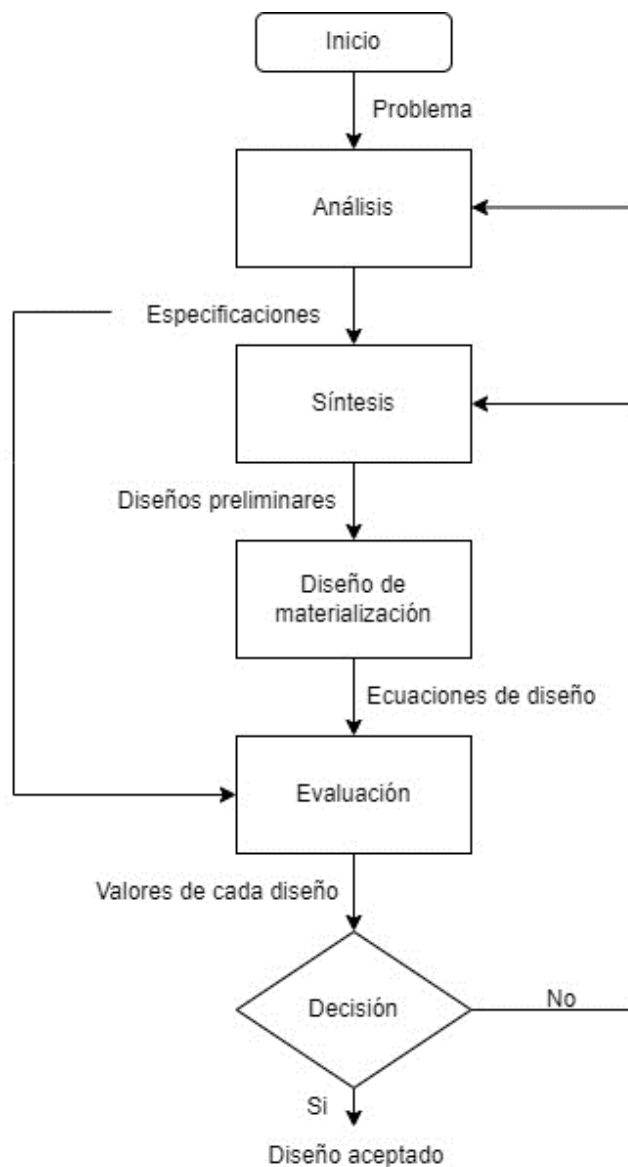


Figura 2.1. Diagrama de flujo metodológico. [8]

2.1 Análisis de la junta empernada

En esta sección se muestra el análisis general de una junta empernada tradicional trabajando con cargas variables en el tiempo basado en los libros de Shigley octava y décima edición. Además, se debe tener en cuenta que dentro del análisis se asume que las cargas aplicadas en la junta empernada se encuentran de forma axial con respecto al perno, por esta razón estas cargas se convierten en cargas de tracción como se muestra en la figura 2.2.

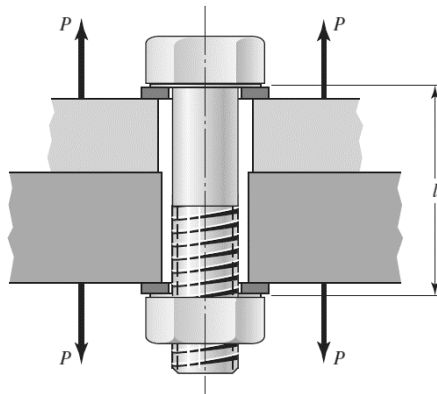


Figura 2.2. Junta empernada tradicional. [1]

Para mejorar el entendimiento de cada uno de los parámetros involucrados en el diseño de una junta empernada, el análisis se divide en etapas como: geometría, rigidez del perno y de las piezas, resistencia del perno, carga externa, constante de distribución, funcionalidad y criterios de falla por fatiga., los mismos que se describen en los siguientes puntos.

2.1.1 Geometría de la junta empernada

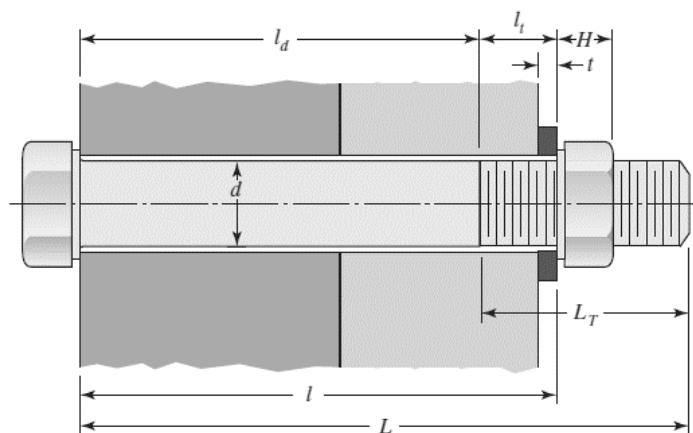


Figura 2.3. Geometría de la junta empernada. [1]

En la figura 2.3 se muestra la geometría de una junta empernada tradicional de tal cual se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$L = l_d + L_T$$

Ecuación 2. 1

$$l = l_d + l_t$$

Ecuación 2. 2

$$L_T = \begin{cases} 2d + \frac{1}{4} \text{ pulg}, & L \leq 6 \text{ pulg} \\ 2d + \frac{1}{2} \text{ pulg}, & L > 6 \text{ pulg} \end{cases}$$

Ecuación 2. 3

$$L_T = \begin{cases} 2d + 6 \text{ mm}, & L \leq 125 \text{ mm}, d \leq 48 \text{ mm} \\ 2d + 12 \text{ mm}, & 125 \text{ mm} < L \leq 200 \text{ mm} \\ 2d + 25 \text{ mm}, & L > 200 \text{ mm} \end{cases}$$

Ecuación 2. 4

$$l_t = l - l_d$$

Ecuación 2. 5

$$l_d = L' - L_T$$

Ecuación 2. 6

$$A_d = \frac{\pi d^2}{4}$$

Ecuación 2. 7

La ecuación 2.8 indica cómo se puede calcular el área del diámetro mayor del perno, pero para facilitar su cálculo se puede utilizar las tablas del Anexo I y II que serán útiles para distintos diámetros de pernos ya sea para roscas unificadas o métricas.

$$A_t = \frac{\pi \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2}{4}$$

Ecuación 2. 8

Donde:

L : Longitud total del perno.

L_T : Longitud total roscada.

H : Altura de la tuerca.

l_d : Longitud de la parte útil sin rosca.

l_t : Longitud de la parte útil roscada.

A_d : Área de la parte sin rosca.

A_t : Área del diámetro mayor del perno.

d : Diámetro mayor de la rosca del perno.

d_p : Diámetro de paso de la rosca del perno.

d_r : Diámetro menor (o de raíz) de la rosca del perno.

2.1.2 Rigideces de la junta empernada

Rigidez del perno

El perno se estira al momento de ser ajustado por la tuerca lo cual produce una fuerza de sujeción F_i que deforma elásticamente tanto la parte roscada como la no roscada. Por esta razón el perno presenta un comportamiento similar al de un resorte lineal como se muestra en la figura 2.4.

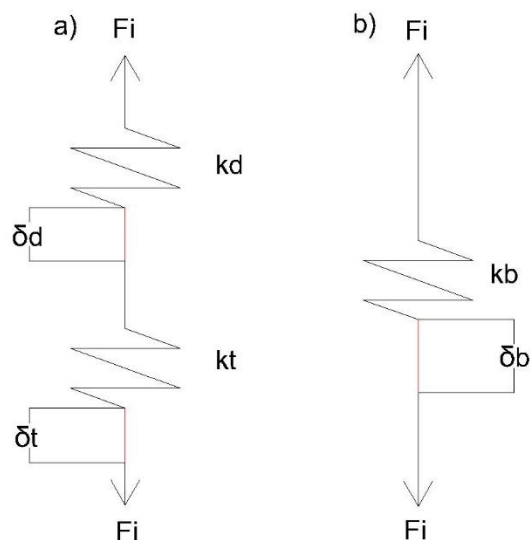


Figura 2.4. Elasticidad del perno.
(Fuente: Propia)

Con respecto a la figura 2.4 se obtiene la ecuación 2.9 dado que la elongación del perno es igual a la suma de las elongaciones de la parte roscada y no roscada.

$$\delta_b = \delta_d + \delta_t$$

Ecuación 2. 9

De acuerdo con la ley de Hooke la elongación de un material está dado por la ecuación 2.10.

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

Ecuación 2. 10

Donde:

δ : Elongación.

F : Fuerza.

l : Longitud inicial.

A : Área.

E : Módulo de Young.

La constante del resorte k está dada por la ecuación 2.11 cuando se trabaja con cargas axiales.

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

Ecuación 2. 11

Remplazando la ecuación 2.11 en la ecuación 2.10 se obtiene la elongación en función de la fuerza y de la constante del resorte como se indica en la ecuación 2.12.

$$\delta = \frac{F}{k}$$

Ecuación 2. 12

Para calcular la rigidez del perno se remplaza las elongaciones del perno δ_b , la parte no roscada δ_d y la parte roscada δ_t , en la ecuación 2.9 obteniendo la ecuación 2.13.

$$\frac{F_i}{k_b} = \frac{F_i}{k_d} + \frac{F_i}{k_t}$$

Ecuación 2. 13

Dado que la precarga o fuerza de sujeción en el perno, la parte roscada y no roscada es la misma se obtiene la ecuación 2.14 en donde la rigidez del perno es igual a la rigidez de dos resortes en serie.

$$\frac{1}{k_b} = \frac{1}{k_d} + \frac{1}{k_t}$$

Ecuación 2. 14

Las rigideces de la parte no roscada y roscada se expresan mediante las siguientes ecuaciones, respectivamente.

$$k_d = \frac{EA_d}{l_d}; k_t = \frac{EA_t}{l_t}$$

Ecuación 2. 15

Remplazando k_d y k_t en la ecuación 2.14 se obtiene la rigidez efectiva estimada del perno en la zona de sujeción.

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_t l_d + A_d l_t}$$

Ecuación 2. 16

Rigidez de las piezas

Las piezas se comprimen en el área de sujeción cuando se exponen a cargas externas de tracción, las mismas que presentan un comportamiento similar a una serie de resortes comprimidos. Pueden existir más de dos piezas en la zona de agarre del perno de manera que la rigidez de las piezas puede ser calculada utilizando el criterio de resortes a compresión en serie, obteniendo así la relación total del resorte como se muestra en la ecuación 2.17.

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_i}$$

Ecuación 2. 17

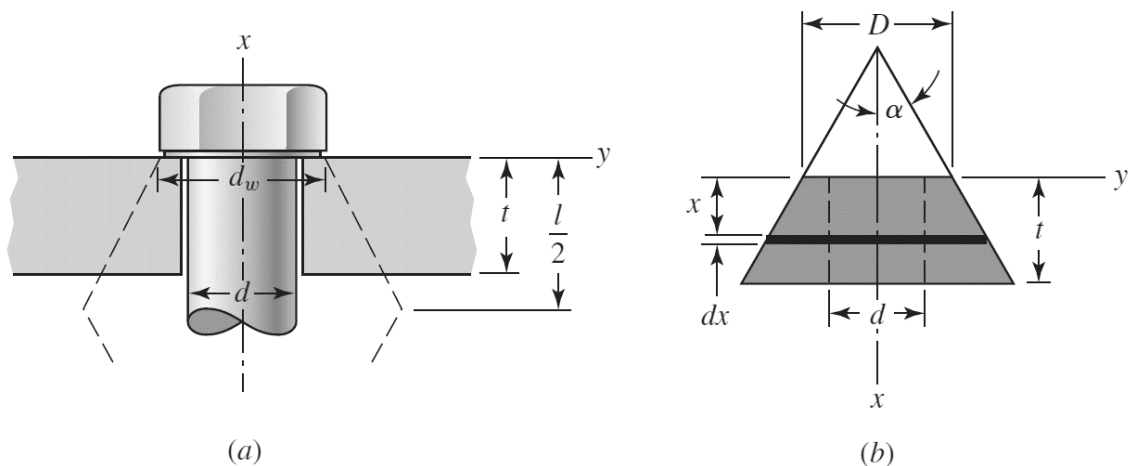


Figura 2.5. Compresión de un elemento representado con un tronco de cono hueco. [1]

Tomando en cuenta la figura 2.5 se puede decir que la elongación de un elemento está en función de su espesor y de la carga externa aplicada P como se muestra en la ecuación 2.18.

$$d\delta = \frac{Pdx}{EA}$$

Ecuación 2. 18

El área del elemento está dada por:

$$A = \pi \left(x \tan \alpha + \frac{D+d}{2} \right) \left(x \tan \alpha + \frac{D-d}{2} \right)$$

Ecuación 2. 19

Sustituyendo la ecuación 2.19 en la ecuación 2.18 y realizando la integración desde un espesor 0 hasta un espesor t, mediante tablas se obtiene la constante para un elemento como se indica en la siguiente ecuación:

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{\pi E d t \tan \alpha}{\ln \frac{(2t \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2t \tan \alpha + D + d)(D - d)}}$$

Ecuación 2. 20

La ecuación 2.20 se debe utilizar para calcular la rigidez de cada elemento por separado para luego ser sustituidas en la ecuación 2.17 y así obtener el valor de k_m . Además, se debe tener en cuenta que el ángulo α puede estar en el siguiente intervalo $25^\circ \leq \alpha \leq 33^\circ$ según Osgood, pero en el presente trabajo se va a utilizar un ángulo α de 30° siguiendo la recomendación de Shigley.

Remplazando el ángulo α de 30° en la ecuación 2.20 la rigidez del elemento es la siguiente:

$$k = \frac{0.5774 \pi E d}{\ln \frac{(1.155t + D - d)(D + d)}{(1.155t + D + d)(D - d)}}$$

Ecuación 2. 21

En el caso de tener piezas con el mismo módulo de Young y con troncos con espaldas simétricas se puede utilizar la ecuación 2.22 para calcular la rigidez de las piezas de manera directa considerando que $k_m = k/2$, $l = 2t$ y $d_w = 1.5d$, donde d_w es el diámetro de la cara de la arandela.

$$k_m = \frac{0.5774\pi E d}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774l + 0.5d}{0.5774l + 2.5d} \right)}$$

Ecuación 2. 22

2.1.3 Resistencia del perno

La resistencia de prueba máxima o mínima que puede soportar un perno sin deformarse de manera permanente se muestra en los anexos III, IV y V. Estos valores son necesarios para realizar los cálculos de la precarga F_i correspondientes de las diferentes alternativas de solución de juntas empernadas mostradas en la sección 2.3.

2.1.4 Carga externa

Ahora, se debe considerar lo que sucede en la junta empernada cuando se aplica una carga externa P de tracción variable, asumiendo que la precarga F_i se aplicó de manera correcta como se muestra en la figura 2.6.

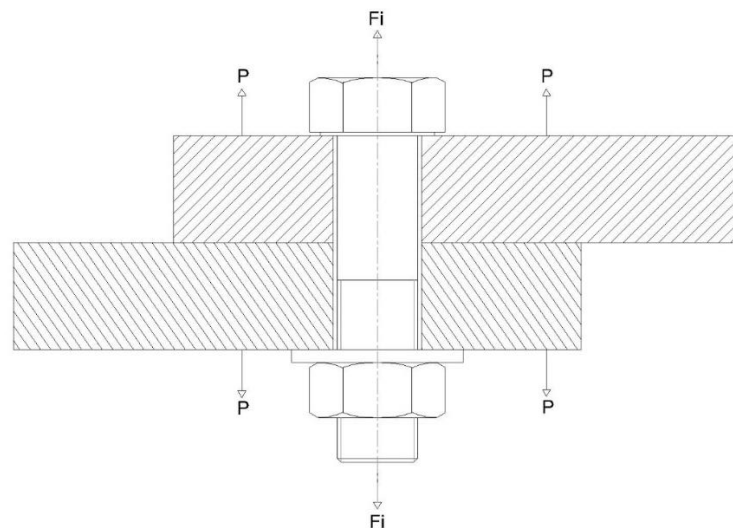


Figura 2.6. Junta empernada con precarga y carga externa.
(Fuente: Propia)

La carga externa P afecta tanto al perno como a las piezas provocando una elongación que se relaciona con la rigidez del perno o de las piezas respectivamente como se muestra en la siguiente ecuación:

$$\delta = \frac{P_b}{k_b} \quad y \quad \delta = \frac{P_m}{k_m}$$

Ecuación 2. 23

Dado que las elongaciones son las mismas se puede obtener la siguiente ecuación:

$$P_m = P_b \frac{k_m}{k_b}$$

Ecuación 2. 24

Considerando que la carga externa total $P = P_b + P_m$ y reemplazando en la ecuación 2.24 se tiene:

$$P_b = \frac{k_b P}{k_b + k_m}$$

Ecuación 2. 25

En donde:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

Ecuación 2. 26

La letra C es conocida como la constante de rigidez de la unión, de manera que la carga externa del perno y de las piezas se la puede expresar en función de C dando como resultado lo siguiente:

$$P_b = CP$$

Ecuación 2. 27

$$P_m = (1 - C)P$$

Ecuación 2. 28

La fuerza resultante del perno y de las piezas se expresan de la siguiente manera:

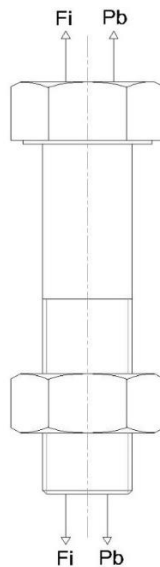


Figura 2.7. Distribución de cargas en el perno.
(Fuente: Propia)

De acuerdo con la figura 2.7 la fuerza resultante en el perno es:

$$F_b = P_b + F_i = CP + F_i$$

Ecuación 2. 29

De acuerdo con la figura 2.8 la fuerza resultante en las piezas es:

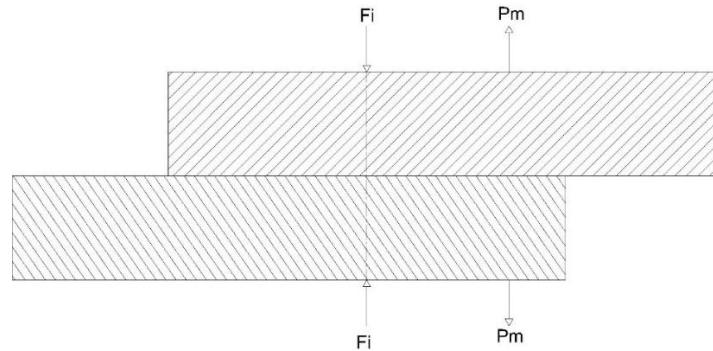


Figura 2.8. Distribución de cargas en las piezas.
(Fuente: Propia)

$$F_m = P_m - F_i = (1 - C)P - F_i$$

Ecuación 2. 30

Donde:

δ : Elongación.

P_b : Porcentaje de la carga externa sobre el perno.

P_m : Porcentaje de la carga externa sobre las piezas.

P : Carga externa.

2.1.5 Carga por fatiga de la junta empernada a tracción

Dentro del presente análisis se debe considerar que en la mayoría de veces la carga externa a fatiga P va desde un valor mínimo que puede ser 0 hasta un valor máximo, de manera que las cargas sobre el perno pueden ser máximas o mínimas como se muestra en las siguientes ecuaciones:

$$F_{b\text{máx}} = F_i + CP_{\text{máx}}$$

Ecuación 2. 31

$$F_{b\text{mín}} = F_i + CP_{\text{mín}}$$

Ecuación 2. 32

Donde:

$P_{m\acute{a}x}$: Carga externa máxima.

$P_{m\acute{i}n}$: Carga externa mínima.

F_i : Precarga.

$F_{bm\acute{a}x}$: Carga máxima sobre el perno.

$F_{bm\acute{i}n}$: Carga mínima sobre el perno.

C : Constante de rigidez de la junta empernada.

En base a las cargas mínimas y máximas que actúan sobre el perno se obtienen las ecuaciones siguientes:

Fuerza de amplitud sobre el perno

$$F_{ba} = \frac{F_{bm\acute{a}x} - F_{bm\acute{i}n}}{2}$$
$$F_{ba} = \frac{F_i + C * P_{m\acute{a}x}}{2} - \frac{F_i + C * P_{m\acute{i}n}}{2}$$
$$F_{ba} = \frac{C(P_{m\acute{a}x} - P_{m\acute{i}n})}{2}$$

Ecuación 2. 33

Fuerza media sobre el perno

$$F_{bm} = \frac{F_{bm\acute{a}x} + F_{bm\acute{i}n}}{2}$$
$$F_{bm} = \frac{F_i + C * P_{m\acute{a}x}}{2} + \frac{F_i + C * P_{m\acute{i}n}}{2}$$
$$F_{bm} = \frac{2F_i}{2} + \frac{C(P_{m\acute{a}x} + P_{m\acute{i}n})}{2}$$
$$F_{bm} = F_i + \frac{C(P_{m\acute{a}x} + P_{m\acute{i}n})}{2}$$

Ecuación 2. 34

Esfuerzo amplitud sobre el perno

$$\sigma_{ba} = \frac{F_{ba}}{A_t}$$
$$\sigma_{ba} = \frac{C(P_{m\acute{a}x} - P_{m\acute{i}n})}{2A_t}$$

Ecuación 2. 35

Esfuerzo medio sobre el perno

$$\sigma_{bm} = \frac{F_{bm}}{A_t}$$

$$\sigma_{bm} = \frac{F_i + \frac{C(P_{m\acute{a}x} + P_{m\acute{i}n})}{2}}{A_t}$$

$$\sigma_{bm} = \frac{F_i}{A_t} + \frac{C(P_{m\acute{a}x} + P_{m\acute{i}n})}{2A_t}$$

Ecuación 2. 36

Utilizando el criterio de falla a la fatiga de la recta de resistencia de Goodman se tiene:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$$

Ecuación 2. 37

Remplazando la resistencia amplitud $S_a = n\sigma_a$ y la resistencia media del perno $S_m = n\sigma_m$ en la ecuación 2.37 se obtiene la ecuación 2.38.

$$\frac{\sigma_{ba}}{S_e} + \frac{\sigma_{bm}}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{\frac{C(P_{m\acute{a}x} - P_{m\acute{i}n})}{2A_t}}{S_e} + \frac{\frac{F_i}{A_t} + \frac{C(P_{m\acute{a}x} + P_{m\acute{i}n})}{2A_t}}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{C(P_{m\acute{a}x} - P_{m\acute{i}n})}{2A_t S_e} + \frac{F_i}{A_t S_{ut}} + \frac{C(P_{m\acute{a}x} + P_{m\acute{i}n})}{2A_t S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{nC(P_{m\acute{a}x} - P_{m\acute{i}n})}{2A_t S_e} + \frac{F_i}{A_t S_{ut}} + \frac{nC(P_{m\acute{a}x} + P_{m\acute{i}n})}{2A_t S_{ut}} = 1$$

Ecuación 2. 38

Donde:

n : Factor de seguridad.

S_e : Resistencia a la fatiga del perno.

S_{ut} : Resistencia última a la tracción del perno.

2.2 Síntesis de la junta empernada

En esta sección se muestra distintas alternativas de juntas empernadas tomando en cuenta el análisis general de las mismas asumiendo un grupo de especificaciones técnicas de carácter funcional, material, geométrico, procesos de fabricación y conectividad. Además,

cabe mencionar que para cada diseño se asume que no existen cargas debidas a momento, cargas a cortante y que ésta solamente se encuentra trabajando con cargas de tracción variables en el tiempo que actúan axialmente.

Las alternativas de juntas empernadas presentan especificaciones técnicas similares por el hecho de que al momento de obtener el modelo matemático y realizar los cálculos correspondientes, sean parecidos para así poder evaluar, comparar y obtener el diseño óptimo de la junta empernada.

A continuación se muestran 3 alternativas de solución de juntas empernadas.

2.2.1 Alternativa 1

El modelo que se muestra en la figura 2.9 está conformado por un perno hexagonal de rosca métrica de clase 8.8, un empaque de cobre dentro de la zona de compresión, una pieza de acero A36, una pieza de fundición ASTM 25 y una tuerca hexagonal regular conjuntamente con una arandela regular.

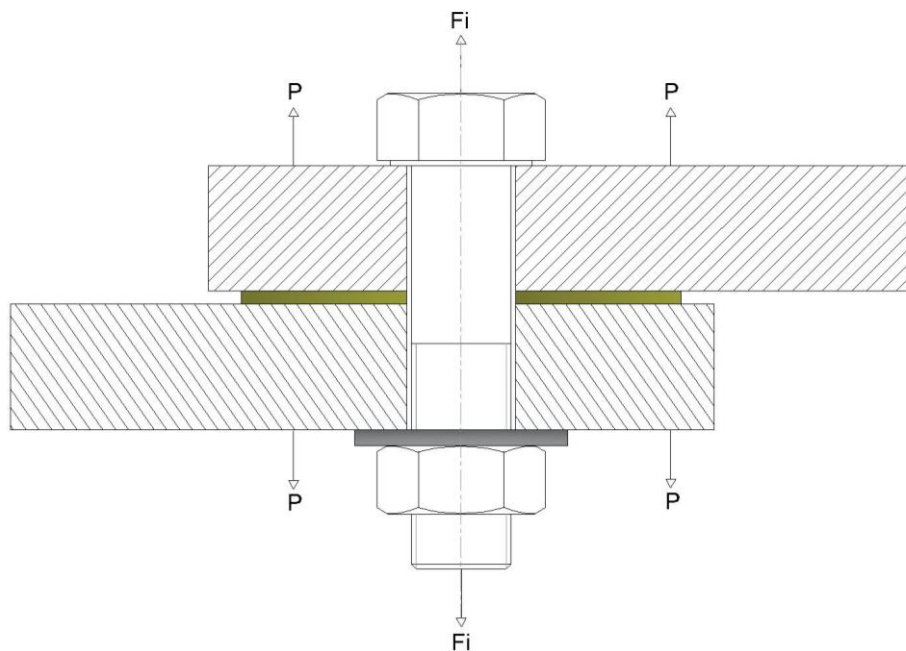


Figura 2.9. Alternativa 1.
(Fuente: Propia)

2.2.2 Alternativa 2

El modelo que se muestra en la figura 2.10 está conformado por un perno hexagonal de rosca métrica de clase 8.8, una pieza de acero A36, una pieza de fundición ASTM 25 y una tuerca hexagonal regular conjuntamente con una arandela regular. En este diseño ya no existe empaque en la zona de compresión ya que se desea mejorar la distribución de carga.

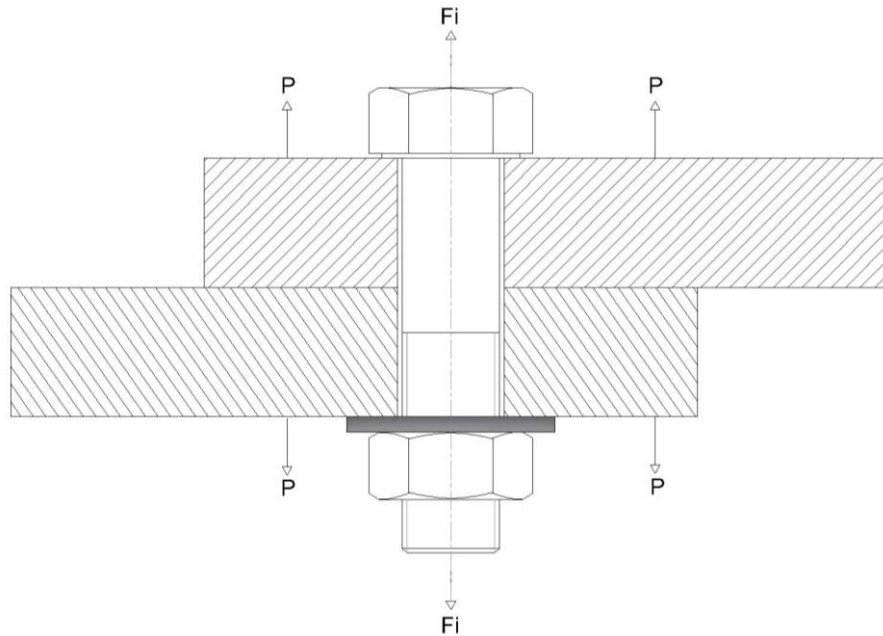


Figura 2.10. Alternativa 2.
(Fuente: Propia)

2.2.3 Alternativa 3

El modelo que se muestra en la figura 2.11 está conformado por un perno hexagonal de rosca métrica de clase 8.8, una pieza de acero A36, una pieza de fundición ASTM 25 y una tuerca hexagonal regular conjuntamente con una arandela regular. En este diseño se tiene una modificación en la geometría de las piezas generando una ceja en los extremos y se elimina el empaque en la zona de compresión para mejorar la distribución de carga.

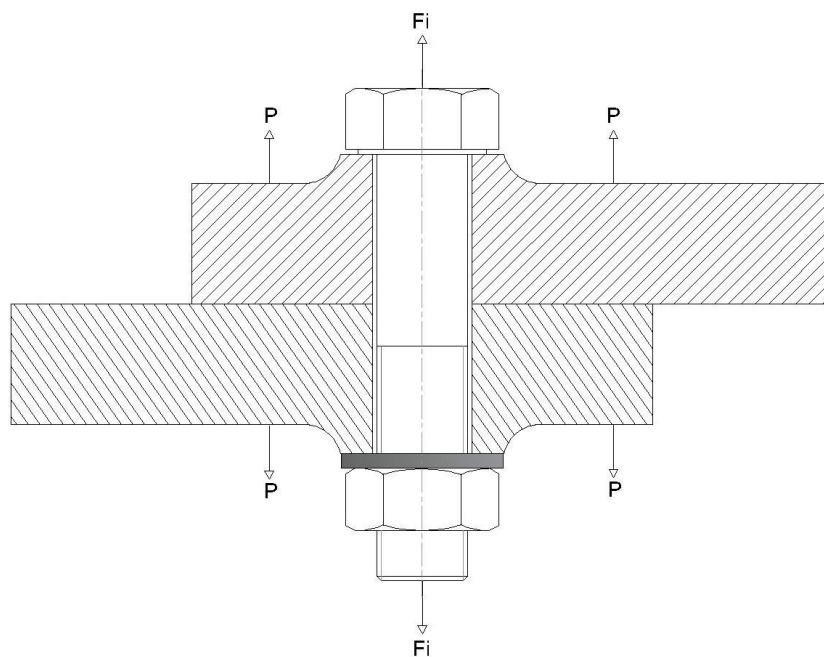


Figura 2.11. Alternativa 3.
(Fuente: Propia)

2.3 Diseño de materialización de la junta empernada

2.3.1 Alternativa 1

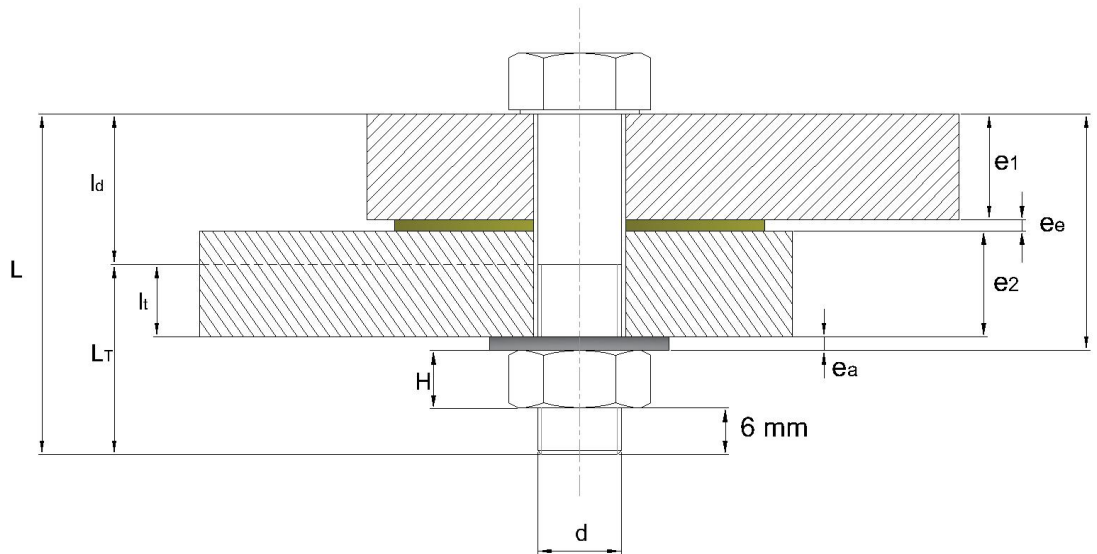


Figura 2.12. Geometría de la alternativa 1.
(Fuente: Propia)

2.3.1.1 Configuración geométrica de la junta empernada

Tomando en cuenta el ítem 2.1 y la geometría mostrada en la figura 2.12 se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$l = e_1 + e_e + e_2 + e_a$$

Ecuación 2. 39

$$L = l + H + 6 \text{ mm}$$

Ecuación 2. 40

Donde:

l : Longitud de agarre.

L : Longitud comercial del perno.

L_T : Longitud total roscada.

H : Altura de la tuerca.

e_1 : Espesor de la pieza 1.

e_e : Espesor del empaque.

e_2 : Espesor de la pieza 2.

e_a : Espesor de la arandela.

Las ecuaciones para calcular la longitud total roscada dentro del agarre, longitud total no roscada dentro del agarre, área roscada y área no roscada son las mismas del ítem 2.1.

2.3.1.2 Materiales de los componentes de la junta empernada

En la modelación de la junta empernada mostrada en la figura 2.12 se van a utilizar distintos materiales para cada elemento como se muestra en la tabla 2.1.

Tabla 2.1. Materiales de la junta empernada 1.

Elemento	Material	Dimensiones
Perno	Acero Clase 8.8	$d = 6 \text{ mm}$
Pieza 1	Acero A36	$e_1 = 6 \text{ mm}$
Empaque	Cobre	$e_e = 1 \text{ mm}$
Pieza 2	Fundición ASTM 25	$e_2 = 6 \text{ mm}$
Arandela	Acero	6R
Tuerca	Acero	Hexagonal regular

2.3.1.3 Análisis funcional de la junta empernada

La junta empernada 1 está conformada por 5 troncos de cono (resortes conectados en serie), de manera que se debe calcular la rigidez de cada uno de los elementos que se encuentran dentro de ésta zona que es conocida como la zona de compresión como se muestra en la figura 2.13.

En la figura 2.13 se puede observar 1 tronco en la pieza 1, 1 tronco en el empaque, 2 troncos en la pieza 2 y 1 tronco en la arandela.

Tomando en cuenta el ítem 2.1 y los criterios de diseño de juntas empernadas, la ecuación para calcular la constante de recuperación elástica del perno se muestra en la ecuación 2.16 y para el cálculo de la rigidez de los elementos que se encuentran dentro de la zona de compresión se lo debe realizar de manera similar para cada uno utilizando la ecuación 2.17 y 2.21.

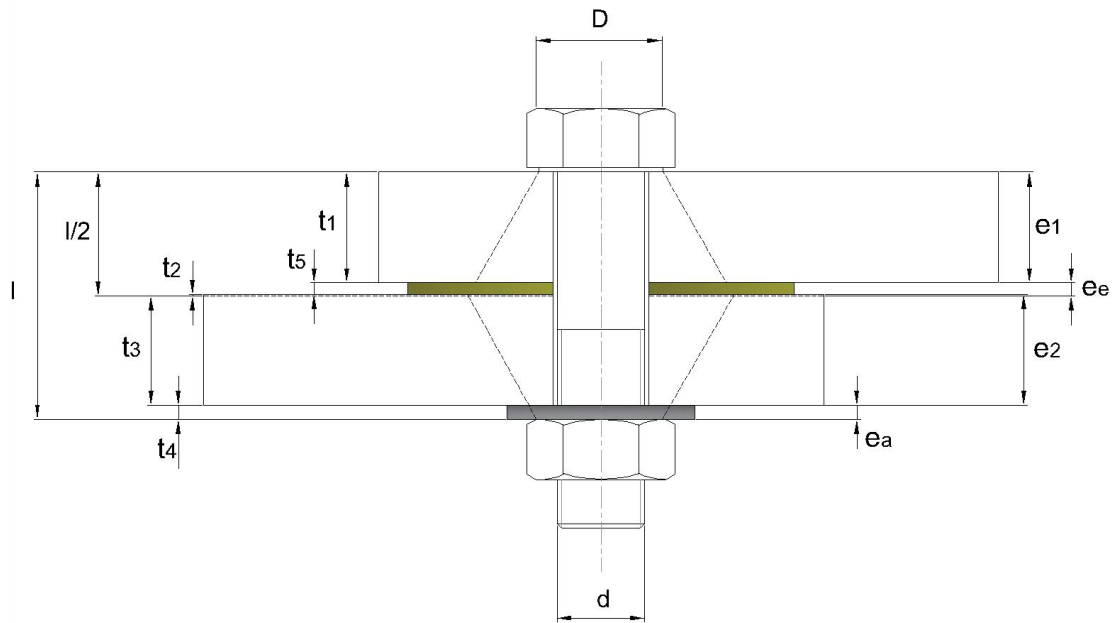


Figura 2.13. Troncos de cono para la alternativa 1.
(Fuente: Propia)

Con respecto a la figura 2.13 se puede definir los espesores y diámetros de cada tronco de cono para facilitar los cálculos en el ítem 2.4 como se muestra a continuación:

Tronco 1: $t_1 = e_1$; $D_1 = 1.5d$

Tronco 5: $t_5 = e_e$; $D_5 = D_1 + 2t_1 \tan \alpha$

Tronco 2: $t_2 = \frac{l}{2} - e_1 - e_e$; $D_2 = D_5 + 2t_5 \tan \alpha$

Tronco 3: $t_3 = \frac{l}{2} - e_a$; $D_3 = D_4 + 2t_4 \tan \alpha$

Tronco 4: $t_4 = e_a$; $D_4 = 1.5d$

2.3.1.4 Análisis de cargas de la junta empernada

Conocidas las fuerzas mínima y máxima que actúan sobre el perno se puede calcular las fuerzas amplitud y promedio que actúan sobre el mismo y tomando en cuenta el ítem 2.1 se obtiene la ecuación 2.33 y la ecuación 2.34 respectivamente.

2.3.1.5 Análisis de esfuerzos de la junta empernada

Conocidas las fuerzas amplitud y promedio se puede calcular los esfuerzos amplitud y promedio que actúan sobre el perno y tomando en cuenta el ítem 2.1 se obtiene la ecuación 2.35 y la ecuación 2.36 respectivamente.

2.3.1.6 Modelo matemático

Aplicando el criterio a la fatiga de Goodman y sustituyendo el esfuerzo promedio y medio que actúan sobre el perno se obtiene la siguiente ecuación que viene a ser el modelo matemático para el diseño preliminar 1.

$$\frac{nC(P_{m\acute{a}x} - P_{m\acute{i}n})}{2A_t S_e} + \frac{F_i}{A_t S_{ut}} + \frac{nC(P_{m\acute{a}x} + P_{m\acute{i}n})}{2A_t S_{ut}} = 1$$

Ecuación 2. 41

2.3.2 Alternativa 2

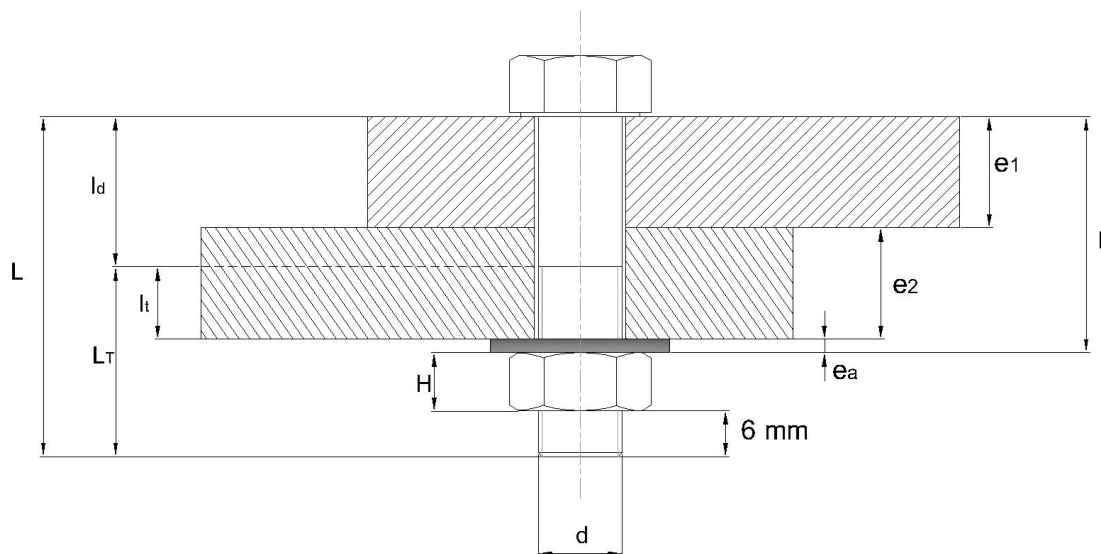


Figura 2.14. Geometría de la alternativa 2.
(Fuente: Propia)

2.3.2.1 Configuración geométrica de la junta emperrada

Tomando en cuenta el ítem 2.1 y la geometría mostrada en la figura 2.14 se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$l = e_1 + e_2 + e_a$$

Ecuación 2. 42

$$L = l + H + 6 \text{ mm}$$

Ecuación 2. 43

Donde:

l : Longitud de agarre.

L : Longitud comercial del perno.

L_T : Longitud total roscada.

H : Altura de la tuerca.

e_1 : Espesor de la pieza 1.

e_2 : Espesor de la pieza 2.

e_a : Espesor de la arandela.

Las ecuaciones para calcular la longitud total roscada dentro del agarre, longitud total no roscada dentro del agarre, área roscada y área no roscada son las mismas del ítem 2.1.

2.3.2.2 Materiales de los componentes de la junta empernada

En la modelación de la junta empernada mostrada en la figura 2.14 se van a utilizar distintos materiales para cada elemento como se muestra en la tabla 2.2.

Tabla 2.2. Materiales de la junta empernada 2.

Elemento	Material	Dimensiones
Perno	Acero Clase 8.8	$d = 6 \text{ mm}$
Pieza 1	Acero A36	$e_1 = 6 \text{ mm}$
Pieza 2	Fundición ASTM 25	$e_2 = 6 \text{ mm}$
Arandela	Acero	6R
Tuerca	Acero	Hexagonal regular

2.3.2.3 Análisis funcional de la junta empernada

La junta empernada 2 está conformada por 4 troncos de cono (resortes conectados en serie), de manera que se debe calcular la rigidez de cada uno de los elementos que se encuentran dentro de ésta zona que es conocida como la zona de compresión como se muestra en la figura 2.15.

En la figura 2.15 se puede observar 1 tronco en la pieza 1, 2 troncos en la pieza 2 y 1 tronco en la arandela.

Tomando en cuenta el ítem 2.1 y los criterios de diseño de juntas empernadas, la ecuación para calcular la constante de recuperación elástica del perno se muestra en la ecuación 2.16 y para el cálculo de la rigidez de los elementos que se encuentran dentro de la zona

de compresión se lo debe realizar de manera similar para cada uno utilizando la ecuación 2.17 y 2.21.

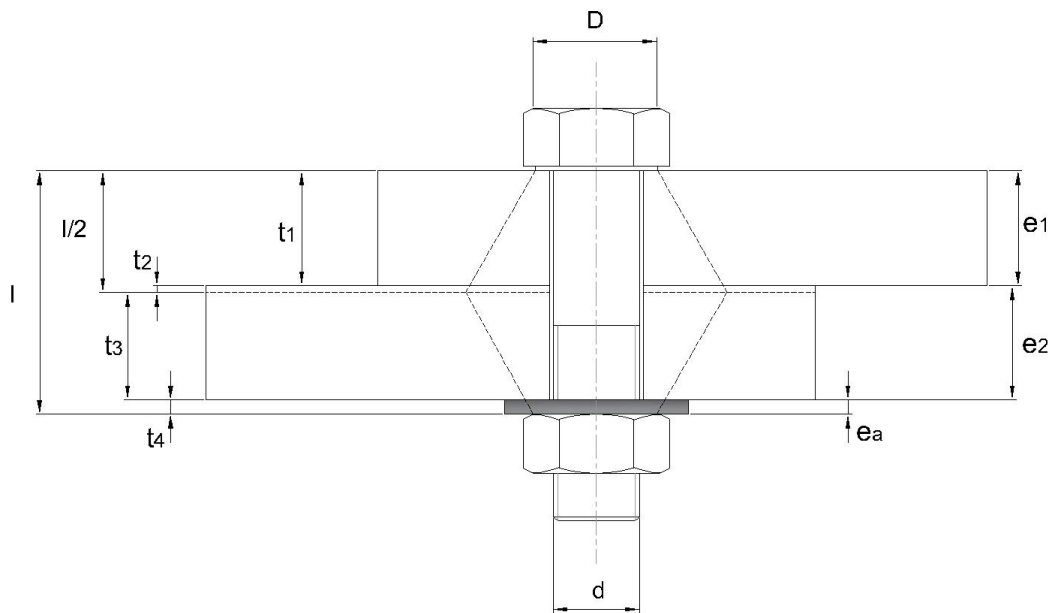


Figura 2.15. Troncos de cono para la alternativa 2.
(Fuente: Propia)

Con respecto a la figura 2.15 se puede definir los espesores y diámetros de cada tronco de cono para facilitar los cálculos en el ítem 2.4. La numeración va desde el 1 al 4 empezando por el tronco de cono superior hasta el inferior, entonces se tiene lo siguiente:

Tronco 1: $t_1 = e_1$; $D_1 = 1.5d$

Tronco 2: $t_2 = \frac{l}{2} - e_1$; $D_2 = D_1 + 2t_1 \tan \alpha$

Tronco 3: $t_3 = l - \frac{l}{2} - e_a$; $D_3 = D_4 + 2t_4 \tan \alpha$

Tronco 4: $t_4 = e_a$; $D_4 = 1.5d$

2.3.2.4 Análisis de cargas de la junta empernada

Conocidas las fuerzas mínima y máxima que actúan sobre el perno se puede calcular las fuerzas amplitud y promedio que actúan sobre el mismo y tomando en cuenta el ítem 2.1 se obtiene la ecuación 2.33 y la ecuación 2.34 respectivamente.

2.3.2.5 Análisis de esfuerzos de la junta empernada

Conocidas las fuerzas amplitud y promedio se puede calcular los esfuerzos amplitud y promedio que actúan sobre el perno y tomando en cuenta el ítem 2.1 se obtiene la ecuación 2.35 y la ecuación 2.36 respectivamente.

2.3.2.6 Modelo matemático

Aplicando el criterio a la fatiga de Goodman y sustituyendo el esfuerzo promedio y medio que actúan sobre el perno se obtiene la siguiente ecuación que viene a ser el modelo matemático para el diseño preliminar 2.

$$\frac{nC(P_{m\acute{a}x} - P_{m\acute{i}n})}{2A_t S_e} + \frac{F_i}{A_t S_{ut}} + \frac{nC(P_{m\acute{a}x} + P_{m\acute{i}n})}{2A_t S_{ut}} = 1$$

Ecuación 2. 44

2.3.3 Alternativa 3

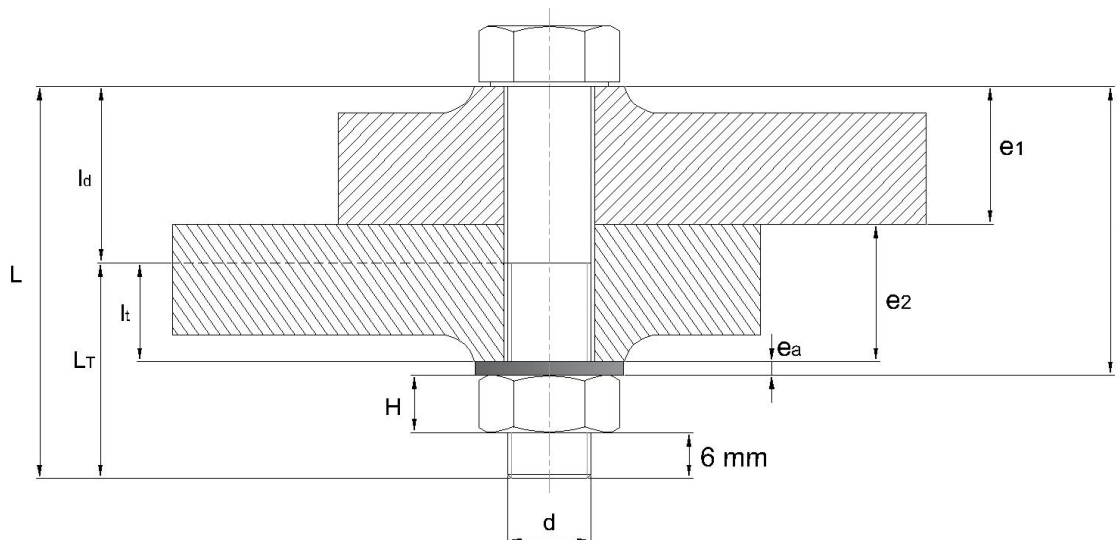


Figura 2.16. Geometría de la alternativa 3.
(Fuente: Propia)

2.3.3.1 Configuración geométrica de la junta empernada

Tomando en cuenta el ítem 2.1 y la geometría mostrada en la figura 2.16 se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$l = e_1 + e_2 + e_a$$

Ecuación 2. 45

$$L = l + H + 6 \text{ mm}$$

Ecuación 2. 46

Donde:

l : Longitud de agarre.

L : Longitud comercial del perno.

L_T : Longitud total roscada.

H : Altura de la tuerca.

e_1 : Espesor de la pieza 1.

e_2 : Espesor de la pieza 2.

e_a : Espesor de la arandela.

Las ecuaciones para calcular la longitud total roscada dentro del agarre, longitud total no roscada dentro del agarre, área roscada y área no roscada son las mismas del ítem 2.1.

2.3.3.2 Materiales de los componentes de la junta empernada

En la modelación de la junta empernada mostrada en la figura 2.16 se van a utilizar distintos materiales para cada elemento como se muestra en la tabla 2.3.

Tabla 2.3. Materiales de la junta empernada 3.

Elemento	Material	Dimensiones
Perno	Acero Clase 8.8	$d = 6 \text{ mm}$
Pieza 1	Acero A36	$e_1 = 6 \text{ mm}$
Pieza 2	Fundición ASTM 25	$e_2 = 6 \text{ mm}$
Arandela	Acero	6R
Tuerca	Acero	Hexagonal regular
Diámetro del cuello de ceja		$D = 1.5d + 2 \text{ mm}$

2.3.3.3 Análisis funcional de la junta empernada

La junta empernada 3 está conformada por 4 troncos de cono (resortes conectados en serie), de manera que se debe calcular la rigidez de cada uno de los elementos que se encuentran dentro de ésta zona que es conocida como la zona de compresión como se muestra en la figura 2.17.

En la figura 2.17 se puede observar 1 tronco en la pieza 1, 2 troncos en la pieza 2 y 1 tronco en la arandela.

Tomando en cuenta el ítem 2.1 y los criterios de diseño de juntas empernadas, la ecuación para calcular la constante de recuperación elástica del perno se muestra en la ecuación 2.16 y para el cálculo de la rigidez de los elementos que se encuentran dentro de la zona de compresión se lo debe realizar de manera similar para cada uno utilizando la ecuación 2.17 y 2.21.

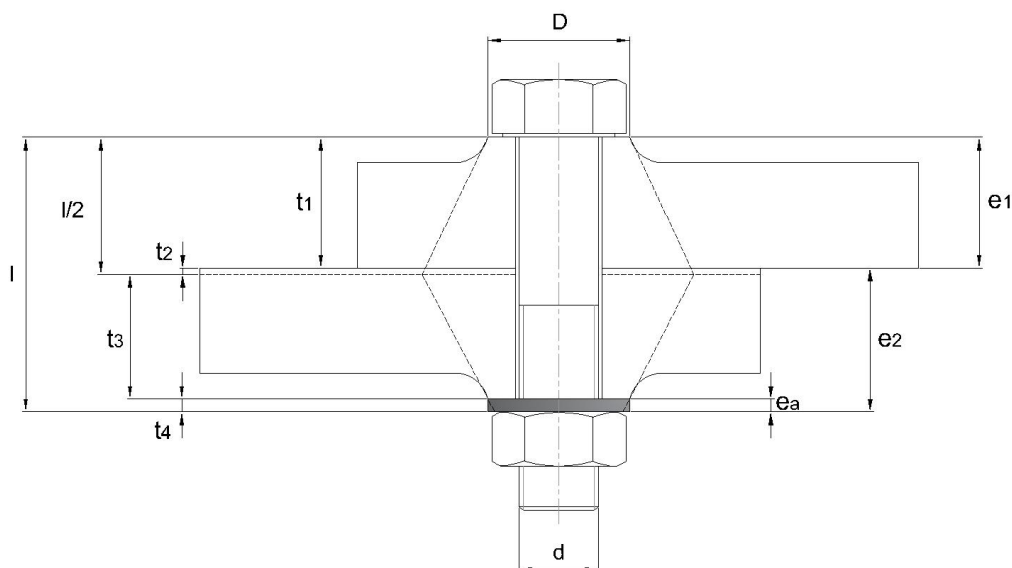


Figura 2.17. Troncos de cono para la alternativa 3.
(Fuente: Propia)

Con respecto a la figura 2.17 se puede definir los espesores y diámetros de cada tronco de cono para facilitar los cálculos en el ítem 2.4. La numeración va desde el 1 al 4 empezando por el tronco de cono superior hasta el inferior, entonces se tiene lo siguiente:

Tronco 1: $t_1 = e_1$; $D_1 = 1.5d + 2 \text{ mm}$

Tronco 2: $t_2 = \frac{l}{2} - e_1$; $D_2 = D_1 + 2t_1 \tan \alpha$

Tronco 3: $t_3 = l - \frac{l}{2} - e_a$; $D_3 = D_4 + 2t_4 \tan \alpha$

Tronco 4: $t_4 = e_a$; $D_4 = 1.5d + 2 \text{ mm}$

2.3.3.4 Análisis de cargas de la junta empernada

Conocidas las fuerzas mínima y máxima que actúan sobre el perno se puede calcular las fuerzas amplitud y promedio que actúan sobre el mismo y tomando en cuenta el ítem 2.1 se obtiene la ecuación 2.33 y la ecuación 2.34 respectivamente.

2.3.3.5 Análisis de esfuerzos de la junta empernada

Conocidas las fuerzas amplitud y promedio se puede calcular los esfuerzos amplitud y promedio que actúan sobre el perno y tomando en cuenta el ítem 2.1 se obtiene la ecuación 2.35 y la ecuación 2.36 respectivamente.

2.3.3.6 Modelo matemático

Aplicando el criterio a la fatiga de Goodman y sustituyendo el esfuerzo promedio y medio que actúan sobre el perno se obtiene la siguiente ecuación que viene a ser el modelo matemático para el diseño preliminar 3.

$$\frac{nC(P_{m\acute{a}x} - P_{m\acute{i}n})}{2A_t S_e} + \frac{F_i}{A_t S_{ut}} + \frac{nC(P_{m\acute{a}x} + P_{m\acute{i}n})}{2A_t S_{ut}} = 1$$

Ecuación 2. 47

2.4 Evaluación de la junta empernada

En esta sección se evaluará cada alternativa de diseño de juntas empernadas asumiendo un grupo de datos prácticos con el propósito de demostrar que la distribución de carga en el perno y las piezas puede variar realizándose pequeños cambios en las especificaciones técnicas. Los parámetros de diseño a obtenerse en esta sección son de carácter geométrico, funcional y material como se muestra en las siguientes tablas:

Tabla 2.4. Parámetros geométricos del perno.

Parámetros geométricos del perno	Símbolo	Unidad
Diámetro del perno	d	mm
Longitud comercial del perno	L	mm
Longitud total de agarre	l	mm
Longitud total roscada dentro del agarre	l_t	mm
Longitud total sin rosca dentro del agarre	l_d	mm
Longitud total roscada	L_T	mm
Área de la parte roscada	A_t	mm^2
Área de la parte sin rosca	A_d	mm^2
Espesor de la arandela	e_a	mm
Espesor de la tuerca	H	mm

Tabla 2.5. Parámetros geométricos de las piezas.

Parámetros geométricos de las piezas	Símbolo	Unidad
Ángulo de cono	α	<i>Grados</i>
Espesor de la pieza 1	e_1	<i>mm</i>
Espesor del empaque	e_e	<i>mm</i>
Espesor de la pieza 2	e_2	<i>mm</i>
Espesor del cono 1	t_1	<i>mm</i>
Diámetro del cono 1	D_1	<i>mm</i>
Espesor del cono 2	t_2	<i>mm</i>
Diámetro del cono 2	D_2	<i>mm</i>
Espesor del cono 3	t_3	<i>mm</i>
Diámetro del cono 3	D_3	<i>mm</i>
Espesor del cono 4	t_4	<i>mm</i>
Diámetro del cono 4	D_4	<i>mm</i>
Espesor del cono 5	t_5	<i>mm</i>
Diámetro del cono 5	D_5	<i>mm</i>

Tabla 2.6. Parámetros funcionales de la junta.

Parámetros funcionales	Símbolo	Unidad
Factor de uso	ξ	<i>N/A</i>
Carga externa máxima	$P_{m\acute{a}x}$	<i>N</i>
Carga externa mínima	$P_{m\acute{i}n}$	<i>N</i>
Precarga	F_i	<i>N</i>
Fuerza máxima en el perno	$F_{bm\acute{a}x}$	<i>N</i>
Fuerza mínima en el perno	$F_{bm\acute{i}n}$	<i>N</i>
Fuerza amplitud del perno	F_{ba}	<i>N</i>
Fuerza promedio del perno	F_{bm}	<i>N</i>
Esfuerzo amplitud	σ_{ba}	<i>MPa</i>
Esfuerzo medio	σ_{bm}	<i>MPa</i>
Esfuerzo inicial	σ_i	<i>MPa</i>
Constante de rigidez de la junta	C	<i>N/A</i>
Factor de seguridad	n	<i>N/A</i>

Tabla 2.7. Parámetros de material de la junta.

Parámetros de material	Símbolo	Unidad
Rigidez del perno	k_b	N/mm
Rigidez de las piezas	k_m	N/mm
Módulo de Young de la pieza 1	E_1	GPa
Módulo de Young del empaque	E_e	GPa
Módulo de Young de la pieza 2	E_2	GPa
Módulo de Young de la arandela	E_a	GPa
Resistencia mínima a la tensión del perno	S_{ut}	MPa
Resistencia de prueba mínima del perno	S_p	MPa
Resistencia a la fatiga del perno	S_e	MPa

Las unidades de los cálculos que se muestran a continuación ya están previamente transformadas y se encuentran en el Sistema Internacional de Unidades SI.

2.4.1 Cálculo del porcentaje de distribución y factor de seguridad de la alternativa 1

Tomando en cuenta la junta empernada de la figura 2.13 se asume un grupo de datos para calcular la constante de rigidez de la junta y el factor de seguridad, los datos son los siguientes: perno hexagonal M6 x 1 mm clase 8.8; pieza 1 de acero con módulo de elasticidad $E_1 = 207 GPa$ y un espesor $e_1 = 6 mm$; empaque de cobre con módulo de elasticidad $E_e = 119 GPa$ y un espesor $e_e = 1 mm$; pieza 2 de fundición con módulo de elasticidad $E_2 = 79.3 GPa$ y un espesor $e_2 = 6 mm$; arandela de acero tipo R con un espesor $e_a = 1.75 mm$ (ANEXO VIII) y una tuerca de acero hexagonal regular con una altura $H = 5.2 mm$ (ANEXO VI). Además, la junta se encuentra trabajando bajo cargas de tracción variable con un valor de $P_{min} = 0 N$ y $P_{max} = 6000 N$.

La longitud total roscada del perno para la junta 1 se calcula con la ecuación 2.3 dando como resultado lo siguiente:

$$L_T = 2d + 6 mm$$

$$L_T = 2(6) + 6 mm$$

$$L_T = 18 mm$$

La longitud de agarre se calcula con la ecuación 2.39,

$$l = e_1 + e_e + e_2 + e_d$$

$$l = 6 + 1 + 6 + 1.75 \text{ mm}$$

$$l = 14.8 \text{ mm}$$

La longitud comercial del perno se calcula con la ecuación 2.40,

$$L = l + H + 6 \text{ mm}$$

$$L = 14.8 + 5.2 + 6 \text{ mm}$$

$$L = 26 \text{ mm} \sim 28 \text{ mm}$$

La longitud total sin rosca dentro del agarre se calcula con la ecuación 2.6,

$$l_d = L - L_T$$

$$l_d = 28 - 18 \text{ mm}$$

$$l_d = 10 \text{ mm}$$

La longitud total roscada dentro del agarre se calcula con la ecuación 2.5,

$$l_t = l - l_d$$

$$l_t = 14.8 - 10 \text{ mm}$$

$$l_t = 4.8 \text{ mm}$$

El área de la parte sin rosca se calcula con la ecuación 2.7,

$$A_d = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$A_d = \frac{\pi(6)^2}{4} \text{ mm}^2$$

$$A_d = 28.274 \text{ mm}^2$$

El área de la parte roscada se obtiene del ANEXO I para un perno de rosca métrica M6 de clase 8.8.

$$A_t = 20.123 \text{ mm}^2$$

La rigidez efectiva estimada del perno en la zona de sujeción se calcula con la ecuación 2.16,

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_t l_d + A_d l_t}$$

$$k_b = \frac{28.274 * 20.123 * 207 \text{ mm}^4 \text{ GPa}}{20.12 * 10 + 28.274 * 4.8 \text{ mm}^3}$$

$$k_b = 351 \frac{N}{\text{mm}}$$

Para calcular la rigidez de cada tronco de cono se debe utilizar la ecuación 2.21, utilizando los diámetros y espesores mostrados en el ítem 2.3.1.3.

Para el tronco 1 se tiene: $t_1 = e_1 = 6 \text{ mm}$, $D_1 = 1.5d = 1.5(6) = 9 \text{ mm}$ y $E = 207 \text{ GPa}$, reemplazando estos valores en la ecuación 2.21 se obtiene:

$$k = \frac{0.5774\pi E d}{\ln \frac{(1.155t + D - d)(D + d)}{(1.155t + D + d)(D - d)}}$$

$$k_1 = \frac{0.5774\pi(207)(6)}{\ln \frac{(1.155 * 6 + 9 - 6)(9 + 6)}{(1.155 * 6 + 9 + 6)(9 - 6)}}$$

$$k_1 = 2757.19 \frac{N}{\text{mm}}$$

Para el tronco 5 se tiene: $t_5 = e_e = 1 \text{ mm}$, $D_5 = D_1 + 2t_1 \tan\alpha = 9 + 2(6) \tan(30^\circ) = 15.93 \text{ mm}$ y $E = 119 \text{ GPa}$, reemplazando estos valores en la ecuación 2.21 se obtiene:

$$k_5 = \frac{0.5774\pi(119)(6)}{\ln \frac{(1.155 * 1 + 15.93 - 6)(15.93 + 6)}{(1.155 * 1 + 15.93 + 6)(15.93 - 6)}}$$

$$k_5 = 22060.25 \frac{N}{\text{mm}}$$

Para el tronco 2 se tiene: $t_2 = \frac{l}{2} - e_1 - e_e = \frac{14.75}{2} - 6 - 1 = 0.375 \text{ mm}$, $D_2 = D_5 + 2t_5 \tan\alpha = 15.93 + 2(1) \tan(30^\circ) = 17.08 \text{ mm}$ y $E = 79.3 \text{ GPa}$, reemplazando estos valores en la ecuación 2.21 se obtiene:

$$k_2 = \frac{0.5774\pi(79.3)(6)}{\ln \frac{(1.155 * 0.375 + 17.08 - 6)(17.08 + 6)}{(1.155 * 0.375 + 17.08 + 6)(17.08 - 6)}}$$

$$k_2 = 43712.17 \frac{N}{\text{mm}}$$

Para el tronco 3 se tiene: $t_3 = \frac{l}{2} - e_a = \frac{14.75}{2} - 1.75 = 5.25 \text{ mm}$, $D_3 = D_4 + 2t_4 \tan \alpha = 9 + 2(1.75) \tan(30^\circ) = 11.02 \text{ mm}$ y $E = 79.3 \text{ GPa}$, reemplazando estos valores en la ecuación 2.21 se obtiene:

$$k_3 = \frac{0.5774\pi(79.3)(6)}{\ln \frac{(1.155 * 5.25 + 11.02 - 6)(11.02 + 6)}{(1.155 * 5.25 + 11.02 + 6)(11.02 - 6)}}$$

$$k_3 = 1771.31 \frac{N}{mm}$$

Para el tronco 4 se tiene: $t_4 = e_a = 1.75 \text{ mm}$, $D_4 = 1.5d = 1.5(6) = 9 \text{ mm}$ y $E = 207 \text{ GPa}$, reemplazando estos valores en la ecuación 2.21 se obtiene:

$$k_4 = \frac{0.5774\pi(207)(6)}{\ln \frac{(1.155 * 1.75 + 9 - 6)(9 + 6)}{(1.155 * 1.75 + 9 + 6)(9 - 6)}}$$

$$k_4 = 5797.37 \frac{N}{mm}$$

La rigidez total estimada de las piezas se calcula reemplazando todas las rigideces en la ecuación 2.17,

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_i}$$

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{2757.19} + \frac{1}{22060.25} + \frac{1}{43712.17} + \frac{1}{1771.31} + \frac{1}{5797.37}$$

$$k_m = 856.21 \frac{N}{mm}$$

La constante de rigidez de la junta empernada se calcula con la ecuación 2.26,

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

$$C = \frac{351.01}{351.01 + 856.21}$$

$$C = 0.30$$

Para calcular el factor de seguridad se debe calcular el valor de la precarga F_i con las siguientes ecuaciones:

$$F_i = 0.75F_p$$

$$F_p = A_t S_p$$

Para un perno hexagonal de rosca métrica M6 de clase 8.8 se tiene un factor de resistencia de prueba $S_p = 600 \text{ MPa}$ (ANEXO V).

$$F_p = (20.123)(600) \text{ N}$$

$$F_p = 12072 \text{ N}$$

$$F_i = 0.75(12072) \text{ N}$$

$$F_i = 9055.4 \text{ N}$$

El factor de seguridad se debe despejar de la ecuación 2.41 dando como resultado lo siguiente:

$$n = \frac{1 - \frac{F_i}{A_t S_{ut}}}{\frac{C(P_{m\acute{a}x} - P_{m\acute{i}n})}{2A_t S_e} + \frac{C(P_{m\acute{a}x} + P_{m\acute{i}n})}{2A_t S_{ut}}}$$

Al remplazar $S_{ut} = 830 \text{ MPa}$ (ANEXO V) y $S_e = 129 \text{ MPa}$ (ANEXO X) se obtiene el factor de seguridad.

$$n = \frac{1 - \frac{9055.4 \text{ N}}{(20.12 \text{ mm}^2)(830 \text{ MPa})}}{\frac{0.30(6000 - 0) \text{ N}}{2(20.12 \text{ mm}^2)(129 \text{ MPa})} + \frac{0.30(6000 + 0) \text{ N}}{2(20.12 \text{ mm}^2)(830 \text{ MPa})}}$$

$$n = 1.02$$

2.4.2 Cálculo del porcentaje de distribución y factor de seguridad de la alternativa 2

Tomando en cuenta la junta empernada de la figura 2.15 se asume un grupo de datos para calcular la constante de rigidez de la junta y el factor de seguridad, los datos son los siguientes: perno hexagonal M6 x 1 mm clase 8.8; pieza 1 de acero con módulo de elasticidad $E_1 = 207 \text{ GPa}$ y un espesor $e_1 = 6 \text{ mm}$; pieza 2 de fundición con módulo de elasticidad $E_2 = 79.3 \text{ GPa}$ y un espesor $e_2 = 6 \text{ mm}$; arandela de acero tipo R con un espesor $e_a = 1.75 \text{ mm}$ (ANEXO VIII) y una tuerca de acero hexagonal regular con una altura $H = 5.2 \text{ mm}$ (ANEXO VI). Además, la junta se encuentra trabajando bajo cargas de tracción variable con un valor de $P_{m\acute{i}n} = 0 \text{ N}$ y $P_{m\acute{a}x} = 6000 \text{ N}$.

La longitud total roscada del perno para la junta 2 se calcula con la ecuación 2.3 dando como resultado lo siguiente:

$$L_T = 2d + 6 \text{ mm}$$

$$L_T = 2(6) + 6 \text{ mm}$$

$$L_T = 18 \text{ mm}$$

La longitud de agarre se calcula con la ecuación 2.42,

$$l = e_1 + e_2 + e_a$$

$$l = 6 + 6 + 1.75 \text{ mm}$$

$$l = 13.8 \text{ mm}$$

La longitud comercial del perno se calcula con la ecuación 2.43,

$$L = l + H + 6 \text{ mm}$$

$$L = 13.8 + 5.2 + 6 \text{ mm}$$

$$L = 25 \text{ mm}$$

La longitud total sin rosca dentro del agarre se calcula con la ecuación 2.6,

$$l_d = L - L_T$$

$$l_d = 25 - 18 \text{ mm}$$

$$l_d = 7 \text{ mm}$$

La longitud total roscada dentro del agarre se calcula con la ecuación 2.5,

$$l_t = l - l_d$$

$$l_t = 13.8 - 7 \text{ mm}$$

$$l_t = 6.8 \text{ mm}$$

El área de la parte sin rosca se calcula con la ecuación 2.7,

$$A_d = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$A_d = \frac{\pi(6)^2}{4} \text{ mm}^2$$

$$A_d = 28.274 \text{ mm}^2$$

El área de la parte roscada se obtiene del ANEXO I para un perno de rosca métrica M6 de clase 8.8.

$$A_t = 20.123 \text{ mm}^2$$

La rigidez efectiva estimada del perno en la zona de sujeción se calcula con la ecuación 2.16,

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_t l_d + A_d l_t}$$

$$k_b = \frac{28.274 * 20.123 * 207 \text{ mm}^4 \text{ GPa}}{20.123 * 7 + 28.274 * 6.8 \text{ mm}^3}$$

$$k_b = 355.05 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Para calcular la rigidez de cada tronco de cono se debe utilizar la ecuación 2.21, utilizando los diámetros y espesores mostrados en el ítem 2.3.2.3.

Para el tronco 1 se tiene: $t_1 = e_1 = 6 \text{ mm}$, $D_1 = 1.5d = 1.5(6) = 9 \text{ mm}$ y $E = 207 \text{ GPa}$, reemplazando estos valores en la ecuación 2.21 se obtiene:

$$k = \frac{0.5774\pi E d}{\ln \frac{(1.155t + D - d)(D + d)}{(1.155t + D + d)(D - d)}}$$

$$k_1 = \frac{0.5774\pi(207)(6)}{\ln \frac{(1.155 * 6 + 9 - 6)(9 + 6)}{(1.155 * 6 + 9 + 6)(9 - 6)}}$$

$$k_1 = 2757.19 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Para el tronco 2 se tiene: $t_2 = \frac{l}{2} - e_1 = \frac{13.75}{2} - 6 = 0.875 \text{ mm}$, $D_2 = D_1 + 2e_1 \tan \alpha = 9 + 2(6) \tan(30^\circ) = 15.93 \text{ mm}$ y $E = 79.3 \text{ GPa}$, reemplazando estos valores en la ecuación 2.21 se obtiene:

$$k_2 = \frac{0.5774\pi(79.3)(6)}{\ln \frac{(1.155 * 0.875 + 15.93 - 6)(15.93 + 6)}{(1.155 * 0.875 + 15.93 + 6)(15.93 - 6)}}$$

$$k_2 = 16636.62 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Para el tronco 3 se tiene: $t_3 = \frac{l}{2} - e_a = \frac{13.75}{2} - 1.75 = 5.15 \text{ mm}$, $D_3 = D_4 + 2t_4 \tan \alpha = 9 + 2(1.75) \tan(30^\circ) = 11.021 \text{ mm}$ y $E = 79.3 \text{ GPa}$, reemplazando estos valores en la ecuación 2.21 se obtiene:

$$k_3 = \frac{0.5774\pi(79.3)(6)}{\ln \frac{(1.155 * 5.15 + 11.021 - 6)(11.021 + 6)}{(1.155 * 5.15 + 11.021 + 6)(11.021 - 6)}}$$

$$k_3 = 2014.01 \frac{N}{mm}$$

Para el tronco 4 se tiene: $t_4 = e_a = 1.75 \text{ mm}$, $D_4 = 1.5d = 1.5(6) = 9 \text{ mm}$ y $E = 207 \text{ GPa}$, reemplazando estos valores en la ecuación 2.21 se obtiene:

$$k_4 = \frac{0.5774\pi(207)(6)}{\ln \frac{(1.155 * 1.75 + 9 - 6)(9 + 6)}{(1.155 * 1.75 + 9 + 6)(9 - 6)}}$$

$$k_4 = 5797.37 \frac{N}{mm}$$

La rigidez total estimada de las piezas se calcula reemplazando todas las rigideces en la ecuación 2.17,

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_i}$$

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{2757.19} + \frac{1}{16636.62} + \frac{1}{2014.01} + \frac{1}{5797.37}$$

$$k_m = 915.91 \frac{N}{mm}$$

La constante de rigidez de la junta empernada se calcula con la ecuación 2.26,

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

$$C = \frac{355.05}{355.05 + 915.91}$$

$$C = 0.28$$

Para calcular el factor de seguridad se debe calcular el valor de la precarga F_i con las siguientes ecuaciones:

$$F_i = 0.75F_p$$

$$F_p = A_t S_p$$

Para un perno hexagonal de rosca métrica M6 de clase 8.8 se tiene un factor de resistencia de prueba $S_p = 600 \text{ MPa}$ (ANEXO V).

$$F_p = (20.123)(600) N$$

$$F_p = 12072 N$$

$$F_i = 0.75(12072) N$$

$$F_i = 9055.4 N$$

El factor de seguridad se debe despejar de la ecuación 2.41 dando como resultado lo siguiente:

$$n = \frac{1 - \frac{F_i}{A_t S_{ut}}}{\frac{C(P_{m\acute{a}x} - P_{m\acute{i}n})}{2A_t S_e} + \frac{C(P_{m\acute{a}x} + P_{m\acute{i}n})}{2A_t S_{ut}}}$$

Al remplazar $S_{ut} = 830 MPa$ (ANEXO V) y $S_e = 129 MPa$ (ANEXO X) se obtiene el factor de seguridad.

$$n = \frac{1 - \frac{9055.4 N}{(20.12 mm^2)(830 MPa)}}{\frac{0.28(6000 - 0)N}{2(20.12 mm^2)(129 MPa)} + \frac{0.28(6000 + 0)N}{2(20.12 mm^2)(830 MPa)}}$$

$$n = 1.23$$

2.4.3 Cálculo del porcentaje de distribución y factor de seguridad de la alternativa 3

Tomando en cuenta la junta emperrada de la figura 2.17 se asume un grupo de datos para calcular la constante de rigidez de la junta y el factor de seguridad, los datos son los siguientes: perno hexagonal M6 x 1 mm clase 8.8; pieza 1 de acero con módulo de elasticidad $E_1 = 207 GPa$ y un espesor $e_1 = 6 mm$; pieza 2 de fundición con módulo de elasticidad $E_2 = 79.3 GPa$ y un espesor $e_2 = 6 mm$; arandela de acero tipo R con un espesor $e_a = 1.75 mm$ (ANEXO VIII); una tuerca de acero hexagonal regular con una altura $H = 5.2 mm$ (ANEXO VI) y un diámetro $D = 1.5d + 2 mm$. Además, la junta se encuentra trabajando bajo cargas de tracción variable con un valor de $P_{m\acute{i}n} = 0 N$ y $P_{m\acute{a}x} = 6000 N$.

La longitud total roscada del perno para la junta 3 se calcula con la ecuación 2.3 dando como resultado lo siguiente:

$$L_T = 2d + 6 mm$$

$$L_T = 2(6) + 6 mm$$

$$L_T = 18 \text{ mm}$$

La longitud de agarre se calcula con la ecuación 2.42,

$$l = e_1 + e_2 + e_a$$

$$l = 6 + 6 + 1.75 \text{ mm}$$

$$l = 13.8 \text{ mm}$$

La longitud comercial del perno se calcula con la ecuación 2.43,

$$L = l + H + 6 \text{ mm}$$

$$L = 13.8 + 5.2 + 6 \text{ mm}$$

$$L = 25 \text{ mm}$$

La longitud total sin rosca dentro del agarre se calcula con la ecuación 2.6,

$$l_d = L - L_T$$

$$l_d = 25 - 18 \text{ mm}$$

$$l_d = 7 \text{ mm}$$

La longitud total roscada dentro del agarre se calcula con la ecuación 2.5,

$$l_t = l - l_d$$

$$l_t = 13.8 - 7 \text{ mm}$$

$$l_t = 6.8 \text{ mm}$$

El área de la parte sin rosca se calcula con la ecuación 2.7,

$$A_d = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$A_d = \frac{\pi(6)^2}{4} \text{ mm}^2$$

$$A_d = 28.274 \text{ mm}^2$$

El área de la parte roscada se obtiene del ANEXO I para un perno de rosca métrica M6 de clase 8.8.

$$A_t = 20.123 \text{ mm}^2$$

La rigidez efectiva estimada del perno en la zona de sujeción se calcula con la ecuación 2.16,

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_t l_d + A_d l_t}$$

$$k_b = \frac{28.274 * 20.123 * 207 \text{ mm}^4 \text{ GPa}}{20.123 * 7 + 28.274 * 6.8 \text{ mm}^3}$$

$$k_b = 355.05 \frac{N}{\text{mm}}$$

Para calcular la rigidez de cada tronco de cono se debe utilizar la ecuación 2.21, utilizando los diámetros y espesores mostrados en el ítem 2.3.2.3.

Para el tronco 1 se tiene: $t_1 = e_1 = 6 \text{ mm}$, $D_1 = 1.5d + 2 \text{ mm} = 1.5(6) + 2 = 11 \text{ mm}$ y $E = 207 \text{ GPa}$, reemplazando estos valores en la ecuación 2.21 se obtiene:

$$k = \frac{0.5774\pi E d}{\ln \frac{(1.155t + D - d)(D + d)}{(1.155t + D + d)(D - d)}}$$

$$k_1 = \frac{0.5774\pi(207)(6)}{\ln \frac{(1.155 * 6 + 11 - 6)(11 + 6)}{(1.155 * 6 + 11 + 6)(11 - 6)}}$$

$$k_1 = 4269.61 \frac{N}{\text{mm}}$$

Para el tronco 2 se tiene: $t_2 = \frac{l}{2} - e_1 = \frac{13.75}{2} - 6 = 0.875 \text{ mm}$, $D_2 = D_1 + 2e_1 \tan \alpha = 11 + 2(6) \tan(30^\circ) = 17.93 \text{ mm}$ y $E = 79.3 \text{ GPa}$, reemplazando estos valores en la ecuación 2.21 se obtiene:

$$k_2 = \frac{0.5774\pi(79.3)(6)}{\ln \frac{(1.155 * 0.875 + 17.93 - 6)(17.93 + 6)}{(1.155 * 0.875 + 17.93 + 6)(17.93 - 6)}}$$

$$k_2 = 21600.62 \frac{N}{\text{mm}}$$

Para el tronco 3 se tiene: $t_3 = \frac{l}{2} - e_a = \frac{13.8}{2} - 1.75 = 5.15 \text{ mm}$, $D_3 = D_4 + 2t_4 \tan \alpha = 11 + 2(1.75) \tan(30^\circ) = 13.021 \text{ mm}$ y $E = 79.3 \text{ GPa}$, reemplazando estos valores en la ecuación 2.21 se obtiene:

$$k_3 = \frac{0.5774\pi(79.3)(6)}{\ln \frac{(1.155 * 5.15 + 13.021 - 6)(13.021 + 6)}{(1.155 * 5.15 + 13.021 + 6)(13.021 - 6)}}$$

$$k_3 = 2871.54 \frac{N}{mm}$$

Para el tronco 4 se tiene: $t_4 = e_a = 1.75 \text{ mm}$, $D_4 = 1.5d + 2 \text{ mm} = 1.5(6) + 2 = 11 \text{ mm}$ y $E = 207 \text{ GPa}$, reemplazando estos valores en la ecuación 2.21 se obtiene:

$$k_4 = \frac{0.5774\pi(207)(6)}{\ln \frac{(1.155 * 1.75 + 11 - 6)(11 + 6)}{(1.155 * 1.75 + 11 + 6)(11 - 6)}}$$

$$k_4 = 9919.06 \frac{N}{mm}$$

La rigidez total estimada de las piezas se calcula reemplazando todas las rigideces en la ecuación 2.17,

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_i}$$

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{4269.61} + \frac{1}{21600.62} + \frac{1}{2871.54} + \frac{1}{9919.06}$$

$$k_m = 1370.67 \frac{N}{mm}$$

La constante de rigidez de la junta empernada se calcula con la ecuación 2.26,

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

$$C = \frac{355.05}{355.05 + 1370.67}$$

$$C = 0.21$$

Para calcular el factor de seguridad se debe calcular el valor de la precarga F_i con las siguientes ecuaciones:

$$F_i = 0.75F_p$$

$$F_p = A_t S_p$$

Para un perno hexagonal de rosca métrica M6 de clase 8.8 se tiene un factor de resistencia de prueba $S_p = 600 \text{ MPa}$ (ANEXO V).

$$F_p = (20.123)(600) \text{ N}$$

$$F_p = 12072 \text{ N}$$

$$F_i = 0.75(12072) N$$

$$F_i = 9055.4 N$$

El factor de seguridad se debe despejar de la ecuación 2.41 dando como resultado lo siguiente:

$$n = \frac{1 - \frac{F_i}{A_t S_{ut}}}{\frac{C(P_{m\acute{a}x} - P_{m\acute{i}n})}{2A_t S_e} + \frac{C(P_{m\acute{a}x} + P_{m\acute{i}n})}{2A_t S_{ut}}}$$

Al remplazar $S_{ut} = 830 MPa$ (ANEXO V) y $S_e = 129 MPa$ (ANEXO X) se obtiene el factor de seguridad.

$$n = \frac{1 - \frac{9055.4 N}{(20.12 mm^2)(830 MPa)}}{\frac{0.21(6000 - 0)N}{2(20.12 mm^2)(129 MPa)} + \frac{0.21(6000 + 0)N}{2(20.12 mm^2)(830 MPa)}}$$

$$n = 1.67$$

2.5 Diseño aceptado de la junta empernada

En base a la evaluación y análisis realizado a cada diseño de junta empernada se logró identificar que la alternativa 1 es un diseño deficiente ya que contiene un empaque dentro de la zona de compresión el mismo que ablanda la junta dando así valores de constante de distribución $C = 0.30$ y un factor de seguridad $n = 1.02$, por otra parte en la alternativa 2 se mejoró la distribución de carga ya que se eliminó el empaque dando como resultado una constante de distribución $C = 0.28$ y un factor de seguridad $n = 1.23$. La alternativa 3 es la mejor ya que no contiene empaque dentro de la zona de compresión y se incrementó el área de compresión mediante un desbaste en las piezas para generar una ceja en cada extremo, lo cual indica que es el mejor diseño con parámetros ideales que hacen que la junta empernada trabaje bajo condiciones de cargas variables en el tiempo en un rango establecido, con una distribución de carga óptima. Al tener una constante de rigidez $C = 0.21$, significa que la mayor parte de la carga externa se dirige a las piezas y el perno recibe la menor carga con un factor de seguridad $n = 1.67$.

El diseño aceptado de la junta empernada se muestra en la figura 2.18.

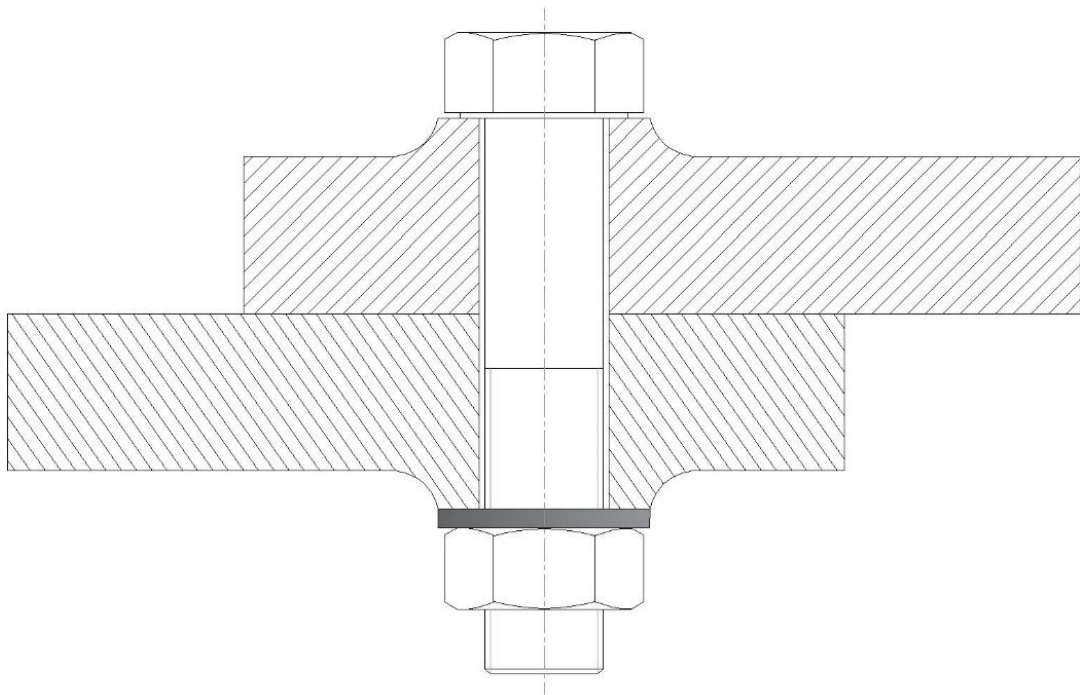


Figura 2.18. Diseño aceptado de junta empernada.
(Fuente: Propia)

Las especificaciones técnicas de la junta empernada mostrada en la figura 2.18 se muestran en la siguiente tabla 2.8:

Tabla 2.8. Especificaciones técnicas de la junta empernada aceptada.

Elemento	Material	Tipo	Dimensiones
Perno	Acero Clase 8.8	M6 x 1 mm serie de paso grueso	d= 6 mm
Pieza 1	Acero	A36	6 mm
Pieza 2	Fundición	ASTM 25	6 mm
Arandela	Acero	6R	1.75 mm
Tuerca	Acero	Hexagonal regular	5.2 mm
Diámetro del cuello de ceja			$D = 1.5d + 2 \text{ mm}$

3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1 Resultados

3.1.1 Junta empernada 1

Los resultados de los parámetros de diseño de la junta empernada 1 se muestra en la tabla 3.1.

Tabla 3.1. Parámetros de diseño de la junta empernada 1.

Parámetros de diseño	Valor	Unidad
Longitud total del perno (L)	28	mm
Longitud total de agarre (l)	14.8	mm
Longitud total roscada dentro del agarre (l_t)	4.8	mm
Longitud total sin rosca dentro del agarre (l_d)	10	mm
Longitud total roscada (L_T)	18	mm
Área de la parte roscada (A_t)	20.123	mm^2
Área de la parte sin rosca (A_d)	28.274	mm^2
Rigidez del perno (k_b)	351	$\frac{N}{mm}$
Rigidez de las piezas (k_m)	856.21	$\frac{N}{mm}$
Constante de rigidez de la junta (C)	0.30	N/A
Factor de seguridad (n)	1.02	N/A
Precarga (F_i)	9055.4	N

La distribución de la carga externa que recae sobre el perno y las piezas se calcula con la ecuación 2.27 y ecuación 2.28 respectivamente, tomando en cuenta la carga externa máxima $P_{m\acute{a}x} = 6KN$ y la constante de rigidez de la junta $C = 0.3$.

$$P_b = CP_{m\acute{a}x}$$

$$P_b = 0.3(6) KN$$

$$P_b = 1.8 KN$$

$$P_m = (1 - C)P_{m\acute{a}x}$$

$$P_m = (1 - 0.3)6 KN$$

$$P_m = 4.2 \text{ KN}$$

3.1.2 Junta empernada 2

Los resultados de los parámetros de diseño de la junta empernada 1 se muestra en la tabla 3.2.

Tabla 3.2. Parámetros de diseño de la junta empernada 2.

Parámetros de diseño	Valor	Unidad
Longitud total del perno (L)	25	mm
Longitud total de agarre (l)	13.8	mm
Longitud total roscada dentro del agarre (l_t)	6.8	mm
Longitud total sin rosca dentro del agarre (l_d)	7	mm
Longitud total roscada (L_T)	18	mm
Área de la parte roscada (A_t)	20.123	mm ²
Área de la parte sin rosca (A_d)	28.274	mm ²
Rigidez del perno (k_b)	355.05	$\frac{N}{mm}$
Rigidez de las piezas (k_m)	915.91	$\frac{N}{mm}$
Constante de rigidez de la junta (C)	0.28	N/A
Factor de seguridad (n)	1.23	N/A
Precarga (F_i)	9055.4	N

La distribución de la carga externa que recae sobre el perno y las piezas se calcula con la ecuación 2.27 y ecuación 2.28 respectivamente, tomando en cuenta la carga externa máxima $P_{m\acute{a}x} = 6 \text{ KN}$ y la constante de rigidez de la junta $C = 0.28$.

$$P_b = CP_{m\acute{a}x}$$

$$P_b = 0.28(6) \text{ KN}$$

$$P_b = 1.68 \text{ KN}$$

$$P_m = (1 - C)P_{m\acute{a}x}$$

$$P_m = (1 - 0.28)6 \text{ KN}$$

$$P_m = 4.32 \text{ KN}$$

3.1.3 Junta empernada 3

Los resultados de los parámetros de diseño de la junta empernada 1 se muestra en la tabla 3.3.

Tabla 3.3. Parámetros de diseño de la junta empernada 3.

Parámetros de diseño	Valor	Unidad
Longitud total del perno (L)	25	mm
Longitud total de agarre (l)	13.8	mm
Longitud total roscada dentro del agarre (l_t)	6.8	mm
Longitud total sin rosca dentro del agarre (l_d)	7	mm
Longitud total roscada (L_T)	18	mm
Área de la parte roscada (A_t)	20.123	mm ²
Área de la parte sin rosca (A_d)	28.274	mm ²
Rigidez del perno (k_b)	355.05	$\frac{N}{mm}$
Rigidez de las piezas (k_m)	1370.67	$\frac{N}{mm}$
Constante de rigidez de la junta (C)	0.21	N/A
Factor de seguridad (n)	1.67	N/A
Precarga (F_i)	9055.4	N

La distribución de la carga externa que recae sobre el perno y las piezas se calcula con la ecuación 2.27 y ecuación 2.28 respectivamente, tomando en cuenta la carga externa máxima $P_{m\acute{a}x} = 6KN$ y la constante de rigidez de la junta $C = 0.21$.

$$P_b = CP_{m\acute{a}x}$$

$$P_b = 0.21(6) KN$$

$$P_b = 1.26 KN$$

$$P_m = (1 - C)P_{m\acute{a}x}$$

$$P_m = (1 - 0.21)6 KN$$

$$P_m = 4.74 KN$$

Donde:

P_b : Carga externa que absorbe el perno.

P_m : Carga externa que absorben las piezas.

C : Constante de rigidez de la junta empernada.

$P_{m\acute{a}x}$: Carga externa de tracci3n variable.

3.2 Discusi3n

Los dise1os preliminares de juntas empernadas arrojaron valores similares en cuanto a los parámetros de dise1o ya que el cambio de especificaciones t3cnicas en cada modelo fue peque1o, conjuntamente con las constantes de rigidez de la uni3n y el factor de seguridad que son los m1s importantes para determinar si la junta empernada va a funcionar correctamente al momento de aplicarse una carga externa que va a variar en el tiempo.

Una vez realizados los c1lculos para cada junta empernada y comparar los resultados se lleg3 a la conclusi3n de que la alternativa de junta empernada 3 es la m1s eficiente ya que presenta valores de $C = 0.21$ y $n = 1.67$, los mismos que son ideales para que la junta empernada trabaje a fatiga como lo recomienda Shigley. Adem1s, se debe considerar que la junta empernada est1 dise1ada para trabajar a fatiga con cargas de tracci3n variable en un determinado rango que va desde $P_{m\acute{i}n} = 0 \text{ KN}$ hasta $P_{m\acute{a}x} = 6 \text{ KN}$.

El valor de la constante de rigidez es bajo, lo cual indica que la distribuci3n de la carga externa es 3ptima ya que la mayor parte de esta carga absorbe las piezas debido a que presentan mayor rigidez gracias al material, longitud total del perno, incremento del 1rea de compresi3n con un di1metro $D = 1.5d + 2 \text{ mm}$ y la eliminaci3n del empaque ya que este ablanda la rigidez de la junta empernada.

El valor de factor de seguridad es alto ya que la constante de rigidez es baja y el perno que se utiliz3 es de rosca m3trica de clase 8.8 3ptimo para trabajar bajo condiciones de carga externa variable.

Finalmente, se pudo evidenciar que en el dise1o aceptado se mejor3 la distribuci3n de la carga en la junta empernada ya que se obtuvo un valor de carga externa que va hacia el perno de 1.26 KN mientras que la carga externa que va hacia las piezas es de 4.74 KN .

4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- Se concluye que, mediante la investigación y análisis de juntas empernadas se logró identificar los parámetros de diseño más relevantes. Los mismos que se dividen en tres grupos que son: de carácter geométrico (diámetro del perno, longitud comercial del perno, área roscada, área no roscada, espesor de las piezas, etc.), funcional (precarga, carga externa, esfuerzos, constante de rigidez de la junta, factor de seguridad, etc.) y de material (rigidez del perno, rigidez de las piezas, módulo de Young de los elementos de la junta, límites de resistencia, etc.). De manera más detallada se puede observar en la sección 2.4.
- Se concluye que, en el estudio de juntas empernadas se logró establecer las especificaciones técnicas (perno, pieza 1, empaque, pieza 2, arandela y tuerca) en cada alternativa de solución, las mismas que presentan una variación en cada diseño para mejorar la distribución de carga en la junta empernada. De manera más detallada se puede observar en la sección 2.3.
- Se concluye que, mediante el análisis de los parámetros de diseño de juntas empernadas se logró determinar las ecuaciones matemáticas que me permiten el dimensionamiento de los parámetros más relevantes de la junta. Las ecuaciones matemáticas más relevantes son: constante de rigidez de la junta y factor de seguridad como se muestra a continuación, respectivamente.

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$
$$n = \frac{1 - \frac{F_i}{A_t S_{ut}}}{\frac{C(P_{m\acute{a}x} - P_{m\acute{i}n})}{2A_t S_e} + \frac{C(P_{m\acute{a}x} + P_{m\acute{i}n})}{2A_t S_{ut}}}$$

- Se concluye que, mediante la evaluación de cada alternativa de solución se logró identificar que los parámetros más relevantes de la junta empernada es la constante de rigidez y el factor de seguridad, los mismos que son útiles para realizar una comparación que se encuentre bajo criterios de diseño. Obteniendo así una constante de rigidez $C = 0.30$ y un factor de seguridad $n = 1.02$ para la alternativa 1, lo cual no es recomendable ya que el perno recibe el 30% de la carga externa y

puede llegar a la falla, una constante de rigidez $C = 0.28$ y un factor de seguridad $n = 1.23$ para la alternativa 2, la constante sigue teniendo un valor alto por lo tanto no es recomendable ya que el perno recibe el 28% de la carga externa y puede llegar a la falla, una constante de rigidez $C = 0.21$ y el factor de seguridad $n = 1.67$ para la alternativa 3 son valores óptimos para que la junta empernada trabaje bajo condiciones de fatiga ya que el 21 % de la carga externa se va hacia el perno, es decir, queda más aliviado y las piezas reciben el 79% de la carga externa proporcionando una mayor vida útil de este elemento de máquina.

- Se concluye que, de acuerdo con lo antes mencionado el mejor diseño de junta empernada es la alternativa 3 ya que no utiliza empaque dentro de la zona de compresión y tiene un incremento del área de compresión con la ayuda del cuello formado por la ceja en las piezas.

4.2 Recomendaciones

Realizar un estudio minucioso sobre juntas empernadas para poder elegir los materiales de cada elemento involucrado en la junta y de esta manera definir las cargas externas a tracción variables óptimas para cada diseño.

Los cambios deben realizarse bajo criterios de diseño en cada alternativa de junta empernada con respecto a las especificaciones técnicas que pueden partir desde el punto de vista funcional, propiedades de los materiales, geométrico, construcción y conexión de las piezas y así poder comparar y elegir un diseño óptimo.

El diseño aceptado debe trabajar bajo cargas externas de tracción variable dentro de los límites establecidos y con materiales de alto módulo de Young para incrementar su vida útil.

Tener presente la resistencia de prueba mínima que presentan los pernos para dar un valor estimado de precarga y así no sobrepasar los límites al momento de aplicar una carga externa.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] R. Budynas and J. Keith, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Octava edi. México, 2008.
- [2] R. Budynas and J. Keith, *Mechanical Engineering Desing*, Décima edi. New York, 2015.
- [3] L. Cadena and V. Hernández, “Diseño y análisis de la conexión emperrada viga-columna en acero estructural para zona sísmica IV,” Escuela Politécnica del Ejército, 2008.
- [4] J. Castañeda-alvarado, “Estudio de las conexiones emperradas para el análisis de pórticos utilizando el Power Model 3D,” Piura, 2014.
- [5] J. Escacena, “La fatiga,” Universidad de Sevilla. [Online]. Available: <https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/4089/fichero/4.pdf>
- [6] L. Velarde, “Juntas emperradas de acero,” 2018. [Online]. Available: <https://es.scribd.com/presentation/384615954/Juntas-Emperradas#>.
- [7] S. Pusda, “Juntas emperradas a tracción,” 2018. [Online]. Available: <https://es.scribd.com/document/368312547/9-Juntas-Emperradas-1#>.
- [8] C. Riba Romeva, *Diseño concurrente*, Primera ed. Barcelona, 2002.
- [9] C. Riba Romeva, *Selección de materiales en el proceso de diseño.*, Primera ed., vol. 7, no. 13. Barcelona, 2010.

ANEXOS

ANEXO I. Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino según Shigley 8va edición.

Diámetro nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_r , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_r , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

*Las ecuaciones y los datos utilizados para elaborar esta tabla se obtuvieron de la norma ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978. El diámetro menor se determinó mediante la ecuación $d_r = d - 1.226\ 869p$, y el diámetro de paso a partir de $d_p = d - 0.649\ 519p$. La media del diámetro de paso y el diámetro menor se usaron para calcular el área de esfuerzo de tensión.

ANEXO II. Diámetros y áreas de roscas unificadas de tornillo UNC y UNF* según Shigley 8va edición.










Designación de tamaño	<i>Serie gruesa-UNC</i>				<i>Serie fina-UNF</i>		
	Diámetro mayor nominal pulg	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_r , pulg ²	Área del diámetro menor $A_{r,r}$, pulg ²	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_r , pulg ²	Área del diámetro menor $A_{r,r}$, pulg ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{5}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

*Esta tabla se compiló de la norma ANSI B1.1-1974. El diámetro menor se determinó mediante la ecuación $d_r = d - 1.299\ 038p$ y el diámetro de paso o partir de $d_p = d - 0.649\ 519p$. Para calcular el área de esfuerzo de tensión se usaron la media del diámetro de paso y el diámetro menor.








Anexo III. Especificaciones SAE para pernos de acero según Shigley 8va edición.

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, de inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$ $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55	74	57	Acero de bajo o medio carbono	
		33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
		74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

Anexo IV. Especificaciones ASTM para pernos de acero según Shigley 8va edición.

Designación ASTM núm.	Intervalo de tamaños, de prueba inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
A307	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo carbono	
A325, tipo 1	$\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero de medio carbono, T y R	
A325, tipo 2	$\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
A325, tipo 3	$\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero no temperizado, T y R	
A354, grado BC	$\frac{1}{4}$ - $2\frac{1}{2}$ $2\frac{3}{4}$ -4	105 95	125 115	109 99	Acero aleado, T y R	
A354, grado BD	$\frac{1}{4}$ -4	120	150	130	Acero aleado, T y R	
A449	$\frac{1}{4}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$ $1\frac{3}{4}$ -3	85 74 55	120 105 90	92 81 58	Acero de medio carbono, T y R	
A490, tipo 1	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero aleado, T y R	
A490, tipo 3	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero no temperizado, T y R	

Anexo V. Clases métricas para pernos, tornillos y birlos de acero según Shigley 8va edición.

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

Anexo VI. Dimensiones de tuercas hexagonales según Shigley 8va edición.

Tamaño nominal, pulg	Ancho W	Altura H		
		Hexagonal regular	Gruesa o ranurada	Contra-tuerca
$\frac{1}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$	$\frac{9}{32}$	$\frac{5}{32}$
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{17}{64}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{3}{16}$
$\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{13}{32}$	$\frac{7}{32}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{29}{64}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{31}{64}$	$\frac{39}{64}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{35}{64}$	$\frac{23}{32}$	$\frac{3}{8}$
$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{41}{64}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{27}{64}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{5}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{29}{32}$	$\frac{31}{64}$
1	$1\frac{1}{2}$	$\frac{55}{64}$	1	$\frac{35}{64}$
$1\frac{1}{8}$	$1\frac{11}{16}$	$\frac{31}{32}$	$1\frac{5}{32}$	$\frac{39}{64}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{23}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$2\frac{1}{16}$	$1\frac{11}{64}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{25}{32}$
$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	$1\frac{9}{32}$	$1\frac{1}{2}$	$\frac{27}{32}$

Tamaño nominal, mm				
M5	8	4.7	5.1	2.7
M6	10	5.2	5.7	3.2
M8	13	6.8	7.5	4.0
M10	16	8.4	9.3	5.0
M12	18	10.8	12.0	6.0
M14	21	12.8	14.1	7.0
M16	24	14.8	16.4	8.0
M20	30	18.0	20.3	10.0
M24	36	21.5	23.9	12.0
M30	46	25.6	28.6	15.0
M36	55	31.0	34.7	18.0

Anexo VII. Dimensiones en pulgadas de arandelas simples estándar americano según Shigley 8va edición.

Tamaño del sujetador	Tamaño de la arandela	Diámetro		Espesor
		DI	DE	
#6	0.138	0.156	0.375	0.049
#8	0.164	0.188	0.438	0.049
#10	0.190	0.219	0.500	0.049
#12	0.216	0.250	0.562	0.065
$\frac{1}{4}$ N	0.250	0.281	0.625	0.065
$\frac{1}{4}$ W	0.250	0.312	0.734	0.065
$\frac{5}{16}$ N	0.312	0.344	0.688	0.065
$\frac{5}{16}$ W	0.312	0.375	0.875	0.083
$\frac{3}{8}$ N	0.375	0.406	0.812	0.065
$\frac{3}{8}$ W	0.375	0.438	1.000	0.083
$\frac{7}{16}$ N	0.438	0.469	0.922	0.065
$\frac{7}{16}$ W	0.438	0.500	1.250	0.083
$\frac{1}{2}$ N	0.500	0.531	1.062	0.095
$\frac{1}{2}$ W	0.500	0.562	1.375	0.109
$\frac{9}{16}$ N	0.562	0.594	1.156	0.095
$\frac{9}{16}$ W	0.562	0.625	1.469	0.109
$\frac{5}{8}$ N	0.625	0.656	1.312	0.095
$\frac{5}{8}$ W	0.625	0.688	1.750	0.134
$\frac{3}{4}$ N	0.750	0.812	1.469	0.134
$\frac{3}{4}$ W	0.750	0.812	2.000	0.148
$\frac{7}{8}$ N	0.875	0.938	1.750	0.134
$\frac{7}{8}$ W	0.875	0.938	2.250	0.165
1 N	1.000	1.062	2.000	0.134
1 W	1.000	1.062	2.500	0.165
$1\frac{1}{8}$ N	1.125	1.250	2.250	0.134
$1\frac{1}{8}$ W	1.125	1.250	2.750	0.165
$1\frac{1}{4}$ N	1.250	1.375	2.500	0.165
$1\frac{1}{4}$ W	1.250	1.375	3.000	0.165
$1\frac{3}{8}$ N	1.375	1.500	2.750	0.165
$1\frac{3}{8}$ W	1.375	1.500	3.250	0.180
$1\frac{1}{2}$ N	1.500	1.625	3.000	0.165
$1\frac{1}{2}$ W	1.500	1.625	3.500	0.180
$1\frac{5}{8}$ N	1.625	1.750	3.750	0.180
$1\frac{3}{4}$ N	1.750	1.875	4.000	0.180
$1\frac{7}{8}$ N	1.875	2.000	4.250	0.180
2	2.000	2.125	4.500	0.180
$2\frac{1}{4}$ N	2.250	2.375	4.750	0.220
$2\frac{1}{2}$ N	2.500	2.625	5.000	0.238
$2\frac{3}{4}$ N	2.750	2.875	5.250	0.259
3	3.000	3.125	5.500	0.284

Anexo VIII. Dimensiones en milímetros de arandelas métricas simples según Shigley 8va edición.

Tamaño de la arandela*	DI mínimo	DE máximo	Espesor máximo	Tamaño de la arandela*	DI mínimo	DE máximo	Espesor máximo
1.6 N	1.95	4.00	0.70	10 N	10.85	20.00	2.30
1.6 R	1.95	5.00	0.70	10 R	10.85	28.00	2.80
1.6 W	1.95	6.00	0.90	10 W	10.85	39.00	3.50
2 N	2.50	5.00	0.90	12 N	13.30	25.40	2.80
2 R	2.50	6.00	0.90	12 R	13.30	34.00	3.50
2 W	2.50	8.00	0.90	12 W	13.30	44.00	3.50
2.5 N	3.00	6.00	0.90	14 N	15.25	28.00	2.80
2.5 R	3.00	8.00	0.90	14 R	15.25	39.00	3.50
2.5 W	3.00	10.00	1.20	14 W	15.25	50.00	4.00
3 N	3.50	7.00	0.90	16 N	17.25	32.00	3.50
3 R	3.50	10.00	1.20	16 R	17.25	44.00	4.00
3 W	3.50	12.00	1.40	16 W	17.25	56.00	4.60
3.5 N	4.00	9.00	1.20	20 N	21.80	39.00	4.00
3.5 R	4.00	10.00	1.40	20 R	21.80	50.00	4.60
3.5 W	4.00	15.00	1.75	20 W	21.80	66.00	5.10
4 N	4.70	10.00	1.20	24 N	25.60	44.00	4.60
4 R	4.70	12.00	1.40	24 R	25.60	56.00	5.10
4 W	4.70	16.00	2.30	24 W	25.60	72.00	5.60
5 N	5.50	11.00	1.40	30 N	32.40	56.00	5.10
5 R	5.50	15.00	1.75	30 R	32.40	72.00	5.60
5 W	5.50	20.00	2.30	30 W	32.40	90.00	6.40
6 N	6.65	13.00	1.75	36 N	38.30	66.00	5.60
6 R	6.65	18.80	1.75	36 R	38.30	90.00	6.40
6 W	6.65	25.40	2.30	36 W	38.30	110.00	8.50
8 N	8.90	18.80	2.30				
8 R	8.90	25.40	2.30				
8 W	8.90	32.00	2.80				

Anexo IX. Constantes físicas de materiales según Shigley 8va edición.

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Relación de Poisson ν	Peso unitario w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/pulg ³	lb/ft ³	kN/m ³
Aluminio (todas las aleaciones)	10.3	71.0	3.90	26.2	0.334	0.098	169	26.6
Cobra al berilo	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Acero al carbono	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Fundición de hierro (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Cobra	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Abeto Douglas	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Metal Monel	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Níquel plata	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Acero inoxidable (18-8)	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0

Anexo X. Resistencias a la fatiga de pernos y tornillos según Shigley 8va edición.

Grado o clase	Intervalo de tamaños	Resistencia a la fatiga
SAE 5	$\frac{1}{4}$ -1 pulg	18.6 kpsi
	$1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$ pulg	16.3 kpsi
SAE 7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ pulg	20.6 kpsi
SAE 8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ pulg	23.2 kpsi
ISO 8.8	M16-M36	129 MPa
ISO 9.8	M1.6-M16	140 MPa
ISO 10.9	M5-M36	162 MPa
ISO 12.9	M1.6-M36	190 MPa