



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO – UFOP

ESCOLA DE MINAS

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



IGOR ROMÃO GONÇALVES

**ESTUDO COMPARATIVO DA PERDA DE TORQUE EM PARAFUSOS:
REVISÃO SISTEMÁTICA**

**OURO PRETO - MG
2024**

IGOR ROMÃO GONÇALVES
igor.goncalves@aluno.ufop.edu.br

**ESTUDO COMPARATIVO DA PERDA DE TORQUE EM PARAFUSOS:
REVISÃO SISTEMÁTICA**

Monografia apresentada ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Ouro Preto como requisito para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Professor orientador: DSc. Diogo Antônio de Sousa

OURO PRETO – MG
2024

SISBIN - SISTEMA DE BIBLIOTECAS E INFORMAÇÃO

G635e Goncalves, Igor Romao.
Estudo comparativo da perda de torque em parafusos [manuscrito]:
revisão sistemática. / Igor Romao Goncalves. - 2024.
91 f.: il.: color., gráf., tab..

Orientador: Prof. Dr. DIOGO ANTONIO DE SOUSA.
Monografia (Bacharelado). Universidade Federal de Ouro Preto.
Escola de Minas. Graduação em Engenharia Mecânica .

1. Engenharia mecânica Torque. 2. Parafusos e porcas - Afrouxamento. 3. Vibração - Vibração transversal. 4. Ligações parafusadas. 5. Cargas e descargas - Pré-carga. I. DE SOUSA, DIOGO ANTONIO. II. Universidade Federal de Ouro Preto. III. Título.

CDU 621

Bibliotecário(a) Responsável: Maristela Sanches Lima Mesquita - CRB-1716



FOLHA DE APROVAÇÃO

Igor Romão Gonçalves

Estudo comparativo da perda de torque em parafusos: revisão sistemática

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Ouro Preto como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico

Aprovada em 26 de setembro de 2024

Membros da banca

DSc. Diogo Antônio de Sousa - Orientador (Universidade Federal de Ouro Preto)
DSc. Washington Luis Vieira da Silva (Universidade Federal de Ouro Preto)
MSc. Sávio Sade Tayer (Universidade Federal de Ouro Preto)

Diogo Antônio de Sousa, orientador do trabalho, aprovou a versão final e autorizou seu depósito na Biblioteca Digital de Trabalhos de Conclusão de Curso da UFOP em 08/10/2024



Documento assinado eletronicamente por **Diogo Antonio de Sousa, PROFESSOR DE MAGISTERIO SUPERIOR**, em 08/10/2024, às 12:27, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site http://sei.ufop.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **0791299** e o código CRC **E9F6C4B5**.

AGRADECIMENTO

Agradeço primeiramente a Deus, aos meus pais, Gilmar e Marilene, ao meu irmão, Iago e à minha namorada, Mariana, que são a minha inspiração. Sou imensamente grato pelo apoio incondicional e incentivo ao longo desta jornada. Cada palavra de motivação foi fundamental para que este trabalho pudesse ser concluído com sucesso.

Agradeço também aos professores da Mecânica, ao meu orientador, Diogo, e ao Professor Washington, pelos valiosos ensinamentos, orientações e suporte na construção e finalização deste trabalho. Sem o conhecimento e acompanhamento de vocês, essa conquista não teria sido possível. Sou grato a Deus e minha família por todo o apoio, e grato também pela oportunidade de cursar Engenharia Mecânica dentro da tão tradicional Escola de Minas de Ouro Preto.

Concluir esta etapa é motivo de grande orgulho, mas estou ciente de que novas jornadas e desafios virão. No entanto, me sinto preparado e confiante para enfrentá-los, graças a tudo que aprendi e vivi até aqui.

“O único limite para a nossa realização de amanhã são as nossas dívidas de hoje.”.

Franklin D. Roosevelt

RESUMO

O trabalho investiga a relação entre vibração transversal e perda de torque em juntas parafusadas, buscando compreender os efeitos desse fenômeno em estruturas mecânicas. A pesquisa é justificada pela necessidade de mitigar os riscos associados à perda de torque em conexões sujeitas a vibrações, que podem comprometer a integridade estrutural de veículos, máquinas e equipamentos. O objetivo geral é investigar a relação entre a vibração transversal e a perda de torque de juntas parafusadas por meio de uma revisão sistemática com foco nos fatores mais relevantes que influenciam a perda de torque. A metodologia inclui a seleção e revisão sistemática de dez artigos, com base em critérios de palavras-chave e fundamentados no modelo Junker, o primeiro a testar a resistência de juntas parafusadas ao afrouxamento causado por vibrações. A revisão sistemática traz elementos que reforçam a importância de considerar os efeitos da vibração transversal no projeto de juntas parafusadas, e os resultados demonstram que a amplitude de vibração influencia a taxa de perda de pré-carga, sendo maior em amplitudes mais elevadas.

Palavras-chave: Perda de torque. Auto afrouxamento. Vibração transversal. Juntas parafusadas. Pré-carga

ABSTRACT

This study investigates the relationship between transverse vibration and torque loss in bolted joints, seeking to understand the effects of this phenomenon on mechanical structures. The research is justified by the need to mitigate the risks associated with torque loss in connections subject to vibrations, which can compromise the structural integrity of vehicles, machines, and equipment. The overall objective is to investigate the relationship between transverse vibration and torque loss in bolted joints through a systematic review focusing on the most relevant factors that influence torque loss. The methodology includes the selection and systematic review of ten articles, based on keyword criteria and based on the Junker model, the first to test the resistance of bolted joints to loosening caused by vibrations. The systematic review provides elements that reinforce the importance of considering the effects of transverse vibration in the design of bolted joints, and the results demonstrate that the vibration amplitude influences the preload loss rate, being greater at higher amplitudes.

Key-words: *Loss of torque. Self-loosening. Transverse vibration. Bolted joints. Preload.*

LISTA DE SIMBOLOS

τ = Período de oscilação

ω = Frequência angular (rad/s)

f = Frequência de oscilação (Hz)

m = Massa (kg)

k = Rigidez da mola (N/m)

c = Amortecimento (N.s/m)

\ddot{x} = Aceleração (m/s²)

\dot{x} = Velocidade (m/s)

x = Deslocamento (m)

$F(t)$ = Força (N)

$x_p(t)$ = Solução particular

X = Amplitude da resposta (m)

Φ = Ângulo de fase da resposta (°)

θ = Coordenada angular de movimento (°)

A = Amplitude de movimento (m)

DCL = Diagrama de corpo livre

e = Excentricidade

LISTA DE FIGURAS

- Figura 1 – União parafusada
- Figura 2 – Um pêndulo simples
- Figura 3 - Oscilação harmônica
- Figura 4 – Amplitudes elevadas durante o fenômeno de ressonância
- Figura 5 - Sistema massa mola com amortecimento
- Figura 6 - Viga em balanço, com um grau de liberdade
- Figura 7 - Viga em balanço, com um grau de liberdade
- Figura 8 - Resposta harmônica de um sistema massa-mola
- Figura 9 - Sistema massa-mola e DCL de um sistema submetido à força externa
- Figura 10 - Modelo de máquina vibratória para testes em vibração transversal
- Figura 11 - Massas desbalanceadas em rotação
- Figura 12 - Componentes verticais devido ao desbalanceamento rotativo
- Figura 13 - Relação desbalanceamento rotativo por razão de frequências
- Figura 14 - Quatro tipos básicos de fixação por rosca
- Figura 15 - Conexão parafuso-porca sob tensão
- Figura 16 - Junta parafusada
- Figura 17 - Máquina de teste de vibração Junker
- Figura 18 - Fluxograma do desenvolvimento do trabalho
- Figura 19 - Diferentes possibilidades de aplicação da máquina de vibrações
- Figura 20 - Modelo experimental do segundo artigo
- Figura 21 - Cargas atuantes no modelo experimental do segundo artigo
- Figura 22 - Equipamentos de medição do segundo artigo
- Figura 23 - Variação da carga axial
- Figura 24 - Rotação do parafuso e da porca
- Figura 25 - Variação da carga axial para dois tipos de parafuso

Figura 26 - (a) Estrutura axial e (b) Estrutura transversal

Figura 27 - Efeitos das diferentes condições de ensaio quando submetidos a esforços axiais e transversais

Figura 28 - Curvas de relação entre a pré carga do parafuso e três fatores de influência

Figura 29 - Modelo dinâmico para análise de uma ligação parafusada

Figura 30 - Layout experimental para medição da força de impacto

Figura 31 - Configuração experimental de testes

Figura 32 - Relação do valor medido da pré carga $Q(N)$ com o tempo

Figura 33 - Comparações do processo de perda de torque: simulação (linha com “x”) e resultados (linha preta mais forte)

Figura 34 - Fluxograma de desenvolvimento do trabalho

Figura 35 - Variedades de estruturas convencionais anti afrouxamento

Figura 36 - Esboço da bancada de testes do artigo

Figura 37 - Resultados dos testes da perda de torque de conexões parafusadas simples

Figura 38 - Influência do comprimento de fixação (parafuso M20 10,9)

Figura 39 - Modelagem hexaédrica de cilindros

Figura 40 - Modelagem final de uma junta parafusada típica

Figura 41 - Diagrama de carregamento na superfície lateral

Figura 42 - Diagrama de carregamento de forma simplificada

Figura 43 - Variações da pré carga sob diferentes formas de fixação

Figura 44 - Métodos para geração de pré carga em um parafuso

Figura 45 - Aplicação da vibração transversal cíclica sobre a placa móvel

Figura 46 - Comparação das alterações da pré carga com o aumento dos ciclos de vibração

Figura 47 - Alterações na pré carga com aumento dos ciclos de vibração e influência da amplitude

Figura 48 - Curva de histerese obtida pela simulação de elementos finitos e experimentos realizados

Figura 49 - Modelo de parafuso e porca desenvolvido pelos autores – malha fina e detalhada (ABAQUS)

Figura 50 - Fatores de influência na pré carga do parafuso. (a) Efeito da pré carga, (b) Efeito da amplitude de vibração e (c) Efeito da frequência de vibração

Figura 51 - (a) Estrutura típica de junta parafusada e (b) Malha de elementos finitos

Figura 52 - Modelagem de elementos finitos para estudo comparativo

Figura 53 - Mudança nas pré cargas com o aumento dos ciclos de vibração

Figura 54 - Resultados obtidos para o caso um

Figura 55 - Resultados obtidos para o caso dois

Figura 56 - Resultados obtidos para o caso três

Figura 57 - Curva típica de diminuição de pré carga de juntas parafusadas

Figura 58 - Três parâmetros que representam o comportamento de travamento de juntas parafusadas sob cargas transversais

Figura 59 - Modelo da máquina de testes Junker

Figura 60 - Análises comparativas da perda de pré carga para dois casos diferentes

Figura 61 - Semelhanças entre os estudos III, VIII e IX

Figura 62 - Semelhanças entre os estudos VI e VII

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Definição das variáveis e indicadores da pesquisa

Tabela 2 - Condições de testes do experimento

Tabela 3 - Resumo dos métodos de pesquisa utilizados para avaliação das estruturas de anti afrouxamento

Tabela 4 - Parâmetros testados

Tabela 5 - Três casos com diferentes pré cargas e forças transversais

Tabela 6 – Artigos selecionados para a análise comparativa

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	10
1.1	Formulação do Problema.....	10
1.2	Justificativa.....	13
1.3	Objetivos.....	14
1.3.1	Geral	14
1.3.2	Específicos.....	14
1.4	Estrutura do Trabalho	14
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1	Vibração Mecânica.....	15
2.1.1	Conceitos básicos de Vibração	15
2.1.2	Partes fundamentais de Sistemas Vibratórios.....	18
2.1.3	Sistemas Mecânicos e Graus de Liberdade	19
2.2	Vibração Excitada Harmonicamente	20
2.2.1	Equação de Movimento para Excitação Forçada	21
2.2.2	Vibração Transversal de um Sistema	22
2.2.3	Resposta de um sistema amortecido ao Desbalanceamento Rotativo	24
2.3	Elementos de Fixação.....	26
2.3.1	Parafusos.....	27
2.3.2	Porcas	28
2.3.3	Juntas Parafusadas	29
2.3.4	Perda de torque em Juntas Parafusadas	30
3	METODOLOGIA.....	32
3.1	Tipo de Pesquisa.....	32
3.2	Materiais e Métodos	33
3.3	Variáveis e Indicadores	34
3.4	Instrumento de Coleta de Dados.....	35
3.5	Tabulação dos Dados.....	36
3.6	Considerações Finais do Capítulo	36
4	RESULTADOS	37
4.1	ESTUDO COMPARATIVO	75
5	CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES	80

5.1	CONCLUSÃO.....	80
5.2	RECOMENDAÇÕES.....	81
6	REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA.....	82
	ANEXO.....	85

1 INTRODUÇÃO

1.1 Formulação do Problema

Segundo Shigley (2011), juntas parafusadas são elementos de máquinas utilizados para unir componentes e estruturas, proporcionando conexões mecânicas resistentes e confiáveis em diversas áreas da engenharia. A importância das juntas parafusadas está presente não só na sua capacidade de transmitir cargas, mas também em suportar forças estáticas e dinâmicas, resistir a tensões e evitar deslocamentos indesejados em variados tipos de estruturas e equipamentos.

Ainda de acordo com Shigley (2011, p.437), o propósito de um parafuso de porca é “segurar duas ou mais partes juntas. Torcendo a porca estica-se o parafuso de porca para produzir a força de retenção. Essa força é chamada de *pré-tração* ou *pré carga do parafuso de porca*”. Nesse sentido, a força de retenção gerada é a responsável por fazer com que os membros estejam seguros uns aos outros, ou seja, a compressão entre os membros é provocada por uma força de tração que surge à medida que a porca é apertada (SHIGLEY, 2011).

Alinhado a esse contexto, a solta de juntas parafusadas é um problema comum e que ocorre em algumas áreas da engenharia, como a engenharia mecânica e a engenharia estrutural. A causa dessa perda de torque está ligada a diversos campos de estudo, sendo um deles a vibração transversal.

De acordo com Rao (2011), a vibração transversal é um tipo de vibração que se refere ao movimento oscilatório perpendicular à direção de propagação da onda de vibração. Esse tipo de vibração é capaz de gerar efeitos significativos nas estruturas e componentes, resultando no afrouxamento da junta parafusada. Analogamente, a perda de torque de uma junta parafusada é caracterizada por uma perda gradual ou repentina da força de retenção dos parafusos que compõem a junta.

A vibração transversal por sua vez, que é perpendicular a direção de aperto do parafuso, pode levar a diminuição da força de compressão que une a junta causando perda de torque do sistema, conforme representada na figura 1:

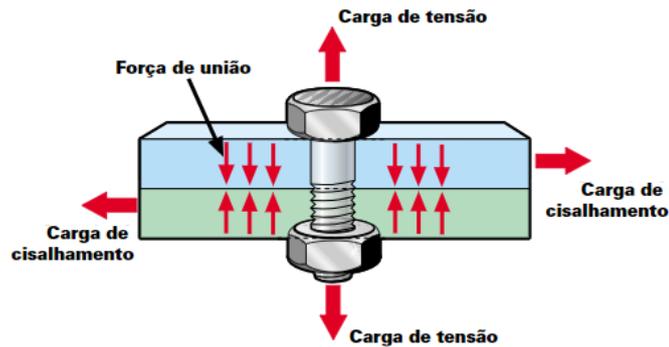


Figura 1 – União parafusada
Fonte: Guia (2003)

Um exemplo de junta parafusada submetida a condições de vibração transversal é apresentada na figura 1 como carga de cisalhamento, e para estes efeitos, a compreensão das influências deste tipo de vibração em juntas parafusadas é fundamental para o desenvolvimento de estratégias de prevenção (RAO, 2018).

Baseado em pesquisas e experimentos feitos em estruturas aeroespaciais, Harris (2013) concluiu que os efeitos da vibração transversal em perda de torque de juntas parafusadas tinham influência direta na redução significativa de tensão de aperto dos parafusos, prejudicando assim a integridade estrutural das juntas.

Rao *et al* (2019) destaca que a vibração é capaz de transmitir forças alternadas aos parafusos, resultando em tensões cíclicas que podem levar à fadiga do material. Além disso, essas tensões são capazes de afrouxar gradualmente os parafusos ao longo do tempo, comprometendo a rigidez e a resistência da junta.

Uma alternativa sugerida por Juvinal (2013) para reduzir a probabilidade de perda de torque dos parafusos são as contraporcas de torque dominante. Essas porcas são capazes de atingir um torque de atrito maior e têm uma forte tendência a ficar na posição final assentada, mesmo quando não apertadas, o que é benéfico para alguns casos de aplicações críticas, principalmente quando altos níveis de vibrações são envolvidos.

Dessa forma, Juvinal (2013, p.243) conclui que “o problema do afrouxamento da rosca tem resultado em numerosos e criativos projetos especiais e alterações de projetos, e continua desafiando os engenheiros na busca de soluções efetivas e de baixo custo”.

Diante do contexto apresentado, fica evidente que compreender por que essas juntas se soltam quando em condições de vibração transversal é essencial para o bom funcionamento deste elemento de máquina. Portanto, esta pesquisa tem como objetivo discutir as seguintes premissas:

Como realizar um estudo comparativo de múltiplos casos para identificar os principais fatores que contribuem para a perda de torque em juntas parafusadas?

1.2 Justificativa

A análise dos efeitos da vibração transversal e suas influências na perda de torque de juntas parafusadas é um tema de suma importância e relevância na área de engenharia mecânica. A ocorrência de vibrações em sistemas mecânicos é comum em diversas aplicações industriais, e a soltura de juntas parafusadas devido a essas vibrações pode levar a falhas estruturais de veículos, máquinas e equipamentos diversos, além de consequências graves, como acidentes.

A motivação para a escolha desse tema surgiu a partir da necessidade de compreender e mitigar os riscos associados à vibração transversal em juntas parafusadas, a qual é um tipo de vibração relacionado ao movimento oscilatório perpendicular à força de aperto do parafuso e que possui potencial causador de perda de torque na união parafuso - porca. Sob os efeitos deste tipo de vibração, ocorre frequentemente uma diminuição da pré carga de aperto inicial, colocando em risco a segurança de pessoas, equipamentos e máquinas. Nesse sentido, é importante pesquisar os efeitos da vibração na falha por afrouxamento de juntas parafusadas para garantir a confiabilidade destes componentes mecânicos (SHIGLEY, 2011).

Além disso, o estudo destes efeitos permitirá a identificação de fatores críticos que podem causar à perda de torque das juntas, bem como possibilitar o desenvolvimento de estratégias preventivas e técnicas de projeto mais eficientes. Por meio de uma fundamentação teórica consolidada, que abrange aspectos como as vibrações de sistemas mecânicos, análise de tensões e comportamento dos elementos de fixação, espera-se contribuir para o avanço do conhecimento nessa área e fornecer diretrizes para a mitigação dos efeitos da vibração transversal em juntas parafusadas.

Ademais, essa pesquisa poderá beneficiar também a indústria em geral, especialmente no contexto da engenharia mecânica onde diversos sistemas e equipamentos estão sujeitos aos efeitos da vibração transversal, a exemplo de motores, máquinas rotativas, máquinas de corte, compressores, turbinas, veículos automotivos e seus componentes.

1.3 Objetivos

1.3.1 Geral

Investigar a relação entre a vibração transversal e a perda de torque de juntas parafusadas por meio de uma revisão sistemática com foco nos fatores mais relevantes que influenciam a perda de torque.

1.3.2 Específicos

- Realizar uma revisão bibliográfica sobre vibração transversal, elementos de fixação e perda de torque de juntas parafusadas, em busca de um embasamento teórico consolidado sobre o tema;
- Conduzir uma análise comparativa dos estudos relevantes sobre os fatores que contribuem para a perda de torque em juntas parafusadas;
- Desenvolver uma revisão sistemática utilizando uma abordagem metodológica que envolva a aplicação do critério de palavras-chaves para a seleção e comparação de dez artigos diferentes;
- Avaliar, dentre as variáveis que influenciam na perda de torque, quais os fatores mais significativos.

1.4 Estrutura do Trabalho

O trabalho está dividido em cinco capítulos, onde no primeiro é abordado a introdução, que inclui a formulação do problema, a justificativa de escolha do tema, os objetivos gerais e específicos, e a estrutura geral do trabalho. O segundo capítulo trata do embasamento e da fundamentação teórica relacionada ao tema, abrangendo os conceitos de vibrações de sistemas mecânicos, vibração transversal, elementos de fixação, elementos de máquinas e afins. O terceiro capítulo apresenta a metodologia utilizada no estudo, descrevendo o procedimento para solucionar a problemática. O quarto capítulo apresenta os resultados e discussões obtidos a partir das pesquisas e análises propostas. Por conseguinte, o quinto capítulo expõe as conclusões finais do estudo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Vibração Mecânica

Segundo Rao (2005), todo e qualquer movimento que se repete, após um período de tempo, é caracterizado como vibração ou oscilação. Um exemplo clássico que pode ser citado é o pêndulo, que ao leva-lo para uma posição diferente da sua posição de equilíbrio inicial e soltar, faz com que se inicie um movimento oscilatório. Além disso, todo sistema mecânico sujeito aos efeitos da vibração pode ter sua estrutura comprometida e falhar por fadiga do material, por conta dos efeitos das variações cíclicas de tensões (RAO, 2018).

2.1.1 Conceitos básicos de Vibração

De acordo com Rao (2011), sistemas vibratórios podem ser descritos como sistemas que possuem elementos de armazenamento de energia potencial (molas), elementos que armazenam energia cinética (massa) e elementos que dissipam energia (amortecedores). De modo geral, a vibração de sistemas mecânicos envolve a transferência alternada de energia, entre suas formas potencial e cinética (HARRIS, 2002).

Analogamente, a vibração pode ser caracterizada como o movimento oscilatório de um corpo ou sistema, em torno de uma posição de equilíbrio inicial, vide exemplo do pêndulo já citado. Esse movimento oscilatório pode ser descrito através de parâmetros como amplitude, frequência e fase. A amplitude está relacionada com a intensidade do movimento, a frequência se refere ao número de ciclos completos dentro de um intervalo de tempo e a fase indica a posição relativa da oscilação em relação a um ponto de referência (RAO, 2011).

A compreensão desses conceitos é fundamental para o estudo e análise de vibrações em sistemas mecânicos, e a figura 2 relaciona alguns destes conceitos:

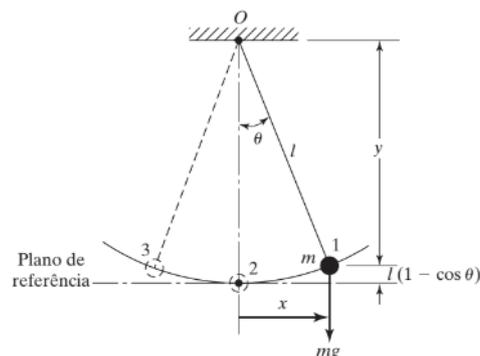


Figura 2 - Um pêndulo simples
Fonte: Rao (2008)

Uma grande quantidade de sistemas práticos pode ser representada usando um número finito de graus de liberdade, como o sistema simples mostrado na figura 2 (RAO, 2008).

a) Período de Oscilação

Segundo Harris (2002), o período de oscilação corresponde a oscilação senoidal da massa que se repete continuamente, e o intervalo de tempo para completar um ciclo completo é denominado como período. O período então, pode ser expresso pela seguinte equação:

$$\tau = \frac{2\pi}{\omega} \quad (1)$$

Analogamente, uma função de oscilação harmônica pode ser representada pelo gráfico da figura 3:

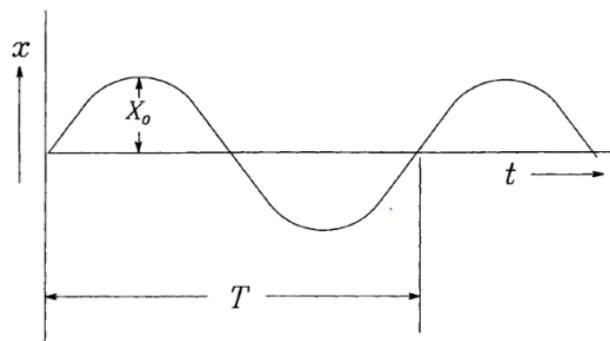


Figura 3 – Oscilação harmônica
Fonte: Mobley (1999)

Do ponto de vista gráfico da oscilação harmônica, tem-se uma representação do movimento do pêndulo simples que correlaciona as variáveis tempo, amplitude e período de oscilação. Funções harmônicas são comumente empregadas na análise de choque e vibração (HARRIS, 2002).

b) Amplitude

Segundo Mobley (2002), a amplitude pode ser descrita como a magnitude máxima do movimento vibratório e oscilatório de um sistema, sendo representada geralmente no eixo y dos gráficos como a extensão da oscilação em relação à sua posição de equilíbrio, expressa em unidades de comprimento, deslocamento ou aceleração.

Um aumento na amplitude é capaz de provocar níveis mais altos de vibração, que por sua vez provocam maiores tensões e desgaste em sistemas mecânicos e seus componentes associados (RAO, 2011).

c) Frequência

Conforme Rao (2008), a frequência é definida como o número de ciclos completos por unidade de tempo e pode ser associada como o inverso do período, sendo denotada por f . Com isso, tem-se a seguinte relação:

$$f = \frac{1}{\tau} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (2)$$

Na equação 2, existe uma relação entre as frequências até aqui citadas. Entretanto, ω representa a frequência angular do movimento e é dada em rad/s, enquanto que f representa a frequência linear, com unidade Hertz (RAO, 2008).

d) Frequência Natural e Ressonância

De acordo com Inman (2014), o conceito de frequência natural representa a vibração pura de um sistema sem a influência de forças externas, sendo esta frequência é determinada por parâmetros físicos do sistema, tais como a massa, rigidez e amortecimento.

Analogamente, o fenômeno de ressonância ocorre quando a frequência de excitação do sistema coincide com sua frequência natural, resultando em vibrações de altíssimas amplitudes (INMAN, 2014). A ressonância é prejudicial aos sistemas mecânicos vibratórios e é capaz de causar danos irreversíveis, o que faz com que seja necessário o desenvolvimento de técnicas específicas de projeto para prevenir que este fenômeno ocorra.

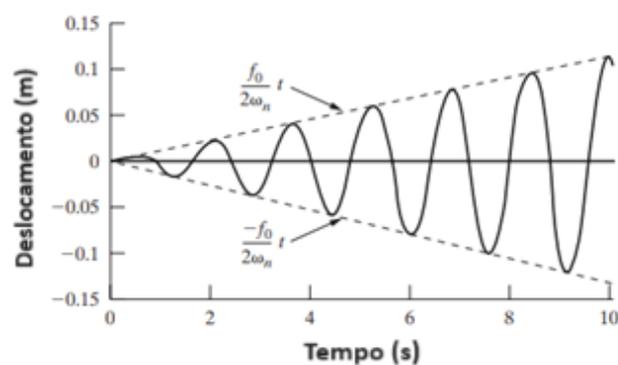


Figura 4 – Amplitudes elevadas durante o fenômeno de ressonância
Fonte: Inman (2014)

2.1.2 Partes fundamentais de Sistemas Vibratórios

Segundo Rao (2008), um sistema vibratório geralmente possui três elementos críticos que o caracterizam como um sistema vibratório propriamente dito. Um meio que armazena energia potencial, um meio que armazena energia cinética e um elemento dissipador de energia, sendo estes a mola, a massa e o amortecedor, respectivamente. A representação conjunta destes elementos é chamada de sistema massa-mola, no qual a massa oscila e a mola fornece a restauração elástica, possibilitando o movimento oscilatório. Em caso de presença do amortecimento, este elemento absorve a energia do sistema vibratório, impactando na redução de amplitudes e na duração das oscilações (RAO, 2008).

Um exemplo simples de sistema massa mola está representado na figura 5:

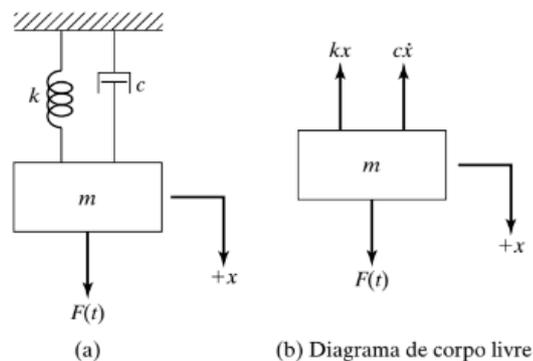


Figura 5 – Sistema massa-mola com amortecimento
Fonte: Rao (2008)

A possibilidade de representar sistemas mecânicos como sistemas massa mola ou em diagramas de corpo livre semelhantes ao da figura 5, é um fator essencial para a compreensão e análise de sistemas vibratórios, permitindo o estudo dos efeitos da vibração em estruturas mecânicas (THOMSON, 1993).

Rao (2008, p.101) indaga que, “se uma força $F(t)$ agir sobre um sistema massa mola viscosamente amortecido, a equação de movimento pode ser obtida pela segunda lei de Newton”. Portanto, a equação que descreve esse movimento é dada por:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (3)$$

Ainda segundo Rao (2008), se a função da força for dada por $F(t) = F_0 \cos \omega t$, a equação de movimento é descrita por:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos \omega t \quad (4)$$

Para essa equação, a solução particular $x_p(t)$ também é harmônica, na forma de:

$$x_p(t) = X \cos \omega t - \Phi \quad (5)$$

X e Φ denotam a amplitude e o ângulo de fase da resposta, respectivamente. Ambas as variáveis são constantes a determinar (RAO, 2008).

Além dos elementos citados anteriormente, existem outros componentes fundamentais que podem estar presentes em sistemas mecânicos sujeitos à vibração. Ewins (2000) destaca que, além dos parâmetros m , c e k do sistema, a presença de dispositivos de suporte e restrição também são importantes, porque estes atuam na fixação do sistema vibratório em determinadas posições. Dentre estes dispositivos existem as bases, chapas, sistemas de fixação e entre outros.

Ainda segundo Ewins (2000), os sistemas vibratórios também podem apresentar elementos de carga, que são forças externas aplicadas ao sistema durante o seu funcionamento. Esses elementos de carga podem ser desde forças harmônicas até excitações aleatórias, dependendo da necessidade de aplicação específica do sistema. A compreensão e análise destes elementos é fundamental para avaliação do comportamento dinâmico e análise dos efeitos da vibração em sistemas mecânicos de modo geral (EWINS, 2000).

2.1.3 Sistemas Mecânicos e Graus de Liberdade

Segundo Rao (2005), o número de graus de liberdade de um sistema é determinado pelo mínimo de coordenadas independentes necessárias para descrever completamente as posições de todas as partes do sistema, em qualquer momento. Por exemplo, no caso de um pêndulo simples, o sistema possui apenas um grau de liberdade, que é representado pela coordenada angular θ (*theta*) que define seu movimento. Isso significa que uma única variável é suficiente para descrever todas as posições possíveis do pêndulo durante sua oscilação.

Rao (2008, p. 50) relata ainda que, “vários sistemas mecânicos e estruturais podem ser idealizados como sistemas com um grau de liberdade. Em muitos sistemas práticos, a massa é distribuída, porém, para uma análise simples, ela pode ser aproximada por uma massa única pontual”. A figura 6 exemplifica um sistema simples, com um grau de liberdade:

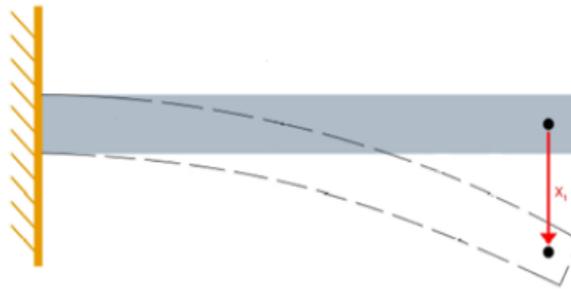


Figura 6 – Viga em balanço, com um grau de liberdade
Fonte: Winck (2012)

Conforme a figura 6, pode-se perceber que apenas a coordenada x é suficiente para especificar a posição da viga a qualquer tempo, o que caracteriza o sistema como sistema de um grau de liberdade (RAO, 2008).

Já conforme Meirovitch (1993), os graus de liberdade de um sistema vibratório são definidos como o número mínimo de coordenadas independentes necessárias para descrever completamente as posições de todas as partes do sistema, em relação a uma referência fixa. Cada grau de liberdade em um sistema vibratório representa uma direção específica ao longo da qual o sistema pode se mover. A figura 7 representa, verticalmente, um sistema massa mola:

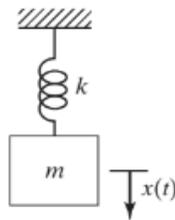


Figura 7 – Viga em balanço, com um grau de liberdade
Fonte: Rao (2008)

Por exemplo, a figura 7 retrata um sistema mecânico simples em que uma massa é suspensa por um único fio, onde existe apenas um grau de liberdade que pode ser descrito pela coordenada vertical da posição da massa. À medida que o sistema se torna mais complexo, com a adição de elementos, o número de graus de liberdade também aumenta (MEIROVITCH, 1993).

2.2 Vibração Excitada Harmonicamente

Quando energia externa é fornecida a um sistema mecânico ou estrutural durante sua vibração, diz-se que o sistema está sofrendo vibração forçada. Essa energia pode ser fornecida

por meio de uma força aplicada ou por uma excitação de deslocamento imposta. A natureza da força aplicada ou da excitação de deslocamento pode ser harmônica, não-harmônica, periódica, não-periódica ou aleatória. A resposta do sistema a uma excitação harmônica é chamada de resposta harmônica (RAO, 2008).

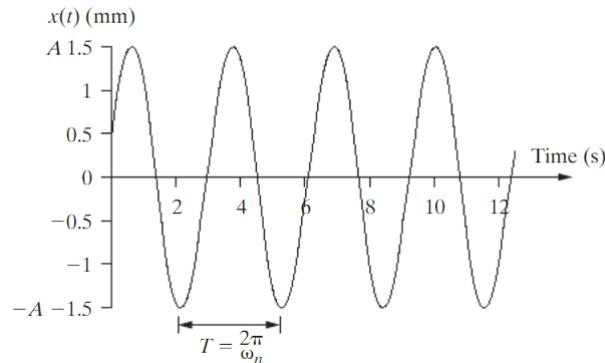


Figura 8 – Resposta harmônica de um sistema massa-mola
Fonte: Inman (2014)

Ilustrado pela figura 8, Rao (2008) destaca ainda que, sob efeitos de uma excitação harmônica, o sistema também terá sua resposta harmônica. Além disso, para a situação em que a frequência de excitação coincidir com a frequência natural do sistema, ocorrerá o efeito da ressonância, conforme já citado em tópicos anteriores. Exemplos de excitação forçada incluem o movimento do solo durante um terremoto ou o movimento causado por um componente alternativo desequilibrado, como por exemplo, uma máquina rotativa desbalanceada (KELLY, 2000).

É importante notar que a ressonância é definida para ocorrer quando $\omega = \omega_n$, ou seja, em situações onde a frequência da força se iguale a frequência natural do sistema vibratório (INMAN, 2014).

2.2.1 Equação de Movimento para Excitação Forçada

Sistemas mecânicos sujeitos aos efeitos de vibração sempre têm algum tipo de amortecimento ou dissipação de energia envolvida (INMAN, 2014). A figura 9 apresenta um sistema massa mola com força externa $F(t)$ aplicada:

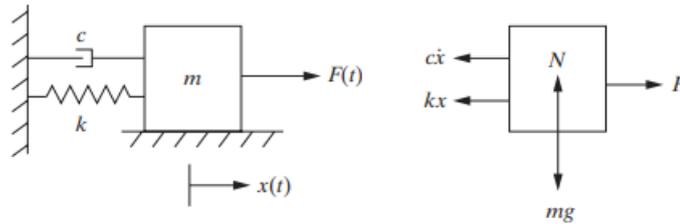


Figura 9 – Sistema massa-mola e DCL de um sistema submetido à força externa
Fonte: Inman (2014)

De acordo com Thomson (1997), a resposta de um sistema amortecido à força harmônica é diretamente influenciada pelo amortecimento presente no sistema. De modo geral, o amortecimento pode ser de dois tipos: amortecimento viscoso ou amortecimento estrutural. Para o primeiro caso, a resposta do sistema é atenuada ao longo do tempo, resultando em uma redução da amplitude. Já para o segundo caso, a resposta do sistema pode apresentar picos de amplitude em determinadas frequências, ou seja, as ressonâncias.

O comportamento de um sistema amortecido em relação à força harmônica é determinado pela relação entre as características do amortecimento e a frequência de excitação (THOMSON, 1997). A compreensão desses efeitos é fundamental para o projeto e análise de estruturas e sistemas que estejam sujeitos a forças harmônicas.

Como citado anteriormente, para um sistema que esteja sob efeitos de uma força externa F_0 , a equação de movimento é descrita pela equação 4 (RAO, 2008).

Thomson (1997) relata que equação harmônica descrita na equação 5 é uma solução particular da equação de movimento de um sistema amortecido à força harmônica. Nessa equação, $X_p(t)$ representa o deslocamento da massa em função do tempo, X é a variável que descreve a amplitude máxima do deslocamento, ω é a frequência angular da força harmônica, t representa a função do tempo e Φ é denominado como fase inicial.

Essa solução particular é útil para analisar o comportamento de sistemas sujeitos a forças harmônicas. A amplitude X e a fase inicial Φ podem ser determinadas com base nas condições iniciais do sistema e nas características do amortecimento (RAO, 2008). Através dessa equação, é possível estudar a resposta do sistema em termos de deslocamento, velocidade e aceleração em função do tempo.

2.2.2 Vibração Transversal de um Sistema

Segundo Rao (2011), o fenômeno da vibração transversal acontece quando um sistema mecânico tem oscilação perpendicular à sua direção principal, como por exemplo uma base

ou uma chapa metálica. Essa forma de vibração é particularmente importante no estudo de estruturas e componentes que estão sujeitos à ação de forças externas, como máquinas rotativas e entre outras estruturas comumente vistas na engenharia.

De acordo com Juvinal (2013), a análise dos efeitos da vibração transversal é fundamental para o entendimento do comportamento dinâmico desses sistemas, pois permite a identificação de frequências naturais, modos de vibração e possíveis pontos de falha. O conhecimento sobre a vibração transversal também é essencial para o desenvolvimento de técnicas de mitigação e controle de vibração, visando à segurança e ao desempenho adequado desses sistemas (JUVINALL, 2013).

Por outro lado, Den Hartog (1985) explica que a vibração transversal ocorre quando uma estrutura ou componente oscila perpendicularmente à sua posição de equilíbrio. Esse tipo de vibração é comumente encontrado em sistemas como pêndulos, vigas ou placas. Den Hartog (1985) ressalta ainda que para fins de engenharia, fazer a análise dos efeitos da vibração transversal permite avaliar a estabilidade e a integridade estrutural, bem como identificar pontos de ressonância e projetar estratégias para controle de vibrações.

Dentro do campo de estudo de vibrações, as forças transversais dinâmicas têm caráter destrutivo bem maiores do que as forças axiais dinâmicas, tendo em vista que as forças transversais são capazes de causar movimentos relativos de balanço muito maiores em elementos como parafusos, roscas internas e porcas (JUNKER, 1969). Junker (1969) destaca ainda que para efeitos de análise e estudo dos efeitos vibratórios transversais, existem máquinas e aplicações específicas para tal. A figura 10 representa um destes modelos:

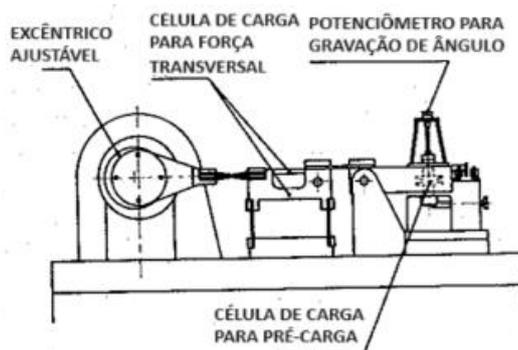


Figura 10 – Modelo de máquina vibratória para testes em vibração transversal
Fonte: Junker (1969)

O arranjo da figura 10 é usado para os testes com carregamento transversal puro (JUNKER 1969). Seguindo este raciocínio, Thomson (2019) relata que a vibração transversal é considerada mais nociva do que a vibração axial devido à forma como o fenômeno afeta a

estrutura do sistema. Enquanto a vibração axial é capaz de gerar desgaste ou danos localizados, a vibração transversal tende a gerar tensões e deformações em uma ampla região do sistema.

Essas tensões podem levar a falhas prematuras em componentes mecânicos, principalmente por fadiga de matéria e fraturas. Além disso, a vibração transversal também tem potencial para provocar ressonâncias indesejadas e amplificação dos níveis de vibração em algumas frequências específicas, levando à instabilidade dos sistemas mecânicos (THOMSON, 2019).

2.2.3 Resposta de um sistema amortecido ao Desbalanceamento Rotativo

Rao (2008, p. 113) explica que, “o desbalanceamento de máquinas rotativas é uma das principais causas de vibração”. Um exemplo desse tipo de máquina pode ser observado na figura 11:

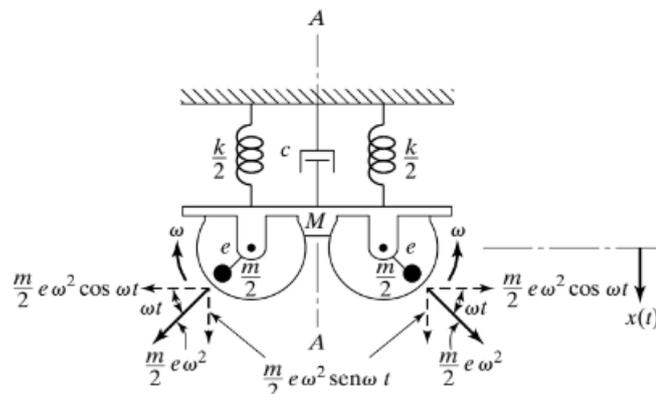


Figura 11 – Massas desbalanceadas em rotação
Fonte: Rao (2008)

Na figura 11, a massa total do sistema é M , com duas parcelas de massa $m/2$ que giram em sentidos contrários sob efeito de uma velocidade angular ω constante. Essa movimentação em sentido contrário faz com que as componentes horizontais de excitação das massas se anulem, ou seja, a excitação que ocorre na massa M é causada pela força centrífuga que age sobre cada massa $m/2$, representada por $(m\omega^2)/2$ (RAO, 2008).

Entretanto, Rao (2008) também esclarece que as componentes verticais somam-se e atuam ao longo do eixo de simetria anteriormente representado por A . Essa relação vertical pode ser compreendida, de forma mais clara, na figura 12:

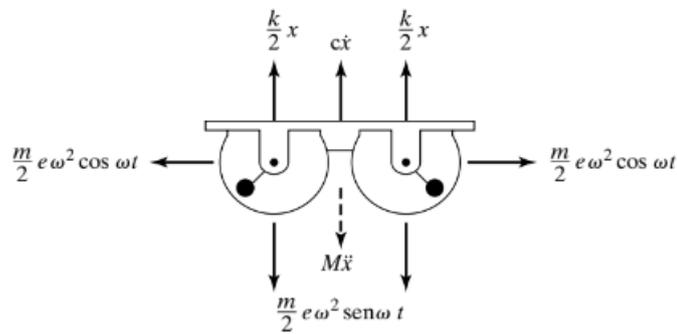


Figura 12 – Componentes verticais devido ao desbalanceamento rotativo
Fonte: Rao (2008)

Ao medir a posição angular das massas com base em uma posição horizontal, conforme a configuração geométrica da figura 12, a somatória da componente vertical de excitação pode ser expressa por $F(t) = me\omega^2 \sin \omega t$, dando origem a seguinte equação de movimento:

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = me\omega^2 \sin \omega t \quad (6)$$

As variáveis $me\omega^2$ podem ser descritas como a resposta F_0 para um sistema amortecido ao desbalanceamento rotativo, e a solução para a equação anterior pode ser expressa pela equação 7 (RAO, 2008):

$$x_p(t) = X \sin(\omega t - \Phi) \quad (7)$$

O conceito da amplitude de vibração, conforme Ewins (2000), está relacionado com a resposta do sistema amortecido ao desbalanceamento rotativo porque no desbalanceamento existe a presença de componentes vibratórios em diferentes frequências. A amplitude de vibração, definida como a magnitude do deslocamento máximo experimentado pelo sistema, é uma variável importante na análise dos efeitos do desbalanceamento rotativo de máquinas (EWINS, 2000).

Analogamente, Rao (2008) explica que a amplitude de vibração do eixo rotativo está diretamente relacionada com a razão de frequências $r = \omega/\omega_n$, conforme o gráfico da figura 13:

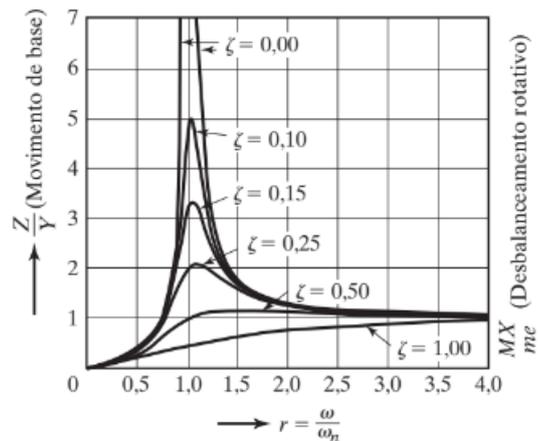


Figura 13 – Relação desbalanceamento rotativo por razão de frequências
Fonte: Rao (2008)

Através do gráfico da figura 13, tem-se a relação entre a razão de frequências $r = \omega/\omega_n$ e o desbalanceamento rotativo definido como (MX/me) , bem como a influência do fator de amortecimento com relação às amplitudes geradas no gráfico. Todas as amplitudes partem do valor zero, sendo o valor mais alto quando o sistema trabalha próximo de $r = 1$ (RAO, 2008).

2.3 Elementos de Fixação

Segundo Baumeister *et al* (1996) define os elementos de fixação como os elementos de máquinas responsáveis pela união de peças em estruturas e projetos mecânicos. Tais elementos incluem parafusos, porcas, pinos, roscas, arruelas e entre outros, os quais são utilizados para gerar forças de aperto necessárias para resistir à ação de forças externas ao sistema, mantendo a união dos seus componentes.

Além disso, os elementos de fixação devem ser selecionados conforme os seus critérios de aplicação, resistência à fadiga, rigidez e afins. A seleção adequada destes componentes é importante para garantir a integridade estrutural dos sistemas mecânicos em geral (FAULKNER *et al*, 1996).

Mott (2008) também destaca a importância do projeto e seleção correta destes elementos de fixação, pois eles são os responsáveis por manter a união estável entre componentes de sistemas mecânicos, levando em conta as distribuições de carga e condições de operação.

2.3.1 Parafusos

De acordo com Juvinal (2013, p. 229), “os parafusos são os tipos mais comuns de fixadores existentes, e a diferença entre eles está apenas na aplicação a que se destinam”. No campo de estudo dos elementos de fixação existem vários modelos de parafusos, que podem ser utilizados com porcas ou que podem ser acomodados em furos realizados nos componentes (JUVINALL, 2013). A figura 14 apresenta alguns modelos de parafusos:

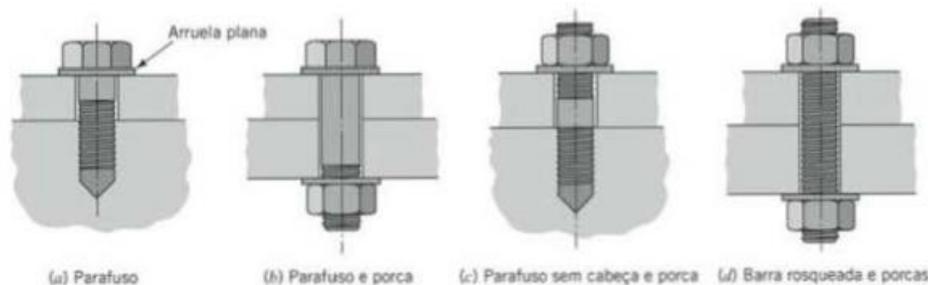


Figura 14 – Quatro tipos básicos de fixação por rosca
Fonte: Juvinal (2013)

Conforme a figura 14, alguns parafusos podem ser utilizados em conjunto com uma arruela plana, o que facilita a sua montagem e garante que o parafuso não seja instalado sem a sua arruela específica (JUVINALL, 2013).

Já os parafusos rosqueados em ambas as extremidades contam com uma porca para travar a rosca do parafuso, evitando o afrouxamento do elemento. Esse modelo de parafuso é o de mais comum utilização na fixação de componentes de máquinas (JUVINALL, 2013).

Analogamente, Shigley (2011) aborda que estes elementos de fixação estão diretamente relacionados com a segurança e confiabilidade das estruturas e dos sistemas mecânicos, ou seja, os parafusos devem ser dimensionados levando em consideração aspectos como tensões de tração e cisalhamento, particularidades do projeto e quais as cargas de serviço que atuarão nas uniões parafusadas, para garantir a seguridade do sistema.

Conforme Harris (2013), os parafusos podem ser utilizados em ambientes com vibração e carga dinâmica, desde que sejam devidamente dimensionados e aplicados com a pré-carga adequada para evitar o afrouxamento sob condições adversas. Eles são projetados para resistir tanto a forças de tração quanto de cisalhamento, o que torna estes elementos de máquinas adequados para diversas aplicações de engenharia. Além disso, o uso de arruelas, porcas auto travantes e sistemas de travamento pode aumentar a segurança e a durabilidade destas estruturas (HARRIS, 2013).

Outro aspecto importante no projeto de parafusos, conforme discutido por Mobley (2002), é a escolha correta do material e do acabamento superficial, que deve ser compatível com o ambiente em que o parafuso será utilizado. Parafusos feitos de materiais resistentes à corrosão, como aço inoxidável, são recomendados para aplicações em que o componente esteja exposto a umidade ou agentes químicos, melhorando assim a sua vida útil. Além disso, o processo de aplicação do torque também influencia diretamente no desempenho do parafuso, pois um torque inadequado pode causar a deformação excessiva ou o afrouxamento da fixação ao longo do tempo (MOBLEY, 2002).

2.3.2 Porcas

Segundo Shigley (2011), as porcas são elementos de máquinas utilizadas em conjunto com os parafusos, com o objetivo de fortalecer a união entre peças e componentes mecânicos. Esse fortalecimento acontece porque as porcas geram forças de aperto extra aos parafusos, proporcionando maior segurança e resistência.

As porcas também devem ser devidamente selecionadas conforme as características do projeto, considerando fatores como o formato das roscas e o encaixe gerado com os parafusos. Para tal, o dimensionamento correto e a seleção adequada de materiais destes componentes estão diretamente relacionadas com a aplicação do projeto (SHIGLEY, 2011).

Segundo Juvinal (2013), para que a união parafuso-porca seja estável é necessário que a carga de aperto inicial, conhecida como pré carga, esteja previamente apertada de modo que exista uma tensão suficiente para evitar com que o parafuso se solte quando submetido aos efeitos da vibração.

Shigley (2011, p. 434) relata que “o propósito de um parafuso de porca é travar duas ou mais partes juntas”. Uma conexão parafuso-porca pode ser observada conforme a figura 15:

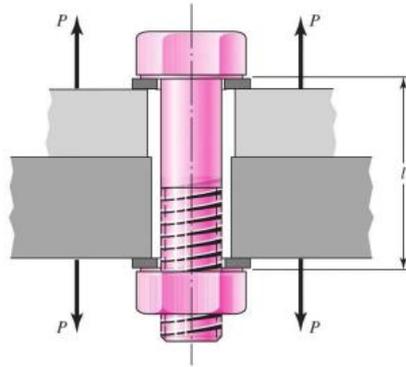


Figura 15 – Conexão parafuso-porca sob tensão
Fonte: Shigley (2011)

Shigley (2011) indaga que a pré carga inicial, através da tensão de compressão gerada por meio da rotação do parafuso, ajuda a evitar o movimento relativo entre as superfícies em contato, melhorando consideravelmente a resistência a fadiga e a capacidade de carga da união. A intensidade da pré carga inicial depende de fatores como o tipo de aplicação, características dos materiais e as características de projeto (SHIGLEY, 2011).

2.3.3 Juntas Parafusadas

De acordo com Shigley (2011), as juntas parafusadas são amplamente utilizadas para conectar peças e componentes mecânicos. Esse tipo de junta é composto por parafusos, porcas e arruelas, que atuam em conjunto para estabelecer uma conexão resistente e confiável. Existem diversas maneiras de fixar componentes e peças uns aos outros, mas a grande vantagem das juntas parafusadas está na sua simplicidade, baixo custo, e fácil manuseio quanto à montagem e desmontagem (GUIA, 2003).

Shigley (2011) relata que a importância do dimensionamento correto, a seleção adequada de materiais, os tipos de carga envolvidos e as aplicações práticas são parâmetros fundamentais para garantir a integridade estrutural destes elementos. Uma representação de junta parafusada é destacada na figura 16:

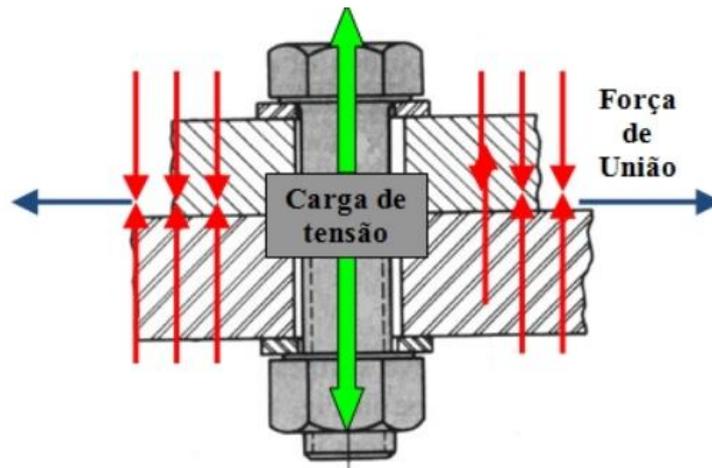


Figura 16 – Junta parafusada
Fonte: Ensus (2018)

A exemplo da figura 16, Juvinal (2013) destaca a importância de considerar a interação entre os elementos de fixação e os componentes que serão unidos.

2.3.4 Perda de torque em Juntas Parafusadas

Mott (2008) define a perda de torque em juntas parafusadas como uma redução na tensão de aperto que conseqüentemente leva à perda da pré carga inicial, causando a separação da junta. Se a junta for exposta a cargas externas que excedem a pré-tensão estabelecida, a tensão no parafuso aumenta consideravelmente, fazendo com que a união parafuso-porca fique comprometida (GUIA, 2003).

Analogamente, Shigley (2011) destaca as possíveis causas que podem contribuir para a perda do torque de aperto. Fatores como a fluência dos materiais e deslizamento de contato são citados, e devem ser levados em conta. A perda de torque em juntas parafusadas está relacionada a fatores como deformação elástica de materiais, afrouxamento de tensões e atrito entre as partes unidas. Todos esses fatores contribuem na redução da tensão de aperto que leva à perda da pré carga aplicada inicialmente (MOTT, 2008).

Sarl (2010) indaga que existem testes que podem ser feitos para avaliar e compreender melhor a perda de torque em juntas parafusadas. O teste Junker é capaz de avaliar as características de afrouxamento das juntas, quando estas estão sob efeitos de vibração transversal.

Baseada nas descobertas de Junker (1969), o objetivo do teste é fazer a avaliação de capacidade de uma junta parafusada resistir à soltura e manter sua pré carga inicial. Além disso, fatores como relaxamento de tensões e fadiga do material são objetos de estudo, com o

objetivo de desenvolver estratégias de projeto e aplicação de juntas parafusadas mais confiáveis e íntegras (SARL, 2010). Uma máquina de testes Junker pode ser vista na figura 17:



Figura 17 – Máquina de teste de vibração Junker
Fonte: Sarl (2010)

As causas e efeitos do afrouxamento de juntas parafusadas podem ser melhor compreendidos na máquina de testes de vibração transversal representada pela figura 17. A ação de cargas externas e o comprimento do parafuso utilizado são potenciais fatores que influenciam diretamente na perda de torque destas juntas parafusadas (SARL, 2010).

3 METODOLOGIA

3.1 Tipo de Pesquisa

De acordo com Ander-Egg *apud* Lakatos & Marconi (2003, p. 155), o conceito de pesquisa pode ser definido como um “procedimento reflexivo sistemático, controlado e crítico, que permite descobrir novos fatos ou dados, relações ou leis, em qualquer campo do conhecimento”. A pesquisa também pode ser desenvolvida gradativamente, relacionando tópicos dentro de uma estrutura formal e explorando métodos de pensamento reflexivos, levantamento de hipóteses, coleta de dados e posteriormente análise dos relatórios de resultados (LAKATOS & MARCONI, 2003).

A classificação das pesquisas pode ser feita quanto à sua abordagem, procedimentos técnicos e quanto aos seus objetivos, que compõem três grupos distintos: estudos exploratórios, estudos descritivos e estudos explicativos, ou seja, que tratam da verificação de hipóteses (SELLTIZ *apud* GIL, 2008).

Quanto à sua abordagem, podem ser do tipo quantitativas ou qualitativas. Segundo Lakatos & Marconi (2003), a pesquisa quantitativa tem como objetivo principal obter resultados que possam ser quantificados, por isso é caracterizada pela coleta e análise de dados numéricos, através da utilização de técnicas estatísticas e matemáticas para relacionar e interpretar a relação entre variáveis.

Já a pesquisa qualitativa, ainda segundo Lakatos & Marconi (2003), tem como foco a coleta de dados descritivos e interpretativos, buscando compreender o fenômeno estudado. Também se concentra na análise de conteúdo e estudos de caso, valorizando as particularidades do fenômeno estudado e as interações dos objetos de estudo envolvidos.

Do ponto de vista dos objetivos, a pesquisa exploratória, segundo Gil (2008, p. 28), “têm como principal finalidade desenvolver, esclarecer e modificar conceitos e ideias, tendo em vista a formulação de problemas mais precisos ou hipóteses pesquisáveis para estudos posteriores”. Além do estudo do fenômeno, a pesquisa exploratória tem como objetivo propor melhorias, intervenções ou até mesmo a solução do problema em questão (LAKATOS & MARCONI, 2003).

Já a pesquisa descritiva, conforme Vergara (2016), é aquela que busca descrever características de determinada população ou fenômeno, ou seja, fazer uma análise do fenômeno como ele acontece, sem intervir ou procurar causas. Além disso, também visa

compreender e documentar as características e peculiaridades do objeto de estudo (LAKATOS & MARCONI, 2003).

A terceira forma de classificar uma pesquisa é como pesquisa explicativa, que segundo Gil (2008), tem como objetivo explicar o fenômeno investigado e considerar os fatores que influenciam o objeto de estudo, mas sem propor qualquer tipo de solução prática. Por fim, a classificação quanto aos procedimentos está diretamente relacionada à forma com que os dados serão coletados, entre as quais pode-se listar pesquisa documental, experimental, estudo de caso, levantamento e bibliográfica como as mais comuns.

Além disso, este presente trabalho pode ser enquadrado dentro da classificação explicativa, bibliográfica e estudo de múltiplos casos. Explicativa e bibliográfica pelo fato de que o estudo do fenômeno tem como base artigos e livros, com o objetivo de explicar e comparar os diversos fatores causadores da perda de torque em diferentes situações sem propor quaisquer tipos de intervenção. Já a característica do estudo de múltiplos casos se dá pelo fato de comparar dez abordagens de dez artigos e autores diferentes.

3.2 Materiais e Métodos

De acordo com Lakatos & Marconi (2003, p. 83), o conceito de método pode ser descrito como “o conjunto das atividades sistemáticas e racionais que, com maior segurança e economia, permite alcançar o objetivo - conhecimentos válidos e verdadeiros -, traçando o caminho a ser seguido, detectando erros e auxiliando as decisões do cientista”.

A figura 18 ilustra o fluxograma dos procedimentos metodológicos que serão seguidos:

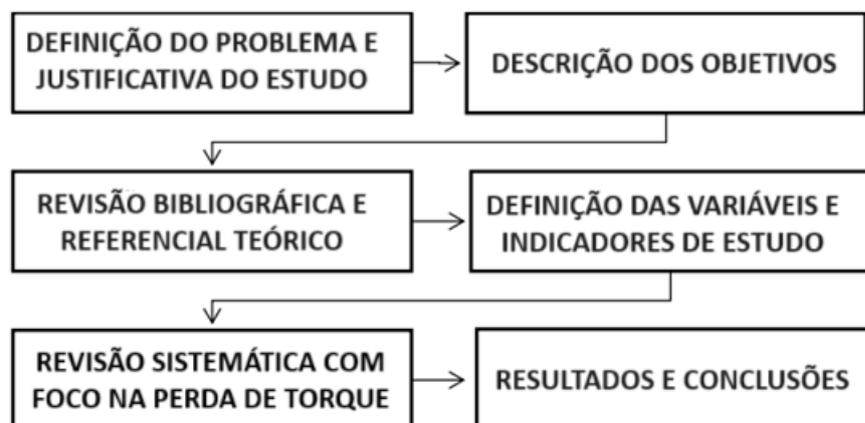


Figura 18 – Fluxograma do desenvolvimento do trabalho
Fonte: Pesquisa direta (2023)

A figura 18 descreve as etapas e o desenvolvimento dos procedimentos metodológicos que serão utilizados ao longo da pesquisa, que vão desde a definição do problema e a justificativa do porquê o estudo está sendo feito, até o desenvolvimento da análise sistemática, resultados e conclusões.

3.3 Variáveis e Indicadores

De acordo com Lakatos & Marconi (2003), as variáveis são características ou propriedades que podem ser mensuradas, quantificadas ou qualificadas dentro de uma pesquisa. Elas representam os elementos-chave que estão sendo investigados e podem variar em diferentes situações ou contextos. Gil (2008), completa ainda que as variáveis podem ser de natureza qualitativa, como características pessoais, atitudes e opiniões, ou de natureza quantitativa, como idade, renda, quantidade, entre outras.

Em uma pesquisa, as variáveis podem ser independentes, que são aquelas que o pesquisador manipula ou investiga para verificar seu efeito sobre outras variáveis, e dependentes, que são aquelas que são afetadas pelas variáveis independentes (GIL, 2008).

Por outro lado, os indicadores são elementos que permitem a leitura, mensuração ou a qualificação de uma variável, ou seja, são definidas como expressões concretas e observáveis que refletem o fenômeno ou conceito que está sendo investigado durante a pesquisa (LAKATOS & MARCONI, 2003). Em pesquisas quantitativas, os indicadores podem ser dados numéricos, enquanto em pesquisas qualitativas, os indicadores podem ser representados por meio de narrativas, descrições, citações e entre outros (VERGARA, 2016).

De modo geral, as variáveis dessa pesquisa serão mensuradas através de indicadores, considerando o embasamento teórico de cada artigo. A tabela 1 mostra como serão definidas:

Tabela 1: Definição das variáveis e indicadores da pesquisa

VARIÁVEIS	INDICADORES
Juntas Parafusadas	Frequência de Vibração
Vibração Transversal	Perda de Torque
	Amplitude de Vibração

Fonte: Pesquisa direta (2023)

3.4 Instrumento de Coleta de Dados

O instrumento de coleta de dados para este trabalho é baseado na utilização de um conjunto de artigos, com o objetivo de realizar uma análise sistemática de dez artigos de diferentes autores, bem como explorar as diferentes formas de abordar o comportamento das juntas parafusadas em cada estudo.

Uma revisão sistemática é um método de pesquisa estruturado para avaliar e pontuar de forma crítica a literatura existente sobre um determinado tema. Diferente de uma revisão bibliográfica tradicional, a análise sistemática inclui a definição clara de critérios de inclusão e exclusão, além da análise detalhada dos resultados. O propósito geral desta análise foi baseado em identificar as abordagens mais comuns para investigar a perda de torque, realizando a identificação de padrões, tendências, conceitos-chave ou tópicos recorrentes nos artigos. A ideia central foi comparar as diferentes metodologias para o estudo da perda de torque e suas implicações para a compreensão do fenômeno.

O que se pretende alcançar com essa análise é destacar os principais achados dos estudos e suas contribuições para o conhecimento sobre o tema. Analogamente, adotando um caráter de pesquisa explicativa, é possível que a abordagem comparativa entre os artigos esclareça são os principais fatores contribuintes para a perda de torque em parafusos, quando submetidos aos efeitos de vibração.

As variáveis selecionadas incluirão parâmetros relevantes relacionados à conexão parafuso - junta, como frequência de excitação, amplitude da vibração e torque de aperto dos parafusos. Todas essas variáveis serão levadas em conta na análise comparativa da perda de torque em diferentes situações, buscando compreender as condições de vibração que afetam as juntas parafusadas em ambientes reais. A análise dos resultados se concentra nas descobertas finais de cada estudo, ou seja, com foco no que os pesquisadores descobriram em termos de resultados e interpretações sobre o comportamento das juntas parafusadas sob diferentes condições de vibração.

Os artigos foram selecionados por meio de uma metodologia robusta para garantir a validade e a relevância dos resultados. Palavras e expressões chaves como perda de torque, auto afrouxamento, vibração transversal, juntas parafusadas, carga transversal, pré carga e entre outras, foram consideradas no momento da escolha dos artigos. Além disso, os métodos de pesquisa utilizados pelos autores dos artigos, a exemplo da análise teórica, análise de

elementos finitos e experimentos em bancada baseados no modelo original de Junker, também foram critérios para seleção dos artigos.

Da mesma maneira, alguns critérios de exclusão também foram utilizados, como por exemplo literaturas de difícil entendimento e equações de difícil compreensão. Este trabalho buscou abordar modelos simplificados, mas com relevância na aplicação afim de sistematizar variáveis significativas para o fenômeno da perda de torque.

3.5 Tabulação dos Dados

Os dados obtidos serão apresentados da seguinte maneira:

- **Classificação dos Dados:** Classificar os dados coletados de acordo com as variáveis estudadas permite agrupar os dados de forma correta para análises posteriores. Essa classificação poderá ser aplicada nas variáveis ciclos de vibração, amplitude de vibração, torque de aperto e entre outros, por exemplo;
- **Gráficos e Diagramas:** A utilização de gráficos adequados será útil para visualizar e comparar as diferentes condições e variáveis estudadas;
- **Destaque das Tendências e Padrões:** Utilizar os gráficos do item anterior para destacar as tendências e padrões importantes percebidos no estudo comparativo entre os artigos.

3.6 Considerações Finais do Capítulo

No presente capítulo, foram detalhadas as etapas fundamentais para a concretização desta pesquisa, destacando-se a definição da metodologia que será utilizada no estudo comparativo da perda de torque em parafusos. A sequência lógica das etapas de desenvolvimento que foram definidas anteriormente estão alinhados com o objetivo proposto neste estudo, buscando compreender as diferentes condições vibratórias que afetam as juntas parafusadas em situações reais. No capítulo que virá a seguir, serão feitas as análises comparativas entre diferentes artigos que abordam a perda de torque em parafusos.

4 RESULTADOS

Na análise sistemática dos trabalhos selecionados, foram exploradas as semelhanças e diferenças fundamentais entre os estudos e as metodologias, além dos resultados e discussões atingidos. A principal semelhança entre os artigos selecionados é que as pesquisas foram conduzidas seguindo as metodologias e o modelo experimental de Gerhard H. Junker (1969), que propôs pela primeira vez que a carga transversal tinha maior probabilidade de causar afrouxamento do que a carga axial, cuja vibração axial causaria apenas o aumento e diminuição cíclicos da tensão do parafuso, mas não causaria a diminuição contínua da tensão do parafuso.

O estudo comparativo terá como base as referências da tabela 6:

Tabela 6 – Artigos selecionados para a análise comparativa

ARTIGO	REFERÊNCIA
D)	JUNKER, G. H. New criteria for self-loosening of fasteners under vibration. SAE Transactions, v. 78, 1969. Reprinted in March 1971.
II)	KSENTINI, O.; BAILI, M.; SAINTUBERT, B. Experimental study of bolted joint self-loosening under transverse load. Springer International Publishing Switzerland, 2014.
III)	YING, L.; CHEN, M.; WANG, C.; XIE, H.; SUN, C. Experimental study on behavior of time-related preload relaxation for bolted joints subjected to vibration in different directions. Tribology International, v. 142, 2020.
IV)	ZADOKS, R. I.; YU, X. An investigation of the self-loosening behavior of bolts under transverse vibration. Academic Press Limited, 1997.
V)	GONG, H.; JIANHUA, L. Review on anti-loosening methods for threaded fasteners. School of Mechanical Engineering, China, 2021.
VI)	FRIEDE, R.; LANGE, J. Self-loosening of prestressed bolts. Technische Universität Darmstadt, Germany, 2009.
VII)	YAN, C.; SUN, Y.; LI, S.; LIU, H. Self-loosening failure analysis of bolt joints under vibration considering the tightening process. Dalian University of Technology, China, 2017.
VIII)	GONG, H.; LIU, J. Some factors affecting the loosening failure of bolted joints under vibration using finite element analysis. Journal of Mechanical Engineering Science, 2017.
IX)	ZHIBIN, L.; HAO, G.; JIANHUA, L. Study on self-loosening mechanism of bolted joint under rotational vibration. Tribology International, v. 161, 2021.
X)	GONG, H.; LIU, J.; WANG, L.; LI, Z.; YANG, S. Study on the mechanism of preload decrease of bolted joints subjected to transversal vibration loading. Journal of Engineering Manufacture, 2019.

Fonte: Próprio autor (2024)

I) No artigo de Junker (1969), a teoria da perda de torque de conexões parafusadas pré-carregadas quando submetidas a vibração é discutida. Do ponto de vista das abordagens metodológicas, este primeiro estudo, intitulado em português como “Novos Critérios para Auto Afrouxamento de Fixadores sob Vibração” é o principal artigo desta análise e o grande motivador do estudo em questão, não só deste trabalho, mas também de todos os outros artigos explorados.

Com esta pesquisa, a importância da perda de torque como causa de falha é explicada e é fornecida uma orientação de projeto para evitar o auto afrouxamento. Os métodos de teste são descritos e discutidos com o objetivo de propor métodos de teste científicos e sofisticados, bem como um teste de inspeção simplificado. Não é intenção deste autor, neste primeiro artigo, comparar o desempenho de elementos auto travantes.

Como as juntas carregadas transversalmente estão mais sujeitas ao fenômeno da perda de torque, o procedimento de teste sugerido imita estas condições reais. As primeiras tentativas foram feitas com um dispositivo composto por duas partes fixadas entre si pelo corpo de prova, com células de carga e captador de deslocamento para registrar carga transversal, pré carga e deslocamento. O produto, força transversal vezes deslocamento, foi chamado de energia vibratória (JUNKER, 1969).

Um modelo de máquina é então projetado para gerar um movimento de deslizamento transversal entre duas peças fixadas por meio de um excêntrico ajustável. A figura 19 representa os principais arranjos utilizados para os testes com carregamento transversal:

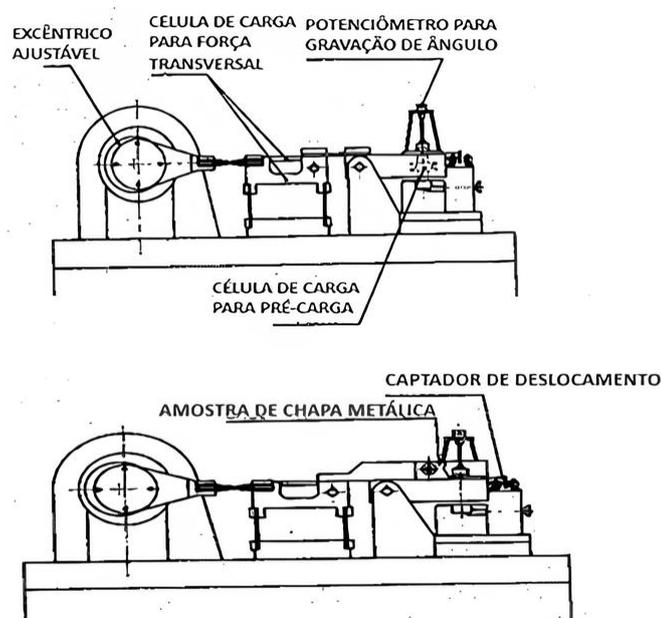


Figura 19 – Diferentes possibilidades de aplicação da máquina de vibrações
Fonte: Junker (1969)

Com base no modelo da figura 19, para testar a máquina e avaliar as possibilidades e limitações dos diversos métodos de ensaio, medição e registro, os corpos de prova foram restritos a parafusos não travantes de diferentes tolerâncias de rosca (com e sem arruelas de pressão) e a dois tipos de parafusos auto roscantes de giro livre. Os métodos de teste e máquina descritos podem ser usados para testar todos os tipos de porcas auto travantes e também parafusos auto travantes (JUNKER, 1969).

Já com relação aos resultados, constatou-se que vários valores característicos do processo podem ser medidos durante o teste, incluindo a pré carga, a força transversal, e o deslocamento. A máquina descrita também é adequada para trabalhos de pesquisa adicionais para estudar o mecanismo da perda de torque. Segundo Junker (1969), os seguintes detalhes devem ser definidos antes da especificação da realização de um método de teste padrão:

- A. Influência do comprimento do parafuso;
- B. Desempenho das porcas testadas;
- C. Limite de resistência à vibração, isto é, depois de quantos ciclos a auto rotação de um fixador ou a perda de pré carga chegam ao repouso;
- D. Influência da dureza das peças fixadas e especificação de arruelas de teste padrão;

De especial interesse é a determinação do número de ciclos após os quais não ocorre o fenômeno da perda de torque. Além disso, devem ser realizados testes para estabelecer a influência de forças sobrepostas que não sejam forças transversais (JUNKER, 1969).

Os resultados, portanto, serão considerados apenas como um meio para a demonstração do funcionamento da máquina vibratória e para a discussão de vários métodos de teste possíveis. Uma análise de valor abrangendo todos os fatores mencionados acima mostrará qual elemento de travamento é o ideal para a aplicação real.

Em II), Ksentini *et al.* (2014) aborda um estudo sobre a perda de torque de juntas parafusadas quando submetidas a um carregamento transversal, utilizando o método da análise experimental. Para obter o afrouxamento da junta do parafuso, uma carga dinâmica transversal foi gerada para superar a carga de atrito sob a porca ou sob a cabeça do parafuso, de modo que a porca e/ou o parafuso deslizassem. A configuração experimental é mostrada na figura 20:

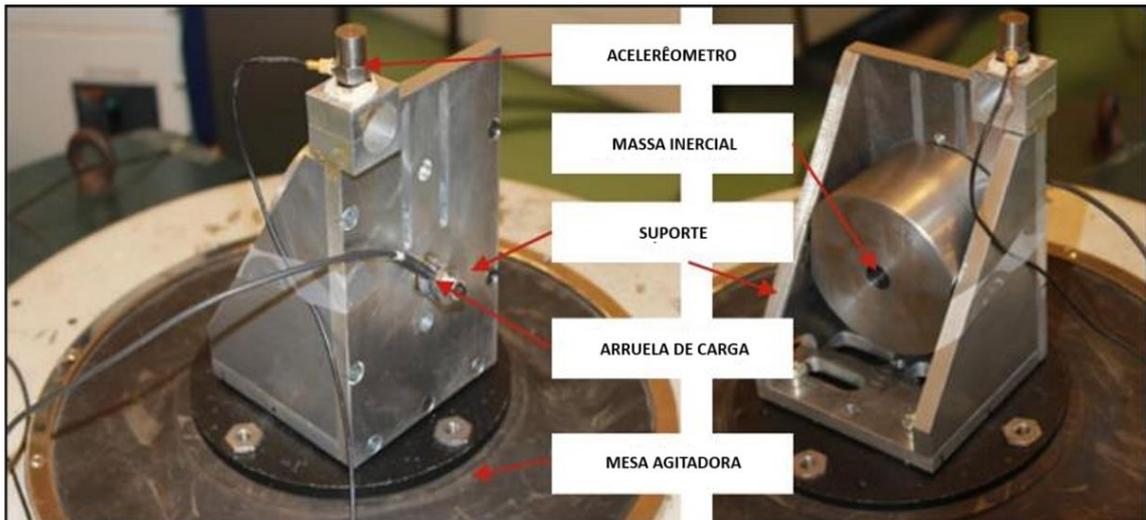


Figura 20: Modelo experimental do segundo artigo
 Fonte: Ksentini *et al.* (2014)

O modelo experimental consiste principalmente de uma massa presa por um parafuso e movida por um agitador. As diferentes cargas estão resumidas na figura 21:

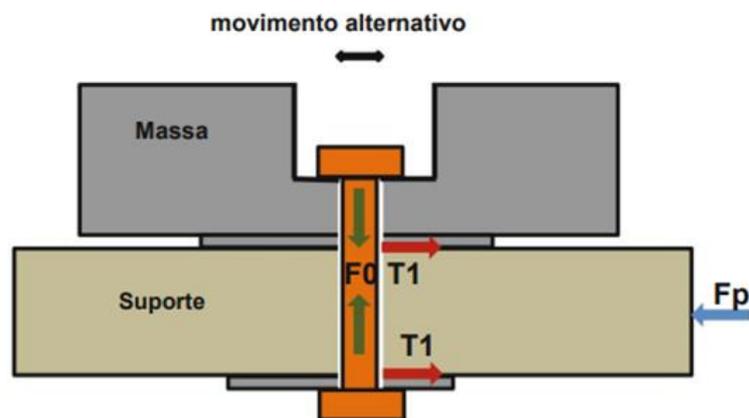


Figura 21: Cargas atuantes no modelo experimental do segundo artigo
 Fonte: Ksentini *et al.* (2014)

A teoria presente na figura 21 é a de que uma carga inercial leva ao deslizamento da massa no suporte, assim o parafuso dobra sob o deslizamento da massa e gera cargas de cisalhamento que podem levar a um deslizamento transversal da cabeça ou da porca. Do mesmo modo, a pré carga do parafuso gera pressão na rosca, o que gera um torque na direção de afrouxamento (KSENTINI *et al.*, 2014).

Ainda em relação a metodologia utilizada, a figura 22 apresenta todos os equipamentos de medição:

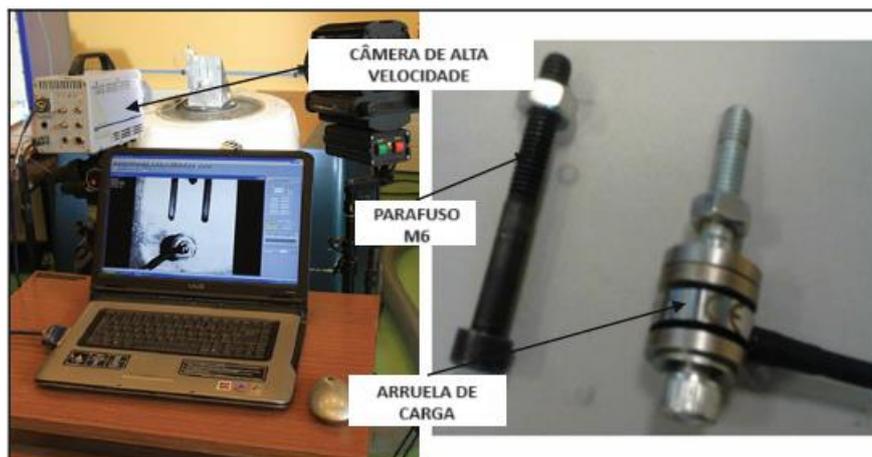


Figura 22: Equipamentos de medição do segundo artigo
Fonte: Ksentini *et al.* (2014)

A arruela de carga consiste em um medidor de tensão, projetado para a medição de resistência à compressão estática e dinâmica. Esse tipo de componente é especialmente adequado para monitorar esforços na produção de máquinas, e o sensor foi colocado entre a porca e o suporte para monitorar a carga axial do parafuso e a variação de acordo com o tempo.

Uma câmera de alta velocidade foi usada para tirar um grande número de fotos por segundo, para detectar com maior precisão a rotação da porca ou do parafuso. Agulhas indicadoras foram colocadas no parafuso e na porca para facilitar a medição desta rotação. O conjunto foi levado a vibrar na direção transversal e todos os testes foram realizados em frequência fixa de 52 Hz com aumento progressivo da amplitude de vibração. A amplitude do agitador foi medida por um acelerômetro.

Com relação aos resultados, primeiramente abordam-se os resultados obtidos no caso de um parafuso tratado. Em seguida é discutida a influência do tipo de parafuso no comportamento dinâmico da montagem. A Figura 23 mostra a variação da carga axial medida pela arruela de carga para um parafuso tratado.

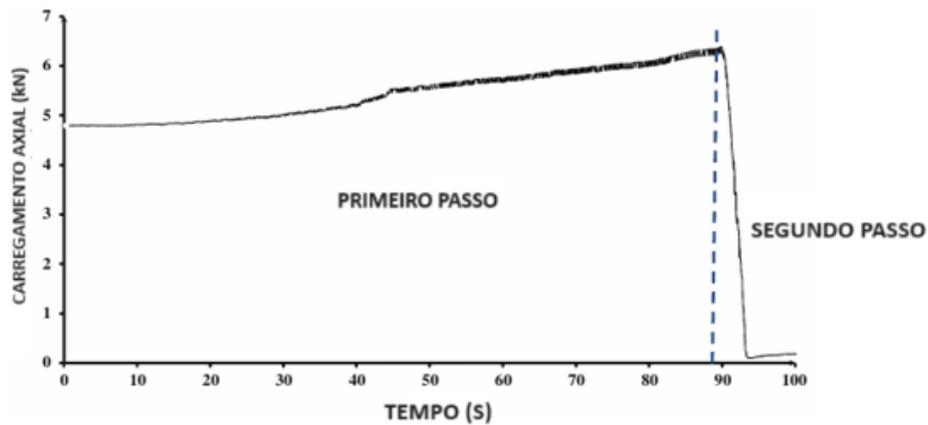


Figura 23: Variação da carga axial
Fonte: Ksentini *et al.* (2014)

Na figura 23, duas etapas podem ser vistas. A princípio, apesar da aceleração crescente, não há variação real da carga axial. Quando a carga inercial se torna maior que as forças de atrito, o parafuso desliza e gira na direção de afrouxamento (KSENTINI *et al.*, 2014).

A massa pode girar no sentido de rosqueamento ou desenroscamento, mas na maioria dos testes, girou no sentido de rosqueamento, o que poderia levar ao aumento da pré carga. A diminuição da pré carga foi uma evidência do fenômeno de afrouxamento. A câmera rápida forneceu 50 imagens por segundo do experimento, e as agulhas colocadas no parafuso e na porca ajudaram a mostrar quando e onde ocorreu o afrouxamento. A maioria dos resultados mostrou que o afrouxamento resultou da rotação do parafuso. Assim, no início deste fenômeno houve rotação do parafuso no sentido de afrouxamento sem qualquer rotação da porca (KSENTINI *et al.*, 2014).

A figura 24 mostra a rotação do parafuso e da porca:

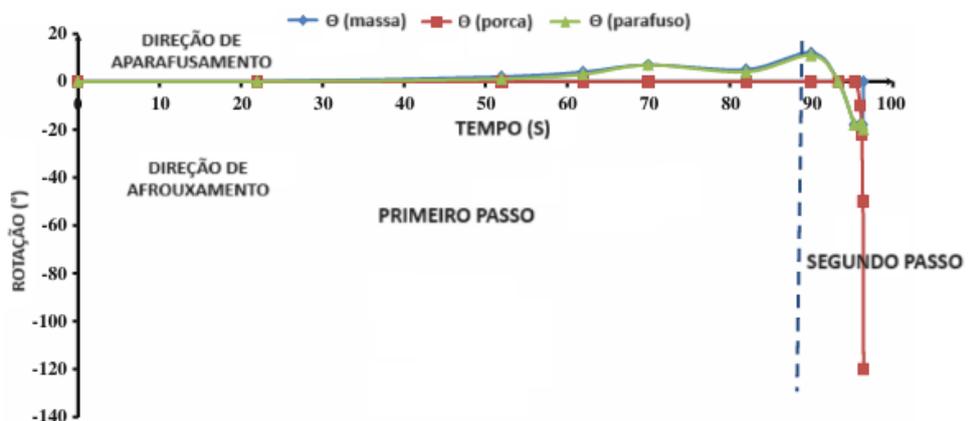


Figura 24: Rotação do parafuso e da porca
Fonte: Ksentini *et al.* (2014)

Na figura 24, existem duas fases de interesse no que diz respeito aos resultados: a primeira corresponde à rotação do parafuso no sentido do aparafusamento, o que leva ao aumento da pré carga, e a segunda etapa corresponde ao início do fenômeno de afrouxamento, no qual o parafuso e a porca giram no sentido de desaparafusamento.

Segundo Ksentini *et al.* (2014), pode-se concluir que a perda de torque resulta principalmente do deslizamento das peças, onde a massa, deslizando sob o suporte, faz com que o parafuso dobre. Para mostrar a influência do coeficiente de atrito, foram realizados vários testes elaborados para dois tipos de parafusos, galvanizado e parafuso tratado. A variação da carga axial para os dois casos é mostrada na figura 25:

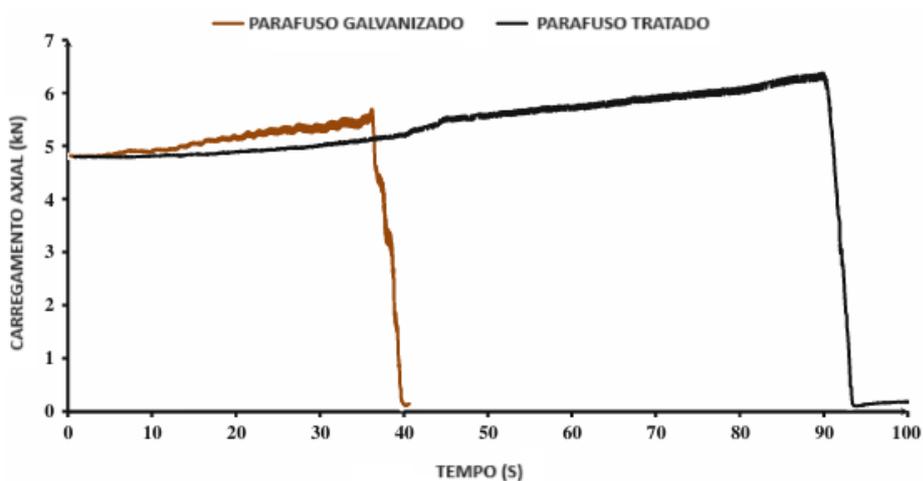


Figura 25: Variação da carga axial para dois tipos de parafuso
Fonte: Ksentini *et al.* (2014)

A figura 25 demonstra que o tempo de afrouxamento para o parafuso galvanizado foi menor do que o tratado. Isto pode ser explicado pelo coeficiente de atrito, que foi menor para o parafuso galvanizado. Todos os experimentos mostram que a perda de torque acontece sempre com parafusos galvanizados.

Os parafusos galvanizados tendem a se soltar mais facilmente do que os parafusos não revestidos, fazendo com que o uso desse primeiro tipo de parafuso em estruturas sujeitas a esforços dinâmicos ou vibrações tenha um risco de afrouxamento maior. Isto pode ser explicado pelo baixo coeficiente de atrito associado ao tratamento superficial de galvanização, que reduz o risco de corrosão no custo da confiabilidade da montagem (KSENTINI *et al.*, 2014).

Em III, Ying *et al.* (2020) descreve um estudo sobre o comportamento da perda de pré carga relacionado com o tempo, em juntas parafusadas sujeitas à vibração em diferentes

direções. Através de uma abordagem experimental, dois tipos de amostra com um único parafuso são projetados para simular as vibrações axiais e transversais.

A influência significativa da vibração transversal na perda de pré carga é estudada, e os principais fatores são amplitude, frequência e torque de aperto inicial. Os resultados do estudo fornecem uma base para o projeto ideal de juntas parafusadas e melhoria da qualidade da montagem (YING *et al*, 2020).

Para elucidar o mecanismo de relaxamento da pré carga do parafuso sob diferentes modos de vibração, foram desenvolvidos corpos de prova axiais e tangenciais com um único parafuso, conforme mostrado na figura 26:

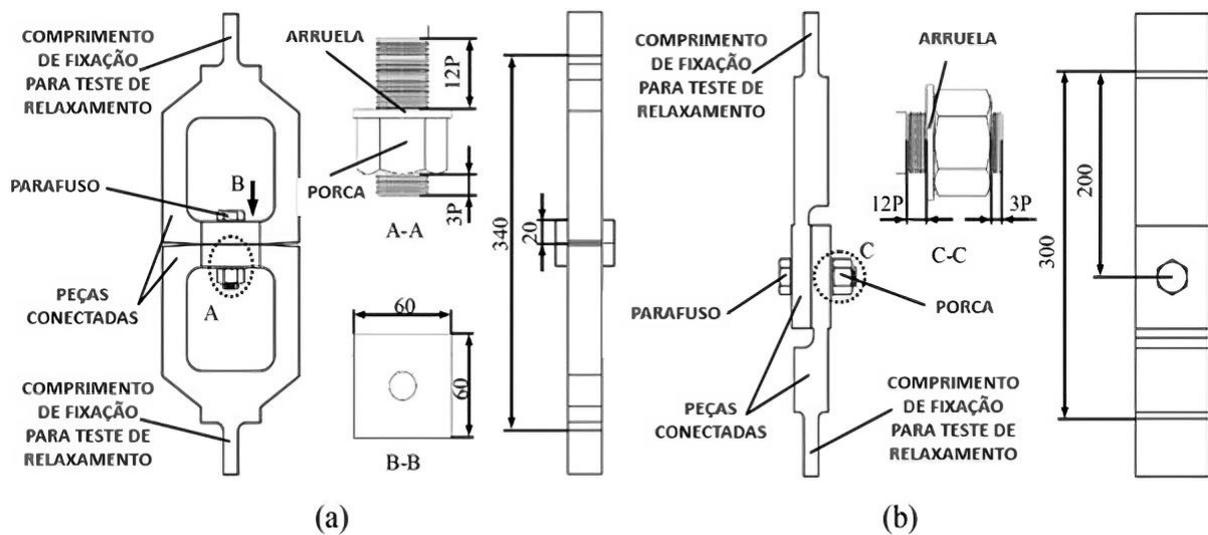


Figura 26: (a) Estrutura axial e (b) Estrutura transversal
Fonte: Ying *et al*. 2020

Para realização dos testes, os parafusos utilizados foram de aço inoxidável com diâmetro nominal de 16mm, e a força de pré aperto dos parafusos foi controlada com precisão. Três fatores importantes que afetam o relaxamento da pré carga das juntas parafusadas foram previamente considerados, como o momento de aperto inicial T , a amplitude A e a frequência f (YING *et al*, 2020).

Além disso, um método de controle variável foi aplicado para avaliar a evolução do relaxamento da força de pré aperto de juntas parafusadas submetidas a vibrações transversais ou axiais. Para estabelecer um modelo matemático para descrever o relaxamento de pré carga de juntas parafusadas, uma série de ensaios de fator único foram projetados, conforme tabela 2:

Tabela 2: Condições de testes do experimento

N.º	Fator e nível		
	Momento de aperto inicial (Nm)	Amplitude (kN)	Frequência (Hz)
Teste 1	130	6	6
Teste 2	140	6	6
Teste 3	130	8	6
Teste 4	130	6	8

Fonte: Ying *et al.* 2020

O teste 1 é um experimento de controle e as condições foram definidas da seguinte forma: $T = 130$ Nm, $A = 6$ kN, $f = 6$ Hz. Na sequência, três testes foram definidos da seguinte forma:

- (1) $T = 140$ Nm, $A = 6$ kN, $f = 6$ Hz;
- (2) $T = 130$ Nm, $A = 8$ kN, $f = 6$ Hz;
- (3) $T = 130$ Nm, $A = 6$ kN, $f = 8$ Hz.

Em comparação com o Teste 1, os efeitos do torque de aperto inicial, amplitude e frequência no relaxamento da pré carga de um parafuso foram analisados qualitativamente. Como principal fator que afeta o relaxamento da pré carga dos parafusos de montagem de estruturas de engenharia, o torque de aperto inicial, amplitude e frequência foram definidas como variáveis independentes nos testes.

Do ponto de vista dos resultados obtidos, inicialmente constatou-se que a importância da influência da vibração axial ou transversal no comportamento de relaxação de juntas parafusadas pode ser determinada por um parâmetro adimensional conhecido como grau de relaxação. Este parâmetro representa a relação entre a pré carga residual e a pré carga inicial (YING *et al.* 2020).

Nesse sentido, também foram analisados o efeito de diferentes fatores no relaxamento da pré carga. Uma conclusão pode ser facilmente obtida na figura 27:

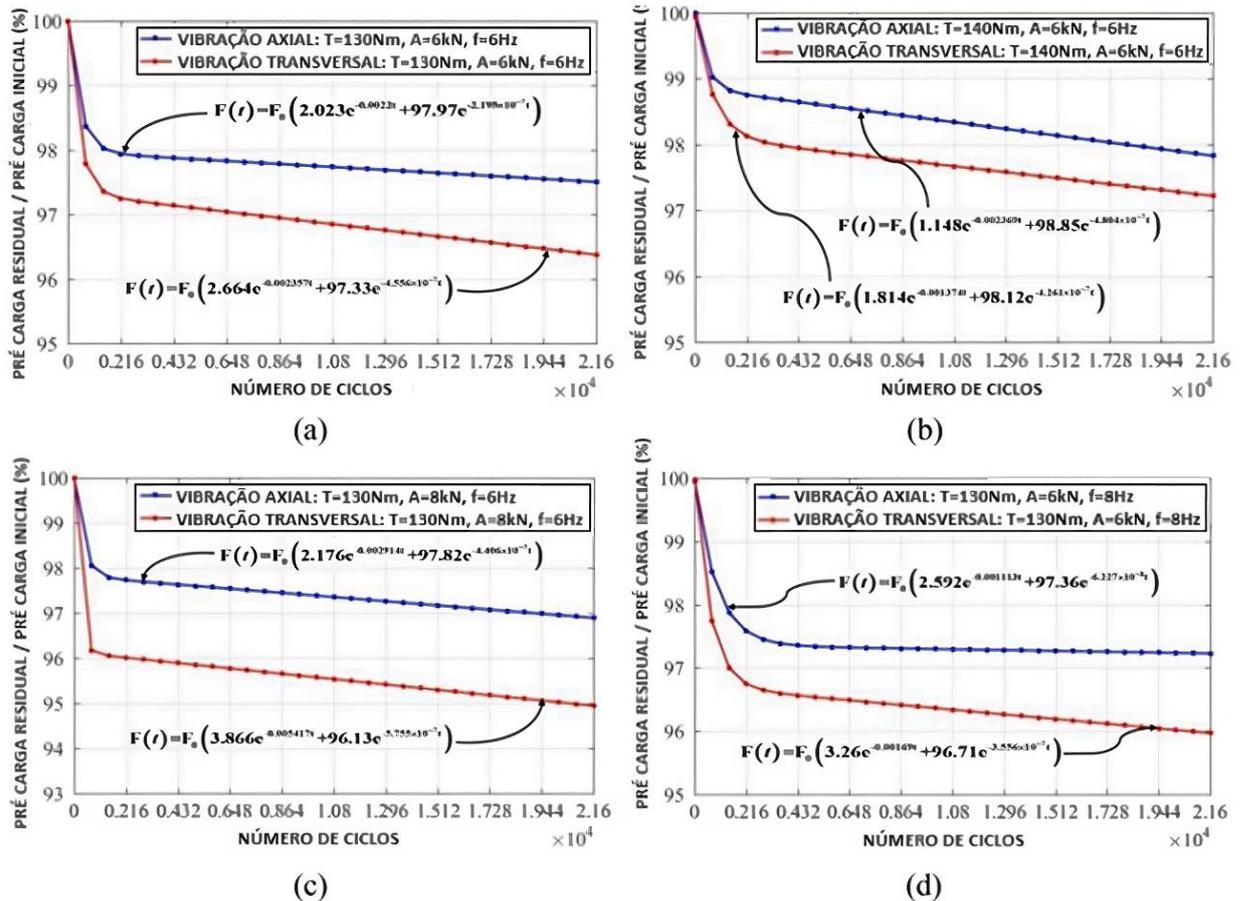


Figura 27: Efeitos das diferentes condições de ensaio quando submetidos a esforços axiais e transversais
 Fonte: Ying *et al.* 2020

Na figura 27, os efeitos de diferentes condições de ensaio no comportamento de afrouxamento de juntas parafusadas são analisados comparativamente. O efeito da vibração transversal na perda de pré carga de um parafuso é mais significativo, consistente com os resultados de Junker (1969). Após os testes realizados, percebeu-se que a vida útil das juntas parafusadas pode ser melhorada aumentando o torque de aperto inicial. Isso ocorre, pois, uma grande força de atrito na superfície de contato causada por uma força de pré aperto inicial mais alta limita o deslizamento relativo entre os componentes (YING *et al.* 2020).

Ainda segundo Ying *et al.* (2020), os resultados da comparação dos testes 1 e 3 mostram que a pré carga de juntas parafusadas com o mesmo momento de aperto inicial tem maior probabilidade de perder quando a amplitude da vibração axial ou transversal é aumentada. Em contraste, a força de pré aperto residual de juntas parafusadas submetidas a cargas de vibração de alta frequência é maior de acordo com os resultados dos Testes 1 e 4.

Com base na análise acima, constatou-se que o grau de relaxação da pré carga do parafuso tem uma relação proporcional não linear com a amplitude e uma relação inversa não

linear com a frequência. Além disso, verifica-se que o comportamento de relaxação de ligações parafusadas submetidas à vibração axial é semelhante àquele sob vibração transversal.

No entanto, as vibrações transversais causam efeitos mais severos, como já citado anteriormente por Junker (1969). Os fatores primários e secundários que afetam o relaxamento da força de pré aperto das juntas parafusadas são o momento de aperto inicial, a amplitude e a frequência, conforme dados obtidos matematicamente.

Além disso, para estabelecer a relação entre a perda de pré carga dos parafusos e os fatores de influência, um conjunto de curvas é apresentado pelo autor, conforme a figura 28:

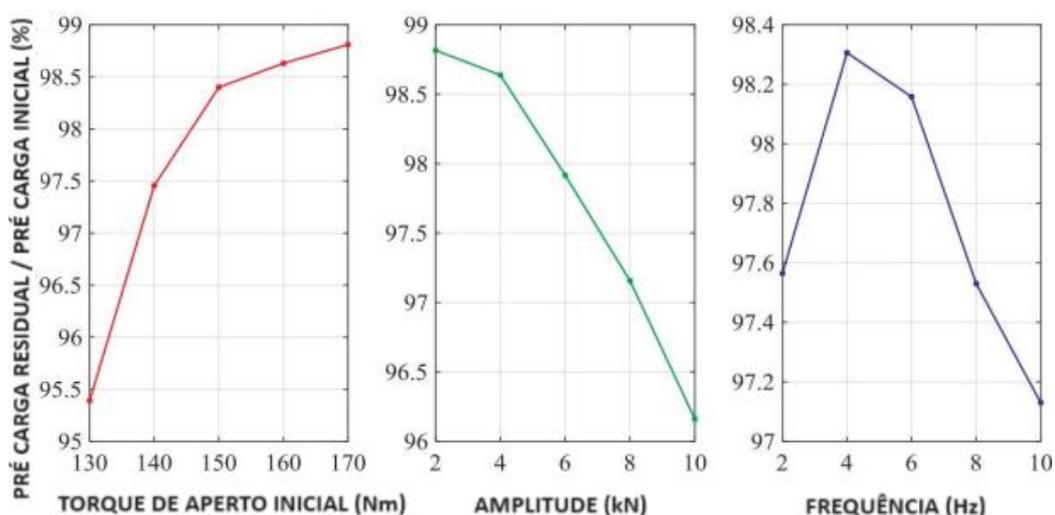


Figura 28: Curvas de relação entre a pré carga do parafuso e três fatores de influência

Fonte: Ying *et al.* 2020

Conforme resultados da figura 28, é possível perceber que o grau de relaxamento da pré carga do parafuso diminui com o aumento do momento de aperto inicial, e a curva entre o momento de aperto e a pré carga residual das juntas parafusadas mostra uma relação logarítmica aproximada. Já para o segundo gráfico, a relação não linear entre a amplitude e a pré carga residual de um parafuso indica que a força de pré aperto das conexões parafusadas pode ser facilmente relaxada devido à alta amplitude (YING *et al.*, 2020).

Ying *et al.* (2020) ainda contrasta analisando o efeito da frequência no comportamento de relaxamento das juntas parafusadas: com o aumento da frequência, a força residual de pré aperto de um parafuso primeiro aumenta e depois diminui. Analogamente, o grau de relaxamento da força de pré aperto é menor quando a frequência atinge um valor crítico.

Semelhante ao que foi visto em III, Zadoks e Yu (1997) também contribuem em IV investigando a perda de torque dos parafusos sob vibração transversal. Analisando a

metodologia, foi desenvolvido um modelo completo do comportamento de auto afrouxamento de uma ligação parafusada transversalmente excitada.

Neste trabalho, a teoria da tensão de contato de Hertz é empregada para encontrar a rigidez de contato, e o modelo dinâmico é representado na figura 29:

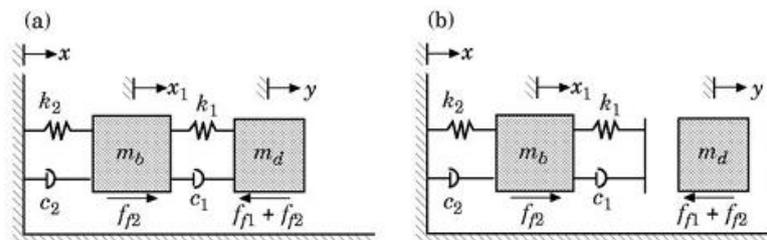


Figura 29: Modelo dinâmico para análise de uma ligação parafusada
Fonte: Zadoks e Yu (1997)

Usar esta rigidez com um modelo dinâmico de dois graus de liberdade fornece a força transversal aplicada ao parafuso quando a conexão parafusada é submetida a excitação dinâmica. Esta força transversal é considerada um fator importante na perda de torque (ZADOKS e YU, 1997). Com base em modelos estatísticos, descobriu-se que a principal causa do afrouxamento automático do parafuso é o impacto entre a massa fixada e o parafuso de fixação.

Neste artigo, um modelo matemático de uma ligação parafusada é investigado para determinar as reais causas da perda de torque quando a ligação é submetida a excitação transversal. Esta análise revela que os impactos entre as peças fixadas e o parafuso são condições necessárias para o afrouxamento dinâmico. Para determinar a amplitude e a duração da força de impacto, é estabelecido um modelo dinâmico de dois graus de liberdade conforme a figura 29, no qual a teoria das tensões de contato de Hertz é adotada para obter uma rigidez de contato equivalente.

Para avaliar o movimento completo da ligação parafusada, é utilizada uma abordagem computacional de intervalo de tempo variável. Com esta simulação o número de impactos e suas durações e amplitudes podem ser previstos. A combinação destes resultados com a força transversal crítica obtida anteriormente leva à previsão do fenômeno da perda de torque. Todos esses resultados são validados experimentalmente (ZADOKS e YU, 1997).

O layout do aparelho experimental pode ser visualizado na figura 30:

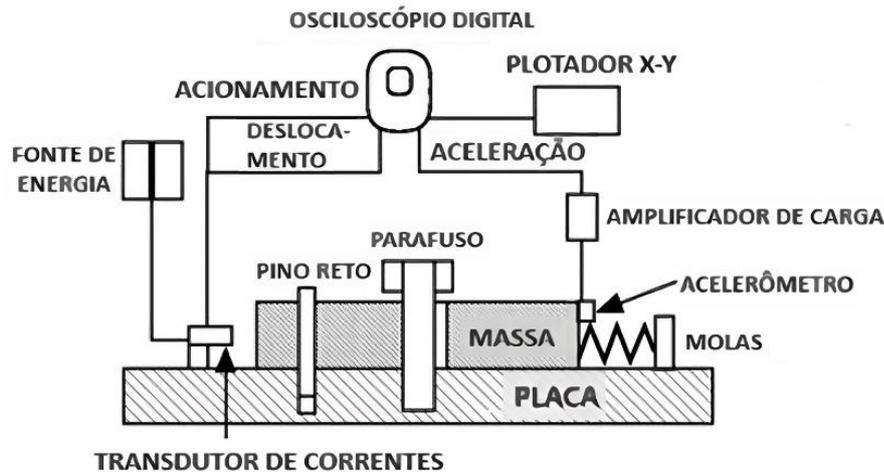


Figura 30: Layout experimental para medição da força de impacto
 Fonte: Zadoks e Yu (1997)

Inicialmente, uma placa está firmemente presa a uma mesa agitadora. Em seguida, uma massa é colocada na placa e um parafuso é passado através de uma fenda não roscada na massa e enroscado em um orifício roscado na placa. No início do ensaio, a massa foi segurada por um pino reto, inserido através da massa e na placa, apesar de ser empurrado por duas molas de compressão. Depois que o pino foi puxado, as molas empurraram a massa através da placa até que a massa colidisse com o parafuso. Um transdutor de correntes montado na placa mediu o deslocamento da massa em função do tempo.

Tanto os sinais de deslocamento quanto os de aceleração foram amplificados, e esses sinais amplificados foram capturados por um osciloscópio digital. Em resumo, o impacto é o único fenômeno que pode causar deslizamento simultâneo nas roscas e na cabeça do parafuso, tornando o impacto uma condição necessária para a perda de torque dinâmica dos parafusos (ZADOKS e YU, 1997).

Para testar esta teoria foram realizados dois experimentos com o aparelho representado na figura 31:

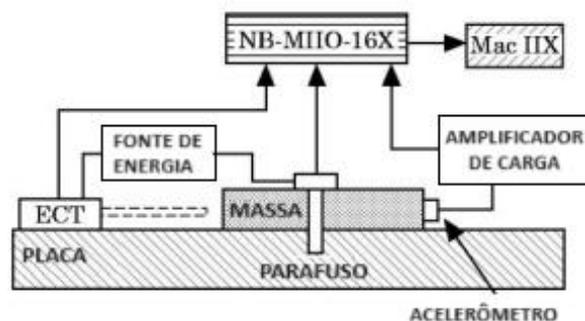


Figura 31: Configuração experimental de testes
 Fonte: Zadoks e Yu (1997)

A placa da figura 31 foi montada sobre uma mesa vibratória que foi submetida a uma oscilação harmônica transversal. No início, a mesa agitadora funcionou com uma amplitude de deslocamento fixa enquanto a frequência de excitação foi aumentada. O experimento foi interrompido quando $Q(N)$ (o valor medido pré carga) foi a zero, sinalizando a falha total da ligação parafusada. Resultados de este teste é mostrado na figura 32:

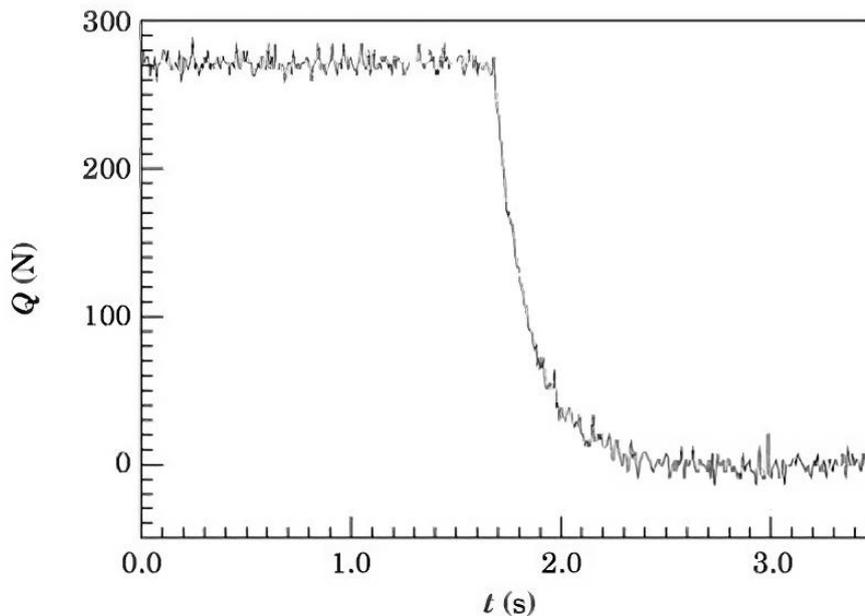


Figura 32: Relação do valor medido da pré carga $Q(N)$ com o tempo
Fonte: Zadoks e Yu (1997)

Para o sistema descrito neste artigo, o limite a frequência foi de 10,3 Hz para uma pré carga inicial $Q(0)$ de 267 N. Para comparação, um segundo teste foi executado com as mesmas condições do primeiro teste, mas em uma frequência fixa de 9,85 Hz, que foi selecionada para estar logo abaixo da frequência limite em que ocorreram os impactos. Esta frequência limite é determinada com base nos valores da força de fixação Q , a amplitude de deslocamento de excitação, a massa e o coeficiente de atrito. O experimento durou 10 h (354.600 ciclos do movimento de excitação) e não ocorreu nenhum afrouxamento dinâmico. Esses resultados apoiam fortemente a teoria de que os impactos desempenham um papel crítico na perda de torque dos parafusos (ZADOKS e YU, 1997).

Com relação aos resultados obtidos, uma comparação de simulação e resultados experimentais do fenômeno da perda de torque pode ser vista na figura 33:

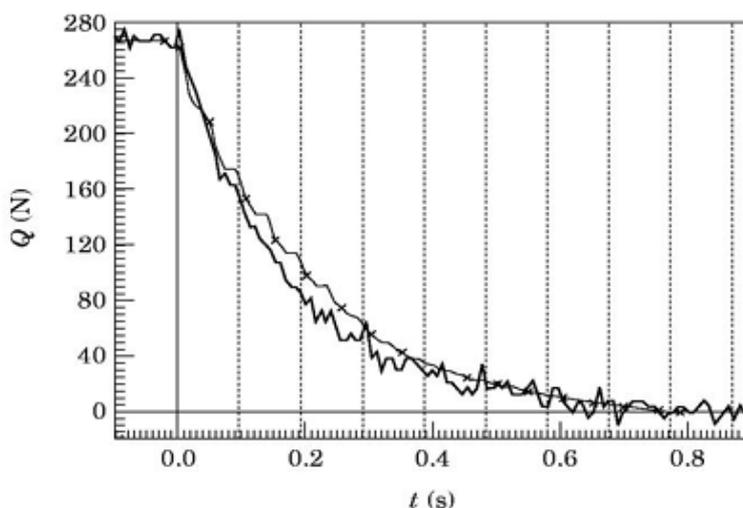


Figura 33: Comparações do processo de perda de torque: simulação (linha com “x”) e resultados (linha preta mais forte)
 Fonte: Zadoks e Yu (1997)

Zadoks e Yu (1997), ao utilizar valores analíticos de parâmetros para simulações de perda de torque, concluíram a partir da figura 33 que o coeficiente de atrito estático na cabeça do parafuso, o coeficiente de atrito dinâmico e a rigidez axial do parafuso (N/m) são variáveis cruciais para alcançar a concordância entre a simulação analítica e o experimento. Semelhante as motivações de estudos posteriores que ainda serão apresentados, o foco foi examinar o comportamento da perda de torque de uma ligação parafusada carregada transversalmente.

A teoria de contato de Hertz foi empregada para encontrar a relação entre a deformação de contato e a força de contato entre dois corpos elásticos (massa e haste do parafuso) quando ocorrem impactos, e para isso foram apresentados modelos das variações dos torques de atrito entre a massa e a cabeça do parafuso, e entre as formas das roscas macho e fêmea, em função das velocidades relativas. A combinação de todos esses modelos levou a um modelo de simulação que poderia ser usado para prever o fenômeno completo da perda de torque do parafuso.

Os resultados desta simulação foram verificados através de uma comparação com dados experimentais. Com base nestas análises, Zadoks e Yu (1997) concluem que se um parafuso pretende girar, ele deve superar os torques de atrito resistentes nas roscas e na cabeça do parafuso.

Analogamente, para uma ligação parafusada com estrutura semelhante à discutida neste estudo, o impacto é condição necessária para a perda de torque dinâmica. Outra

conclusão é que o movimento relativo entre a cabeça do parafuso e a peça fixada dominam o fenômeno da perda de torque.

Em V, uma abordagem um pouco mais teórica é apresentada. Do ponto de vista da metodologia utilizada, Gong *et al.* (2021) se propõe a revisar, validar e comparar diferentes tipos de fixadores roscados já existentes no mercado, levando em consideração uma variedade de fatores de influência que podem melhorar (ou não) a capacidade anti afrouxamento destes elementos de máquinas. A revisão está organizada conforme a figura 34:

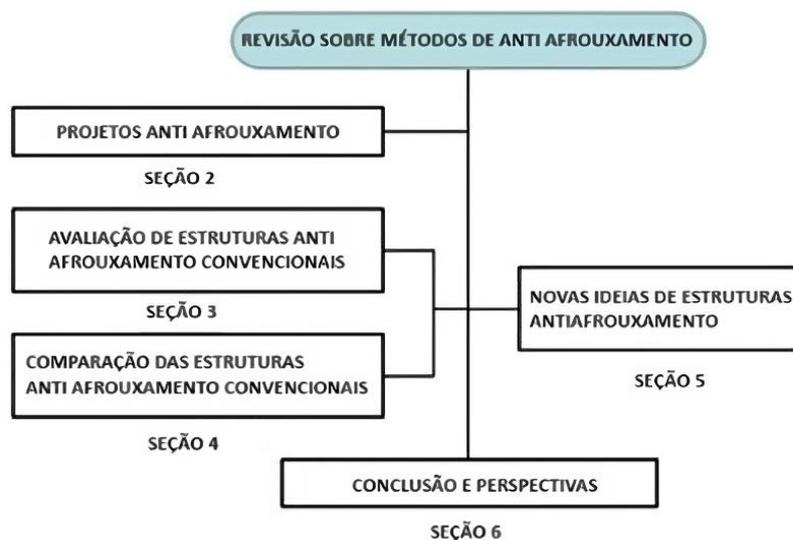


Figura 34: Fluxograma de desenvolvimento do trabalho
Fonte: Gong *et al.* (2021)

Conforme a figura 34, Gong *et al.* (2021) primeiramente revisa a pesquisa sobre projetos anti afrouxamento de fixadores roscados, e uma variedade de fatores que influenciam a melhoria da capacidade anti afrouxamento de fixadores roscados também é resumida. Nas seções 3 e 4, são revisadas as pesquisas sobre avaliação de estruturas convencionais anti afrouxamento na forma de arruela e porca, bem como as capacidades anti afrouxamento, mecanismos ou otimizações de várias estruturas convencionais.

Ainda segundo Gong *et al.* (2021), o estudo tem como objetivo aprofundar o conhecimento sobre os métodos anti afrouxamento, de modo a contribuir com o desenvolvimento de novos projetos e com a seleção de estruturas adequadas anti afrouxamento em aplicações de engenharia. Diferente da proposta de Junker (1969) em I, o objetivo aqui foi o de comparar o desempenho de elementos auto travantes.

Seguindo o fluxograma apresentado, para avaliação das estruturas anti afrouxamento convencionais, é necessário que elas sejam classificadas em duas formas de acordo com as diferentes características estruturais: forma de arruela e forma de porca (GONG *et al.*, 2021).

Estruturas anti afrouxamento na forma de uma arruela compreendem várias arruelas anti afrouxamento, incluindo arruela plana, arruela de pressão, arruela Belleville, cunha arruela e arruela serrilhada, as quais são apresentadas na figura 35:



Figura 35: Variedades de estruturas convencionais anti afrouxamento
Fonte: Gong *et al.* (2021)

As estruturas anti afrouxamento na forma de uma porca incluem a adição de uma porca normal ou a alteração do formato de uma porca normal, por exemplo, porcas duplas, porcas duplas excêntricas, porca de travamento em cunha, porca de torque predominante e porca com catraca, que também podem ser visualizadas na figura 35. Já os métodos de pesquisa para avaliação dos itens acima estão descritos na tabela 1 do artigo, sendo aqui apresentada como a tabela 3:

Tabela 3: Resumo dos métodos de pesquisa utilizados para avaliação das estruturas de anti afrouxamento

Anti-afrouxamento convencional estruturas		Métodos de pesquisa
Máquina de lavar forma	Arruela lisa	FEA; Experimento Tipo 1, 2 e 5
	Arruela elástica	FEA; Experimento Tipo 1, 2, 4 e 5
	Arruela Belleville	FEA; Experimento Tipo 1
	Arruela de cunha	FEA; Experimento Tipo 1
Noz máquina de lavar	Arruela semilhada	Experimento Tipo 2
	Nozes duplas	FEA; Experimento Tipo 1 e 2
	Excêntrico duplo nozes	FEA; Experimento Tipo 1
	Porca de travamento em cunha	FEA; Experimento Tipo 1 e 3
	Torque predominante noz	FEA; Experimento Tipo 1 e 2
	Porca com catraca	Experimento Tipo 3

Nota: Experimento Tipo 1: vibração transversal Junker padrão experimental; Experimento Tipo 2: Junker transversal não padrão experimento de vibração; Experimento Tipo 3: experimento de impacto; Experimento Tipo 4: experimento de vibração aleatória; Experimentar Tipo 5: experiência de serviço de longo prazo.

Fonte: Gong *et al.* (2021)

A tabela 3 dita o ritmo do artigo, relacionando cada componente estrutural a métodos de pesquisa variados, os quais serão utilizados para avaliação das capacidades de anti afrouxamento de cada elemento. Um dos métodos de teste citados, o “experimento de impacto”, também foi tema abordado no estudo de Zadoks e Yu (1997). Nesse sentido, a retenção de carga dos fixadores roscados desempenha um papel significativo na garantia da confiabilidade de um produto, e este estudo resume o trabalho de pesquisa sobre os efeitos de vários fatores de afrouxamento, fornecendo bases para confecção de projetos mais confiáveis.

Sem entrar no mérito de todos os testes que foram realizados em todos os elementos de máquinas, Gong *et al.* (2021) comparou quantitativamente as habilidades anti afrouxamento de diferentes estruturas, e com isso foi demonstrado que a vibração transversal é a principal forma de carregamento que induz o afrouxamento de fixadores roscados, analogamente as conclusões obtidas nos gráficos do estudo de Ying *et al.* (2020). O aparelho de testes Junker também é citado, sendo este então mais um estudo baseado nas teorias apresentadas por Junker (1969).

Os resultados obtidos demonstraram que em relação às arruelas anti afrouxamento, a arruela lisa e a arruela de pressão provavelmente perderão o desempenho anti afrouxamento devido ao desgaste na superfície do rolamento por vibrações agudas, e por isso elas devem ser limitadas em aplicações de engenharia para resistir ao afrouxamento. Em vez disso, a arruela em cunha e as arruelas Belleville são recomendadas para evitar efetivamente o afrouxamento.

Além disso, as capacidades anti afrouxamento de diferentes estruturas são afetadas pela magnitude da pré carga aplicada. (GONG *et al*, 2021).

Já as estruturas de porca trouxeram resultados mais significativos, pois essas estruturas são capazes de aumentar a força de atrito na superfície da rosca, e por isso são muito melhores do que aquelas em forma de arruela que aumentam a força de atrito na superfície do rolamento. Especialmente, as porcas duplas excêntricas e as porcas de torque predominante mostraram excelentes capacidades anti afrouxamento em todos os casos.

Em VI, Friede e Lange (2009) também analisam o mecanismo de perda de torque. Através de um projeto de pesquisa na Technische Universität Darmstadt, Alemanha, vários testes para uma melhor compreensão deste mecanismo foram realizados. A intenção foi a de encontrar uma solução para proteger ligações parafusadas para construções em aço (M16-M36) sem quaisquer dispositivos adicionais. O principal ponto chave da série de testes foi a influência do comprimento de fixação (FRIEDE e LANGE, 2009).

A influência do comprimento do parafuso é citada por Junker (1969) como o primeiro detalhe que deve ser definido antes da especificação da realização de um método de testes.

A Figura 36 mostra o esboço da bancada de teste. Duas placas de aço (S235, furo Ø 22 mm, revestimento fino) foram fixadas em uma máquina de ensaios. As placas foram conectadas com parafuso M20 10.9 e o parafuso foi totalmente apertado, tendo o seu torque controlado.

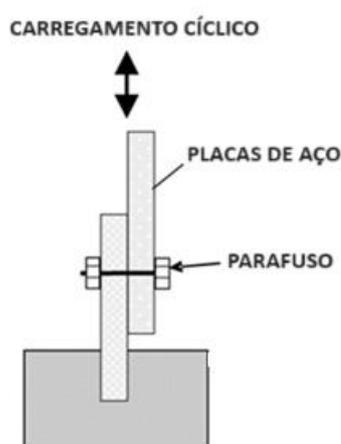


Figura 36: Esboço da bancada de testes do artigo
Fonte: Friede e Lange (2009)

Para medir as forças axiais nos parafusos, eles foram equipados com extensômetros especiais, sendo cada parafuso calibrado antecipadamente. Após o aperto foi aplicado um deslocamento cíclico de ± 2 mm. A frequência variou entre 0,2 e 1 Hz, e o desenvolvimento

da carga axial no parafuso também foi registrado. Após no máximo 1000 ciclos o teste foi interrompido.

As placas utilizadas possuíam diferentes espessuras, e especialmente a influência do comprimento de fixação foi avaliada. A tabela 1 do artigo, aqui apresentada como a tabela 4 desta análise comparativa, fornece uma visão geral dos parâmetros testados pelos autores. Para cada parâmetro foram executados três testes.

Tabela 4: Parâmetros testados

Teste nº.	comprimento de fixação milímetros	tipo de parafuso	deslocamento + /- milímetros	frequência Hz
1	20	M20 10,9	2	0,2
2	40	M20 10,9	2	0,5
3	60	M20 10,9	2	0,5
4	80	M20 10,9	2	0,5
5	90	M20 10,9	2	0,2/1 **
6	100	M20 10,9	2	0,2/1
7	120	M20 10,9	2	0,2/1
8	60*	M20 10,9	2	0,2/1
9	100 *	M20 10,9	2	0,2/1

* O comprimento de fixação foi realizado por uma placa adicional não fixa
 ** O teste começou com frequência de 0,2 Hz e foi executado após 500 ciclos com frequência de 1 Hz

Fonte: Friede e Lange (2009)

Alguns resultados dos testes da perda de torque são apresentados na figura 37. O gráfico mostra a porcentagem da pré carga versus os ciclos de carga. As linhas representam os resultados médios de pelo menos dois testes.

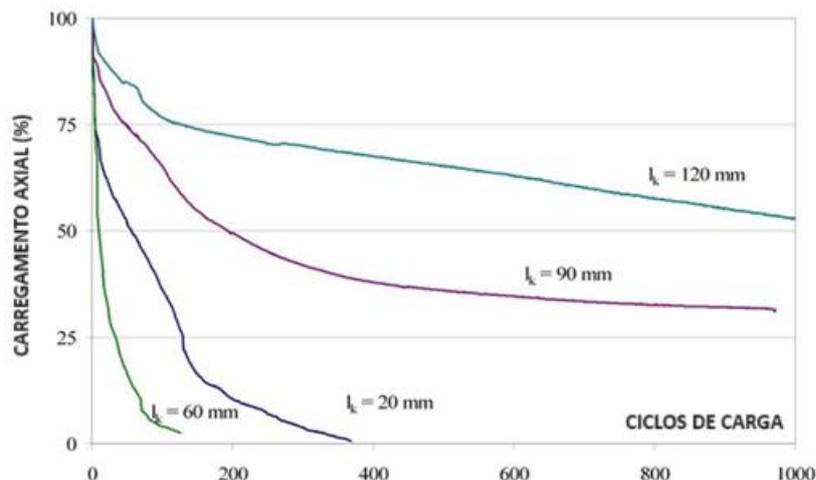


Figura 37: Resultados dos testes da perda de torque de conexões parafusadas simples

Fonte: Friede e Lange (2009)

De acordo com a figura 37, notou-se que logo depois de iniciar o teste, a pré carga diminui imediatamente. Após no máximo 400 ciclos de carga, a pré carga nos parafusos com comprimento de fixação inferior a $l_k < 90$ mm desapareceu e foi possível desapertar os

parafusos manualmente. Os parafusos com comprimento de fixação $l_k > 90$ mm mantêm o restante da pré carga após 1000 ciclos. Analogamente, a figura 38 descreve a influência do comprimento de fixação no fenômeno da perda de torque:

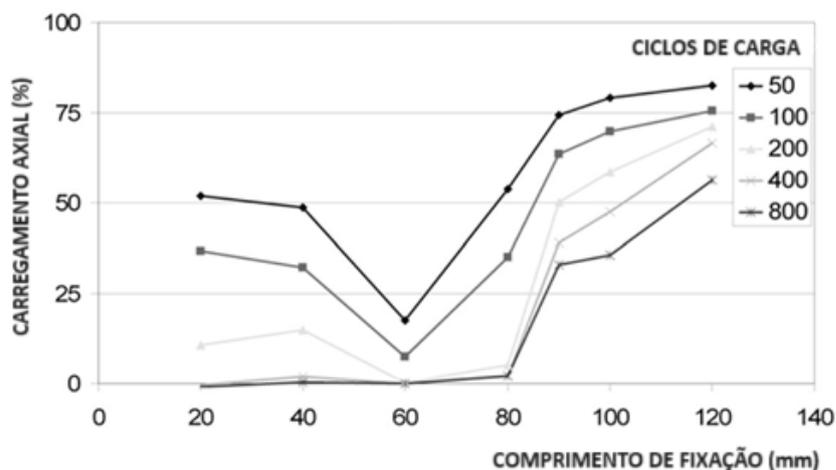


Figura 38: Influência do comprimento de fixação (parafuso M20 10,9)
Fonte: Friede e Lange (2009)

No eixo horizontal da figura 38 é indicado o comprimento de fixação, e no eixo vertical a carga axial em porcentagem. As diferentes linhas são o número de ciclos de carga. Os resultados demonstram que a pior característica em relação perda de torque da conexão tem com um comprimento de fixação de $l_k = 60$ mm. Mesmo os comprimentos de fixação menores têm melhor desempenho, mas ainda assim, apenas comprimentos de fixação acima de $l_k > 90$ mm protegem a conexão contra o afrouxamento completo após 1000 ciclos.

Os resultados mostram que deslocamentos transversais cíclicos no plano de cisalhamento da ligação levam a uma redução da pré carga devido a perda de torque. Se o deslocamento exceder uma quantidade específica, a conexão se solta e a pré carga desaparece após um período muito baixo de número de ciclos de carga (FRIEDE e LANGE, 2009).

Junker (1969) comenta que de especial interesse é a determinação do número de ciclos após os quais não ocorra mais a perda de torque. Nos testes em VI, a perda completa da pré carga ocorreu entre 125 e 400 ciclos. Portanto, sob cargas cíclicas, especialmente quando estão na direção transversal, o deslocamento no plano de cisalhamento deve ser necessariamente evitado.

A partir de VII, a metodologia da modelagem de elementos finitos (FEA) é discutida. Neste estudo, Yan *et al.* (2017), ao considerar o processo de aperto, conduz uma análise tridimensional de elementos finitos elásticos para explorar o fenômeno da perda de torque do parafuso sob carregamento cíclico-transversal.

Para análise de falhas por perda de torque de juntas parafusadas sob vibração considerando o processo de aperto, foi implementada a geração de malha hexaédrica da estrutura do fio modificando as coordenadas do nó (YAN *et al.*, 2017).

Utilizando o Abaqus, um pacote de software comercial para análise por elementos finitos desenvolvido pela HKS Inc de Rhode Island (EUA), construiu-se o modelo 3D conforme os seguintes passos:

I) Dependendo do tamanho do parafuso e da porca, os cilindros correspondentes são modelados com malhas hexaédricas, conforme apresentado na figura 39:

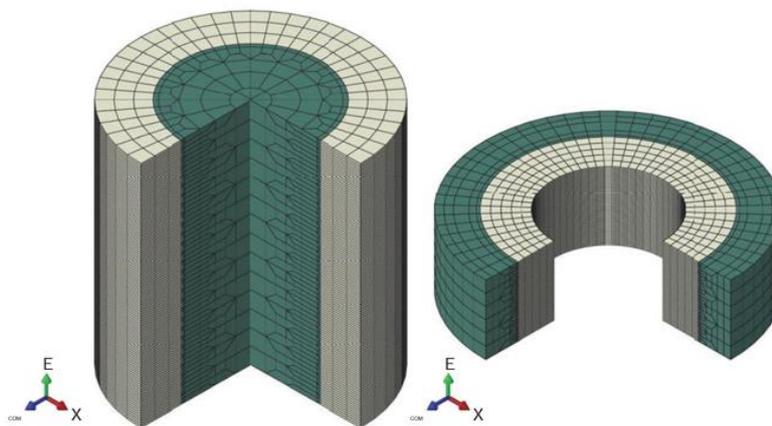


Figura 39: Modelagem hexaédrica de cilindros
Fonte: Yan *et al.* (2017)

Para ajustar bem o formato do fio e melhorar a eficiência do cálculo, o modelo é dividido em duas partes: a região do fio e a região sem fio. A região da rosca possui malhas mais finas para garantir a precisão da simulação, enquanto a outra região é mesclada com elementos relativamente grossos (YAN *et al.*, 2017).

II) O modelo é exportado para um outro programa, que aplica os cálculos e as expressões matemáticas no perfil da seção transversal da rosca. O arquivo modificado é então importado novamente para o ABAQUS e os modelos hexaédricos são gerados.

III) A haste e a cabeça do parafuso, que são cilindros simples, são construídas e engrenadas com elementos hexaédricos. Em seguida, eles são mesclados com a parte roscada para obter um modelo de parafuso completo. Por fim, os componentes fixados são modelados no ABAQUS e todas as peças são montadas em um modelo de análise completo do problema de afrouxamento automático do parafuso. O modelo hexaédrico final, enfim, é apresentado na figura 40:

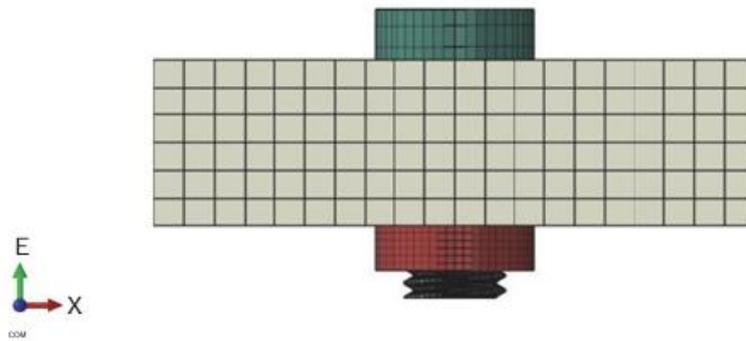


Figura 40: Modelagem final de uma junta parafusada típica
Fonte: Yan *et al.* (2017)

A precisão do modelo de elementos finitos da figura 40 é verificada em contraste com os resultados analíticos e experimentais em relação torque-tensão. Para estudo e análise dos estados de fixação, a pré carga é um fator muito importante que não deve ser ignorado no estudo da perda de torque de parafusos (YAN *et al.*, 2017).

Nesse estudo, através de um processo tridimensional, foram considerados simultaneamente o processo de aperto e o processo de auto desaperto. As diferenças entre as formas de fixação são discutidas aqui, seguidas de seus efeitos na perda de torque dos parafusos. Para simular o processo de aperto, é aplicado um deslocamento na superfície lateral da porca, que é igual ao processo de validação do modelo, apresentado na figura 41:

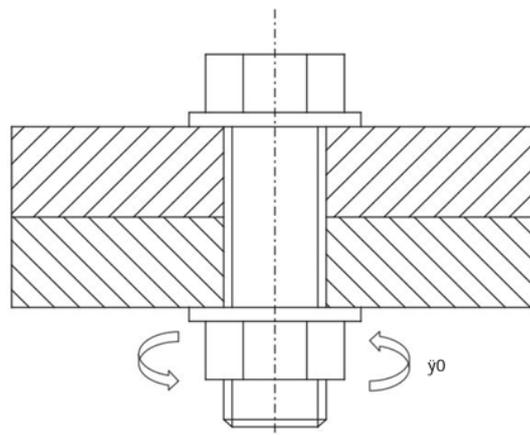


Figura 41: Diagrama de carregamento na superfície lateral
Fonte: Yan *et al.* (2017)

Para efeitos de estudo comparativo, também foi feita uma forma simplificada de esticar o parafuso. Esse modelo é apresentado na figura 42:

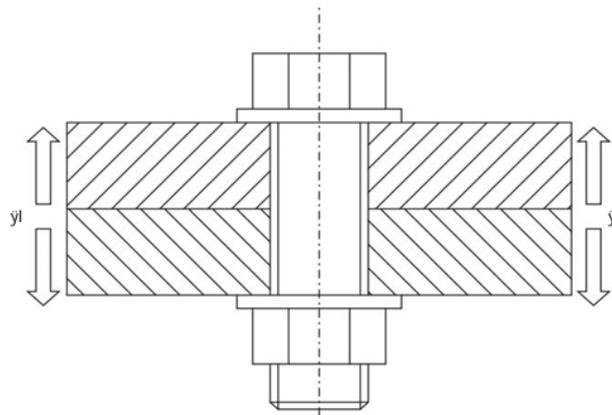


Figura 42: Diagrama de carregamento de forma simplificada
Fonte: Yan *et al.* (2017)

Na figura 42, os dois componentes fixados são separados por uma distância D , usada para controlar o valor da pré carga, ou seja, após o processo de carregamento, toda a junta do parafuso torna-se estática e sem restrições externas (YAN *et al.*, 2017).

Com relação aos resultados, as simulações tiveram como principal objetivo comparar os efeitos destas diferentes formas de fixação dos parafusos. Os resultados das simulações podem ser vistos no gráfico de pré carga em função do tempo da figura 43:

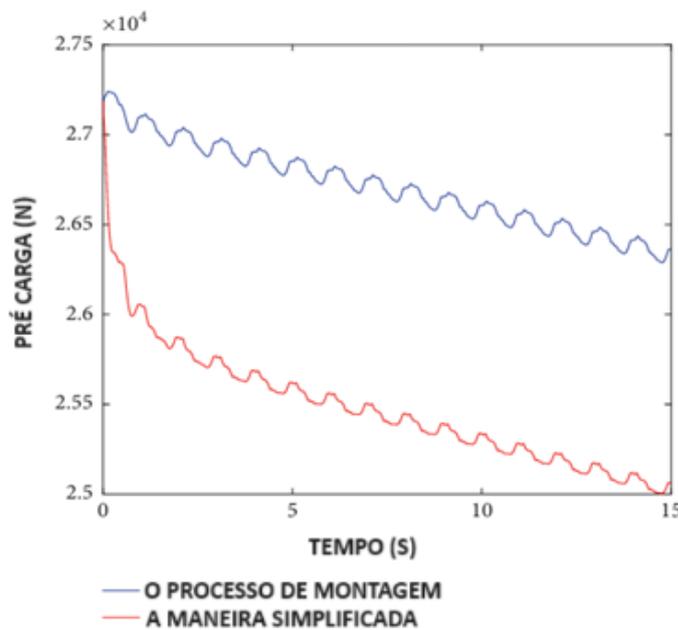


Figura 43: Variações da pré carga sob diferentes formas de fixação
Fonte: Yan *et al.* (2017)

Através da comparação, demonstra-se que o processo de aperto de forma simplificada pode causar um torque resultante menor devido ao sentido oposto dos dois componentes de torque na interface da rosca, o que leva a uma maior perda da pré carga. A figura 43 demonstra que, no mesmo ciclo de carga, a perda de torque é muito mais fácil de aparecer e

mais pré carga é perdida quando a pré carga é produzida pela forma simplificada. Isto ocorre porque o torque resultante na superfície de contato é menor (YAN *et al*, 2017).

Analogamente a metodologia do estudo VII, Hao e Liu (2017) também exploram alguns fatores que afetam a falha de juntas parafusadas sob vibração, utilizando a análise de elementos finitos. Um modelo 3D de elementos finitos de uma junta parafusada típica foi construído para investigar os efeitos de diversos fatores diferentes no afrouxamento sob carga de vibração transversal. Esses fatores de influência incluem geração de pré carga, parâmetro de vibração e modelo de material (HAO e LIU, 2017).

Ademais, também foram realizados experimentos para confirmar qualitativamente os resultados obtidos com base na análise de elementos finitos. Em cenários reais, a pré carga é criada aplicando um torque para girar a porca, conforme demonstra a Figura 44 (a). Outros três métodos simples, alternativos ao método convencional de torque também são apresentados pelos autores na figura 43:

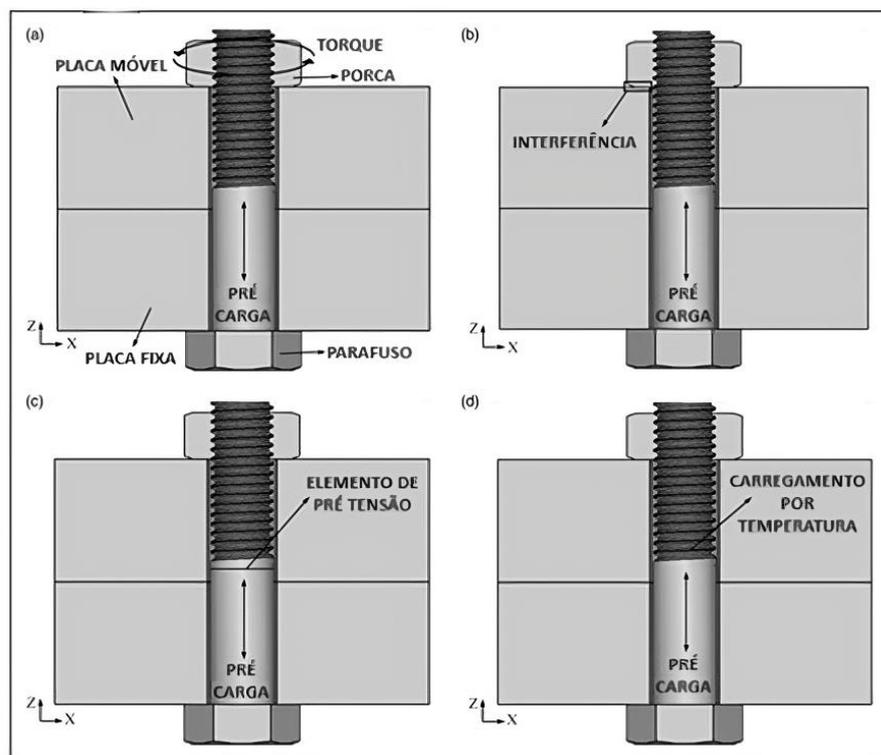


Figura 44: Métodos para geração de pré carga em um parafuso
Fonte: Hao e Liu (2017)

Além do primeiro método mais conhecido, Hao e Liu (2017) descrevem os métodos alternativos da figura 44 da seguinte maneira:

I) O método de interferência consiste em construir uma interferência inicial entre a porca e a placa móvel. O valor da pré carga é proporcional à distância de interferência;

II) Para o método do elemento de pré tensão, o parafuso é primeiro dividido em duas partes. O elemento de pré tensão é colocado entre as duas partes. A pré carga é gerada dentro do parafuso;

III) O carregamento de temperatura tem como princípio deixar o parafuso expandir ao longo da direção do eixo do parafuso à medida que a carga de temperatura aumenta. Uma carga de temperatura específica é aplicada apenas ao parafuso para gerar a pré carga desejada.

Para estudo e comparação das 04 formas diferentes de geração de pré carga, o modelo de elementos finitos utilizado foi uma junta parafusada de estrutura típica, baseado no modelo de vibração transversal cíclica da figura 45.

A malha da junta parafusada foi uma malha hexaédrica 3D ordenada e o deslocamento transversal foi aplicado a superfície externa da placa móvel (HAO e LIU, 2017).

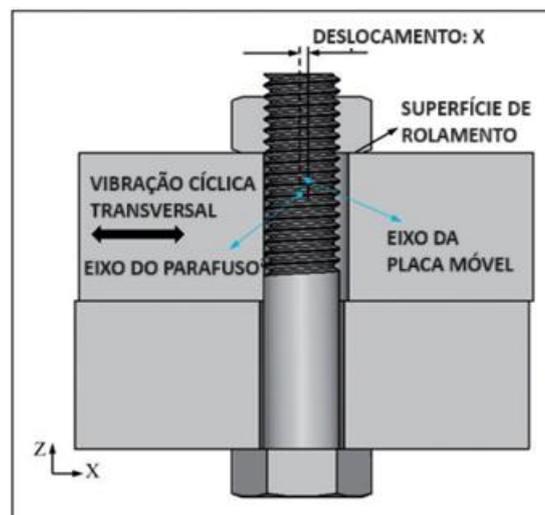


Figura 45: Aplicação da vibração transversal cíclica sobre a placa móvel
Fonte: Hao e Liu (2017)

A vibração transversal cíclica foi baseada em suposições quase estáticas, a pré carga definida foi de 10 kN e foram calculados 50 ciclos de vibração para cada caso. Com base nos resultados da simulação, constatou-se que a aplicação do segundo método alternativo, o do elemento de pré tensão, para gerar pré carga em vez do método real de torque, apresentou bons resultados. Para o parâmetro vibração, uma conclusão importante do estudo é que a taxa de diminuição da pré carga foi maior para uma maior amplitude de vibração. A enorme influência da amplitude de vibração na perda de torque de juntas parafusadas é uma forte tendência identificada nesta análise comparativa.

A Figura 46 apresenta a mudança na pré carga com um aumento nos ciclos de vibração sob diferentes pré cargas. Pode-se observar que todas as pré cargas diminuíram gradativamente com o aumento dos ciclos vibratórios.

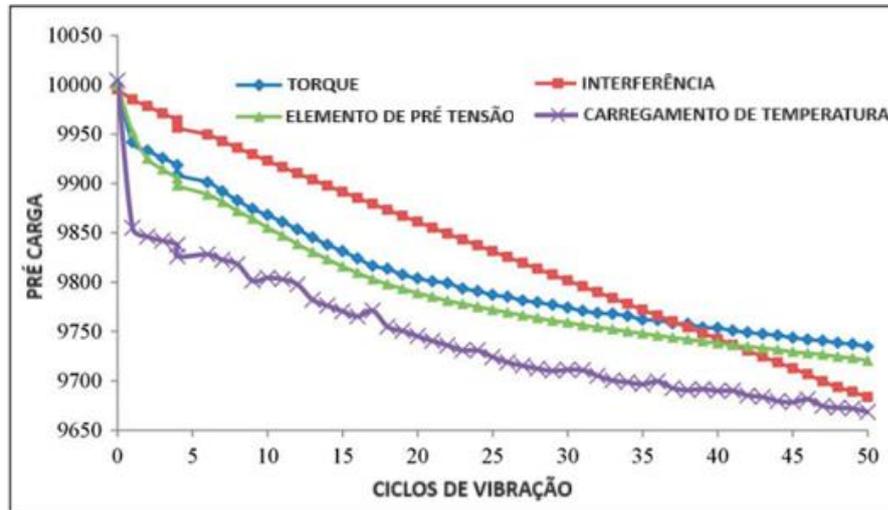


Figura 46: Comparação das alterações da pré carga com o aumento dos ciclos de vibração
Fonte: Hao e Liu (2017)

Analogamente, a figura 47 apresenta a alteração da pré carga com o aumento dos ciclos vibratórios, mas sob diferentes amplitudes de vibração. Também é possível perceber que todas as pré cargas diminuíram gradualmente com o aumento dos ciclos de vibração.

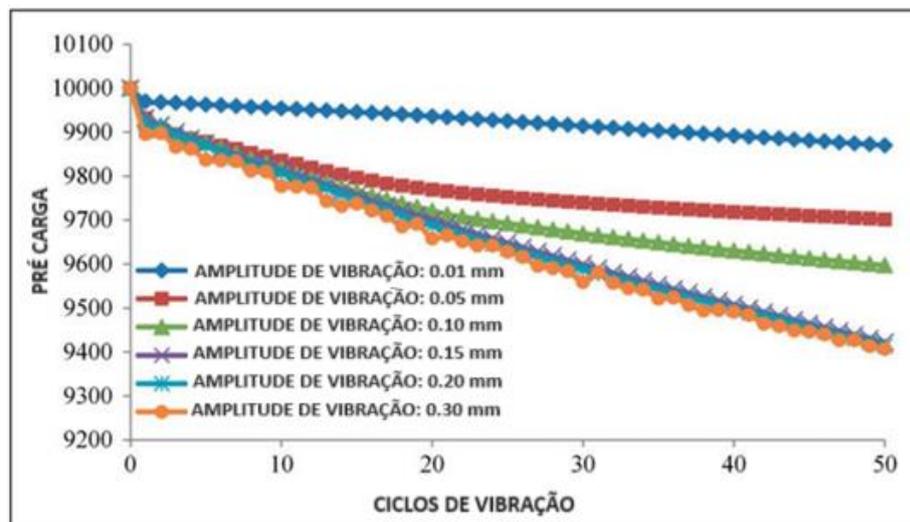


Figura 47: Alterações na pré carga com aumento dos ciclos de vibração e influência da amplitude
Fonte: Hao e Liu (2017)

Os resultados da figura 47 indicam que a taxa de diminuição da pré carga, isto é, a representação da taxa de afrouxamento, foi maior para uma amplitude de vibração maior (a linha laranja é um exemplo). Também foi comprovado neste estudo que a frequência de

vibração não tem efeito significativo no comportamento de afrouxamento (HAO e LIU, 2017).

Na sequência, o estudo ainda explora os efeitos do material elástico ideal e dois típicos modelos de materiais plásticos, que para o momento não é interessante considerando que o foco dessa análise comparativa é a perda de torque. Por fim, utilizando o aparelho de testes apresentado por Junker (1969), alguns experimentos foram conduzidos para validar os resultados de simulação obtidos anteriormente usando o método de elementos finitos. Para efeitos comparativos, a figura 48 traz uma curva de histerese:

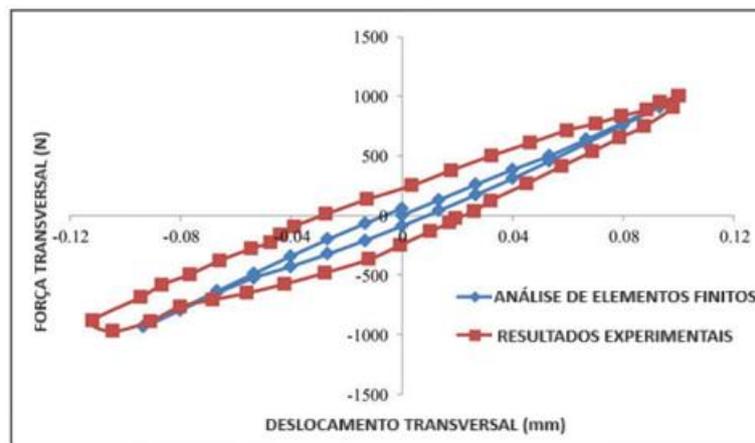


Figura 48: Curva de histerese obtida pela simulação de elementos finitos e experimentos realizados

Fonte: Fonte: Hao e Liu (2017)

Pode-se observar que as duas curvas de histerese são quase iguais, o que comprova a eficácia e confiabilidade no modelo de simulação. As curvas são orientadas pela comparação entre a carga de cisalhamento em (N) e o deslocamento transversal em (mm). Apesar de pouca, ainda existe uma pequena diferença, que pode ser atrelada a fatores como coeficiente de atrito real, por exemplo (HAO e LIU, 2017).

Com base nos resultados da simulação e dos testes em bancada e levando em consideração os 04 métodos para geração de pré carga em um parafuso, constatou-se que a aplicação do método do elemento de pré tensão para gerar pré carga é um método confiável e eficiente.

Em IX, Zhibin *et al.* (2021) explora o mecanismo da perda de torque de juntas parafusadas sob condições de vibração rotativa, propondo um critério teórico mais extenso sob a seguinte condição de contorno: porca livre e cabeça de parafuso livre, sob vibração rotacional.

De acordo com a previsão teórica, existem dois modos de falha, que são a falha por afrouxamento automático da cabeça do parafuso e a falha por afrouxamento automático da porca. A metodologia utilizada também está baseada na simulação de elementos finitos, onde o mapa tridimensional do mecanismo de falha é representado para estudo do afrouxamento da junta parafusada sob vibração rotacional (ZHIBIN *et al.*, 2021).

Da mesma maneira que Hao e Liu (2017) em VIII, a interface de modelagem paramétrica em IX foi feita no ABAQUS e o modelo de malha hexaédrica gerado de parafuso e porca são mostrados na figura 49:

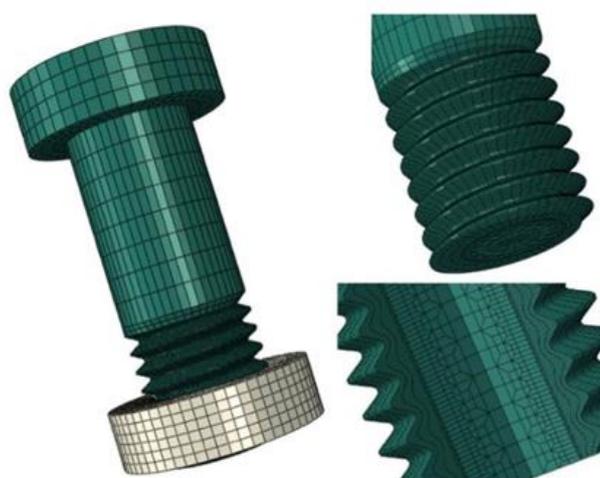


Figura 49: Modelo de parafuso e porca desenvolvido pelos autores – malha fina e detalhada (ABAQUS)
Fonte: Zhibin *et al.* (2021)

O software foi utilizado para estabelecer o modelo tridimensional de elementos finitos hexaédricos finos, para validar a correção da teoria proposta. Para o desenvolvimento das pesquisas, Zhibin *et al.* (2021) adotou a metodologia de análise dos efeitos da amplitude de vibração rotacional, da frequência de vibração e da pré carga inicial na perda de torque da conexão parafusada. O desenvolvimento da teoria de auto afrouxamento de conexões de parafusos sob vibração rotacional tem valores teóricos importantes e grande significado para a prática de engenharia.

De acordo com a análise de elementos finitos, os resultados obtidos demonstram que os fatores amplitude de vibração e a pré carga inicial têm grande influência no afrouxamento dos parafusos, enquanto a frequência de vibração tem pouco efeito no afrouxamento dos parafusos. Além disso, quanto maior a amplitude de vibração rotacional e menor a pré carga inicial, mais fácil ocorre a perda de torque. (ZHIBIN *et al.*, 2021).

Ambas as conclusões também foram obtidas e discutidas no estudo apresentado por Hao e Liu (2017), e mais uma vez, a grande influência da amplitude é discutida. Nesse sentido, existem muitos fatores que afetam o afrouxamento dos parafusos.

Zhibin *et al.* (2021) analisou experimentalmente estes fatores, e os resultados são apresentados na figura 50:

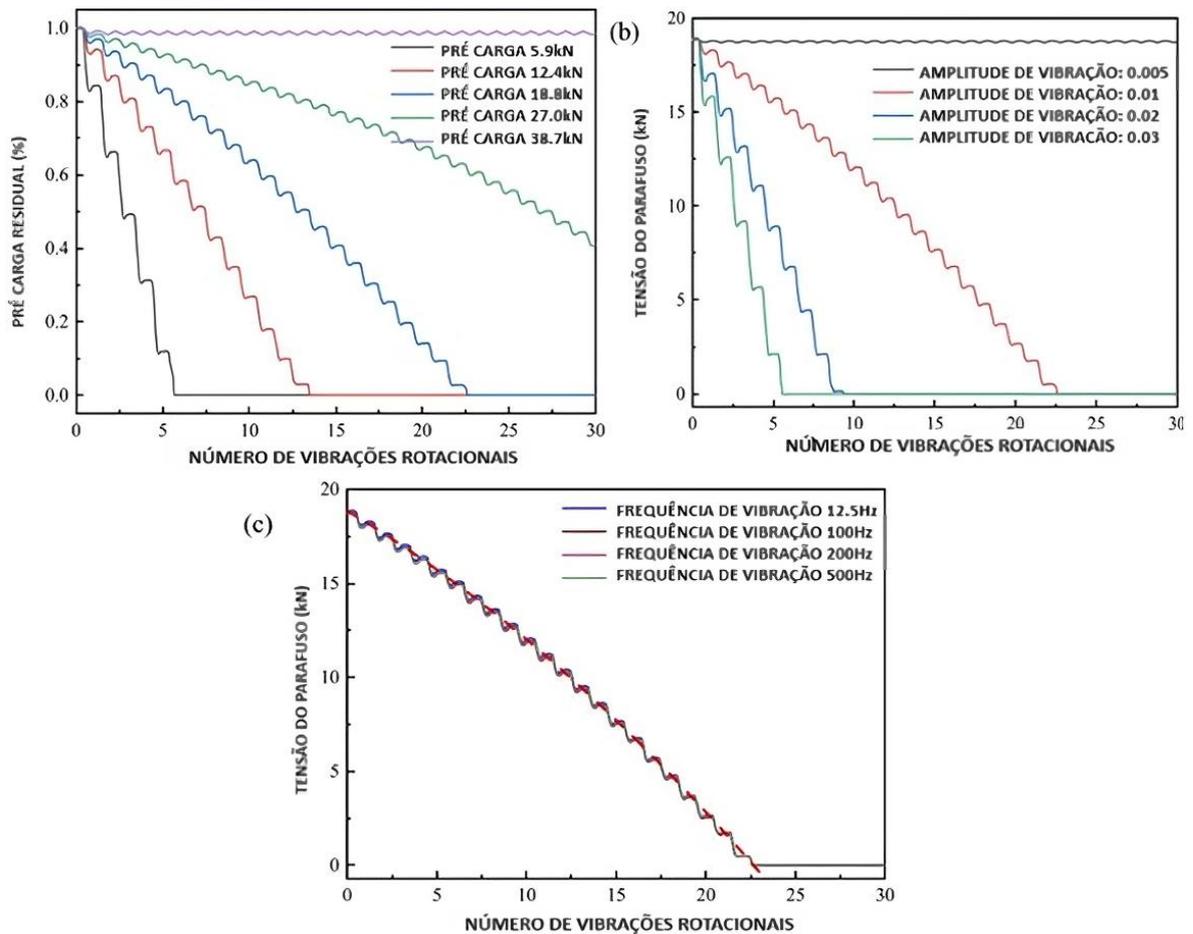


Figura 50: Fatores de influência na pré carga do parafuso. (a) Efeito da pré carga, (b) Efeito da amplitude de vibração e (c) Efeito da frequência de vibração

Fonte: Zhibin *et al.* (2021)

Fatores como pré carga do parafuso, amplitude de vibração e frequência de vibração foram estudados, e de modo geral, pode-se concluir que sob a vibração rotacional, a pré carga do parafuso e a amplitude de vibração têm grande influência no parafuso, enquanto a frequência de vibração tem pouca influência no afrouxamento do parafuso.

De acordo com Zhibin *et al.* (2021), para o resultado de (a), conclui-se que a velocidade de afrouxamento da conexão do parafuso diminui com o aumento da pré carga do parafuso até que a amplitude de vibração não seja suficiente para afrouxar a conexão do

parafuso, semelhante ao que foi apresentado por Ying *et al.* (2020), onde foi constatado que a vida útil das juntas parafusadas pode ser melhorada aumentando o torque de aperto inicial.

Já em (b), a velocidade de afrouxamento do parafuso aumenta com o aumento da amplitude de vibração rotacional, também indo de encontro ao que foi discutido no terceiro artigo, no qual o grau de relaxação da pré carga do parafuso teve uma relação proporcional não linear com a amplitude.

Ying *et al.* (2020) também trouxe a conclusão de que a relação não linear entre a amplitude e a pré carga de um parafuso indicam que a força de pré aperto das conexões parafusadas pode ser facilmente relaxada devido à alta amplitude.

Em X, último artigo desta análise, Gong *et al.* (2019) traz um estudo sobre o mecanismo de diminuição de pré carga de juntas parafusadas quando estas estão sujeitas a cargas vibratórias transversais. Com foco maior na construção de modelos de elementos finitos de juntas parafusadas e transversais cíclicas, foram simuladas e aplicadas vibrações nas juntas parafusadas.

Com base nos resultados da simulação, foi encontrada outra causa para a diminuição da pré carga: liberação e distribuição de tensão. Este mecanismo de diminuição da pré carga é então discutido, estabelecendo critérios de avaliação quantificados por meio de três parâmetros (GONG *et al.*, 2019).

Por fim, também foram realizados experimentos práticos para verificar a confiabilidade do estudo. Um modelo de elementos finitos foi construído para simular o processo do teste Junker. A figura 51 apresenta a estrutura parafusada típica que foi utilizada de base para a modelagem de elementos finitos da mesma:

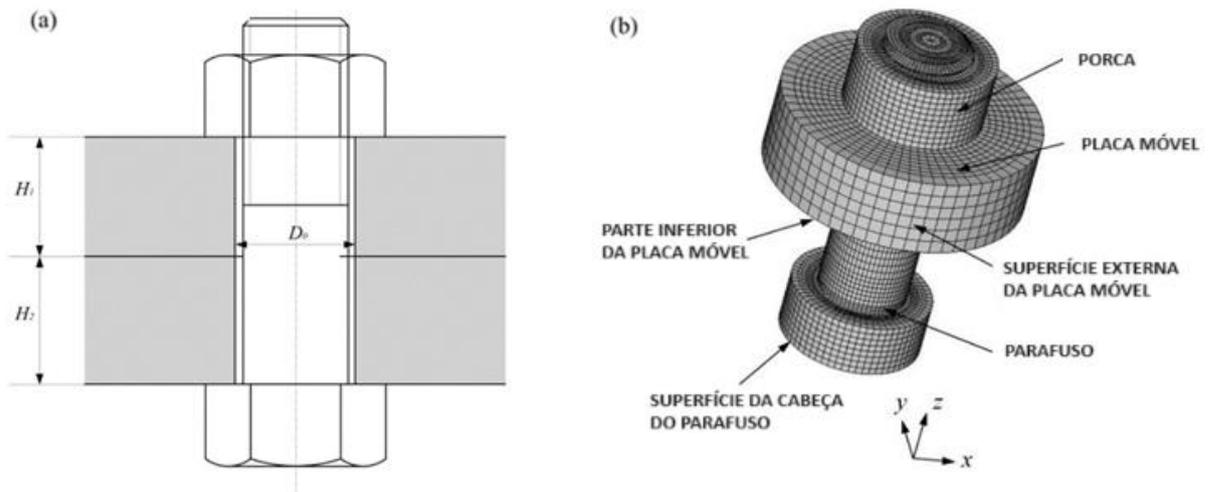


Figura 51: (a) Estrutura típica de junta parafusada e (b) Malha de elementos finitos
 Fonte: Gong *et al.* (2019)

O modelo foi implementado utilizando o software comercial Ansys, e diversas variáveis foram pré estabelecidas, como os coeficientes de atrito e de Poisson. A pré carga também foi definida, e uma força transversal foi aplicada à superfície externa da placa móvel. A simulação foi baseada em uma suposição quase estática, porque a frequência de vibração do teste Junker real é relativamente baixa. Esta suposição quase estática também foi utilizada pelo autor na metodologia do artigo VIII, onde Hao e Liu (2017) exploraram os efeitos de diversos fatores diferentes no afrouxamento sob carga de vibração transversal.

As simulações iniciam com a realização de estudos comparativos entre os modelos de seção transversal da peça roscada com e sem ângulo helicoidal. Estes modelos são apresentados na figura 52:

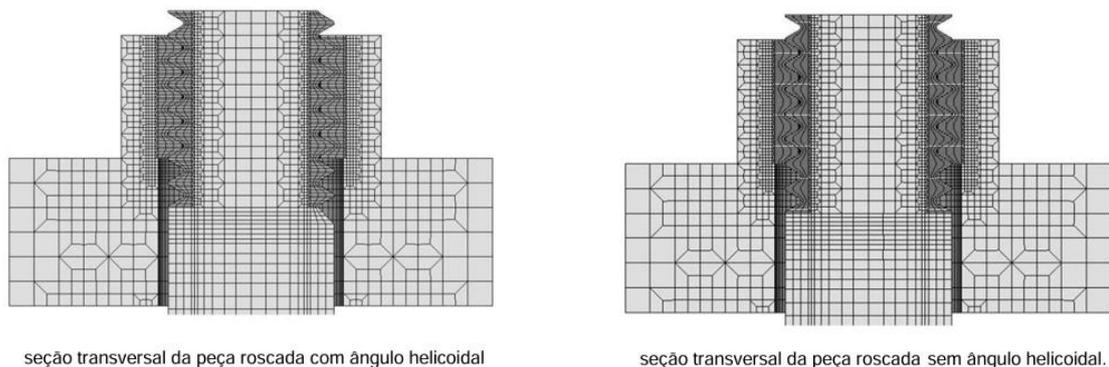


Figura 52: Modelagem de elementos finitos para estudo comparativo
 Fonte: Gong *et al.* (2019)

A partir deste momento, Gong *et al.* (2019) explora os resultados das simulações. A figura 53 mostra as mudanças nas pré cargas com um aumento no ciclo vibratório para os dois casos, e demonstra que existem dois estágios distintos nas curvas de diminuição da pré carga.

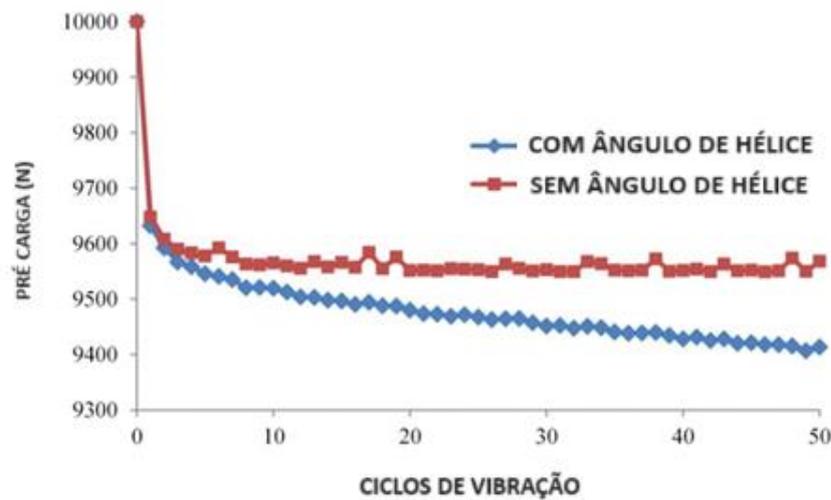


Figura 53: Mudança nas pré cargas com o aumento dos ciclos de vibração
 Fonte: Gong *et al.* (2019)

Nos ciclos de vibração iniciais (cerca dos três primeiros ciclos de vibração), as pré cargas diminuíram rapidamente. Isto indica que a grave diminuição da pré carga que ocorre neste estágio é independente do ângulo da hélice (o que indica a possibilidade de existência de outra causa desconhecida que resulta na perda de pré carga nos ciclos vibratórios). Para o modelo com ângulo de hélice, a pré carga diminuiu quase linearmente, como resultado do afrouxamento da rotação. Para o modelo sem ângulo de hélice, a pré carga permaneceu quase constante (ignorando as flutuações). O artigo ainda explora os efeitos da liberação e distribuição de tensões, deformação de plasticidade cíclica e afrouxamento da rotação na diminuição da pré carga inicial de aperto (GONG *et al.*, 2019).

Para efeitos comparativos, foram aplicados três tipos de modelo de juntas parafusadas: um modelo elástico sem ângulo de hélice, um modelo plástico sem ângulo de hélice e um modelo plástico com ângulo de hélice. Três casos diferentes, listados na tabela 5, foram analisados.

Tabela 5: Três casos com diferentes pré cargas e forças transversais

Três casos com diferentes pré-cargas e forças transversais.		
Caso#	Pré-carga inicial (kN)	Força transversal (N)
1	10	900
2	10	1.350
3	25	3.375

Fonte: Gong *et al.* (2019)

O efeito de cada causa na diminuição da pré carga pode ser calculado e discutido através de uma comparação dos resultados dos três tipos de modelo testados. Inicialmente para o primeiro caso, essa comparação é apresentada na figura 54:

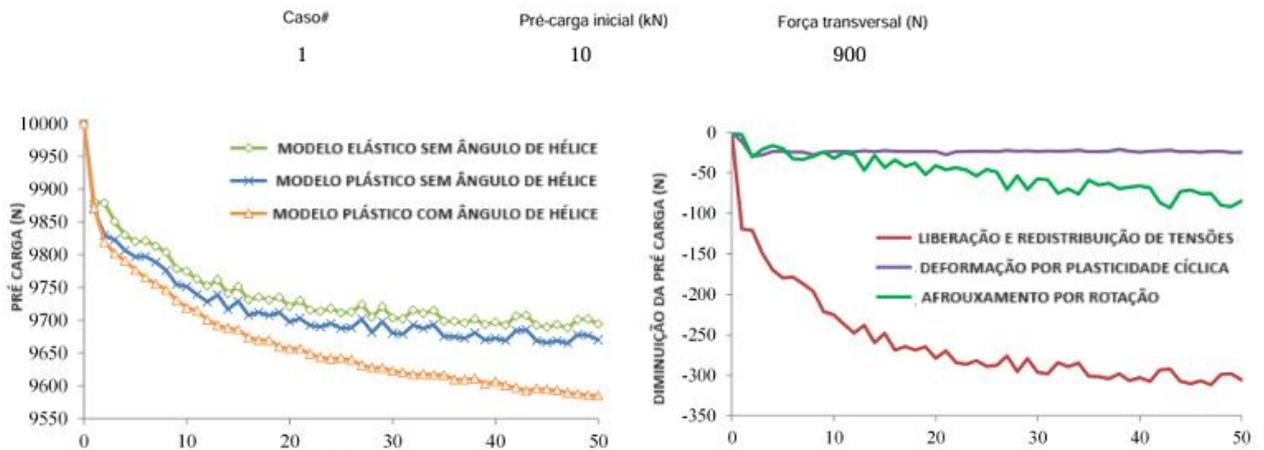


Figura 54: Resultados obtidos para o caso um
Fonte: Gong *et al.* (2019)

As análises baseiam-se na hipótese de que os efeitos de cada causa são completamente independentes ou têm correlações fracas entre si. Primeiramente, na figura 54, fica explícito que a diminuição da pré carga causada pela liberação de tensão e a redistribuição torna-se maior com um aumento nos ciclos de vibração. Enquanto isso, a pré carga causada pela deformação da plasticidade cíclica permanece quase inalterada após os três ciclos iniciais de vibração, o que dificilmente aconteceria se o efeito da liberação e redistribuição de tensões se correlacionasse com o efeito da deformação por plasticidade cíclica.

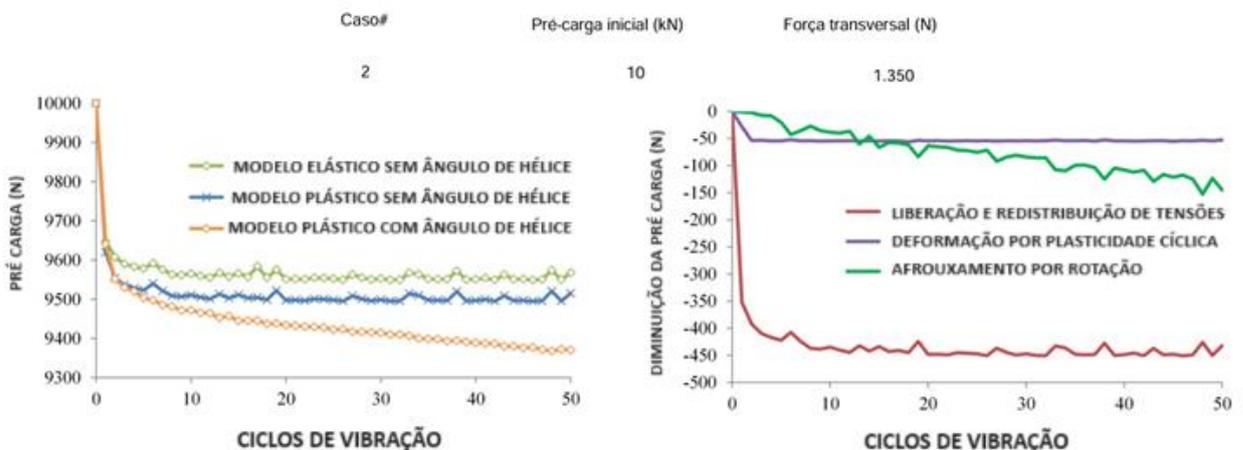


Figura 55: Resultados obtidos para o caso dois
Fonte: Gong *et al.* (2019)

Da mesma forma, na figura 55, pode-se observar que após os dez ciclos de vibração, os resultados de diminuição da pré carga causada pela liberação e redistribuição de tensão e

pela deformação da plasticidade cíclica são quase inalterados. No entanto, a diminuição da pré carga causada pela rotação faz com que o afrouxamento continue o tempo todo, sendo uma evidência de que o afrouxamento da rotação não é afetado pela liberação e redistribuição de tensões, e nem pela deformação por plasticidade cíclica (GONG *et al*, 2019).

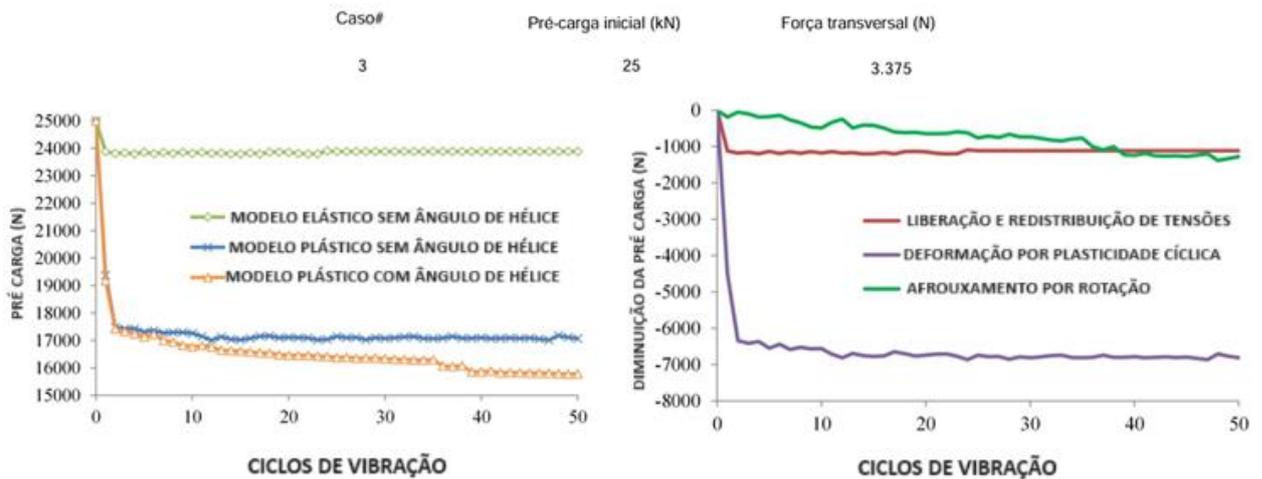


Figura 56: Resultados obtidos para o caso três
Fonte: Gong *et al.* (2019)

Para o caso três, a figura 56 demonstra que a liberação e redistribuição de tensão e deformação de plasticidade cíclica causam uma grande diminuição na pré carga nos primeiros ciclos de vibração. Por outro lado, com o aumento dos ciclos de vibração, os efeitos da liberação e redistribuição de tensões desaparecem. Também pode ser visto que a diminuição da pré carga causada pela rotação é quase proporcional ao ciclo de vibração, aumentando conforme a vibração do ciclo.

Com base na discussão apresentada acima, Gong *et al.* (2019) destaca que é possível descrever uma curva típica de diminuição da pré carga para juntas parafusadas sob a vibração transversal, a qual deve sempre conter três estágios diferentes. Estes estágios estão ilustrados na figura 57:

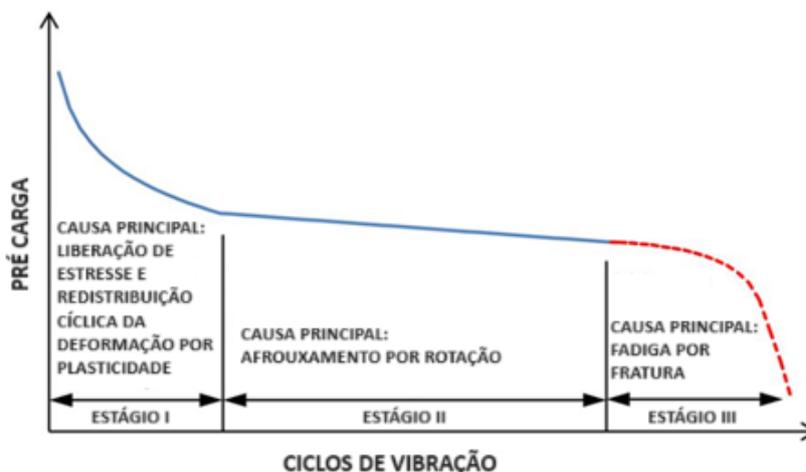


Figura 57: Curva típica de diminuição de pré carga de juntas parafusadas
 Fonte: Gong *et al.* (2019)

O estágio I está localizado dentro dos ciclos vibratórios iniciais. Nesta fase, a curva de diminuição da pré carga é não linear, principalmente causado pela liberação e redistribuição de tensões e deformação plástica cíclica como demonstrado nas simulações anteriores. Essa diminuição não linear pode estar relacionada com a conclusão do artigo três de que a não linearidade entre a amplitude e a pré carga de um parafuso causam uma perda de torque mais rápida.

No estágio II, os efeitos da liberação e redistribuição de tensões e da deformação plástica são quase que nulos, e a diminuição da pré carga resulta principalmente do afrouxamento por rotação. No segundo artigo, a maioria dos resultados mostrou que o afrouxamento resultou da rotação do parafuso, sendo algo em comum entre o segundo e a curva de diminuição de pré carga até aqui apresentada.

À medida que a pré carga diminui continuamente, no estágio III, a fadiga por fratura aparecerá sob vibração. Além disso, é importante notar que quanto maior a força transversal, maiores serão os efeitos da perda da pré carga. Os principais fatores responsáveis pela diminuição da pré carga são a liberação e redistribuição de tensões e a deformação plástica cíclica (GONG *et al.*, 2019).

Com base na curva de diminuição da pré carga mostrada na Figura 57, critérios de avaliação mais abrangentes são propostos e quantificados usando três parâmetros: a queda inicial da pré carga, a taxa de constante diminuição da pré carga e o número de ciclos de vibração até a fratura por fadiga do parafuso, conforme mostrado na figura 58:

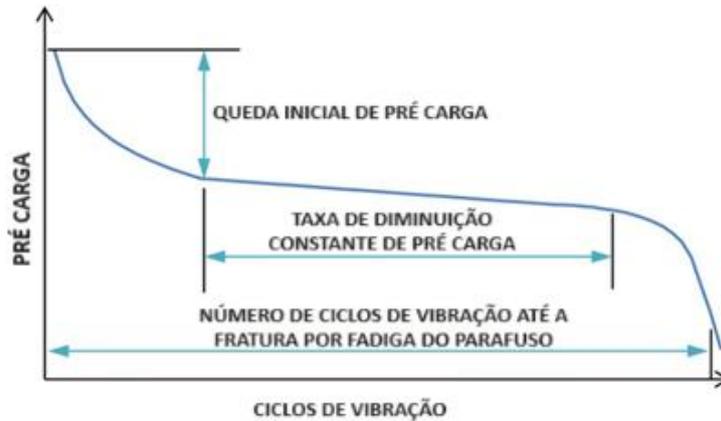


Figura 58: Três parâmetros que representam o comportamento de travamento de juntas parafusadas sob cargas transversais
Fonte: Gong *et al.* (2019)

Os três parâmetros mostram o comportamento da diminuição da pré carga nos estágios I, II e III, respectivamente, e pode representar de forma abrangente o comportamento de travamento de juntas parafusadas. Na fase I, a queda inicial da pré carga é usada para caracterizar a diminuição final da pré carga causada pela liberação de tensão e redistribuição e deformação da plasticidade cíclica, geralmente atrelado a maiores amplitudes de vibração. O segundo parâmetro é a inclinação da curva de diminuição da pré carga no estágio II, denotada como a taxa de diminuição constante da pré carga. No estágio III, o último parâmetro é calculado a partir o número de ciclos de vibração até a fratura por fadiga do parafuso, que é usado para caracterizar as propriedades de fadiga dos parafusos. O comportamento de travamento de uma junta parafusada pode ser comparado e analisado de forma abrangente usando os três parâmetros acima (GONG *et al.*, 2019).

Para validação dos estudos apresentados acima, alguns experimentos ainda foram realizados utilizando o modelo de aparelho Junker, já descrito anteriormente em outras pesquisas e análises deste presente capítulo. O modelo é ilustrado na figura 59:

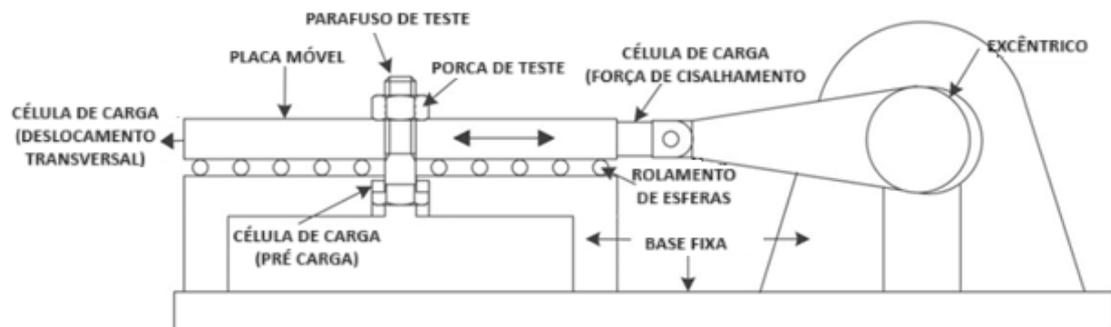


Figura 59: Modelo da máquina de testes Junker
Fonte: Gong *et al.* (2019)

Usando este aparelho, a porca e o parafuso são apertados juntos com a pré carga necessária. Então, um deslocamento transversal foi definido para gerar carga de cisalhamento cíclico aplicado a junta.

Já com relação aos resultados obtidos, a figura 60 apresenta a mudança em pré carga com aumento do ciclo vibratório para duas amostras de exemplo. A diminuição da pré carga gera curvas de comportamento decrescentes e passando pelos três estágios diferentes, indo de encontro com a teoria apresentada anteriormente nas figuras 56 e 57.

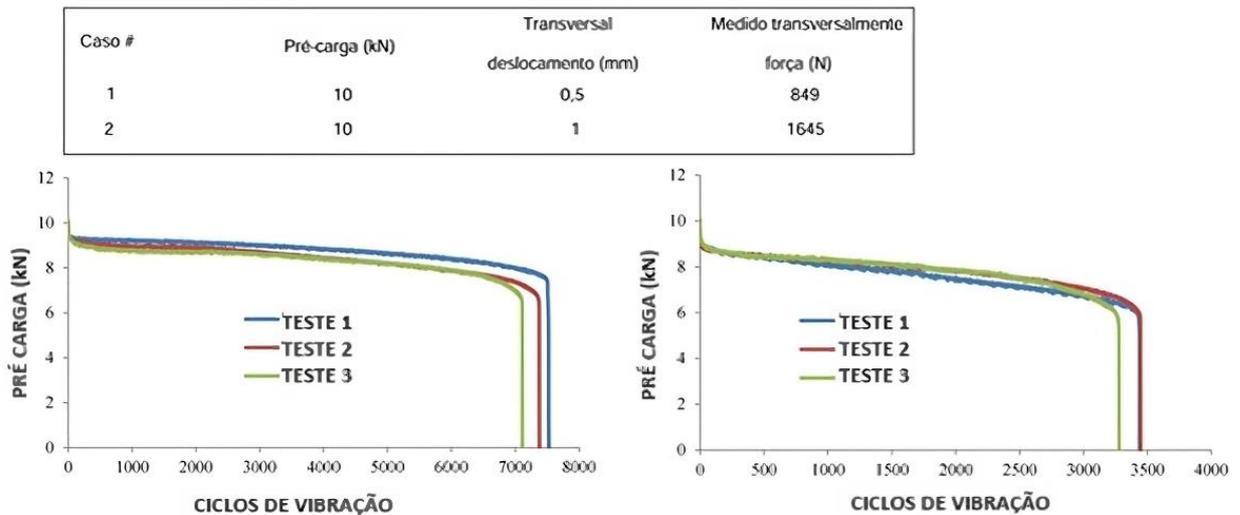


Figura 60: Análises comparativas da perda de pré carga para dois casos diferentes
Fonte: Gong *et al.* (2019)

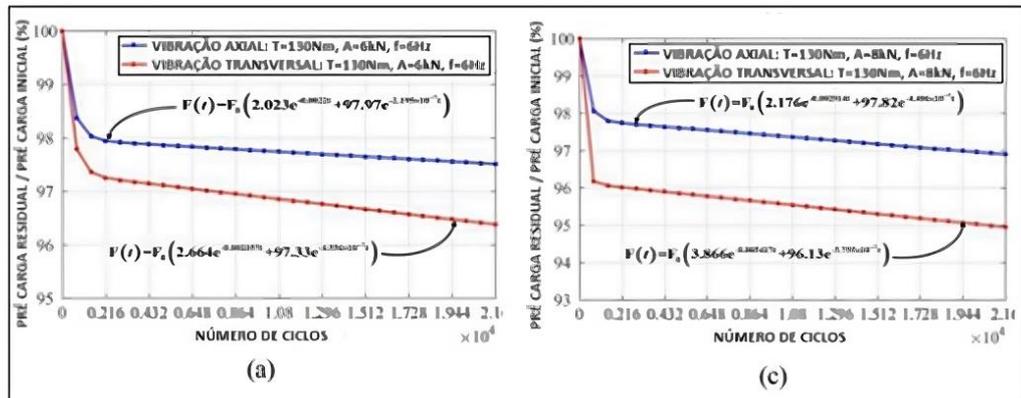
No estágio I, a pré carga cai consideravelmente. Após isso, há uma diminuição constante da pré carga que caracteriza o estágio II, causado pelo afrouxamento por rotação. Na última etapa, o parafuso fraturou por fadiga. Os resultados experimentais do décimo artigo verificam a confiabilidade e demonstram a consistência dos estudos sobre diminuição da pré carga.

4.1 ESTUDO COMPARATIVO

Após a análise sistemática de todos os trabalhos selecionados, foi possível identificar que a amplitude de vibração foi a variável mais discutida com relação a perda de torque em juntas parafusadas. Os resultados sugerem que quanto maior a amplitude de vibração, maior a taxa de perda da pré carga inicial de um parafuso, que por sua vez provocam maiores tensões e desgaste em sistemas mecânicos e seus componentes associados, confirmando a teoria de Rao (2011) apresentada no capítulo dois.

A partir dos estudos, dados e resultados obtidos na seção 4, também é possível pontuar as principais tendências e correlacionar vários pontos chaves presentes dentro dos dez artigos apresentados.

As pesquisas de Ying *et al.* (2020), Hao e Liu (2017) e Zhibin *et al.* (2021) discutem a influência da amplitude de vibração na perda de pré carga dos parafusos. De maneira conjunta, todos concluem que uma maior amplitude de vibração está associada a uma maior taxa de perda de torque em juntas parafusadas. Há consenso entre estes trabalhos e isso pode ser observado na figura 61:

(III) - Ying *et al.* (2020)

(VIII) - Hao e Liu (2017)

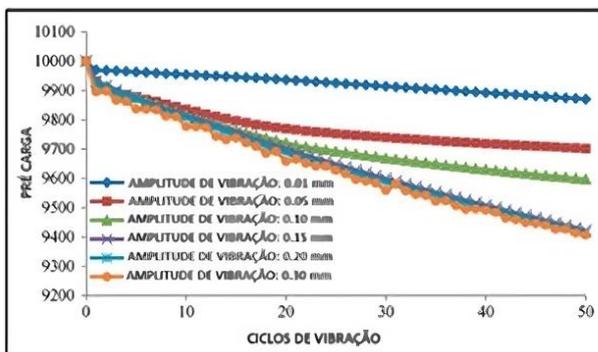
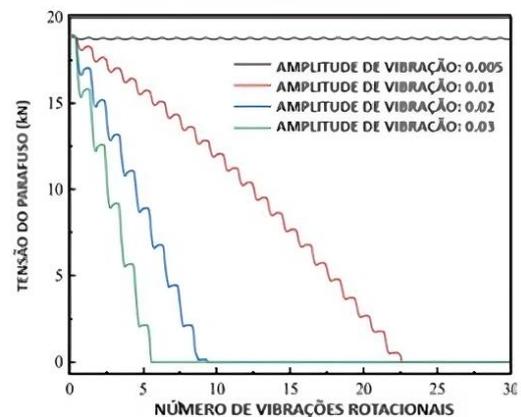
(IX) - Zhibin *et al.* (2021)

Figura 61: Semelhanças entre os estudos III, VIII e IX
 Fonte: Pesquisa direta (2024)

No estudo de Ying *et al.* (2020), o teste C foi o que mais gerou perda de pré carga, quando sujeito a vibrações transversais. No estudo de Hao e Liu (2017) a maior alteração na pré carga é oriunda da maior amplitude de vibração representada, bem como no estudo de Zhibin *et al.* (2021), onde a perda de carga mais rápida é decorrente da maior amplitude de vibração rotacional. A amplitude de 0.03 causou perda de torque em torno de 05 ciclos, enquanto que uma amplitude três vezes menor, de 0.01, só veio a apresentar perda de torque após cerca de 22 ciclos de vibração.

Quanto aos métodos de geração de pré carga e sua influência na perda de torque, podemos destacar os estudos de Yan *et al.* (2017) e Hao e Liu (2017), que abordam diferentes métodos de geração de pré carga e seu impacto na perda de torque. Enquanto o método do elemento de pré-tensão é considerado eficaz em manter a pré carga no estudo de Hao e Liu (2017), o método simplificado de aperto pode levar a uma maior perda de pré carga de acordo com Yan *et al.* (2017).

O efeito do comprimento do parafuso na perda de torque de estruturas parafusadas também é definido e considerado como um fator importante. Este tema foi abordado por Friede e Lange (2009) e Yan *et al.* (2017), sendo o foco central da discussão como comprimentos maiores de fixação são mais eficazes em evitar o afrouxamento completo após um certo número de ciclos.

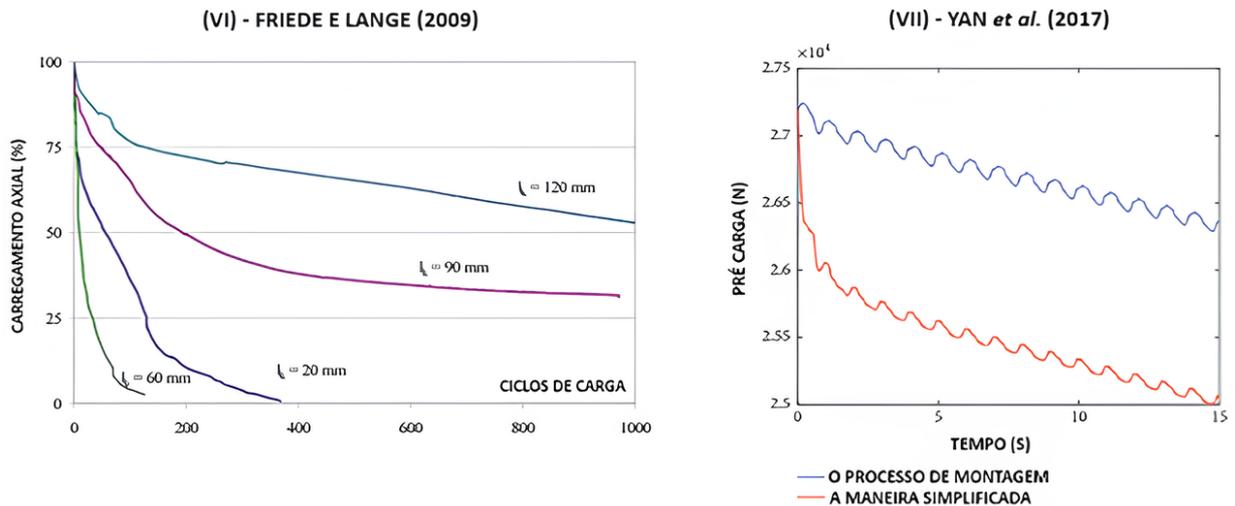


Figura 62: Semelhanças entre os estudos VI e VII
Fonte: Pesquisa direta (2024)

No estudo de Friede e Lange (2009), conforme destaca a figura 62, foi possível perceber que após no máximo 400 ciclos de carga, a pré carga nos parafusos com comprimento de fixação inferior a 90 mm desapareceu, enquanto que os parafusos com comprimento de fixação superiores a 90 mm mantêm o restante da pré carga após 1000 ciclos.

Por outro lado, para um mesmo ciclo de carga, a perda de torque é muito mais fácil de aparecer e mais pré carga é perdida quando a pré carga é produzida pela forma simplificada. Isto ocorre porque o torque resultante na superfície de contato é menor, ou seja, menos superfície de contato implica em menor torque (YAN *et al.*, 2017).

A análise de elementos finitos (FEA) também foi uma abordagem comum para avaliação da perda de torque. Os estudos apresentados por Yan *et al.* (2017), Hao e Liu (2017), Zhibin *et al.* (2021) e Gong *et al.* (2019) utilizam análise de elementos finitos para investigar o afrouxamento dos parafusos sob diferentes condições de vibração, gerando insights sobre os mecanismos subjacentes ao afrouxamento. Estes insights estão relacionados principalmente com a forma como o parafuso é fixado.

Yan *et al.* (2017) utiliza as simulações com o principal objetivo de comparar os efeitos destas diferentes formas de fixação dos parafusos, enquanto que Hao e Liu (2017), destacam

os fatores de influência como geração de pré carga e parâmetros de vibração. Com base nos resultados da simulação, constatou-se que a aplicação do segundo método alternativo - o do elemento de pré tensão - apresentou bons resultados.

Analogamente, fatores como pré carga do parafuso, amplitude de vibração e frequência de vibração foram estudados por Zhibin *et al.* (2021), e de modo geral, pode-se concluir que sob a vibração rotacional, a pré carga do parafuso e a amplitude de vibração têm grande influência no parafuso, enquanto a frequência de vibração tem pouca influência no afrouxamento do parafuso. A relação com o quanto de ciclos de carga a estrutura é capaz de suportar até a fadiga é então explorada, sendo possível descrever uma curva típica de diminuição de pré carga de juntas parafusadas (GONG *et al.*, 2019).

Os estudos de Zhibin *et al.* (2021) e Gong *et al.* (2019) também exploram os efeitos da vibração rotativa na pré-carga dos parafusos, concluindo que tanto a pré-carga quanto a amplitude de vibração são fatores importantes nesse contexto. A velocidade de afrouxamento da conexão do parafuso diminui com o aumento da pré carga do parafuso até que a amplitude de vibração não seja suficiente para afrouxar a conexão do parafuso, semelhante ao que foi visto no estudo apresentado por Ying *et al.* (2020), onde foi constatado que a vida útil das juntas parafusadas pode ser melhorada aumentando o torque de aperto inicial (ZHIBIN *et al.*, 2021).

Da mesma maneira, nas curvas típicas de diminuição de pré carga apresentadas por Gong *et al.* (2019), o primeiro estágio de maior perda de torque está ligado a maiores amplitudes de vibração. Na contramão, maiores pré cargas iniciais são capazes de suportar um maior número de ciclos de vibração até a perda completa da pré carga.

Outro ponto é que as pesquisas de Ksentini *et al.* (2014) e Gong *et al.* (2021) compararam diferentes tipos estruturas auto travantes para avaliar sua eficácia na prevenção do afrouxamento de conexões parafusadas, destacando nesse contexto a importância da forma da porca. Estudos e resultados demonstraram que o afrouxamento resultou, na maioria das vezes, da rotação do parafuso, ou seja, no início do fenômeno há rotação do parafuso no sentido de afrouxamento sem qualquer rotação da porca (KSENTINI *et al.*, 2014).

A eficácia das estruturas de porca se dá pela sua capacidade de aumentar a força de atrito na superfície da rosca, apresentando desempenhos muito melhores do que as estruturas em forma de arruela, que aumentam a força de atrito na superfície parafuso. Gong *et al.*

(2021) destaca especialmente as porcas duplas excêntricas e as porcas de torque predominante, como as que mais demonstraram excelentes capacidades anti afrouxamento.

Ao final deste parágrafo, pode-se pontuar que essas correlações entre artigos fornecem uma visão geral das tendências e padrões comuns encontrados no decorrer desta análise, ajudando a entender melhor os fatores que influenciam a perda de torque em juntas parafusadas sob condições de vibração.

5 CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES

5.1 CONCLUSÃO

Neste capítulo são apresentadas as conclusões referentes ao presente estudo e algumas recomendações para trabalhos futuros relacionados com o tema até aqui abordado.

Este trabalho teve como objetivo realizar uma revisão sistemática a respeito da perda de torque em juntas parafusadas, contribuindo assim para uma maior compreensão do fenômeno. A análise dos estudos revisados possibilitou a identificação dos fatores mais relevantes que contribuem para a perda de torque das conexões parafusadas, entre eles a vibração transversal, a amplitude e a frequência, sendo o carregamento transversal o de maior potencial catastrófico, validando a teoria de Gerhard H. Junker de 1969.

A amplitude de vibração foi o indicador de maior potencial prejudicador no que diz respeito a perda de torque das juntas parafusadas porque, à medida que a amplitude aumenta, a intensidade dos deslocamentos entre as partes da junta também aumenta, provocando o afrouxamento progressivo do parafuso. Ao contrário da frequência, a amplitude elevada impõe uma carga cíclica maior, superando a força de atrito que mantém a pré-carga. Esse efeito é ainda mais crítico em condições de vibração transversal, onde o movimento é perpendicular a direção de aperto, acelerando a degradação da integridade da junta.

Algumas variáveis também se mostraram eficazes contra a perda de torque em parafusos, como por exemplo o aumento da pré carga inicial, aumento do atrito sob a cabeça do parafuso e uso de elementos de segurança eficientes (com base na pesquisa do quinto artigo). No entanto pode haver limitações, pois a eficácia destas medidas depende diretamente de fatores como o tipo de vibração presente e as condições de carga.

Portanto, com base no que foi discutido até aqui, esta análise sistemática contribui para uma maior compreensão do tema porque aponta a variável amplitude como a mais significativa na perda de torque por vibração transversal em juntas parafusadas.

5.2 RECOMENDAÇÕES

Neste tópico estão listadas algumas recomendações e direcionamentos para possíveis trabalhos futuros:

- Avaliar a influência do material do parafuso na perda de torque das juntas parafusadas;
- Construção de uma bancada de vibração para testes de juntas parafusadas, para determinar frequências de excitação e intensidade da carga aplicada a junta que resulte na perda de torque;
- Estudar o comportamento de diferentes tipos de parafusos com diferentes tipos de elementos auto travantes, como por exemplo parafuso com porca, dupla porca, porca e contraporca e arruela de pressão.

6 REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

- [1] DEN HARTOG, J. P. **Mechanical Vibrations**. Dover Publications, 1985.
- [2] ECCLES, William. **Relatório sobre os testes de vibração do Junker Fastener na porca Under Hole e no sistema de fixação PLB**. Relatório para T.H.I. Sarl. Bolt Science Limited, 2010. Disponível em: www.boltscience.com. Acesso em: 16 out. 2010.
- [3] ENSUS. **Torque em parafusos: qual a importância?** Disponível em: <https://ensus.com.br/torque-em-parafusos-qual-a-importancia/>. Acesso em: 29 set. 2024.
- [4] EWINS, D. J. **Modal Testing: Theory, Practice, and Application**. 2. ed. Research Studies Press, 2000.
- [5] FRIEDE, R.; LANGE, J. **Self-loosening of prestressed bolts**. Technische Universität Darmstadt, Germany, 2009.
- [6] GONG, H.; JIANHUA, L. **Review on anti-loosening methods for threaded fasteners**. School of Mechanical Engineering, China, 2021.
- [7] GONG, H.; LIU, J. **Some factors affecting the loosening failure of bolted joints under vibration using finite element analysis**. Journal of Mechanical Engineering Science, 2017. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954406217745337>.
- [8] GONG, H.; LIU, J.; WANG, L.; LI, Z.; YANG, S. **Study on the mechanism of preload decrease of bolted joints subjected to transversal vibration loading**. Journal of Engineering Manufacture, 2019. DOI: 10.1177/0954405419838675.
- [9] HARRIS, Charles M. **Handbook of Acoustical Measurements and Noise Control**. 3. ed. McGraw-Hill Education, 2013.
- [10] HARRIS, C. M.; PIERSOL, A. G. **Harris' Shock and Vibration Handbook**. 5. ed. New York: McGraw-Hill, 2002.
- [11] INMAN, D. J. **Engineering Vibrations**. 4. ed. University of Michigan, 2014.
- [12] JUNKER, G. H. **New criteria for self-loosening of fasteners under vibration**. SAE Transactions, v. 78, 1969. Reprinted in March 1971.
- [13] JUVINALL, R. C. **Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas**. 4. ed. São Paulo: Pearson, 2013.
- [14] KELLY, S. G. **Fundamentals of Mechanical Vibrations**. 2. ed. McGraw-Hill, 2000.

- [15] KSENTINI, O.; BAILI, M.; SAINTUBERT, B. **Experimental study of bolted joint self-loosening under transverse load**. Springer International Publishing Switzerland, 2014.
- [16] **MARKS' Standard Handbook for Mechanical Engineers**. 10. ed. McGraw-Hill.
- [17] MARTINHO, M. A.; MARTINHO, A. L. **Tecnologia de Aperto: Guia de Bolso**. [S.l.]: [s.n.], 2003.
- [18] MEIROVITCH, L. **Principles and Techniques of Vibrations**. Prentice Hall, 1997.
- [19] MOBLEY, R. K. **Vibration Fundamentals**. Woburn: Butterworth-Heinemann, 1999.
- [20] MOBLEY, R. K. **Vibration Fundamentals**. 2. ed. Butterworth-Heinemann, 2002.
- [21] MOTT, R. L. **Elementos de Máquinas em Projetos Mecânicos**. 5. ed. Bookman, 2008.
- [22] RAO, S. S. **Mechanical Vibrations**. 4. ed. Prentice Hall, 2008.
- [23] RAO, S. S. **Mechanical Vibrations**. 5. ed. Prentice Hall, 2011.
- [24] RAO, S. S. **Mechanical Vibrations**. 6. ed. Pearson, 2018.
- [25] RAO, S. S. et al. **Mechanical Vibrations**. 6. ed. Pearson, 2019.
- [26] SHIGLEY, J. E. **Elementos de máquinas de Shigley: Projeto de engenharia mecânica**. 8. ed. Porto Alegre: AMGH Editora, 2011.
- [27] THOMSON, W. T. **Theory of Vibration with Applications**. 4. ed. Google Livros, 1993.
- [28] THOMSON, W. T. **Theory of Vibration with Applications**. CRC Press, 2019.
- [29] THOMSON, W. T.; DAHLEH, M. D. **Theory of Vibration with Applications**. 5. ed. Prentice Hall, 1997.
- [30] WINCK, Geison Sheid. **Instrumentação, identificação e controle ativo de vibração em barras engastadas**. 2012. 101 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.
- [31] YAN, C.; SUN, Y.; LI, S.; LIU, H. **Self-loosening failure analysis of bolt joints under vibration considering the tightening process**. Dalian University of Technology, China, 2017.
- [32] YING, L.; CHEN, M.; WANG, C.; XIE, H.; SUN, C. **Experimental study on behavior of time-related preload relaxation for bolted joints subjected to vibration in different**

directions. Tribology International, v. 142, 2020. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.106005>.

[33] ZADOKS, R. I.; YU, X. **An investigation of the self-loosening behavior of bolts under transverse vibration.** Academic Press Limited, 1997.

[34] ZHIBIN, L.; HAO, G.; JIANHUA, L. **Study on self-loosening mechanism of bolted joint under rotational vibration.** Tribology International, v. 161, 2021. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107074>.

ANEXO