

RODOLFO MINORU ASAEDA

**Análise da influência do coeficiente de atrito e do diâmetro da cabeça do parafuso na
aplicação da pré-carga de montagem de juntas aparafusadas em tração**

Rodolfo Minoru Asaeda

Análise da influência do coeficiente de atrito e do diâmetro da cabeça do parafuso na aplicação da pré-carga de montagem de juntas aparafusadas em tração

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador (a): Professor Dr. Erick Siqueira Guidi

Guaratinguetá - SP
2018

A798a	Asaeda, Rodolfo Minoru Análise da influência do coeficiente de atrito e do diâmetro da cabeça do parafuso na aplicação da pré-carga de montagem de juntas aparafusadas em tração / Rodolfo Minoru Asaeda– Guaratinguetá, 2018. 52 f : il. Bibliografia: f. 49-50 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2018. Orientador: Prof. Dr. Erick Siqueira Guidi 1. Juntas (Engenharia). 2. Parafusos e porcas. 3. Projetos de engenharia. I. Título. CDU 62.001.63
-------	---

Luciana Máximo

Bibliotecária CRB-8/3595

RODOLFO MINORU ASAEDA

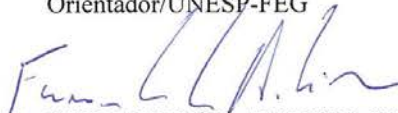
ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. ERICK SIQUEIRA GUIDI
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA
UNESP-FEG


ENG. GERALDO CESAR ROSARIO DE OLIVEIRA
UNESP-FEG

Dezembro de 2018

DADOS CURRICULARES

RODOLFO MINORU ASAEDA

NASCIMENTO 02.04.1994 – Cotia / SP

FILIAÇÃO Celso Takeshi Asaeda
Célia Miki Hongo Asaeda

2013/2018 Curso de Graduação
Engenharia Mecânica - Universidade Estadual Paulista “Júlio de
Mesquita Filho”- Campus de Guaratinguetá

Dedico este trabalho
de modo especial, à minha família,
amigos e professores

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus. Agradeço pela minha vida, minha inteligência, minha família e meus amigos,

ao meu orientador, *Prof. Dr. Erick Siqueira Guidi* que jamais deixou de me incentivar. Sem a sua orientação, dedicação e auxílio, o estudo aqui apresentado seria praticamente impossível.

aos meus pais *Celso e Célia*, que sempre incentivaram meus estudos e apoiaram minhas decisões.

aos meus amigos da república *Hromeu* em que residi os quais sempre estiveram disponíveis, seja para me ajudar, ou para compartilhar bons momentos durante esses anos de faculdade,

às funcionárias da Biblioteca do Campus de Guaratinguetá pela dedicação, presteza e principalmente pela vontade de ajudar,

aos funcionários da Faculdade de Engenharia do Campos de Guaratinguetá pela dedicação e alegria no atendimento.

“Só sabemos com exatidão quando sabemos pouco;
à medida que vamos adquirindo conhecimento,
instala-se a dúvida.”

Goethe

RESUMO

O trabalho de graduação abordou o tópico de juntas aparafusadas, mais precisamente, a questão da influência das variáveis coeficiente de atrito na cabeça e diâmetro da cabeça do parafuso na determinação do torque de aperto. O objetivo foi a análise da influência dessas variáveis, e os dados foram obtidos através de um programa desenvolvido no decorrer do trabalho. O programa em questão permitiu a escolha de parafusos conforme normas internacionais de padronização, e facilitou a disposição dos dados obtidos através dos cálculos fornecidos na literatura pertinente ao tema. Após a seleção dos parafusos para análise e a simulação do programa, foram dispostos os resultados em termos de torque (dividido em útil, dissipado na rosca e dissipado na cabeça) e coeficiente de atrito, na forma de tabelas e gráficos. Com a análise dos resultados pôde-se avaliar a porcentagem de torque perdido na cabeça do parafuso, que variou aproximadamente de 40% a 70%, e ficou evidente o papel do diâmetro da cabeça do parafuso, que atuou potencializando a ação do coeficiente de atrito na determinação do torque dissipado na cabeça do parafuso.

PALAVRAS-CHAVE: Junta aparafusada. Parafusos. Coeficiente de atrito na cabeça do parafuso. Diâmetro da cabeça do parafuso. Torque de aperto dissipado. Torque de aperto.

ABSTRACT

This work focus its attention on the topic of bolted joints, more precisely, in the influence of the variables “head friction coefficient” and “fastener head diameter” on the tightening torque determination. The goal here is to analyze this type of influence by understanding the results that were outputted via a self-developed software. This software allows the user to set fasteners according to international standards, and while using literature-based equations, it displays the results in an understandable way. After the feature-based selection of the fasteners and with the proper software calculation, the result data was displayed in terms of torque (effective torque, dissipated torque in thread, dissipated torque in head) and friction coefficient, in sheets and graphic schemes. With the data analysis it was possible to evaluate the percentage of dissipated torque on the fastener head (about 40% to 70%), and it revealed the head diameter role, which increased the head friction coefficient effect on the calculation of head dissipated torque.

KEYWORDS: Fasteners. Bolted Joints. Fastener head friction. Tightening torque. Head dissipated torque. Fastener head diameter.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Formas de rosca-padrão UNS e ISO	17
Figura 2 – Pré-carregamento de uma união aparafusada.....	19
Figura 3 – Plano inclinado fazendo referência a uma rosca aberta	19
Figura 4 – Plano inclinado com dois ângulos	21
Figura 5 – Interface do programa para gerenciar o banco de dados dimensionais	26
Figura 6 – Interface do programa para gerenciar o banco de dados do fabricante	27
Figura 7 – Interface do programa para análise do parafuso	28
Figura 8 – Exemplo de saída do programa exportando os dados para o <i>EXCEL</i>	29
Figura 9 – Parafuso cabeça cilíndrica.....	30
Figura 10 – Parafuso cabeça sextavada	31
Figura 11 – Parafuso cabeça sextavada flangeada.....	31
Figura 12 – ISO 898-1, carga de prova em roscas métricas ISO.....	33
Figura 13 – Parafuso com lubrificante à base de óleo mineral.....	34
Figura 14 – Gráfico resultado sextavado M8	37
Figura 15 – Gráfico resultado sextavado M12	38
Figura 16 – Gráfico resultado sextavado M16	39
Figura 17 – Gráfico resultado cilíndrico M8	40
Figura 18 – Gráfico resultado cilíndrico M12	41
Figura 19 – Gráfico resultado cilíndrico M16	42
Figura 20 – Gráfico resultado flangeado M8.....	43
Figura 21 – Gráfico resultado flangeado M12.....	44
Figura 22 – Gráfico resultado flangeado M16.....	45
Figura 23 – Gráfico torque dissipado na cabeça para cada tipo de parafuso.....	48
Figura 24 – Catálogo do fabricante parafuso sextavado.....	53
Figura 25 – Catálogo do fabricante parafuso cabeça cilíndrica.....	53
Figura 26 – Catálogo do fabricante parafuso cabeça cilíndrica.....	54
Figura 27 – Catálogo do fabricante parafuso cabeça sextavada flangeada	54

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Seleção dos parafusos	35
Tabela 2 – Resultado sextavado M8	37
Tabela 3 – Resultado sextavado M12	38
Tabela 4 – Resultado sextavado M16	39
Tabela 5 – Resultado sextavado M8	40
Tabela 6 – Resultado sextavado M12	41
Tabela 7 – Resultado sextavado M16	42
Tabela 8 – Resultado sextavado M8	43
Tabela 9 – Resultado sextavado M12	44
Tabela 10 – Resultado sextavado M16	45
Tabela 11 – Comparação dos valores de torque	48

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Seleção de outras variáveis	36
--	----

LISTA DE SÍMBOLOS

L	passo da rosca aberta
P	peso da carga
F	força de levantamento
f	força de atrito
N	força normal
λ	ângulo da rosca
μ	coeficiente de atrito da rosca aberta
d_p	diâmetro primitivo
T_{su}	torque para levantar a carga
d_c	diâmetro do colar
T_c	torque de atrito do colar
T_u	torque total para levantar a carga
α	ângulo de inclinação da rosca
M_A	momento de aperto
F_v	pré-carga
K_i	coeficiente de aperto
d	diâmetro nominal do parafuso
p	passo
μ_G	coeficiente de atrito da rosca do parafuso
D_{km}	diâmetro médio da superfície de contato
μ_k	coeficiente de atrito da cabeça do parafuso
d_h	diâmetro do furo
d_w	diâmetro de assentamento
T_{total}	Torque total de aperto
$T_{\text{útil}}$	Torque total útil
$T_{\text{cabeça}}$	Torque dissipado na cabeça
T_{rosca}	Torque dissipado na rosca

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	OBJETIVO E JUSTIFICATIVAS	15
1.2	ESTRUTURA DO TRABALHO	15
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1	PADRÕES DE ROSCA E DEFINIÇÃO DE PARÂMETROS	17
2.2	MECÂNICA DE APERTO DO PARAFUSO	18
2.3	ANÁLISE DE FORÇAS EM UM PARAFUSO DE POTÊNCIA	19
2.4	DETERMINAÇÃO DO TORQUE DE APERTO DO PARAFUSO	21
3	FUNCIONAMENTO DO PROGRAMA	25
3.1	LINGUAGENS UTILIZADAS	25
3.2	FINALIDADE	25
3.3	ESTRUTURA	25
3.3.1	Banco de dados de dimensões e propriedades mecânicas - SQLite	25
3.3.2	Banco de dados dos fabricantes - SQLite	26
3.3.3	Programa funcional – JAVA/EXCEL	27
4	ANÁLISE	30
4.1	SELEÇÃO DOS PARAFUSOS	30
4.1.1	Tipos de cabeça	30
4.1.2	Diâmetros	31
4.1.3	Classe de resistência	32
4.2	ESCOLHAS DOS COEFICIENTES DE ATRITO	33
4.2.1	Juntas aparafusadas sem lubrificante	33
4.2.2	Juntas aparafusadas lubrificadas	34
4.2.3	Coefficiente de atrito nas roscas	34
4.3	ESCOLHAS TABELADAS	35
4.4	RESULTADOS TABELADOS	36
4.5	ANÁLISE DOS RESULTADOS	46
4.5.1	Influência do diâmetro nominal	46
4.5.2	Influência do Diâmetro da cabeça x Coeficiente de atrito da cabeça	47
5	CONCLUSÕES	49
	REFERÊNCIAS	51
	BIBLIOGRAFIA CONSULTADA	52

ANEXO A – CATÁLOGO DE PRODUTOS DA CISER.....	53
---	-----------

1 INTRODUÇÃO

A importância das juntas aparafusadas é um ponto evidente no mundo da engenharia, visto que em quase todas as máquinas e estruturas a utilização de parafusos de fixação é unânime.

Com o avanço da tecnologia e dos processos industriais, são exigidos cada vez mais métodos eficientes e precisos de montagem de máquinas e estruturas em todos os setores, a fim demandar menos material e menos energia ou, em outras palavras, montagens mais econômicas.

Converge-se então no tema do trabalho. Durante a montagem da junta aparafusada, o torque inicial de aperto é de suma importância, uma vez que sua função é de fixar devidamente, de acordo com as necessidades de projeto, e prevenir a falha estrutural da junta (pois se o parafuso passa pela montagem, dificilmente falhará durante sua vida útil); e uma das variáveis na determinação do torque inicial se localiza na região da cabeça do parafuso e na área de assentamento da mesma.

1.1 OBJETIVO E JUSTIFICATIVAS

O objetivo do trabalho é analisar, através de um software desenvolvido propriamente e de equações obtidas através da literatura, a influência das variáveis coeficiente de atrito da cabeça do parafuso e junta e tamanho da cabeça do parafuso na determinação do torque de montagem e da pré-carga da junta aparafusada em tração estática.

A justificativa do trabalho está conjunta com a grande difusão de juntas aparafusadas na esfera industrial e uma análise mais precisa dos pesos das variáveis na determinação do torque de montagem, observando-se a possibilidade de verificar suas importâncias em termos de energia dissipada durante a montagem do parafuso.

1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

O trabalho se utilizará de um programa desenvolvido com a linguagem *Java*, o qual interagindo com tabelas de especificações de fabricantes calculará e comparará, para diversos casos, o torque de montagem alterando as variáveis coeficiente de atrito da cabeça do parafuso e junta e tamanho da cabeça do parafuso, possibilitando a visualização e a análise da influência dessas variáveis.

O capítulo 2 consistirá em uma revisão bibliográfica envolvendo o assunto de juntas aparafusadas, pré-carga e torque de aperto.

O capítulo 3 irá explicar sobre o programa que foi desenvolvido, acerca de sua estrutura, finalidade e funcionalidade.

O capítulo 4 vai abranger a parte da análise em si, no tocante às escolhas dos elementos submetidos aos cálculos, a disposição dos resultados e sua interpretação.

Por fim, o capítulo 5 vai expor a conclusão obtida a partir do trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 PADRÕES DE ROSCA E CLASSES DE RESISTÊNCIA

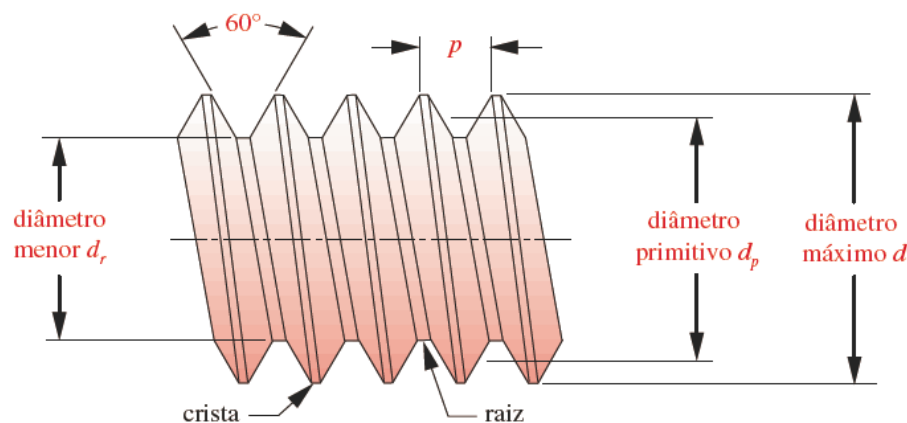
Primeiramente deve-se conhecer a nomenclatura e as padronizações de roscas para que se possa determinar as características de cada parafuso.

Hoje são utilizados os padrões de rosca UNS (*Unified National Standard*), norte americano, e o padrão ISO, europeu. O padrão europeu utiliza dimensões no SI, diferentemente do norte americano, portanto não são normas intercambiáveis.

Ambos utilizam um ângulo incluído de 60° e definem o tamanho de rosca pelo diâmetro nominal externo (máximo) d da rosca externa. O passo de rosca p é a distância entre roscas adjacentes. Crista e raiz são tomadas como planas para reduzir a concentração de tensões que ocorre em canto vivo. As especificações permitem que se arredondem esses recortes devido ao desgaste de ferramenta. O diâmetro primitivo d_p e o diâmetro de raiz d_r são definidos em termos do passo de rosca p com razões ligeiramente diferentes encontradas nas roscas UNS e ISO. (Norton, 2013, p.887)

A figura 1 ilustra todos esses parâmetros citados acima.

Figura 1-Formas de rosca-padrão UNS e ISO



Fonte: Norton (2013)

Uma rosca é especificada a partir de um código que define a sua série, diâmetro, passo e classe de ajuste. O passo de roscas UNS é definido reciprocamente como o número de roscas por polegada, enquanto na rosca métrica (ISO) o passo de rosca é especificado pela dimensão do passo em mm. Um exemplo de uma especificação de rosca UNS seria 1/4-20 UNC-2ª que define rosca externa de diâmetro 0,250 in com 20 filetes por polegada, série grossa, classe 2 de ajuste. Um exemplo de

especificação de rosca métrica seria $M8 \times 1,25$ que define uma rosca ISO comum de 8 mm de diâmetro por 1,25 mm de passo de hélice. (Norton, 2013, p.887)

Roberto Garcia (2011) aborda o tema de classe de resistência de parafusos, que determina a resistência da peça à tração e o limite de escoamento.

“Com relação aos Parafusos, a classificação da resistência segue uma terminologia particular. Quanto à classe de resistência de Parafusos, os mesmos são identificados como: 4.8, 5.8, 6.8, 8.8, 10.9 e 12.9”. (Revista do Parafuso edição 7, Artigos: Conceitos gerais sobre Torque e Processos de Torque / Parte 1, por Dr. Roberto Garcia 28/02/2008).

Quanto maior o número da classe, mais carga o parafuso de um respectivo diâmetro será capaz de aguentar. Os parafusos adquirem classes de resistências diferentes através de tratamentos especiais para o material.

2.2 MECÂNICA DE APERTO DO PARAFUSO

Para entender a importância do torque aplicado na montagem do parafuso, é necessária uma explanação sobre a mecânica básica de uma junta aparafusada.

A aplicação de parafusos em juntas tem a função de unir peças que eventualmente podem sofrer esforços de separação, e submeter o parafuso a uma carga de tração. Por esse motivo deve-se submeter o parafuso, na montagem, à uma carga próxima à resistência de prova da peça, denominada de pré-carga.

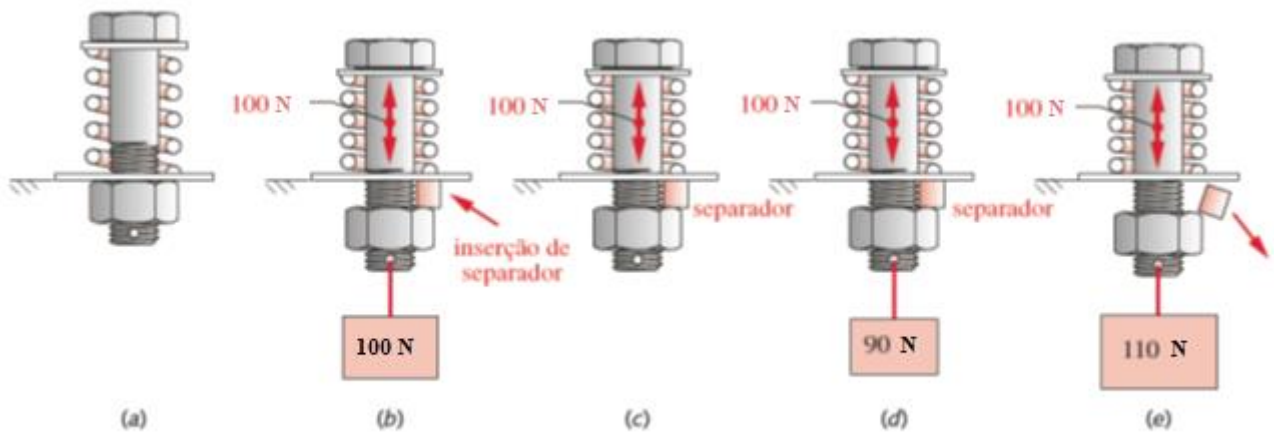
Segundo Norton (2013) para montagens carregadas de forma estática (que será o caso analisado nesse trabalho) a pré-carga geralmente submete o parafuso a uma tensão de até 90% da resistência de prova do material.

Com o aperto do parafuso, os elementos da junta sofrerão deformações - o parafuso irá se estender e os materiais da junta irão se comprimir - observa-se que ambos os elementos incidem esforços de natureza contrária um no outro. O mecanismo de auto travamento, com a fixação da porca ou mesmo com o rosqueamento do parafuso, permite que as tensões em ambos os elementos se preservem.

A incidência de um esforço externo de tração (quando de menor magnitude que a pré-carga aplicada) não afeta a região pré-carregada.

Norton (2013) ilustra esse mecanismo fazendo analogia do material da junta com uma mola para fins didáticos, como mostra a figura 2.

Figura 2- Pré-carregamento de uma união aparafusada



- (a) União sem pré-carga.
- (b) Pré-carga de 100 N sendo aplicada.
- (c) Travamento da união através de um separador (fazendo o papel de uma porca ou do rosqueamento).
- (d) Aplicação de uma carga externa menor que a pré-carga.
- (e) Aplicação de uma carga externa maior que a pré-carga.

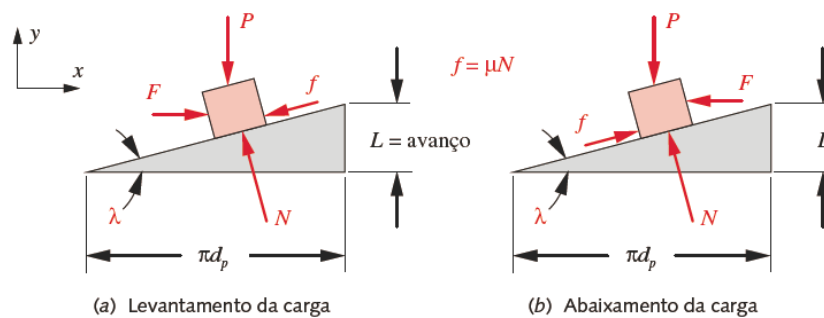
Fonte: Adaptado de Norton (2013)

2.3 ANÁLISE DAS FORÇAS EM UM PARAFUSO DE POTÊNCIA

Para determinar a expressão do torque necessário no aperto do parafuso para uma pré-carga definida, deve-se conhecer a análise das forças em um parafuso de potência.

Primeiramente Norton (2013), faz uma análise de planos inclinados representando uma rosca quadrada “aberta” de um parafuso de potência, conforme disposto na figura 3.

Figura 3- Plano inclinado fazendo referência a uma rosca aberta.



Fonte: Adaptado de Norton (2013)

Sendo:

N = força normal, P = peso do corpo, F = força que levanta a carga, λ = ângulo do plano, f = força de atrito

Tangente do plano inclinado

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{L}{\pi d_p} \quad (1)$$

A análise das forças no plano inclinado é representada pelas equações (2), (3), (4), (5):

Soma das forças em x e y, determinando valores para F e N.

$$\sum F_x = 0 = F - f \cos \lambda - N \sin \lambda = F - \mu N \cos \lambda - N \sin \lambda \quad (2)$$

$$F = N(\mu \cos \lambda + \sin \lambda) \quad (3)$$

$$\sum F_y = 0 = N \cos \lambda - f \sin \lambda - P = N \cos \lambda - \mu N \sin \lambda - P \quad (4)$$

$$N = \frac{P}{(\cos \lambda - \mu \sin \lambda)} \quad (5)$$

Unindo ambas as equações temos a equação (8):

$$F = P \frac{(\mu \cos \lambda + \sin \lambda)}{(\cos \lambda - \mu \sin \lambda)} \quad (6)$$

Portanto o torque para levantar a carga é apresentado na equação (7):

$$T_{su} = F \frac{d_p}{2} = \frac{P d_p}{2} \frac{(\mu \cos \lambda + \sin \lambda)}{(\cos \lambda - \mu \sin \lambda)} \quad (7)$$

Substituindo devidamente os termos $\cos \lambda$ e $\sin \lambda$ utilizando a equação (1), temos a equação (8):

$$T_{su} = \frac{P d_p}{2} \frac{(\mu \pi d_p + L)}{(\pi d_p - \mu L)} \quad (8)$$

A análise feita refere-se a um parafuso de potência, portanto existe um torque requerido para girar o colar de empuxo, devido ao simples atrito do colar durante o giro, representado pela equação (9).

$$T_c = \mu_c P \frac{d_c}{2} \quad (9)$$

Unindo as equações (4) e (5) obtém-se a equação (10), representando o torque total necessário para levantar a carga.

$$T_u = T_{su} + T_c = \frac{P d_p (\mu \pi d_p + L)}{2 (\mu d_p - \mu L)} + \mu_c P \frac{d_c}{2} \quad (10)$$

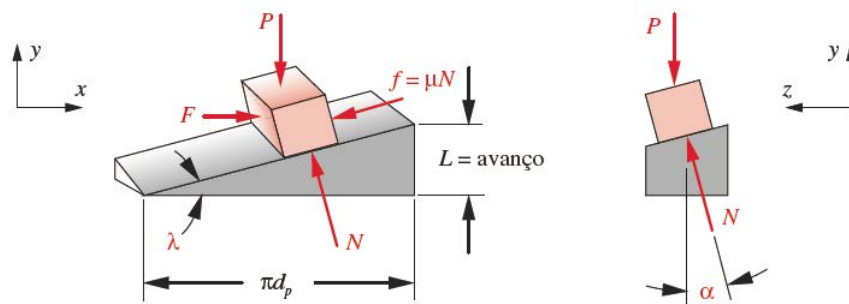
A análise de forças foi feita em um parafuso com rosca quadrada; para transferi-la para uma rosca Acme ou outra deve-se inserir mais um ângulo devido à inclinação da rosca. Assim à análise de forças, é inserido mais um grau de complexidade.

O torque para levantar a carga para roscas anguladas é representado na equação (11):

$$T_u = T_{su} + T_c = \frac{P d_p (\mu \pi d_p + L \cos \alpha)}{2 (\mu d_p \cos \alpha - \mu L)} + \mu_c P \frac{d_c}{2} \quad (11)$$

A figura 4 mostra as 2 inclinações da rosca angulada.

Figura 4- Plano inclinado com 2 ângulos



Fonte: Norton (2013)

2.4 DETERMINAÇÃO DO TORQUE DE APERTO DO PARAFUSO

Para poder aplicar devidamente uma pré-carga durante o aperto do parafuso, utiliza-se usualmente o método do torque.

Segundo Norton (2013), o torque necessário para desenvolver uma pré-carga particular pode ser calculado com a Equação (11), desenvolvida para parafusos de potência. A substituição da Equação (1) na (11) para resolvê-la em termos do ângulo de avanço λ resulta na equação (12):

$$M_A = F_v \frac{d_p}{2} \frac{(\mu + tg\lambda \cos\alpha)}{(\cos\alpha - \mu tg\lambda)} + F_v \frac{d_c}{2} \mu_c \quad (12)$$

Segundo Norton (2013), o diâmetro primitivo, d_p , pode ser aproximado de forma grosseira pelo diâmetro do parafuso, d , e o diâmetro médio do colar pode também ser aproximado pela média entre o diâmetro do parafuso e o tamanho-padrão de cabeça ou de porca de $1,5 d$, representado a seguir pela equação (13):

$$M_A \cong F_v \frac{d}{2} \frac{(\mu + tg\lambda \cos\alpha)}{(\cos\alpha - \mu tg\lambda)} + F_v \frac{(1 + 1,5)d}{4} \mu_c \quad (13)$$

A fatorização da força e do diâmetro do parafuso produz a equação (14), os valores contidos em K_i estão evidenciados em (15):

$$M_A \cong K_i F_v d \quad (14)$$

$$K_i \cong \left[0,50 \frac{(\mu + tg\lambda \cos\alpha)}{(\cos\alpha - \mu tg\lambda)} + 0,625 \mu_c \right] \quad (15)$$

Como visto, pode-se observar que o método para determinar o torque de aperto leva em conta diversos fatores, sendo dois deles o coeficiente de atrito da cabeça e o diâmetro da cabeça. No caso do autor, acontece uma aproximação para a média do diâmetro da cabeça e do diâmetro d parafuso para $1.5d$. Assim ele consegue simplificar a expressão trazendo uma variável chamada coeficiente de torque, K_i . Ocorre também uma aproximação do coeficiente de atrito para $0,15$. Com essa generalização, o valor de K_i varia pouco ao longo dos diversos tamanhos de rosca, assim o autor aproxima o Torque de aperto para $T_i=0,21Fid$.

Já de acordo com Roberto Garcia em um artigo publicado na *Revista do Parafuso*, vol. 9, através da norma DIN 946 – Determination of coefficient of friction of bolt/nut assemblies

under specified conditions tem-se um melhor detalhamento de alguns aspectos relevantes do fator K- referindo-se ao Ki citado por Norton.

A expressão matemática constante na DIN 946 é apresentada na equação (16):

$$M_A = F_v \left(0,159 \cdot p + 0,578 \cdot d_p \cdot \mu_G + \frac{D_{Km}}{2} \cdot \mu_K \right) \quad (16)$$

Onde:

MA=Momento de Aperto (Nm)

Fv =Força Tensora (kN)

p =Passo (mm)

dp =Diâmetro primitivo (mm)

μ_G =Coeficiente de Atrito da Rosca (adimensional)

DKm=Diâmetro Médio - superfície contato (mm)

μ_K =Coeficiente de Atrito da Cabeça (adimensional)

Sendo:

$$D_{Km} = \frac{d_w + d_h}{2} \quad (17)$$

Onde:

dw =diâmetro da cabeça do parafuso

dh = diâmetro do furo

dp=diâmetro de primitivo

Segundo Roberto Garcia (agosto 2011, Conceitos Relevantes sobre Coeficiente de atrito, METALTORK), a equação (16) pode ser decomposta na forma da equação (18):

$$T_{total} = \left[(F_v \cdot 0,16 \cdot p) + (F_v \cdot 0,58 \cdot d_p \cdot \mu_G) + \left(F_v \cdot \frac{D_{Km}}{2} \cdot \mu_k \right) \right] \quad (18)$$

A equação (19) representa a equação (18) evidenciando cada parcela do torque aplicado.

$$T_{total} = T_{\acute{u}til} + T_{rosca} + T_{cabeca} \quad (19)$$

As equações (20), (21) e (22) a seguir, apresentam o valor de cada parcela na equação (20).

$$T_{\acute{u}til} = F_v \cdot 0,159 \cdot p \quad (20)$$

$$T_{rosca} = F_v \cdot 0,578 \cdot d_p \cdot \mu_G \quad (21)$$

$$T_{cabeca} = F_v \cdot \frac{D_{Km}}{2} \cdot \mu_k \quad (22)$$

3 FUNCIONAMENTO DO PROGRAMA

3.1 LINGUAGENS UTILIZADAS

O programa funcional foi desenvolvido na linguagem *Java*, utilizando o editor *netbeans* para facilitar o processo de codificação. Durante a execução, o programa se utiliza de dois bancos de dados que armazenam as informações com linguagem *SQLite*. As saídas do programa materializam-se na forma de planilhas e gráficos em *Excel*.

3.2 FINALIDADE

O programa foi desenvolvido visando a praticidade na realização dos cálculos de torque, considerando a gama de variáveis características do parafuso e a variação nos pontos chave do trabalho – atrito na cabeça e diâmetro da cabeça.

Com a escolha do parafuso (dimensões, classe de resistência e tipo de cabeça) e da faixa de variação do atrito da cabeça, o programa gera um número razoável de simulações e expõe os resultados obtidos no *Excel*, possibilitando assim, a análise da influência da variável no torque de aperto da junta aparafusada.

Realizando a simulação de parafusos de mesma dimensão, mesmas características mecânicas, e com tipos de cabeças diferentes, pode-se comparar os resultados e observar a influência do tipo de cabeça e do diâmetro da superfície que está assentada na junta aparafusada.

3.3 ESTRUTURA

3.3.1 Banco de dados de dimensões e propriedades mecânicas – *SQLite*

O funcionamento do programa depende da disponibilidade das características dimensionais e mecânicas dos parafusos. Tais parâmetros foram obtidos nas normas ISO 724 (Dimensões de roscas) e ISO 898-1 (Propriedades mecânicas de parafusos fixadores feitos de aço-carbono e aço-liga), esses foram armazenados no banco de dados do programa.

Os parâmetros armazenados foram diâmetro nominal [mm], classe de resistência, passo [mm], diâmetro primitivo[mm] e Carga de prova[N].

A figura 5 mostra a tela do programa que gerencia os dados dimensionais.

Figura 5 – Interface do programa para gerenciar o banco de dados dimensionais

Adicionar ao Banco de dados Exibir Banco de dados Normas Dimensionais e Propriedades mecânicas

Substituir Banco de dados

Parafuso	Classe	passo	dprimitivo	Carga de Prova
M8	8.8	1.25	7.188	21200.0
M8	12.9	1.25	7.188	35500.0
M16	8.8	1.5	15.026	91000.0
M16	12.9	2.0	14.701	152000.0
M12	8.8	1.5	11.026	48900.0
M12	12.9	1.75	10.863	81200.0
M24	8.8	3.0	22.051	212000.0
M36	12.9	4.0	33.402	792000.0
M42	8.8	4.0	39.82	100200.0

Fonte: Autor

3.3.2 Banco de dados de dados dos fabricantes – Sqlite

As dimensões e o tipo da cabeça do parafuso foram retirados de tabelas de fabricantes, no caso utilizou-se o catálogo de produtos da CISER. Cada diâmetro nominal e cada tipo de cabeça correspondem a um parafuso específico.

Nesse banco de dados, encontram-se diâmetro nominal [mm], tipo de cabeça e diâmetro da cabeça [mm].

A tela de gerenciamento do banco de dados do fabricante se mostra conforme a figura 6.

Figura 6 – Interface do programa para gerenciar o banco de dados de fabricantes

Dados do fabricante

Adicionar ao Banco de dados Exibir Banco de dados

Substituir Banco de dados

Parafuso	Cabeca	Dcabeca
M8	SEXTAVADO	11.5
M12	SEXTAVADO	17.5
M8	CILINDRICO	13.27
M12	CILINDRICO	18.27
M8	FLANGEADO	18.0
M12	FLANGEADO	26.6
M16	FLANGEADO	35.0
M16	SEXTAVADO	22.5
M16	CILINDRICO	24.33
M36	SEXTAVADO	55.0
M24	SEXTAVADO	36.0
M36	CILINDRICO	54.46
M42	CILINDRICO	60.0
M42	FLANGEADO	100.0

Fonte: Autor

3.3.3 Programa funcional – *Java / Excel*

O programa funcional gera uma interface que permite editar os bancos de dados citados, e a selecionar os parâmetros corretamente, relacionando os dados de fabricante com as dimensões, e gerando parafusos com características coerentes.

A figura 7 mostra a tela de escolha do parafuso para a análise.

Figura 7– Interface do programa para análise do parafuso

Fonte: Autor

Com o parafuso corretamente validado, o programa dá ao usuário a opção de selecionar a faixa de variação do coeficiente de atrito da cabeça e assim iniciar a simulação.

Com a faixa selecionada, são feitas 15 iterações e os Torques (útil, dissipado na rosca, dissipado na cabeça) são dispostos na planilha no *Excel*, com sua variável de análise correspondente.

Utilizou-se a equação (18) no programa:

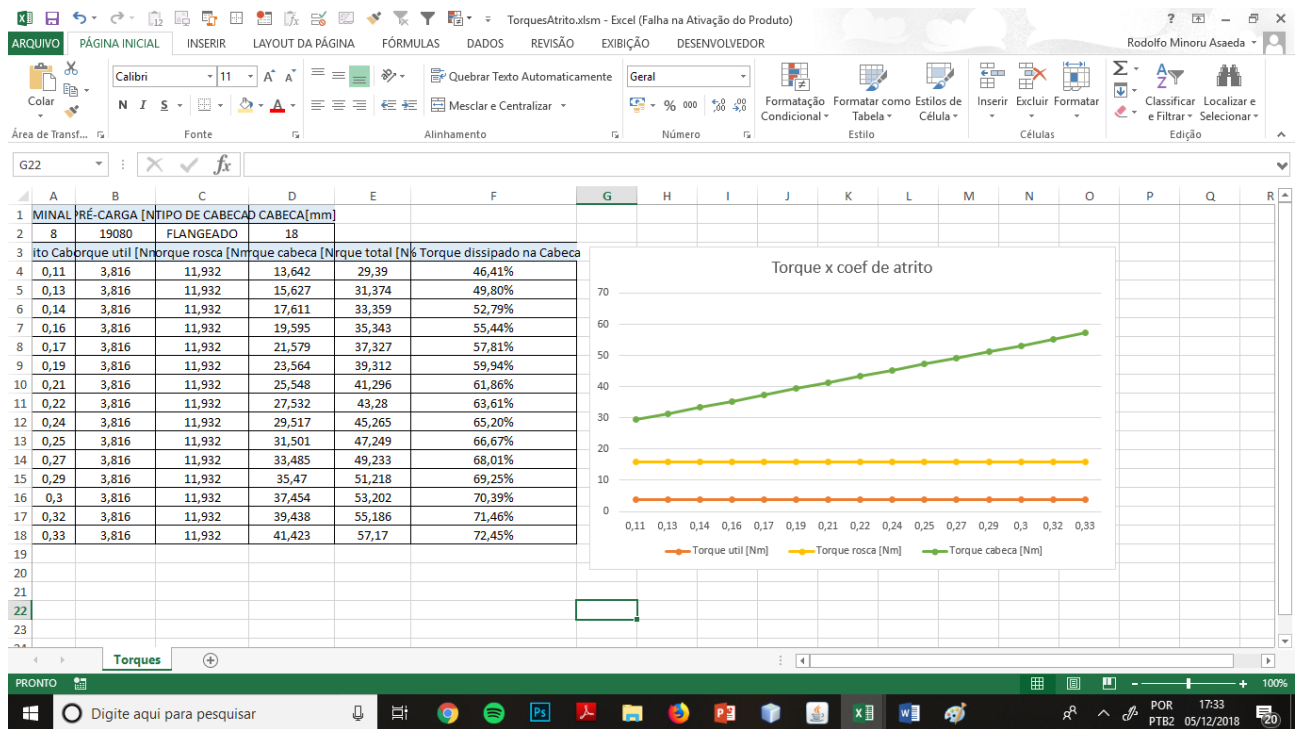
$$T_{total} = \left[(F_v \cdot 0,16 \cdot p) + (F_v \cdot 0,58 \cdot d_p \cdot \mu_G) + \left(F_v \cdot \frac{D_{Km}}{2} \cdot \mu_k \right) \right]$$

As parcelas de torque foram calculadas pelas equações (19), (20) e (21).

A planilha mostra a porcentagem do torque dissipado na cabeça em relação ao torque aplicado para cada caso.

Para uma análise visual, são gerados gráficos relacionando Torques x variável em análise (coeficiente de atrito da cabeça), conforme disposto na figura 8.

Figura 8 – Exemplo de saída do programa exportando os dados para o *Excel* e gerando o gráfico



Fonte: Autor

4 ANÁLISE

4.1 SELEÇÃO DOS PARAFUSOS

Serão 9 parafusos diferentes submetidos à análise no trabalho.

A seleção tem como base diferença de diâmetro e o tipo de cabeça (o que irá evidenciar a atuação do diâmetro da cabeça na determinação do torque).

Serão retirados dados dimensionais do catálogo do fabricante *Ciser* e da norma dimensional ISO 724, de roscas métricas, no que couber. As propriedades mecânicas serão obtidas na norma ISO 898-1, de propriedades mecânicas de parafusos aço-carbono e aços-liga.

4.1.1 Tipos de cabeça

O tipo de cabeça do parafuso influencia no diâmetro assentado na junta, o que traz, de acordo com a equação do torque, uma significância no torque dissipado na cabeça do parafuso.

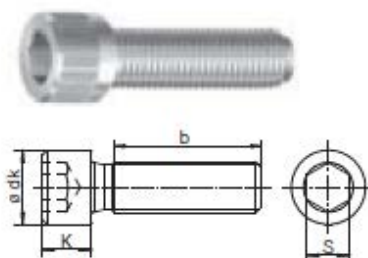
Vale ressaltar que a resistência de atrito não é dependente da área em contato. No caso, o diâmetro da cabeça vai interferir no valor do diâmetro médio (D_{km}), que representa (feitos os devidos ajustes) a alavanca de aplicação do torque.

As cabeças selecionadas para o trabalho são de três tipos:

- Cilíndrica

A figura 9 traz um exemplo de um parafuso com cabeça cilíndrica e seu respectivo desenho técnico.

Figura 9 – Parafuso cabeça cilíndrica

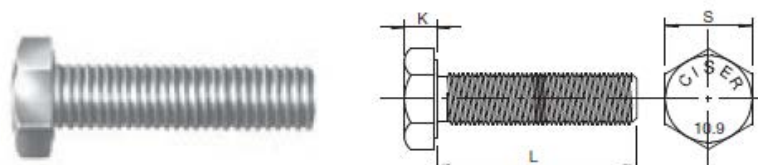


Fonte: Adaptado do Catálogo geral de produtos Ciser (2017)

- Sextavada

A figura 10 traz um exemplo de um parafuso com cabeça sextavada e seu respectivo desenho técnico.

Figura 10 – Parafuso cabeça sextavada



Fonte: Adaptado do Catálogo geral de produtos Ciser (2017)

- Sextavada flangeada

A figura 11 traz um exemplo de um parafuso com cabeça flangeada.

Figura 11 – Parafuso cabeça sextavada flangeada



Fonte: Adaptado do Catálogo geral de produtos Ciser (2017)

4.1.2 Diâmetros

Os diâmetros foram selecionados observando um intervalo razoável, levando em conta os diâmetros disponíveis no catálogo de produtos do fabricante, de acordo com o tipo de cabeça.

Conforme as normas, o diâmetro nominal interfere em quase todos os fatores que determinam a distribuição do torque durante o aperto da junta aparafusada: carga de prova, passo, diâmetro de raiz (primitivo), Dkm (média do diâmetro do furo com o diâmetro da

cabeça). Esses parâmetros citados podem ser observados na equação (16), conforme disposta a seguir.

$$M_A = F_v \left(0,159 \cdot p + 0,578 \cdot d_p \cdot \mu_G + \frac{D_{Km}}{2} \cdot \mu_K \right)$$

Para cada tipo de cabeça foram escolhidos 3 diâmetros diferentes, a fim de se confirmar o comportamento do parafuso em diferentes dimensões.

Os diâmetros adotados foram M8, M12 e M16, para cada tipo de cabeça (cilíndrica, sextavada, flangeada).

No anexo A constam imagens do catálogo utilizado, referentes aos parafusos selecionados.

4.1.3 Classes de resistência

A equação (16) deixa evidente a importância da pré-carga na determinação do torque:

$$M_A = F_v \left(0,159 \cdot p + 0,578 \cdot d_p \cdot \mu_G + \frac{D_{Km}}{2} \cdot \mu_K \right)$$

Como prega a teoria, a pré-carga pode ser determinada através da carga-de-prova do parafuso-geralmente se adota 90%, que por sua vez está diretamente associada ao material do parafuso, à classe de resistência e ao diâmetro nominal. Portanto a escolha da classe irá contribuir posteriormente na inclinação do gráfico μ_k X Torque.

A classe de resistência tem como fator determinante, o tratamento e a inclusão de aditivos no material do parafuso à ser fabricado.

O catálogo utilizado no trabalho apresenta as classes 8.8 para os parafusos sextavados e sextavados flangeados, já para os parafusos de cabeça cilíndrica a classe disponível é a 12.9.

Para poder comparar todos os parafusos na mesma situação será utilizada a pré-carga suportada pelos parafusos 8.8 nos parafusos cilíndricos.

A norma 898-1 dispõe de todos os valores de carga de prova, referentes aos diâmetros e classes dos parafusos de aço carbono e aço liga, conforme na figura 12.

Figura 12 – ISO 898-1, carga de prova em roscas métricas ISO

Rosca	Área sob tração mm ²	Classe de resistência								
		4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9/12.9
		Carga de prova [N]								
M3	5,03	1 130	1 560	1 410	1 910	2 210	2 920	3 270	4 180	4 880
M3,5	6,78	1 530	2 100	1 900	2 580	2 980	3 940	4 410	5 630	6 580
M4	8,78	1 980	2 720	2 460	3 340	3 860	5 100	5 710	7 290	8 520
M5	14,2	3 200	4 400	3 980	5 400	6 250	8 230	9 230	11 800	13 800
M6	20,1	4 520	6 230	5 630	7 640	8 840	11 600	13 100	16 700	19 500
M7	28,9	6 500	8 960	8 090	11 000	12 700	16 800	18 800	24 000	28 000
M8	36,6	8 240 ^c	11 400	10 200 ^c	13 900	16 100	21 200	23 800	30 400 ^c	35 500
M10	58	13 000 ^c	18 000	16 200 ^c	22 000	25 500	33 700 ^c	37 700	48 100 ^c	56 300
M12	84,3	19 000	26 100	23 600	32 000	37 100	48 900 ^a	54 800	70 000	81 800
M14	115	25 900	35 600	32 200	43 700	50 600	66 700 ^d	74 800	95 500	112 000
M16	157	35 300	48 700	44 000	59 700	69 100	91 000 ^a	102 000	130 000	152 000
M18	192	43 200	59 500	53 800	73 000	84 500	115 000	—	159 000	186 000
M20	245	55 100	76 000	68 600	93 100	108 000	147 000	—	203 000	238 000
M22	303	68 200	93 900	84 800	115 000	133 000	182 000	—	252 000	294 000
M24	353	79 400	109 000	98 800	134 000	155 000	212 000	—	293 000	342 000
M27	459	103 000	142 000	128 000	174 000	202 000	275 000	—	381 000	445 000
M30	561	126 000	174 000	157 000	213 000	247 000	337 000	—	466 000	544 000
M33	694	156 000	215 000	194 000	264 000	305 000	416 000	—	576 000	673 000
M36	817	184 000	253 000	229 000	310 000	359 000	490 000	—	678 000	792 000
M39	976	220 000	303 000	273 000	371 000	429 000	586 000	—	810 000	947 000

Fonte: Adaptado da ISO 898-1

4.2 ESCOLHA DOS COEFICIENTES DE ATRITO

Diferentemente dos parafusos, que têm suas propriedades bem definidas em normas internacionais, a determinação do coeficiente de atrito é um fator que tem como base características da própria interação dos componentes em contato.

O coeficiente de atrito presente na área de contato do assentamento da cabeça do parafuso leva em conta fatores de resistência do material e rugosidade de ambas as partes (base da cabeça e peça fixada).

Os valores de coeficientes de atrito são obtidos em laboratórios através de cálculos reversos em experimentos controlados; ou seja, com o conhecimento de todas as outras variáveis é possível a determinação da grandeza. Por ser uma variável empírica, adotar-se-ão valores médios obtidos em experimentos utilizados nas fontes do trabalho, levando em conta as características superficiais da interface.

Vale ressaltar que a utilização de revestimentos e lubrificantes na junta aparafusada têm grande impacto na determinação dos coeficientes de atrito da cabeça e da rosca.

4.2.1 Juntas aparafusadas sem lubrificante

De acordo com Jacob Mortensen (2014 , Friction Analysis of Bolts, Aalborg Universitet Esbjerg) as juntas aparafusadas sem lubrificação têm o coeficiente de atrito da cabeça que varia em torno de 0,17 a 0,4 em casos mais extremos.

O limite superior utilizado nos cálculos será de 0,334.

4.2.2 Juntas aparafusadas lubrificadas

A aplicação de lubrificantes na maioria dos casos tem o resultado esperado, diminuindo substancialmente os coeficientes de atritos. Os valores dos coeficientes de atrito na cabeça variam em torno de 0,10 a 0,20. Um ponto a se destacar é a escolha do revestimento do parafuso, que interagindo com o lubrificante, pode produzir resultados diferentes.

Estando ciente desses valores, será adotado o valor de 0,11 como limite inferior para os cálculos.

A figura 13 retrata um parafuso e uma porca lubrificados.

Figura 13 – Parafuso com lubrificante à base de óleo mineral



Fonte: Jacob Mortensen, Friction Analysis of Bolts, Aalborg Universidade de Esbjerg (2014)

4.2.3 Coeficiente de atrito nas roscas

Como não é o foco do trabalho, o atrito nas roscas adotado será constante.

Um valor razoável adotado seria de 0,15.

4.3 ESCOLHAS TABELADAS

Nesta seção, serão dispostos na tabela 1 os parafusos selecionados, conforme justificado nas seções anteriores, com suas respectivas características, para uma melhor organização dos dados no trabalho.

Tabela 1 – Seleção dos parafusos

Cabeça	Diâmetro nominal	Passo [mm]	Diâmetro da cabeça [mm]	Classe de resistência	Carga de prova [N]	Pré-carga [N]
SEXTAVADA	M8	1,25	11,5	8.8	21200	19080
	M12	1,5	17,5	8.8	48900	44010
	M16	1,5	22,5	8.8	91000	81900
CILÍNDRICA	M8	1,25	13,27	12.9	35500	19080
	M12	1,75	18,27	12.9	81200	44010
	M16	2	24,33	12.9	152000	81900
FLANGEADA	M8	1,25	18	8.8	21200	19080
	M12	1,5	26,6	8.8	48900	44010
	M16	1,5	35	8.8	91000	81900

Fonte: Autor

O quadro 1 apresenta as escolhas de outras variáveis que serão utilizadas na análise no programa.

Quadro 1 – Definição de outras variáveis

<i>Variável</i>	<i>Seleção</i>
<i>Material</i>	<i>O material selecionado para os parafusos nos cálculos é o aço-carbono, com o tratamento específico para cada tipo de classe de resistência, conforme a norma ISO 898-1.</i>
<i>Coeficiente de atrito da cabeça / superfície de assentamento</i>	<i>A faixa de variação do coeficiente de atrito a ser analisada, conforme justificado em seções anteriores, será de 0,11 até 0,334.</i>
<i>Coeficiente de atrito nas roscas</i>	<i>O coeficiente de atrito presente nas roscas, será constante nos cálculos, o valor será de 0,15</i>

Fonte: Autor

4.4 RESULTADOS TABELADOS

A tabela 2 e a figura 14 representam os resultados da análise do parafuso M8 sextavado, na forma de tabela e gráfico respectivamente.

A tabela 3 e a figura 15 representam os resultados da análise do parafuso M12 sextavado, na forma de tabela e gráfico respectivamente.

A tabela 4 e a figura 16 representam os resultados da análise do parafuso M16 sextavado, na forma de tabela e gráfico respectivamente.

A tabela 5 e a figura 17 representam os resultados da análise do parafuso M8 cilíndrico, na forma de tabela e gráfico respectivamente.

A tabela 6 e a figura 18 representam os resultados da análise do parafuso M12 cilíndrico, na forma de tabela e gráfico respectivamente.

A tabela 7 e a figura 19 representam os resultados da análise do parafuso M16 cilíndrico, na forma de tabela e gráfico respectivamente.

A tabela 8 e a figura 20 representam os resultados da análise do parafuso M8 flangeado, na forma de tabela e gráfico respectivamente.

A tabela 9 e a figura 21 representam os resultados da análise do parafuso M12 flangeado, na forma de tabela e gráfico respectivamente.

A tabela 10 e a figura 22 representam os resultados da análise do parafuso M16 flangeado, na forma de tabela e gráfico respectivamente.

Realizada a simulação no programa com as variáveis definidas foram obtidos os seguintes resultados:

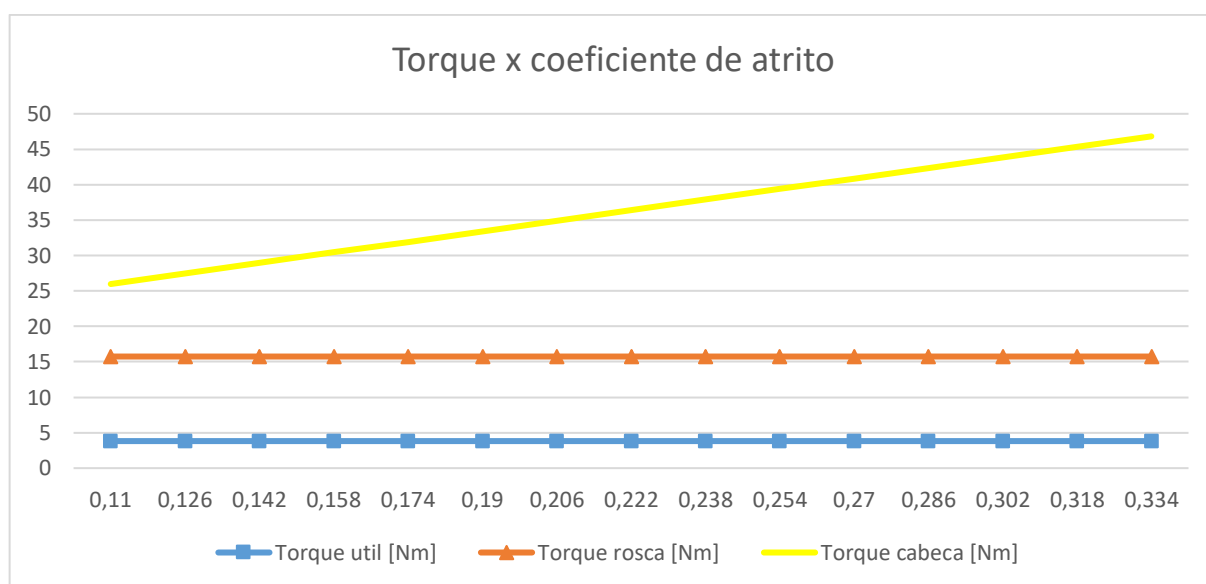
- PARAFUSO SEXTAVADO M8 – PASSO: 1.25 [mm]

Tabela 2 – Resultado sextavado M8

D NOMINAL [mm]	PRÉ-CARGA	TIPO DE CABEÇA	D CABEÇA [mm]		
8	19080	SEXTAVADO	11,5		
Atrito Cabeça	Torque útil [Nm]	Torque rosca [Nm]	Torque cabeça [Nm]	Torque total [Nm]	% Torque dissipado na Cabeça
0,11	3,816	11,932	10,232	25,979	39,38%
0,126	3,816	11,932	11,720	27,468	42,67%
0,142	3,816	11,932	13,208	28,956	45,61%
0,158	3,816	11,932	14,696	30,444	48,27%
0,174	3,816	11,932	16,185	31,932	50,68%
0,19	3,816	11,932	17,673	33,421	52,88%
0,206	3,816	11,932	19,161	34,909	54,89%
0,222	3,816	11,932	20,649	36,397	56,73%
0,238	3,816	11,932	22,138	37,885	58,43%
0,254	3,816	11,932	23,626	39,374	60,00%
0,27	3,816	11,932	25,114	40,862	61,46%
0,286	3,816	11,932	26,602	42,350	62,82%
0,302	3,816	11,932	28,091	43,838	64,08%
0,318	3,816	11,932	29,579	45,327	65,26%
0,334	3,816	11,932	31,067	46,815	66,36%

Fonte: Autor

Figura 14 – Gráfico resultado sextavado M8



Fonte: Autor

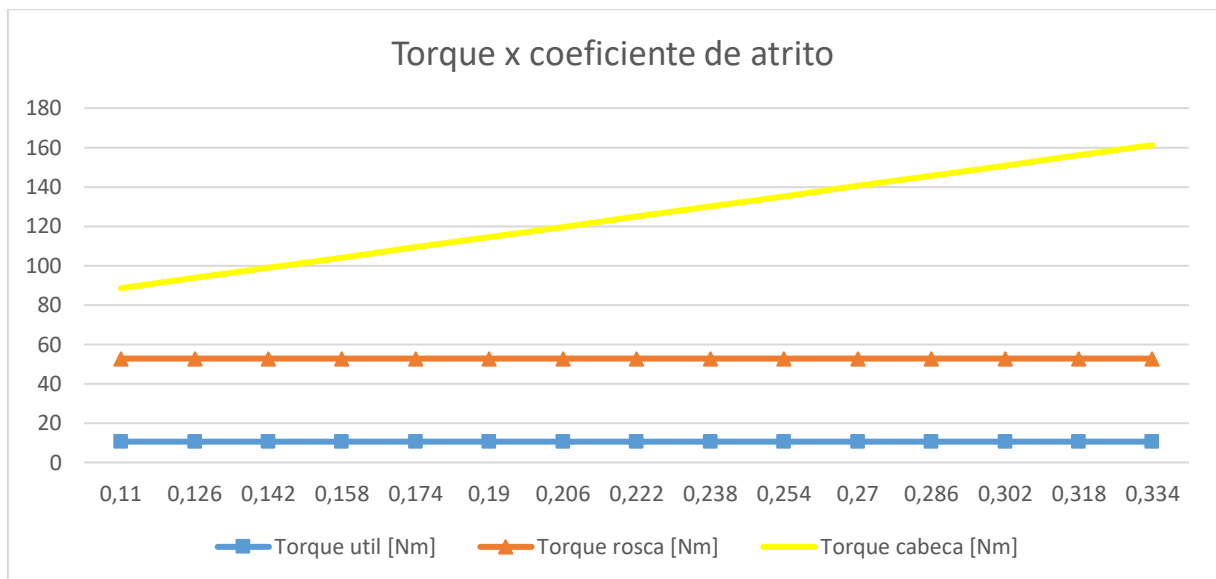
- PARAFUSO SEXTAVADO M12– PASSO: 1.5 [mm]

Tabela 3 – Resultado sextavado M12

D NOMINAL [mm]	PRÉ-CARGA [N]	TIPO DE CABEÇA	D CABEÇA [mm]		
12	44010	SEXTAVADO	17,5		
Atrito Cabeça	Torque útil [Nm]	Torque rosca [Nm]	Torque cabeça [Nm]	Torque total [Nm]	% Torque dissipado na Cabeça
0,11	10,562	42,217	35,703	88,483	40,35%
0,126	10,562	42,217	40,896	93,676	43,66%
0,142	10,562	42,217	46,089	98,869	46,62%
0,158	10,562	42,217	51,283	104,062	49,28%
0,174	10,562	42,217	56,476	109,255	51,69%
0,19	10,562	42,217	61,669	114,449	53,88%
0,206	10,562	42,217	66,862	119,642	55,89%
0,222	10,562	42,217	72,055	124,835	57,72%
0,238	10,562	42,217	77,249	130,028	59,41%
0,254	10,562	42,217	82,442	135,221	60,97%
0,27	10,562	42,217	87,635	140,414	62,41%
0,286	10,562	42,217	92,828	145,608	63,75%
0,302	10,562	42,217	98,021	150,801	65,00%
0,318	10,562	42,217	103,214	155,994	66,17%
0,334	10,562	42,217	108,408	161,187	67,26%

Fonte: Autor

Figura 15 – Gráfico resultado sextavado M12



Fonte: Autor

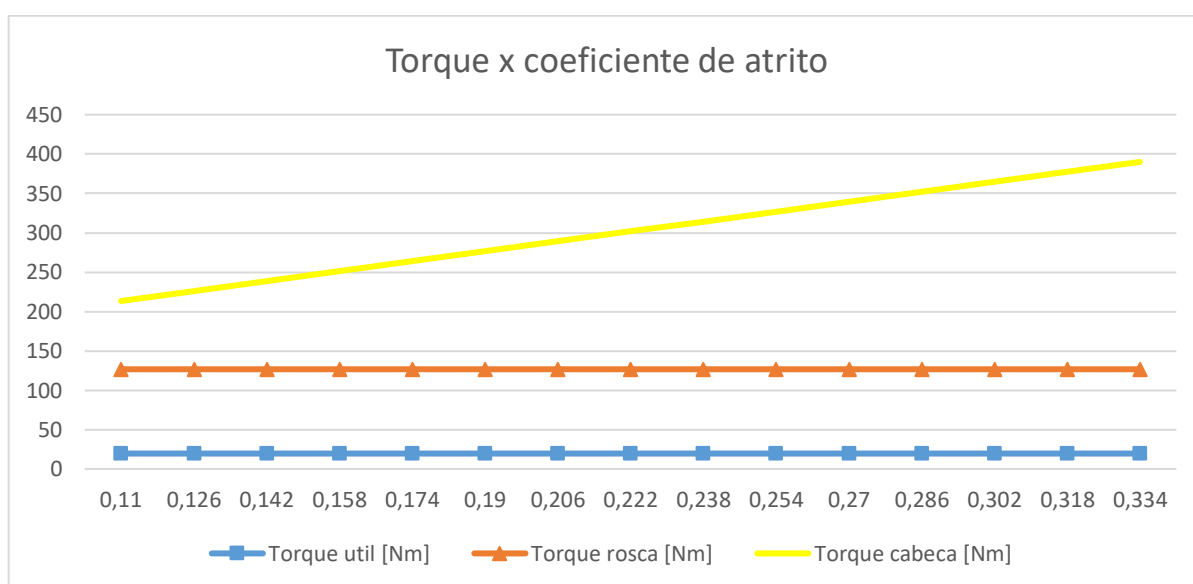
- PARAFUSO SEXTAVADO M16 – PASSO: 1.5 [mm]

Tabela 4 – Resultado sextavado M16

D NOMINAL [mm]	PRÉ- CARGA [N]	TIPO DE CABEÇA	D CABEÇA[mm]		
16	81900	SEXTAVADO	22,5		
Atrito Cabeça	Torque útil [Nm]	Torque rosca [Nm]	Torque cabeça [Nm]	Torque total [Nm]	% Torque dissipado na Cabeça
0,11	19,656	107,065	86,712	213,432	40,63%
0,126	19,656	107,065	99,324	226,045	43,94%
0,142	19,656	107,065	111,937	238,658	46,90%
0,158	19,656	107,065	124,549	251,270	49,57%
0,174	19,656	107,065	137,162	263,883	51,98%
0,19	19,656	107,065	149,775	276,495	54,17%
0,206	19,656	107,065	162,387	289,108	56,17%
0,222	19,656	107,065	175,000	301,721	58,00%
0,238	19,656	107,065	187,612	314,333	59,69%
0,254	19,656	107,065	200,225	326,946	61,24%
0,27	19,656	107,065	212,838	339,558	62,68%
0,286	19,656	107,065	225,450	352,171	64,02%
0,302	19,656	107,065	238,063	364,784	65,26%
0,318	19,656	107,065	250,675	377,396	66,42%
0,334	19,656	107,065	263,288	390,009	67,51%

Fonte: Autor

Figura 16 – Gráfico resultado sextavado M16



Fonte: Autor

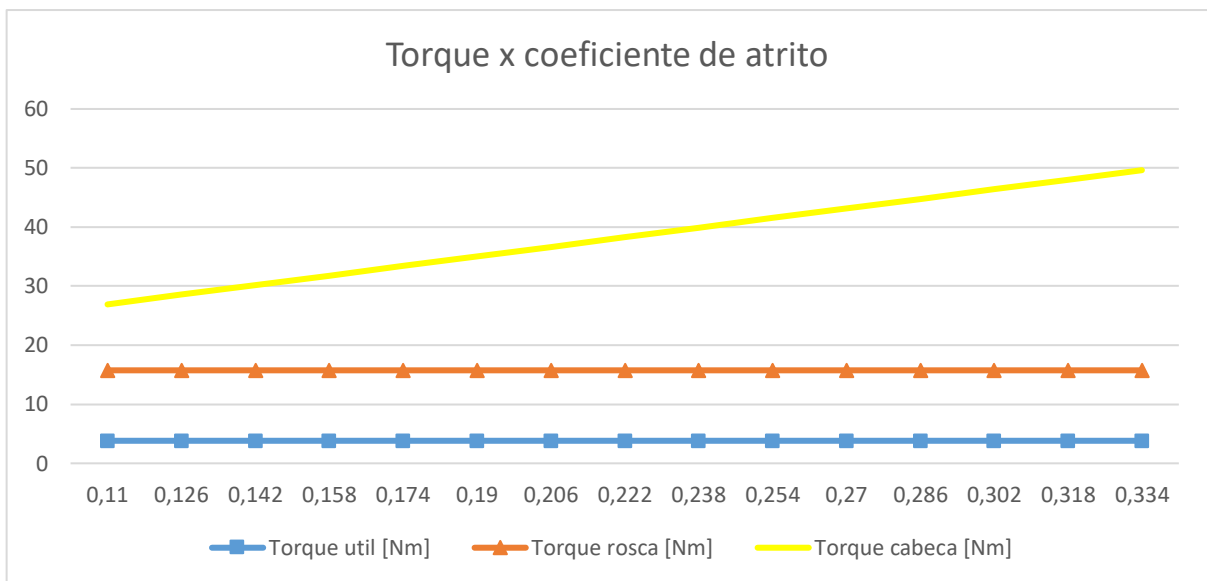
- PARAFUSO CILÍNDRICO M8 – PASSO: 1,25 [mm]

Tabela 5 – Resultado cilíndrico M8

D NOMINAL [mm]	PRÉ- CARGA [N]	TIPO DE CABEÇA	D CABEÇA[mm]			
8	19080	CILINDRICO	13,27			
Atrito Cabeça	Torque útil [Nm]	Torque rosca [Nm]	Torque cabeça [Nm]	Torque total [Nm]	% Torque dissipado na Cabeça	
0,11	3,816	11,932	11,160	26,908	41,48%	
0,126	3,816	11,932	12,784	28,531	44,81%	
0,142	3,816	11,932	14,407	30,155	47,78%	
0,158	3,816	11,932	16,030	31,778	50,44%	
0,174	3,816	11,932	17,654	33,401	52,85%	
0,19	3,816	11,932	19,277	35,025	55,04%	
0,206	3,816	11,932	20,900	36,648	57,03%	
0,222	3,816	11,932	22,524	38,271	58,85%	
0,238	3,816	11,932	24,147	39,895	60,53%	
0,254	3,816	11,932	25,770	41,518	62,07%	
0,27	3,816	11,932	27,394	43,141	63,50%	
0,286	3,816	11,932	29,017	44,765	64,82%	
0,302	3,816	11,932	30,640	46,388	66,05%	
0,318	3,816	11,932	32,264	48,011	67,20%	
0,334	3,816	11,932	33,887	49,635	68,27%	

Fonte: Autor

Figura 17 – Gráfico resultado cilíndrico M8



Fonte: Autor

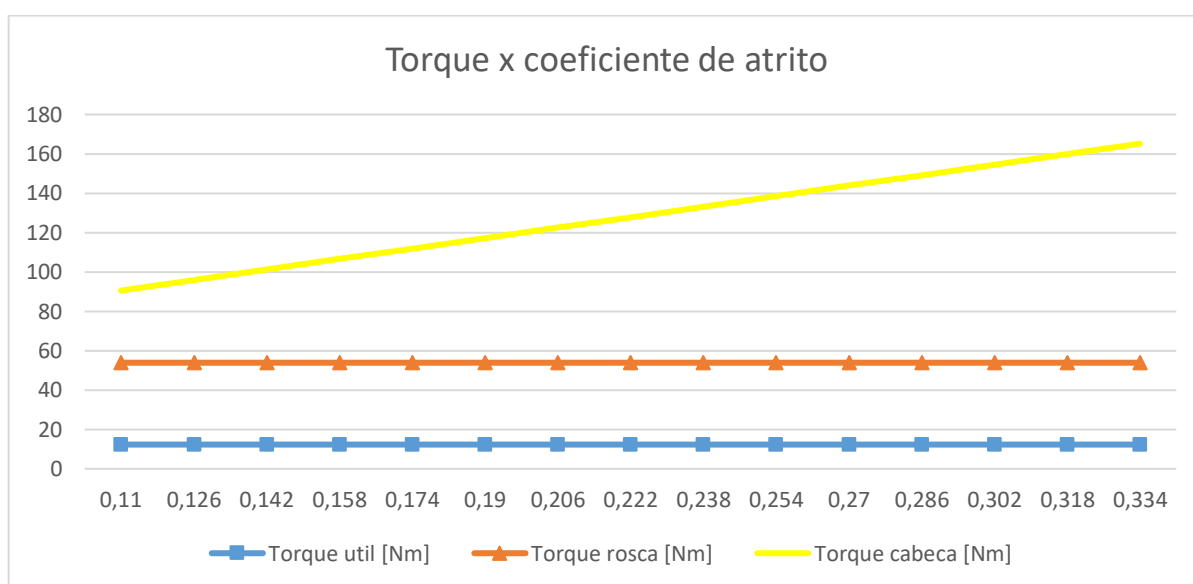
- PARAFUSO CILÍNDRICO M12– PASSO: 1,75 [mm]

Tabela 6 – Resultado cilíndrico M12

D NOMINAL [mm]	PRÉ- CARGA [N]	TIPO DE CABEÇA	D CABEÇA[mm]			
12	44010	CILÍNDRICO	18,27			
Atrito Cabeça	Torque útil [Nm]	Torque rosca [Nm]	Torque cabeça [Nm]	Torque total [Nm]	% Torque dissipado na Cabeça	
0,11	12,323	41,593	36,635	90,551	40,46%	
0,126	12,323	41,593	41,964	95,880	43,77%	
0,142	12,323	41,593	47,292	101,208	46,73%	
0,158	12,323	41,593	52,621	106,537	49,39%	
0,174	12,323	41,593	57,950	111,866	51,80%	
0,19	12,323	41,593	63,279	117,195	53,99%	
0,206	12,323	41,593	68,607	122,523	56,00%	
0,222	12,323	41,593	73,936	127,852	57,83%	
0,238	12,323	41,593	79,265	133,181	59,52%	
0,254	12,323	41,593	84,594	138,509	61,07%	
0,27	12,323	41,593	89,922	143,838	62,52%	
0,286	12,323	41,593	95,251	149,167	63,86%	
0,302	12,323	41,593	100,580	154,496	65,10%	
0,318	12,323	41,593	105,909	159,824	66,27%	
0,334	12,323	41,593	111,237	165,153	67,35%	

Fonte: Autor

Figura 18 – Gráfico resultado cilíndrico M12



Fonte: Autor

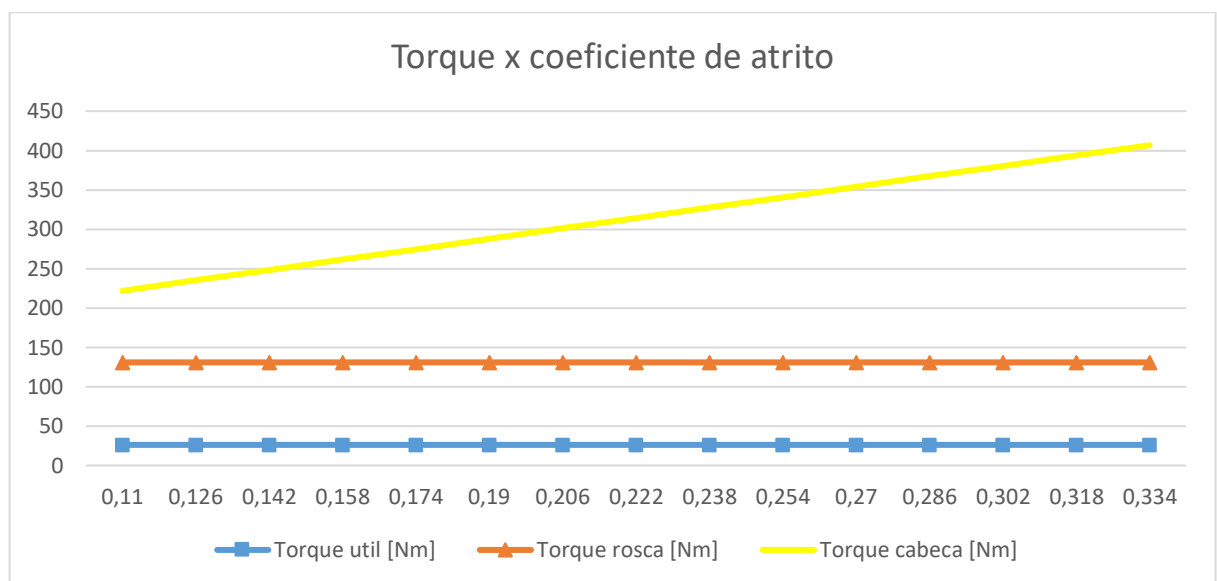
- PARAFUSO CILÍNDRICO M16– PASSO: 2 [mm]

Tabela 7 – Resultado cilíndrico M16

D NOMINAL [mm]	PRÉ- CARGA [N]	TIPO DE CABEÇA	D CABEÇA[mm]		
16	81900	CILINDRICO	24,33		
Atrito Cabeça	Torque útil [Nm]	Torque rosca [Nm]	Torque cabeça [Nm]	Torque total [Nm]	% Torque dissipado na Cabeça
0,11	26,208	104,749	90,833	221,790	40,95%
0,126	26,208	104,749	104,045	235,002	44,27%
0,142	26,208	104,749	117,258	248,215	47,24%
0,158	26,208	104,749	130,470	261,427	49,91%
0,174	26,208	104,749	143,682	274,639	52,32%
0,19	26,208	104,749	156,894	287,851	54,51%
0,206	26,208	104,749	170,106	301,063	56,50%
0,222	26,208	104,749	183,318	314,275	58,33%
0,238	26,208	104,749	196,530	327,487	60,01%
0,254	26,208	104,749	209,742	340,699	61,56%
0,27	26,208	104,749	222,954	353,911	63,00%
0,286	26,208	104,749	236,166	367,124	64,33%
0,302	26,208	104,749	249,379	380,336	65,57%
0,318	26,208	104,749	262,591	393,548	66,72%
0,334	26,208	104,749	275,803	406,760	67,80%

Fonte: Autor

Figura 19 – Gráfico resultado cilíndrico M16



Fonte: Autor

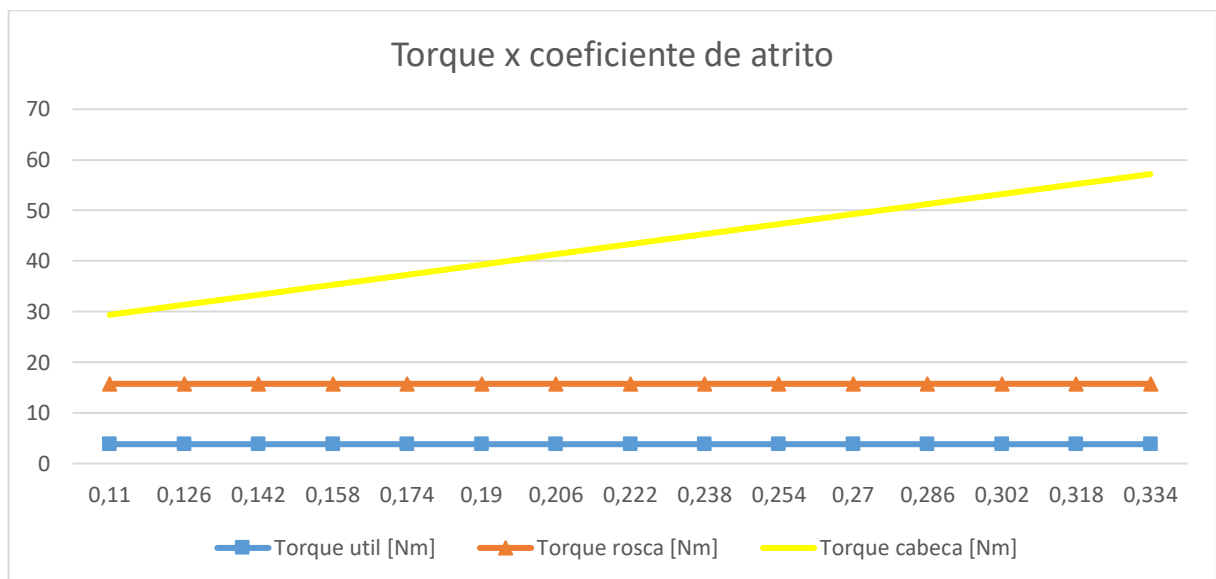
• PARAFUSO FLANGEADO M8

Tabela 8 – Resultado flangeado M8

D NOMINAL [mm]	PRÉ- CARGA [N]	TIPO DE CABEÇA	D CABEÇA[mm]		
8	19080	FLANGEADO	18		
Atrito Cabeça	Torque útil [Nm]	Torque rosca [Nm]	Torque cabeça [Nm]	Torque total [Nm]	% Torque dissipado na Cabeça
0,11	3,816	11,932	13,642	29,390	46,42%
0,126	3,816	11,932	15,627	31,374	49,81%
0,142	3,816	11,932	17,611	33,359	52,79%
0,158	3,816	11,932	19,595	35,343	55,44%
0,174	3,816	11,932	21,579	37,327	57,81%
0,19	3,816	11,932	23,564	39,312	59,94%
0,206	3,816	11,932	25,548	41,296	61,87%
0,222	3,816	11,932	27,532	43,280	63,61%
0,238	3,816	11,932	29,517	45,265	65,21%
0,254	3,816	11,932	31,501	47,249	66,67%
0,27	3,816	11,932	33,485	49,233	68,01%
0,286	3,816	11,932	35,470	51,218	69,25%
0,302	3,816	11,932	37,454	53,202	70,40%
0,318	3,816	11,932	39,438	55,186	71,46%
0,334	3,816	11,932	41,423	57,170	72,45%

Fonte: Autor

Figura 20 – Gráfico resultado flangeado M8



Fonte: Autor

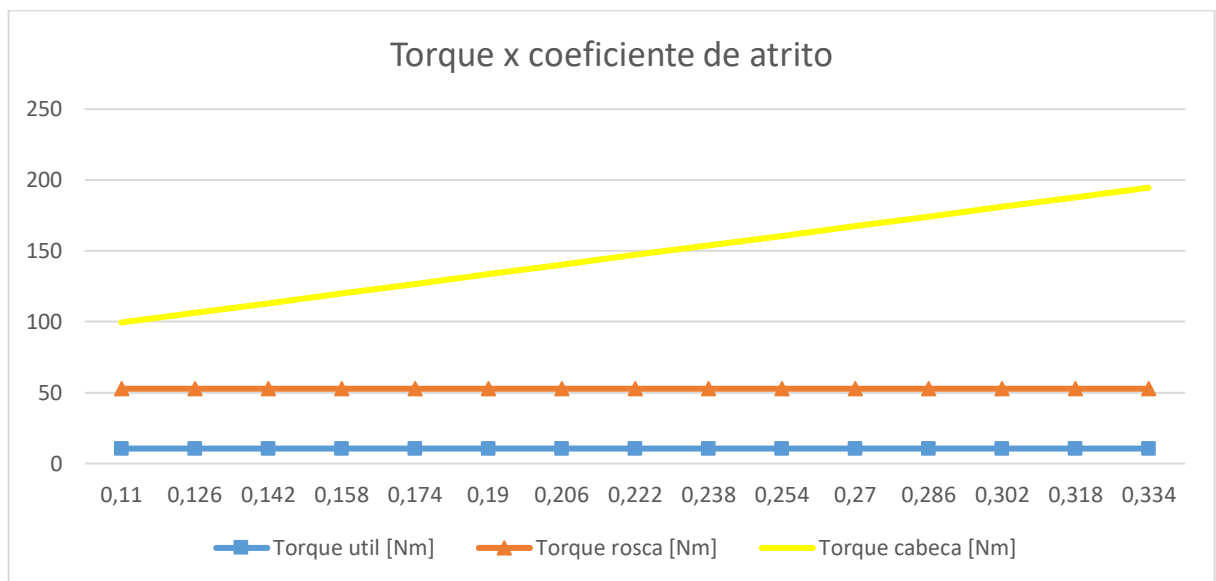
• PARAFUSO FLANGEADO M12

Tabela 9 – Resultado flangeado M12

D NOMINAL [mm]	PRÉ- CARGA [N]	TIPO DE CABEÇA	D CABEÇA[mm]		
12	44010	FLANGEADO	26,6		
Atrito Cabeça	Torque útil [Nm]	Torque rosca [Nm]	Torque cabeça [Nm]	Torque total [Nm]	% Torque dissipado na Cabeça
0,11	10,562	42,217	46,717	99,496	46,95%
0,126	10,562	42,217	53,512	106,291	50,34%
0,142	10,562	42,217	60,307	113,086	53,33%
0,158	10,562	42,217	67,102	119,882	55,97%
0,174	10,562	42,217	73,897	126,677	58,34%
0,19	10,562	42,217	80,692	133,472	60,46%
0,206	10,562	42,217	87,487	140,267	62,37%
0,222	10,562	42,217	94,283	147,062	64,11%
0,238	10,562	42,217	101,078	153,857	65,70%
0,254	10,562	42,217	107,873	160,652	67,15%
0,27	10,562	42,217	114,668	167,448	68,48%
0,286	10,562	42,217	121,463	174,243	69,71%
0,302	10,562	42,217	128,258	181,038	70,85%
0,318	10,562	42,217	135,053	187,833	71,90%
0,334	10,562	42,217	141,849	194,628	72,88%

Fonte: Autor

Figura 21 – Gráfico resultado flangeado M12



Fonte: Autor

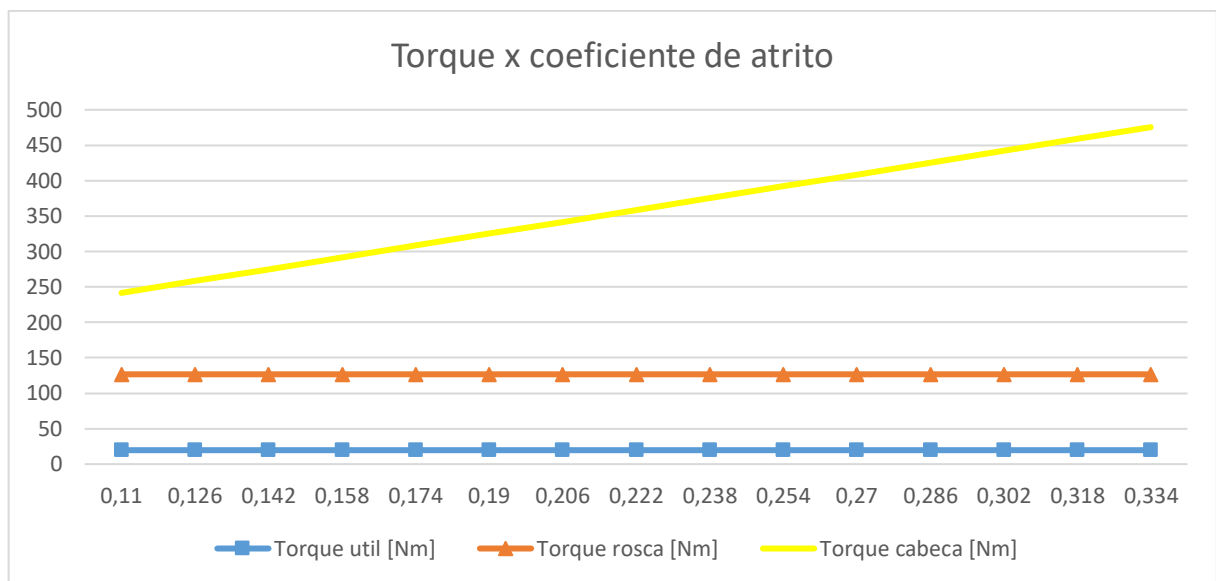
• PARAFUSO FLANGEADO M16

Figura 10 – Gráfico resultado flangeado M16

D NOMINAL [mm]	PRÉ- CARGA [N]	TIPO DE CABEÇA	D CABEÇA[mm]		
16	81900	FLANGEADO	35		
Atrito Cabeça	Torque útil [Nm]	Torque rosca [Nm]	Torque cabeça [Nm]	Torque total [Nm]	% Torque dissipado na Cabeça
0,11	19,656	107,065	114,865	241,586	47,55%
0,126	19,656	107,065	131,572	258,293	50,94%
0,142	19,656	107,065	148,280	275,001	53,92%
0,158	19,656	107,065	164,988	291,708	56,56%
0,174	19,656	107,065	181,695	308,416	58,91%
0,19	19,656	107,065	198,403	325,124	61,02%
0,206	19,656	107,065	215,110	341,831	62,93%
0,222	19,656	107,065	231,818	358,539	64,66%
0,238	19,656	107,065	248,526	375,246	66,23%
0,254	19,656	107,065	265,233	391,954	67,67%
0,27	19,656	107,065	281,941	408,662	68,99%
0,286	19,656	107,065	298,648	425,369	70,21%
0,302	19,656	107,065	315,356	442,077	71,34%
0,318	19,656	107,065	332,064	458,784	72,38%
0,334	19,656	107,065	348,771	475,492	73,35%

Fonte: Autor

Figura 22 – Gráfico resultado flangeado M16



Fonte: Autor

4.5 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Primeiramente, observando os resultados dos cálculos, obtivemos a confirmação da tendência prevista a partir teoria. Ou seja, o aumento do torque dissipado na cabeça é proporcional ao aumento do coeficiente de atrito.

Considerando isso, trabalho irá focar sua análise na proporção do crescimento do torque com a mudança do coeficiente de atrito, bem como a interação da variável diâmetro da cabeça do parafuso e procurar comparar esses resultados entre os diferentes parafusos escolhidos.

Nesse ponto do trabalho vale evidenciar a equação (16), utilizada para gerar os gráficos e tabelas.

$$M_A = F_v \left(0,159 \cdot p + 0,578 \cdot d_p \cdot \mu_G + \frac{D_{Km}}{2} \cdot \mu_K \right)$$

4.5.1 Influência do diâmetro nominal

Comparando as tabelas e os gráficos obtidos, é possível verificar que conforme ocorre o aumento do diâmetro nominal do parafuso, a proporção dos valores de todos os torques obtidos (útil, dissipado na rosca e dissipado na cabeça) aumentou. Esse resultado é devido ao fato do diâmetro nominal ser o parâmetro determinante para quase todos os fatores da equação utilizada- passo, diâmetro primitivo, Dkm, pré-carga.

Interessante destacar que ao decompor a equação (18) utilizada, fica claro o papel de cada uma dessas variáveis dependentes do diâmetro nominal.

$$T_{total} = \left[(F_v \cdot 0,16 \cdot p) + (F_v \cdot 0,58 \cdot d_p \cdot \mu_G) + \left(F_v \cdot \frac{D_{Km}}{2} \cdot \mu_k \right) \right]$$

- A pré-carga atua como um fator independente multiplicativo na equação, o que implica em uma influência no valor geral do torque e na proporção de aumento.
- O passo atua positivamente diretamente no valor útil do torque.
- O diâmetro de raiz contribui no valor de torque dissipado nas roscas.
- O diâmetro da cabeça e o diâmetro do furo atuam em conjunto no valor do torque dissipado na cabeça.

Pelo fato de tais variáveis, em relação ao diâmetro nominal, possuírem uma razão similar em todos os tamanhos de parafuso, a proporção dos torques obtidos não apresentaram uma diferença relevante entre si.

4.5.2 Influência do Diâmetro da cabeça x Coeficiente de atrito na cabeça

Abordando um dos pontos chave do trabalho, para a análise da influência do diâmetro da cabeça, foram comparados, principalmente, os parafusos sextavados com os flangeados de igual diâmetro, visto que todas as propriedades do corpo dos parafusos são idênticas. Possibilitando assim, uma honesta verificação de como a variável atua no valor de torque de aperto.

Os dados obtidos se diferenciaram no torque dissipado na cabeça e consequentemente na sua porcentagem em relação ao torque total - aproximadamente 5 pontos percentuais. A relativa constância nos valores percentuais em diâmetros nominais diferentes verifica a padronização das proporções dimensionais dos parafusos em estudo.

Na equação (16) podemos notar o papel do diâmetro da cabeça, que servindo de base de cálculo do valor de D_{Km} , equação (17), atua como um multiplicador que potencializa a ação do coeficiente de atrito na cabeça do parafuso na determinação do torque dissipado no local.

$$M_A = F_v \left(0,159 \cdot p + 0,578 \cdot d_p \cdot \mu_G + \frac{D_{Km}}{2} \cdot \mu_K \right)$$

$$D_{Km} = \frac{d_w + d_h}{2}$$

Analisando os valores relativos à atuação do coeficiente de atrito na cabeça, podemos observar o crescimento linear do valor do torque dissipado nesta área de contato, uma vez que o fator atua como multiplicador do componente de torque dissipado na cabeça.

Interessante notar que com o coeficiente de atrito variando de 0,11 a 0,334, a relação percentual do torque perdido na área de contato variou de aproximadamente 40 % até 73 %. Os casos mais severos ocorreram em parafusos flangeados, que apresentam maiores razões de diâmetro da cabeça/ passo e diâmetro da cabeça / diâmetro nominal.

Uma forma de evidenciar essa influência do diâmetro da cabeça foi a construção de um gráfico (figura 28) comparando os valores de torque dissipado na cabeça de parafusos M8 com a variação do coeficiente de atrito entre os diferentes tipos de cabeça.

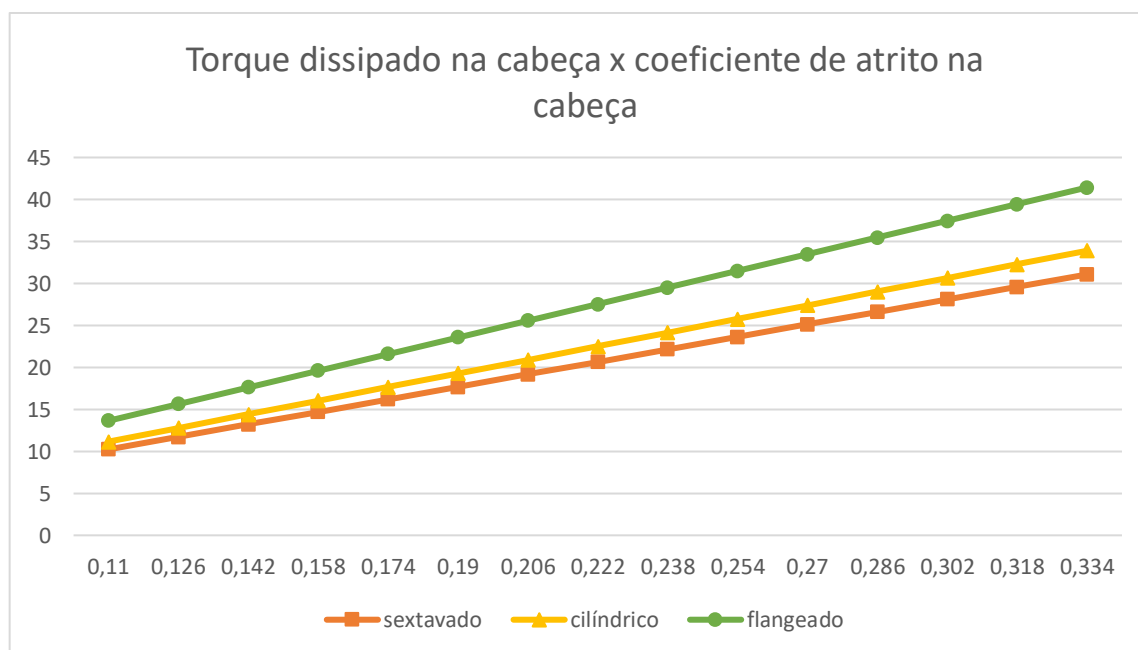
O gráfico da figura 23 foi construído com base na tabela 11.

Tabela 11 – Comparação dos valores de torque dissipado na cabeça em diferentes cabeças de parafuso.

Coeficiente de atrito	Torque dissipado na cabeça [Nm]		
	Sextavado	Cilíndrico	Flangeado
0,11	10,232	11,16	13,642
0,126	11,72	12,784	15,627
0,142	13,208	14,407	17,611
0,158	14,696	16,03	19,595
0,174	16,185	17,654	21,579
0,19	17,673	19,277	23,564
0,206	19,161	20,9	25,548
0,222	20,649	22,524	27,532
0,238	22,138	24,147	29,517
0,254	23,626	25,77	31,501
0,27	25,114	27,394	33,485
0,286	26,602	29,017	35,47
0,302	28,091	30,64	37,454
0,318	29,579	32,264	39,438
0,334	31,067	33,887	41,423

Fonte: Autor

Figura 23 – Gráfico torque dissipado na cabeça para cada tipo de parafuso



Fonte: Autor

5 CONCLUSÕES

Com a finalização da metodologia estabelecida para o trabalho, e feita a análise para os resultados apresentados, adquire-se condições para uma conclusão em relação ao tema abordado.

As tabelas e gráficos gerados através da análise do programa reproduziram o resultado previsto na literatura, o aumento do coeficiente de atrito na cabeça do parafuso resultou em uma maior dissipação de energia no local de forma linear conforme a variação do fator atrito.

Um ponto que pode ser destacado é a importância do fator de atrito nas interações da junta aparafusada. Quando este tem um valor relativamente alto, o torque de aperto necessário para atingir certa pré-carga aumenta de forma bastante expressiva. Como foi observado, o torque dissipado em coeficientes de atrito com valores de 0,3 passa dos 70% do torque total aplicado, dependendo da cabeça do parafuso.

Portanto fica clara a importância de um apropriado controle do valor do coeficiente de atrito na junta; esta questão geralmente é tratada com o uso de lubrificantes e revestimentos especialmente fabricados para esta função.

Com a diminuição do atrito nas interfaces da junta aparafusada, o torque de aperto necessário passa a ser menor, e, conseqüentemente o rendimento do parafuso em termos de torque é maior. Vale lembrar que um coeficiente de atrito extremamente baixo também é indesejado, uma vez que a força de atrito funciona como uma trava para o parafuso não desrosquear-se tão facilmente.

Outro ponto digno de atenção nos resultados foi a interação das variáveis, no aspecto da alteração das proporções da distribuição do torque de aperto nas partes da junta aparafusada. Esta questão foi abordada observando o comportamento da distribuição dos torques juntamente com a identificação do fator que mais contribuiu para diferenciar a amostra no torque dissipado. Através da interpretação da equação (18), utilizada para se obter o torque e sua distribuição, foi possível identificar os fatores mais influentes em cada parte da distribuição do torque: passo da rosca na determinação do torque útil, diâmetro primitivo e coeficiente de atrito nas roscas para determinar o torque dissipado nas roscas, e por fim o diâmetro da cabeça, o diâmetro do furo e o coeficiente de atrito na cabeça para determinar o torque dissipado na cabeça do parafuso. Vale ressaltar que a alteração da pré-carga somente contribui para o valor dos torques em conjunto e não altera a distribuição de torque na junta.

O papel do diâmetro da cabeça ficou claro com a comparação do torque dissipado na cabeça dos parafusos M8 (que possuíam todas as dimensões de corpo idênticas entre si). Com

a observação do gráfico, na figura 28, ficou destacado o fato de que os valores de torque na cabeça adquiriram valores mais altos nos parafusos flangeados (de maior diâmetro de cabeça).

Como constatado, o aumento do diâmetro potencializou a atuação do coeficiente de atrito no resultado do torque perdido na cabeça.

REFERÊNCIAS

NORTON, R. **Projeto de máquinas**. 4.ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1030 p.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **DIN 946**: Determination of Coefficient of Friction of Bolt / Nut Assemblies under specified conditions. Germany, 1991.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR ISO 724**: Rosca métrica ISO de uso geral, Rio de Janeiro, 2005.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 898-1**: Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel — Part 1: Bolts, screws and studs with specified property classes — coarse thread and fine pitch thread. Switzerland, 2009.

Mortensen, J. **Friction Analysis of Bolts**. 2014 . 33 f. (Bacharelado) Disponível em: <https://projekter.aau.dk/projekter/files/174156531/jacob_mortensen_friction_analysis_of_bolts.pdf>. Acesso em: 10 de ago. 2018

CISER. **Catálogo geral de produtos**. Disponível em: <<http://www.ciser.com.br>>. Acesso em: 10 de ago. 2018

GARCIA, R. **Conceitos gerais sobre torque e processos de torque**. Revista do Parafuso Edição 8, Ano 2, seção de Artigos, fev./mar. 2008. Disponível em: <<http://www.revistadoparafuso.com.br/v1/modelo/noticia.php?id=204>>. Acesso em: 15 de ago. 2018

GARCIA, R. **Conceitos gerais sobre torque e processos de torque**. Revista do Parafuso Edição 9, Ano 2, seção de Artigos, abr./mai. 2008. Disponível em: <<http://www.revistadoparafuso.com.br/v1/modelo/noticia.php?id=192>>. Acesso em: 15 de ago. 2018

GARCIA, R. **Conceitos gerais sobre torque e processos de torque**. Conceitos Relevantes sobre Coeficiente de Atrito. METALTORK. Agosto 2011. Disponível em: <http://www.metaltork.com.br/i_prot/biblioteca/Cartilha_RobertoGarcia.pdf>. Acesso em: 18 de ago. 2018

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

DRUMHELLER, J. **Fundamentals of torque-tension and coefficient of friction testing.** *PCB PIEZOELECTRONICS*, White paper #21. 2018. Disponível em: <<http://www.pcbloadtorque.com>.> Acesso em 10 de ago. 2018

SHOBERG, R, S, P, E. **Engineering fundamentals of threaded fastener design and analysis.** RSTechnologies, a Division of PCB Load and Torque, Inc., 2018. Disponível em: <<http://www.pcbloadtorque.com>.> Acesso em 10 de ago. 2018

ANEXO A –CATÁLOGO DE PRODUTOS DA CISER

Figura 24 – Catálogo do fabricante parafuso sextavado

Parafuso sextavado 8.8 rosca inteira Tornillo hexagonal 8.8 rosca entera 8.8 Hex cap screw full thread

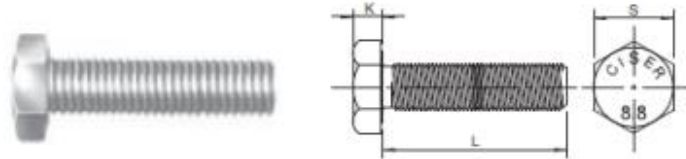


PA SX 8.8

Dimensões: MB DIN 961
Rosca: DIN 13 - (ISO 965) - 6g
Classe de resistência: 8.8
Material: Aço médio carbono
Tratamento: Temperado e revenido

Dimensiones: DIN 961
Rosca: DIN 13 - (ISO 965) - 6g
Clase de resistencia: 8.8
Material: Acero medio carbono
Tratamiento: Templado y revenido

Dimensions: DIN 961
Thread: DIN 13 - (ISO 965) - 6g
Property class: 8.8
Material: Medium carbon steel
Treatment: Tempered and quenched



Linha / Línea / Line
MB: 161

Dimensões / Dimensiones / Dimensions							
Dimensão nominal / Dimensión nominal / Nominal size	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20
Passo / Paso / Pitch	1,0	1,0	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
S Chave / Entre caras / Across flat	13	17	19	22	24	27	30
K Altura máxima da cabeça (mm) / Altura máxima de la cabeza (mm) / Maximum head height (mm)	5,45	6,56	7,68	8,98	10,18	11,72	12,72

Fonte: Adaptado de Catálogo geral de produtos Ciser (2017)

Figura 25 – Catálogo do fabricante parafuso cabeça cilíndrica

Parafuso cabeça cilíndrica com sextavado interno 12.9 Tornillo cabeza cilíndrica con hexagono interior 12.9 12.9 Hexagon socket head cap screw

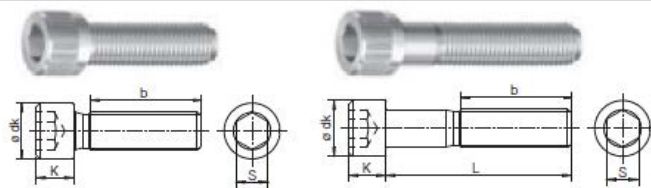


PA CL SI

Dimensões: DIN 912
Rosca: DIN 13 - (ISO 965) - 6g
Classe de resistência: 12.9
Material: Aço liga - Tratamento: Temperado e revenido

Dimensiones: DIN 912
Rosca: DIN 13 - (ISO 965) - 6g
Clase de resistencia: 12.9
Material: Acero liga
Tratamiento: Templado y revenido

Dimensions: DIN 912
Thread: DIN 13 - (ISO 965) - 6g
Property class: 12.9
Material: Alloy steel
Treatment: Tempered and quenched



Linha / Línea / Line

MA: 186 Rosca inteira
Rosca entera
Full thread

MA: 187 Rosca parcial
Rosca parcial
Partial thread

Dimensões / Dimensiones / Dimensions								
Dimensão nominal / Dimensión nominal / Nominal size		M3	M4	M5	M6	M8	M10	
Passo / Paso / Pitch		0,5	0,7	0,8	1,0	1,25	1,5	
Cabeça / Cabeza / Head (mm)	Ø dk	Mínimo / Minimum	5,32	6,78	8,28	9,78	12,73	15,73
		Máximo / Maximum	5,68	7,22	8,72	10,22	13,27	16,27
	K	Altura mínima / Minimum height	2,86	3,82	4,82	5,70	7,64	9,64
		Altura máxima / Maximum height	3,00	4,00	5,00	6,00	8,00	10,00
	S	Chave / Llave / Hex socket	2,5	3	4	5	6	8
b	Compr. de rosca / Longitud de la rosca / Thread length	18	20	22	24	28	32	
L Comprimento / Longitud / Length		Referência / Referencia / Reference						

Fonte: Adaptado de Catálogo geral de produtos Ciser (2017)

Figura 26 – Catálogo do fabricante parafuso cabeça cilíndrica

Parafuso cabeça cilíndrica com sextavado interno 12.9
Tornillo cabeza cilíndrica con hexagono interior 12.9
 12.9 Hexagon socket head cap screw

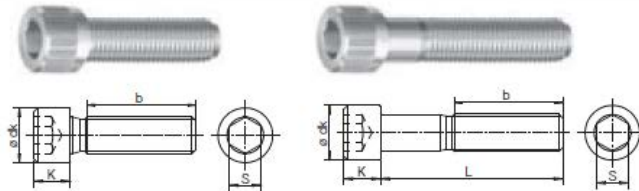


PA CL SI

Dimensões: DIN 912
 Rosca: DIN 13 - (ISO 965) - 6g
 Classe de resistência: 12.9
 Material: Aço liga
 Tratamento: Temperado e revenido

Dimensiones: DIN 912
 Rosca: DIN 13 - (ISO 965) - 6g
 Clase de resistencia: 12.9
 Material: Acero liga
 Tratamiento: Templado y revenido

Dimensions: DIN 912
 Thread: DIN 13 - (ISO 965) - 6g
 Property class: 12.9
 Material: Alloy steel
 Treatment: Tempered and quenched



MA: 186 Rosca inteira
 Rosca entera
 Full thread

MA: 187 Rosca parcial
 Rosca parcial
 Partial thread

Dimensões / Dimensiones / Dimensions						
Dimensão nominal / Dimensión nominal / Nominal size		M12	M14	M16	M18	M20
Paso / Paso / Pitch		1,75	2,0	2,0	2,5	2,5
Cabeça / Cabeza / Head	Ø dk	Mínimo / Minimum	17,73	20,67	23,67	26,67
		Máximo / Maximum	18,27	21,33	24,33	30,33
K	Altura mínima / Minimum height		11,57	13,57	15,57	17,57
	Altura máxima / Maximum height		12,00	14,00	16,00	20,00
S	Chave / Llave / Hex socket	10	12	14	14	17
b	Compr. de rosca / Longitud de la rosca / Thread length	36	40	44	48	52
L Comprimento / Longitud / Length		Referência / Referencia / Reference				

Fonte: Adaptado de Catálogo geral de produtos Ciser (2017)

Figura 27 – Catálogo do fabricante parafuso cabeça sextavada flangeada

Parafuso sextavado flangeado 8.8 - Rosca inteira
Tornillo hexagonal flangeado 8.8 - Rosca entera
 8.8 Hex washer head bolt - Full thread



PA SX FL 8.8

Dimensões: DIN 6921
 Rosca: DIN 13 (ISO 965) - 6g
 Classe de resistência: 8.8
 Material: Aço médio carbono
 Tratamento: Temperado e revenido

Dimensiones: DIN 6921
 Rosca: DIN 13 (ISO 965) - 6g
 Clase de resistencia: 8.8
 Material: Acero medio carbono
 Tratamiento: Templado y revenido

Dimensions: DIN 6921
 Thread: DIN 13 (ISO 965) - 6g
 Property class: 8.8
 Material: Medium carbon steel
 Treatment: Tempered and quenched



Linha / Línea / Line
MA: 293

Dimensões / Dimensiones / Dimensions							
Dimensão nominal / Dimensión nominal / Nominal size	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16
Paso / Paso / Pitch	0,80	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,00
Chave / Entre caras / Across flat	8	10	13	15	16	18	21
Altura máxima da cabeça / Altura máxima de la cabeza / Maximum head height	5,40	6,60	8,10	9,20	11,50	12,80	14,40
Flange / Rebordo / Flange	Ø Máximo / Maximum	11,80	14,20	18,00	22,30	26,60	30,50
L Comprimento / Longitud / Length		Referência / Referencia / Reference					

Fonte: Adaptado de Catálogo geral de produtos Ciser (2017)