

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Análise dinâmica não linear de colunas de perfuração

Leandro Augusto Martins

Uberlândia

2023

Leandro Augusto Martins

Análise dinâmica não linear de colunas de perfuração

Tese apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para obtenção do grau de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações

Linha de pesquisa: Dinâmica de Máquinas Rotativas

Prof. Dr. Aldemir Aparecido Cavalini Jr.,
Orientador

Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho
Coordenador do PPG em Engenharia Mecânica

Uberlândia

2023

Leandro Augusto Martins

Análise dinâmica não linear de colunas de perfuração

Tese apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para obtenção do grau de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações
Linha de pesquisa: Dinâmica de Máquinas Rotativas

Uberlândia, 14 de fevereiro de 2023.

Banca examinadora:

Prof. Dr. Aldemir Aparecido Cavalini Jr., Orientador (UFU)

Prof. Dr. Americo Barbosa da Cunha Junior (UERJ)

Prof. Dr. Antonio Marcos Gonçalves de Lima (UFU)

Prof. Dr. Fabian Andres Lara-Molina (UFTM)

Prof. Dr. Marcus Antônio Viana Duarte (UFU)

Ficha Catalográfica Online do Sistema de Bibliotecas da UFU
com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

M386
2023

Martins, Leandro Augusto, 1994-
Análise dinâmica não linear de colunas de perfuração
[recurso eletrônico] / Leandro Augusto Martins. - 2023.

Orientadora: Aldemir Aparecido Cavalini Jr.
Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia,
Pós-graduação em Engenharia Mecânica.

Modo de acesso: Internet.

Disponível em: <http://doi.org/10.14393/ufu.te.2023.13>

Inclui bibliografia.

Inclui ilustrações.

1. Engenharia mecânica. I. Jr, Aldemir Aparecido
Cavalini, 1983-, (Orient.). II. Universidade Federal de
Uberlândia. Pós-graduação em Engenharia Mecânica. III.
Título.

CDU: 621

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:
Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091
Nelson Marcos Ferreira - CRB6/3074



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
 Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
 Av. João Naves de Ávila, nº 2121, Bloco 1M, Sala 212 - Bairro Santa Mônica, Uberlândia-MG, CEP 38400-902
 Telefone: (34) 3239-4282 - www.posmecanicaufu.com.br - secposmec@mecanica.ufu.br



ATA DE DEFESA - PÓS-GRADUAÇÃO

Programa de Pós-Graduação em:	Engenharia Mecânica				
Defesa de:	Tese de Doutorado Acadêmico, nº 346, PPGEM				
Data:	14/02/2023	Hora de início:	08:00	Hora de encerramento:	12:00
Matrícula do Discente:	11823EMC007				
Nome do Discente:	Leandro Augusto Martins				
Título do Trabalho:	Análise Dinâmica Não Linear de Colunas de Perfuração				
Área de concentração:	Mecânica dos Sólidos e Vibrações				
Linha de pesquisa:	Dinâmica de Sistemas Mecânicos				
Projeto de Pesquisa de vinculação:					

Reuniu-se por meio de videoconferência a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Professores Doutores: Antonio Marcos Gonçalves de Lima - FEMEC/UFU; Marcus Antonio Viana Duarte - FEMEC/UFU; Americo Barbosa da Cunha Junior - UERJ; Fabian Andres Lara Molina - UFTM; e Aldemir Aparecido Cavallini Junior - FEMEC/UFU, orientador do candidato.

Iniciando os trabalhos, o presidente da mesa, Dr. Aldemir Aparecido Cavallini Junior, apresentou a Comissão Examinadora e o candidato, agradeceu a presença do público, e concedeu ao Discente a palavra para a exposição do seu trabalho. A duração da apresentação do Discente e o tempo de arguição e resposta foram conforme as normas do Programa.

A seguir o senhor(a) presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos(às) examinadores(as), que passaram a arguir o(a) candidato(a). Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o(a) candidato(a):

Aprovado.

Esta defesa faz parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Doutor.

O competente diploma será expedido após cumprimento dos demais requisitos, conforme as normas do Programa, a legislação pertinente e a regulamentação interna da UFU.

Nada mais havendo a tratar foram encerrados os trabalhos. Foi lavrada a presente ata que após lida e achada conforme foi assinada pela Banca Examinadora.



Documento assinado eletronicamente por **Aldemir Aparecido Cavallini Junior, Professor(a) do Magistério Superior**, em 14/02/2023, às 11:58, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Fabian Andres Lara Molina, Usuário Externo**, em 14/02/2023, às 12:00, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Antonio Marcos Gonçalves de Lima, Professor(a) do Magistério Superior**, em 14/02/2023, às 12:00, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Americo Barbosa da Cunha Junior, Usuário Externo**, em 14/02/2023, às 12:01, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Marcus Antonio Viana Duarte, Usuário Externo**, em 15/02/2023, às 11:37, 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 https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **4260968** e o código CRC **3C70B4D9**.

Agradecimentos

Primeiramente agradeço a Deus por iluminar meu caminho, me permitindo superar todas as dificuldades ao longo de toda minha trajetória.

Agradeço aos meus pais Ana e Dilson por seu carinho, amor e apoio, além de todos os sacrifícios realizados para me educar e indicar o caminho, me preparando para o futuro. Também agradeço ao meu irmão Diego pelo apoio e incentivo constante.

Agradeço ao meu orientador, Prof. Aldemir Cavalini Jr pela oportunidade, paciência e confiança depositada. Admiro sua dedicação pelo trabalho, batalhando todos os dias pela manutenção e crescimento do laboratório. Aprecio ainda sua preocupação com o desenvolvimento pessoal e profissional de todos seus orientados.

Gostaria de agradecer ao Prof. Francisco Lépore pela paciência e sua enorme disposição em me ajudar. Sou extremamente grato pelo crescimento intelectual, profissional e pessoal que sua presença me proporcionou a cada visita em seu laboratório. Foi um grande privilégio e honra te conhecer. Infelizmente não fui capaz de me despedir, mas sempre me lembrarei de seu enorme coração e do constante sorriso em seu rosto a cada aceno realizado para mim a distância. Muito obrigado.

Gostaria de agradecer aos meus amigos do Laboratório de Mecânica de Estruturas Prof. José Eduardo Tannús Reis (LMEst), pelo apoio, companheirismo e momentos de descontração que nos trazem energia e paz, tornando os dias mais leves. Todos vocês tiveram um papel indispensável no desenvolvimento desta tese. Em especial, agradeço ao Marcus Fernandes de Oliveira, Felipe Carvalho, Orlando Tomaz, Leonardo Sicchieri, Geisa Zuffi e Fernanda Beatriz. Além disso, agradeço ainda todos os funcionários pelo suporte físico e operacional proporcionado.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pela bolsa de estudos concedida e ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, por viabilizar a realização deste trabalho.

Ao Prof. Marian Wiercigroch pela acolhida durante o período que lá permaneci, foi um grande privilégio e honra trabalhar e estudar sob sua orientação. Deixo meu agradecimento ainda a todos os membros do *Centre for Applied Dynamic Research* (CADR), em especial ao Dr. Vahid Vaziri por todo seu entusiasmo em me ajudar sempre que precisei.

Ao Programa Institucional de Internacionalização – CAPES/PrInt (Edital nº 41/2017) pelo financiamento do meu período sanduíche, me proporcionando imensurável desenvolvimento profissional e pessoal, bem como a realização de um sonho.

Por fim agradeço a todos que direta ou indiretamente contribuíram de alguma forma para a realização desta importante etapa da minha vida.

*"Experiência não é o que aconteceu com você;
mas o que você fez com o que lhe aconteceu"*
(Aldous Huxley)

Resumo

Martins, L. A. *Análise dinâmica não linear de colunas de perfuração*. Tese de Doutorado - Universidade Federal de Uberlândia, 2023.

A presente tese de doutorado é dedicada à investigação numérica e experimental de colunas de perfuração empregadas na exploração de petróleo e gás. Um modelo numérico/computacional não linear foi desenvolvido em elementos finitos a partir da inclusão de termos não lineares em um modelo tradicional de viga. Essa alteração é realizada de modo a viabilizar o acoplamento correto entre torção/flexão, permitindo a representação fidedigna de efeitos complexos oriundos da dinâmica não linear de coluna em operação. De modo a possibilitar a investigação desses fenômenos de forma experimental, uma bancada de testes foi projetada, construída e instrumentada. Seus componentes, disposição e finalidade são apresentados e justificados em detalhes. A bancada foi estruturada visando a robustez, permitindo que diversas situações e cenários fossem viáveis e vibrações de caráter axial, torcional e lateral pudessem ser investigadas. As simulações numéricas realizadas apresentam as diferenças entre o modelo linear tradicional e o proposto, contando com a validação do mesmo. O modelo foi então incorporado a uma configuração de referência, a qual foi investigada dinamicamente, sendo capaz de reproduzir *stick-slip*, *bit-bounce* e *helical buckling*. As investigações experimentais utilizando a bancada presente na universidade de Aberdeen trouxeram resultados valiosos, permitindo a elucidação de diversos efeitos, como ocorrem e impactam na dinâmica do sistema. Adicionalmente, por meio destas, pode-se observar o acoplamento entre os diferentes tipos de vibrações, concordando de forma qualitativa com as simulações numéricas. Com base nas discussões realizadas bem como nos resultados obtidos, as principais contribuições são apresentadas a nível institucional e geral.

Palavras-chave: Coluna de perfuração. Modelo não linear. Dinâmica não linear. Elementos finitos.

Abstract

Martins, L. A. *Nonlinear dynamic analysis of drill-strings*. PhD Thesis - Federal University of Uberlândia, Month 2023.

This doctoral thesis is dedicated to the numerical and experimental investigation of drill strings used in oil and gas exploration. A nonlinear numerical/computational model was developed in finite elements from the inclusion of non-linear terms in a traditional beam model. This alteration is carried out to enable the correct coupling between torsion/flexion, allowing the correct representation of complex effects arising from the non-linear dynamics of the column in operation. In order to allow the investigation of these phenomena in an experimental way, a test rig was designed, built, and instrumented. Its components, layout, and purpose are presented and justified in detail. The rig was structured aiming robustness, allowing different situations and scenarios, and admitting that axial, torsional, and lateral vibrations could be investigated. The numerical simulations showed the differences between the traditional linear model and the proposed one, counting on its validation. The model was then incorporated into a reference configuration, which was investigated dynamically, being able to reproduce stick-slip, bit-bounce and helical buckling. The experimental investigations using the test rig present at the University of Aberdeen brought valuable results, allowing the elucidation of several effects, how they occur, and their impact on the dynamics of the system. Additionally, through these, the coupling between the different types of vibrations can be observed, qualitatively agreeing with the numerical simulations. Based on the discussions held as well as the results obtained, the main contributions are presented at institutional and general levels.

Keywords: Drill-string. Nonlinear model. Nonlinear dynamics. Finite elements.

Sumário

Lista de Figuras	xvii
Lista de Tabelas	xviii
Lista de Símbolos	xviii
1 Introdução ao tema	1
1.1 Colunas de Perfuração - Perspectiva geral	1
1.2 Comportamentos Prejudiciais	4
1.2.1 Vibrações Axiais	6
1.2.2 Vibrações Torcionais	6
1.2.3 Vibrações Laterais	8
1.3 Estratégias de modelagem e análises presentes na literatura	8
1.3.1 Modelos simplificados	9
1.3.2 Modelos desenvolvidos em elementos finitos	14
1.4 Organização da tese	20
2 Modelagem do sistema dinâmico não-linear	22
2.1 Definição do sistema mecânico de interesse	22
2.2 Considerações gerais para o modelo	23
2.3 Energia cinética	26
2.4 Energia de deformação	27
2.5 Dissipação de energia	29
2.6 Gravidade	29
2.7 Equações do movimento do sistema	29
2.8 Modelagem computacional do problema	32

2.8.1	Discretização das equações não lineares em elementos finitos	32
2.9	Integração das equações não lineares do sistema	34
2.9.1	Passo iterativo para perturbações	36
2.10	Condições de contorno aplicadas à coluna	37
2.10.1	Velocidade de rotação	38
2.10.2	Interação broca-solo	38
3	Bancadas Experimentais - Configurações e Componentes	42
3.1	Introdução	42
3.2	Bancada - Universidade de Aberdeen	44
3.3	Bancada - LMEst	46
3.3.1	Configuração e Componentes	46
3.3.1.1	Perfil de alumínio e Conjunto guia linear	47
3.3.1.2	Coluna de Perfuração	50
3.3.1.3	Broca e Amostra de Solo	51
3.3.1.4	Discos	51
3.3.1.5	Mancais	52
3.3.1.6	Absorvedores de Vibrações	52
3.3.2	Sensores e Instrumentação	53
3.3.2.1	Encoder	53
3.3.2.2	Motor e Inversor de Frequência	54
3.3.2.3	Transdutor de Deslocamento	55
3.3.2.4	Célula de Carga	55
3.3.2.5	Transdutor de torque rotativo	56
3.3.2.6	Sistema de Aquisição	57
4	Simulações Numéricas	60
4.1	Influência das não linearidades no modelo	60
4.1.1	Flexão	60
4.1.2	Flambagem helicoidal (' <i>Helical Buckling</i> ')	65
4.1.2.1	Análise pós-flambagem	67
4.1.2.2	Verificação do modelo desenvolvido	69
4.2	Configuração de Referência	72

4.2.1	Análise de Convergência	74
4.2.2	Investigação do fenômeno <i>stick-slip</i>	76
4.2.2.1	Diâmetro dos tubos de perfuração	77
4.2.2.2	Velocidade do Motor	79
4.2.3	Investigação do fenômeno <i>Bit-Bounce</i>	80
4.2.4	Manifestação da flambagem helicoidal	84
5	Investigações experimentais	87
5.1	Flambagem helicoidal (<i>'Helical buckling'</i>)	87
5.2	Investigações dinâmicas	96
5.2.1	Configuração retilínea	98
5.2.2	Configuração curvilínea	103
6	Conclusões e perspectivas futuras	108
6.1	Conclusões	108
6.2	Publicações realizadas	111
6.3	Perspectivas futuras	112
	Referências bibliográficas	112
	Apêndice A	119
	Apêndice B	125

Lista de Figuras

1.1	Possíveis configurações de perfuração.	2
1.2	Exemplo dos principais tipos de brocas. (a) RC. (b) PDC. - Varel Oil & Gas Drill Bits®	4
1.3	(a) Coluna de perfuração - Baker Hughes®. (b) Representação esquemática de uma coluna de perfuração e seus principais componentes - Adaptado de Vaziri (2015)	5
1.4	Diferentes mecanismos de vibrações identificados na coluna. Adaptado de Ren, Wang e Chen (2018).	5
1.5	Sistema desenvolvido pelos autores para investigação de vibrações torcionais. Adaptado de Cayres et al. (2018).	10
1.6	Modelo de dois graus de liberdade utilizado por MacLean et al. (2022).	11
1.7	Modelo simplificado proposto pelos autores. Adaptado de Moraes e Savi (2019).	12
1.8	Modelo <i>lumped-mass</i> desenvolvido. Adaptado de Xie et al. (2020).	13
1.9	Flambagem Helicoidal da coluna. (a) Configuração inicial, (b) Coluna puramente torcida, (c) Flambagem Helicoidal. Adaptado de Silveira (2011).	15
1.10	Análise de uma coluna de perfuração na posição horizontal. Adaptado de Cunha Jr (2015).	16
1.11	Configuração curva investigada. Adaptado de Tran et al. (2019).	17
1.12	Esquema demonstrando a discretização e eficiência do modelo em assumir configurações helicoidais. Adaptado de Kapitaniak, Vaziri e Wiercigroch (2020).	18
1.13	Esquema de uma coluna de perfuração indicando o módulo MWD. Adaptado de Mostaghimi et al. (2022).	19

2.1	Representação esquemática do sistema em estudo.	23
2.2	Esquemas representando os deslocamentos da viga. Adaptado de Kapitaniak, Vaziri e Wiercigroch (2020)	25
2.3	Representação do elemento finito utilizado para descrever a viga	32
2.4	Estratégia de <i>Load Stepping</i> quadrática.	37
2.5	Interação broca-solo e as componentes de reação.	39
2.6	Comportamento de T_b para $T_{sb} = 8 \text{ Nm}$ e $T_{cb} = 5 \text{ Nm}$	41
3.1	Um esquema (esquerda) e fotografia (direita) da bancada mostrando seus principais componentes. Adaptado de Kapitaniak et al. (2018).	46
3.2	Configuração da bancada experimental.	48
3.3	Fotografias da bancada experimental, destacando o conjunto superior e inferior.	49
3.4	(a) Perfil de alumínio. (b) Conjunto guia linear	50
3.5	(a) Eixos flexíveis. (b) Mandril de fixação.	51
3.6	(a) Fresa de topo. (b) Placa de torno autocentrante	51
3.7	Geometria do disco desenvolvido.	52
3.8	Absorvedor de Vibração - Vibra-Stop®	53
3.9	(a) Viga H 200x200. (b) Amortecedor coxim A3 - VibraStop®.	53
3.10	Encoder incremental.	54
3.11	(a) Motor trifásico de 2 CV. (b) Inversor de frequência.	54
3.12	LVDT utilizado - Modelo MLT - 38000202	55
3.13	Montagem inferior.	56
3.14	(a) Célula de carga PCB 1630-03C (b) NI 9237 com os terminais NI 9949.	56
3.15	(a) Transdutor de torque rotativa. (b) Acoplamento flexível.	57
3.16	NI USB-6259	57
3.17	Interface desenvolvida em Labview®	58
4.1	Representação do cenário criado para investigação da viga em flexão.	61
4.2	Análise - $L = 15 \text{ m}$ e $r = 0,025 \text{ m}$	61
4.3	Análise - $L = 20 \text{ m}$ e $R = 0,025 \text{ m}$	62
4.4	Análise - $L = 25 \text{ m}$ e $R = 0,025 \text{ m}$	63
4.5	Análise de $\ K\ $ considerando $L = 25 \text{ m}$ em flexão na direção (a) y e (b) z	64

4.6	Representação do cenário criado para exploração da flambagem helicoidal.	65
4.7	Comparação de uma viga em flambagem helicoidal, para um modelo linear (a) e não linear (b).	66
4.8	Análise de $\ K\ $ para $L = 20$ m, flambagem helicoidal de $M_f = 1$ kNm.	67
4.9	Análise do comportamento de w_{31} para $M_f = 0 - 160$ kNm.	68
4.10	Diagrama de bifurcação para análise dos torques críticos	70
4.11	Comparação entre os modos de flambagem obtidos mediante modelo desenvolvido e Abaqus (via Kapitaniak, Vaziri e Wiercigroch (2020)).	71
4.12	Configuração de referência adotada.	73
4.13	Análise de $conv_{met}(n)$ em função do número de elementos utilizados	76
4.14	Análise de $ene_{met}(n)$ em função do número de elementos utilizados.	76
4.15	Velocidade de rotação da broca e retrato de fase - Tubos de perfuração com diâmetro externo de 0,1 m.	78
4.16	Relação do deslocamento e velocidade da broca - Tubos de perfuração com diâmetro externo de 0,1 m.	78
4.17	Velocidade de rotação da broca e retrato de fase - Tubos de perfuração com diâmetro de 0,13 m.	79
4.18	Velocidade de rotação da broca e retrato de fase - Tubos de perfuração com diâmetro de 0,1 m e velocidade do motor de 120 rpm.	80
4.19	Análise das vibrações torcionais e axiais - $\Omega = 70$ rpm.	81
4.20	Análise vibrações torcionais e axiais - $\Omega = 120$ rpm.	82
4.21	Análise vibrações torcionais e axiais - $\Omega = 95$ rpm.	83
4.22	Configurações observadas. (a) Repouso; (b) Torcida; (c) Helicoidal 1; (d) Helicoidal 2.	85
5.1	(a) Eixos flexíveis - Suhner®. (b) Estrutura interna dos eixos flexíveis. Adaptado de Kapitaniak (2015)	88
5.2	Aparato experimental adaptado para as investigações estáticas.	89
5.3	Conjunto dos sinais colhidos e média dos mesmos mediante aproximações.	91
5.4	Evolução da configuração assumida pelo eixo flexível de 6 mm.	92

5.5	Configurações assumidas pelos eixos flexíveis de (a) 6 mm, (b) 8 mm, (c) 10 mm e (d) 15 mm.	93
5.6	Investigação física do eixo flexível durante a flambagem helicoidal - Eixo flexível de 8 mm.	93
5.7	Influência de massas adicionais no cabo de 15 mm.	95
5.8	Influência no diâmetro dos eixos em θ sem massa adicional.	96
5.9	Aparato experimental utilizado nas investigações dinâmicas.	97
5.10	Diferentes vibrações torcionais para a configuração retilínea considerando: (a) 0,77 kN; (b) 1,18 kN; (c) 1,60 kN e (d) 2,23 kN.	99
5.11	Investigação tridimensional do <i>stick-slip</i> , relacionando ϕ , $\dot{\phi}$ e tempo.	101
5.12	Análise do comportamento do TOB e WOB durante o <i>stick-slip</i>	102
5.13	Comportamento para a configuração retilínea considerando WOB = 2,23 kN e $\Omega = 24$ rpm.	103
5.14	Comportamento para a configuração retilínea considerando cabo de 15 mm.	103
5.15	Diferentes vibrações torcionais para a configuração curvilínea considerando: (a) 0,77 kN; (b) 1,18 kN; (c) 1,60 kN e (d) 2,23 kN.	105
5.16	Comportamento e quadros de interesse para a configuração curva considerando WOB = 2,23 kN e $\Omega \approx 8,8$ rpm.	106

Lista de Tabelas

3.1	Componentes presentes na bancada experimental	47
4.1	Comparação dos torques críticos - Kapitaniak, Vaziri e Wiercigroch (2020) e modelo não-linear desenvolvido.	71
5.1	Cenários de <i>Helical Buckling</i> investigados.	90
5.2	Influência da massa adicional nos parâmetros investigados.	95

Lista de Símbolos

Acrônimos

AC	Corrente alternada (<i>Alternating current</i>)
BHA	Conjunto do fundo do poço (<i>Bottom-Hole Assembly</i>)
CADR	<i>Centre for Applied Dynamic Research</i>
CNPq	Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológicos
GDL	Graus de liberdade
LMEst	Laboratório de Mecânica de Estruturas Prof. José Eduardo Tannús Reis
LVDT	<i>Linear variable differential transformer</i>
MEF	Métodos de elementos finitos
MIRC	Controle ressonante integral modificado
MWD	<i>Measurement-while-drilling</i>
PD	Controladores proporcionais-derivativos
PDC	Diamante policristalino compacto (<i>Polycrystalline diamond compact</i>)
RC	Cônico de rolos (<i>Roller-cone</i>)
RED	<i>Resonance Enhanced Drilling</i>
SMA	Liga de memória de forma, (<i>Shape memory alloy</i>)
TOB	Torque na broca (<i>Torque on bit</i>)
WOB	Peso na broca (<i>Weight-on-bit</i>)

Símbolos Gregos

α	Constante utilizada no método de Newmark
β	Constante utilizada no método de Newmark
$\dot{\phi}$	Velocidade angular da broca

$\dot{\theta}_x$	Velocidade angular
γ_b	Taxa de decaimento no modelo de atrito
μ_{cd}	Constante de atrito de Coulomb dinâmico
μ_{sd}	Constante de atrito de Coulomb estático
ν	Coeficiente de Poisson
Ω	Velocidade angular do motor
ω_n	Frequência natural
ϕ	Deslocamento angular da broca
ρ	Densidade volumétrica
θ_x	Rotação em torno do eixo x
θ_y	Rotação em torno do eixo y
θ_z	Rotação em torno do eixo z
ε	Tensor de Green-Lagrange
ε_{NR}	Critério de convergência do Newton-Raphson
ξ	Coordenada assumida ao longo do elemento
ξ_t	Coeficiente adimensional assumido no modelo de atrito

Símbolos Latinos

$[{}_i T_j]$	Matriz de transformação
$[C]$	Matriz de amortecimento
$[D]$	Relações elásticas entre ε e S
$[I_t]$	Matriz de Inércia
$[K(q)]$	Matriz de rigidez não-linear
$[K]$	Matriz de rigidez
$[M]$	Matriz de massa
$[T]$	Matriz tangente
Δt	Intervalo de tempo
\dot{u}	Velocidade axial
$\{\ddot{q}\}$	Vetor de aceleração

$\{\dot{q}\}$	Vetor de velocidade
$\{\mathbf{v}\}$	Vetor de velocidades da seção transversal
$\{\mathbf{w}\}$	Vetor de velocidade angular da seção transversal
$\{F\}$	Vetor de forças
$\{N\}$	Vetor de função de forma
$\{q\}$	Vetor de deslocamento
$\{q_e\}$	Vetor de graus de liberdade elementar
A	Área da seção transversal
C	Dissipação de energia do sistema
c	Constante de amortecimento
c_t	Amortecimento torcional
D_i	Disco
D_v	Banda de velocidade analisada no torque
E	Módulo de elasticidade do material
F	Forças externas
f_i	Acréscimo não linear de perturbação
F_y	Força lateral na direção y
G	Módulo de cisalhamento do material
g	Aceleração da gravidade
H	Forças não conservativas
I	Segundo momento de inércia para uma seção simétrica
I_{yy}	Segundo momento de inércia em relação ao eixo y
I_{zz}	Segundo momento de inércia em relação ao eixo z
J	Momento polar de inércia
J_i	Momento de inércia polar do disco
K	Rigidez
$K(q)$	Rigidez não-linear
k_c	Rigidez de contato do solo
k_t	Rigidez torcional

L	Comprimento
l_e	Comprimento do elemento
M	Massa
M_f	Momento inserido na extremidade da viga
n_s	Número de passos utilizados no <i>Load Stepping</i>
N_{ele}	Número de elementos finitos
N_{gdl}	Número de graus de liberdades
N_{lam}	Número de lâminas na broca
Q_i	Campo de deslocamento
R	Raio da seção transversal
$R(q, \dot{q}, \ddot{q})$	Resíduo
R_b	Raio da broca
R_n	Rotação no sistema de coordenadas
S	Segundo tensor de Piola-Kirchhoff
T	Energia cinética
t	Instante de tempo
T_b	Torque resistivo na broca
T_{cd}	Torque dinâmico
T_{sd}	Torque estático
U	Energia de deformação
u	Deslocamento do centróide da viga na direção x
U_{xx}	Energia de deformação associado a deformação ε_{xx}
U_{xy}	Energia de deformação associado a deformação γ_{xy}
U_{xz}	Energia de deformação associado a deformação γ_{xz}
v	Deslocamento do centróide da viga na direção y
v_f	Termo utilizado para manter as variáveis unificadas no modelo de atrito
W	Trabalho realizado devido ação da gravidade
w	Deslocamento do centróide da viga na direção z
W_b	Força normal exercida pelo solo na broca

x	Eixo x do plano cartesiano
y	Eixo y do plano cartesiano
z	Eixo z do plano cartesiano
z_0	Amplitude nominal do perfil da rocha

Capítulo 1

Introdução ao tema

Moraes e Savi (2019)

O processo de perfuração de poços para exploração de petróleo e gás é uma operação complexa e cara. Para esta tarefa, um conjunto de equipamentos denominado coluna de perfuração é utilizado, este, enquanto operação, apresenta um comportamento dinâmico bastante complexo. Visto que durante seu funcionamento, diversos efeitos devem ser incluídos, os quais resultam um complexo problema dinâmico não linear, a modelagem desta operação se apresenta como um enorme desafio para a engenharia. Assim, esta tese é focada na modelagem e análise da dinâmica não linear inerente ao processo de perfuração, levando em consideração o acoplamento correto entre os diferentes mecanismos de vibração, bem como os efeitos decorrentes das condições de contorno submetidas ao equipamento.

À vista disso, este capítulo apresenta o tema de estudo, as motivações, seguida das questões de interesse científico e tecnológico associadas ao tema proposto e por fim, o âmbito do presente trabalho de maneira geral.

1.1 Colunas de Perfuração - Perspectiva geral

Nos últimos anos a demanda por petróleo e gás vem aumentando devido a combinação de vários aspectos. Dentre esses, a crescente necessidade de combustível para automóveis e equipamentos industriais, impulsionado principalmente pela forte concorrência moderna; o poder calorífico de um barril de petróleo ligado ao seu baixo custo de produção quando comparado com outras fontes energéticas, e talvez o mais

relevante, a ampla gama de produtos derivados do petróleo.

Assim, o grande interesse pelo petróleo exige a perfuração de poços exploratórios, os quais podem ser perfurados em reservatórios terrestres (*onshore*) ou marítimos (*offshore*). Conforme retratado por Freudenrich e Strickland (2001), reservatórios terrestres possuem algumas centenas de metros de profundidade enquanto os reservatórios marítimos podem atingir quilômetros de profundidade.

É comum presumir que a perfuração de poços ocorrem apenas na configuração vertical, contudo, perfurações de poços direcionadas ou até mesmo horizontais também são possíveis, conforme ilustrados na Fig. 1.1. Utilizar técnicas e estratégias de modo a direcionar a perfuração permite acessar reservatórios que seriam inacessíveis à perfuração vertical, evitar obstáculos indesejáveis e em algumas situações potencializar a exploração. Por outro lado, utilizar esse tipo de estratégia representa um enorme desafio para a engenharia. Efetuar uma perfuração mediante um caminho sinuoso requer que os equipamentos utilizados possuam grande flexibilidade e articulações. Logo, estes apresentam complexo comportamento quando em operação, principalmente no cenário descrito, visto que quando isto acontece, os mesmos estão mais vulneráveis a danos estruturais, uma vez que a perfuração direcional potencializa a interação do equipamento com as paredes do poço (KING, 2012).

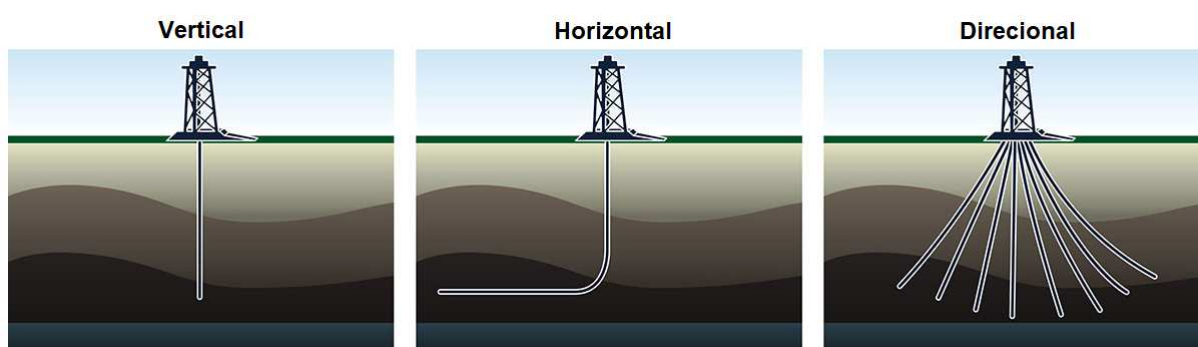


Figura 1.1: Possíveis configurações de perfuração.

O principal equipamento utilizado na perfuração, cuja função é perfurar o solo até que o reservatório seja atingido, é chamado de coluna de perfuração. Este componente se trata de uma longa coluna esbelta e tubular, composta por uma sequência de tubos de diferentes comprimentos e espessuras de parede, conectados uns aos outros por conexões roscadas. Devido à esbelteza da coluna, bem com sua alta flexibilidade é comum encontrar na literatura esta sendo referida como corda de perfuração

ou *drill-string* (LU et al., 2018).

Assim, a principal função da coluna é transmitir o torque da superfície, fornecido por um acionamento elétrico, para a broca, a qual é situada no fundo do poço. Adicionalmente, esta também deve ser responsável por fornecer o peso necessário na broca (*Weight-on-Bit*, WOB) a fim de manter o processo de perfuração (REN; WANG; CHEN, 2018).

A maior parte da coluna é constituída pelos tubos de perfuração. Estes são de aço, tipicamente com diâmetro externo de 9 a 15 cm e espessura de parede de 1 cm (SPANOS et al., 2003). Conforme salientado por Kapitaniak (2015), recomenda-se ainda que estes sejam acionados somente quando tensionados, prevenindo assim a fadiga prematura bem como o empenamento dos mesmos.

A parte inferior da coluna se trata de um conjunto de componentes, o qual recebe o nome de *Bottom-Hole Assembly* ou apenas BHA. Este é responsável, entre outros, por controlar a inclinação e direção da perfuração e a taxa de perfuração (*Rate of Penetration*, ROP), responsável por mensurar a profundidade, tipicamente em metros ou pés, perfurados durante uma hora. Dessa forma, o BHA é composto principalmente por pesados colares de perfuração, estabilizadores, e diversos sensores. Estes sensores são responsáveis por coletar as informações relevantes do processo. Como exemplo, é possível citar o WOB e o torque no bit (*Torque on bit*, TOB), velocidade de rotação, entre outros. O BHA possui tipicamente comprimento de 100-300 m, os colares de perfuração possuem diâmetro entre 10 e 25 cm com espessura de parede entre 6 e 16 cm (SPANOS et al., 2003). Estes são posicionados imediatamente acima da broca (*drill-bit*) e sua principal função é fornecer o WOB e a inércia necessária para que a perfuração ocorra.

Outros componentes anexados ao BHA são os estabilizadores. Estes aumentam a rigidez do BHA, influenciando na dinâmica da coluna. A principal função dos estabilizadores é manter a broca perpendicular à formação, mantendo a integridade do poço antes do processo de cimentação. Para isso, estes normalmente são empregados no mesmo diâmetro da broca utilizada. O último, e de vital importância componente da coluna de perfuração é a broca. A escolha desta depende da litologia da região (tipo de solo que está sendo perfurado), sendo ela dura ou macia. Os tipos de brocas mais comumente utilizados pela indústria de petróleo/gás são o cônico de rolos (*roller-cone*,

RC) e o diamante policristalino compacto (*polycrystalline diamond compact*, PDC) os quais são apresentados na Fig. 1.2.

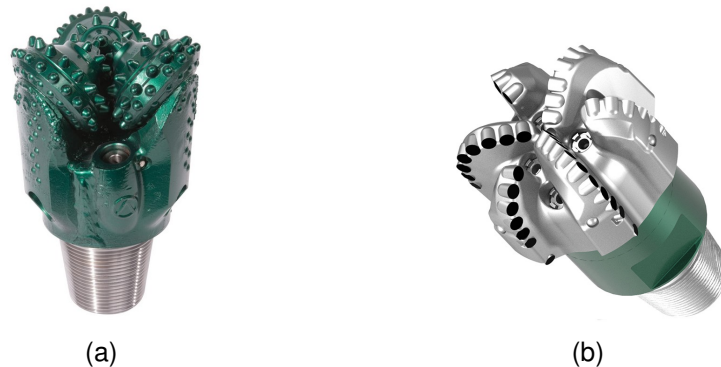


Figura 1.2: Exemplo dos principais tipos de brocas. (a) RC. (b) PDC. - Varel Oil & Gas Drill Bits®

A Fig. 1.3(a) apresenta uma coluna de perfuração retirada do fabricante Baker Hughes®, enquanto a Fig. 1.3(b) apresenta um esquema onde os principais componentes discutidos podem ser identificados.

Outro elemento essencial para o processo de perfuração é o fluido de perfuração, muitas vezes referido como lama de perfuração. Este, feito a base de água ou óleo, possui características como densidade e propriedades químicas ajustadas às condições de perfuração e compreende duas funções bem definidas. A primeira é remover os cascalhos de perfuração resultantes da operação do poço além de garantir a pressão hidrostática adequada, de modo que o poço não desmorone. A segunda tarefa e também extremamente importante é o resfriamento e lubrificação dos componentes. Dessa forma, o fluido é inserido no sistema pelo interior da coluna (ver Fig. 1.3(b)) e ejetado nos orifícios presentes da broca, retornando para superfície mediante vacância criada entre a coluna e o poço. Este então é filtrado e bombeado novamente para a coluna, criando assim, um sistema de circulação (KAPITANIAK, 2015).

1.2 Comportamentos Prejudiciais

Durante a operação, diferentes comportamentos podem se manifestar na coluna. Em muitos casos, esses também são referidos pela literatura como vibrações e podem afetar negativamente o processo de perfuração. Estas vibrações podem causar o

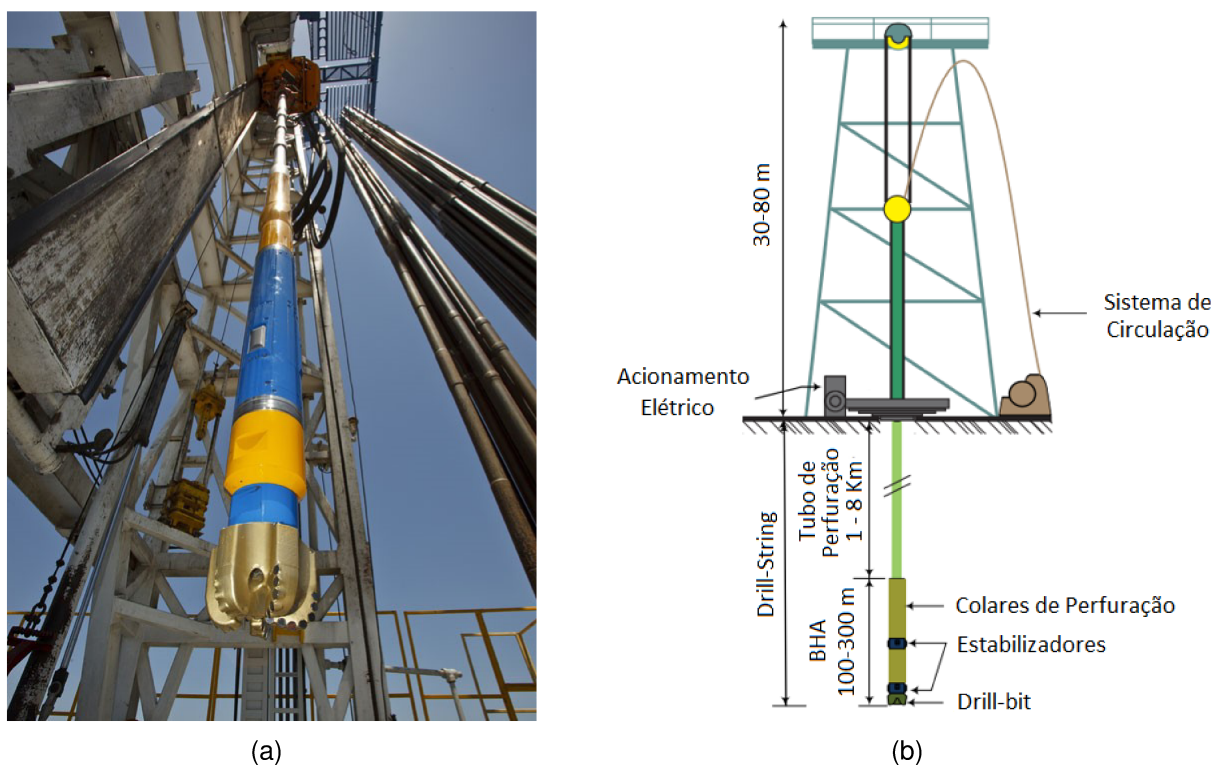


Figura 1.3: (a) Coluna de perfuração - Baker Hughes®. (b) Representação esquemática de uma coluna de perfuração e seus principais componentes - Adaptado de Vaziri (2015)

desgaste prematuro e danos aos equipamentos e poço, resultando em fadigas e falhas catastróficas (AARSNES; SHOR, 2018; RITTO; SAMPAIO, 2013).

As principais fontes dessas vibrações são as interações broca-solo, curvatura inicial da coluna e os impactos entre a coluna e as paredes do poço. Há também situações em que as vibrações são auto-induzidas (QIU; YANG; BUTT, 2018). As vibrações identificadas na coluna durante sua operação podem ser classificadas em três principais formas: axiais, torcionais e laterais (REN; WANG; CHEN, 2018). Estas são categorizadas na Fig. 1.4.

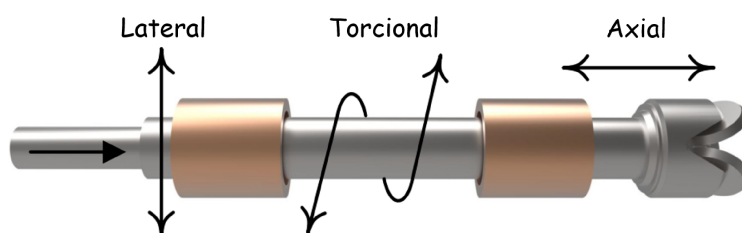


Figura 1.4: Diferentes mecanismos de vibrações identificados na coluna. Adaptado de Ren, Wang e Chen (2018).

As vibrações geralmente influenciam negativamente o ROP e os sensores presentes no BHA, podendo levar à perda destes. Além disso, estas ainda podem comprometer as condições do poço e induzir instabilidade, e tornando difícil o controle da direção de perfuração (KAPITANIAK et al., 2018). Assim, uma vez que estas possuem natureza bastante complexa, são intimamente acopladas e ocorrem simultaneamente, sendo necessário o entendimento adequado acerca deste tema.

1.2.1 Vibrações Axiais

Vibrações axiais são facilmente observadas em uma coluna de perfuração, visto que estas são originadas no fundo do poço e transmitidas ao longo da coluna para a superfície. Em uma de suas ocorrências, a broca perde o contato com o solo e na sequência atinge o mesmo de forma brusca, fenômeno chamado *bit-bounce* (TRAN et al., 2019). Esta perda de contato pode ser ocasionada devido a irregularidades na superfície da rocha ou devido a uma ressonância axial, induzida pela bomba de lama (CUNHA; SOIZE; SAMPAIO, 2015a).

É intuitivo imaginar que vibrações axiais de grande amplitude podem ser causadas por irregularidades no solo ou devido a ressonâncias axiais são prejudiciais ao processo, podendo danificar seriamente os equipamentos utilizados, bem como o poço, visto que estas influenciam diretamente na carga sob a broca (WOB) e, consequentemente, no ROP (TANG et al., 2017). Entretanto, há situações em que pode-se observar um efeito positivo das vibrações axiais, quando estas são introduzidas de forma controlada. A tecnologia de ressonância aprimorada para perfuração (*Resonance Enhanced Drilling, RED*) trabalha nesse sentido. Nessa técnica, a broca é excitada axialmente em alta frequência criando condições de ressonância controlada entre a broca e formação perfurada que, quando em combinação com a ação rotativa, aumenta significativamente o ROP (PAVLOVSKAIA; HENDRY; WIERCIGROCH, 2015; LI et al., 2020).

1.2.2 Vibrações Torcionais

Vibrações torcionais ocorrem devido ao mecanismo de oscilação circunferencial da coluna. Conforme descrito por Cunha, Soize e Sampaio (2015b), este pode se mani-

festar de duas formas distintas: transitório e estacionário. O modo transitório é notado quando as propriedades de perfuração sofrem variações locais, como flutuações na frequência de rotação da coluna ou no torque. Por outro lado, a condição estacionária mais corriqueira é quando o atrito entre o solo e a broca é suficiente para emperrar o movimento de rotação da mesma, fenômeno popularmente conhecido como *stick-slip*.

Neste fenômeno, a broca tem seu movimento de rotação bloqueado (fase *stick*) enquanto o topo da coluna permanece rotacionando, logo, energia potencial elástica é armazenada na mesma. Quando a energia armazenada é suficientemente grande a ponto de superar a resistência exercida pelo atrito, a broca é liberada (fase *slip*), fazendo com que a energia potencial seja convertida em energia cinética de maneira abrupta. Como consequência, durante esta fase de escorregamento, a broca pode atingir até três vezes a velocidade de rotação imposta pelo topo da coluna (CAYRES et al., 2018). Além disso, Qiu, Yang e Butt (2018) reporta que efeitos do tipo *stick-slip* são observados em pelo menos 50% do tempo de operação de colunas.

A ocorrência das vibração torcionais na coluna de perfuração se dá principalmente devido à sua grande flexibilidade torcional. Uma vez que a velocidade de rotação permanece constante, vibrações torcionais são agravadas à medida que o comprimento da coluna aumenta. Como consequência, estas podem apresentar certos problemas ao processo de perfuração, como redução no desempenho da operação (ROP), danos ao poço, desgaste de equipamentos, falha nas juntas e danos na broca (REAL et al., 2018). Este último requer certa atenção, uma vez que as interações entre a broca e o solo geram o acoplamento com vibrações axiais, gerando um esforço na direção axial da coluna (KAPITANIAK, 2015).

Dessa forma, devido a sua prevalência durante a operação em conjunto com os danos causados, diversos trabalhos foram desenvolvidos no sentido de atenuar seus efeitos, com foco principalmente no *stick-slip*. Alguns exemplos são encontrados nos trabalhos de Kapitaniak, Hamaneh e Wiercigroch (2016), Aarsnes e Shor (2018), Cayres et al. (2018), Ritto e Ghandchi-Tehrani (2019), Silva, Ritto e Savi (2021), Tashakori et al. (2021) entre diversos outros presentes na literatura.

1.2.3 Vibrações Laterais

Outro comportamento indesejado observado durante a operação da coluna são as vibrações laterais, devido à sua detecção limitada no nível da superfície, estas são responsáveis pela grande maioria das falhas em colunas de perfuração (TRAN et al., 2019). Visto que este mecanismo se manifesta como oscilações transversais, suas fontes incluem a curvatura inicial da coluna, excentricidade, desalinhamento e deformações residuais. Além disso, este modo de vibração também pode ser uma consequência do WOB flutuante (vibrações axiais), que em certas condições pode excitar vibrações laterais devido ao acoplamento existente entre diferentes modos de vibração (WIERCIGROCH et al., 2018).

Vibrações laterais podem ser prejudiciais para o processo, bem como os equipamentos utilizados. Uma vez que estas causam o constante choque da coluna com as paredes do poço, este tipo de comportamento pode alterar a geometria do poço, aumentando gradativamente o seu diâmetro, podendo intensificar os níveis de vibrações até o ponto em que uma falha catastrófica ocorra (KAPITANIAK, 2015).

Além disso, vibrações laterais somadas a força centrífuga proveniente da rotação aplicada na coluna dá nome a um sub fenômeno desta categoria de vibração, popularmente conhecido como *whirl*. Este efeito ocorre quando as forças atuantes no sistema movem seu centro de rotação lateralmente conforme o movimento rotativo prossegue. Além disso, como discutido por Kapitaniak et al. (2017), este se manifesta de duas formas: em precessão direta (*forward*) e inversa (*backward*). A primeira ocorre quando a coluna rotaciona no mesmo sentido em que a rotação imposta. Por outro lado, a segunda, comumente mais destrutiva, a oscilação ocorre no sentido oposto da imposta.

1.3 Estratégias de modelagem e análises presentes na literatura

Partindo dos diversos comportamentos observados e investigados durante a operação de colunas de perfuração, faz-se necessário o desenvolvimento de modelos numéricos capazes de auxiliarem no entendimento acerca destes comportamentos

bem como na predição e mitigação dos mesmos.

Dessa forma, essa seção tem como objetivo a introdução de diversas estratégias utilizadas para este propósito, partindo de modelos simplificados (também chamados de modelos de baixa ordem), chegando aos modelos sofisticados, descritos com auxílio do método de elementos finitos.

1.3.1 Modelos simplificados

Tendo em vista os diferentes tipos de vibrações observados na coluna de perfuração (ver Fig. 1.4) e retratados anteriormente, o estudo acerca de cada um desses modos separadamente é importante para estabelecer a relevância e influência individual sobre a dinâmica total do sistema. Além disso, modelar esses fenômenos de forma isolada pode levar a uma melhor compreensão do sistema, facilitando posteriormente o entendimento com relação ao acoplamento destes.

Diversos modelos simplificados com o objetivo de descrever os comportamentos constatados nas colunas de perfuração foram formulados. Tradicionalmente, estes possuem baixa ordem e são baseados em um sistema de pêndulos torcionais com suas devidas variações e adaptações. Além disto, estes, muitas vezes não são capazes de retratar o acoplamento entre os diferentes tipos de vibrações relatados (axial, torcional e lateral). Há ainda trabalhos que fazem uso deste tipo de modelo para o desenvolvimento de técnicas de controle, capazes de atenuar os efeitos indesejados. É uma vez que estes apresentam desempenhos satisfatórios, posteriormente são confrontados com modelos mais sofisticados, bancadas de testes e sistemas reais.

Dessa forma, uma breve revisão de alguns destes modelos disponíveis na literatura é apresentada nessa seção, onde serão discutidas algumas metodologias empregadas, bem como os interesses dos autores no desenvolvimento destes modelos e análises.

Cayres et al. (2018), por exemplo, investigaram as vibrações torcionais de forma numérica e experimental. Para isso, um modelo simplificado de três graus de liberdade (GDL) foi desenvolvido. O sistema desenvolvido pelos autores consistiu de um subsistema elétrico de corrente contínua posicionado na extremidade de um eixo de baixa rigidez e dois discos, um posicionado na extremidade oposta ao motor (D_1 o qual possui momento de inércia polar J_1) e o segundo, posicionado no intermédio destes

(D_2 e J_2). A Fig. 1.5 apresenta a montagem descrita.

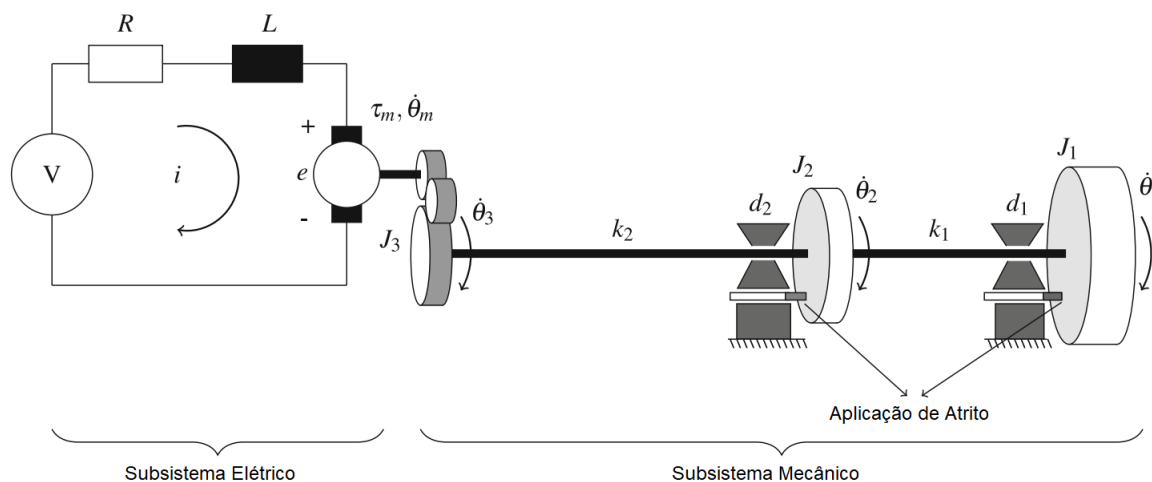


Figura 1.5: Sistema desenvolvido pelos autores para investigação de vibrações torcionais. Adaptado de Cayres et al. (2018).

Conforme discutido pelos autores, quando um torque resistivo é aplicado em D_1 , mediante sistema de atrito imposto, o efeito *stick-slip* é reproduzido de forma adequada. Além disso, quando um segundo torque resistivo é aplicado em D_2 as vibrações torcionais são mitigadas de forma eficiente. Portanto, os autores apresentaram a ideia como uma estratégia simples e eficiente para atenuação do efeito.

Outra pesquisa voltada para a mitigação de vibrações torcionais é encontrada no trabalho de Ritto e Ghandchi-Tehrani (2019). Neste, os autores também fazem uso de um modelo simplificado de pêndulos torcionais, mas formado somente por dois GDLs. Estes são adotados como sendo a rotação imposta no topo da coluna e a broca. A ideia dos autores era o desenvolvimento de controladores atuantes na velocidade de rotação de forma a minimizar os efeitos do *stick-slip*. Além disso, de modo a aprimorar a modelagem, a interação não linear entre a broca e o solo foi incluída no modelo, o qual foi ajustado utilizando dados de um sistema real.

Nesse trabalho, em busca do objetivo citado, os autores desenvolveram diversos controladores proporcionais-derivativos (PD) seguindo estratégias diferentes. Um deles, leva em consideração inclusive o WOB e a velocidade de rotação da broca como informações de entrada. Com auxílio de otimizações, os autores foram capazes de construir mapas de instabilidades, capazes de indicar as melhores regiões de operação.

Exemplos adicionais de aplicações de modelos simplificados na atenuação e con-

trole de vibrações torcionais são encontradas em MacLean et al. (2022) e Dehkordi et al. (2022). Nestes, o primeiro utiliza uma estratégia denominada controle ressonante integral modificado (MIRC) em conjunto com um modelo torcional de dois graus de liberdade para de modo a manter uma velocidade de perfuração desejada. A Fig. 1.6 apresenta o modelo utilizado, onde é possível identificar a velocidade imposta pelo motor concentrada no disco superior ($\dot{\phi}$), enquanto as interações com o solo (TOB e WOB) são introduzidas no disco inferior. O segundo trabalho, por outro lado, desenvolveu um dispositivo que permite evitar o *stick-slip*. Este converte o torque presente na broca em um deslocamento axial, o que impede que a broca permaneça emperada. De modo a investigar a eficiência deste, os autores modelaram o sistema como pêndulos torcionais de baixa ordem.

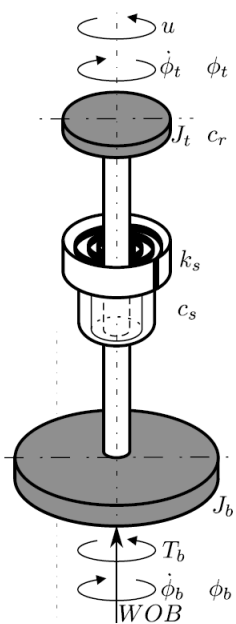


Figura 1.6: Modelo de dois graus de liberdade utilizado por MacLean et al. (2022).

Silva, Ritto e Savi (2021) também fizeram uso de modelos simplificados na mitigação de vibrações torcionais. Os autores aplicaram o mesmo na investigação da influência de ligas de memória de forma (*shape memory alloy*, SMA) na operação do sistema. Dessa forma, a influência das propriedades do material, a escolha e distribuição ao longo dos tubos de perfuração, e o comprimento do acoplador SMA são exploradas com auxílio do modelo proposto. Os resultados demonstram que a correta aplicação das SMA podem evitar condições críticas de operação.

Seguindo outro âmbito de análise, um excelente exemplo é encontrado em Moraes

e Savi (2019). Neste trabalho, um modelo de quatro GDL é considerado. Entretanto, mediante algumas considerações e adaptações, o mesmo é capaz de replicar alguns dos acoplamentos discutidos. A Fig. 1.7 apresenta o modelo proposto pelos autores. Neste modelo, além de assumirem um oscilador para cada modo de vibrar de interesse (axial, lateral e torcional) de forma individual, algumas importantes considerações foram adotadas, como, por exemplo, apenas os tubos de perfuração (*drill-pipes*) estão sujeitos a vibrações torcionais, ao passo que as vibrações laterais são restritas aos colares de perfuração (*drill-collars*), entre outras. Neste trabalho, diferentes condições operacionais são investigadas a partir de uma análise paramétrica, propondo alternativas para mitigar comportamentos críticos como *bit-bounce*, *stick-slip*, *Helical buckling*, além destes combinados. Como conclusão, os autores ressaltam que, quando buscase estratégias de mitigação para os efeitos prejudiciais, uma perspectiva dinâmica é essencial.

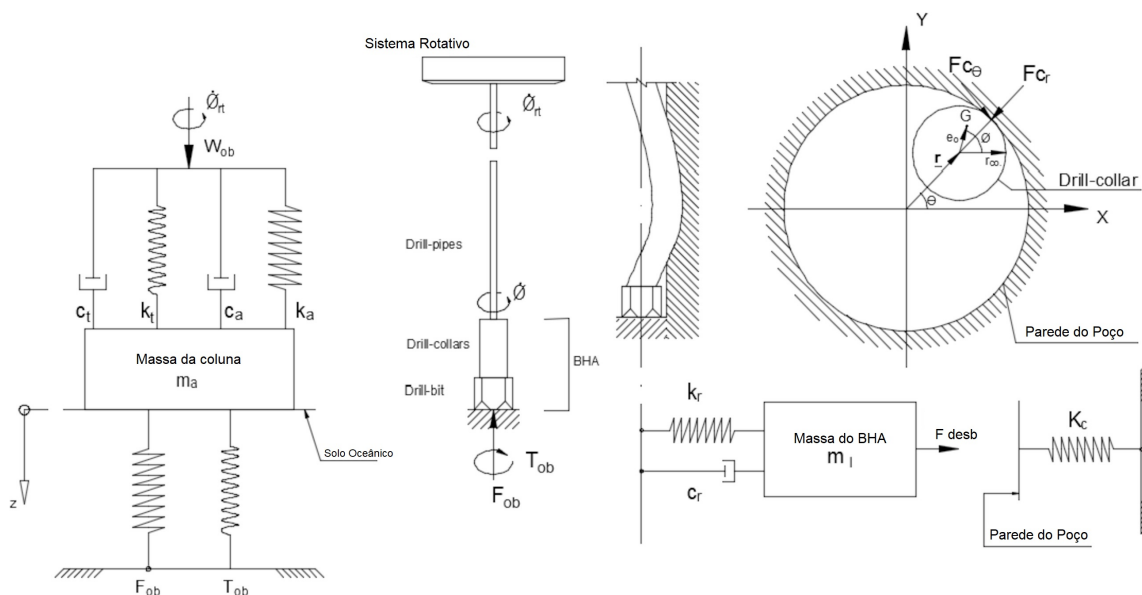


Figura 1.7: Modelo simplificado proposto pelos autores. Adaptado de Moraes e Savi (2019).

Caminhando nesta linha de pesquisa na qual modelos simplificados com as devidas adaptações são empregados na investigação de comportamentos complexos, é oportuno citar o trabalho de Xie et al. (2020). Neste trabalho, um modelo simplificado de massas concentradas, também chamado de *Lumped-Mass*, é desenvolvido para descrever uma coluna na posição horizontal. Neste modelo, as não linearidades que surgem devido aos contatos intermitentes da coluna com as paredes do poço, bem

como as complexas interações da broca com a formação rochosa também são considerados. A Fig. 1.8 apresenta o modelo de massas concentradas utilizado. Ademais, conforme retratado pelos autores, o modelo é capaz de representar os três tipos clássicos de vibrações, entretanto, para que o modelo fosse capaz de contemplar o correto acoplamento entre eles, uma variável de atraso o qual dependente do estado é introduzido nas equações governantes. Outro ponto interessante desta contribuição foi o cuidado dos autores em investigar e modificar os parâmetros de modo que os efeitos fossem gradualmente intensificados, demonstrando assim a robustez do modelo. Como conclusões, os autores exaltam o potencial da estratégia adotada, permitindo uma investigação acurada das características dinâmicas não lineares da coluna, permitindo assim análises posteriores, como otimizações na operação.

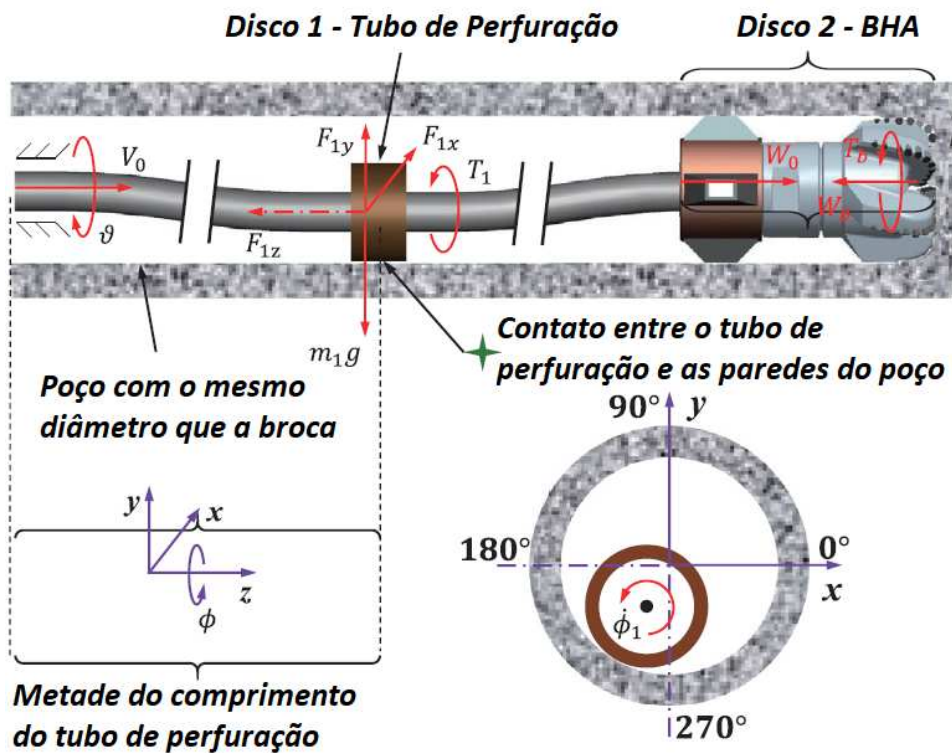


Figura 1.8: Modelo *lumped-mass* desenvolvido. Adaptado de Xie et al. (2020).

Dessa forma, a partir da breve revisão apresentada, é possível notar como a ideia de descrever o comportamento da coluna de perfuração a partir de modelos simplificados, principalmente a partir do emprego de pêndulos torcionais foi, e ainda é, amplamente aceita na comunidade científica. Apesar das limitações apresentadas por esses modelos (muitas vezes necessitando de alguma adaptação para ser efetivo, como visto em alguns trabalhos), sua flexibilidade e aplicabilidade na modelagem de

colunas são totalmente reconhecidas.

1.3.2 Modelos desenvolvidos em elementos finitos

Por outro lado, nos últimos anos, um número significativo de pesquisadores vêm desenvolvendo modelos mais refinados para descrever o comportamento das colunas. Para isso, costuma-se fazer uso dos métodos de elementos finitos (MEF). A motivação para o desenvolvimento de tais modelo deu-se principalmente em virtude do interesse de reproduzir o acoplamento correto entre os diversos comportamentos presentes em tal sistema, sem a necessidade de adaptações e considerações. Além disso, mediante esta estratégia de modelagem, é possível realizar a inclusão adequada de componentes como colares de perfuração e estabilizadores no modelo, incorporando de maneira apropriada os efeitos dos mesmos na dinâmica do sistema.

O trabalho desenvolvido por Silveira (2011) é adequado para nortear a revisão a respeito desta estratégia de modelagem. Neste trabalho, uma apresentação detalhada dos diferentes modelos simplificados, discutindo toda a evolução e adaptabilidade destes, chegando por fim, em um modelo completo, desenvolvido em elementos finitos. O modelo desenvolvido neste trabalho é baseado na formulação de vigas de Cosserat, a partir do qual foi adotado um elemento tridimensional contemplando diversas deformações, incluindo o efeito do cisalhamento. Diversas condições de contorno foram aplicadas de modo a representar com fidedignidade a coluna em operação. Diferentes tipos de vibrações foram observadas, incluindo as interações entre elas. Além disso, o modelo também foi capaz de reproduzir o comportamento helicoidal da coluna (*helical buckling*), apresentado na Fig. 1.9, nela é possível observar a evolução da torção, partindo de uma configuração de referência inicial (a) e evoluindo para a flambagem helicoidal (c). Portanto, os resultados evidenciam o potencial do modelo desenvolvido.

Seguindo a mesma abordagem, Kapitaniak (2015) e Kapitaniak, Vaziri e Wierciogoch (2018) empregaram a mesma estratégia de modelagem em seus trabalhos. Contudo, para execução deste projeto, uma bancada de testes foi desenvolvida para validação experimental. Dessa forma, após uma cuidadosa calibração do modelo MEF, os autores foram capazes de alcançar a concordância qualitativa e quantitativa entre os experimentos e o modelo. Vale ressaltar que uma das principais virtudes do experimento desenvolvido é que este utiliza brocas industriais e amostras de rocha

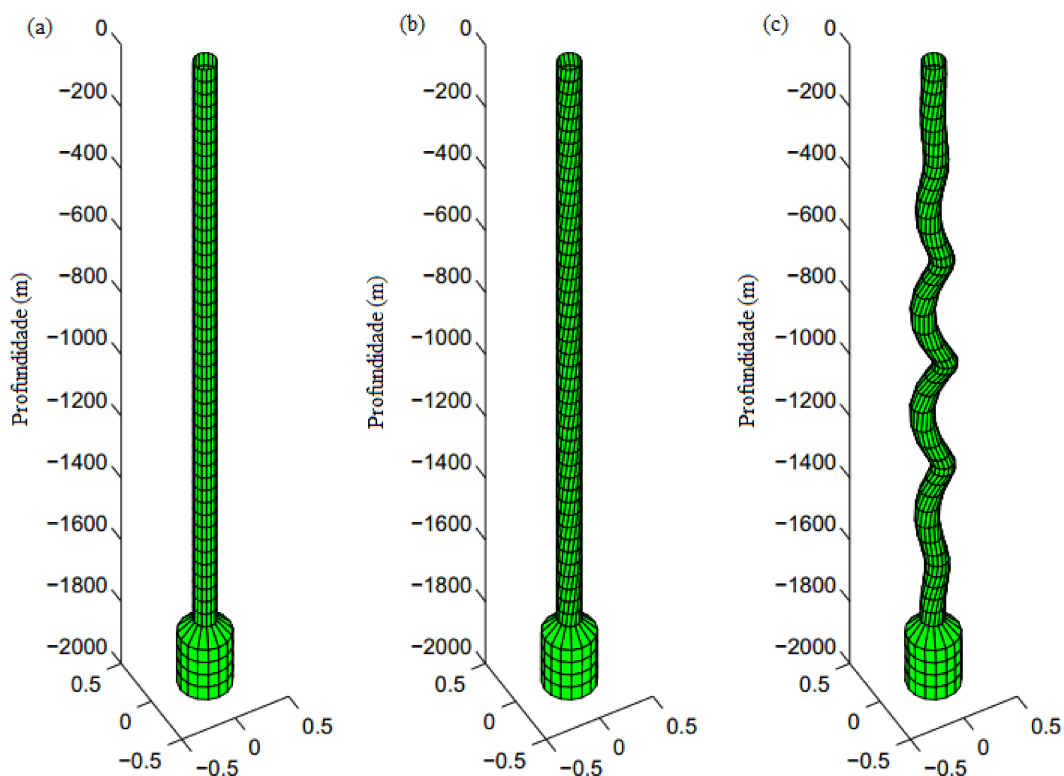


Figura 1.9: Flambagem Helicoidal da coluna. (a) Configuração inicial, (b) Coluna puramente torcida, (c) Flambagem Helicoidal. Adaptado de Silveira (2011).

reais, aproximando os testes realizados em laboratório para a realidade encontrada em um sistema real. Portanto, esta pesquisa salienta novamente a robustez da modelagem empregada.

Entretanto, embora as funções de forma empregadas na construção do elemento de viga de Cosserat sejam exatas, conforme discutido por Silveira (2011), é necessário um elevado número de elementos para que o modelo seja representativo, gerando instabilidades numéricas nos integradores utilizados. Assim, uma estratégia que ganhou bastante popularidade nos últimos anos é o emprego de modelos clássicos, como vigas de Euler-Bernoulli ou Timoshenko com as devidas adaptações em seu desenvolvimento para que sejam capazes de representar os comportamentos não lineares característicos da coluna e fundamentais para o acoplamento correto entre os diferentes efeitos.

Nesse sentido, o trabalho desenvolvido por Ritto (2010) seguiu esta tendência. Nele, o autor desenvolveu um modelo não linear capaz de descrever uma coluna de perfuração mediante modificações em um modelo de viga de Timoshenko. Além disso, o autor incluiu em seu modelo as interações fluido-estrutura, impactos com as paredes

do poço e interações broca-rocha. Por fim, o autor também se preocupou em analisar como o sistema se comportava quando sujeito a incertezas.

Seguindo nesta direção, Cunha Jr (2015) posteriormente fez uso do modelo desenvolvido por Ritto (2010) para analisar uma coluna na posição horizontal, salientando para os cuidados e efeitos observados quando operando nessa posição. A Fig. 1.10 ilustra uma das análises realizadas em seu trabalho, onde elucida os contatos da coluna com as paredes do poço, consequente da configuração adotada. Além disso, visando aumentar a eficiência do processo de perfuração (ROP), uma otimização robusta, a qual é capaz de levar em consideração as incertezas intrínsecas ao sistema é proposta e solucionada, sendo de fato capaz de aprimorar a eficiência do processo investigado.

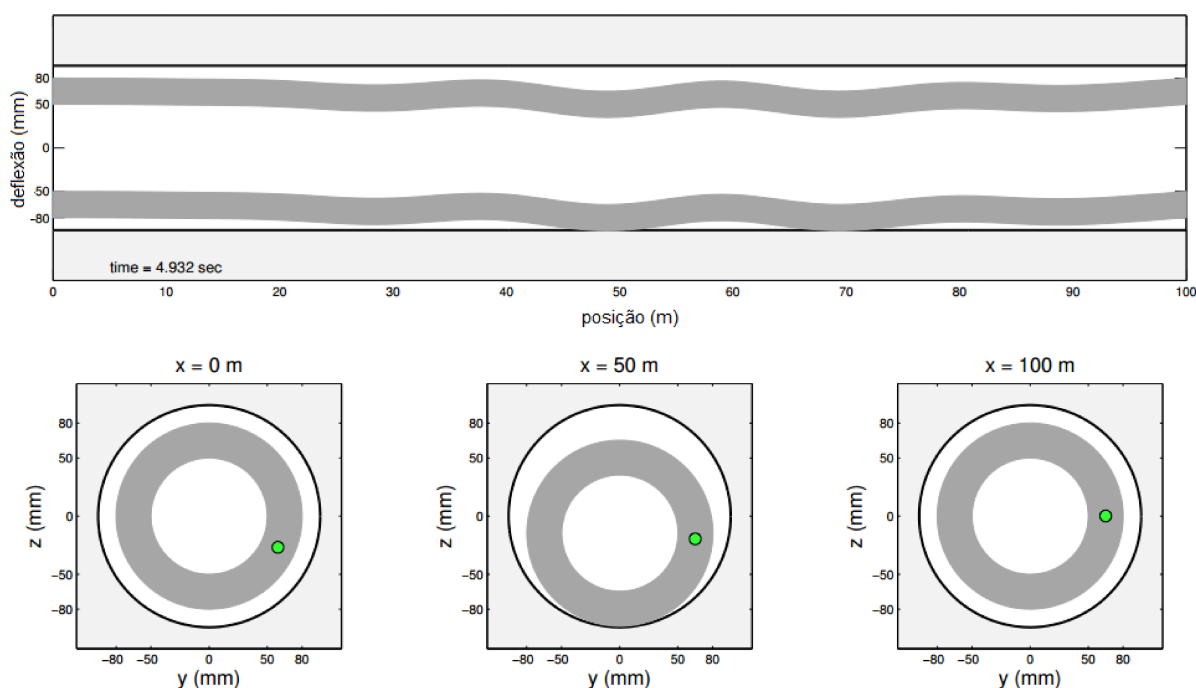


Figura 1.10: Análise de uma coluna de perfuração na posição horizontal. Adaptado de Cunha Jr (2015).

Jung, Jeong e Shin (2022) desenvolveram um modelo tridimensional em elementos finitos mediante a utilização viga de Euler-Bernoulli. Os autores empregaram o modelo na investigação e predição de falhas causadas pelo *stick-slip* e predição da trajetória da broca em diferentes condições de operações. Embora o acoplamento entre as direções não foi relatado no trabalho, os autores confrontaram os resultados com um *software* comercial e afirmam que o modelo proposto pode ser utilizado como um

simulador para a pré-avaliações de diferentes configurações de BHA, simulações de trajetória e controle de perfuração.

Outro excelente trabalho nessa tendência é encontrado em Tran et al. (2019), onde os autores modelaram a coluna mediante viga de Timoshenko tridimensional, levando em consideração os contatos da mesma com as paredes do poço, a influência da interação fluido-estrutura bem como potenciais desbalanceamentos da coluna. Simulações numéricas são aplicadas, fazendo uso de informações extraídas de um poço real. A Fig. 1.11 apresenta a coluna no poço curvo utilizado nas simulações desenvolvidas. Análises paramétricas são exploradas de modo a entender como a densidade e fluxo da lama influenciam na dinâmica da coluna. Embora os valores de WOB e TOB, assim como as forças provenientes dos fluidos tenham sido assumidas como constantes durante a simulação dinâmica (presunção que ajuda a estabilizar o modelo computacionalmente), este trabalho trouxe resultados valiosos. Assim, as análises demonstraram por exemplo, que aumentar o fluxo e a densidade do fluido reduz seu amortecimento, intensificando vibrações laterais da coluna. Por fim, os autores reconhecem que há efeitos que devem ser incluídos para análises mais fidedignas, como as interações da broca com o solo, as quais modificariam o TOB e WOB. Outra melhoria seria desenvolver um sistema de atualização para as propriedades do fluido.

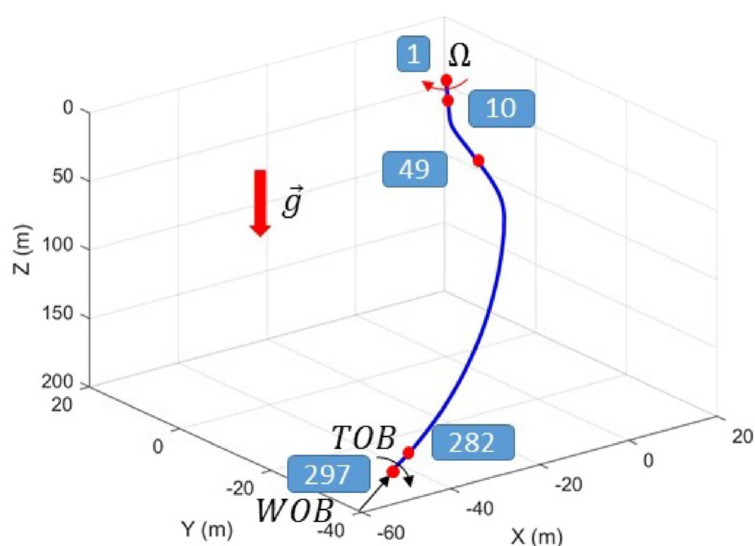


Figura 1.11: Configuração curva investigada. Adaptado de Tran et al. (2019).

Assim, ainda utilizando esta vertente da literatura, Kapitaniak, Vaziri e Wiercigroch (2020) publicaram um trabalho seguindo uma perspectiva um pouco diferente. Neste, os autores desenvolveram um modelo em elementos finitos focado na modelagem

adequada de torções de vigas, capturando os cenários que levam ao efeito de flambagem helicoidal. Como discutido pelos autores, os modelos não lineares tradicionais não levam em consideração as não linearidades nos modos de torção, bem como o acoplamento entre os modos axiais, laterais e torcionais. Assim, um modelo foi desenvolvido a partir da escolha adequada dos termos de uma viga de Timoshenko, negligenciando aqueles que poderiam prejudicar a uniformidade da torção. Este modelo permitiu que diversos cenários complexos de flambagem helicoidais fossem investigados. O modelo desenvolvido pelos autores foi confrontado com o *software* comercial Abaqus®, apresentando resultados coerente e consolidando a metodologia e as considerações realizadas. A Fig. 1.12 apresenta a viga discretizada assumindo uma configuração helicoidal. Como conclusão, os autores confirmam um potencial de aplicação do modelo desenvolvido para a engenharia e ciência, e devido a economia computacional quando comparado com o próprio *software* comercial utilizado, os autores planejam a aplicação do mesmo em colunas de perfuração.

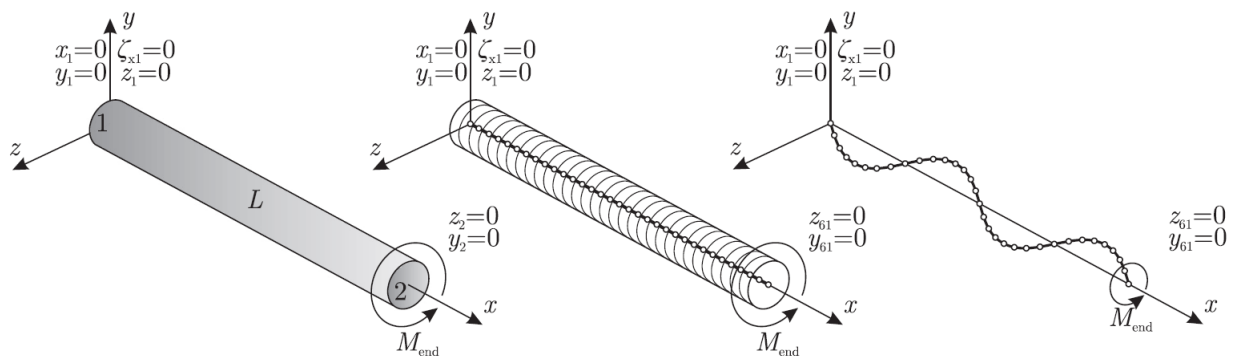


Figura 1.12: Esquema demonstrando a discretização e eficiência do modelo em assumir configurações helicoidais. Adaptado de Kapitaniak, Vaziri e Wiercigroch (2020).

Há ainda pesquisas na qual o foco não está necessariamente na investigação acerca do comportamento dinâmico do sistema, mas estes fazem uso de modelos sofisticados para a fidedigna representação do sistema em seus trabalhos de modo a viabilizar análises complementares.

Mostaghimi et al. (2022) pode ser citado como exemplo. Conforme retratado pelos autores, a perfuração direcional requer medições em tempo real da direção da coluna e das condições de perfuração, o qual é realizado pelo módulo de sensor de medição (*measurement-while-drilling*, MWD). Entretanto, a seleção de frequências portadoras apropriadas e a minimização da atenuação do sinal se apresenta um desafio associ-

ado à aplicação da telemetria acústica. Dessa forma, um modelo em elementos finitos baseado em vigas de Timoshenko foi empregado para prever o comportamento dinâmico da coluna em operação, enquanto o foco estava na busca pelas melhores bandas de frequência de modo a melhorar a eficiência do sistema de telemetria. Conforme relatado pelos autores, a utilização do modelo foi indispensável, visto que este é capaz de incluir os efeitos de uma trajetória tridimensional, as quais incluem as interações entre a coluna e o poço, com o fluido de perfuração (lama), com o solo, entre outras. A Fig. 1.13 apresenta um esquema com os componentes citados. Portanto, quando comparados com modelos unidimensionais, o modelo utilizado fornece uma estimativa mais útil para a correta seleção das frequências portadoras.

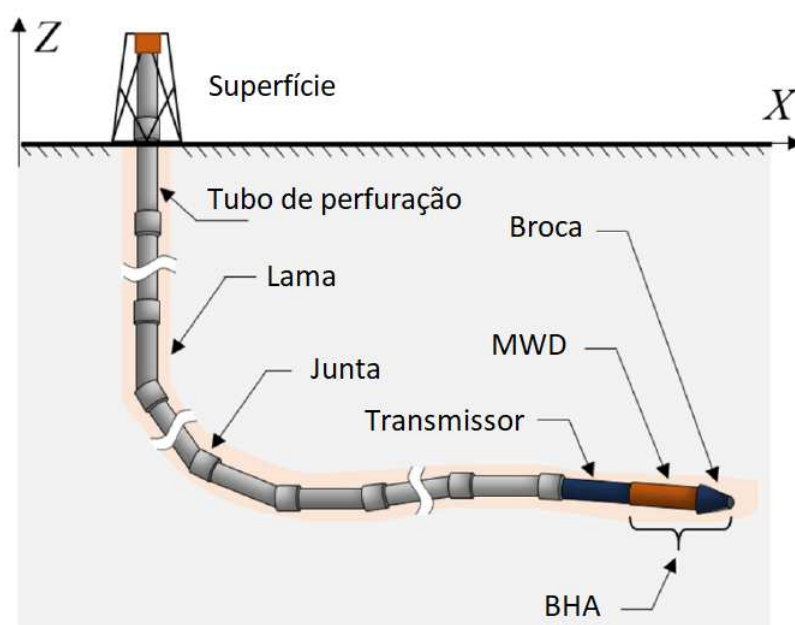


Figura 1.13: Esquema de uma coluna de perfuração indicando o módulo MWD. Adaptado de Mostaghimi et al. (2022).

O trabalho de Kessai, Benammar e Doghmane (2022) pode ser citado como um segundo exemplo desta tendência. Neste trabalho, um modelo de elementos finitos foi empregado na investigação de falha e estimativa de vida de um elemento presente no conjunto de ferramentas e sensores (*toolstring*) de uma coluna de perfuração. Como exposto pelos autores, de todos os modos de falha conhecidos, o fenômeno acoplado devido ao *stick-slip* ocorre com maior frequência. Portanto, utilizar um modelo capaz de representar o acoplamento entre as direções axial-torcional se apresenta indispensável na presente investigação. Os resultados relatam uma boa concordância com dados reais registrados em um campo de petróleo na Argélia.

Portanto, mediante um levantamento bibliográfico realizado, as diversas estratégias de modelagem foram identificadas, suas vantagens e desvantagens, dificuldades e potencial de fidedignidade. Com auxílio deste, alguns pontos foram identificados e podem ser discutidos.

Os modelos simplificados embora limitados, são amplamente utilizados em análises focadas em um tipo específico de vibração, se apresentando atrativos para investigações de melhorias. Contudo, quando o interesse é o comportamento completo do sistema, contabilizando todas as categorias de vibração, e as interações entre elas, um modelo sofisticado, desenvolvido em elementos finitos se faz necessário. Nessa linha, a metodologia através de vigas de Cosserat foi largamente utilizada no passado, todavia, devido a instabilidades numéricas e peso computacional, a academia foi gradativamente migrando para os modelos tradicionais modificados. À vista disso, durante o levantamento bibliográfico realizado, notou-se equipes de pesquisa de grandes universidades seguindo esta tendência, e portanto, na presente tese, optou-se pelo mesmo caminho.

1.4 Organização da tese

Uma vez que a presente tese tem como objetivo investigar o comportamento dinâmico de colunas de perfuração utilizadas na exploração de petróleo e gás de forma numérica e experimental, visando tal finalidade, a presente tese foi dividida em seis capítulos. Dessa forma, além deste capítulo introdutório, a qual foi responsável pela inserção ao tema e revisão bibliográfica a respeito das principais modelagens empregadas na literatura, a tese conta com mais cinco capítulos, as quais são brevemente descritos a seguir:

- No capítulo 2 se dedica a apresentar em detalhes a metodologia adotada para a modelagem do sistema. Portanto, todas as considerações são expostas e justificadas. Em seguida, apresenta-se como o método de elementos finitos foi utilizado para discretizar o sistema, e solucionado utilizando o integrador numérico desenvolvido. Por fim, as condições de contorno adotadas de modo a aproximar o modelo não linear desenvolvido ao sistema real são expostas e amparadas;
- No capítulo 3 as bancadas experimentais utilizadas na presente tese são aborda-

das. A primeira, presente na universidade de Aberdeen é amplamente conhecida na literatura e foi empregada nas investigações experimentais realizadas na presente tese. A segunda por outro lado, se trata de uma bancada inédita a qual está situada no Laboratório de Mecânica de Estruturas (LMEst), à vista disso, o desenvolvimento, construção e instrumentação da mesma compreende parte do presente trabalho. Portanto, as escolhas da configuração, dos componentes e suas funcionalidades são expostas e justificadas;

- Diversas simulações numéricas são exploradas e discutidas no capítulo 4. Para tal propósito, este capítulo foi dividido em duas partes. A primeira apresenta uma investigação cautelosa de como as não linearidades influenciam no modelo desenvolvido. Esta seção ainda conta com uma validação do mesmo. A segunda, por outro lado, emprega o modelo não linear desenvolvido em uma configuração de referência adotada de modo a investigar dinamicamente efeitos como *stick-slip*, *bit-bounce* e *helical buckling*;
- O capítulo 5 é dedicado a apresentar as investigações experimentais realizadas. Visando organização, este capítulo também foi dividido em duas partes. A primeira retrata uma cuidadosa investigação ao fenômeno *Helical Buckling*, apresentando como este se comporta em diversas situações. A segunda, em contrapartida, investiga dinamicamente o comportamento do sistema fazendo uso da reconhecida robustez dos aparatos experimentais presentes na Universidade de Aberdeen;
- O capítulo 6 apresenta as conclusões gerais e as perspectivas futuras.

Capítulo 2

Modelagem do sistema dinâmico não-linear

A fim de compreender o complexo comportamento dinâmico de colunas de perfuração é indispensável um modelo em elementos finitos robusto e eficiente, capaz de representar os diferentes tipos de vibração discutidos anteriormente. Para isso, faz-se necessário o acoplamento correto entre os efeitos de torção e flexão.

Além disso, este modelo também deve ser capaz de retratar grandes deslocamentos na estrutura, efeito característico de sistemas não lineares. Tais condições podem ser atendidas mediante modificações nos modelos tradicionais de vigas de Euler-Bernoulli a partir da adição de termos de deformações apropriados, concedendo ao modelo não-linearidades do tipo geométrica.

Dessa forma, esta seção apresenta uma breve revisão a respeito da teoria clássica utilizada para vigas de Euler-Bernoulli, além das modificações propostas de modo a atender os requisitos apresentados.

2.1 Definição do sistema mecânico de interesse

O sistema mecânico de interesse deste trabalho é apresentado esquematicamente na Fig. 2.1, onde é possível identificar diversos componentes descritos anteriormente. De forma simplificada, o sistema consiste em um tubo rígido (poço de perfuração) no qual contém em seu interior uma coluna flexível em rotação. Uma vez que este sistema deve ser capaz de assumir diversas configurações para que a perfuração ocorra

de forma eficiente, a coluna flexível está sujeita a um campo de deslocamentos tridimensionais, como discutido, que induzem vibrações longitudinais, laterais e torcionais na estrutura.

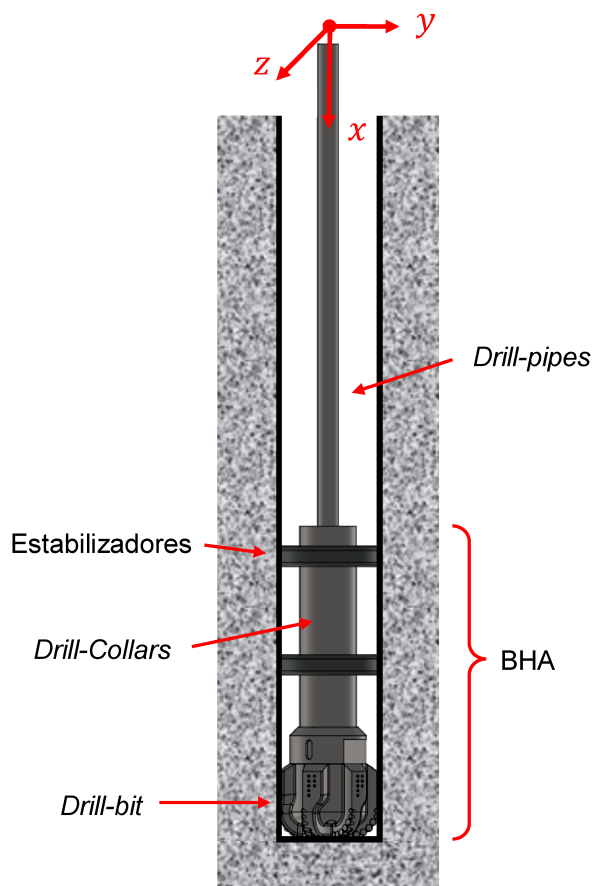


Figura 2.1: Representação esquemática do sistema em estudo.

Devido às características descritas, estas vibrações geram choques e escorregamentos com as paredes do tubo, além de choques em inúmeras (e aleatórias) regiões da coluna. Adicionalmente, o contato entre a broca e o solo geram forças e torques não-lineares na extremidade da coluna, as quais são capazes de induzirem diversos efeitos na coluna e muitas vezes também impedem o avanço eficiente da mesma.

2.2 Considerações gerais para o modelo

Uma vez que a coluna é confinada dentro do poço, é coerente assumir que durante sua operação, pequenas rotações na direção transversal ocorrerão. Por outro lado, grandes deslocamentos ocorrem nas direções x , y e z além de grandes rotações

em torno do eixo x (ver Fig. 2.1). Portanto, o uso de uma teoria de vigas que assuma grandes deslocamentos no espaço e pequenas deformações além de grandes rotações se apresenta como uma opção viável.

Adicionalmente, como o principal foco do trabalho é na parte estrutural da coluna, quaisquer interação fluido-estrutura, além de efeitos térmicos que podem influenciar na dinâmica do sistema, foram negligenciadas. Como consequência, o modelo matemático não se torna excessivamente complexo.

Para fins de modelagem, a variação do diâmetro ao longo da coluna é ignorado. Visando a fidedignidade, a viga está sujeita a ação da aceleração gravitacional g . Além disso, considera-se que a viga é construída de um material isotrópico de densidade ρ , módulo de elasticidade E e coeficiente de Poisson ν . A coluna ainda possui um comprimento L e seção transversal circular com raio R .

Utilizando o sistema cartesiano tradicional (x, y, z) ortogonal fixo em um sistema inercial apresentado na Fig. 2.1, a coluna é representada em sua posição indeformada. Uma vez que assume-se que a mesma possui seção transversal constante, a área desta pode ser definida por:

$$A = \iint_S dy dz \quad (2.1)$$

o segundo momento de inércia em relação ao eixo y ,

$$I_{yy} = \iint_S z^2 dy dz \quad (2.2)$$

o segundo momento de inércia em relação ao eixo z ,

$$I_{zz} = \iint_S y^2 dy dz \quad (2.3)$$

o momento polar de inércia,

$$I_{xx} = J = \iint_S (y^2 + z^2) dy dz \quad (2.4)$$

Desenvolvendo as integrais apresentadas nas Eq. (2.1) a (2.4), tem-se:

$$A = \pi R^2 \quad (2.5)$$

assim como $I_{yy} = I_{zz} = I$, $I_{xx} = 2I = J$, onde:

$$I = \frac{\pi}{4} R^4 \quad (2.6)$$

Conforme apresentado por Reddy e Mahaffey (2013), a hipótese de vigas de Euler-Bernoulli, assume que um determinado ponto localizado na seção transversal é originalmente descrito mediante um campo de deslocamento $Q = \{Q_1, Q_2, Q_3\}$ ao longo das pelas coordenadas x, y, z . Dessa forma, a Fig. 2.2 descreve os deslocamentos da viga (linha contínua) a partir da configuração não deformada (linha tracejada). Assim, observando os deslocamentos dos pontos P_1, P_2, P_3 e P_4 , onde "" denota a configuração deformada, é possível descrever os campos de deslocamento mediante as Eqs. (2.7).

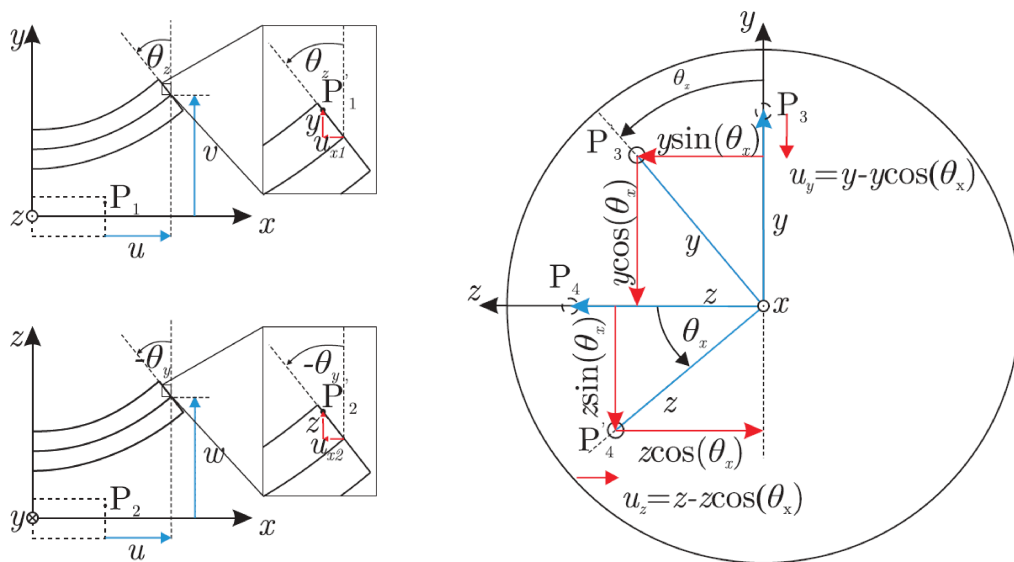


Figura 2.2: Esquemas representando os deslocamentos da viga. Adaptado de Kapitaniak, Vaziri e Wiercigroch (2020)

$$Q_1 = u - u_{x1} - u_{x2} \approx u - y\theta_z + z\theta_y = u - y \frac{\partial v}{\partial x} - z \frac{\partial w}{\partial x} \quad (2.7a)$$

$$Q_2 = v + y(\cos(\theta_x) - 1) - z \sin(\theta_x) \quad (2.7b)$$

$$Q_3 = w + z(\cos(\theta_x) - 1) + y \operatorname{sen}(\theta_x) \quad (2.7c)$$

onde u , v e w denotam os deslocamentos de um ponto localizado na linha neutra da viga nas direções x , y e z , respectivamente. As componentes θ_x , θ_y e θ_z , por outro lado, representam as rotações em torno do sistema de coordenadas adotado. Além disso, como pode ser observado, as rotações θ_y e θ_z podem ser aproximadas por $-\frac{\partial w}{\partial x}$ e $\frac{\partial v}{\partial x}$, respectivamente.

Note que a hipótese apresentada pela Eq. (2.7) é expressa em termos de três coordenadas espaciais (x , y e z) e seis variáveis, os deslocamentos da linha neutra (u , v e w) e as rotações em torno do sistema de coordenadas (θ_x , θ_y e θ_z). Estas variáveis são as métricas físicas de interesse utilizadas para descrever a dinâmica não linear da coluna flexível.

2.3 Energia cinética

A energia cinética da viga é definida como:

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \rho (A\{\mathbf{v}\}^T\{\mathbf{v}\} + \{\mathbf{w}\}^T[I_t]\{\mathbf{w}\}) dx \quad (2.8)$$

onde $\{\mathbf{v}\}$ denota o vetor de velocidade, $[I_t]$ representa a matriz de inércia e $\{\mathbf{w}\}$ é o vetor de velocidade angular da seção transversal :

$$\{\mathbf{v}\} = \begin{pmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \\ \dot{w} \end{pmatrix}, \quad [I_t] = \begin{bmatrix} J & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 \\ 0 & 0 & I \end{bmatrix}, \quad \{\mathbf{w}\} = \begin{pmatrix} \dot{\theta}_x + \theta_y \dot{\theta}_z \\ \cos(\theta_x) \dot{\theta}_y - \operatorname{sen}(\theta_x) \dot{\theta}_z \\ \operatorname{sen}(\theta_x) \dot{\theta}_y + \cos(\theta_x) \dot{\theta}_z \end{pmatrix} \quad (2.9)$$

Para obter $\{\mathbf{w}\}$ as rotações foram realizadas da seguinte maneira: três sistemas de coordenadas, denotados por R_n onde $n = \{1, 2, 3\}$ (todos com a mesma origem em (x, y, z)), cada qual fixado em um sistema não inercial são utilizados para representar as possíveis rotações da seção transversal. Assim, a seguinte sequência de rotações foi adotada:

$$R \xrightarrow{\theta_x} R_1 \xrightarrow{\theta_y} R_2 \xrightarrow{\theta_z} R_3 \quad (2.10)$$

Logo, a velocidade angular escrita no referencial (x, y, z) pode ser calculada da seguinte forma:

$$\{\mathbf{w}\} = \begin{pmatrix} \dot{\theta}_x \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + [{}_0T_1] \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{\theta}_y \\ 0 \end{pmatrix} + [{}_0T_1][{}_1T_2] \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\theta}_z \end{pmatrix} \quad (2.11)$$

desse modo, assumindo pequenas rotações transversais, as matrizes de transformação são definidas como sendo:

$$[{}_0T_1] = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\theta_x) & -\text{sen}(\theta_x) \\ 0 & \text{sen}(\theta_x) & \cos(\theta_x) \end{pmatrix} \quad (2.12a)$$

$$[{}_1T_2] = \begin{pmatrix} 1 & 0 & \theta_y \\ 0 & 1 & 0 \\ -\theta_y & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (2.12b)$$

2.4 Energia de deformação

Como discutido, a hipótese adotada assume que a viga está sujeita a grandes deslocamentos e pequenas deformações. Desse modo, a energia de deformação é dada por:

$$U = \frac{1}{2} \int_V \varepsilon^T S dV \quad (2.13)$$

onde ε denota o tensor de Green-Lagrange e S o segundo tensor de Piola-Kirchhoff. Assumindo material isotrópico, a tensão e a deformação da viga podem ser relacionadas utilizando uma equação constitutiva (PRZEMIENIECKI, 1985). Além disso, como já discutido anteriormente, a presente hipótese de viga utilizada considera que o comprimento da mesma (dimensão em x) é muito maior que sua seção transversal (direções y e z), conseqüentemente $\sigma_{yy} \sim \sigma_{zz} \sim \tau_{yz} \sim 0$ e $\varepsilon_{yy} \sim \varepsilon_{zz} \sim \gamma_{yz} \sim 0$, portanto:

$$\varepsilon = \begin{pmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{xz} \end{pmatrix}, \quad S = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{xz} \end{pmatrix} \quad (2.14)$$

Portanto, é possível relacionar as grandezas apresentadas pela Eq. (2.14) medi-

ante a lei de Hooke generalizada da seguinte forma:

$$S = [D] \varepsilon \quad (2.15)$$

onde $[D]$ estabelece as relações lineares elásticas entre o tensor de Green-Lagrange e Piola-Kirchhoff. Para as considerações estabelecidas, tem-se:

$$[D] = \begin{bmatrix} E & 0 & 0 \\ 0 & G & 0 \\ 0 & 0 & G \end{bmatrix} \quad (2.16)$$

onde E denota o módulo de elasticidade do material, G representa seu módulo de cisalhamento, o qual é obtido da seguinte forma:

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (2.17)$$

onde ν é o coeficiente de Poisson do material. Dessa forma, a energia de deformação pode ser reescrita da seguinte forma:

$$U = \frac{1}{2} \int_V \varepsilon^T S dV = \frac{1}{2} \int_V \varepsilon^T [D] \varepsilon dV = \frac{1}{2} \int_V E \varepsilon_{xx}^2 + G(\gamma_{xy}^2 + \gamma_{zx}^2) dV \quad (2.18)$$

onde,

$$\varepsilon_{xx} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial Q_1}{\partial x} + \frac{\partial Q_1}{\partial x} \right) + \frac{1}{2} \left(\left(\frac{\partial Q_1}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_2}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_3}{\partial x} \right)^2 \right) \quad (2.19a)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial Q_1}{\partial y} + \frac{\partial Q_2}{\partial x} + \left(\frac{\partial Q_1}{\partial x} \frac{\partial Q_1}{\partial y} + \frac{\partial Q_2}{\partial x} \frac{\partial Q_2}{\partial y} + \frac{\partial Q_3}{\partial x} \frac{\partial Q_3}{\partial y} \right) \quad (2.19b)$$

$$\gamma_{xz} = \frac{\partial Q_1}{\partial z} + \frac{\partial Q_3}{\partial x} + \left(\frac{\partial Q_1}{\partial x} \frac{\partial Q_1}{\partial z} + \frac{\partial Q_2}{\partial x} \frac{\partial Q_2}{\partial z} + \frac{\partial Q_3}{\partial x} \frac{\partial Q_3}{\partial z} \right) \quad (2.19c)$$

Os termos quadráticos localizados do lado direito das deformações apresentados na Eq. (2.19) estão associados às não-linearidades geométricas presentes no modelo de viga adotado. Além disso, é importante ressaltar que nesse ponto, outra aproximação é adotada para as Eqs. (2.7), onde assume-se que $\text{sen}(\theta_x) \approx 0$ e $\text{cos}(\theta_x) \approx 1$. Esta

aproximação, originalmente proposta por Stoykov e Ribeiro (2010), melhora a precisão e reduz o número de termos de alta ordem.

2.5 Dissipação de energia

Assume-se que a viga em estudo sofre dissipação de energia por um modelo viscoso com constante de amortecimento c . Dessa forma, é possível definir a dissipação de energia associada com o sistema da seguinte maneira:

$$C = \frac{1}{2} \iint_S c \rho \{\mathbf{v}\}^T \{\mathbf{v}\} dy dx + \frac{1}{2} \iint_S c \{\mathbf{w}\}^T [I_t] \{\mathbf{w}\} dy dx \quad (2.20)$$

onde o primeiro termo é referente a dissipação devido ao movimento de translação da viga enquanto o segundo representa a dissipação proveniente do movimento de rotação.

2.6 Gravidade

O trabalho realizado pela gravidade é definida como sendo:

$$W = - \int_0^L \rho A g dx \quad (2.21)$$

onde ρ é densidade do material, A denota a área da seção transversal, L é o comprimento da coluna e g é a aceleração da gravidade.

2.7 Equações do movimento do sistema

O princípio de Hamilton estendido é aplicado para obter as equações que descrevem a dinâmica não linear do sistema em estudo. Este princípio variacional da mecânica afirma que, dentre todos os caminhos disponíveis entre as configurações observadas nos instantes t_1 e t_2 , o sistema de interesse segue o caminho que minimiza a ação:

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta T - \delta U + \delta H) dt = 0 \quad (2.22)$$

onde U e T representam as energias de deformação e cinética previamente apresentadas, enquanto o termo H representa as forças não conservativas e quaisquer forças não contabilizadas nas energias potenciais.

De modo a incluir os efeitos de amortecimento discutido, é necessário adaptar as equações da seguinte forma:

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta T - \delta U + \delta H) dt - \int_{t_1}^{t_2} \int_{x=0}^L \delta q \cdot \frac{\partial C}{\partial \dot{q}} dx dt = 0 \quad (2.23)$$

nesta equação $q = \{u, v, w, \theta_x, \theta_y, \theta_z\}^T$ denota o vetor associado aos graus de liberdade da viga. O desenvolvimento das equações resultam na seguinte equação do movimento:

$$M \ddot{q}(t) + C \dot{q}(t) + (K + K(q)) q(t) = F(t) \quad (2.24)$$

nesta equação, M representa a massa, C o amortecimento do sistema, K a rigidez e $K(q)$ o termo de rigidez não-linear (a qual depende do deslocamento atual q) e finalmente F as forças externas, incluindo a gravidade.

Assim, a componente de massa pode ser escrita da seguinte forma:

$$M = \int_{x=0}^L \rho A (\dot{u}^2 + \dot{v}^2 + \dot{w}^2) dx + \int_{x=0}^L \rho I (2\dot{\theta}_x^2 + \dot{\theta}_y^2 + \dot{\theta}_z^2) dx \quad (2.25)$$

onde o primeiro termo refere-se a inércia de translação e o segundo com a inércia de rotação. De forma similar, tem-se o amortecimento:

$$C = \int_{x=0}^L c \rho A (\dot{u}^2 + \dot{v}^2 + \dot{w}^2) dx + \int_{x=0}^L c \rho I (2\dot{\theta}_x^2 + \dot{\theta}_y^2 + \dot{\theta}_z^2) dx \quad (2.26)$$

análogo a massa, no amortecimento o primeiro termo está associado a dissipação de energia devido ao movimento de translação enquanto o segundo, com o movimento de rotação.

Para a rigidez linear, tem-se:

$$K = \int_{x=0}^L E A u'^2 dx + \int_{x=0}^L E I (\theta_y'^2 + \theta_z'^2) dx + \int_{x=0}^L G J \theta_x'^2 dx \quad (2.27)$$

onde o primeiro termo da integral refere a rigidez axial, o segundo caracteriza a rigidez de flexão e o terceiro está relacionado a rigidez de torção.

Além disso, há outros termos não lineares presentes na energia de deformação e devem ser incluídos na modelagem. Estes termos, quando integrados ao longo do comprimento do elemento, resultam na rigidez não-linear do modelo:

$$K(q) = \int_{x=0}^L (U_{xx} + U_{xy} + U_{xz}) dx \quad (2.28)$$

onde, os termos U_{xx} , U_{xy} e U_{xz} são referentes aos termos de deformação ε_{xx} , γ_{xy} e γ_{xz} , respectivamente. Estes termos são dados por:

$$\begin{aligned} U_{xx} = & \frac{EI}{2} \int_{x=0}^L \left(\frac{1}{2}w'^2 + \frac{1}{2}v'^2 + \frac{3}{2}u'^2 + 3u' \right) (v''^2 + w''^2) dx \\ & + \frac{EA}{2} \int_{x=0}^L u'^2 \left(\frac{1}{2}v'^2 + \frac{1}{2}w'^2 \right) dx \\ & + \frac{EA}{2} \int_{x=0}^L \left(u'(w'^2 + v'^2) + u^3 + \frac{1}{2}v'^2w'^2 + \frac{1}{4}w'^4 + \frac{1}{4}v'^4 + \frac{1}{4}u'^4 \right) dx \end{aligned} \quad (2.29)$$

e,

$$\begin{aligned} U_{xy} + U_{xz} = & \frac{GI}{2} \int_{x=0}^L (2v''\theta'_x w' + \theta_z'^2(w'^2 + v'^2) - 2w''\theta'_x v' + \theta_y'^2(w'^2 + v'^2)) dx \\ & + \frac{GA}{2} \int_{x=0}^L (u'^2(w'^2 + v'^2)) dx \end{aligned} \quad (2.30)$$

É importante ressaltar que os termos de alta ordem (≥ 2) envolvendo $\partial\theta_x/\partial x$ são negligenciados, caso contrário, o modelo de viga obtido violaria a teoria de torção de Saint-Venant, tornando-a não uniforme (KAPITANIAK; VAZIRI; WIERCIGROCH, 2020).

Além disso, devido às não linearidades geométricas consideradas, momentos de ordem superior da forma $\iint y^p z^q dy dz$, $p + q = 3$ aparecem. Geralmente, estes são zeros quando a seção transversal for simétrica em relação aos eixos principais de inércia. Uma vez que a seção considerada é circular, a mesma satisfaz essa condição, permitindo que os termos sejam ignorados (FONSECA; RIBEIRO, 2006).

Portanto, ao observar os termos, nota-se que o acoplamento não linear entre os mecanismos de vibração (torção, flexão e axial) originado destes componentes. Entretanto, obter uma matriz de rigidez não linear desses termos não é uma tarefa trivial e por este motivo, estes procedimentos são apresentados no Apêndice A.

2.8 Modelagem computacional do problema

Esta seção engloba os procedimentos de discretização das equações não lineares apresentadas bem como um processo de redução dimensional visando o aumento da eficiência computacional. Além disso, algumas condições de contorno geométricas são incorporadas ao problema.

2.8.1 Discretização das equações não lineares em elementos finitos

Neste procedimento, a viga é discretizada em uma malha de N_{ele} elementos mediante o método tradicional de elementos finitos (MEF) (REDDY; MAHAFFEY, 2013). Cada elemento é composto por dois nós e cada um desses nós possui seis graus de liberdade associados ao desenvolvimento apresentado anteriormente. Portanto, o número de graus de liberdade total associados ao modelo empregado se dá pela relação: $N_{gdl} = 6(N_{ele} + 1)$. A Fig. 2.3 apresenta o elemento descrito.

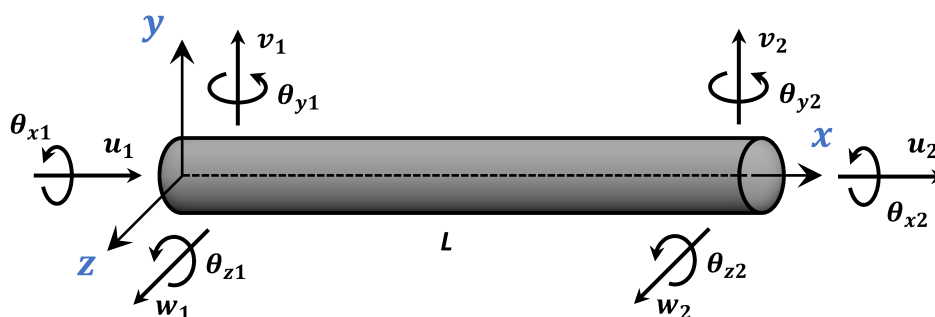


Figura 2.3: Representação do elemento finito utilizado para descrever a viga

O próximo passo do método é a escolha correta das funções de forma. Assim, de modo a evitar o efeito *shear-locking*, um esquema de interpolação interdependente na qual para os deslocamentos/rotações transversais utiliza-se polinômios cúbicos de Hermite e, para o deslocamento axial/torção, funções lineares (MUKHERJEE; PRATHAP, 2001). Portanto, os deslocamentos e rotações nodais são aproximados da seguinte forma:

$$\begin{aligned}
 u(\xi, t) &= \{N_u(\xi)\}\{q_e(t)\} & \theta_x(\xi, t) &= \{N_{\theta_x}(\xi)\}\{q_e(t)\} \\
 v(\xi, t) &= \{N_v(\xi)\}\{q_e(t)\} & \theta_y(\xi, t) &= \{N_{\theta_y}(\xi)\}\{q_e(t)\} \\
 w(\xi, t) &= \{N_w(\xi)\}\{q_e(t)\} & \theta_z(\xi, t) &= \{N_{\theta_z}(\xi)\}\{q_e(t)\}
 \end{aligned} \tag{2.31}$$

onde t representa o tempo, ξ denota a coordenada ao longo do elemento ($\xi = x/l_e$), l_e representa o comprimento do elemento, $\{N(\xi)\}$ são as funções de forma apresentadas como vetores (mais detalhes no Apêndice B), por fim, q_e denota os graus de liberdade elementares, sendo $\{q_e\} = \{u_1, v_1, w_1, \theta_{x1}, \theta_{y1}, \theta_{z1}, u_2, v_2, w_2, \theta_{x2}, \theta_{y2}, \theta_{z2}\}^T$.

O resultado da discretização aplicada na Eq.(2.24) resulta em um sistema de equações $N_{gdl} \times N_{gdl}$ não lineares:

$$[M] \{\ddot{q}(t)\} + [C] \{\dot{q}(t)\} + ([K] + [K(q)]) \{q(t)\} = \{F(t)\} \tag{2.32}$$

onde $\{q(t)\}$ é o vetor de deslocamentos nodais (translações e rotações), $\{\dot{q}(t)\}$ denota o vetor de velocidades, enquanto o vetor $\{\ddot{q}(t)\}$ representa a aceleração. Além disso, $[M]$ representa a matriz de massa, $[C]$ a matriz de amortecimento, $[K]$ a matriz de rigidez, $[K(q)]$ a matriz de rigidez não linear e $\{F(t)\}$ o vetor de forças.

Vale ressaltar que as equações apresentadas pela Eq. (2.32) representam todos os deslocamentos nodais, sejam eles livres, restritos ou impostos. E, para facilitar a resolução, estas são rearranjadas da seguinte forma:

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} [M]_{ll} & [M]_{li} \\ [M]_{il} & [M]_{ii} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{q}(t)\}_l \\ \{\ddot{q}(t)\}_i \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C]_{ll} & [C]_{li} \\ [C]_{il} & [C]_{ii} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{q}(t)\}_l \\ \{\dot{q}(t)\}_i \end{Bmatrix} + \\
 \left(\begin{bmatrix} [K]_{ll} + [K(q)]_{ll} & [K]_{li} + [K(q)]_{li} \\ [K]_{il} + [K(q)]_{il} & [K]_{ii} + [K(q)]_{ii} \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} \{q(t)\}_l \\ \{q(t)\}_i \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F(t)\}_l \\ \{F(t)\}_i \end{Bmatrix}
 \end{aligned} \tag{2.33}$$

onde os índices l e i , refere-se aos graus de liberdade livres e impostos, respectivamente. Dessa forma, as Eqs. (2.33) conduz a dois subsistemas de equações:

$$\begin{aligned}
 [M]_{ll} \{\ddot{q}(t)\}_l + [C]_{ll} \{\dot{q}(t)\}_l + ([K]_{ll} + [K(q)]_{ll}) \{q(t)\}_l = \\
 \{F(t)\}_l - [M]_{li} \{\ddot{q}(t)\}_i - [C]_{li} \{\dot{q}(t)\}_i - ([K]_{li} + [K(q)]_{li}) \{q(t)\}_i
 \end{aligned} \tag{2.34}$$

$$\begin{aligned} \{F(t)\}_i = & [M]_{il} \{\ddot{q}(t)\}_l + [M]_{ii} \{\ddot{q}(t)\}_i + [C]_{il} \{\dot{q}(t)\}_l + \\ & [C]_{ii} \{\dot{q}(t)\}_i + ([K]_{il} + [K(q)]_{il}) \{q(t)\}_l + ([K]_{ii} + [K(q)]_{ii}) \{q(t)\}_i \end{aligned} \quad (2.35)$$

A resolução das Eqs. (2.34) e (2.35) permite determinar a resposta dinâmica nas coordenadas livres e, subsequentemente, os esforços de reação associados aos graus de liberdade impostos.

2.9 Integração das equações não lineares do sistema

Para a solução das equações não lineares do modelo desenvolvido, o método numérico de Newton-Raphson é combinado com o método de Newmark. Neste caso, optou-se por essa estratégia uma vez que não é possível realizar a integração direta de um sistema de equações diferenciais não lineares de segunda ordem. Assim, o método da aceleração média-constante (ou também chamado de regra do trapézio) é utilizado. Neste procedimento, considera-se que a solução é conhecida para o instante de tempo t , e a partir das equações de equilíbrio dinâmico, deseja-se calcular a solução para o tempo $t + \Delta t$ (CAVALINI et al., 2015). Assim, primeiro se reescreve a Eq. (2.24) da seguinte forma:

$$[M] \{\ddot{q}_{t+\Delta t}\} + [C] \{\dot{q}_{t+\Delta t}\} + ([K] + [K(q_{t+\Delta t})]) \{q_{t+\Delta t}\} = \{F\} \quad (2.36)$$

onde o subscrito à direita indica a avaliação em tempo discreto. Além disso, assume-se as seguintes aproximações para a Eq. (2.36):

$$\left(q_{t+\Delta t}^{(n+1)}, \dot{q}_{t+\Delta t}^{(n+1)}, \ddot{q}_{t+\Delta t}^{(n+1)} \right) \quad (2.37)$$

enquanto o subscrito n é referente a interação do método de Newton-Raphson.

Agora, a Eq. (2.32) é reescrita no formato residual, isto é, igualando o mesmo a zero,

$$R \left(q_{t+\Delta t}^{(n+1)}, \dot{q}_{t+\Delta t}^{(n+1)}, \ddot{q}_{t+\Delta t}^{(n+1)} \right) = 0 \quad (2.38)$$

Em seguida, este resultado é expandido na forma de uma série de Taylor, da seguinte

forma:

$$R \left(q_{t+\Delta t}^{(n+1)}, \dot{q}_{t+\Delta t}^{(n+1)}, \ddot{q}_{t+\Delta t}^{(n+1)} \right) = \quad (2.39)$$

$$R \left(q_{t+\Delta t}^{(n)}, \dot{q}_{t+\Delta t}^{(n)}, \ddot{q}_{t+\Delta t}^{(n)} \right) + \frac{\partial R}{\partial q} \Big|_{t+\Delta t}^{(n)} \Delta q_{t+\Delta t}^{(n)} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}} \Big|_{t+\Delta t}^{(n)} \Delta \dot{q}_{t+\Delta t}^{(n)} + \frac{\partial R}{\partial \ddot{q}} \Big|_{t+\Delta t}^{(n)} \Delta \ddot{q}_{t+\Delta t}^{(n)} + H.O.T.$$

onde *H.O.T.* denotam os termos de alta ordem. Adicionalmente, tem-se:

$$\Delta \text{var}_{t+\Delta t}^{(n)} = \text{var}_{t+\Delta t}^{(n+1)} - \text{var}_{t+\Delta t}^{(n)} \quad (2.40)$$

Negligenciando os termos de alta ordem e considerando a integração trapezoidal mencionada, tem-se a seguinte relação:

$$\Delta q_{t+\Delta t}^{(n)} = \alpha \Delta t^2 \Delta \ddot{q}_{t+\Delta t}^{(n)} \quad (2.41)$$

$$\Delta \dot{q}_{t+\Delta t}^{(n)} = \beta \Delta t \Delta \ddot{q}_{t+\Delta t}^{(n)}$$

onde, $\alpha = 0,25$ e $\beta = 0,5$, representam as constantes de integração, tradicionais para o método de Newmark. Logo, a seguinte equação iterativa é estabelecida:

$$T_{t+\Delta t}^{(n)} \Delta \ddot{q}_{t+\Delta t}^{(n)} = -R \left(q_{t+\Delta t}^{(n)}, \dot{q}_{t+\Delta t}^{(n)}, \ddot{q}_{t+\Delta t}^{(n)} \right) \quad (2.42)$$

onde,

$$T_{t+\Delta t}^{(n)} = \alpha \Delta t^2 \frac{\partial R}{\partial q} \Big|_{t+\Delta t}^{(n)} + \beta \frac{\partial R}{\partial \dot{q}} \Big|_{t+\Delta t}^{(n)} + \frac{\partial R}{\partial \ddot{q}} \Big|_{t+\Delta t}^{(n)} \quad (2.43)$$

portanto,

$$T_{t+\Delta t}^{(n)} = \alpha \Delta t^2 \left\{ [K] + \frac{\partial ([K(q_{t+\Delta t})] \{q_{t+\Delta t}\})}{\partial q} \Big|_{t+\Delta t}^{(n)} \right\} + \beta \Delta t [C] + [M] \quad (2.44)$$

As soluções $\ddot{q}_{t+\Delta t}^{(n+1)}$ são obtidas primeiro mediante a Eq. (2.42) e então, pela Eq. (2.40). Contudo, um procedimento é necessário antes, como pode ser observado pela Eq. (2.44), uma vez que a matriz não linear depende do deslocamento atual, e obter sua derivada se torna uma tarefa não trivial. Dessa forma, Reddy (2014) apresenta uma metodolo-

gia viável para realizar tal procedimento de maneira elementar:

$$\frac{\partial ([K^e(q)]\{q^e\})}{\partial q^e} = [T^e]_{i,j}' = \sum_{m=1}^N \frac{\partial [K^e(q)]_{i,m}}{\partial q_j^e} q_m^e + [K^e(q)]_{i,j} \quad (2.45)$$

onde os subscritos i e j são referentes a linha e coluna da matriz elementar, respectivamente, e m refere a posição do vetor elementar q^e . Mais detalhes a respeito deste procedimento são apresentados na Apêndice A.

Retornando ao método de solução, o procedimento descrito é refeito até que um critério de convergência (ε_{NR}) previamente estabelecido, seja satisfeito, conforme descrito:

$$\left\| R \left(q_{t+\Delta t}^{(n+1)}, \dot{q}_{t+\Delta t}^{(n+1)}, \ddot{q}_{t+\Delta t}^{(n+1)} \right) \right\| \leq \varepsilon_{NR} \quad (2.46)$$

2.9.1 Passo iterativo para perturbações

Em alguns sistemas, a convergência do processo descrito anteriormente pode ser de difícil obtenção, visto que as perturbações aplicadas, como carregamentos aplicados, resultam em uma configuração longe da referência. Assim, uma solução para auxiliar a convergência do sistema é fornecer uma boa estimativa inicial, orientada para a perturbação aplicada. Entretanto, na prática, este artifício não é possível.

Dessa forma, outra estratégia muito utilizada nesta situação é chamado de passo de carga ("*Load Stepping*"). Neste método, o valor integral da perturbação não é aplicado desde o início do procedimento iterativo de solução, mas aumentado em passos graduais. Logo, no primeiro passo, uma perturbação muito menor é aplicada, geralmente na ordem de um centésimo da perturbação completa, assim, o sistema iterativo é executado até que o mesmo convirja para a situação atual, o que deve ser realizado com facilidade, visto que a configuração resultante é próxima da configuração de referência. Uma vez que esta é encontrada, a mesma é utilizada para alimentar o passo seguinte de perturbação. Este procedimento é repetido até que a perturbação completa seja inserida no sistema (SILVEIRA, 2011).

Geralmente, este método envolve um acréscimo linear para a perturbação, assim, para que uma perturbação F seja aplicada em n_s passos, em cada passo i , uma

perturbação f_i é inserida:

$$f_i = \frac{F}{n_s} i$$

Uma variação a este método é realizar um acréscimo não linear na perturbação. A equação quadrática apresentada na Eq. (2.47) se revela como uma opção viável.

$$f_i = \frac{F}{n_s^2} i^2 \quad (2.47)$$

A Fig. 2.4 apresenta o comportamento de f_i para as duas estratégias consideradas. Para isso, um cenário genérico de $F = 1$ e $n_s = 10$ foi empregado.

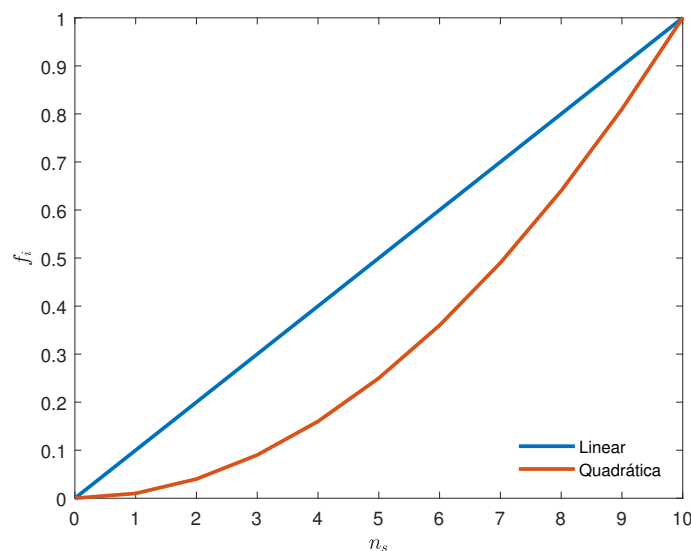


Figura 2.4: Estratégia de *Load Stepping* quadrática.

Como pode ser observado, a vantagem da estratégia quadrática quando comparada com a linear é que, com o mesmo número de passos de perturbação (n_s), o valor de f_i utilizado nas primeiras etapas é menor, assessorando ainda mais a convergência nas etapas iniciais, as quais costumam ser as mais críticas durante o processo. Portanto, a metodologia quadrática foi adotada na estratégia de *Load Stepping* da presente tese.

2.10 Condições de contorno aplicadas à coluna

De modo a assemelhar as condições de operação enfrentadas por uma coluna de perfuração e aperfeiçoar assim as previsões do modelo dinâmico proposto, algumas

condições de contornos devem ser consideradas. Entre elas, é possível citar a velocidade de rotação imposta pelo motor no topo da coluna e as interações entre a broca e o solo. Portanto, esta seção apresenta como estes fatores são modelados e introduzidos ao modelo.

2.10.1 Velocidade de rotação

O motor é modelado como uma velocidade angular constante, representado por Ω . Este é introduzido no primeiro nó, isto é, na extremidade esquerda do primeiro elemento, o qual é situado no topo da coluna ($\dot{\theta}_{x,x=0}$). O procedimento é realizado restringindo todos os graus de liberdade deste nó, permitindo apenas o movimento torcional.

2.10.2 Interação broca-solo

Como reportado anteriormente, enquanto em operação, diversas vibrações resultam das interações broca-solo. Dessa forma, à medida que a broca é forçada a penetrar na formação rochosa irregular com determinada velocidade axial (\dot{u}) e angular ($\dot{\theta}_x$), essas vibrações decorrentes da operação são transmitidas para toda a estrutura.

Vale ressaltar que a interação entre a broca e a formação rochosa são complexas, envolvendo atrito, deformação plástica, fratura, dinâmica e condições de contorno incertas (XIE et al., 2020). Dessa forma, para possibilitar a análise, algumas simplificações são necessárias.

Como descrito anteriormente, devido a interação da broca com o solo, surgem duas componentes de reação: uma força normal (W_b) e um torque resistivo (T_b), conforme apresentado na Fig. 2.5. Assim, de modo a simular as condições descritas, estas componentes são aplicadas no último nó, localizado no fundo do poço ($\theta_{x,x=L}$).

A fim de investigar os efeitos oriundos dessas interações, assume-se que quando a broca passa sobre alguma imperfeição local, esta gera uma excitação axial harmônica (W_b). Este é o principal mecanismo de acoplamento entre vibrações torcionais e axiais, e tem sido amplamente estudado. De modo a modelar as condições descritas, uma broca genérica de raio R_b e N_{lam} lâminas de cortes igualmente espaçadas por $2\pi/N_{lam}$ é considerada.



Figura 2.5: Interação broca-solo e as componentes de reação.

À vista disso, a força de contato axial na interface broca-rocha é dada pela Eq. (2.48),

$$W_b = k_c(u_{x,x=L} - z_0 \text{sen}(N_{lam} \theta_{x,x=L})) \quad (2.48)$$

onde o termo $u_{x,x=L}$ denota o deslocamento axial no fundo do poço, enquanto $\theta_{x,x=L}$ seu deslocamento angular. O termo k_c caracteriza a rigidez de contato do solo. Portanto, o termo $z_0 \text{sen}(N_{lam} \theta_{x,x=L})$ define o perfil da rocha, com z_0 sendo a amplitude nominal da mesma. Por consequência, o termo dentro do parênteses é usado para verificar se há contato entre a broca e a rocha, havendo valor nominal quando há contato, e valor nulo caso não haja (SILVEIRA, 2011).

O modelo mais simples para modelar o torque na broca, T_b , se trata da lei de Coulomb de atrito, atribuindo um valor para o atrito estático (T_{sd}) e outro para dinâmico (T_{cd}). Quando a perfuração ocorre, no entanto, simulações e estudos apontam que para representar o complexo fenômeno, modelos mais sofisticados são necessários (LOBO; RITTO; CASTELLO, 2017).

Para isso, são necessárias duas regiões: uma para a região *stick* e outra para o *slip*, além de uma função de transição entre as regiões, o qual é feita monitorando informações de torção do bit ($\theta_{x,x=L}$). Além disso, o modelo adotado traz informações a respeito do torque de reação em equilíbrio, a qual deve exceder o atrito estático para que a broca rotacione. Assim, o modelo adotado se trata de uma combinação dos

modelos apresentados por Lobo, Ritto e Castello (2017) e Xie et al. (2020). Este é apresentado pela Eq. (2.49).

$$T_b = \begin{cases} T_{eb} = k_t(\Omega t - \phi) - c_t \dot{\phi}, & \left| \dot{\phi} \right| < D_v \text{ e } |T_{eb}| \leq |T_{sb}|, \\ T_{sb} \operatorname{sgn}(T_{eb}), & \left| \dot{\phi} \right| < D_v \text{ e } |T_{eb}| > |T_{sb}|, \\ T_{slip}, & \left| \dot{\phi} \right| \geq D_v, \end{cases} \quad (2.49)$$

onde T_{eb} representa o torque de reação em equilíbrio que deve exceder o torque de atrito estático T_{sd} para que a broca rotacione; k_t representa a rigidez torcional da coluna pode ser estimada pela Eq. (2.50); nela J representa o momento de inércia de massa da seção transversal da coluna, G o módulo de cisalhamento do material e L o comprimento da coluna; c_t representa o amortecimento torcional calculado a partir do coeficiente adimensional ξ_t .

$$k_t = \frac{GJ}{L} \quad \xi_t = \frac{c_t}{2\sqrt{k_t J}} \quad (2.50)$$

Os termos μ_{cd} e μ_{sd} representam os coeficientes de atrito de Coulomb estático e dinâmico, responsáveis pela obtenção de T_{cd} e T_{sd} , respectivamente, conforme Eq. (2.51).

$$T_{cd} = \mu_{cd} R_b W_o \quad T_{sd} = \mu_{sd} R_b W_o \quad (2.51)$$

onde R_b representa o raio da broca; W_o o peso na broca. Na Eq. (2.49), Ω representa a velocidade de rotação do motor em rad/s, enquanto ϕ denota o deslocamento angular da broca e $\dot{\phi}$ a sua velocidade. A função $\operatorname{sgn}(x)$ retorna 1 se x for positivo e -1 caso x seja negativo. A função T_{slip} é apresentada na Eq. (2.52).

$$T_{slip} = [T_{cd} + (T_{sd} - T_{cd})e^{(-\gamma_b/v_f|\dot{\phi}|)}] \operatorname{sgn}(\dot{\phi}) \quad (2.52)$$

onde γ_b é uma constante que define a taxa de decaimento de T_b em função da velocidade; v_f é introduzido apenas para manter as variáveis unificadas.

Assim, o primeiro cenário da Eq. (2.49) representa o regime no qual a broca está emperrada e o torque de reação não é grande o suficiente para superar o torque estático. Uma vez que o motor continua operando, a coluna acumula energia potencial,

aumentando o torque reativo até que este seja capaz de superar o estático, fazendo com que a broca comece a se mover. Devido a problemas numéricos, uma banda de velocidade zero é especificada em uma pequena vizinhança de $\dot{\phi} = 0$, caracterizada pelo parâmetro D_v . Assim, a segunda condição caracteriza a transição *stick-slip* onde o torque na broca assume o valor de T_{sb} . Finalmente, a última condição apresenta o regime *slip*, apresentando um comportamento exponencial entre as regiões definidas.

De modo a enriquecer o entendimento acerca do modelo de torque considerado, seu comportamento é apresentado na Fig. 2.6. Neste exemplo, o T_{sb} e T_{cb} foram assumidos como 8 e 5 Nm, respectivamente. Ao analisar o mesmo, é possível constatar como T_b se comporta com relação a velocidade de rotação, permanecendo sempre resistivo. Além disso, é fácil notar a região de transição do cenário *stick* para o *slip*, caracterizado pelo comportamento exponencial.

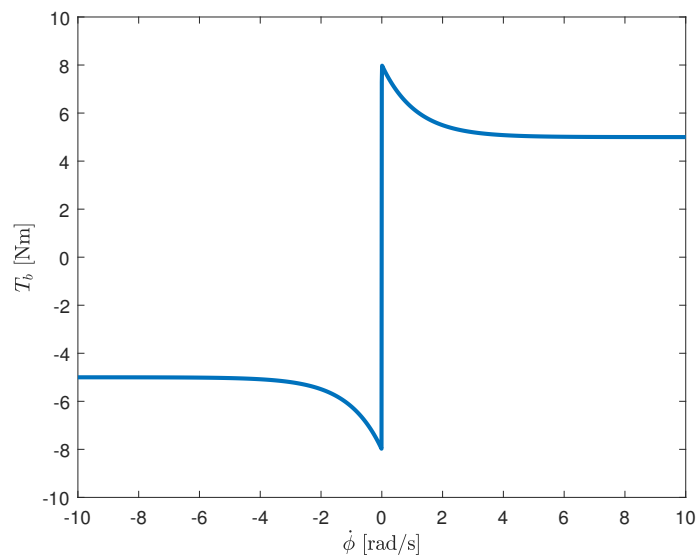


Figura 2.6: Comportamento de T_b para $T_{sb} = 8$ Nm e $T_{cb} = 5$ Nm

Capítulo 3

Bancadas Experimentais - Configurações e Componentes

O objetivo deste capítulo é apresentar as bancadas experimentais utilizadas no presente trabalho. A primeira, presente na universidade de Aberdeen é amplamente conhecida na literatura, contando com inúmeros trabalhos explorando os diversos aspectos da mesma. Portanto, esta é apresentada brevemente, mais informações podem ser encontradas nas contribuições de seus desenvolvedores.

A segunda, por outro lado, foi desenvolvida no LMEst, situada na Universidade Federal de Uberlândia, como parte deste trabalho. Esta, inspirada na primeira, foi projetada e construída de modo a replicar os principais tipos de vibrações discutidos anteriormente. Dessa forma, seus componentes, suas características e finalidades são apresentadas. Na sequência, uma seção apresenta uma visão geral dos sensores empregados para captar parâmetros importantes durante a operação. Por fim, o sistema de aquisição dos dados desenvolvido é apresentado.

Contudo, de modo a contextualizar a escolha realizada pela bancada presente na Universidade de Aberdeen, uma pequena introdução é realizada, discutindo outros aparatos experimentais desenvolvidos.

3.1 Introdução

Há diversas estratégias de aparatos empregadas na investigação dinâmica da coluna de perfuração experimentalmente, cada qual com sua estratégia e respectivas

capacidades. Warren et al. (1981) conduziram suas pesquisas utilizando colunas de perfuração de larga escala, os quais são capazes de operar sob diversas condições de operação (variando WOB, tipo de broca, velocidade de rotação), as quais são comparáveis às observadas em plataformas reais. Outro exemplo de estudo em colunas de de larga escala é encontrado em Halsey et al. (1986). Entretanto, devido aos recursos limitados e restrições de espaço, os aparatos experimentais desenvolvidos nas instituições acadêmicas tradicionalmente são construídas em escalas muito menores.

Na maioria desses aparatos acadêmicos, a coluna é representada por uma estrutura de aço delgada, acionada por um motor elétrico no topo enquanto BHA são aproximados por cilindros de maior diâmetro. Além disso, estas não utilizam brocas reais, reproduzindo os efeitos da interação broca-solo mediante emprego de freios, *shakers* ou até mesmo brocas adaptadas. Adicionalmente, os dispositivos são normalmente desenvolvidos para a investigação de um tipo específico de problema, apresentando pouca versatilidade. Liu et al. (2017), Cayres et al. (2018) e Ritto e Ghandchi-Tehrani (2019) desenvolveram em seus trabalhos protótipos dedicados ao estudo e atenuação de vibrações torcionais, com enfoque principalmente no *stick-slip*. Outro trabalho na qual o *stick-slip* foi investigado experimentalmente é encontrado no trabalho de Liao et al. (2012), onde os autores também investigaram os efeitos do contato da coluna com as paredes do poço. Para tanto, uma massa de desbalanceamento foi anexada no inferior da estrutura, esta, conforme explicado pelos autores, surge devido à curvatura que estas estruturas normalmente trabalham, bem como de outros fatores que dificilmente poderiam ser replicados em laboratórios.

Há ainda trabalhos onde um aparato experimental foi dedicado ao estudo de colunas operando na posição horizontal, como exemplos pode-se citar os trabalhos de Lian et al. (2015) e Ren et al. (2017). Há bancadas construídas para estudar colunas em operação, contudo o foco não é necessariamente a dinâmica da mesma. Um bom exemplo é encontrado no trabalho de Zhu e Liu (2013), onde os autores investigaram experimentalmente as instabilidades e alargamento dos poços devido aos impactos provocados pela coluna durante sua operação.

Entretanto, das bancadas experimentais encontradas na literatura, a presente na Universidade de Aberdeen (*University of Aberdeen*) projetada e construída pelo professor Marian Wiercigroch e sua equipe merece destaque. A bancada é robusta,

sendo capaz de replicar os principais comportamentos do sistema real enquanto em operação. Reflexo da versatilidade e potencial do aparato experimental é evidenciado em inúmeros trabalhos desenvolvidos nas mais diversas abordagens pela sua equipe.

Assim, com auxílio da bancada, há trabalhos dedicados à investigação e modelagem dos comportamentos complexos de maneira geral (KAPITANIAK et al., 2015; WIERCIGROCH et al., 2018), outros visaram compreender vibrações laterais (KAPITANIAK et al., 2017), outros a investigar e replicar como os comportamentos helicoidais se manifestam (KAPITANIAK; HAMANEH; WIERCIGROCH, 2016; KAPITANIAK; VAZIRI; WIERCIGROCH, 2018) e ainda há trabalhos dedicados a investigar e atenuar o efeito *stick-slip* (VAZIRI; KAPITANIAK; WIERCIGROCH, 2018; WIERCIGROCH et al., 2017).

Dessa maneira, frisando novamente que este se trata de um tema pioneiro para o LMEst e conseqüentemente para a UFU e reconhecendo o potencial didático da bancada desenvolvida pela Universidade de Aberdeen, é coerente deduzir que a configuração planejada e apresentada nessa seção seja inspirada em seu aparato. A ideia é que um novo horizonte de trabalhos nessa linha de pesquisa seja desbravado em um futuro próximo, permitindo que otimizações, controles, mudanças de configurações, entre outras sejam viáveis.

3.2 Bancada - Universidade de Aberdeen

Esta seção tem como objetivo retratar a bancada experimental existente no laboratório Centro de Pesquisa em Dinâmica Aplicada (*Centre for Applied Dynamic Research*, CADR) da Universidade de Aberdeen, a qual foi utilizada para colher os resultados experimentais posteriormente apresentados no capítulo 5.

Como descrito anteriormente, o aparato experimental é capaz de replicar com maestria as vibrações observadas durante a operação de uma coluna de perfuração. Para tal finalidade, esta possui inúmeros componentes, os quais são listados e descritos brevemente a seguir. Mais detalhes podem ser facilmente encontrados em Kapitaniak (2015), Vaziri (2015) e Kapitaniak et al. (2018).

- **Furadeira de bancada** - Um dos componentes mais importantes da bancada experimental, localizada no topo da coluna. Sua finalidade é fornecer o desloca-

mento angular e axial necessários para executar a perfuração;

- **Eixos Flexíveis** - Cabos de aço são utilizados para replicar as propriedades presentes em uma coluna de perfuração real (alta rigidez torcional e baixa rigidez a flexão);
- **Discos** - Discos podem ser posicionados no BHA de modo a fornecer controlabilidade para o WOB;
- **Brocas e amostra de solo** - O aparato experimental conta com diversas brocas industriais além de diferentes amostras de solos com diferentes composições, permitindo assim que inúmeros cenários sejam investigados. Estes são listados a seguir:
- **Sensores** - A bancada experimental possui diversos sensores de modo a permitir que as informações sejam acompanhadas em tempo real e/ou salvas;
 - Encoder: Dois encoders de modo a medir o deslocamento angular em duas posições diferentes;
 - Célula de carga: Uma célula de carga tridimensional é posicionada sob a amostra de solo, mensurando assim o WOB e o TOB, além das forças laterais;
 - Laser: Este é responsável por medir o deslocamento axial da broca;
 - Proxímetros: Dois proxímetros são posicionados defasados de 90° nas laterais do mancal presente no BHA de modo a capturar os deslocamentos laterais do mesmo.

Vale ressaltar que os sensores se comunicam uma placa de aquisição da *National Instruments* mediante uma interface desenvolvida em LabView.

Para ilustrar alguns dos componentes citados, a Fig. 3.1 apresenta um esquema da bancada descrita bem como uma fotografia da mesma.

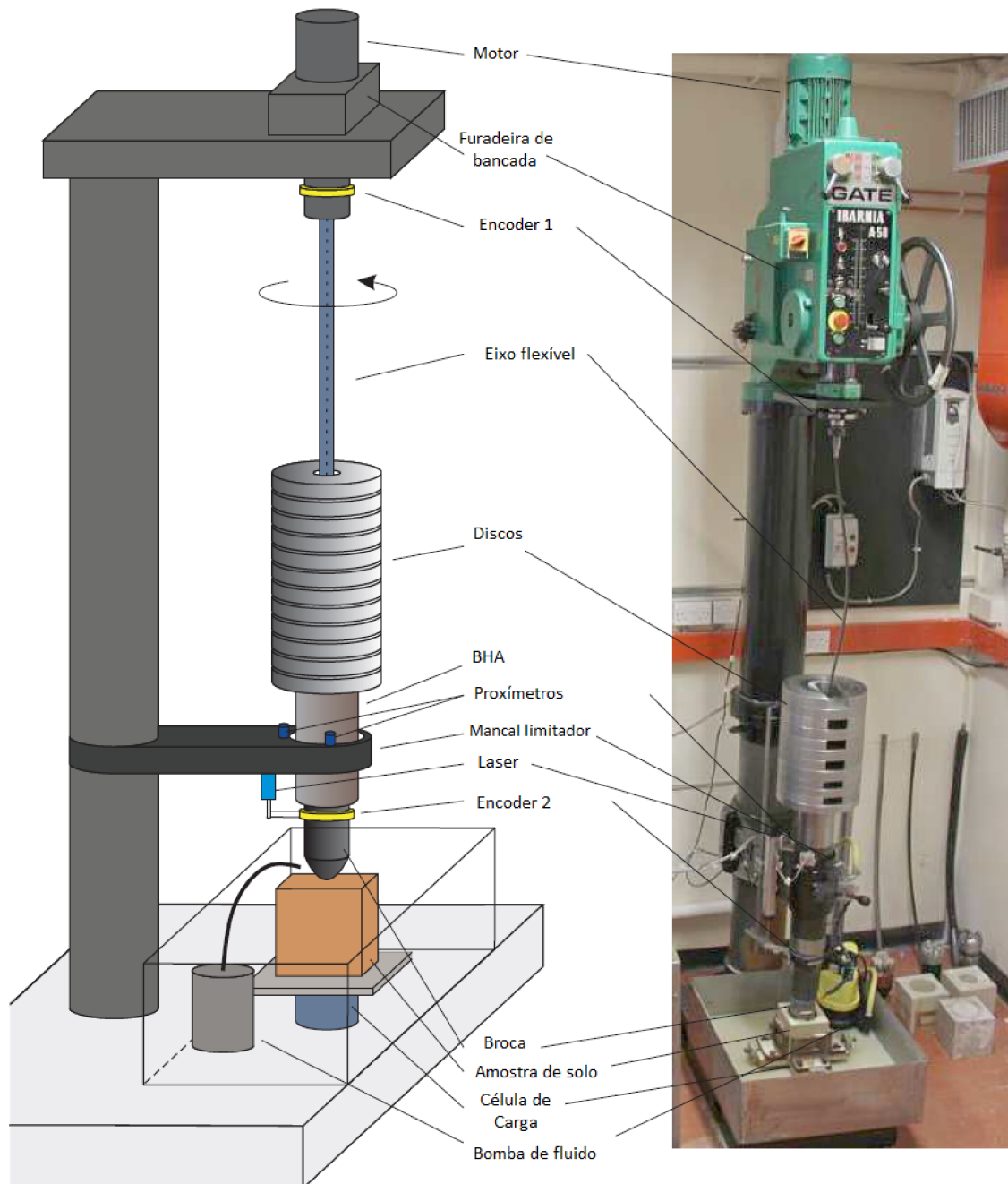


Figura 3.1: Um esquema (esquerda) e fotografia (direita) da bancada mostrando seus principais componentes. Adaptado de Kapitaniak et al. (2018).

3.3 Bancada - LMEst

3.3.1 Configuração e Componentes

O principal objetivo da bancada experimental desenvolvida pelo LMEst situado na Universidade Federal de Uberlândia é fornecer um equipamento abrangente para investigação de diferentes tipos de vibrações indesejadas associadas ao processo de

perfuração industrial para extração de petróleo e gás. Dessa forma, um esquema geral da bancada é apresentada na Fig. 3.2, destacando seus principais componentes, os quais são referidos por meio da Tab. 3.1 e abordados individualmente na sequência. Adicionalmente, a Fig. 3.3 apresenta fotografias da bancada construída dando enfoque aos conjuntos superior e inferior, de modo a auxiliar na localização e finalidade dos componentes citados.

Tabela 3.1: Componentes presentes na bancada experimental

Referência	Componente
1	Perfil de alumínio
2	Motor elétrico
3	Acoplamento flexível
4	Transdutor de torque rotativo
5	Encoder
6	Mandril
7	Eixo flexível
8	Transdutor de deslocamento
9	Conjunto guia linear
10	Discos
11	Placa de torno
12	Broca
13	Amostra de solo
14	Célula de carga (PCB 1630-03C) - TOB
15	Célula de carga (PCB 1630-03C) - WOB
16	Absorvedor de vibração

3.3.1.1 Perfil de alumínio e Conjunto guia linear

O projeto foi desenvolvido visando à versatilidade do equipamento, isto é, buscando soluções para que alterações na sua configuração pudessem ser realizadas com facilidade. Desta forma, toda a estrutura é sustentada por um perfil de alumínio dotado de guias longitudinais (modelo 90 x 180L) adquirido da empresa Bosch Rexroth Corp[®]. Além disso, o projeto ainda conta com conjunto guia linear (modelo LF20C) o qual foi

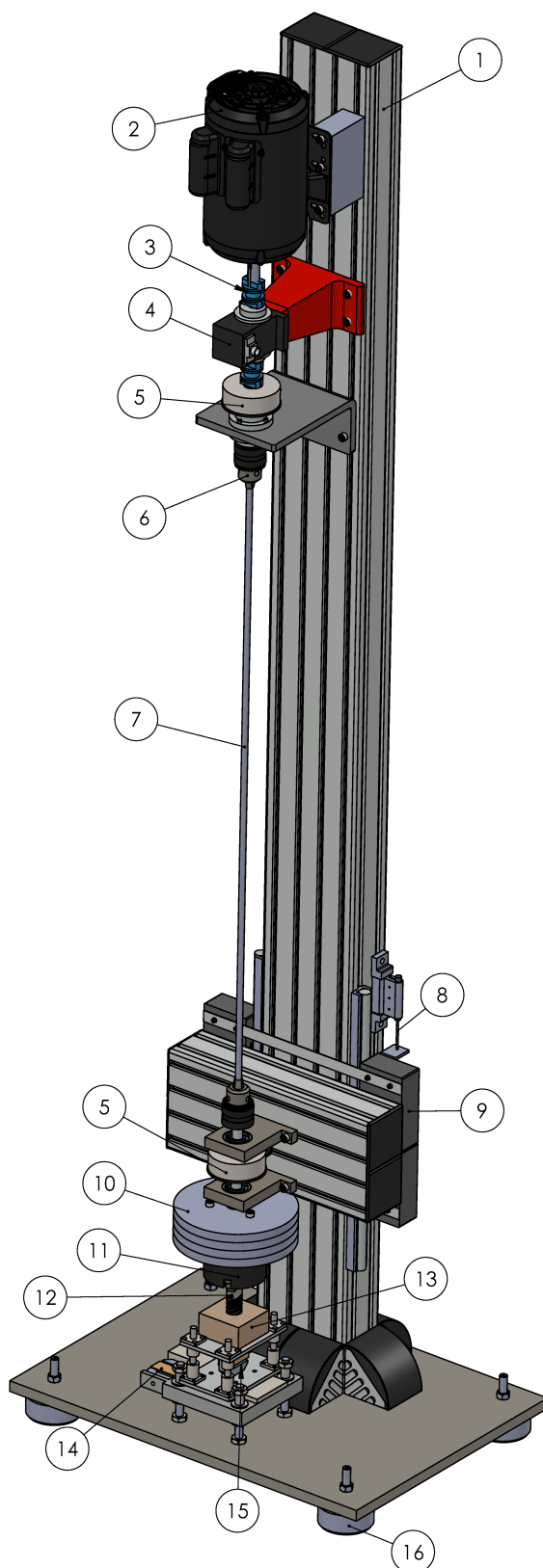


Figura 3.2: Configuração da bancada experimental.

instalado sobre as guias longitudinais. Esta solução foi pensada para que o sistema seja capaz de apresentar deslocamentos axiais.

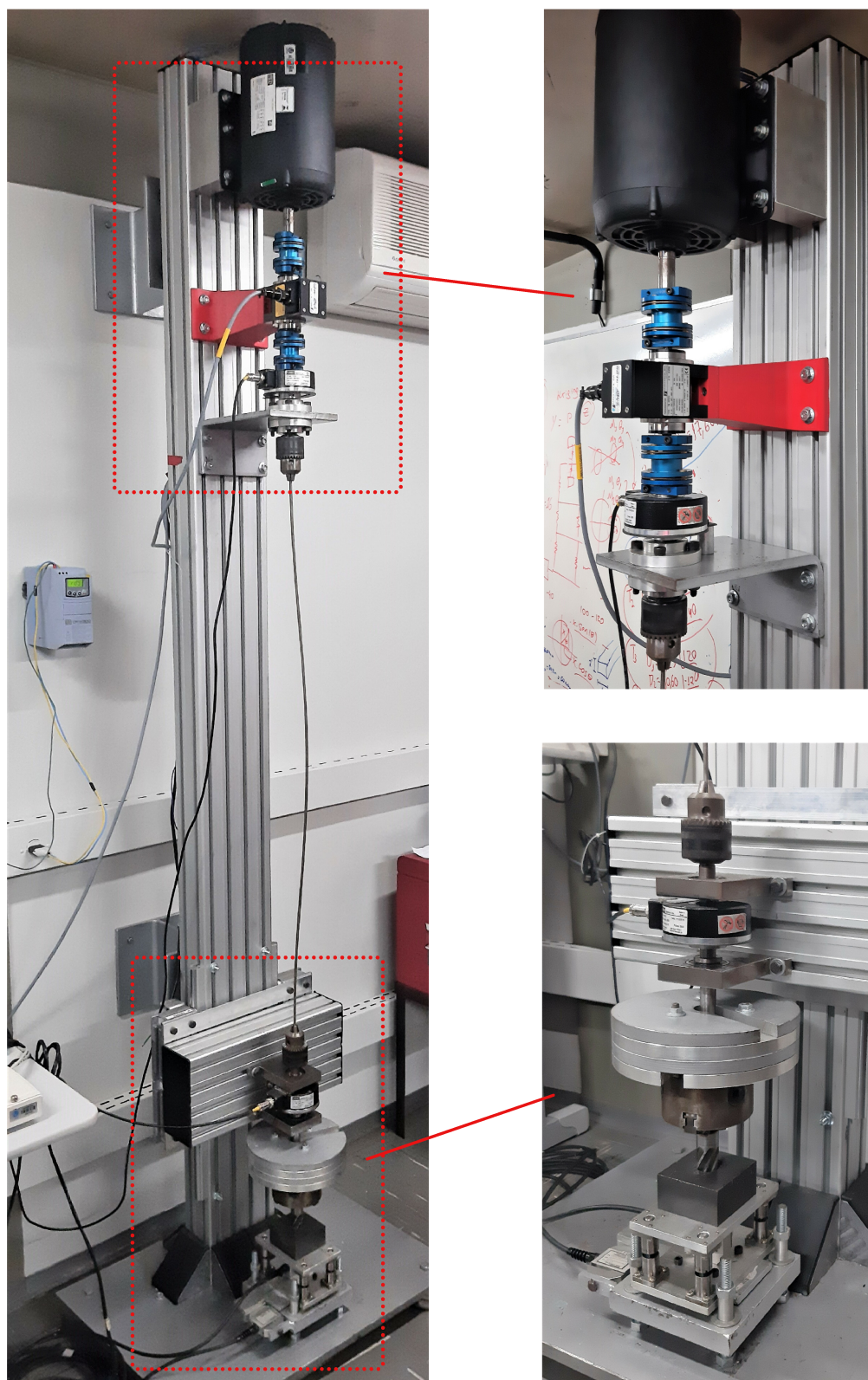


Figura 3.3: Fotografias da bancada experimental, destacando o conjunto superior e inferior.

Ambos componentes fazem parte da linha *Linear Motion and Assembly Technolo-*

gies, contando com parafusos, porcas, encaixes, cantoneiras e outros componentes especialmente desenvolvidos para facilitar a montagem e deslocamento dos mesmos. A Fig. 3.4(a) apresenta o seção do perfil escolhido, enquanto a Fig. 3.4(b) apresenta um esquema na qual é possível compreender o funcionamento do conjunto guia linear.

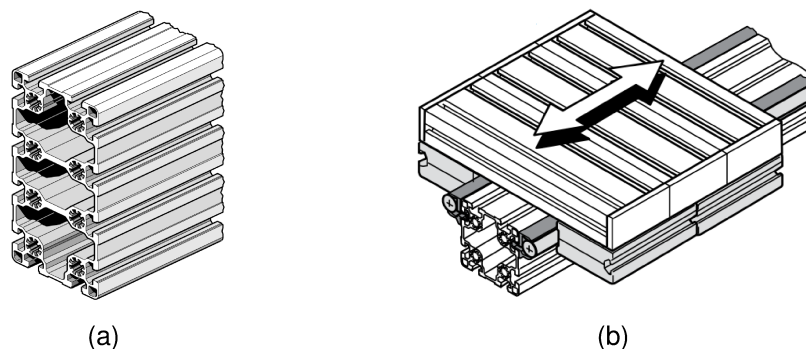


Figura 3.4: (a) Perfil de alumínio. (b) Conjunto guia linear

Vale ressaltar que a escolha pela utilização do perfil de alumínio se deu pela sua alta resistência a flexões e torções. Essas características auxiliam no isolamento do sistema contra eventuais movimentos sofridos durante a operação do mesmo.

3.3.1.2 Coluna de Perfuração

Em uma plataforma de perfuração real, a coluna empregada pode chegar a vários quilômetros de comprimento, tornando-a uma estrutura muito esbelta. Para reproduzir esse efeito, é necessário uma estrutura que combine alta rigidez torcional e baixíssima rigidez à flexão. Esta combinação de características é obtida utilizando eixos flexíveis, conforme mostrado na Fig. 3.5(a). A escolha do diâmetro e comprimento do eixo depende do fenômeno de interesse. Por meio de estudos preliminares, observou-se que quando eixos mais espessos são utilizados, devido a sua rigidez torcional serem maiores, vibrações deste tipo não podem ser observadas, fazendo-se necessário que eixos mais esbeltos sejam recomendados para este tipo de investigação. Assim, no experimento realizado, encontra-se disponível eixos de 3, 5 e 10 mm de diâmetro. Vale ressaltar que os eixos flexíveis são fixados por meio de mandris, apresentados na Fig. 3.5(b), permitindo assim a fácil permutação rápida e prática entre os eixos empregados.



Figura 3.5: (a) Eixos flexíveis. (b) Mandril de fixação.

3.3.1.3 Broca e Amostra de Solo

No presente aparato experimental, uma fresa de topo de aço rápido cilíndrica com 25 mm de diâmetro e quatro lâminas de corte foi escolhido de forma a figurar a broca. Para fixar a mesma, bem como reproduzir a inércia oferecida pelos colares de perfuração presentes no BHA, uma placa de torno é utilizada. A placa possui três castanhas universais com diâmetro externo de 100 mm. Assim, uma vez que a placa é auto-centrante, esta garante que a broca sempre permaneça centralizada, adicionalmente, esta se apresenta como uma opção versátil, permitindo a troca eficiente entre diferentes brocas quando necessário. Assim, a broca e a placa de torno são apresentadas na Fig. 3.6.



Figura 3.6: (a) Fresa de topo. (b) Placa de torno autocentrante

3.3.1.4 Discos

Como pode ser visto na Fig. 3.2, na configuração elaborada a broca é fixada diretamente no BHA mediante utilização de uma placa de torno. Contudo, de modo a possibilitar a perfuração, é necessário que forças axiais sejam aplicadas no mesmo

de modo a fornecer o WOB necessário. Na configuração experimental planejada, isto é realizado posicionando discos no BHA. A geometria do disco é apresentada na Fig. 3.7, dessa forma, de modo a evitar o efeito do desbalanceamento na dinâmica do sistema, estes devem ser posicionados em pares. Quatro discos foram confeccionados, dois de alumínio e dois de aço, permitindo a regulagem do WOB conforme desejado.



Figura 3.7: Geometria do disco desenvolvido.

3.3.1.5 Mancais

Como pode ser observado na Fig. 3.2, dois mancais foram inseridos na parte inferior da bancada de testes. Estes foram inseridos de modo a simular os estabilizadores presentes em um sistema real, garantindo assim, que o BHA permaneça perpendicular a formação rochosa, conforme descrito anteriormente. Devido as dimensões adotadas, bem como as especificações requeridas, um rolamento rígido de esferas (modelo 6303) foi selecionado para compor os mancais.

3.3.1.6 Absorvedores de Vibrações

A bancada experimental possui absorvedores de vibração (Vibra-Stop[®] modelo STANDARD), estes são instalados sob a plataforma inferior de modo a mitigar as vibrações externas provenientes do solo que podem prejudicar a precisão das medições e análises realizadas. A Fig. 3.8 apresenta o absorvedor de vibração utilizado.

Além disso, de modo a evitar a deflexão do perfil de alumínio empregado, o mesmo é fixado na parede através de perfil de viga H (Fig. 3.9(a)) isolados por absorvedores do tipo coxim (Fig. 3.9(a)), garantindo novamente que vibrações externas não influenciem nas medições realizadas.



Figura 3.8: Absorvedor de Vibração - Vibra-Stop®



(a)



(b)

Figura 3.9: (a) Viga H 200x200. (b) Amortecedor coxim A3 - VibraStop®.

3.3.2 Sensores e Instrumentação

Para investigar as vibrações observadas durante a operação do equipamento, viabilizando assim o entendimento acerca da dinâmica da coluna de perfuração, sensores capazes de fornecer informações refinadas, são selecionados e estrategicamente posicionados. Estes são listados a seguir.

3.3.2.1 Encoder

A medição do deslocamento angular da parte superior e inferior da coluna de perfuração é feita mediante dois encoders idênticos posicionados conforme mostrado na Fig. 3.2. O encoder, o qual é apresentado em detalhe na Fig. 3.10, é do tipo incremental de eixo vazado e possui resolução de 500 pulsos por rotação, garantindo a precisão necessária nas medições realizadas. A leitura das informações é realizada mediante tensão de saída, a qual é compreendida na faixa de 5 a 28 V (dependendo da tensão de alimentação), o qual traduz no deslocamento angular instantâneo.



Figura 3.10: Encoder incremental.

3.3.2.2 Motor e Inversor de Frequência

O motor se trata de um dos componentes mais importantes para o funcionamento da bancada, o qual tem como propósito fornecer o deslocamento angular bem como o torque para o processo de perfuração ocorra. Dessa forma, o mesmo é posicionado no topo da coluna, conforme apresentado na configuração apresentada na Fig. 3.2. O motor é trifásico, podendo ser alimentado com tensão nominal de 220/380 V, potência de 2 CV, 4 polos, possui pés para fixação além de versatilidade para trabalhar em ambos os sentidos de rotação.

Devido à sensibilidade do sistema à velocidade angular fornecida, é interessante que esta seja controlada com uma precisão adequada. Visando tal finalidade, um inversor de frequência faz-se necessário. O inversor selecionado, da fabricante WEG®, modelo CFW300A07P3S2NB20, é compatível com o motor, possui interface de operação, além disso, o mesmo é totalmente programável, aumentando sua versatilidade e aplicabilidade. A Fig. 3.11 apresenta o motor trifásico e inversor de frequência selecionados.



(a)



(b)

Figura 3.11: (a) Motor trifásico de 2 CV. (b) Inversor de frequência.

3.3.2.3 Transdutor de Deslocamento

Outro sensor empregado no aparato experimental é um transdutor de deslocamento linear (MLT - 38000202, do fabricante Honeywell®), o qual é posicionado conforme apresentado na Fig. 3.2. O transdutor, também chamado de LVDT (*Linear Variable Differential Transformer*), devido ao seu princípio de funcionamento, é sensível ao deslocamento do seu núcleo, sendo amplamente aplicado em aferições lineares de alta precisão. Assim, este sensor é escolhido e empregado para medir o deslocamento axial da broca, que devido ao modelo, apresenta curso máximo de 50 mm. O LVDT é apresentado na Fig. 3.12.



Figura 3.12: LVDT utilizado - Modelo MLT - 38000202

3.3.2.4 Célula de Carga

As forças que atuam na broca caracterizam algumas das informações indispensáveis para a investigação correta dos comportamentos presentes na coluna, vistos que estas são essenciais para que modelos de interações broca solo sejam construídos e por este motivo precisam ser tratadas com cuidados e aquisitadas corretamente.

Dessa forma, uma célula de carga (PCB 1630-03c), apresentada na Fig. 3.14 é posicionada sob uma plataforma situada abaixo da amostra de solo (ver Fig. 3.2, permitindo que a força axial (WOB) seja medida com eficiência. Vale ressaltar que o suporte desenvolvido foi construído utilizando rolamentos lineares, garantindo assim o movimento e alinhamento vertical. Por outro lado, para avaliar informações acerca do torque na broca (TOB), uma segunda célula de carga (também do modelo PCB 1630-03c) é posicionada em uma montagem estratégica a qual permite que esta informação seja mensurada. A montagem elaborada é apresentada pela Fig. 3.13.

Salienta-se que optou-se por este modelo de célula de carga uma vez que estas funcionam mediante utilização de extensômetros (*strain gauges*), de modo que as informações possam ser aquisitadas de maneira estática e dinâmica.

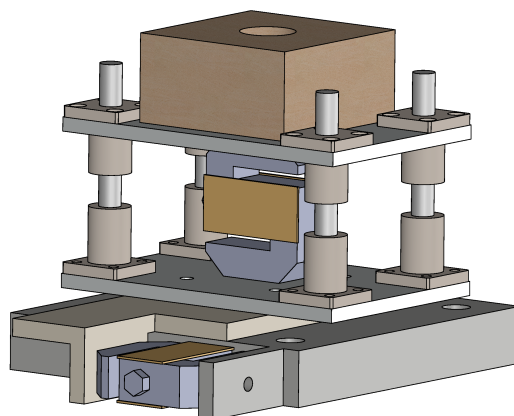


Figura 3.13: Montagem inferior.

Além disso, o dispositivo NI 9237 3.14(b) é utilizado como condicionador de sinal para a célula de carga. Este dispositivo é ideal para aplicações deste tipo, visto que este é capaz de fornecer uma tensão de alimentação estável para a ponte de Wheatstone ao mesmo tempo que adquire os sinais de forma precisa, em virtude de sua resolução. Além disso, este ainda possui uma ótima rejeição de ruídos, auxiliando na filtragem dos sinais colhidos. Vale ressaltar que estes ainda acompanham os terminais de conexão (NI 9949) proporcionando a fixação correta dos cabos.

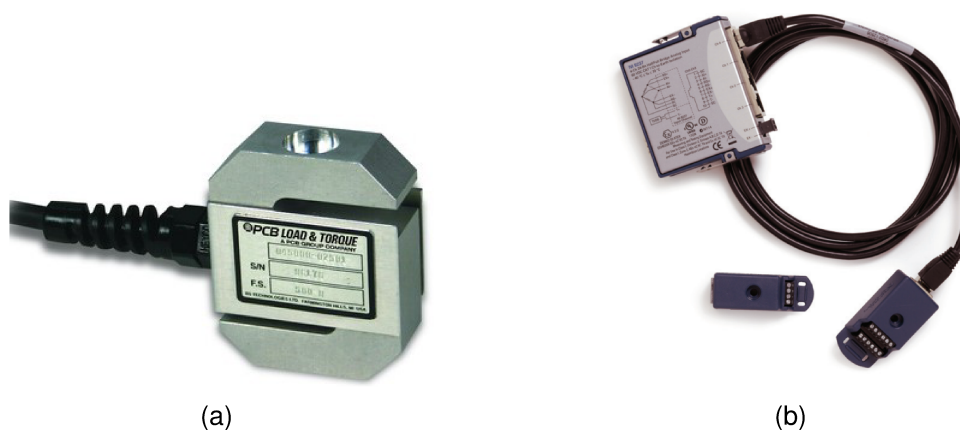


Figura 3.14: (a) Célula de carga PCB 1630-03C (b) NI 9237 com os terminais NI 9949.

3.3.2.5 Transdutor de torque rotativo

De modo a mensurar o torque fornecido pelo motor elétrico a coluna, um transdutor de torque rotativo (MAGTROL[®], modelo TM 307) foi fixado mediante dois acoplamentos flexíveis (MAGTROL[®], modelo MIC-5-2470), conforme apresentado na Fig. 3.2. O transdutor bem como os acoplamentos flexíveis são apresentados na Fig. 3.15.

Além do torque dinâmico, o transdutor é capaz de mensurar a velocidade de rotação, contudo esta com apenas 60 pulsos por rotação. A escolha da aplicação dos acoplamentos flexíveis é justificada pela sua capacidade de absorver as forças axiais provenientes da coluna e das vibrações axiais, mantendo o transdutor, bem como, o motor em segurança. O intervalo de medição do torque é de 0.1 - 20 Nm, com precisão de 0,1%.

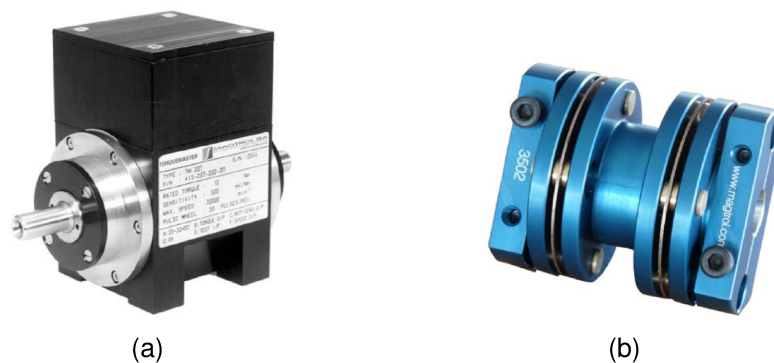


Figura 3.15: (a) Transdutor de torque rotativa. (b) Acoplamento flexível.

3.3.2.6 Sistema de Aquisição

Os sinais originados pelos sensores descritos precisam ser colhidos, armazenados e convertidos em um formato digital. Logo, é necessário um sistema de aquisição de dados. Neste, o principal componente é a DAQ NI - USB 6259, conforme apresentado na Fig. 3.16. Essa placa E/S multifuncional possui 32 entradas analógicas (16 bits, 1,25 MS/s) e 4 saídas analógicas (2,86 MS/s). Esta permite a exportação de dados via USB e possui diversas faixas de operação, oferecendo compatibilidade com todos os sensores utilizados. Além disso, esta placa é conectada ao software LabView® com auxílio do driver DAQmx, o qual simplifica a configuração e as medições dos sinais.

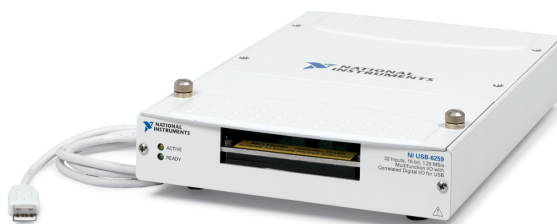


Figura 3.16: NI USB-6259

A interface desenvolvida e disponível para o usuário é apresentada na Fig. 3.17. Durante a operação da bancada, o operador tem acesso em tempo real as informações captadas pelos sensores. Estas são apresentadas na forma gráfica possibilitando a constatação e acompanhamento dos efeitos desejados. Além disso, o usuário pode determinar a taxa de amostragem dos sinais colhidos, de modo a atender os requisitos de precisão desejados. O programa desenvolvido também possibilita que os dados sejam salvos em um arquivo de texto. Uma vez salvos, estes dados podem ser facilmente importados para softwares como Matlab® e Python® quando necessário para tratamento, investigação e análise dos mesmos.

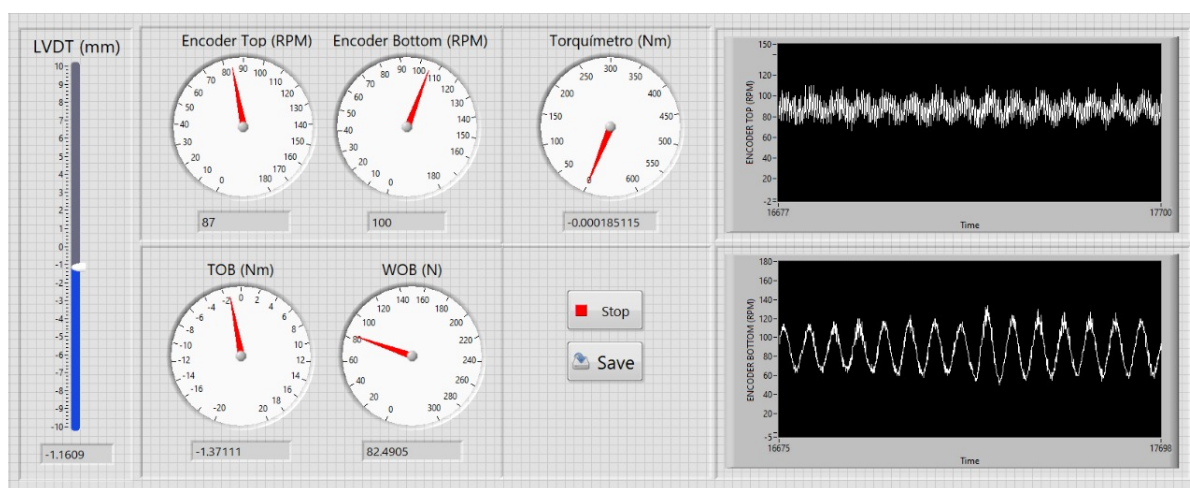


Figura 3.17: Interface desenvolvida em Labview®

Entretanto, embora a bancada de testes se encontre construída e instrumentada no LMEst, esta ainda apresenta pontos a serem melhorados, alguns deles podem ser elucidados.

O nível de ruído observado em alguns dos sinais colhidos foi substancialmente grande, comprometendo a qualidade dos mesmos, logo, é necessário o desenvolvimento de filtros ou estratégias de atenuar tais inconvenientes. Uma vez que os sinais provenientes da maioria dos sensores serem de natureza analógica enquanto os encoders incrementais fornecem sinais digitais, uma certa dificuldade na sincronização destes foi enfrentada, demandando ajustes de modo a proporcionar confiabilidade aos mesmos.

Dessa forma, visando confiabilidade e aperfeiçoamento da bancada desenvolvida, optou-se em um primeiro momento pela utilização da bancada presente na Universidade de Aberdeen, logo, os resultados apresentados no Capítulo 5 foram extraídos

desta. Portanto, a estratégia é desenvolver uma convivência com o aparato de Aberdeen e a partir da experiência adquirida, realizar melhorias, aperfeiçoando o aparato desenvolvido.

Capítulo 4

Simulações Numéricas

Este capítulo se dedica a investigação numérica do modelo não linear. Para tal, o mesmo foi separado em duas seções distintas. Na primeira, as influências das não linearidades geométricas consideradas no modelo são investigadas, onde diferentes cenários foram propostos em uma viga genérica.

Na segunda seção, uma coluna de perfuração foi considerada através de uma configuração de referência. A proposta se concentra em investigar o comportamento dinâmico do sistema em operação, contando com análises a respeito dos fenômenos *stick-slip* e *bit-bounce*. Além disso, esta seção ainda conta com uma análise de convergência a respeito do número elementos empregados.

4.1 Influência das não linearidades no modelo

De modo a investigar a influência das não linearidades do modelo proposto, algumas análises foram realizadas. O objetivo é compreender como a parcela não linear, quando inclusa no sistema, influencia no comportamento observado. Dessa forma, em um primeiro momento uma viga de $L = 15$ m e $R = 0,025$ m de aço ($E = 210$ GPa, $\rho = 7860$ kg/m³ e $\nu = 0.29$) é considerada.

4.1.1 Flexão

O primeiro cenário investigado se trata de uma flexão pura. Logo, a viga foi engastada em uma extremidade ($x = 0$ m), atribuindo restrição para todos os graus

de liberdade. Mediante um problema estático (conforme apresentado pela Eq. (4.1)), estima-se como a viga é defletida devido a uma força localizada na extremidade oposta ao engaste, posicionada na direção y de intensidade -10 N. A Fig. 4.1 ilustra o cenário descrito.

$$([K] + [K(q)]) \{q\} = \{F\} \tag{4.1}$$

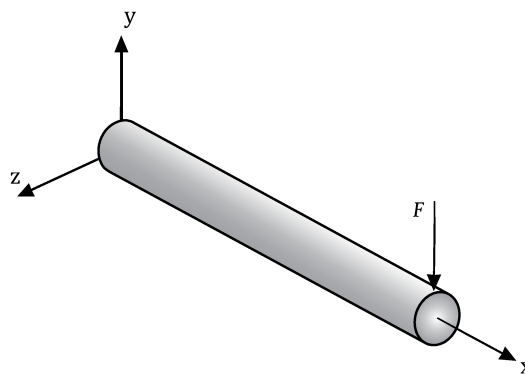


Figura 4.1: Representação do cenário criado para investigação da viga em flexão.

Dois cenários foram considerados: o primeiro considerando apenas a viga tradicional, puramente linear e um segundo, onde a parcela de não linearidades geométricas foi incluída no modelo. Utilizando uma discretização de 60 elementos e $\varepsilon_{NR} = 1.10^{-6}$, a Fig. 4.2 apresenta os resultados observados

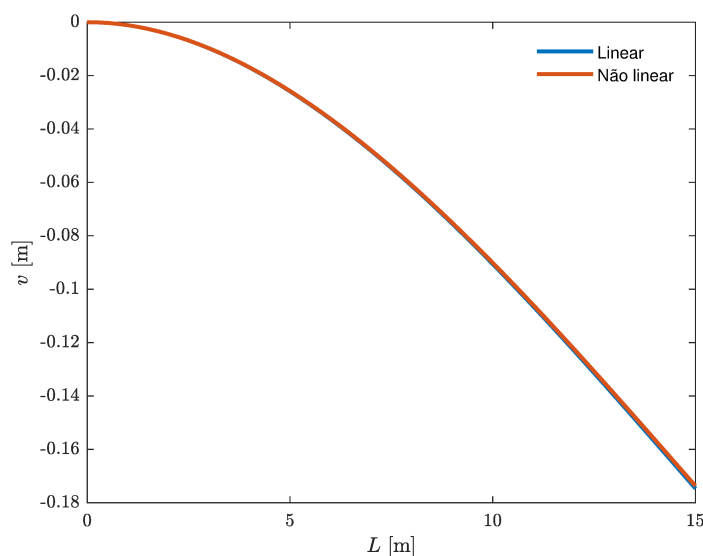


Figura 4.2: Análise - $L = 15$ m e $r = 0,025$ m

Como pode ser observado, para este cenário, os resultados não apresentam signi-

ficativa discrepância no comportamento, não justificando a necessidade de tal aperfeiçoamento no modelo. Dessa forma, dando continuidade na investigação, um segundo cenário é investigado: $L = 20$ m e $R = 0,025$ m, o novo resultado é apresentado na Fig. 4.3.

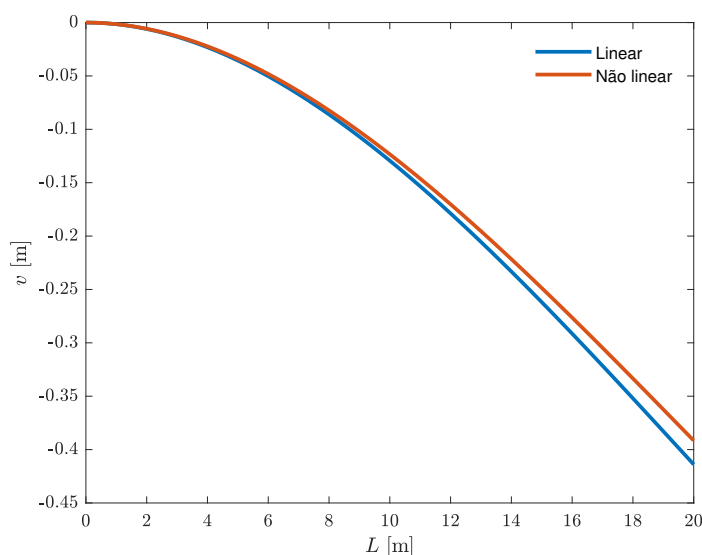


Figura 4.3: Análise - $L = 20$ m e $R = 0,025$ m

Agora, ao observar os resultados, nota-se uma relativa diferença entre os comportamentos obtidos. Neste cenário, onde grandes deslocamentos são observados, a parcela não linear faz-se importante, fornecendo um acréscimo de rigidez necessário para que análises neste tipo de situação sejam confiáveis.

Conforme apresentado por Reddy (2014), a teoria clássica de vigas de Euler-Bernoulli, ou até mesmo o aprimoramento realizado por Timoshenko (de modo a incluir os efeitos de cisalhamento) são limitadas, podendo ser aplicadas apenas em situações na qual há pequenas deflexões. Quando a carga aplicada em uma viga é grande, a relação carga-deflexão linear deixa de ser válida, uma vez que a viga desenvolve forças internas que resistem à deformação, assim, a magnitude das forças internas aumentam com o carregamento e sua deformação. Logo, esta parcela de enrijecimento adicional deve ser contemplada.

Por fim, um último cenário é investigado para as condições descritas, nele são adotados $L = 25$ m e $R = 0,025$ m. Os resultados são apresentados na Fig. 4.4. Como discutido, o modelo não linear apresenta um enrijecimento adicional quando comparado com o modelo linear, resultando em uma resposta distinta.

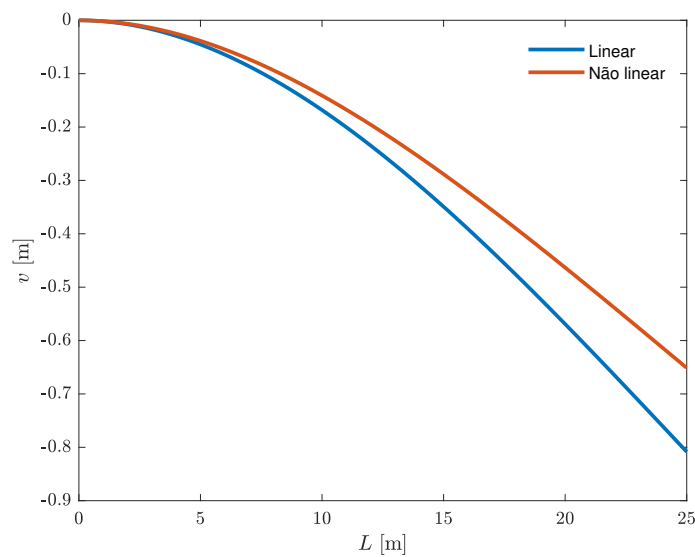


Figura 4.4: Análise - $L = 25$ m e $R = 0,025$ m

Em virtude da parcela de rigidez não linear ($[K(q)]$) do sistema depender do deslocamento atual do sistema ($\{q\}$), a tarefa de mensurar sua influência no sistema deve ser cuidadosamente realizada. Deste modo, uma estratégia elaborada nesta tese para tal, foi substituir o deslocamento obtido nas parcelas das matrizes de rigidez não lineares desenvolvidas a níveis globais. Uma vez encontradas as parcelas individuais, torna-se possível o desenvolvimento de uma métrica para compará-las. Neste caso, optou-se pela norma das matrizes a nível global. Desta maneira, utilizando o deslocamento anteriormente apresentado na Fig. 4.4, a análise proposta é apresentada na Fig. 4.5(a):

A Fig. 4.5(a) apresenta um gráfico de barras quantificando e comparando as 25 parcelas de rigidezes não lineares desenvolvidas (e apresentadas no Apêndice B), bem como a parcela de rigidez linear tradicionalmente utilizada. Como pode se observar, algumas parcelas possuem grande influência no comportamento (vide K_1 , K_3 , K_{21} , entre outras) enquanto outras são nulas ou irrelevantes (vide K_2 , K_{10} , K_{13} , entre outras). Essa assimetria na norma das matrizes se deve ao fato das parcelas mais influentes contemplarem em sua matriz elementar o deslocamento na direção v , mais significativo na análise adotada, ou até mesmo a direção u , também influenciada quando a viga é defletida.

Embora as parcelas de rigidezes não lineares apresentem norma, e conseqüentemente influência menor que a parcela linear (verificar na Fig. 4.5), quando somadas,

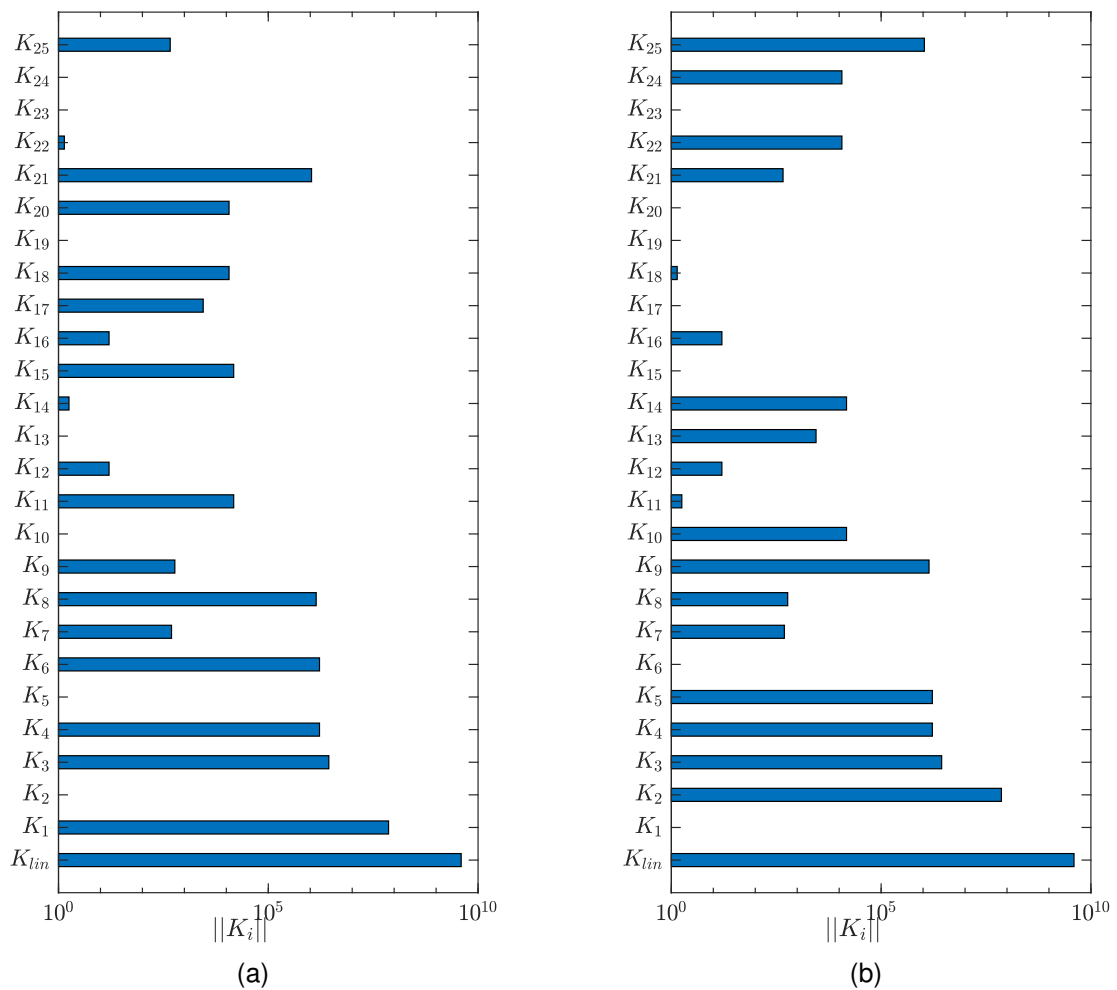


Figura 4.5: Análise de $\|K\|$ considerando $L = 25$ m em flexão na direção (a) y e (b) z .

é responsável pelo acréscimo de rigidez que o sistema recebe, conforme observado anteriormente na Fig. 4.4. Agora, de modo a validar a análise realizada, o mesmo cenário é reproduzido, porém, aplicando a força na direção z . A Fig. 4.5(b) apresenta a norma das parcelas de rigidezes observadas.

Como pode ser observado, o mesmo comportamento ocorre, algumas parcelas aparecem com grande influência, enquanto outras são nulas. Todavia, vale ressaltar que as rigidezes apresentadas nestas duas situações são análogas, uma vez que o modelo desenvolvido é simétrico (respeitando a hipótese de materiais isotrópicos). Assim, ao observar as parcelas não lineares, é fácil notar que K_1 é análogo a K_2 , enquanto K_{13} é correspondente a K_{15} , entre diversas outras parcelas correspondentes.

4.1.2 Flambagem helicoidal ('Helical Buckling')

Agora, este tópico se concentra em outro ponto relevante para as análises propostas pela presente tese. Conforme mencionado anteriormente, a capacidade do modelo reproduzir o correto acoplamento entre os diversos graus de liberdade é fundamental para que as vibrações sejam investigadas corretamente.

Dessa forma, para investigar a competência do modelo desenvolvido em reproduzir tais comportamentos, uma análise de uma viga em flambagem sendo torcida foi realizada. Assim, adotou-se novamente uma viga em aço ($E = 210$ GPa, $\rho = 7860$ kg/m³ e $\nu = 0.29$) com $L = 20$ m e $R = 0,025$ m. Vale ressaltar que as análises apresentadas nesta seção foram realizadas mediante solução de um problema estático (Eq. (4.1)), utilizando 60 elementos e $\varepsilon_{NR} = 1.10^{-6}$.

Como condições de contorno, adota-se a viga apoiada em ambas extremidades, na extremidade da esquerda todos os deslocamentos (u_1, v_1 e w_1) e a rotação em torno do eixo x (θ_{x1}) foram fixadas, enquanto na extremidade oposta, apenas os deslocamentos laterais (v_2 e w_2) são fixos. A Fig. 4.6 ilustra o cenário descrito.

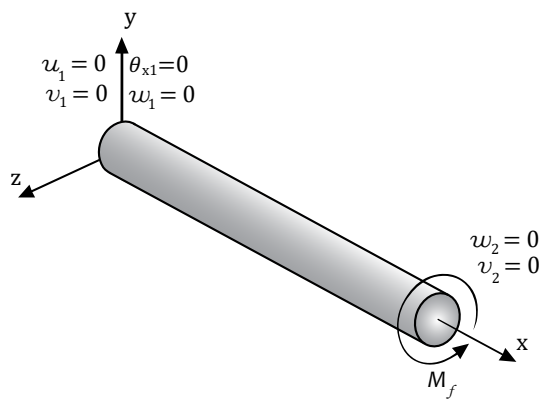


Figura 4.6: Representação do cenário criado para exploração da flambagem helicoidal.

Em um primeiro momento, de modo a criar uma assimetria na viga, uma força de $F_z = 1$ N é inserida no centro da viga na direção transversal. Feito isso, utiliza-se o resultado obtido como ponto de partida para o estudo da flambagem helicoidal. Deste modo, um torque é inserido na extremidade (M_f) com os deslocamentos transversais fixos, de $M_f = 1$ Nm.

Uma vez que o problema é solucionado e os deslocamentos nodais são obtidos, o torque final é acrescido em $\Delta M_f = 1$ Nm, utilizando assim, a solução anterior como

ponto de partida para o novo cenário. Este procedimento é iterativo até que M_f alcance 1000 Nm. Os resultados são observados na Fig. 4.7 para dois casos distintos, o modelo linear clássico (a) e o modelo não linear desenvolvido (b).

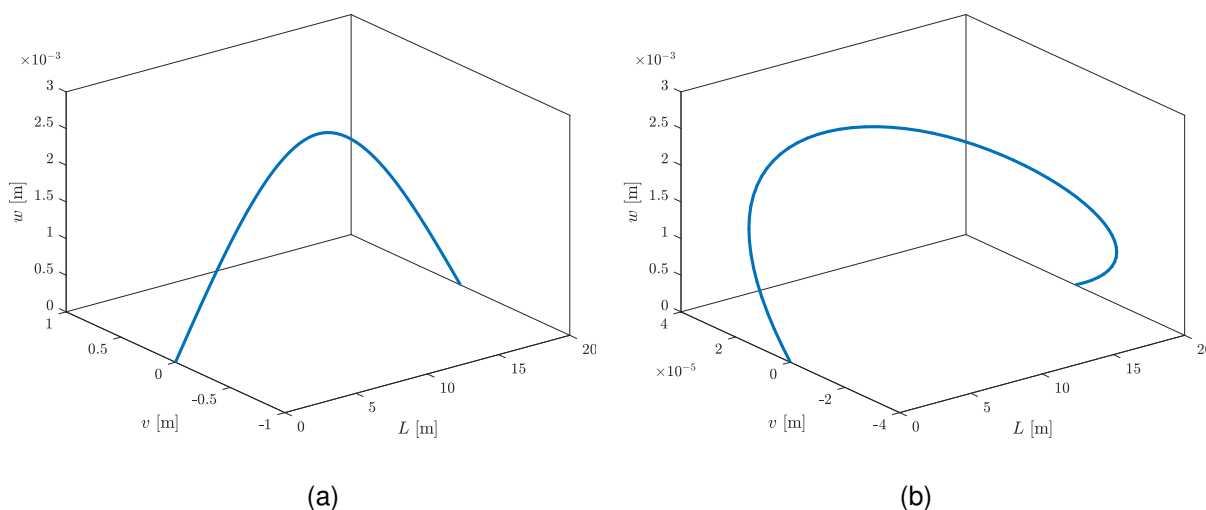


Figura 4.7: Comparação de uma viga em flambagem helicoidal, para um modelo linear (a) e não linear (b).

Como pode ser observado, os comportamentos obtidos são distintos. Quando um modelo tradicional e puramente linear é submetido ao cenário considerado, ele não é capaz de reproduzir a flambagem helicoidal, permanecendo em flambagem pura. Isso ocorre devido as rigidezes do modelo linear serem totalmente independentes e desacopladas entre as diversas direções. Entretanto, com a inserção das matrizes não lineares, este comportamento é modificado, permitindo que uma perturbação inserida no grau de liberdade de torção (θ_x) acione os graus de liberdade transversais (v , w , θ_y e θ_z), além do grau de liberdade axial (u), reproduzindo assim, a flambagem helicoidal.

De modo a investigar como de fato o modelo não linear se comportou, a análise das matrizes de rigidezes não lineares é reiterada, onde o interesse foi investigar como as matrizes não lineares se manifestam para o cenário criado. Os resultados obtidos são apresentados na Fig. 4.8.

Como pode ser observado em um primeiro momento, para este caso, inúmeras parcelas se fazem presente. Entretanto, uma vez que a escala adotada na apresentação das normas da matrizes foi a logarítmica, algumas destas apresentam influência irrisória. Assim, o destaque se dá para as parcelas K_2 , K_{19} e K_{23} , que contemplam rigidez na direção z (direção na qual a força de assimetria foi aplicada) e parcelas que

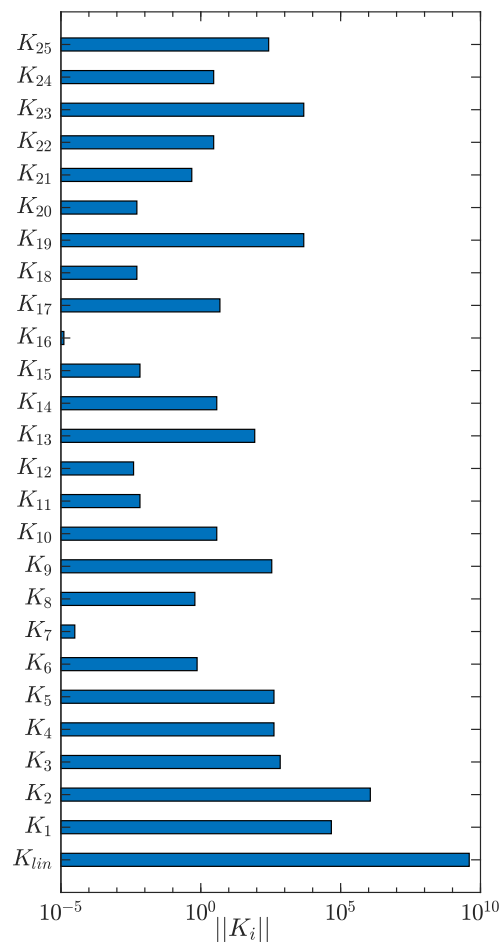


Figura 4.8: Análise de $\|K\|$ para $L = 20$ m, flambagem helicoidal de $M_f = 1$ kNm.

correlacionam a torção com os deslocamentos transversais, respectivamente.

4.1.2.1 Análise pós-flambagem

Dando continuidade a investigação do modelo desenvolvido, o interesse agora é compreender como o sistema se comporta pós-flambagem caso o torque continue sendo aumentado. Assim, a análise realizada é análoga a descrita anteriormente, onde um problema estático é solucionado. Neste caso, a força transversalmente aplicada garante a assimetria da viga enquanto o torque é aumentado em um passo de $\Delta M_f = 1$ Nm, utilizando sempre a solução obtida na condição anterior como ponto inicial para a atual.

Além disso, uma vez que a viga foi discretizada em 60 elementos, um ponto intermediário é escolhido para acompanhar o comportamento do sistema quando submetido ao cenário descrito. O ponto escolhido se encontra no nó 31, tendo sua direção

w rastreada, logo, este é denotado por w_{31} . O torque é aumentado sucessivamente até $M_f = 160$ kNm, ao passo que w_{31} é rastreado, criando assim um diagrama de bifurcação. Os resultados são apresentados na Fig. 4.9.

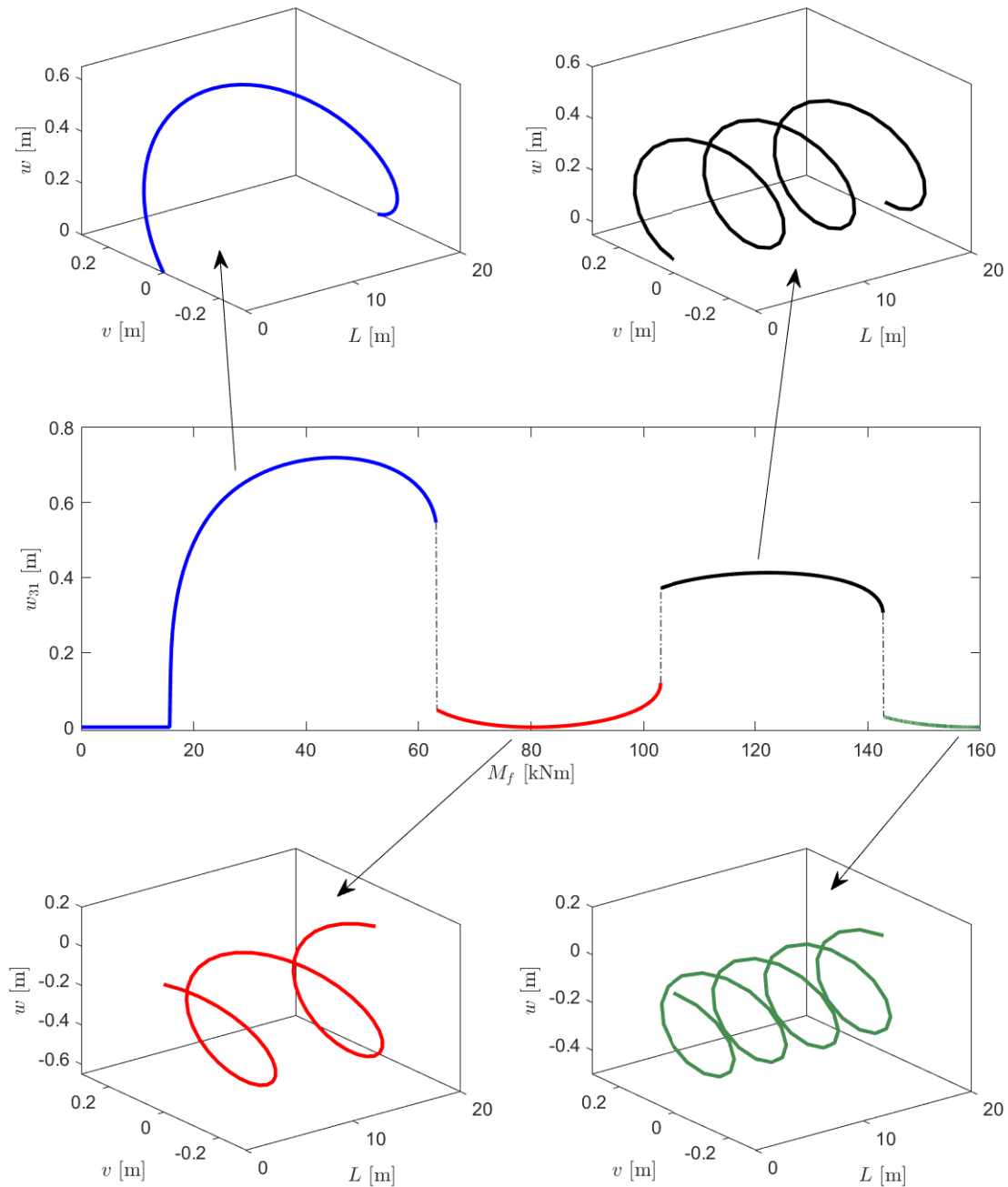


Figura 4.9: Análise do comportamento de w_{31} para $M_f = 0 - 160$ kNm.

Conforme pode ser observado, a Fig. 4.9 apresenta um mosaico. Ao centro, em

destaque, é possível observar o diagrama de bifurcação onde o ponto de interesse (w_{31}) se comporta conforme M_f tem seu valor modificado. Por outro lado, ao redor deste, algumas configurações para a viga são apresentadas e relacionadas com o instante a qual pertencem mediante a utilização de setas.

Retornando ao diagrama de bifurcação, nota-se que a princípio, para valores baixos de M_f , não há evidentes modificações em w_{31} (curva azul), todavia, conforme o valor do torque aumenta e assume valores próximos a 16 kNm, o sistema atinge seu primeiro torque crítico, fazendo com que a amplitude de w_{31} mude perceptivelmente. Como pode ser observado, para esta parcela, a amplitude do ponto interesse aumenta a medida que o torque aplicado é amplificado, contudo, a mesma configuração para a viga é mantida, justificando a região de mesma cor. Como exemplo, a configuração da viga para $M_f = 25$ kNm é apresentada.

Dessa forma, a viga permanece na mesma configuração até que um segundo torque crítico seja alcançado, na qual uma mudança abrupta em sua configuração acontece e w_{31} salta para uma nova região, agora, apresentada pela cor vermelha. Nessa nova configuração a viga possui um formato de um laço (ou *loop*), conforme apresentado para $M_f = 80$ kNm. O procedimento é mantido e como pode ser observado, outra mudança repentina na configuração da viga acontece, fazendo com que w_{31} salte novamente, dessa vez apresentado pela cor preta. A nova configuração possui dois *loops*, dessa vez ilustrada para o instante correspondente a $M_f = 125$ kNm.

Análogo ao realizado anteriormente, o torque permanece sendo aumentado. Novamente outra mudança repentina acontece notada mais uma vez pelo salto observado em w_{31} . A configuração para $M_f = 155$ kNm é apresentada. Como pode ser notado, nessa nova configuração, apresentada na cor verde, a viga possui três *loops*.

4.1.2.2 Verificação do modelo desenvolvido

De modo a verificar a precisão do modelo não linear implementado, uma análise acerca dos torques críticos foi realizada com a finalidade de comparar os resultados com o trabalho desenvolvido por Kapitaniak, Vaziri e Wiercigroch (2020), na qual os autores desenvolveram esta análise e validaram seus resultados utilizando o software comercial Abaqus®. Dessa forma, uma nova análise de bifurcação é realizada de modo a verificar se os torques críticos e a configuração estrutural assumida pelo mo-

delo desenvolvido correspondem aos resultados apresentados pelos autores em seu trabalho.

Logo, seguindo os procedimentos realizados pelos autores, as simulações se iniciam com a viga na posição de repouso, e valores próximos aos críticos anteriormente encontrados pelos mesmos são inseridos na extremidade da viga. Contudo, visto que se trata de uma investigação refinada, o mesmo é acrescido de $\Delta M_f = 0,1 \text{ Nm}$ a cada nova interação. Novamente o ponto intermediário (w_{31}) é monitorado. Os resultados obtidos são apresentados na Fig. 4.10.

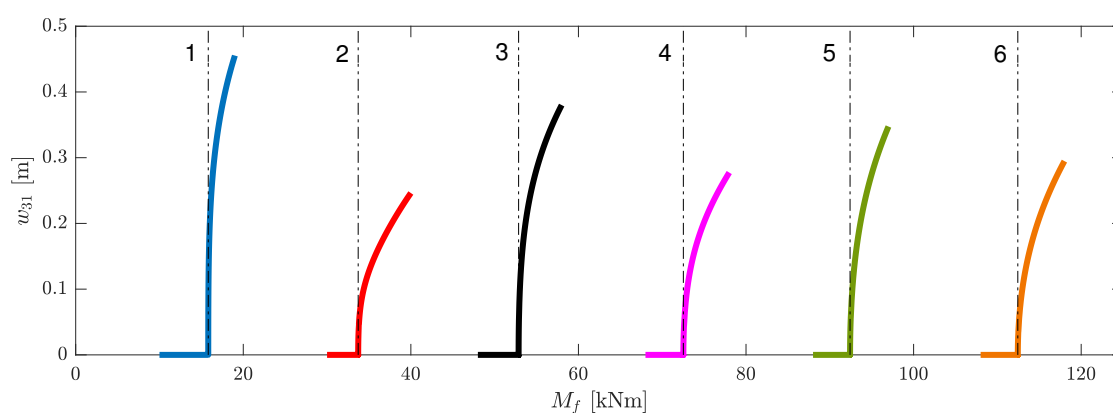


Figura 4.10: Diagrama de bifurcação para análise dos torques críticos

Como pode ser observado, w_{31} permanece com valores próximos de zero enquanto o valor de M_f é acrescido, demonstrando nenhuma evolução na configuração geométrica da viga. Contudo, há uma brusca mudança em w_{31} quando M_f assume valores próximos aos torques críticos. O mesmo comportamento foi observado para os outros seis torques críticos investigados, os quais foram demarcados por linhas verticais tracejadas. Logo, os valores dos torques críticos são apresentados e comparados por meio da Tab. 4.1.

Ao observar os resultados apresentados, nota-se facilmente a proximidade entre os torques críticos obtidos pelo modelo desenvolvido e aqueles apresentados por Kapitaniak, Vaziri e Wiercigroch (2020). A correlação entre os resultados é acentuada pelos erros apresentados, inferiores a 0,05%.

Além disto, como uma forma adicional de verificação, os modos de flambagem exibidos pela viga quando M_f assume os valores críticos são comparados. Dessa forma, a Fig. 4.11 apresenta os diferentes modos obtidos via modelo desenvolvido (esquerda) e aqueles obtidos por Kapitaniak, Vaziri e Wiercigroch (2020) via Abaqus®

Tabela 4.1: Comparação dos torques críticos - Kapitaniak, Vaziri e Wiercigroch (2020) e modelo não-linear desenvolvido.

T.C.	Kapitaniak et al. (2020) [Nm]	Modelo não-linear [Nm]	Erro [%]
1	15.814,2	15.821,6	0,046793
2	33.714,4	33.714,4	-
3	52.860,6	52.859,9	0,001324
4	72.524,7	72.521,6	0,004274
5	92.420,6	92.416,8	0,004111
6	112.442,5	112.436,6	0,005247

(direita) para as situações investigadas.

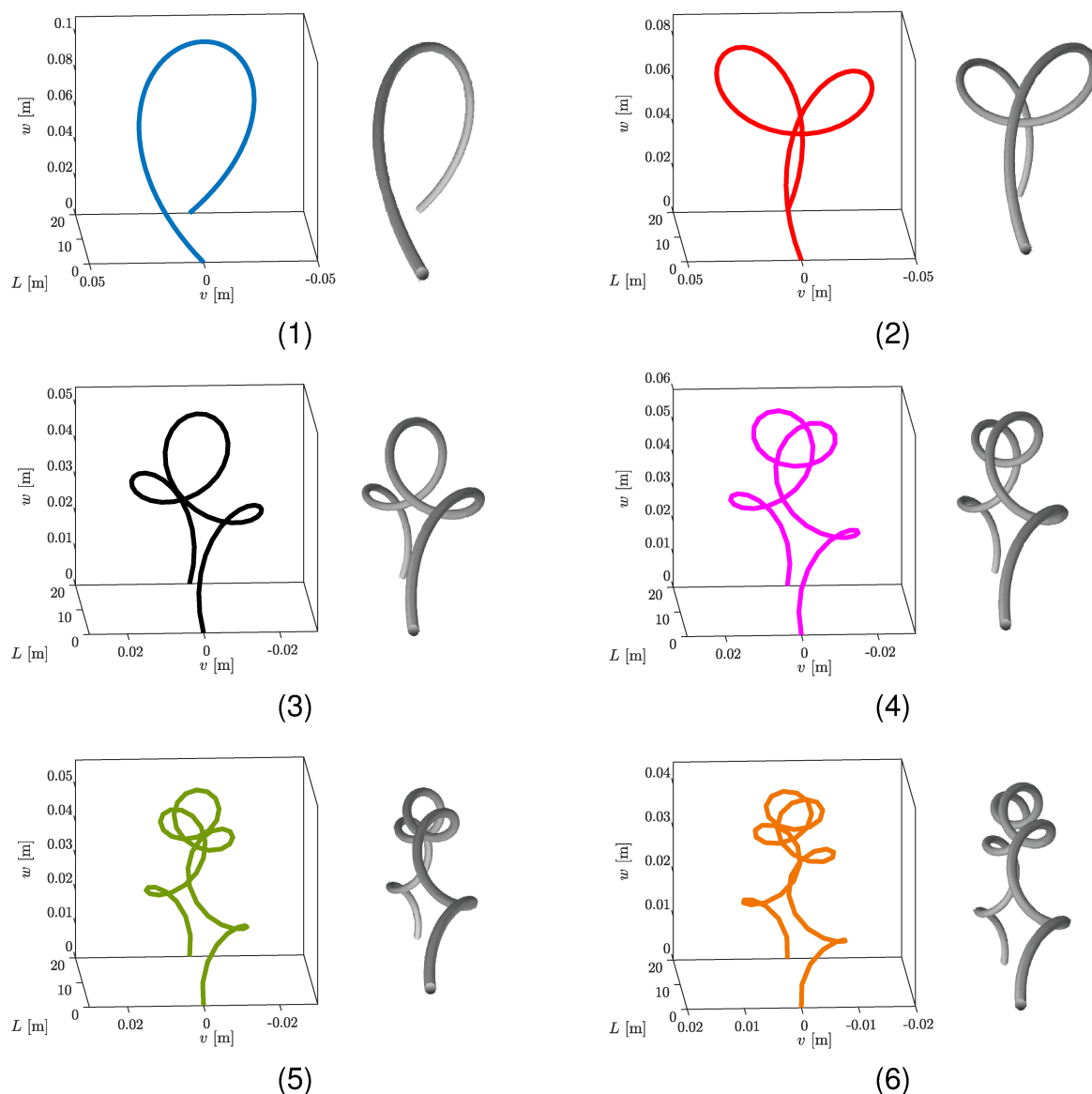


Figura 4.11: Comparação entre os modos de flambagem obtidos mediante modelo desenvolvido e Abaqus (via Kapitaniak, Vaziri e Wiercigroch (2020)).

Estes podem ser facilmente associadas com as situações apresentadas na Fig. 4.10 mediante identificação das cores empregadas e números inseridos na parte inferior de cada quadro.

Logo, de maneira geral, os resultados demonstram a coerência entre o modelo desenvolvido e aquele apresentado por Kapitaniak, Vaziri e Wiercigroch (2020), validados utilizando o software Abaqus®. Portanto, é válido assumir que os procedimentos adotados e executados para construção do modelo foram corretos.

4.2 Configuração de Referência

Após cuidadosa comparação e discussão das principais diferenças observadas entre o modelo tradicional e o não linear desenvolvido, esta seção tem como objetivo investigar o comportamento dinâmico do sistema de interesse em operação.

Para isso, uma configuração de referência foi adotada baseada em modelos, configurações e informações coletadas da literatura (SPANOS et al., 2003; SILVEIRA, 2011; NGUYEN et al., 2018). Esta é definida como uma coluna na posição vertical com 2000 m de comprimento. Destes, os primeiros 1800 m são constituídos por tubos de perfuração com diâmetro externo de 0,1 m e diâmetro interno de 0,08 m. Logo, os últimos 200 m, são compostos de colares de perfuração com 0,25 m e 0,13 m de diâmetro externo e interno, respectivamente. Além disso, dois estabilizadores com diâmetro externo de 0,28 m e comprimento 20 m constituem a região intermediária deste segmento, compreendendo assim o BHA. Por fim, assume-se que a broca está localizada no ponto inferior do BHA e possui diâmetro análogo aos estabilizadores. A Fig. 4.12 apresenta a configuração descrita. Além do mais, assume-se que o conjunto descrito é feito de aço com as seguintes propriedades físicas: $E = 211$ GPa, $\rho = 7860$ kg/m³ e $\nu = 0,29$.

Adicionalmente, de modo a representar com fidelidade o sistema em estudo, diversas considerações foram adotadas, as quais são descritas e justificativas na sequência:

- Na extremidade superior da coluna (primeiro nó), de modo a representação a rotação imposta pelo motor elétrico, considera-se uma velocidade de rotação

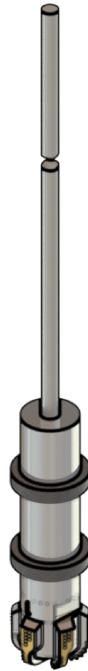


Figura 4.12: Configuração de referência adotada.

constante (Ω) no grau de liberdade de rotação (θ_x). Assim, os demais graus de liberdade deste nó são restritos;

- Na extremidade inferior (último nó), os deslocamentos laterais (v e w) são restritos, além disso, é necessário incluir um torque resistivo (direção θ_x), bem como uma força axial (direção u), originados da interação broca-solo;
- Os estabilizadores presentes no BHA possuem seus deslocamentos laterais (v e w) restritos;
- Os componentes descritos são modelados como elementos de vigas não lineares, contudo, a discretização concentra-se nos tubos de perfuração, visto que os colares de perfuração apresentam deformações irrelevantes quando comparados ao primeiro. Portanto, para o BHA, foi fixado a discretização em 8 elementos, número compatível com a necessidade de posicionar os estabilizadores em pontos intermediários do mesmo. Como exemplo, considere que a discretização utilizada para o sistema foi de 50 elementos, destes, 42 são utilizados para discretizar os tubos de perfuração, enquanto os 8 restantes são empregados na representação dos componentes do BHA.

Adicionalmente, para realização das simulações presentes nesta seção, os se-

guintes parâmetros foram fixados: $\varepsilon_R = 1.10^{-6}$, passo de tempo $dt = 2.10^{-3}$ s. Ademais, o amortecimento viscoso considerado na componente de dissipação de energia $c = 0,01$ Ns/m, passo iterativo de *Load Stepping* $n_s = 10$ e aceleração da gravidade $g = 9.81$ m/s².

4.2.1 Análise de Convergência

Salientando que o método de elementos finitos se trata de uma aproximação numérica, é necessário realizar uma análise visando investigar a influência da quantidade de elementos nas respostas obtidas. Contudo, uma vez que o modelo desenvolvido e utilizado na presente tese possui características não lineares, realizar essa análise de maneira tradicional não é possível.

Na análise de convergência tradicional, empregada na investigação descrita, uma análise modal é realizada, observando assim, como as frequências naturais (ω_n) de interesse se comportam com a mudança na discretização do sistema ocasionada pela variação na quantidade de elementos utilizados (BATHE, 2006). Dessa forma, o momento em que a modificação na quantidade de elementos não alterar significativamente ω_n , tem-se o número mínimo de elementos necessário para a representação confiável do sistema investigado.

Entretanto, como já discutido, visto que as não linearidades do modelo são de natureza geométricas, há uma parcela da rigidez sujeita a alterações devido ao estado atual do sistema, esta, em uma análise modal convencional não seria incluída de maneira apropriada. Deste modo, Cunha Jr (2015) apresentou em seu trabalho duas metodologias viáveis para a situação descrita, as quais são aplicadas aqui.

A primeira investiga as alterações na resposta do sistema quando o número de elementos é modificada, levando em consideração o deslocamento e a velocidade. Esta é apresentada conforme Eq. (4.2):

$$conv_{met} = \left(\int_{t_0}^{t_f} \int_0^L (\|q^{(n)}(t)\|^2 + \|\dot{q}^{(n)}(t)\|^2) dx dt \right)^{1/2} \quad (4.2)$$

onde n denota a quantidade de elementos utilizados na obtenção da métrica, enquanto $\| \cdot \|$ denota a norma euclidiana, a qual são aplicadas ao vetor de deslocamentos ($q(t)$) e velocidades ($\dot{q}(t)$) do sistema.

A segunda métrica baseia-se na modificação na energia média do sistema obtida sob uma janela temporal $([t_0, t_f])$. Assim, soma-se a parcela referente à energia cinética com uma segunda, pertinente a energia potencial. Logo, é descrita mediante Eq.(4.3).

$$ene_{met} = \frac{1}{t_f - t_0} \int_{t_0}^{t_f} \left(\frac{1}{2} \{\dot{q}^n(t)\}^T [M] \{\dot{q}^n(t)\} + \frac{1}{2} \{q^n(t)\}^T [K + K(q)] \{q^n(t)\} \right) dt \quad (4.3)$$

Apesar da primeira métrica ser plausível, baseando a investigação na variação da resposta em função do número de elementos empregados, a segunda possui um forte apelo físico, logo, quando as duas são consideradas simultaneamente, a análise pode ser considerada completa.

Em ambas as análises descritas, uma janela temporal foi definida pelo intervalo $[t_0, t_f] = [0, 2]$ s, com $dt = 2 \cdot 10^{-3}$ s. O sistema foi simulado utilizando uma malha de 10 elementos, a qual é acrescida de 10 unidades até que 100 elementos sejam totalizados, na qual o acréscimo passa a ser de 25 unidades. Quando 300 elementos são assumidos, a análise é encerrada.

O cenário empregado na análise possui as seguintes características: A velocidade do motor foi definida como 90 rpm e de modo a garantir que forças externas não influenciem na presente análise, momentaneamente as interações broca-sola foram negligenciadas.

Assim, a evolução de $conv_{met}(n)$ em função do número de elementos finitos utilizados na análise é apresentada na Fig. 4.13. Nota-se que para um número de elementos igual ou maior 100 a métrica varia de forma irrisória.

Adicionalmente, ao verificar a segunda métrica adotada e apresentada na Fig.4.14, observa-se que quando o número de elementos adotado foi maior ou igual a 50, o valor de $ene_{met}(n)$ não sofre alterações expressivas. Portanto, de acordo com as análises efetuadas, $N_{elem} = 100$ representa um excelente compromisso entre precisão e custo computacional, portanto, as simulações reportadas no presente trabalho foram realizadas utilizando esta discretização.

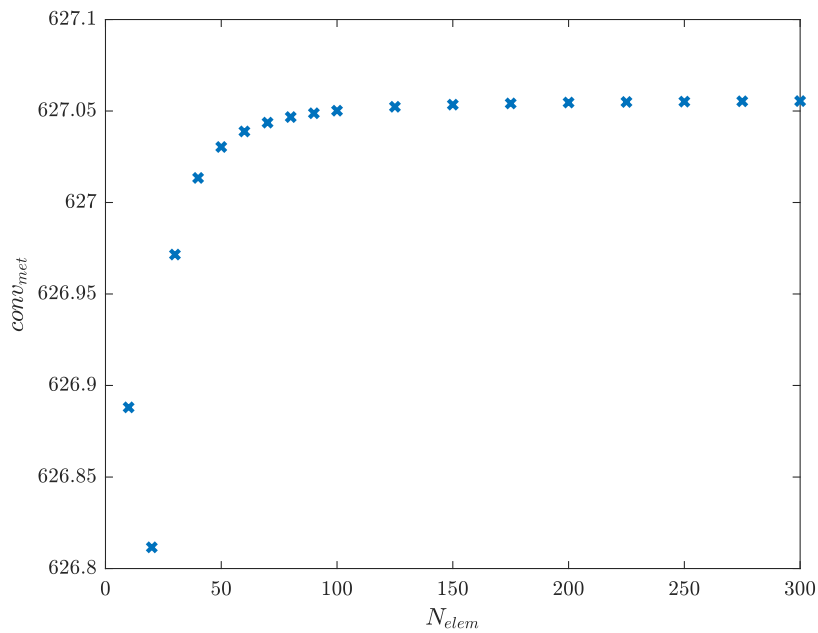


Figura 4.13: Análise de $conv_{met}(n)$ em função do número de elementos utilizados

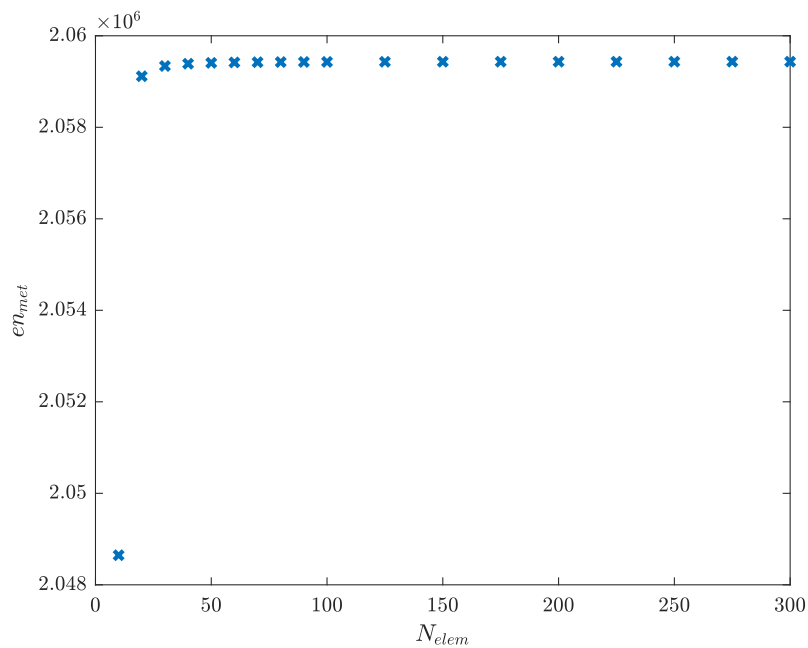


Figura 4.14: Análise de $ene_{met}(n)$ em função do número de elementos utilizados.

4.2.2 Investigação do fenômeno *stick-slip*

Agora, com amparo das investigações realizadas no modelo desenvolvimento e configuração adotada, esta seção se dedica à investigação das vibrações torcionais na coluna, mais especificamente do efeito *stick-slip*. O primeiro passo é investigar numericamente como os diferentes parâmetros influenciam no comportamento dinâmico

do sistema, utilizando alguns cenários considerados e avaliados.

Para cada cenário considerado, a velocidade de rotação da broca é avaliada em função do tempo bem como o retrato de fase do comportamento obtido. De forma simplificada, o retrato de fase é uma ferramenta geométrica de enorme valor na análise de sistemas dinâmicos, onde, a partir da configuração apresentada pelas trajetórias, informações importantes como atratores, repulsores e ciclos limites sejam extraídos em função dos parâmetros aplicados (STROGATZ, 2018). Portanto, a presente ferramenta é adequada para que o fenômeno *stick-slip* seja investigado corretamente.

Para os cenários apresentados aqui, o torque resistivo é introduzido mediante modelo de atrito apresentado na seção 2.10.2 assumindo os seguintes parâmetros: $\mu_{cd} = 0,35$ e $\mu_{sd} = 0,65$, $\xi = 0,02$, $R_b = 0,14$ m, $D_v = 1.10^{-4}$, $\gamma_b = 0,9$ e $v_f = 1$. Vale ressaltar que as presentes análises, as interações axiais são negligenciadas.

4.2.2.1 Diâmetro dos tubos de perfuração

O primeiro cenário considerado para as análises dedica-se à investigação da influência da rigidez torcional da coluna, a qual é diretamente relacionada ao diâmetro dos tubos de perfuração empregados.

Assim, atribuindo a velocidade de rotação do motor (Ω) como sendo 70 rpm (aproximadamente 7,33 rad/s) somados aos diversos parâmetros fixados e descritos anteriormente, a presente análise investiga o comportamento dinâmico do sistema para dois cenários distintos. Para o primeiro, utiliza-se a configuração de referência descrita anteriormente sem alterações, a Fig. 4.15 apresenta o comportamento observado. Vale ressaltar que os resultados são apresentados considerando 200 s de simulação. Além disso, o retrato de fase apresentado a direita foi construído com apenas a segunda metade da janela considerada, portanto, [100 - 200] s.

Como pode ser observado, durante a operação, a broca sofre pequenas interrupções em sua velocidade de rotação angular, apresentando esporadicamente valores próximos de zero. Logo, o típico efeito *stick-slip* é notado, isto é, o torque resistivo obstrui a velocidade de rotação, e conforme a coluna acumula energia potencial elástica, este é vencido, fazendo com que a broca se desprenda de forma abrupta. Vale ressaltar que este comportamento é prontamente notado pelo retrato de fase achatado na parte inferior.

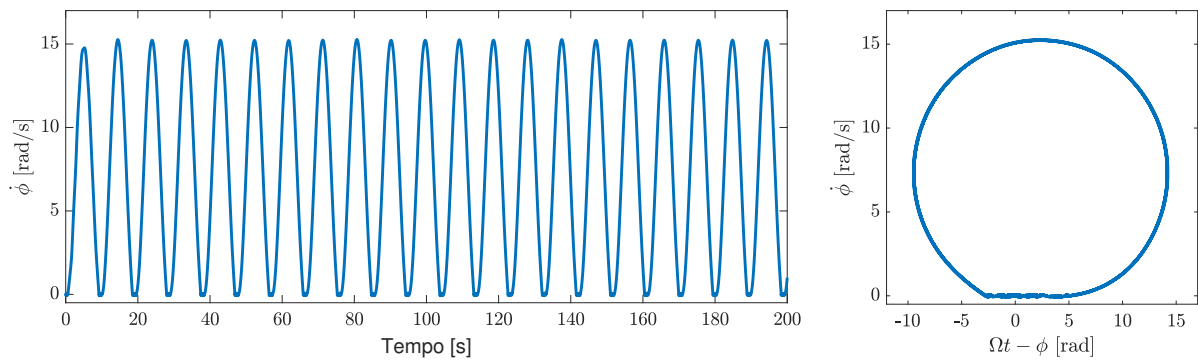


Figura 4.15: Velocidade de rotação da broca e retrato de fase - Tubos de perfuração com diâmetro externo de 0,1 m.

De modo a enriquecer a investigação do comportamento do sistema quando o *stick-slip* ocorre, a Fig. 4.16 relaciona as informações apresentadas na Fig. 4.15 com o deslocamento da broca (ϕ). Portanto, é fácil constatar que quando a broca tem sua velocidade obstruída, o mesmo ocorre com o deslocamento angular da mesma, logo, não há evolução no processo de perfuração neste período.

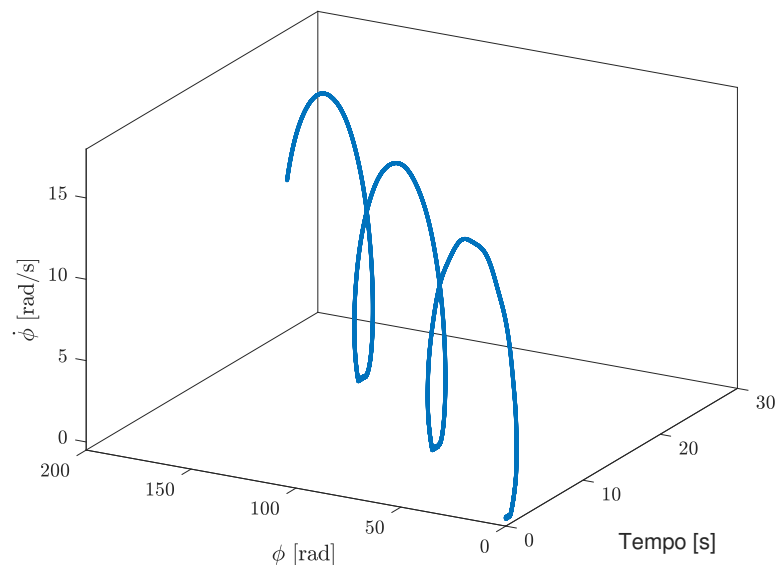


Figura 4.16: Relação do deslocamento e velocidade da broca - Tubos de perfuração com diâmetro externo de 0,1 m.

Quando substitui-se o diâmetro externo dos tubos de perfuração de 0,1 m para 0,15 m, a Fig. 4.17 apresenta o novo comportamento obtido. Como pode-se observar, por decorrência da modificação no diâmetro dos tubos de perfuração, a rigidez torcional é alterada, gerando a transformação na dinâmica do sistema.

Como consequência, para o segundo cenário proposto, o *stick-slip* não foi relatado. Contudo, em vista da grande inércia do BHA somados a baixa rigidez torcional dos tubos de perfuração, a velocidade de rotação assume valores próximos de zero, entretanto, não permanecendo nesta região. À vista disso, o retrato de fase observado para o cenário proposto é próxima de um círculo, amenizando substancialmente a região achatada notada anteriormente.

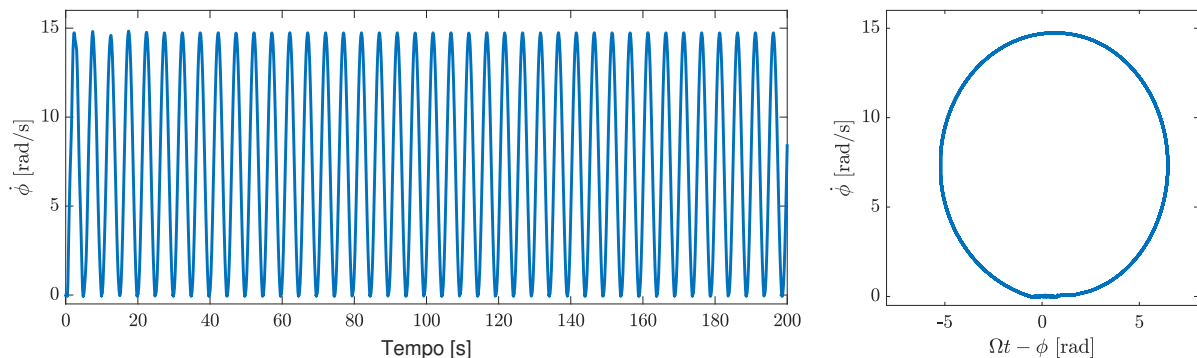


Figura 4.17: Velocidade de rotação da broca e retrato de fase - Tubos de perfuração com diâmetro de 0,13 m.

4.2.2.2 Velocidade do Motor

Seguindo a mesma estratégia, outro parâmetro facilmente ajustável caso necessário é a velocidade de rotação imposta pelo motor, o objetivo é investigar como este parâmetro influencia nas vibrações torcionais. Dessa forma, utiliza-se novamente a configuração de referência na qual foi observado *stick-slip*, contudo, agora adota-se a velocidade de rotação como sendo 120 rpm (aproximadamente 12,56 rad/s). O novo comportamento é apresentado na Fig. 4.18.

Ao analisar os resultados obtidos fica evidente que o parâmetro ajustado foi capaz de influenciar na dinâmica do sistema, apresentando comportamento análogo ao observado na Fig. 4.17. Desse modo, ao comparar as respostas obtidas com 70 rpm (Fig. 4.15) e 120 rpm (Fig. 4.18) fica claro que as modificações no comportamento influenciaram nas vibrações torcionais, sobretudo o efeito *stick-slip*.

Como pode ser observado, a modificação realizada no parâmetro investigado atenuou o efeito, o qual é refletido pela redução no período em que a broca permanece emperrada. Este comportamento é evidente pela mitigação no achatamento na parte inferior do retrato de fase. Portanto, durante a operação, os equipamentos são sujeitos

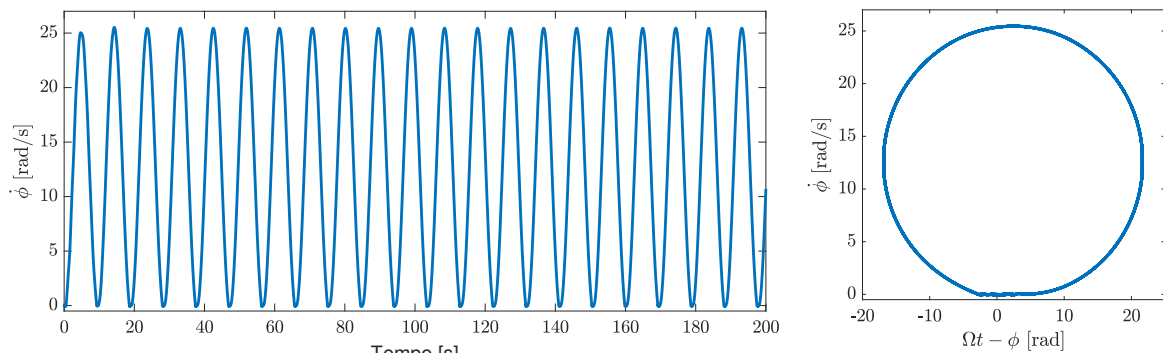


Figura 4.18: Velocidade de rotação da broca e retrato de fase - Tubos de perfuração com diâmetro de 0,1 m e velocidade do motor de 120 rpm.

a ciclos menos rígidos de tensão e alívio, ocasionando menos fadiga aos mesmos, e consequentemente prolongando sua vida útil e confiabilidade.

Portanto, as discussões realizadas sugerem a existência de regiões ótimas de operação, na qual é possível atenuar ou evitar os efeitos nocivos do *stick-slip* a partir de modificações em parâmetros de controle do sistema, isto é, aqueles que permitem alterações e ajustes externos. A apuração deste tipo de análise é de grande valia, visto que estratégias nesse sentido induz a possibilidade de levantamento de regiões ótimas de operação. É evidente que estudos nesse sentido devem ser cuidadosamente conduzidos de modo a assegurar que as modificações aplicadas não acarretem em novos comportamentos prejudiciais.

4.2.3 Investigação do fenômeno *Bit-Bounce*

Como discutido anteriormente, vibrações axiais podem ser observadas durante a operação da coluna. Estas por sua vez, são resultados de inerentes irregularidades no solo e como consequência, são diretamente relacionadas com a velocidade de operação imposta. Como observado na seção anterior, velocidades altas de rotação podem atenuar (ou evitar) os efeitos do *stick-slip*. Contudo, estas tendem a induzir vibrações axiais severas à medida que a excitação passa pelas frequências ressonantes da estrutura.

Isso, por sua vez, pode resultar no efeito denominado *bit-bounce*, caracterizado por vibrações axiais de alta amplitude com perda intermitente de contato entre a broca com o solo. Essas vibrações também podem ser induzidas pelas altas velocidades

presentes durante a fase de deslizamento (*slip*) das oscilações *stick-slip*. O ricochete da broca muitas vezes é prejudicial à perfuração, podendo gerar o desgaste excessivo da broca e a redução da taxa de progressão (ROP) (SILVEIRA, 2011).

De modo a investigar os efeitos do *bit-bounce*, uma excitação harmônica é introduzida na iteração broca-sola, simulando assim a passagem da broca por imperfeições na superfície rochosa. Mais informações podem ser encontrados na seção 2.10.2.

À vista disso, em um primeiro momento, a velocidade de rotação imposta no topo da coluna foi de 70 rpm. A Fig. 4.19 apresenta a velocidade de rotação da broca bem como seu deslocamento axial. Dessa forma, as vibrações torcionais e axiais são investigadas simultaneamente. Além disso, o retrato de fase do deslocamento da broca também é apresentado, enriquecendo as análises realizadas. Por fim, a força normal resistiva produzida pelo solo em contato com a broca (W_b) também é apresentada. Vale ressaltar que para as investigações apresentadas, os parâmetros adotados foram $k_c = 8.10^8$ N/m, $z_0 = 0,02$ m e $N_{lam} = 1$ lâmina.

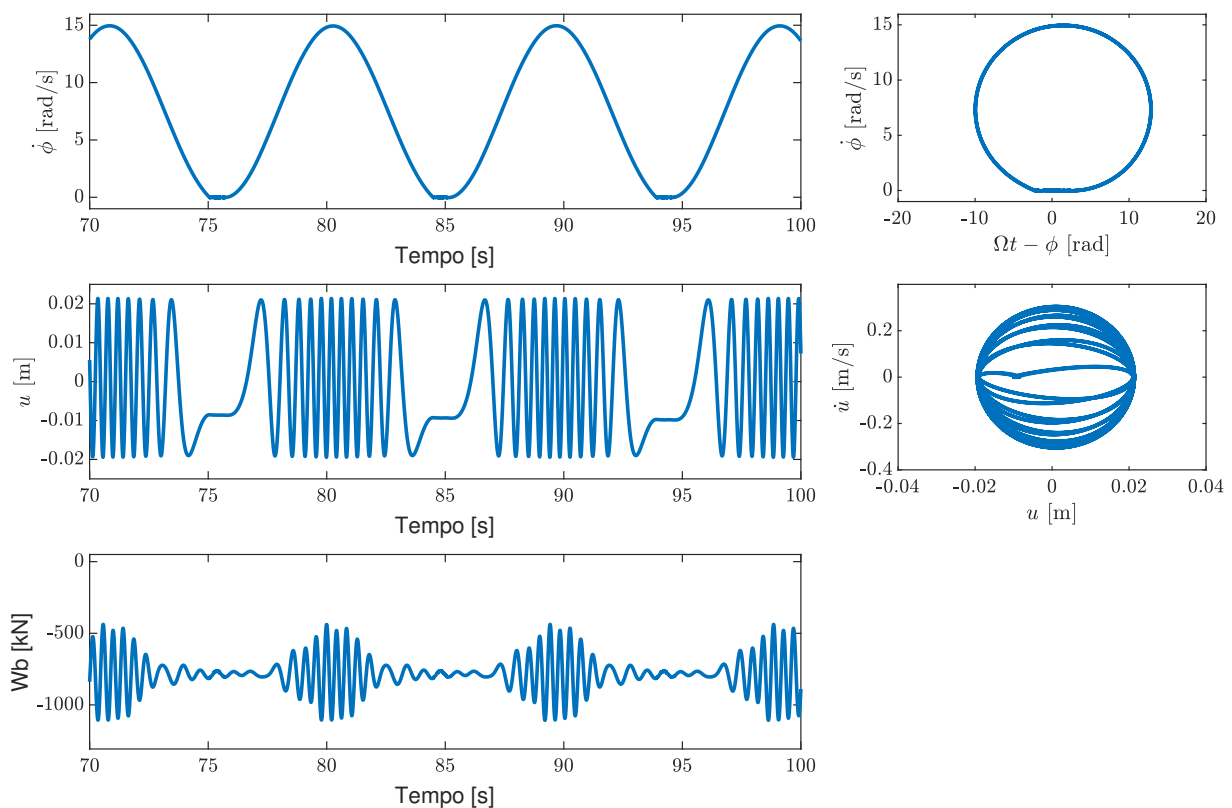


Figura 4.19: Análise das vibrações torcionais e axiais - $\Omega = 70$ rpm.

A partir dos resultados apresentados na Fig. 4.19, alguns pontos podem ser dis-

cutidos. O deslocamento axial da broca (u) apresenta comportamento periódico de baixa amplitude, seguindo assim o perfil de excitação estabelecido. Esse comportamento fica evidente pelo retrato de fase do deslocamento com formato circular. É possível observar ainda, mediante comportamento de W_b , que a mesma nunca assume valores nulos, indicando que a broca sempre permanece em contato com solo, sem a ocorrência do efeito *bit-bounce*. Adicionalmente, a velocidade de rotação da broca evidencia que o sistema ainda enfrenta os malefícios do *stick-slip*.

Como investigado anteriormente, uma alternativa encontrada para atenuar os efeitos do *stick-slip* é aumentar a velocidade de rotação imposta pelo motor. Dessa forma, a Fig. 4.20 replica as análises apresentadas em Fig. 4.19 para a velocidade de rotação de 120 rpm no topo da coluna.

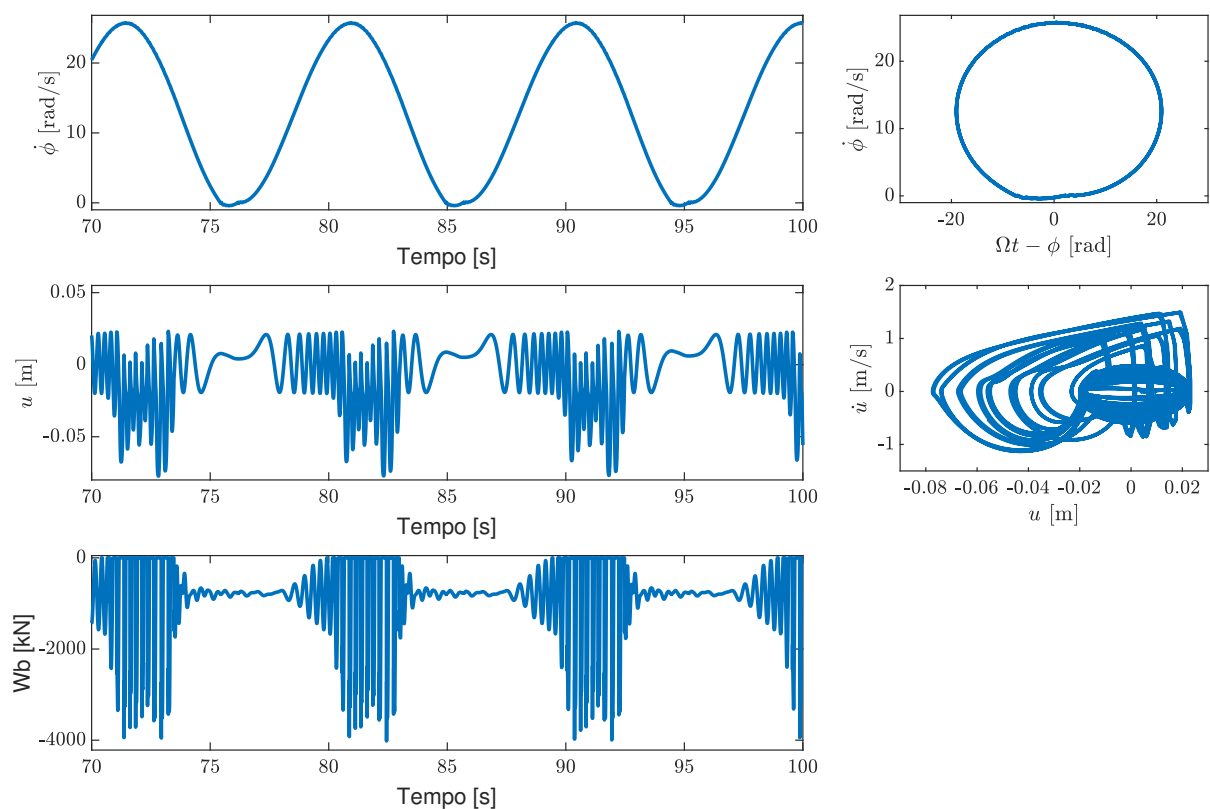


Figura 4.20: Análise vibrações torcionais e axiais - $\Omega = 120$ rpm.

Como pode ser observado na Fig. 4.20, a nova velocidade de rotação alterou significativamente o comportamento dinâmico do sistema. Assim, constata-se como o deslocamento axial da broca agora apresenta comportamento irregular esporádico, com amplitudes superiores a excitação considerada (perfil do solo). Esse compor-

tamento fica evidente no retrato de fase do deslocamento, onde um comportamento instável é notado. Analisando W_b é fácil notar que em regiões em que o deslocamento apresentou grandes irregularidades, este assumiu valores nulos, expondo a perda de contato da broca com o solo, característico do efeito *bit-bounce*. Devido a alta rigidez da rocha, o período de contato é curto, dando origem aos ricochetes notados no deslocamento axial. Contudo, como esperado, os efeitos do *stick-slip* foram atenuados. Embora a velocidade de rotação assuma valores próximos de zero devido a alta inércia do BHA, a coluna não permanece emperrada.

Mediante as análises realizadas, é razoável supor que uma velocidade intermediária entre as duas propostas anteriormente apresentará resultados promissores, mitigando ambos efeitos indesejáveis. Nessa linha de raciocínio, a Fig. 4.21 apresenta as mesmas análises, agora, para uma velocidade de rotação de 95 rpm.

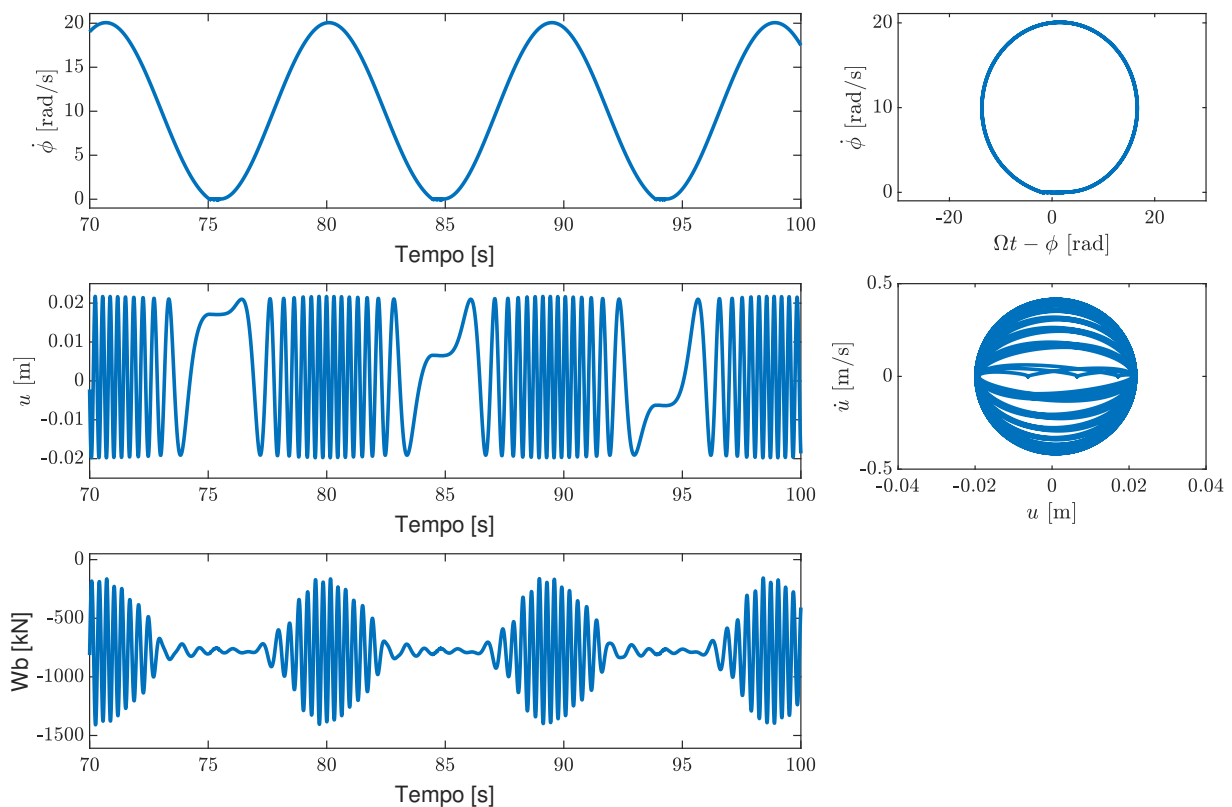


Figura 4.21: Análise vibrações torcionais e axiais - $\Omega = 95$ rpm.

Como pode ser observado, a broca novamente segue o perfil de excitação imposto pela rocha, não apresentando *bit-bounce*. Isto também pode ser observado através do comportamento de W_b , onde, apesar de sofrer oscilações maiores que observados

anteriormente (Fig. 4.19), não assume valores nulos, a qual caracteriza a perda de contato com o solo. Além disso, ao observar a velocidade angular da broca, é fácil notar, através do retrato de fase que os efeitos do *stick-slip* foram atenuados quando comparados com o comportamento apresentado para uma velocidade de rotação de 70 rpm. Portanto, para as condições consideradas, é coerente assumir $\Omega = 95$ rpm como ótima, capaz de evitar e atenuar vibrações torcionais e axiais.

4.2.4 Manifestação da flambagem helicoidal

Além dos casos mais simples investigados, onde a coluna na posição vertical retilínea foi investigada, o modelo desenvolvido é capaz de representar configurações tridimensionais complexas. De modo a explorar isso, um cenário na qual torção e flexão são combinados é considerado.

É comum observar durante a operação, forças laterais agirem na coluna, estas podem ser originadas de diversas formas. Quando uma seção ao longo da coluna entra em contato com a parede do poço, por exemplo, uma força de reação se faz presente. Em poços inclinados ou horizontais por outro lado, essa perturbação lateral pode ser atribuído a ação da gravidade. Forças de desbalanceamento também podem ser responsabilizadas.

Dessa forma, a estratégia é investigar um cenário onde a coluna vivencia variações no nível de torção devido ao fenômeno *stick-slip* e uma força lateral se manifesta. Dessa forma, mediante simulações estáticas, a Fig. 4.22 apresenta a evolução e influencia no comportamento observado por meio de quadros. Contudo, diferente dos resultados anteriormente apresentados onde apenas a linha neutra da viga é utilizada para representar sua posição no espaço, na apresentação destes, as seções transversais são incluídas. Permitindo assim que, além da posição no espaço, se a torção sofrida pela coluna seja avaliada.

Desta maneira, a Fig. 4.22(a) apresenta a configuração de referência em repouso, as seções transversais evidenciam que não há qualquer esforço sendo aplicado. A Fig. 4.22(b) por outro lado, apresenta a coluna quando torção pura é aplicada. Este quadro evidencia como a estratégia utilizada de inclusão da representação das seções transversais enriquecem a investigação, viabilizando a compreensão global do comportamento. A Fig. 4.22(c) apresenta a configuração assumida pela coluna quando o

torque permanece agindo na coluna e uma força lateral é introduzida em um ponto intermediário dos tubos de perfuração. Quando um torque mais rigoroso é aplicado e a força lateral se faz presente, uma configuração distinta é exibida pela coluna, conforme pode ser observado pela Fig. 4.22(d).

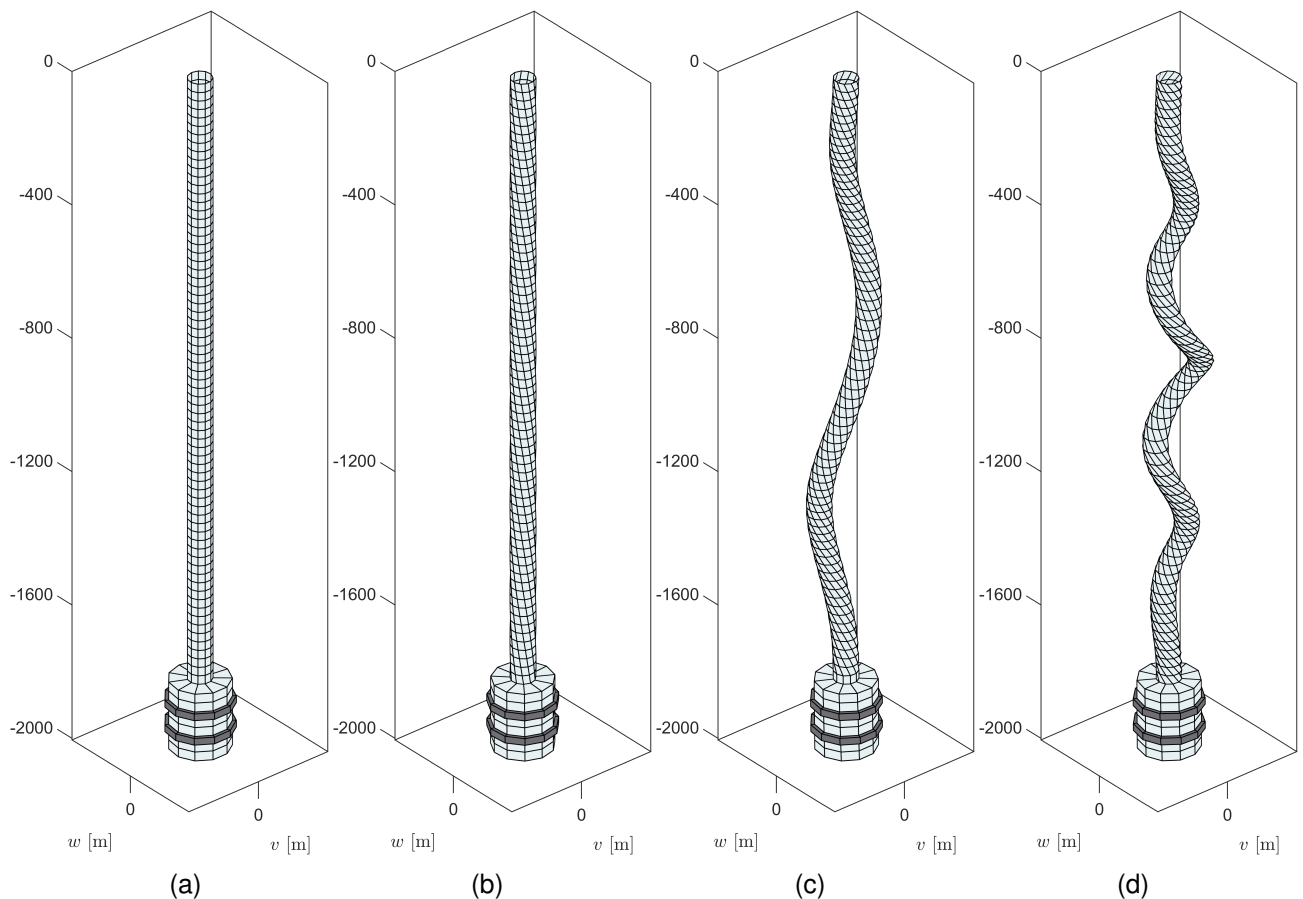


Figura 4.22: Configurações observadas. (a) Repouso; (b) Torcida; (c) Helicoidal 1; (d) Helicoidal 2.

Como pode ser observado, quando a coluna abandona sua configuração retilínea para assumir as apresentadas pelas Figs. 4.22(c) e 4.22(d) há o evidente acoplamento entre os mecanismos de torção e flexão, possibilitando que os aspectos helicoidais observados sejam assumidos. Como esperado, quando a torção é aliviada, assim como ocorre no regime *slip*, a coluna rapidamente retorna para a configuração retilínea, próxima da referência.

Além disso, um comportamento análogo foi observado quando a carga lateral sofria reduções. Logo, uma vez que as cargas laterais nem sempre estão presentes, isto sugere que caso elas cessem, a coluna permaneça em uma configuração helicoidal por um período relevante, trazendo consequências importantes para a dinâmica do

sistema.

Tomando como exemplo, visto que o comprimento do arco ao longo da coluna de perfuração permanece constante, o desvio da configuração reta resultaria em um encurtamento do comprimento, que, se não for corretamente compensado na superfície, causará flutuações na força de contato sobre a broca.

Capítulo 5

Investigações experimentais

Este capítulo é dedicado à investigação e discussão das diversas análises experimentais realizadas mediante a utilização da bancada experimental presente no laboratório Centro de Pesquisa em Dinâmica Aplicada (CADR) da Universidade de Aberdeen, a qual foi apresentada anteriormente.

Dessa forma, este capítulo foi dividido em duas seções: a primeira é destinada a realizar diversas investigações a respeito das flambagens helicoidais. Para isso, diferentes eixos flexíveis são analisados com auxílio de sensores presentes na bancada, bem como a utilização de uma câmera estrategicamente posicionada. A segunda seção por outro lado, se dedica a investigação dinâmica da coluna, analisando como alguns dos parâmetros influenciam na ocorrência de fenômenos como *stick-slip* e *helical buckling* em duas configurações distintas: retilínea e curvilínea.

5.1 Flambagem helicoidal ('*Helical buckling*')

Como discutido anteriormente, as colunas utilizadas para exploração de petróleo e gás podem atingir vários quilômetros de comprimento. Como consequência, a mesma possui rigidez à flexão desprezível quando comparada com a torcional. Deste modo, uma vez que na maior parte do tempo a coluna permanece fletida, muitas vezes por consequência do seu próprio peso, a medida que a rotação imposta pelo do topo é aplicada, a mesma pode assumir configurações helicoidais.

Portanto, para reproduzir tais propriedades físicas de maneira coerente e possibilitar que investigações sejam realizadas acerca deste fenômeno, eixos flexíveis feitos

de aço utilizados na transmissão de altas potências são empregados. Estes são apresentados na Fig. 5.1(a). Entretanto, dado ao modo como estes são construídos, formados por inúmeros fios menores traçados, estes eixos flexíveis apresentam propriedades altamente anisotrópicos. A Fig. 5.1(b) apresenta um esquema da estrutura interna do eixo flexível.

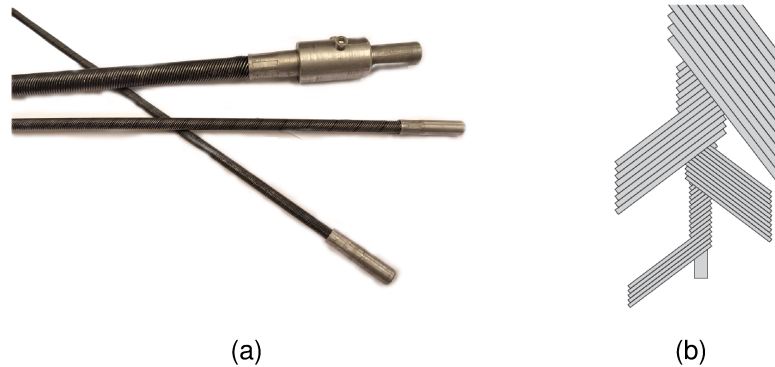


Figura 5.1: (a) Eixos flexíveis - Suhner®. (b) Estrutura interna dos eixos flexíveis. Adaptado de Kapitaniak (2015)

Dada a importância e frequência de ocorrência, esta seção reporta uma investigação cuidadosa a respeito das flambagens helicoidais, examinando quando e como ele ocorre para diferentes eixos flexíveis e como se comporta na presença de massas adicionais. Para isso, a bancada experimental foi adaptada da seguinte maneira:

- O conjunto inferior (broca e amostra de solo) foi substituído por um dispositivo de fixação que obstrui todos os graus de liberdade do eixo flexível, permitindo apenas o deslocamento axial do mesmo;
- Os sensores empregados nas investigações foram: a célula de carga sob o dispositivo de fixação para mensurar o torque no eixo flexível, um encoder para avaliar o deslocamento angular aplicado pelo motor e um laser para aferir o deslocamento axial do eixo flexível;
- Um painel branco foi posicionado como segundo plano da bancada, possibilitando que as diferentes configurações fossem capturadas com perícia por uma câmera frontalmente posicionada;
- Pequenos discos foram impressos utilizando uma impressora 3D e posicionados em pontos estratégicos dos eixos flexíveis de modo a rastrear e ilustrar a

configuração assumida pelo mesmo durante o procedimento.

A Fig. 5.2 apresenta uma foto da bancada onde os dispositivos citados são indicados. As análises foram organizadas conforme apresentado na Tab. 5.1. Nela é possível identificar com clareza os diferentes cenários criados, os eixos flexíveis utilizados, o deslocamento angular imposto pelo topo e as diferentes massas adicionais utilizadas.

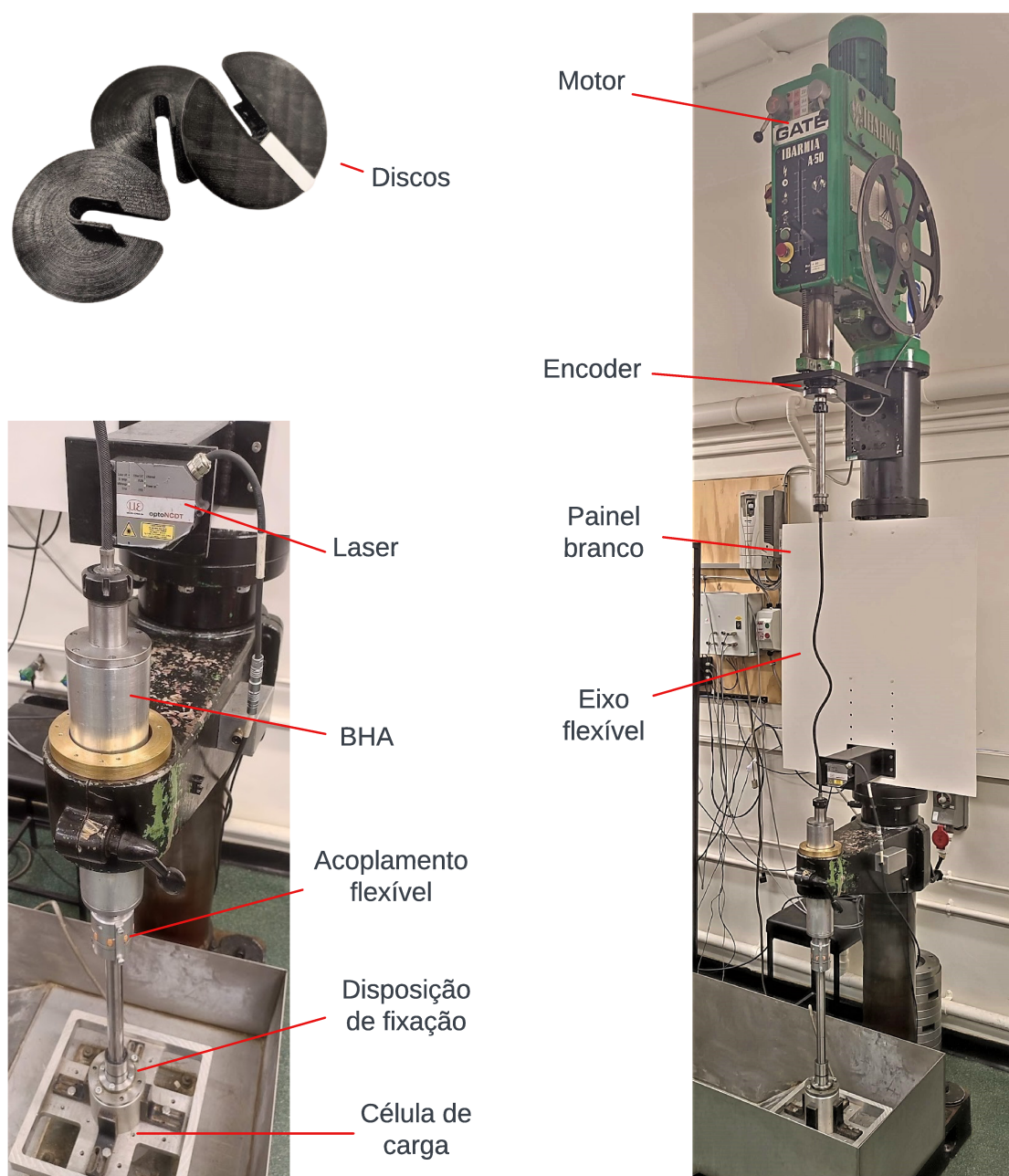


Figura 5.2: Aparato experimental adaptado para as investigações estáticas.

Como pode ser observado, quatro eixos flexíveis com diferentes diâmetros foram

Tabela 5.1: Cenários de *Helical Buckling* investigados.

Diâmetro do eixo flexível (mm)	Deslocamento angular ($^{\circ}$)	Massa adicional (kg)			
		0	1	2	4
6	330	✓			
8	220	✓	✓		
10	130	✓		✓	✓
15	100	✓		✓	✓

analisados, alguns deles inclusive com a presença de massas adicionais. Vale ressaltar que os dispositivos utilizados (BHA, eixo interno do dispositivo de fixação e acoplamento flexível) e apresentados na Fig. 5.2 foram previamente aferidos e possuem juntos uma massa de 5,3 kg. Para todos os casos, o eixo flexível foi torcido do repouso até o deslocamento angular considerado (*loading*) e então revertido novamente para a posição de repouso (*unloading*).

Além disso, salienta-se que para os cenários considerados na Tab. 5.1, os sinais foram colhidos no mínimo sete vezes, assegurando que a variância fosse suavizada. A Fig. 5.3 apresenta, mediante duas ampliações locais, o exemplo do conjunto de sinais colhidos para o eixo flexível de 6 mm, bem como a média resultante destes. Além disso, setas indicam o sentido de aquisição, representando os regimes de *loading* e *unloading*. Portanto, para todos os cenários considerados nesta seção, a média dos sinais foi calculada e esta é empregada na análise e discussão dos comportamentos observados.

Dessa forma, a Fig. 5.4 apresenta a evolução da configuração assumida pelo eixo flexível de 6 mm sem a presença de massas adicionais. Como pode ser observado, em um primeiro momento, apenas o regime *loading* é investigado. A figura apresenta ao centro o comportamento do deslocamento axial (z) em função do deslocamento angular (ϕ), a qual varia do repouso até o limite adotado (Tab. 5.1).

Adicionalmente, quatro instantes foram escolhidos (50° , 150° , 250° e 300°) para acompanhar a evolução da configuração assumida pelo eixo flexível ao longo da torção realizada, sendo denotados por linhas tracejadas verticais as quais são correlacionadas com as configurações no instante considerado.

Como pode ser notado, para facilitar a avaliação acerca da evolução das confi-

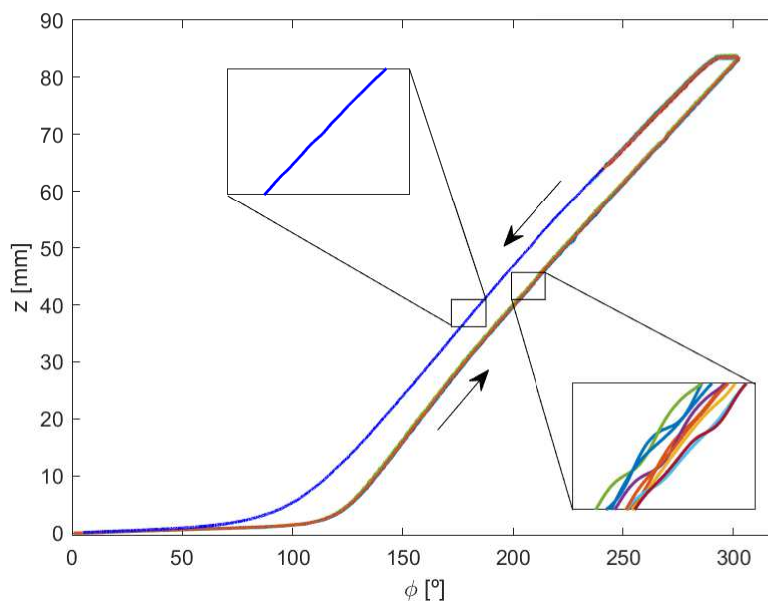


Figura 5.3: Conjunto dos sinais colhidos e média dos mesmos mediante aproximações.

gurações, cinco discos foram posicionados ao longo do eixo flexível. Um destes, posicionado no limite inferior do mesmo, assegura que esta extremidade não sofra torção, como pode ser observado mediante os instantes considerados, isso de fato não ocorreu. O disco superior por outro lado, sofre apenas torção, enquanto os três discos centrais são utilizados para ilustrar a orientação da seção transversal nos pontos escolhidos. Portanto, devido à baixa rigidez de flexão do eixo, estes assumem um comportamento complexo, análogo ao manifestado no sistema real.

Repetindo os mesmos procedimentos para os demais eixos, distintos comportamentos foram observados. A Fig. 5.5 apresenta um mosaico com as configurações assumidas pelos diferentes eixos flexíveis ao final do deslocamento angular adotado (ver Tab. 5.1). Logo, é notório como as alterações no diâmetro do eixo e consequentemente na rigidez dos mesmos, alteram a amplitude dos deslocamentos laterais e consequentemente a configuração assumida. Isso fica evidente quando compara-se a configuração assumida pelo eixo de 6 mm (Fig. 5.5(a)) com a assumida pelo eixo de 15 mm (Fig. 5.5(d)).

Ainda que o foco das investigações não seja necessariamente este, é válido desempenhar uma análise a fim de compreender os mecanismos que sucedem no eixo flexível quando este é torcido e que permitem que a flambagem helicoidal ocorra.

À vista disso, a Fig. 5.6 apresenta um diagrama relacionando o deslocamento axial

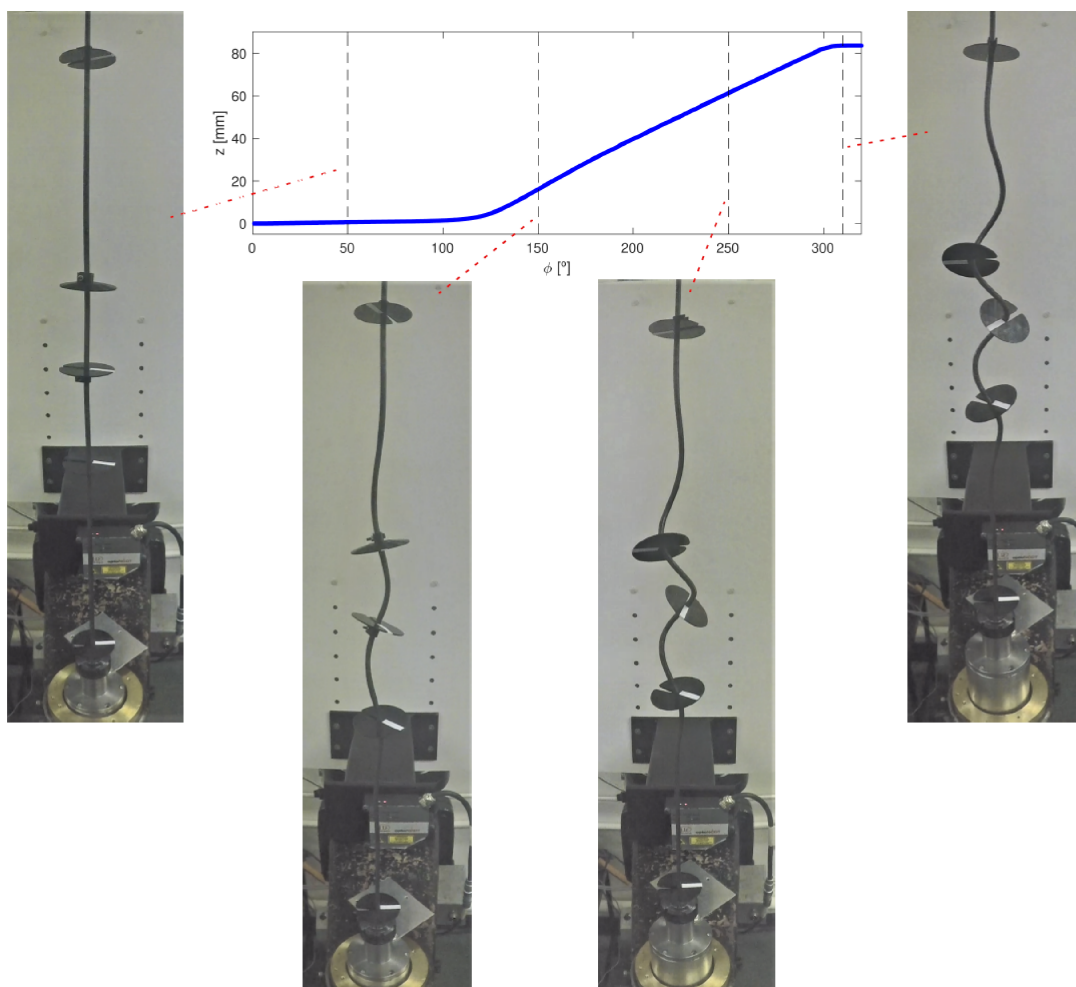


Figura 5.4: Evolução da configuração assumida pelo eixo flexível de 6 mm.

(z), o qual é apresentado em azul, o torque (T), em vermelho, com o deslocamento angular (ϕ), colhidas utilizando o eixo flexível de 8 mm sem massa adicional. Além disso, de modo a refinar a investigação apresentada, o comportamento foi planificado, exibindo o estágio na qual o eixo flexível é torcido no sentido horário (*loading*, $\phi = 0^\circ - 220^\circ$), além do estágio no qual ele é distorcido, sendo rotacionado no sentido anti-horário (*unloading*, $\phi = 220^\circ - 0^\circ$). Os desenhos inseridos no diagrama auxiliam na identificação das regiões descritas. De modo a auxiliar na análise, o diagrama apresentado foi decomposto em quatro regiões: A, B, C e D, as quais serão abordadas individualmente.

A região A caracteriza o estágio na qual o eixo flexível parte do repouso dando início a torção. Quando esta se inicia, os fios que compõem o eixo flexível são comprimidos (ver 5.1(b)), fazendo com que as vacâncias entre eles sejam gradativamente reduzidas. Como consequência deste estágio, nota-se a rápida ascensão em T , apre-

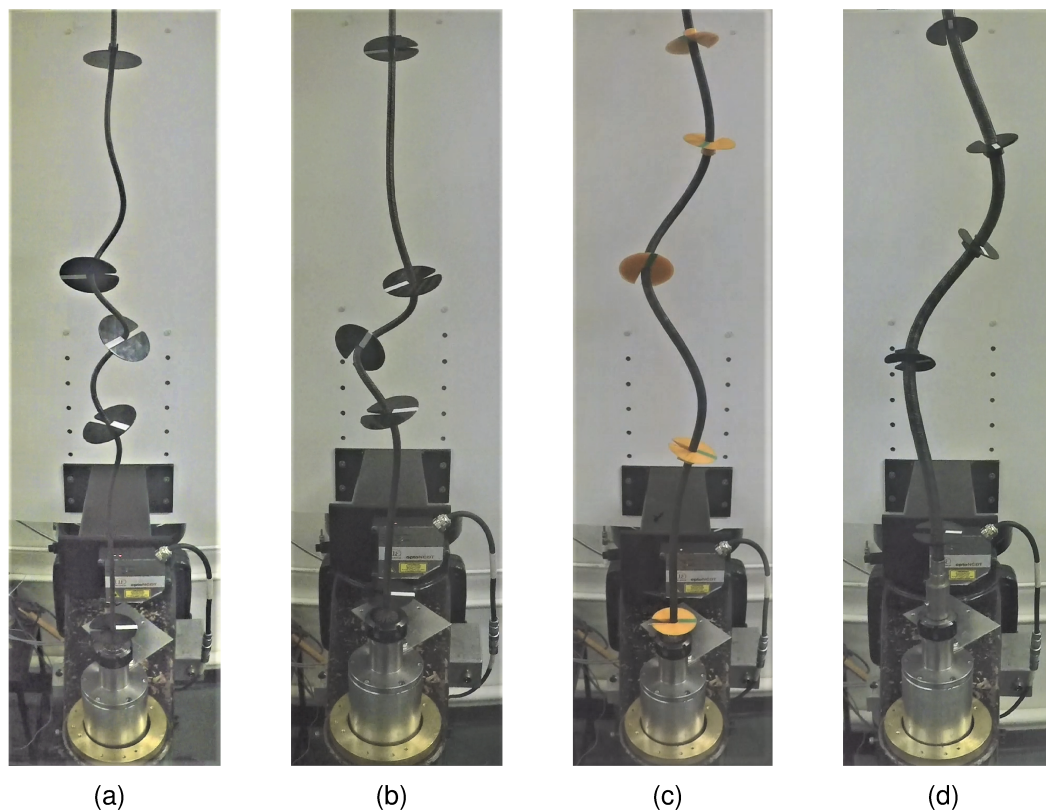


Figura 5.5: Configurações assumidas pelos eixos flexíveis de (a) 6 mm, (b) 8 mm, (c) 10 mm e (d) 15 mm.

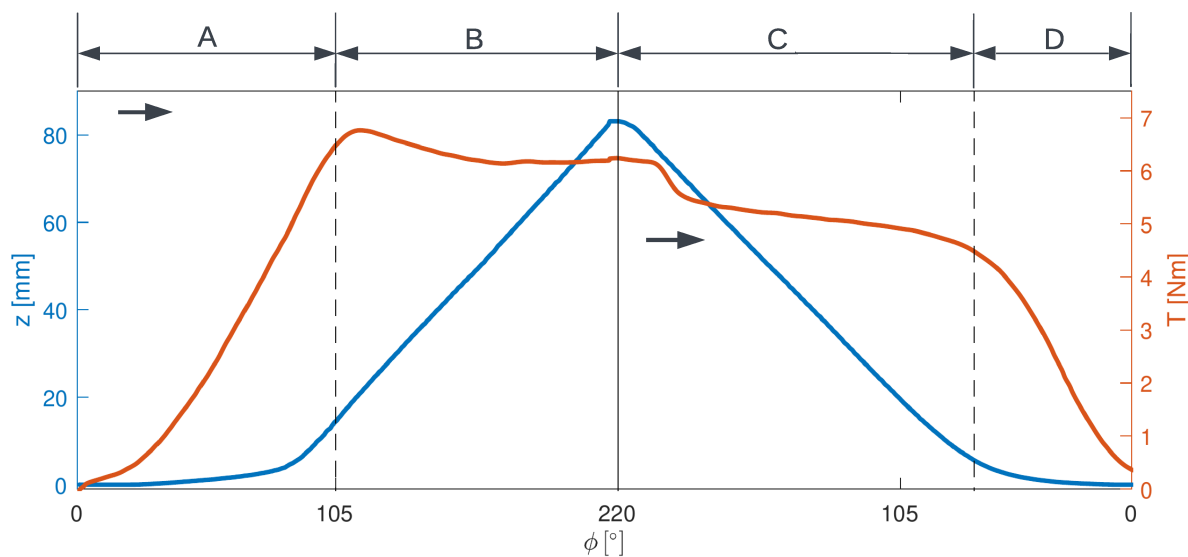


Figura 5.6: Investigação física do eixo flexível durante a flambagem helicoidal - Eixo flexível de 8 mm.

sentando comportamento quase linear ao longo dessa região. Contudo, z permanece sem grandes alterações, acentuando o comportamento observado.

Assim que as vacâncias entre os fios são comprimidas e ocupadas pelos mesmos,

o comportamento é alterado, caracterizado pelo início da região B. Uma vez que o eixo flexível permanece em torção, esta faz com que a compressão dos fios progrida, dando início a flambagem (*buckling*) do eixo. Como consequência deste evento, nota-se que o torque permanece constante, apresentando uma leve redução no início da flambagem, decorrência da energia necessária para retirar o sistema da inércia. O deslocamento axial (z), por outro lado, permanece crescendo linearmente, resultado da flambagem acontecendo.

Quando o sistema atinge o deslocamento angular máximo, limite definido devido as condições ao dispositivo de fixação utilizado, o motor é pausado e seu sentido de rotação é invertido, este instante é assinalado pelo início da região C. Como consequência, nota-se a redução de z linearmente, estabelecendo o início do estágio na qual a flambagem é desfeita. Por outro lado, ao observar o comportamento do torque, constata-se um pequeno atraso na reação deste aos acontecimentos observados. Atribui-se este retardo ao atrito conferido ao fios quando esmagados para que a flambagem ocorra. Desta forma, quando o sentido do torque é invertido, este atrito não é vencido de imediato, e quando ocorre, a pequena queda no torque é constatada, caracterizado pelo pequeno degrau, seguido do comportamento quase constante, análogo ao observado durante a etapa de torção.

No momento em que a flambagem é desfeita, indicado pelo início do instante D, o eixo flexível já se encontra novamente em sua configuração retilínea. No entanto, é somente quando a compressão dos fios é desfeita, dando origem novamente nas vacâncias entre os fios que o torque no eixo flexível é aliviado. Nesse estágio, análogo a região A, o eixo flexível não apresenta grandes deslocamentos axiais, uma vez que apenas efeitos torcionais estão ocorrendo.

Dando continuidade nas análises, como exposto anteriormente, massas adicionais foram consideradas de modo a investigar como estas influenciam o comportamento das flambagens helicoidais. Dessa forma, a Fig. 5.7 apresenta dois diagramas tridimensionais relacionando as informações obtidas para o cabo de 15 mm. O primeiro relaciona z , ϕ com o tempo de aquisição, enquanto o segundo relaciona T , ϕ com o tempo de aquisição.

Analisando os resultados, é fácil notar a influência da massa adicional nos parâmetros apurados. Como pode ser constatado mediante diagrama da esquerda, a

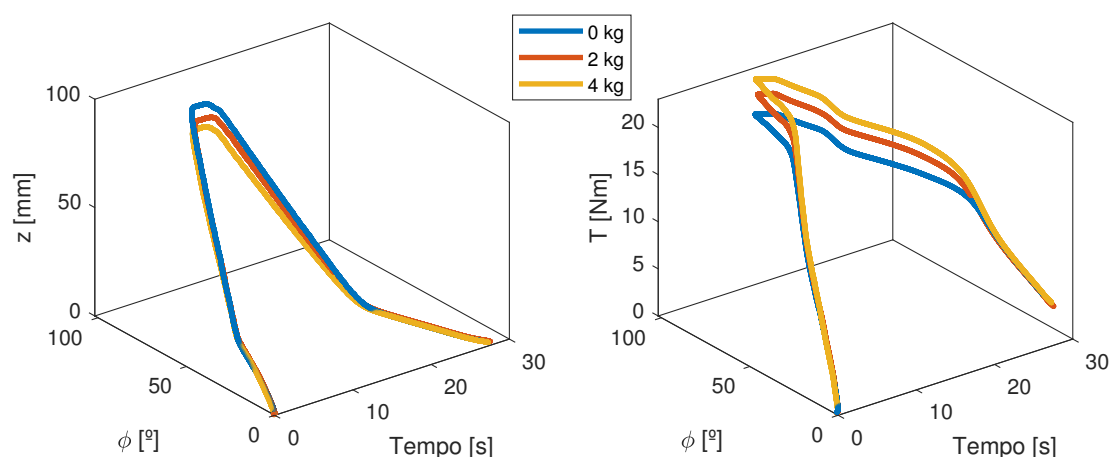


Figura 5.7: Influência de massas adicionais no cabo de 15 mm.

massa adicional reduz o deslocamento axial e, como consequência, modifica os coeficientes angulares dos estágios de *loading* e *unloading*. Além disso, ao analisar o diagrama da direita, é evidente como o acréscimo de massa eleva o torque no eixo flexível. Portanto, é válido afirmar que o acréscimo de massa modifica a tensão no eixo e, conseqüentemente suas propriedades de rigidez, influenciando não apenas na rigidez torcional, mas também em sua rigidez de flexão.

Os mesmos procedimentos são reproduzidos para os demais cabos, e os resultados são sumarizados na Tab. 5.2. De modo a possibilitar uma análise coerente, alguns parâmetros relevantes foram selecionados: o deslocamento axial máximo (z_{max}), o torque máximo (T_{max}) e o coeficiente angular obtido entre ϕ e z durante o *loading*, o qual foi denotado θ . A Fig. 5.8 ilustra a influência de θ para os diferentes eixos flexíveis investigados.

Tabela 5.2: Influência da massa adicional nos parâmetros investigados.

Eixo (mm)	6			8			10			15		
Massa (kg)	0	0	1	0	1	2	0	2	4	0	2	4
z_{max} (mm)	83,61	83,15	77,95	87,98	78,04	74,80	81,79	75,10	71,06			
T_{max} (Nm)	4,86	6,76	7,17	11,12	12,39	13,07	19,59	21,45	22,98			
θ (°)	24,11	31,22	30,17	45,03	42,60	40,84	56,65	54,78	52,92			

Deste modo, os resultados indicam como o acréscimo de massa modifica os parâmetros selecionados, elevando T_{max} , reduzindo z_{max} e θ . Logo, conforme esperado, os

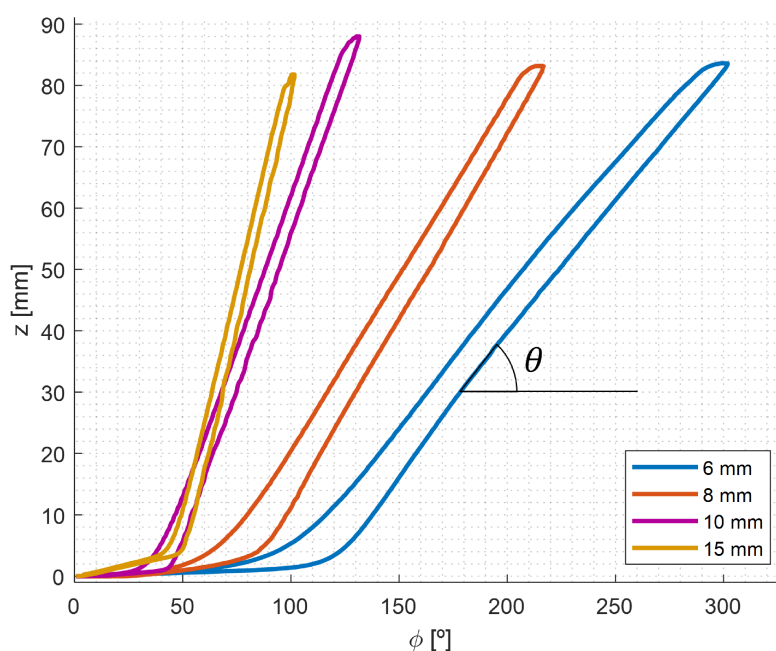


Figura 5.8: Influência no diâmetro dos eixos em θ sem massa adicional.

resultados ilustram como o acréscimo de massa modifica as propriedades dos eixos flexíveis, alterando sua rigidez e comportamento. Portanto, de modo geral as análises realizadas trouxeram informações valiosas para o objeto de estudo. Comportamentos análogos ocorrem quando o WOB é modificado, proveniente de alterações nos colares de perfuração ou na inclinações presentes no poço. Além disso, quando a coluna é torcida, dando início a flambagem, também notam-se flutuações no valor de WOB. Em vista disso, as investigações realizadas podem auxiliar na compreensão do sistema real.

5.2 Investigações dinâmicas

Como introduzido anteriormente, a bancada experimental presente no laboratório Centro de Pesquisa em Dinâmica Aplicada da Universidade de Aberdeen se apresenta como uma valiosa ferramenta para investigações experimentais. Mediante diferentes tipos de amostras de solos e emprego de brocas industriais, a mesma é capaz de reproduzir os diversos tipos de vibrações indesejadas, fornecendo um entendimento relevante acerca de como estas ocorrem e interagem.

Dessa forma, a presente seção tem como objetivo investigar de maneira prática

como alguns parâmetros influenciam nos fenômenos de interesse e consequentemente na dinâmica do sistema. Para tal, o aparato experimental foi alterado novamente. A Fig. 5.9 apresenta a nova configuração, indicando os principais componentes utilizados.

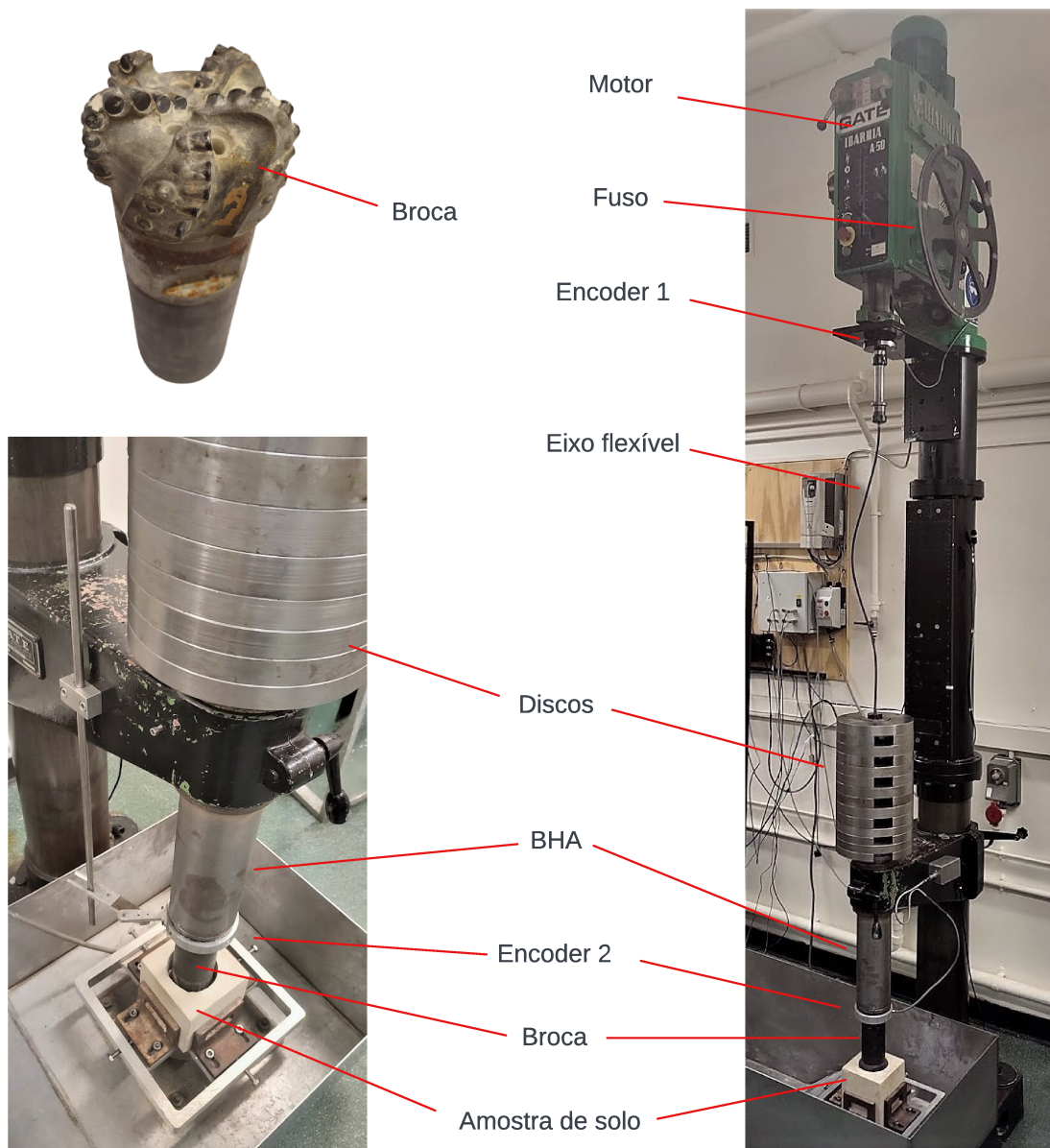


Figura 5.9: Aparato experimental utilizado nas investigações dinâmicas.

Como pode ser observado, o dispositivo de fixação anteriormente explorado foi substituído pelo conjunto amostra de solo (*sandstone*) e broca (3 7/8" PDC drill-bit), fornecendo assim, as interações inseridas pelas brocas industriais na dinâmica do sistema. Além disso, a nova configuração permite que diversos discos sejam posicionados no BHA, fornecendo controlabilidade ao *WOB* do sistema. Adicionalmente,

como pode ser observado pela Fig. 5.9, a nova configuração ainda conta com um encoder logo acima da broca (Encoder 2), permitindo que sua velocidade angular seja capturada com precisão durante operação.

As investigações experimentais aqui realizadas envolvem duas diferentes configurações: retilínea e curvilínea. Dessa forma, para quantidades distintas de discos, os quais fornecem diferentes WOBs, uma varredura em relação a velocidade de rotação do topo foi realizada. Sempre que um comportamento de interesse fosse notado, seja este vibrações torcionais ou *stick-slip*, as informações eram salvas.

Em ambas as configurações adotadas, a posição axial do topo foi fixada de modo a evitar que houvesse movimento do fuso durante o registro dos sinais. Além disso, esta foi monitorada com atenção com a finalidade de garantir que para todos os ensaios realizados, o eixo flexível estivesse nas mesmas condições, incluindo o deslocamento imposto para realização da pré-flambagem adotada na configuração curvilínea.

5.2.1 Configuração retilínea

Um dos principais objetivos desta etapa do estudo é investigar experimentalmente o efeito *stick-slip*. Para este propósito, em um primeiro momento, o eixo flexível de 8 mm foi adotado.

Ao longo dos experimentos realizados, diferentes vibrações torcionais foram observadas para diferentes condições de WOB e velocidade angular aplicadas. Inicialmente, a influência do WOB é investigada. A Fig. 5.10 apresenta alguns dos comportamentos obtidos. Para todos os resultados retratados, 20 segundos foram registrados e utilizados na construção do retrato de fase, enriquecendo assim as análises dos cenários selecionados. Além disso, em todas as situações consideradas, a velocidade de rotação aplicada pelo motor e captada pelo encoder superior é apresentado na cor vermelha, enquanto o encoder inferior, posicionado imediatamente acima da broca é apresentado na cor azul.

Como pode ser observado pela Fig. 5.10, em todos os cenários apresentados, o motor possui velocidade angular (Ω) próxima de 11 rpm e o WOB foi alterado. Quatro condições distintas são investigadas: 0,77 kN, 1,18 kN, 1,60 kN e 2,23 kN. As condições (a) e (b) apresentam comportamentos próximos, com oscilações consideráveis em torno da velocidade angular atribuída ao motor. Além disso, em (b) algumas ve-

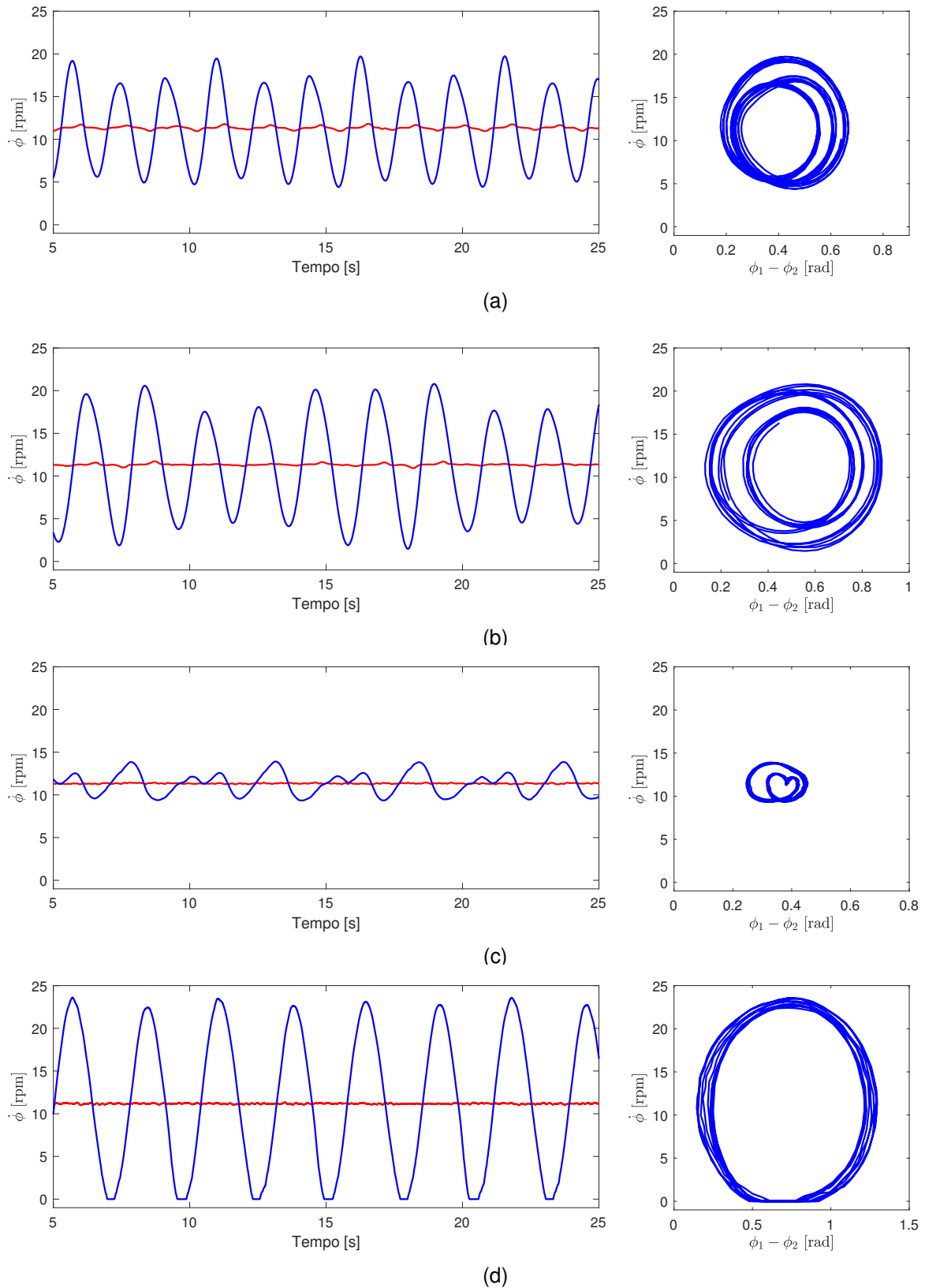


Figura 5.10: Diferentes vibrações torcionais para a configuração retilínea considerando: (a) 0,77 kN; (b) 1,18 kN; (c) 1,60 kN e (d) 2,23 kN.

zes, a velocidade angular assume valores próximos a zero, contudo, o *stick-slip* não é observado. Adicionalmente, os retratos de fase auxiliam bastante na avaliação e

compressão dos comportamentos. Portanto, essa ferramenta possibilita classificar as vibrações observadas em (a) e (b) em períodos três e dois, respectivamente.

O comportamento observado na Fig. 5.10(c) foi distinto dos demais. Nessa condição, a velocidade angular da broca apresentou pouca oscilação com relação ao motor, sofrendo baixas vibrações torcionais. Esse comportamento é refletido em seu retrato de fase, que apesar de apresentar período três, mantém sua amplitude baixa com relação aos demais. Portanto, essa condição se apresenta promissora para operação, sendo capaz de transferir o torque do motor para a broca com baixa influência das nocividades ocasionadas devido as vibrações torcionais.

Por fim, o comportamento apresentado na Fig. 5.10(d) é conhecido, sendo explorado anteriormente nas simulações numéricas (seção 4.2.2). Como pode ser constatado, o *stick-slip* é manifestado, o qual é facilmente notado pelo comportamento da velocidade angular da broca, assumindo valores nulos e permanecendo nesta condição por um breve período. A aresta achatada do retrato de fase enfatiza mais uma vez a ocorrência do fenômeno. A Fig. 5.11 apresenta o comportamento tridimensional do efeito, o qual relaciona $\dot{\phi}$, ϕ e o tempo. Como pode ser observado, durante o efeito *stick*, a broca não apresenta deslocamento angular, salientando o período emperrado. Além disso, diferente dos casos anteriores, como efeito do *stick-slip*, é possível notar como a velocidade de rotação da broca, quando no efeito *slip*, assume valores bem próximos de 25 rpm, valor superior ao dobro da velocidade imposta pelo motor.

Fazendo uso dos demais sensores presentes no aparato experimental, é possível investigar o *stick-slip* em maiores detalhes. Dessa forma, a Fig. 5.12 apresenta um fragmento do comportamento apresentado anteriormente na Fig. 5.10(d), agora, entretanto, TOB e WOB são investigados em paralelo à velocidade de rotação da broca.

Como pode ser observado, uma janela de 10 segundos foi adotada para realização da presente análise. A velocidade de rotação da broca foi posicionada ao centro, enquanto o TOB e WOB são apresentados acima e abaixo, respectivamente. Além disso, três regiões de interesse foram sinalizadas e classificadas como A, B e C, para auxiliarem na discussão.

Dessa forma, a região A denota a região em que a broca se encontra emperrada, denominada *stick*. Contudo, como pode ser observado pela velocidade de rotação do motor, apresentada na cor vermelha, enquanto isso ocorre, o motor permanece

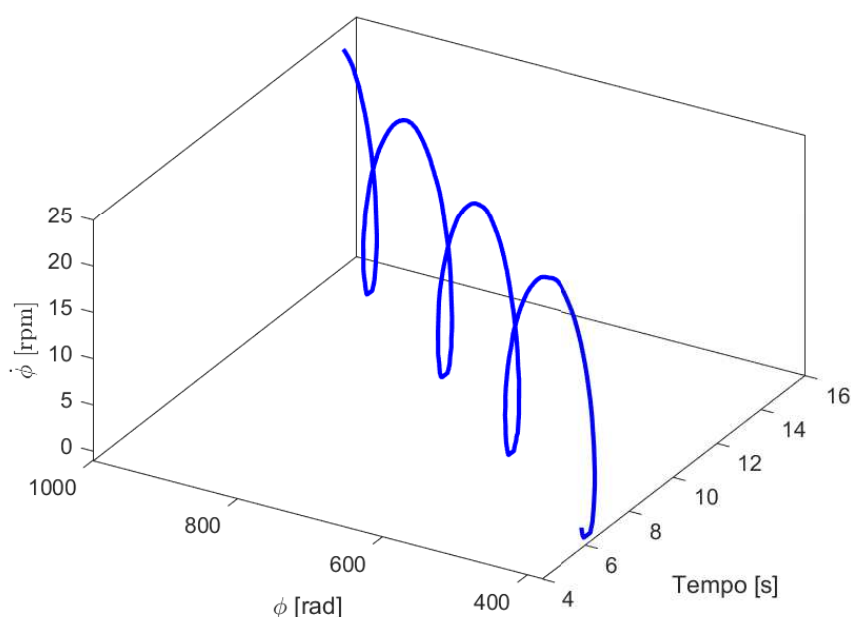


Figura 5.11: Investigação tridimensional do *stick-slip*, relacionando ϕ , $\dot{\phi}$ e tempo.

rotacionando. Como consequência, o eixo flexível acumula a energia fornecida pelo motor, refletindo no acréscimo do TOB e decréscimo do WOB, conforme observados. É somente quando a energia acumulada supera o torque resistivo da broca, esta sai da inércia e volta a rotacionar, entrando na região *slip*.

Contudo, como observado, a broca a princípio rotaciona com uma velocidade inferior a imposta pelo motor, como consequência o eixo flexível permanece sendo torcido, como reflexo disso, TOB permanece crescendo. Porém, o comportamento muda quando a velocidade da broca supera a velocidade imposta pelo motor, denotado pelo instante B, agora, a energia acumulada no eixo é aliviada, consequentemente, o TOB decresce.

Por fim, o último instante discutido, classificado como C, e situado após o instante B, indica o momento que o eixo flexível inverte seu sentido de torção. Logo, nesta ocasião, o eixo é momentaneamente afrouxado, fazendo com que o torque decaia rapidamente, assumindo valores próximos de zero, isto também é refletido no WOB, onde seu valor estático é assumido (aproximadamente 2,23 kN). Contudo, a partir do momento que a velocidade de rotação começa a diminuir, consequência do atrito agindo na broca, o TOB imediatamente volta a transmitir o torque fornecido pelo motor.

De modo a evitar que o *stick-slip* ocorra para o WOB considerado, a velocidade de rotação do motor foi alterada. À vista disso, a Fig. 5.13 apresenta o novo com-

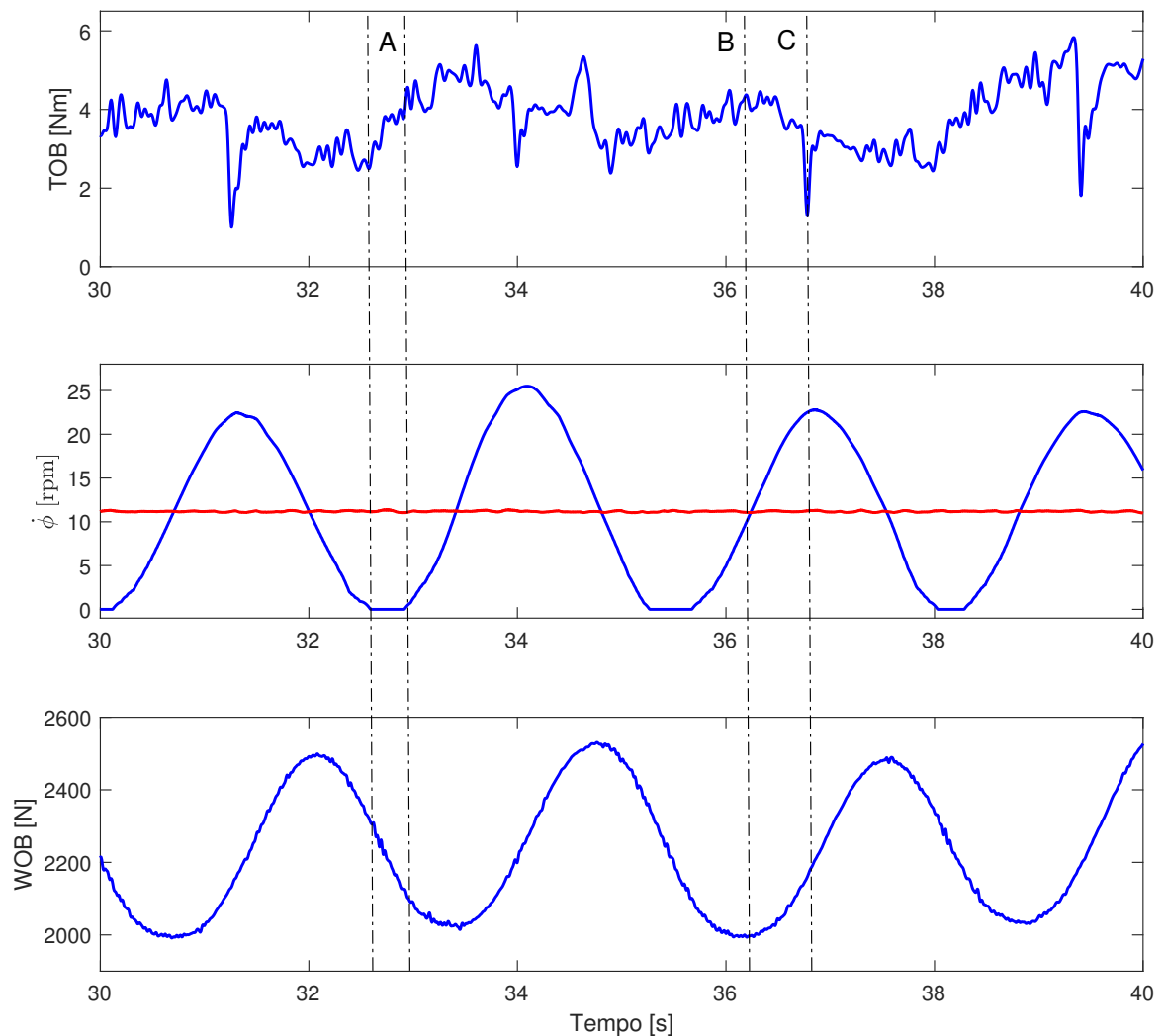


Figura 5.12: Análise do comportamento do TOB e WOB durante o *stick-slip*.

portamento para uma velocidade de rotação de 24 rpm. Como pode ser observado, como consequência da alteração de Ω , um comportamento totalmente diferente é observado, o qual o *stick-slip* não ocorre, caracterizado pelo retrato de fase no formato circular.

Por fim, de modo a investigar a influência do diâmetro do eixo flexível nos comportamentos observados, o mesmo agora é substituído pelo de 15 mm de diâmetro e submetido as mesmas condições a qual o *stick-slip* foi anteriormente observado. Logo, a Fig. 5.14 apresenta o novo comportamento bem como seu retrato de fase. Como esperado, o *stick-slip* também não ocorre, caracterizado pelo retrato de fase análogo ao observado anteriormente e retratado na Fig. 5.13.

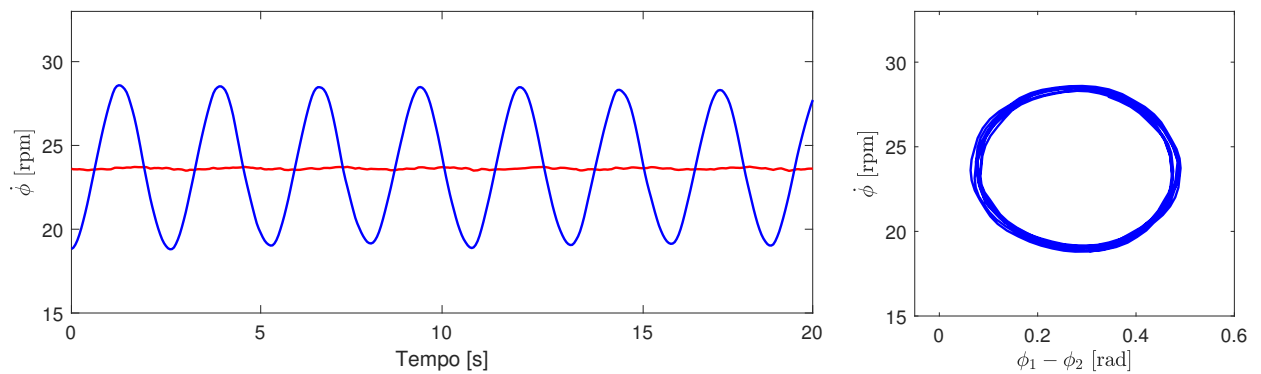


Figura 5.13: Comportamento para a configuração retilínea considerando $WOB = 2,23$ kN e $\Omega = 24$ rpm.

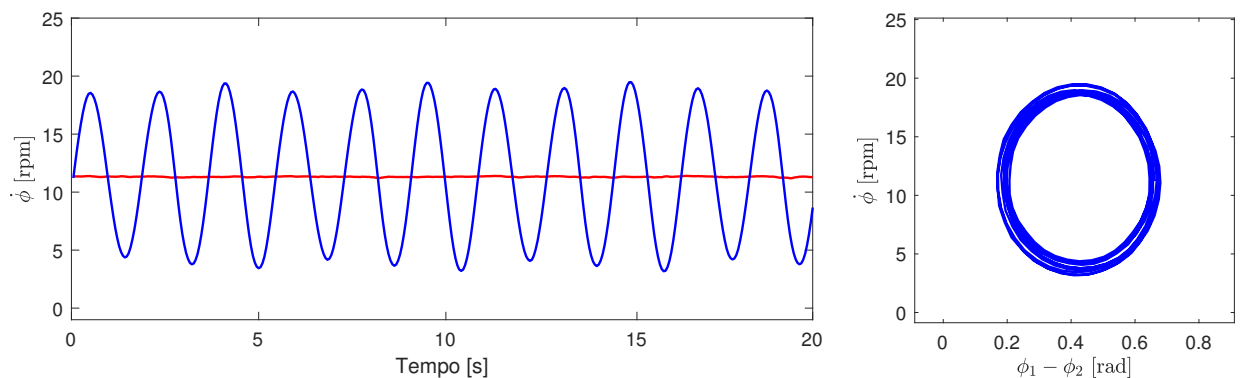


Figura 5.14: Comportamento para a configuração retilínea considerando cabo de 15 mm.

Portanto, os resultados demonstram a sensibilidade dos parâmetros investigados no comportamento do sistema, sendo estes capazes de alterar significativamente a dinâmica do sistema, produzindo diferentes vibrações torcionais e em alguns casos, o *stick-slip*.

5.2.2 Configuração curvilínea

Agora, uma nova configuração é considerada, a ideia é investigar a influência desta no comportamento do sistema, principalmente nas vibrações torcionais. Dessa forma, nesta nova configuração, o eixo flexível é disposto em uma posição curvilínea, simulando situações que ocorrem em perfurações direcionais e/ou horizontais.

Desse modo, para assegurar que os sinais colhidos fossem executados nas mesmas condições, tornando as análises reproduzíveis e confiáveis, a curvatura do eixo flexível foi realizado mediante uma pré-flambagem de 2 polegadas (aproximadamente

5,08 cm) realizada por meio do fuso graduado presente no aparato experimental. Na Fig. 5.9, anteriormente apresentada, a bancada esta disposta na configuração curvilínea, além disso, é possível identificar o fuso utilizado e citado.

Deste modo, fazendo uso da configuração curvilínea, as mesmas condições investigadas e apresentadas na Fig. 5.10 são replicadas. Os novos resultados são apresentados na Fig. 5.15.

De maneira geral, como pode ser observado, o sistema apresenta comportamento distinto dos observados previamente, para a configuração retilínea. Diferente do que foi observado anteriormente, nota-se que de maneira geral, para todas as condições investigadas e apresentadas, as amplitudes das vibrações torcionais são as mesmas, próximas de 15 rpm. Logo, atribui-se este comportamento observado a dinâmica da configuração adotada. Como consequência da curvatura conferida ao eixo flexível, mais energia foi demandada para tensionar o mesmo e fazê-lo capaz de transferir o torque do motor para a broca. Como discutido anteriormente, quando a energia acumulada é suficiente, fazendo que o torque resistivo seja vencido, esta é liberada no formato cinético, fazendo com que a broca saia da inércia. Entretanto, para esta configuração, nota-se que uma parcela dessa permanece armazenada no eixo flexível, fazendo com que uma quantidade menor de energia seja necessária para que o torque resistivo seja vencido no ciclo posterior.

Adicionalmente as vibrações torcionais observados na Fig. 5.15 acordam com o comportamento observado e discutido, apresentando período dois para os casos (a), (b) e (c), concordando com os estágios de descontinuação da inércia e preservação da energia no eixo flexível.

O comportamento observado na Fig. 5.15(d) por outro lado, apresenta um comportamento distinto dos demais. Neste caso, devido ao WOB considerado no sistema bem como a velocidade de rotação atribuída ao motor quando somados, faz com que as vibrações torcionais não assumam período dois. Isto é, nessa situação o eixo flexível faz uso de praticamente toda energia acumulada no cabo, o qual é reabastecida a tempo pelo motor, permitindo que o próximo ciclo ocorra. Isto de maneira geral, faz com que o *stick-slip* não ocorra.

Adicionalmente, buscando investigar e compreender as diferenças pra configuração anterior, parte-se do caso considerado e apresentado Fig. 5.15(d), alterando-se

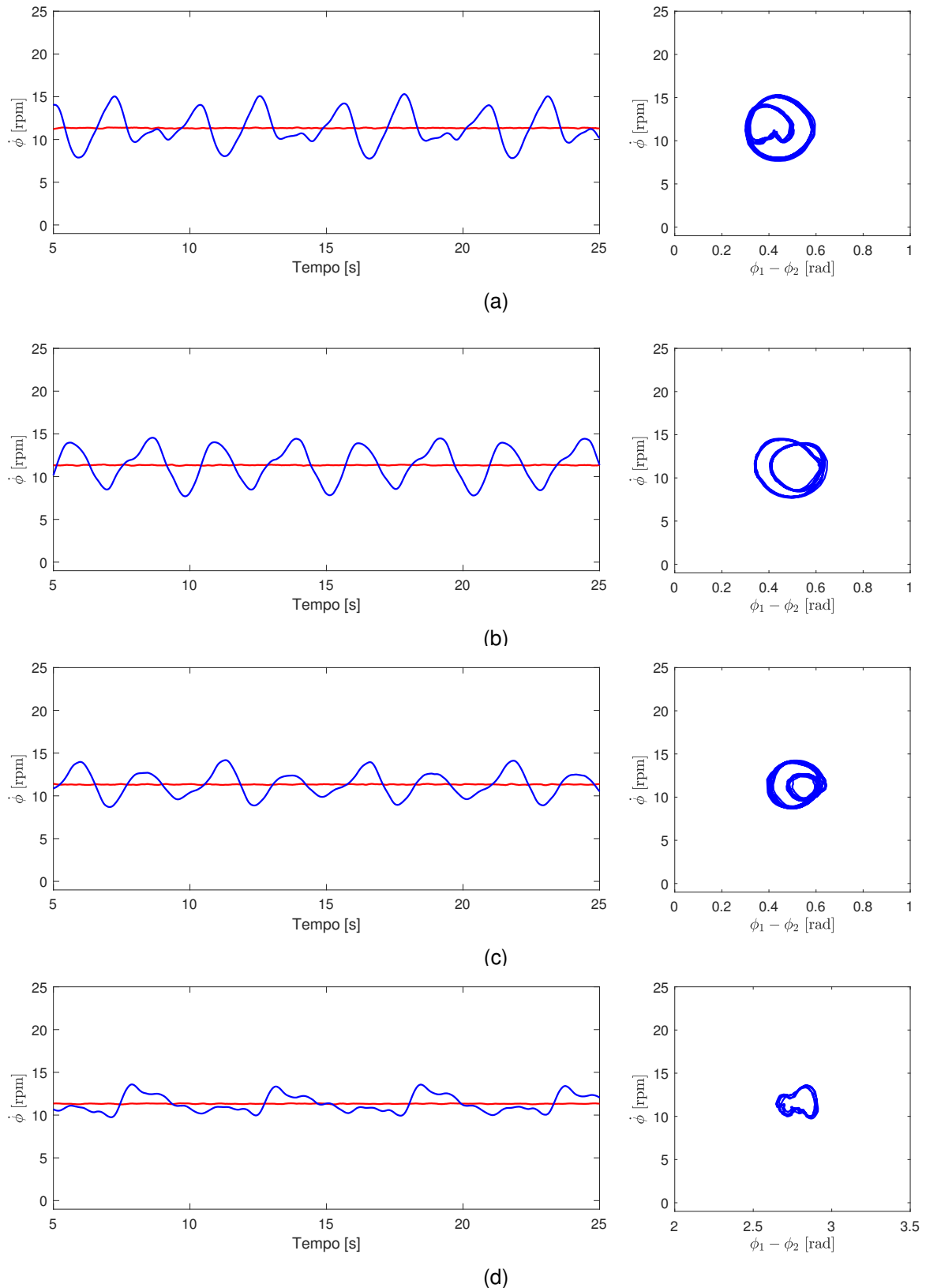


Figura 5.15: Diferentes vibrações torcionais para a configuração curvilínea considerando: (a) 0,77 kN; (b) 1,18 kN; (c) 1,60 kN e (d) 2,23 kN.

levemente Ω de modo a encontrar uma condição onde o *stick-slip* ocorra. Dessa forma, a Fig. 5.16 apresenta o novo comportamento, agora com $\Omega \approx 8,8$ rpm. Auxiliarmente,

esta ainda apresenta a configuração tridimensional em três instantes de interesse, os quais são indicados no diagrama apresentado.

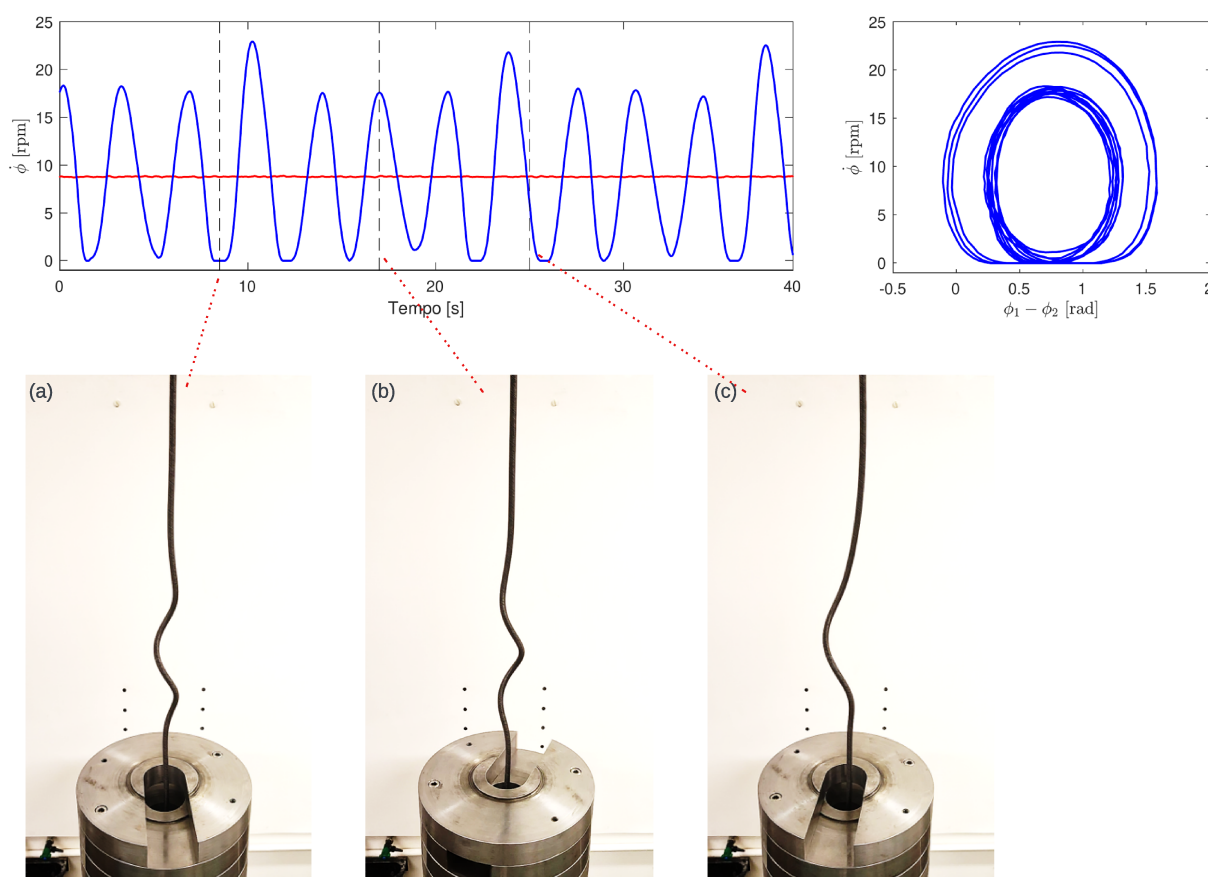


Figura 5.16: Comportamento e quadros de interesse para a configuração curva considerando $WOB = 2,23$ kN e $\Omega \approx 8,8$ rpm.

Como pode ser observado na parte superior da Fig. 5.16, o *stick-slip* de fato ocorreu, entretanto de maneira distinta da observada anteriormente, utilizando da configuração retilínea (Fig. 5.10(d)). Dessa vez, as vibrações torcionais apresentam amplitudes diferentes, estas manifestadas com certa periodicidade, isto é elucidado notoriamente no retrato de fase a direita, novamente podendo ser classificado como período dois. À vista disso, o comportamento condiz com o a dinâmica observada para o sistema, discutida anteriormente.

Adicionalmente, analisando o comportamento exibido, nota-se como a amplitude da vibração é notoriamente maior na região *slip*, isto é, localizada imediatamente após o emperramento da broca, na região *stick*. Este comportamento é diretamente atribuído ao acúmulo de energia armazenada no eixo flexível durante o período em que a broca permaneceu obstruída.

Com o propósito de investigar como o *stick-slip* influencia na configuração do eixo flexível, ao longo de toda aquisição dos dados apresentados, o comportamento do mesmo foi capturado por uma câmera frontal. Dessa forma, alguns instantes são apresentados na Fig. 5.16 mediante utilização de quadros correlacionados aos instantes de tempo correspondentes.

Logo, o primeiro quadro, classificado por (a), corresponde ao regime *stick*. Como consequência da broca emperrada, a energia é armazenada no eixo flexível, a qual, fazendo uso dos mecanismos investigados anteriormente de forma estática, é transferida da torção para as outras direções, fazendo com que o mesmo assuma a configuração helicoidal apresentada.

No regime *slip* por outro lado, apresentado no quadro (b), condiz com um instante situado no clímax da velocidade angular. Como pautado anteriormente, neste instante ainda há energia residual no eixo flexível, mantendo-o na configuração helicoidal apresentada, mesmo que esta seja evidentemente menos rigorosa que a apresentada no instante (a).

Por fim, o torque resistivo introduzido pelo atrito volta a agir no sentido contrário a rotação da broca, e conseqüentemente, da energia liberada no *slip*, dissipando-a. Como decorrência, a velocidade de rotação é gradativamente reduzida. Próximo da região *stick*, a configuração helicoidal é brevemente desfeita, conforme apresentado pelo quadro (c). Quando a rotação da broca é novamente obstruída, o ciclo se reinicia.

Portanto, os resultados apresentados e discutidos são de grande valor, sendo capazes de possibilitar uma investigação, discussão e compreensão experimental acerca dos fenômenos descritos na literatura e anteriormente investigados numericamente. Além disso, de forma geral, estes atestam as observações realizadas numericamente, demonstrando a sensibilidade do sistema dinâmico a modificações em seus parâmetros, como a velocidade de rotação do motor, WOB e diâmetro do eixo flexível.

Capítulo 6

Conclusões e perspectivas futuras

6.1 Conclusões

A presente tese de doutorado teve como objetivo investigar o comportamento dinâmico de colunas de perfuração utilizadas na exploração de petróleo e gás de forma numérica e experimental. Para este propósito, um modelo não linear foi desenvolvido e uma bancada experimental foi projetada, construída e instrumentada. O modelo foi desenvolvido considerando não linearidades de natureza geométricas, necessárias para a representação correta dos inúmeros efeitos complexos que se manifestam no sistema durante operação. A bancada foi estruturada de modo a permitir que diversos cenários e efeitos sejam explorados e investigados.

Por se tratar de uma nova linha de pesquisa para o laboratório, é válido ressaltar que o mesmo não possuía nenhum conhecimento prévio a respeito do assunto. Logo, a primeira etapa do trabalho se concentrou em realizar uma revisão bibliográfica, de modo a compreender as particularidades do tema e quais as estratégias de modelagem são tradicionalmente empregadas, apurando suas virtudes e limitações. Após investigado, o modelo selecionado foi desenvolvido e implementado. Todas as considerações e etapas assumidas foram apresentadas ao longo do capítulo 2. As funções de forma, bem como a ordem atribuída para a construção das matrizes de rigidez não linear foram apresentadas nos apêndices. Salienta-se mais uma vez que este tipo de informação não é facilmente encontrada na literatura.

Na sequência, o capítulo 3 dedica-se a apresentação da bancada experimental desenvolvida, justificando a configuração escolhida e detalhando os componentes e sen-

sores selecionados e empregados, suas disposições e respectivas finalidades. Além disso, a bancada presente na Universidade de Aberdeen também foi brevemente apresentada, esta foi adaptada e explorada na investigação experimental retratada na presente tese.

Mediante diversas análises numéricas, o capítulo 4 se concentra na investigação do modelo desenvolvido. Dessa forma, o primeiro passo foi explorar as principais diferenças quando comparado com um modelo tradicional linear. Adicionalmente, o mesmo foi verificado com a literatura e por meio do software comercial ABAQUS. Posteriormente, com base nas informações colhidas da literatura, uma configuração de referência foi adotada e diversas simulações dinâmicas foram realizadas, demonstrando a competência do modelo em reproduzir efeitos como *stick-slip* e *bit-bounce* além de assumir configurações helicoidais complexas.

Fazendo uso do aparato presente na Universidade de Aberdeen, o capítulo 5 apresentou diversas investigações experimentais. Estas foram de grande valia para o estudo proposto. Em um primeiro momento, a bancada foi adaptada de modo a possibilitar investigações acerca de flambagens helicoidais manifestadas nos eixos flexíveis empregados. Dessa forma, mediante utilização de sensores, eixos flexíveis de diferentes diâmetros e massas adicionais, diversas análises foram exploradas, apurando a influência destes parâmetros no comportamento da flambagem helicoidal. Discos foram posicionados em pontos estratégicos dos eixos empregados, auxiliando assim, nas análises realizadas. Além disso, esta seção conta ainda com uma investigação detalhada dos mecanismos físicos presentes nos eixos e responsáveis para que a flambem helicoidalmente ocorra.

Em um segundo momento, a bancada sofreu novas modificações, tornando-a hábil para realização de análises dinâmicas, com enfoque principalmente nas vibrações torcionais. Nesta etapa, duas configurações distintas foram exploradas em diversas condições ímpares. De forma geral, os resultados demonstram a enorme sensibilidade do sistema a modificações no WOB e na velocidade de rotação imposta pelo motor, sendo estes capazes de alterar substancialmente o comportamento dinâmico do sistema. Quando o *stick-slip* ocorreu, este foi investigado em detalhes, dando enfoque ao comportamento do WOB e do TOB durante o fenômeno. Posteriormente, a configuração curvilínea adotada igualmente trouxe análises valiosas.

Esta configuração, quando comparada com a primeira, apresentou comportamento distinto para o sistema, sendo capaz de modificar sua dinâmica e conseqüentemente, as vibrações torcionais observadas. Além disso, esta permitiu o acompanhamento e compreensão do acoplamento entre distintos mecanismos de vibração, à vista disso, mediante ocorrência do *stick-slip* a manifestação de configurações helicoidais nos eixos flexíveis foi observada. Ademais, conforme as vibrações torcionais alteravam as condições do eixo, os efeitos foram prontamente manifestados e refletidos na configuração helicoidal assumida pelo eixo flexível. À vista das investigações experimentais realizadas, nota-se a semelhança qualitativa entre estas e as simulações numéricas apresentadas, sendo este segundo capaz de apresentar resultados e comportamentos análogos aos observados, o que salienta novamente as competências do modelo não linear desenvolvido.

Portanto, a partir de todo o desenvolvimento, resultados obtidos e discussões realizadas, é possível pautar as principais contribuições da presente tese. Para isso, optou-se em classificar as mesmas a nível institucional e geral. A nível institucional as contribuições são consideráveis. Este trabalho deu início a um novo horizonte de trabalhos nessa linha de pesquisa, contando com o desenvolvimento do modelo não linear complexo o qual foi amplamente explorado e verificado ao longo do presente trabalho. Além disso, a tese contou ainda com o projeto, construção e instrumentação de uma bancada de testes inédita. Ainda que os resultados experimentais aqui explorados não foram colhidos desta, ela se encontra construída e disponível no LMEst.

A nível geral por outro lado, é coerente mencionar alguns pontos. A metodologia adotada na etapa de modelagem, a qual os termos não lineares foram trabalhados de maneira individual, viabilizou a construção das submatrizes não lineares de maneira independente. Esta metodologia por sua vez, permitiu que as influências destas fossem isoladas, investigadas e quantificadas em diversos cenários considerados. Uma análise dessa natureza é inédita na literatura, fornecendo informações valiosas quanto ao modelo desenvolvido. Mediante apuração das mesmas, é possível assimilar o conhecimento físico acerca dos inúmeros termos não lineares complexos, os quais muitas vezes não recebem a devida atenção, permitindo assim, a compreensão e serventia acerca deles em diferentes situações. Este conhecimento possibilita por exemplo, a seleção correta destes na construção de modelos flexíveis eficientes.

Outra virtude do presente trabalho foi o interesse no desenvolvimento do modelo não linear de maneira matricial, seguindo assim os procedimentos tradicionalmente aplicados no método de elementos finitos e que normalmente são negligenciados no desenvolvimento de modelos não lineares pela literatura. Nestes, as não linearidades geométricas normalmente são agrupadas de maneira vetorial no equacionamento do problema, muitas vezes sendo tratadas e agrupadas no formato de perturbações externas, procedimento incoerente com a natureza das não linearidades. Portanto, através da metodologia proposta, além de permitir a reprodução correta do acoplamento torção/flexão pelo modelo, esta ainda proporcionou a inclusão de maneira coerente das condições de contornos assumidas. Por fim, a última contribuição da presente tese e que deve ser ressaltada foi o desenvolvimento e implementação do integrador numérico utilizado. Este, adaptado da literatura para o presente caso, foi capaz de contemplar e processar todas as não lineares presentes no modelo, viabilizando que análises transientes fossem realizadas e investigadas.

6.2 Publicações realizadas

Esta tese de permitiu a realização das seguintes publicações:

MARTINS, LEANDRO; CAVALINI JR, ALDEMIR AP ; STEFFEN JR, VALDER; LARA-MOLINA, FABIAN ANDRES; ÁLVAREZ, RICARDO; OLIVEIRA, LEOPOLDO. Force Estimation Using the Augmented Kalman Filter Algorithm. In: 25th International Congress of Mechanical Engineering, 2019, Uberlândia. **Proceedings of the 25th International Congress of Mechanical Engineering, 2019.**

MARTINS, LEANDRO; CAVALINI JR, ALDEMIR AP; WIERCIGROCH, MARIAN. Stiffness matrix sensitivity approach for slender structures. In: 10th International Conference on Wave Mechanics and Vibrations, 2022, Lisbon. **Proceedings of International Conference on Wave Mechanics and Vibrations - WMVC 2022.**

Dois artigos para periódicos encontram-se em fase de preparação. O primeiro a respeito das inúmeras investigações experimentais realizadas utilizando a bancada experimental da Universidade de Aberdeen e um segundo, explorando a metodolo-

gia de quantificar as não linearidades do sistema e a partir disso, construir modelos flexíveis. Além disso, dois capítulos de livro foram escritos e estes se encontram em processo de edição.

6.3 Perspectivas futuras

Como sugestão para a continuidade do trabalho apresentado nesta tese de doutorado, pode-se elencar:

- Incluir no modelo o efeito de impactos nas paredes do poço, possibilitando a investigação do efeito *whirl*, bem como as consequências destes na dinâmica completa do sistema;
- Atualizar o modelo desenvolvido, tornando-o capaz de representar materiais anisotrópico, e por consequência, reproduzir os comportamentos experimentais colhidos utilizando os eixos flexíveis;
- Realizar atualizações e melhorias na bancada experimental construída com base no contato e experiência adquiridas enquanto utilizando da bancada experimental da Universidade de Aberdeen;
- Desenvolver, mediante utilização do inversor de frequência presente na bancada desenvolvida, controladores capazes de atenuar efeitos negativos como *stick-slip*;
- Aplicação de metodologias de inteligência artificial para criação de ferramentas capazes de auxiliar no atendimento completo acerca dos comportamentos observados no sistema em operação (*Physics-informed neural networks*).

Referências bibliográficas

AARSNES, U. J. F.; SHOR, R. J. Torsional vibrations with bit off bottom: Modeling, characterization and field data validation. **Journal of Petroleum Science and Engineering**, v. 163, p. 712–721, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.petrol.2017.11.024>>.

BATHE, K.-J. **Finite element procedures**. [S.l.]: Klaus-Jurgen Bathe, 2006.

CAVALINI, A. A.; LARA-MOLINA, F. A.; SALES, T. d. P.; KOROISHI, E. H.; STEFFEN, V. Uncertainty analysis of a flexible rotor supported by fluid film bearings. **Latin American Journal of Solids and Structures**, SciELO Brasil, v. 12, n. 8, p. 1487–1504, 2015. Disponível em: <<https://doi.org/10.1590/1679-78251582>>.

CAYRES, B. C.; FONSECA, C. A.; SAMPAIO, G.; WEBER, H. I. Analysis of a drill-string experimental set-up with dry friction-induced torsional vibration. In: SPRINGER. **International Conference on Rotor Dynamics**. 2018. p. 456–469. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/978-3-319-99270-9_33>.

CUNHA, A.; SOIZE, C.; SAMPAIO, R. Computational modeling of the nonlinear stochastic dynamics of horizontal drillstrings. **Computational Mechanics**, Springer, v. 56, p. 849–878, 2015. Disponível em: <<https://link.springer.com/article/10.1007/s00466-015-1206-6>>.

CUNHA, A.; SOIZE, C.; SAMPAIO, R. Robust optimization of horizontal drillstring rate of penetration through a nonlinear stochastic dynamic model. In: **Biennial International Conference on Engineering Vibration (ICoEV-2015)**. [s.n.], 2015. p. 1–11. Disponível em: <<https://hal.science/hal-01169135/>>.

CUNHA JR, A. B. **Modeling and uncertainty quantification in the nonlinear stochastic dynamics of horizontal drillstrings**. Tese (Doutorado) — Pontificia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2015. Disponível em: <<https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-01252441>>.

DEHKORDI, M. K.; OSGUEI, A. T.; KHAMOUSHI, I.; PAVLOVSKAIA, E.; WIERCIGROCH, M. Internal mechanics of anti stick-slip tool. **International Journal of Mechanical Sciences**, Elsevier, v. 221, p. 107188, 2022. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2022.107188>>.

FONSECA, J.; RIBEIRO, P. Beam p-version finite element for geometrically non-linear vibrations in space. **Computer methods in applied mechanics and engineering**, Elsevier, v. 195, n. 9-12, p. 905–924, 2006. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.cma.2005.02.008>>.

FREUDENRICH, C.; STRICKLAND, J. **How Oil Drilling Works**. 2001. Disponível em: <<https://science.howstuffworks.com/environmental/energy/oil-drilling.htm>>.

HALSEY, G.; KYLLINGSTAD, A.; AARRESTAD, T.; LYSNE, D. et al. Drillstring torsional vibrations: Comparison between theory and experiment on a full-scale research drilling rig. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. **SPE Annual Technical Conference and Exhibition**. 1986. Disponível em: <<https://doi.org/10.2118/15564-MS>>.

JUNG, T. J.; JEONG, Y. H.; SHIN, Y. Simulation of directional drilling by dynamic finite element method. **Journal of Mechanical Science and Technology**, Springer, v. 36, n. 7, p. 3239–3250, 2022. Disponível em: <DOI10.1007/s12206-022-0605-9>.

KAPITANIAK, M. **Nonlinear dynamics of drill-strings**. Tese (Doutorado) — University of Aberdeen, 2015. Disponível em: <https://abdn.alma.exlibrisgroup.com/discovery/delivery/44ABE_INST:44ABE_VU1/12152688420005941>.

KAPITANIAK, M.; HAMANEH, V.; WIERCIGROCH, M. Torsional vibrations of helically buckled drill-strings: experiments and fe modelling. In: IOP PUBLISHING. **Journal of Physics: Conference Series**. 2016. v. 721, n. 1, p. 012012. Disponível em: <<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/721/1/012012>>.

KAPITANIAK, M.; HAMANEH, V. V.; CHÁVEZ, J. P.; NANDAKUMAR, K.; WIERCIGROCH, M. Unveiling complexity of drill–string vibrations: Experiments and modelling. **International Journal of Mechanical Sciences**, Elsevier, v. 101, p. 324–337, 2015.

KAPITANIAK, M.; VAZIRI, V.; CHÁVEZ, J. P.; WIERCIGROCH, M. Numerical study of forward and backward whirling of drill-string. **Journal of Computational and Nonlinear Dynamics**, American Society of Mechanical Engineers, v. 12, n. 6, p. 061009, 2017. Disponível em: <<https://doi.org/10.1115/1.4037318>>.

KAPITANIAK, M.; VAZIRI, V.; CHÁVEZ, J. P.; WIERCIGROCH, M. Experimental studies of forward and backward whirls of drill-string. **Mechanical Systems and Signal Processing**, Elsevier, v. 100, p. 454–465, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2017.07.014>>.

KAPITANIAK, M.; VAZIRI, V.; WIERCIGROCH, M. Helical buckling of thin rods: Fe modelling. **MATEC Web of Conferences**, v. 211, p. 1–6, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1051/mateconf/201821102010>>.

KAPITANIAK, M.; VAZIRI, V.; WIERCIGROCH, M. Bifurcation scenarios in helical buckling of slender rods using new fe. **International Journal of Engineering Science**, Elsevier, v. 147, p. 103197, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijengsci.2019.103197>>.

KESSAI, I.; BENAMMAR, S.; DOGHMANE, M. Dynamic failure analysis and lifetime estimation of tool-string in rotary drilling system under torsional-axial coupled vibrations. **Engineering Failure Analysis**, Elsevier, v. 134, p. 106037, 2022. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2022.106037>>.

KING, H. M. **Directional and Horizontal Drilling in Oil and Gas Wells**. 2012. Disponível em: <<https://geology.com/articles/horizontal-drilling>>.

- LI, S.; VAZIRI, V.; KAPITANIAK, M.; MILLETT, J. M.; WIERCIGROCH, M. Application of resonance enhanced drilling to coring. **Journal of Petroleum Science and Engineering**, Elsevier, v. 188, p. 106866, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.petrol.2019.106866>>.
- LIAN, Z.; ZHANG, Q.; LIN, T.; WANG, F. Experimental and numerical study of drill string dynamics in gas drilling of horizontal wells. **Journal of Natural Gas Science and Engineering**, Elsevier, v. 27, p. 1412–1420, 2015. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.jngse.2015.10.005>>.
- LIAO, C.-M.; VLAJIC, N.; KARKI, H.; BALACHANDRAN, B. Parametric studies on drill-string motions. **International Journal of Mechanical Sciences**, Elsevier, v. 54, n. 1, p. 260–268, 2012. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2011.11.005>>.
- LIU, Y.; CHÁVEZ, J. P.; SA, R. D.; WALKER, S. Numerical and experimental studies of stick–slip oscillations in drill-strings. **Nonlinear dynamics**, Springer, v. 90, n. 4, p. 2959–2978, 2017. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/s11071-017-3855-9>>.
- LOBO, D.; RITTO, T.; CASTELLO, D. Stochastic analysis of torsional drill-string vibrations considering the passage from a soft to a harder rock layer. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, Springer, v. 39, n. 6, p. 2341–2349, 2017. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/s40430-017-0800-2>>.
- LU, C.; WU, M.; CHEN, X.; CAO, W.; GAN, C.; SHE, J. Torsional vibration control of drill-string systems with time-varying measurement delays. **Information Sciences**, Elsevier, v. 467, p. 528–548, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ins.2018.07.073>>.
- MACLEAN, J. D.; VAZIRI, V.; APHALE, S. S.; WIERCIGROCH, M. Suppressing stick–slip oscillations in drill-strings by modified integral resonant control. **International Journal of Mechanical Sciences**, Elsevier, v. 228, p. 107425, 2022. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2022.107425>>.
- MORAES, L. P. de; SAVI, M. A. Drill-string vibration analysis considering an axial-torsional-lateral nonsmooth model. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier, v. 438, p. 220–237, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.jsv.2018.08.054>>.
- MOSTAGHIMI, H.; PAGTALUNAN, J. R.; MOON, B.; KIM, S.; PARK, S. S. Dynamic drill-string modeling for acoustic telemetry. **International Journal of Mechanical Sciences**, Elsevier, v. 218, p. 107043, 2022. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2021.107043>>.
- MUKHERJEE, S.; PRATHAP, G. Analysis of shear locking in timoshenko beam elements using the function space approach. **Communications in numerical methods in engineering**, Wiley Online Library, v. 17, n. 6, p. 385–393, 2001. Disponível em: <<https://doi.org/10.1002/cnm.413>>.
- NGUYEN, K.-L.; TRAN, Q.-T.; ANDRIANOELY, M.-A.; MANIN, L.; MENAND, S.; DU-FOUR, R. A rotordynamics model for rotary drillstring with nonlinear interactions in a 3d well. In: SPRINGER. **International Conference on Rotor Dynamics**. 2018. p. 325–339. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/978-3-319-99270-9_23>.

PAVLOVSKAIA, E.; HENDRY, D. C.; WIERCIGROCH, M. Modelling of high frequency vibro-impact drilling. **International Journal of Mechanical Sciences**, Elsevier, v. 91, p. 110–119, 2015. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2013.08.009>>.

PRZEMIENIECKI, J. S. **Theory of matrix structural analysis**. [S.l.]: Courier Corporation, 1985.

QIU, H.; YANG, J.; BUTT, S. Investigation on bit stick-slip vibration with random friction coefficients. **Journal of Petroleum Science and Engineering**, Elsevier, v. 164, p. 127–139, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.petrol.2018.01.037>>.

REAL, F.; LOBO, D.; RITTO, T.; PINTO, F. Experimental analysis of stick-slip in drilling dynamics in a laboratory test-rig. **Journal of Petroleum Science and Engineering**, Elsevier, v. 170, p. 755–762, 2018. Disponível em: <[10.1016/j.petrol.2018.07.008](https://doi.org/10.1016/j.petrol.2018.07.008)>.

REDDY, J.; MAHAFFEY, P. Generalized beam theories accounting for von kármán nonlinear strains with application to buckling. **Journal of Coupled Systems and Multiscale Dynamics**, American Scientific Publishers, v. 1, n. 1, p. 120–134, 2013. Disponível em: <<https://doi.org/10.1166/jcsmd.2013.1006>>.

REDDY, J. N. **An Introduction to Nonlinear Finite Element Analysis: with applications to heat transfer, fluid mechanics, and solid mechanics**. [S.l.]: OUP Oxford, 2014.

REN, F.; WANG, B.; CHEN, S. Nonlinear modeling and qualitative analysis of coupled vibrations in a drill string. **International Journal of Bifurcation and Chaos**, World Scientific, v. 28, n. 10, p. 1850119, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1142/S0218127418501195>>.

REN, F.; WANG, B.; ZHAO, L.; ZHU, A. Experimental investigation and analysis of dynamic buckling of drill string in horizontal well. **Shock and Vibration**, Hindawi, v. 2017, 2017. Disponível em: <<https://doi.org/10.1155/2017/1658435>>.

RITTO, T. **Numerical analysis of the nonlinear dynamics of a drill-string with uncertainty modeling**. Tese (Doutorado) — Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2010. Disponível em: <<https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00600902/>>.

RITTO, T.; SAMPAIO, R. Measuring the efficiency of vertical drill-strings: a vibration perspective. **Mechanics Research Communications**, Elsevier, v. 52, p. 32–39, 2013. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.mechrescom.2013.06.003>>.

RITTO, T. G.; GHANDCHI-TEHRANI, M. Active control of stick-slip torsional vibrations in drill-strings. **Journal of Vibration and Control**, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 25, n. 1, p. 194–202, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1177/1077546318774240>>.

SILVA, R. S.; RITTO, T. G.; SAVI, M. A. Shape memory alloy couplers applied for torsional vibration attenuation of drill-string systems. **Journal of Petroleum Science and Engineering**, Elsevier, v. 202, p. 108546, 2021. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.petrol.2021.108546>>.

SILVEIRA, M. **A comprehensive model of drill-string dynamics using Cosserat rod theory**. Tese (Doutorado) — University of Aberdeen, 2011. Disponível em: <https://abdn.alma.exlibrisgroup.com/discovery/delivery/44ABE_INST:44ABE_VU1/12153025280005941>.

SPANOS, P. D.; CHEVALLIER, A.; POLITIS, N. P.; PAYNE, M. L. Oil and gas well drilling: a vibrations perspective. **The Shock and Vibration Digest**, Sage, v. 35, n. 2, p. 85–103, 2003. Disponível em: <10.1177/0583102403035002564>.

STOYKOV, S.; RIBEIRO, P. Nonlinear forced vibrations and static deformations of 3d beams with rectangular cross section: the influence of warping, shear deformation and longitudinal displacements. **International Journal of Mechanical Sciences**, Elsevier, v. 52, n. 11, p. 1505–1521, 2010. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2010.06.011>>.

STROGATZ, S. H. **Nonlinear dynamics and chaos with student solutions manual: With applications to physics, biology, chemistry, and engineering**. [S.l.]: CRC press, 2018.

TANG, L.; ZHU, X.; QIAN, X.; SHI, C. Effects of weight on bit on torsional stick-slip vibration of oilwell drill string. **Journal of Mechanical Science and Technology**, Springer, v. 31, n. 10, p. 4589–4597, 2017. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/s12206-017-0905-7>>.

TASHAKORI, S.; VOSSOUGH, G.; ZOHOOR, H.; WOUW, N. van de. Prediction-based control for mitigation of axial-torsional vibrations in a distributed drill-string system. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, IEEE, v. 30, n. 1, p. 277–293, 2021. Disponível em: <10.1109/TCST.2021.3065669>.

TRAN, Q.-T.; NGUYEN, K.-L.; MANIN, L.; ANDRIANOELY, M.-A.; DUFOUR, R.; MAH-JOUB, M.; MENAND, S. Nonlinear dynamics of directional drilling with fluid and borehole interactions. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier, v. 462, p. 114924, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.jsv.2019.114924>>.

VAZIRI, S. V. **Dynamics and control of nonlinear engineering systems**. Tese (Doutorado) — University of Aberdeen, 2015. Disponível em: <https://abdn.alma.exlibrisgroup.com/discovery/delivery/44ABE_INST:44ABE_VU1/12152962150005941>.

VAZIRI, V.; KAPITANIAK, M.; WIERCIGROCH, M. Suppression of drill-string stick-slip vibration by sliding mode control: Numerical and experimental studies. **European Journal of Applied Mathematics**, Cambridge University Press, p. 1–21, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1017/S0956792518000232>>.

WARREN, T. M. et al. Drilling model for soft-formation bits. **Journal of Petroleum Technology**, Society of Petroleum Engineers, v. 33, n. 06, p. 963–970, 1981. Disponível em: <<https://doi.org/10.2118/8438-PA>>.

WIERCIGROCH, M.; KAPITANIAK, M.; VAZIRI, V.; NANDAKUMAR, K. Complex dynamics of drill-strings: Theory and experiments. In: **MATEC Web of Conferences**. [s.n.], 2018. Disponível em: <10.1051/mateconf/201821101002>.

WIERCIGROCH, M.; NANDAKUMAR, K.; PEI, L.; KAPITANIAK, M.; VAZIRI, V. State dependent delayed drill-string vibration: Theory, experiments and new model. **Procedia IUTAM**, Elsevier, v. 22, p. 39–50, 2017. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.piutam.2017.08.007>>.

XIE, D.; HUANG, Z.; MA, Y.; VAZIRI, V.; KAPITANIAK, M.; WIERCIGROCH, M. Nonlinear dynamics of lump mass model of drill-string in horizontal well. **International Journal of Mechanical Sciences**, Elsevier, p. 105450, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2020.105450>>.

ZHU, X.; LIU, W. The effects of drill string impacts on wellbore stability. **Journal of Petroleum Science and Engineering**, Elsevier, v. 109, p. 217–229, 2013. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.petrol.2013.08.004>>.

Apêndice A

Este apêndice apresenta o processo de derivação da energia de deformação para o elemento proposto. Uma vez que a manipulação dessas expressões de forma manual é uma tarefa exaustiva e certamente sujeita a erros, esta foi realizado com auxílio do software de manipulação algébrica Maple®.

Assim, conforme apresentado anteriormente, a energia de deformação é descrita por meio das Eqs. (A.1) e (A.2) :

$$\begin{aligned} U_{xx} = & \frac{E I}{2} \int_{x=0}^L \left(\frac{1}{2} w'^2 + \frac{1}{2} v'^2 + \frac{3}{2} u'^2 + 3u' \right) (v''^2 + w''^2) dx \\ & + \frac{E A}{2} \int_{x=0}^L u'^2 \left(\frac{1}{2} v'^2 + \frac{1}{2} w'^2 \right) dx \\ & + \frac{E A}{2} \int_{x=0}^L \left(u'(w'^2 + v'^2) + u^3 + \frac{1}{2} v'^2 w'^2 + \frac{1}{4} w'^4 + \frac{1}{4} v'^4 + \frac{1}{4} u'^4 \right) dx \end{aligned} \quad (\text{A.1})$$

e,

$$\begin{aligned} U_{xy} + U_{xz} = & \frac{G I}{2} \int_{x=0}^L (2v''\theta'_x w' + \theta_z'^2 (w'^2 + v'^2) - 2w''\theta'_x v' + \theta_y'^2 (w'^2 + v'^2)) dx \\ & + \frac{G A}{2} \int_{x=0}^L (u'^2 (w'^2 + v'^2)) dx \end{aligned} \quad (\text{A.2})$$

Contudo, pra que as equações se sintetizem conforme apresentado pela Eq. (2.32), alguns passos são necessários. Uma vez que estes não são encontrados na literatura com facilidade, a seguir um breve esclarecimento de como estes foram manipulados é apresentado.

Primeiramente é necessário substituir o campo de deslocamento, definidos pelas Eqs. (2.7), nas parcelas de deformações consideradas, apresentadas pelas Eqs. (2.19). Assim, adotando por simplicidade de notação $\partial/\partial x = '$, tem-se:

$$\varepsilon_{xx} = u' - w''z - v''y - u'w''z - u'v''y + \frac{1}{2}w''^2z^2 + \frac{1}{2}v''^2y^2 + \frac{1}{2}u'^2 + \frac{1}{2}w'^2 + \frac{1}{2}v'^2 \quad (\text{A.3a})$$

$$\varepsilon_{xy} = -z\theta'_x - v'u' + v'w''z + v'v''y + \theta_x w' \quad (\text{A.3b})$$

$$\varepsilon_{zx} = y\theta'_x - w'u' + w'w''z + w'v''y - \theta_x v' \quad (\text{A.3c})$$

É conveniente destacar que os termos apresentados nas Eqs. (A.3) que apresentam um deslocamento desacompanhado resultam na matriz de rigidez linear, apresentada pela Eq. (2.27).

Para efetuar o cálculo da energia de deformação é necessário a integração volumétrica do elemento (ver Eq. (2.13)) e posteriormente, aplicando-se princípio de Hamilton, deriva-se esta energia com relação as coordenadas generalizadas, nessa situação, o vetor de graus de liberdade elementar, resultando assim, nas matrizes de rigidez do elemento.

Assim, partindo de um dos termos de deformação apresentados na Eq. (A.1), tem-se:

$$U_1 = \frac{1}{2} \int_V E \varepsilon_{xx}^2 dV = \frac{EA}{2} \int_{x=0}^L u'^3 dx \quad (\text{A.4})$$

Conforme MEF, tem-se:

$$u' = [N'_u(x)]\{q^e\} \quad (\text{A.5})$$

portanto, é possível reescrever o termo A.4 da seguinte forma:

$$U_1 = \frac{EA}{2} \int_{x=0}^L \{q^e\}^T \frac{d[N_u(x)]^T}{dx} \frac{d[N_u(x)]}{dx} \{q^e\} (u') dx \quad (\text{A.6})$$

onde $[N_u(x)]$ denota a função de forma de $u(x)$, apresentada no Apêndice B enquanto $\{q^e\}$ o vetor de graus de liberdade.

Partindo de A.6, substitui-se e multiplica-se as funções de forma, e posteriormente multiplica-se também o polinômio originado de u' no resultado obtido. Na sequência, integra-se a matriz resultante ao longo do comprimento do elemento. Seguindo o procedimento descrito, a matriz apresentada na Eq. (A.7) é obtida :

$$U_1 = \frac{EA}{2} \{q^e\}^T \begin{bmatrix} -\frac{u_1-u_2}{L^2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{u_1-u_2}{L^2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{u_1-u_2}{L^2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{u_1-u_2}{L^2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \{q^e\} \quad (\text{A.7})$$

Deste modo, lembrando que $\{q^e\} = \{u_1, v_1, w_1, \theta_{x1}, \theta_{y1}, \theta_{z1}, u_2, v_2, w_2, \theta_{x2}, \theta_{y2}, \theta_{z2}\}^T$, do princípio de Hamilton, tem-se:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial U}{\partial u_1} \\ \frac{\partial U}{\partial v_1} \\ \vdots \\ \frac{\partial U}{\partial \theta_{z2}} \end{bmatrix} = [K(q^e)] \{q^e\} \quad (\text{A.8})$$

Portanto, da expressão descrita em A.7 é reescrita no seguinte formato:

$$U_1 = \frac{1}{2} \{q^e\}^T [K(q^e)] \{q^e\} \quad (\text{A.9})$$

É notório que o termo selecionado resulta em uma matriz não linear relativamente simples, propositalmente escolhido devido a sua facilidade de apresentação. Desta maneira, reproduzindo o mesmo procedimento para os demais termos das Eqs. (A.2) e (A.1), a matriz de rigidez não linear completa ($[K(q^e)]$) é obtida. À vista disso, as

componentes de $[K(q^e)]$ são apresentados de modo simplificado a seguir, evidenciando a ordem atribuída para a multiplicação das funções de forma.

ε_{xx} - EA

$$\begin{aligned}
 [K_1] &= \frac{EA}{2} \int_{x=0}^L [N'_u]^T [N'_v] v' dx \\
 [K_2] &= \frac{EA}{2} \int_{x=0}^L [N'_u]^T [N'_w] w' dx \\
 [K_3] &= EA \int_{x=0}^L [N'_u]^T [N'_u] u' dx \\
 [K_4] &= \frac{EA}{2} \int_{x=0}^L \left(\frac{1}{2} [N'_v]^T [N'_v] (w')^2 + \frac{1}{2} [N'_w]^T [N'_w] (v')^2 \right) dx \\
 [K_5] &= \frac{EA}{4} \int_{x=0}^L [N'_w]^T [N'_w] (w')^2 dx \\
 [K_6] &= \frac{EA}{4} \int_{x=0}^L [N'_v]^T [N'_v] (v')^2 dx \\
 [K_7] &= \frac{EA}{4} \int_{x=0}^L [N'_u]^T [N'_u] (u')^2 dx \\
 [K_8] &= \frac{EA}{2} \int_{x=0}^L \left(\frac{1}{2} [N'_u]^T [N'_u] (v')^2 + \frac{1}{2} [N'_v]^T [N'_v] (u')^2 \right) dx \\
 [K_9] &= \frac{EA}{2} \int_{x=0}^L \left(\frac{1}{2} [N'_u]^T [N'_u] (w')^2 + \frac{1}{2} [N'_w]^T [N'_w] (u')^2 \right) dx
 \end{aligned}$$

ε_{xx} - EI

$$\begin{aligned}
 [K_{10}] &= \frac{EI}{2} \int_{x=0}^L \left(\frac{1}{2} [N'_w]^T [N'_w] (w'')^2 + \frac{1}{2} [N''_w]^T [N''_w] (w')^2 \right) dx \\
 [K_{11}] &= \frac{EI}{2} \int_{x=0}^L \left(\frac{1}{2} [N'_v]^T [N'_v] (w'')^2 + \frac{1}{2} [N''_w]^T [N''_w] (v')^2 \right) dx \\
 [K_{12}] &= \frac{3EI}{2} \int_{x=0}^L \left(\frac{1}{2} [N'_u]^T [N'_u] (w'')^2 + \frac{1}{2} [N''_w]^T [N''_w] (u')^2 \right) dx \\
 [K_{13}] &= \frac{3EI}{2} \int_{x=0}^L [N'_u]^T [N''_w] w'' dx \\
 [K_{14}] &= \frac{EI}{2} \int_{x=0}^L \left(\frac{1}{2} [N'_w]^T [N'_w] (v'')^2 + \frac{1}{2} [N''_v]^T [N''_v] (w')^2 \right) dx \\
 [K_{15}] &= \frac{EI}{2} \int_{x=0}^L \left(\frac{1}{2} [N'_v]^T [N'_v] (v'')^2 + \frac{1}{2} [N''_v]^T [N''_v] (v')^2 \right) dx \\
 [K_{16}] &= \frac{3EI}{2} \int_{x=0}^L \left(\frac{1}{2} [N'_u]^T [N'_u] (v'')^2 + \frac{1}{2} [N''_v]^T [N''_v] (u')^2 \right) dx \\
 [K_{17}] &= \frac{3EI}{2} \int_{x=0}^L [N'_u]^T [N''_v] v'' dx
 \end{aligned}$$

γ_{xy}

$$[K_{18}] = GI \int_{x=0}^L \left(\frac{1}{2} [N_w'']^T [N_w''] (v')^2 + \frac{1}{2} [N_v']^T [N_v'] (w'')^2 \right) dx$$

$$[K_{19}] = -GI \int_{x=0}^L [N_w'']^T [N_v'] \theta'_x dx$$

$$[K_{20}] = GI \int_{x=0}^L \left(\frac{1}{2} [N_v'']^T [N_v''] (v')^2 + \frac{1}{2} [N_v']^T [N_v'] (v'')^2 \right) dx$$

$$[K_{21}] = GA \int_{x=0}^L \left(\frac{1}{2} [N_u']^T [N_u'] (v')^2 + \frac{1}{2} [N_v']^T [N_v'] (u')^2 \right) dx$$

 γ_{zx}

$$[K_{22}] = GI \int_{x=0}^L \left(\frac{1}{2} [N_v'']^T [N_v''] (w')^2 + \frac{1}{2} [N_w']^T [N_w'] (v'')^2 \right) dx$$

$$[K_{23}] = GI \int_{x=0}^L [N_v'']^T [N_w'] \theta'_x dx$$

$$[K_{24}] = GI \int_{x=0}^L \left(\frac{1}{2} [N_w'']^T [N_w''] (w')^2 + \frac{1}{2} [N_w']^T [N_w'] (w'')^2 \right) dx$$

$$[K_{25}] = GA \int_{x=0}^L \left(\frac{1}{2} [N_u']^T [N_u'] (w')^2 + \frac{1}{2} [N_w']^T [N_w'] (u')^2 \right) dx$$

Conforme pode ser observado pelas componentes dos termos apresentados, os termos $[K_1]$, $[K_2]$, $[K_{13}]$, $[K_{17}]$, $[K_{19}]$ e $[K_{23}]$ são linearmente dependentes de $\{q^e\}$, enquanto os demais possuem dependência quadrática. Em vista disso, de modo a garantir a simetria da matriz resultante (coerente com a isometria assumida para o modelo), um procedimento adicional é necessário, o qual é apresentado a seguir.

$$[K(q^e)] = ([K2(q^e)] + [K2(q^e)]^T) + [K4(q^e)] \quad (\text{A.10})$$

onde $[K2(q^e)]$ denota os termos linearmente dependentes de $\{q^e\}$, enquanto $[K4(q^e)]$ possui dependência quadrática de $\{q^e\}$.

Obtenção das Matrizes Tangente

Conforme apresentado, para aplicar o método de solução adotado, é necessário que o procedimento apresentado por Reddy (2014) seja realizado. Este é descrito a

seguir:

$$\frac{\partial ([K^e(q)]\{q^e\})}{\partial q^e} = [T^e]_{i,j}' = \sum_{m=1}^N \frac{\partial [K^e(q)]_{i,m}}{\partial q_j^e} q_m^e + [K^e(q)]_{i,j} \quad (\text{A.11})$$

Uma vez que o termo resultante de $[K^e(q)]\{q^e\}$ se trata de um vetor, sua derivada se trata de uma matriz. À vista disso, a resultante deste procedimento é referida na literatura como matriz tangente.

Em virtude do procedimento apresentado pela Eq. (A.11) não ser de compreensão imediata, esta seção tem como objetivo apresentar um pseudocódigo visando facilitar a entendimento, implementação e obtenção das mesmas.

Início

Variáveis: K, q;

[lin, col] = tamanho(K);

[dim] = tamanho(q);

Para i de 1 até lin, faça:

 Para j de 1 até col, faça:

 Para m de 1 até dim, faça:

 T(i,j) = T(i,j) + diff(K(i,m),q(j)) * q(m)

 fim Para

 T(i,j) = T(i,j) + K(i,j);

 fim Para

fim Para

Fim

Outra opção encontrada e que pode ser utilizada para verificar o procedimento realizado é mediante comando disponibilidade pelo software Matlab® '*jacobian*'.

Apêndice B

Este apêndice apresenta as funções de forma empregadas na construção do modelo em elementos finitos utilizado no presente trabalho. Como descrito, o elemento considerado possui dois nós, cada qual com seis graus de liberdade.

A parametrização do elemento é feita mediante um sistema de coordenadas local $\xi = x/l_e$. Logo, $\xi = 0$ corresponde ao nó da esquerda, enquanto $\xi = 1$ está associado ao nó da direita.

Como discutido, diferentes funções de forma são empregadas para aproximar os diferentes graus de liberdade. Assim, para o deslocamento axial bem como a torção da viga, utiliza-se funções de forma linear:

$$N_u = [(1 - \xi) \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ \xi \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0] \quad (\text{B.1})$$

$$N_{\theta_x} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ (1 - \xi) \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ \xi] \quad (\text{B.2})$$

por outro lado, os deslocamentos laterais são aproximados da seguinte maneira:

$$N_v = [0 \ H_1 \ -H_2 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ H_3 \ -H_4 \ 0 \ 0 \ 0] \quad (\text{B.3})$$

$$N_w = [0 \ 0 \ 0 \ H_1 \ H_2 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ H_3 \ H_4 \ 0] \quad (\text{B.4})$$

onde H representa os seguintes polinômios cúbicos:

$$\begin{aligned}
H_1 &= \frac{1}{1+\varphi}(1 - 3\xi^2 + 2\xi^3 + \varphi(1 - \xi)) \\
H_2 &= \frac{l_e}{1+\varphi}(-\xi + 2\xi^2 - \xi^3 + \frac{\varphi}{2}(\xi - \xi^2)) \\
H_3 &= \frac{1}{1+\varphi}(3\xi^2 - 2\xi^3 + \varphi\xi) \\
H_4 &= \frac{l_e}{1+\varphi}(\xi^2 - \xi^3 + \frac{\varphi}{2}(\xi - \xi^2))
\end{aligned}$$

Por fim, tem-se as rotações laterais:

$$N_{\theta_y} = [0 \ 0 \ 0 \ P_1 \ P_2 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ P_3 \ P_4 \ 0] \quad (\text{B.5})$$

$$N_{\theta_w} = [0 \ -P_1 \ P_2 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ -P_3 \ P_4 \ 0 \ 0 \ 0] \quad (\text{B.6})$$

onde P representa os seguintes polinômios quadráticos:

$$\begin{aligned}
P_1 &= \frac{1}{(1+\varphi)l_e}(6\xi - 6\xi^2) \\
P_2 &= \frac{1}{(1+\varphi)}(1 - 4\xi + 3\xi^2 + \varphi(1 - \xi)) \\
P_3 &= \frac{1}{(1+\varphi)l_e}(-6\xi + 6\xi^2) \\
P_4 &= \frac{1}{(1+\varphi)}(-2\xi + 3\xi^2 + \varphi\xi)
\end{aligned}$$

onde o coeficiente de deformação por cisalhamento é dado por:

$$\varphi = \frac{12 E I_4}{k_s G A L^2} \quad (\text{B.7})$$

No contexto da análise dinâmica de estruturas usando elementos finitos, Reddy e Mahaffey (2013) sugerem adotar $\varphi = 0$. Portanto, esta sugestão foi atendida em todas as análises relatadas nesta tese.