

COLEÇÃO
DESAFIOS
DAS
ENGENHARIAS:

ENGENHARIA MECÂNICA



HENRIQUE AJUZ HOLZMANN
JOÃO DALLAMUTA
(ORGANIZADORES)

Atena
Editora
Ano 2021

COLEÇÃO
DESAFIOS
DAS
ENGENHARIAS:

ENGENHARIA MECÂNICA



HENRIQUE AJUZ HOLZMANN
JOÃO DALLAMUTA
(ORGANIZADORES)

Atena
Editora
Ano 2021

Editora chefe

Profª Drª Antonella Carvalho de Oliveira

Assistentes editoriais

Natalia Oliveira

Flávia Roberta Barão

Bibliotecária

Janaina Ramos

Projeto gráfico

Natália Sandrini de Azevedo

Camila Alves de Cremo

Luiza Alves Batista

Maria Alice Pinheiro

Imagens da capa

iStock

Edição de arte

Luiza Alves Batista

Revisão

Os autores

2021 by Atena Editora

Copyright © Atena Editora

Copyright do Texto © 2021 Os autores

Copyright da Edição © 2021 Atena Editora

Direitos para esta edição cedidos à Atena Editora pelos autores.

Open access publication by Atena Editora



Todo o conteúdo deste livro está licenciado sob uma Licença de Atribuição Creative Commons. Atribuição-Não-Comercial-NãoDerivativos 4.0 Internacional (CC BY-NC-ND 4.0).

O conteúdo dos artigos e seus dados em sua forma, correção e confiabilidade são de responsabilidade exclusiva dos autores, inclusive não representam necessariamente a posição oficial da Atena Editora. Permitido o *download* da obra e o compartilhamento desde que sejam atribuídos créditos aos autores, mas sem a possibilidade de alterá-la de nenhuma forma ou utilizá-la para fins comerciais.

Todos os manuscritos foram previamente submetidos à avaliação cega pelos pares, membros do Conselho Editorial desta Editora, tendo sido aprovados para a publicação com base em critérios de neutralidade e imparcialidade acadêmica.

A Atena Editora é comprometida em garantir a integridade editorial em todas as etapas do processo de publicação, evitando plágio, dados ou resultados fraudulentos e impedindo que interesses financeiros comprometam os padrões éticos da publicação. Situações suspeitas de má conduta científica serão investigadas sob o mais alto padrão de rigor acadêmico e ético.

Conselho Editorial

Ciências Humanas e Sociais Aplicadas

Prof. Dr. Alexandre Jose Schumacher – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Paraná

Prof. Dr. Américo Junior Nunes da Silva – Universidade do Estado da Bahia

Profª Drª Andréa Cristina Marques de Araújo – Universidade Fernando Pessoa

Prof. Dr. Antonio Carlos Frasson – Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Prof. Dr. Antonio Gasparetto Júnior – Instituto Federal do Sudeste de Minas Gerais

Prof. Dr. Antonio Isidro-Filho – Universidade de Brasília

Prof. Dr. Arnaldo Oliveira Souza Júnior – Universidade Federal do Piauí
Prof. Dr. Carlos Antonio de Souza Moraes – Universidade Federal Fluminense
Prof. Dr. Crisóstomo Lima do Nascimento – Universidade Federal Fluminense
Profª Drª Cristina Gaio – Universidade de Lisboa
Prof. Dr. Daniel Richard Sant'Ana – Universidade de Brasília
Prof. Dr. Deyvison de Lima Oliveira – Universidade Federal de Rondônia
Profª Drª Dilma Antunes Silva – Universidade Federal de São Paulo
Prof. Dr. Edvaldo Antunes de Farias – Universidade Estácio de Sá
Prof. Dr. Elson Ferreira Costa – Universidade do Estado do Pará
Prof. Dr. Eloi Martins Senhora – Universidade Federal de Roraima
Prof. Dr. Gustavo Henrique Cepolini Ferreira – Universidade Estadual de Montes Claros
Prof. Dr. Humberto Costa – Universidade Federal do Paraná
Profª Drª Ivone Goulart Lopes – Istituto Internazionale delle Figlie de Maria Ausiliatrice
Prof. Dr. Jadson Correia de Oliveira – Universidade Católica do Salvador
Prof. Dr. José Luis Montesillo-Cedillo – Universidad Autónoma del Estado de México
Prof. Dr. Julio Candido de Meirelles Junior – Universidade Federal Fluminense
Profª Drª Lina Maria Gonçalves – Universidade Federal do Tocantins
Prof. Dr. Luis Ricardo Fernandes da Costa – Universidade Estadual de Montes Claros
Profª Drª Natiéli Piovesan – Instituto Federal do Rio Grande do Norte
Prof. Dr. Marcelo Pereira da Silva – Pontifícia Universidade Católica de Campinas
Profª Drª Maria Luzia da Silva Santana – Universidade Federal de Mato Grosso do Sul
Prof. Dr. Miguel Rodrigues Netto – Universidade do Estado de Mato Grosso
Prof. Dr. Pablo Ricardo de Lima Falcão – Universidade de Pernambuco
Profª Drª Paola Andressa Scortegagna – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Profª Drª Rita de Cássia da Silva Oliveira – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Prof. Dr. Rui Maia Diamantino – Universidade Salvador
Prof. Dr. Saulo Cerqueira de Aguiar Soares – Universidade Federal do Piauí
Prof. Dr. Urandi João Rodrigues Junior – Universidade Federal do Oeste do Pará
Profª Drª Vanessa Bordin Viera – Universidade Federal de Campina Grande
Profª Drª Vanessa Ribeiro Simon Cavalcanti – Universidade Católica do Salvador
Prof. Dr. William Cleber Domingues Silva – Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro
Prof. Dr. Willian Douglas Guilherme – Universidade Federal do Tocantins

Ciências Agrárias e Multidisciplinar

Prof. Dr. Alexandre Igor Azevedo Pereira – Instituto Federal Goiano
Prof. Dr. Arinaldo Pereira da Silva – Universidade Federal do Sul e Sudeste do Pará
Prof. Dr. Antonio Pasqualetto – Pontifícia Universidade Católica de Goiás
Profª Drª Carla Cristina Bauermann Brasil – Universidade Federal de Santa Maria
Prof. Dr. Cleberton Correia Santos – Universidade Federal da Grande Dourados
Profª Drª Diocléa Almeida Seabra Silva – Universidade Federal Rural da Amazônia
Prof. Dr. Écio Souza Diniz – Universidade Federal de Viçosa
Prof. Dr. Fábio Steiner – Universidade Estadual de Mato Grosso do Sul
Prof. Dr. Fágner Cavalcante Patrocínio dos Santos – Universidade Federal do Ceará
Profª Drª Girlene Santos de Souza – Universidade Federal do Recôncavo da Bahia
Prof. Dr. Jael Soares Batista – Universidade Federal Rural do Semi-Árido
Prof. Dr. Jayme Augusto Peres – Universidade Estadual do Centro-Oeste
Prof. Dr. Júlio César Ribeiro – Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro
Profª Drª Lina Raquel Santos Araújo – Universidade Estadual do Ceará
Prof. Dr. Pedro Manuel Villa – Universidade Federal de Viçosa
Profª Drª Raissa Rachel Salustriano da Silva Matos – Universidade Federal do Maranhão
Prof. Dr. Ronilson Freitas de Souza – Universidade do Estado do Pará
Profª Drª Talita de Santos Matos – Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro

Prof. Dr. Tiago da Silva Teófilo – Universidade Federal Rural do Semi-Árido
Prof. Dr. Valdemar Antonio Paffaro Junior – Universidade Federal de Alfenas

Ciências Biológicas e da Saúde

Prof. Dr. André Ribeiro da Silva – Universidade de Brasília
Profª Drª Anelise Levay Murari – Universidade Federal de Pelotas
Prof. Dr. Benedito Rodrigues da Silva Neto – Universidade Federal de Goiás
Profª Drª Daniela Reis Joaquim de Freitas – Universidade Federal do Piauí
Profª Drª Débora Luana Ribeiro Pessoa – Universidade Federal do Maranhão
Prof. Dr. Douglas Siqueira de Almeida Chaves – Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro
Prof. Dr. Edson da Silva – Universidade Federal dos Vales do Jequitinhonha e Mucuri
Profª Drª Elizabeth Cordeiro Fernandes – Faculdade Integrada Medicina
Profª Drª Eleuza Rodrigues Machado – Faculdade Anhanguera de Brasília
Profª Drª Elane Schwinden Prudêncio – Universidade Federal de Santa Catarina
Profª Drª Eysler Gonçalves Maia Brasil – Universidade da Integração Internacional da Lusofonia Afro-Brasileira
Prof. Dr. Ferlando Lima Santos – Universidade Federal do Recôncavo da Bahia
Profª Drª Fernanda Miguel de Andrade – Universidade Federal de Pernambuco
Prof. Dr. Fernando Mendes – Instituto Politécnico de Coimbra – Escola Superior de Saúde de Coimbra
Profª Drª Gabriela Vieira do Amaral – Universidade de Vassouras
Prof. Dr. Gianfábio Pimentel Franco – Universidade Federal de Santa Maria
Prof. Dr. Helio Franklin Rodrigues de Almeida – Universidade Federal de Rondônia
Profª Drª Iara Lúcia Tescarollo – Universidade São Francisco
Prof. Dr. Igor Luiz Vieira de Lima Santos – Universidade Federal de Campina Grande
Prof. Dr. Jefferson Thiago Souza – Universidade Estadual do Ceará
Prof. Dr. Jesus Rodrigues Lemos – Universidade Federal do Piauí
Prof. Dr. Jônatas de França Barros – Universidade Federal do Rio Grande do Norte
Prof. Dr. José Max Barbosa de Oliveira Junior – Universidade Federal do Oeste do Pará
Prof. Dr. Luís Paulo Souza e Souza – Universidade Federal do Amazonas
Profª Drª Magnólia de Araújo Campos – Universidade Federal de Campina Grande
Prof. Dr. Marcus Fernando da Silva Praxedes – Universidade Federal do Recôncavo da Bahia
Profª Drª Maria Tatiane Gonçalves Sá – Universidade do Estado do Pará
Profª Drª Mylena Andréa Oliveira Torres – Universidade Ceuma
Profª Drª Natiéli Piovesan – Instituto Federaci do Rio Grande do Norte
Prof. Dr. Paulo Inada – Universidade Estadual de Maringá
Prof. Dr. Rafael Henrique Silva – Hospital Universitário da Universidade Federal da Grande Dourados
Profª Drª Regiane Luz Carvalho – Centro Universitário das Faculdades Associadas de Ensino
Profª Drª Renata Mendes de Freitas – Universidade Federal de Juiz de Fora
Profª Drª Vanessa da Fontoura Custódio Monteiro – Universidade do Vale do Sapucaí
Profª Drª Vanessa Lima Gonçalves – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Profª Drª Vanessa Bordin Viera – Universidade Federal de Campina Grande
Profª Drª Welma Emidio da Silva – Universidade Federal Rural de Pernambuco

Ciências Exatas e da Terra e Engenharias

Prof. Dr. Adélio Alcino Sampaio Castro Machado – Universidade do Porto
Profª Drª Ana Grasielle Dionísio Corrêa – Universidade Presbiteriana Mackenzie
Prof. Dr. Carlos Eduardo Sanches de Andrade – Universidade Federal de Goiás
Profª Drª Carmen Lúcia Voigt – Universidade Norte do Paraná
Prof. Dr. Cleiseano Emanuel da Silva Paniagua – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Goiás
Prof. Dr. Douglas Gonçalves da Silva – Universidade Estadual do Sudoeste da Bahia
Prof. Dr. Eloi Rufato Junior – Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Profª Drª Érica de Melo Azevedo – Instituto Federal do Rio de Janeiro

Prof. Dr. Fabrício Menezes Ramos – Instituto Federal do Pará
Profª Dra. Jéssica Verger Nardeli – Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho
Prof. Dr. Juliano Carlo Rufino de Freitas – Universidade Federal de Campina Grande
Profª Drª Luciana do Nascimento Mendes – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Norte
Prof. Dr. Marcelo Marques – Universidade Estadual de Maringá
Prof. Dr. Marco Aurélio Kistemann Junior – Universidade Federal de Juiz de Fora
Profª Drª Neiva Maria de Almeida – Universidade Federal da Paraíba
Profª Drª Natiéli Piovesan – Instituto Federal do Rio Grande do Norte
Profª Drª Priscila Tessmer Scaglioni – Universidade Federal de Pelotas
Prof. Dr. Sidney Gonçalo de Lima – Universidade Federal do Piauí
Prof. Dr. Takeshy Tachizawa – Faculdade de Campo Limpo Paulista

Linguística, Letras e Artes

Profª Drª Adriana Demite Stephani – Universidade Federal do Tocantins
Profª Drª Angeli Rose do Nascimento – Universidade Federal do Estado do Rio de Janeiro
Profª Drª Carolina Fernandes da Silva Mandaji – Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Profª Drª Denise Rocha – Universidade Federal do Ceará
Profª Drª Edna Alencar da Silva Rivera – Instituto Federal de São Paulo
Profª Drª Fernanda Tonelli – Instituto Federal de São Paulo,
Prof. Dr. Fabiano Tadeu Grazioli – Universidade Regional Integrada do Alto Uruguai e das Missões
Prof. Dr. Gilmei Fleck – Universidade Estadual do Oeste do Paraná
Profª Drª Keyla Christina Almeida Portela – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Paraná
Profª Drª Miranilde Oliveira Neves – Instituto de Educação, Ciência e Tecnologia do Pará
Profª Drª Sandra Regina Gardacho Pietrobon – Universidade Estadual do Centro-Oeste
Profª Drª Sheila Marta Carregosa Rocha – Universidade do Estado da Bahia

Diagramação: Maria Alice Pinheiro
Correção: Mariane Aparecida Freitas
Revisão: Os autores
Organizadores: Henrique Ajuz Holzmann
João Dallamuta

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

C691 Coleção desafios das engenharias: engenharia mecânica / Organizadores Henrique Ajuz Holzmann, João Dallamuta. – Ponta Grossa - PR: Atena, 2021.

Formato: PDF

Requisitos de sistema: Adobe Acrobat Reader

Modo de acesso: World Wide Web

Inclui bibliografia

ISBN 978-65-5983-259-0

DOI: <https://doi.org/10.22533/at.ed.590212107>

1. Engenharia mecânica. I. Holzmann, Henrique Ajuz (Organizador). II. Dallamuta, João (Organizador). III. Título. CDD 621

Elaborado por Bibliotecária Janaina Ramos – CRB-8/9166

Atena Editora
Ponta Grossa – Paraná – Brasil
Telefone: +55 (42) 3323-5493
www.atenaeditora.com.br
contato@atenaeditora.com.br

DECLARAÇÃO DOS AUTORES

Os autores desta obra: 1. Atestam não possuir qualquer interesse comercial que constitua um conflito de interesses em relação ao artigo científico publicado; 2. Declaram que participaram ativamente da construção dos respectivos manuscritos, preferencialmente na: a) Concepção do estudo, e/ou aquisição de dados, e/ou análise e interpretação de dados; b) Elaboração do artigo ou revisão com vistas a tornar o material intelectualmente relevante; c) Aprovação final do manuscrito para submissão.; 3. Certificam que os artigos científicos publicados estão completamente isentos de dados e/ou resultados fraudulentos; 4. Confirmam a citação e a referência correta de todos os dados e de interpretações de dados de outras pesquisas; 5. Reconhecem terem informado todas as fontes de financiamento recebidas para a consecução da pesquisa; 6. Autorizam a edição da obra, que incluem os registros de ficha catalográfica, ISBN, DOI e demais indexadores, projeto visual e criação de capa, diagramação de miolo, assim como lançamento e divulgação da mesma conforme critérios da Atena Editora.

DECLARAÇÃO DA EDITORA

A Atena Editora declara, para os devidos fins de direito, que: 1. A presente publicação constitui apenas transferência temporária dos direitos autorais, direito sobre a publicação, inclusive não constitui responsabilidade solidária na criação dos manuscritos publicados, nos termos previstos na Lei sobre direitos autorais (Lei 9610/98), no art. 184 do Código penal e no art. 927 do Código Civil; 2. Autoriza e incentiva os autores a assinarem contratos com repositórios institucionais, com fins exclusivos de divulgação da obra, desde que com o devido reconhecimento de autoria e edição e sem qualquer finalidade comercial; 3. Todos os e-book são *open access*, desta forma não os comercializa em seu site, sites parceiros, plataformas de *e-commerce*, ou qualquer outro meio virtual ou físico, portanto, está isenta de repasses de direitos autorais aos autores; 4. Todos os membros do conselho editorial são doutores e vinculados a instituições de ensino superior públicas, conforme recomendação da CAPES para obtenção do Qualis livro; 5. Não cede, comercializa ou autoriza a utilização dos nomes e e-mails dos autores, bem como nenhum outro dado dos mesmos, para qualquer finalidade que não o escopo da divulgação desta obra.

APRESENTAÇÃO

A Engenharia Mecânica pode ser definida como o ramo da engenharia que aplica os princípios de física e ciência dos materiais para a concepção, análise, fabricação e manutenção de sistemas mecânicos. O aumento no interesse por essa área se dá principalmente pela escassez de matérias primas, a necessidade de novos materiais que possuam melhores características físicas e químicas e a necessidade de reaproveitamento dos resíduos em geral. Além disso a busca pela otimização no desenvolvimento de projetos, leva cada vez mais a simulação de processos, buscando uma redução de custos e de tempo.

Neste livro são apresentados trabalho teóricos e práticos, relacionados a área de mecânica, materiais e automação, dando um panorama dos assuntos em pesquisa atualmente. A caracterização dos materiais é de extrema importância, visto que afeta diretamente aos projetos e sua execução dentro de premissas técnicas e econômicas. Pode-se ainda estabelecer que estas características levam a alterações quase que imediatas no projeto, sendo uma modificação constante na busca por melhores respostas e resultados.

De abordagem objetiva, a obra se mostra de grande relevância para graduandos, alunos de pós-graduação, docentes e profissionais, apresentando temáticas e metodologias diversificadas, em situações reais. Sendo hoje que utilizar dos conhecimentos científicos de uma maneira eficaz e eficiente é um dos desafios dos novos engenheiros.

Boa leitura

Henrique Ajuz Holzmann
João Dallamuta

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1..... 1

MODELAGEM DE UM MANIPULADOR PARALELO 3RRR PARA INCLUSÃO DE ELOS FLEXÍVEIS

André Vecchione Segura

Fernanda Thaís Colombo

Maíra Martins da Silva

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.5902121071>

CAPÍTULO 2..... 9

MODELAGEM NUMÉRICA DE SUSPENSÃO DE ¼ DE VEÍCULO

Lucas Alves Torres

Lucas Messias Cunha de Araújo

João Gabriel Paulino de Souza

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.5902121072>

CAPÍTULO 3..... 20

OTIMIZAÇÃO PARAMÉTRICA DA SUSPENSÃO DE UM CAMINHÃO COM RESTRIÇÃO DE CONFIABILIDADE

José Gilberto Picoral Filho

Ewerton Grotti

Herbert Martins Gomes

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.5902121073>

CAPÍTULO 4..... 38

ANÁLISE DE FADIGA PARA OS AÇOS ABNT 1045 E ABNT 4140 PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Brenda Martins Fernandes

Reny Angela Renzetti

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.5902121074>

CAPÍTULO 5..... 48

ANÁLISE PARAMÉTRICA DAS FREQUÊNCIAS DOMINANTES DE UM VIOLÃO ACÚSTICO

Marco Túlio Santana Alves

Felipe Iglesias

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.5902121075>

CAPÍTULO 6..... 56

VORTEX-INDUCED VIBRATIONS MODEL WITH 2 DEGREES OF FREEDOM OF RIGID CYLINDERS NEAR A FIXED WALL BASED ON WAKE OSCILLATOR

Rafael Fehér

Juan Pablo Julca Avila

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.5902121076>

CAPÍTULO 7	67
AVALIAÇÃO DE PARÂMETROS DE UM COLETOR SOLAR DE TUBO EVACUADO ECCÊNTRICO	
Mavd de Paula Ribeiro Teles Kamal Abdel Radi Ismail	
 https://doi.org/10.22533/at.ed.5902121077	
CAPÍTULO 8	79
RADIÔMETRO SOLAR DE BAIXO CUSTO USANDO A PLATAFORMA ABERTA ARDUINO	
Elson Avallone Cristiano Pansanato Átila Negretti Faro Dionísio Igor Alves da Silva Jhonatas Wendel da Silva Guilherme Biazzi Gonçalves Mário César Ito Rafael Paiva Garcia Paulo César Mioralli	
 https://doi.org/10.22533/at.ed.5902121078	
CAPÍTULO 9	92
TURBULENT FORCED CONVECTION IN THE THERMAL ENTRANCE OF RECTANGULAR DUCTS: ANALYSIS FOR DIFFERENT MODELS OF VELOCITY DISTRIBUTION AND MOMENTUM EDDY DIFFUSIVITY	
Dhiego Luiz de Andrade Veloso Carlos Antônio Cabral dos Santos Fábio Araújo de Lima	
 https://doi.org/10.22533/at.ed.5902121079	
CAPÍTULO 10	109
SELEÇÕES DE SUBSTITUIÇÃO EM UM ALGORITMO GENÉTICO DE CODIFICAÇÃO REAL APLICADO À OTIMIZAÇÃO DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO DE DUPLO ESTÁGIO	
Guilherme de Paula Prado Renan Manozzo Galante	
 https://doi.org/10.22533/at.ed.59021210710	
CAPÍTULO 11	124
DINÂMICA LINEAR PLANA DE UM TUBO ENGASTADO TRANSPORTANDO FLUIDO COM UMA MASSA ANEXADA NA EXTREMIDADE LIVRE	
Milton Aparicio de Oliveira	
 https://doi.org/10.22533/at.ed.59021210711	

CAPÍTULO 12..... 138

SENSOR CAPACITIVO PARA DETECÇÃO DE FRAÇÃO DE VAZIO EM ESCOAMENTO BIFÁSICO ÁGUA-AR

Anderson Giacomeli Fortes

Jeferson Diehl de Oliveira

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.59021210712>

CAPÍTULO 13..... 150

STUDY OF STATIC AND DYNAMIC LEVELS OF UNDERGROUND AQUIFER WELLS TO MAINTAIN THEIR BALANCE LEVEL IN THE PROVINCE OF ICA - 2014

Primitivo Bacilio Hernández Hernández

Omar Michael Hernández García

Aníbal Bacilio Hernández García

Jessenia Leonor Loayza Gutiérrez

Walter Merma Cruz

Marcos Luis Quispe Pérez

Edward Paul Sueros Ticona

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.59021210713>

CAPÍTULO 14..... 164

SISTEMAS COMPUTACIONAIS INTELIGENTES E CONTROLE AVANÇADO COM ÊNFASE EM MAPAS COGNITIVOS FUZZY EM SISTEMAS DINÂMICOS APLICADOS EM DIFERENTES ÁREAS, COM ÊNFASE EM ROBÓTICA

Márcio Mendonça

Marina Souza Gazotto

Marina Sandrini

Marta Rúbia Pereira dos Santos

Rodrigo Henrique Cunha Palácios

Fábio Rodrigo Milanez

Lillyane Rodrigues Cintra

Francisco de Assis Scannavino Junior

Wagner Fontes Godoy

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.59021210714>

CAPÍTULO 15..... 181

ROBÔ AUTÔNOMO PARA ESTACIONAMENTO

Lucas Netto Luzente de Almeida

Grazielle Barreto da Costa Almeida

Heitor Gomes de Souza Batista

Armando Carlos de Pina Filho

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.59021210715>

CAPÍTULO 16..... 193

PROTOTIPAGEM RÁPIDA 3D APLICADA AO ÂMBITO UNIVERSITÁRIO

Vitória de Oliveira Mattos

Lucas Ruzzon de Jesus Ortega

Rafael Issao Fukai

Milena de Sousa Ferreira
João Pedro Monterani Laguna
Marcelo Sampaio Martins

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.59021210716>

CAPÍTULO 17..... 199

**UMA SOLUÇÃO ANALÍTICA PARA EFEITOS MECÂNICOS EM TUMORES SÓLIDOS
AVASCULARIZADOS**

Francisco Jose Vargas da Silva

Fernando Pereira Duda

 <https://doi.org/10.22533/at.ed.59021210717>

SOBRE OS ORGANIZADORES 206

ÍNDICE REMISSIVO..... 207

DINÂMICA LINEAR PLANA DE UM TUBO ENGASTADO TRANSPORTANDO FLUIDO COM UMA MASSA ANEXADA NA EXTREMIDADE LIVRE

Data de aceite: 01/07/2021

Data de submissão: 15/05/2021

Milton Aparicio de Oliveira

Universidade Federal do ABC, Departamento
de Engenharia Mecânica
Santo André – SP
<http://lattes.cnpq.br/6230006088768093>

RESUMO: Neste artigo, a dinâmica linear plana de um tubo engastado de transporte de fluido com uma massa fixada na extremidade livre é analisada. Primeiramente, como forças externas, uma carga de pulso aplicada à extremidade livre e o peso próprio do sistema fluido-tubo foram considerados. Para estas cargas, o comportamento dinâmico foi analisado para diferentes velocidades de fluxo. Adicionalmente, para as atuais forças externas aplicadas, foi considerada uma força gravitacional, devido à massa final. O tubo foi considerado uma viga de Euler-Bernoulli com uma rigidez à flexão não desprezível. Apenas deslocamentos transversais e angulares relativos ao eixo indeformado do tubo foram considerados. O fluido considerado é incompressível e o material do tubo elástico. A equação de movimento para o modelo é obtida utilizando o princípio variacional de Hamilton. A integração direta das equações dinâmicas foi resolvida pelo método de Newmark. As análises e simulações numéricas foram realizadas utilizando um código desenvolvido em MATLAB. Este texto demonstrou que na presença da massa final,

para diferentes velocidades de fluxo, o sistema exibe um comportamento dinâmico caótico. Foi demonstrado ainda que para velocidades de fluxo crescentes as frequências naturais do sistema diminuem com o tempo aproximando-se de zero na velocidade crítica teórica.

PALAVRAS - CHAVE: Sistemas dinâmicos, Interações fluido-estrutura.

LINEAR PLANAR DYNAMICS OF A FLUID-CONVEYING CANTILEVERED PIPE WITH A MASS ATTACHED AT THE FREE END

ABSTRACT: In this article, the linear planar dynamics of a fluid-conveying cantilevered pipe with a mass attached at the free end is analyzed. Primarily, as external forces, a pulse load applied to the free end, and the self-weight of the pipe-fluid system were considered. For such loads, the dynamic behavior was analyzed for different flow velocities. Additionally, to the current external applied forces, a gravitational force has been considered, due to the end mass. The pipe was considered an Euler-Bernoulli cantilever beam having a non-negligible flexural rigidity. Only transversal, and angular displacements related to the un-deformed pipe axis were considered. The fluid considered is incompressible, and the material of the pipe is elastic. The equation of motion for the model is obtained using Hamilton's variational principle. The direct integration of the dynamic equations was solved by the Newmark method. Numerical analyzes and simulations were performed using a code developed in MATLAB. This paper demonstrated that in the presence of the end-mass, for different flow velocities, the system exhibits a chaotic dynamic

behavior. It was demonstrated also that for increasing flow velocities the natural frequencies of the system decrease with time approaching to zero at the theoretical critical velocity.

KEYWORDS: Dynamic systems. Fluid-structure interactions.

1 | INTRODUÇÃO

Tubos rígidos são de fundamental importância em sistemas de riser para operações na indústria de extração de petróleo e gás, em águas profundas e ultra profundas. O fluido interno é composto por uma mistura de óleo, gás e água, escoando sob diferentes condições de pressão e temperatura, conhecido como slug flow. Em particular, slug flow é uma operação frequente que ocorre na indústria offshore. A natureza dinâmica deste tipo de escoamento induz forças variáveis no tempo, conduzindo a vibrações estruturais dos sistemas de riser. Essas vibrações podem produzir deflexões consideráveis, e tensões, que podem causar flexão excessiva, empenamento local, ou falha devido à fadiga. Essas condições tornam sua modelagem matemática altamente complexa. O estudo de sistemas de risers sob cargas dinâmicas induzidas por fluxo interno multifásico em águas profundas é recente. Particularmente, na indústria offshore de petróleo e gás existem diversos artigos dedicados para a análise de risers com escoamento interno. Alguns autores analisaram o comportamento dinâmico dos sistemas de risers, envolvendo questões relevantes, como o efeito da rigidez à flexão do tubo condutor, a influência de grandes deformações e a influência do fluxo interno pulsátil, entre outros. Wu e Lou (1981) desenvolveram um modelo matemático para estudar o efeito simultâneo do fluxo de fluido interno, e a rigidez à flexão do tubo, sobre o comportamento dinâmico de risers flexíveis. Os autores concluíram que a rigidez à flexão teve grande influência na resposta dinâmica do riser, sob fluxo interno em altas velocidades de escoamento. Yamamoto (2011) realizou experimentos sobre o efeito do escoamento interno de fluido, sobre o comportamento dinâmico de tubos verticais. O autor observou que a frequência natural do tubo tende a diminuir com o aumento do fluxo de fluido. Onuoha, Li e Duan (2012) consideraram um modelo estrutural linear com pequenos deslocamentos, incluindo os efeitos da tração axial. Os autores desenvolveram a equação de governo do sistema e utilizaram para sua resolução, a técnica aproximada por Diferenças Finitas.

2 | EQUAÇÃO DE GOVERNO

Um tubo engastado é considerado na Fig. 1. As hipóteses básicas para o sistema são a) Escoamento de fluido incompressível, com velocidade constante U [m/s]. b) O comprimento do tubo é muito maior que o seu diâmetro interno. c) A deflexão vertical w e a inclinação são pequenas em comparação com o comprimento do tubo. Deste modo, a hipótese de pequenos deslocamentos lineares e angulares deve ser utilizada. d) O escoamento do fluido é turbulento. e) É assumido o comportamento da lei de Hook para

o material do tubo. f) Na direção horizontal, x , os deslocamentos são desprezados. g) As seções transversais do tubo deformado permanecem ortogonais ao eixo deformado.

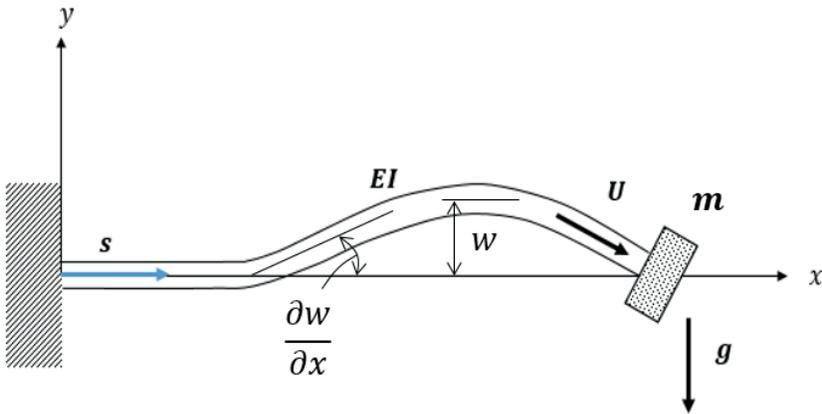


Figura 1. Esquema do sistema - Tubo com uma massa anexada na extremidade livre.

2.1 Modelo de viga de Euler-Bernoulli

A energia potencial de uma viga uniforme devido à flexão é dada por (Petyt, 2010):

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L E I_z \left[\frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \right]^2 dx \quad (1)$$

Onde: E é o módulo de elasticidade, I_z o momento de área da seção em relação ao eixo neutro, $w(x,t)$ a deflexão transversal vertical na coordenada x e no tempo t , e L o comprimento da viga. A energia cinética da viga é dada por:

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \rho_b A_b \left[\frac{\partial w(x,t)}{\partial t} \right]^2 dx \quad (2)$$

Onde: ρ_b é a densidade da viga, e A_b a área da seção transversal da viga. Se houver uma carga distribuída, por unidade de comprimento, p_y , então a força no incremento, dx , é $p_y dx$, e o trabalho realizado em um deslocamento virtual $\delta w(x,t)$ é $\delta w(x,t) p_y dx$. O trabalho virtual para o elemento é, portanto,

$$\delta W_{nc} = \int_0^L p_y \delta w(x,t) dx \quad (3)$$

A declaração matemática do princípio de Hamilton é dada por:

$$\int_{t_1}^{t_2} [\delta(T - U) + \delta W_{nc}] dt = 0 \quad (4)$$

Onde: T é a energia cinética do sistema, U a energia potencial e W_{nc} o trabalho das forças não conservativas. Substituindo as equações (1), (2) e (3) na Eq. (4), e integrando por partes, fornece a equação diferencial de governo do movimento para uma viga:

$$EI_z \frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} + \rho_b A_b \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} = p_y \quad (5)$$

Os termos integrados remanescentes da Eq. (4), são dados por:

$$\left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \delta \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right) \right]_0^L = 0, \quad \left[\frac{\partial^3 w}{\partial x^3} \delta w \right]_0^L = 0 \quad (6)$$

Onde: a primeira derivada $\partial w / \partial x$ é a inclinação, a segunda derivada $\partial^2 w / \partial x^2$ representa o momento fletor, e a terceira derivada $\partial^3 w / \partial x^3$ representa a força de cisalhamento na seção transversal da viga. Para que a equação (6) seja satisfeita, as seguintes condições de contorno são válidas para a extremidade engastada ($x = 0$) e para a extremidade livre ($x = L$).

$$\frac{\partial^3 w}{\partial x^3} = 0, \quad \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial x} = 0, \quad w = 0 \quad (7)$$

2.2 Modelo de fluido do sistema

A energia cinética para o fluido é dada por

$$T_f = \frac{1}{2} \int_0^L \rho_f A_f \left(\frac{D}{Dt} [w(x,t)] \right)^2 dx \quad (8)$$

Onde: ρ_f é a densidade do fluido e A_f a área da seção transversal interna do tubo. A derivada material $\frac{D}{Dt} [w(x,t)]$ para o fluido, considerando o fluxo apenas na direção x , com uma velocidade constante é dada por (Blevins, 1994):

$$\frac{D}{Dt} [w(x,t)] = \left(\frac{\partial}{\partial t} + U \frac{\partial}{\partial x} \right) w(x,t) \quad (9)$$

Onde: $\frac{\partial}{\partial t}$ é o operador de derivada parcial em relação ao tempo t , e $\frac{\partial}{\partial x}$ o operador de derivada em relação a x , uma vez que o movimento é considerado plano ($z = 0$). Substituindo-se a Eq. (9) na Eq. (8) fornece a energia cinética do fluido:

$$T_f = \frac{1}{2} \int_0^L \rho_f A_f \left[\left(\frac{\partial}{\partial t} + U \frac{\partial}{\partial x} \right) w(x,t) \right]^2 dx \quad (10)$$

Desenvolvendo-se o integrando da Eq. (10) e utilizando-se a integração por partes, a equação resultante é somada com a Eq. (5) que fornece a equação de governo do sistema com segue:

$$EI_z \frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} + m_f \left(2U \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t \partial x} + U^2 \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \right) + M_c \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} - p_y = 0 \quad (11)$$

Onde: o primeiro e o último termos na Eq. (11) pertencem à equação diferencial de movimento do tubo. Os segundo e terceiros termos representam, respectivamente, o

efeito da aceleração de Coriolis e da aceleração centrífuga no movimento do tubo, devido à velocidade do escoamento do fluido interno. As quantidades definidas como $m_t = \rho_b A_b$ e $m_f = \rho_f A_f$ são as massas lineares do tubo e do fluido, respectivamente. A quantidade $M_c = m_f + m_t$ é a chamada massa consistente do sistema, por unidade de comprimento. Então, o quarto termo na Eq. (11) representa a força de inércia total em relação à massa consistente. Pode-se notar que a massa linear m_l definida acima, multiplicada pela aceleração $\partial^2 w(x,t)/\partial t^2$ fornece a força de inércia do tubo como na Eq. (5). Essa força é adicionada à força de inércia do fluido devido à massa linear m_f , fornecendo a inércia total do sistema. Por outro lado, foram consideradas apenas cargas externas concentradas aplicadas aos nós do sistema. Neste texto, por hipótese, não há momentos externos aplicados ao sistema como pode ser visto na Fig. 1. As cargas concentradas externas aplicadas na extremidade livre da viga são compostas pela carga de pulso e o peso da massa final anexada. A carga de pulso $p_y = P(t)$, é uma força variável conhecida, que é função do tempo. Na seção 4.2 deste texto, será descrito qual é a forma dessa força. O peso da massa final anexada na extremidade livre é $P_M = m g$, onde m é a massa do corpo e g é a aceleração gravitacional local. Essas cargas externas concentradas serão aplicadas, mais à frente, na seção 3, em posições muito específicas como os componentes do vetor de força nodal externo $\{R^{ext}\}$.

3 | SIMULAÇÕES PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

3.1 Formulação em elementos finitos

A forma fraca da equação de governo é obtida pelo método de Galerkin aplicado à Eq. (12). A discretização resultante em elementos finitos é feita considerando o vetor de deslocamento nodal $\{d(t)\}^e$ para um elemento e , dependente do tempo como:

$$\{d(t)\}^e = [u_1(t) \quad \theta_1(t) \quad u_2(t) \quad \theta_2(t)]^T \quad (12)$$

Onde: $u_1(t)$, $u_2(t)$ são deslocamentos verticais nodais e $\theta_1(t)$, $\theta_2(t)$ as rotações nodais nos nós 1 e 2 do elemento típico e . As cargas externas aplicadas ao elemento são representadas pelo vetor de força nodal,

$$\{r_e\} = [V_1^e \quad M_1^e \quad V_2^e \quad M_2^e]^T \quad (13)$$

Onde: V_1^e , V_2^e são as forças de cisalhamento nodais e M_1^e , M_2^e os momentos nodais, nos nós 1 e 2 do elemento. Em formulação em elementos finitos, a matriz de função de forma para um elemento, é dada por:

$$[N(x)]^e = [N_1(x) \quad N_2(x) \quad N_3(x) \quad N_4(x)] \quad (14)$$

As funções de forma na Eq. (14) são dadas por (Cook, 2001):

$$N_1(x) = 1 - 3\frac{x^2}{L^2} + 2\frac{x^3}{L^3}, N_2(x) = x - 2\frac{x^2}{L} + \frac{x^3}{L^2}, N_3(x) = 3\frac{x^2}{L^2} - 2\frac{x^3}{L^3}, N_4(x) = -\frac{x^2}{L} + \frac{x^3}{L^2} \quad (15)$$

Onde: L é o comprimento do elemento. O deslocamento transversal $w(x,t)$ da viga é aproximado em elementos finitos pelo produto da matriz de função de forma dada na Eq. (14), pelo vetor de deslocamento nodal dado na Eq. (12), como:

$$w(x,t) = [N(x)]^e \{d(t)\}^e \quad (16)$$

Neste texto, as derivadas de tempo são anotadas como um símbolo de ponto sobre a variável diferenciada, $\dot{\varphi} = d\varphi/dt$. Derivadas para em relação à x são indicadas como $\varphi' = d\varphi/dx$. Substituindo as equações (12) a (16), com as derivadas correspondentes na Eq. (11), fornece a equação diferencial de segunda ordem para um elemento da seguinte maneira:

$$[M_s]^e \{\ddot{d}(t)\} + [C]^e \{\dot{d}(t)\} + [k]^e \{d(t)\} = \{r_e\} \quad (17)$$

Usando as funções de forma definidas na Eq. (15), e as derivadas correspondentes para x , as matrizes na Eq. (17) podem ser determinadas, por integração direta. A matriz de rigidez do elemento é dada por, $[k]^e = EI \int_0^L [N'']^T [N''] dx$. A integração fornece:

$$[k]^e = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (18)$$

Da mesma forma, a matriz de massa do sistema é dada por: $[M_s]^e = M_c \int_0^L [N]^T [N] dx$, que após integração fornece:

$$[M_s]^e = \frac{M_c L}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22L & 54 & -13L \\ 22L & 4L^2 & 13L & -3L^2 \\ 54 & -13L & 156 & -22L \\ -13L & -3L^2 & -22L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (19)$$

A matriz de Coriolis é dada por: $[M_D]^e = 2 U m_f \int_0^L [N]^T [N'] dx$, ou:

$$[M_D]^e = \frac{U m_f}{30} \begin{bmatrix} 30 & -6L & -30 & 6L \\ 6L & 0 & -6L & L^2 \\ 30 & 6L & 30 & -6L \\ -6L & -L^2 & 6L & 0 \end{bmatrix} \quad (20)$$

A matriz de força centrífuga é dada por: $[M_C]^e = U^2 m_f \int_0^L [N']^T [N'] dx$, ou:

$$[M_C]^e = \frac{U^2 m_f}{30L} \begin{bmatrix} 36 & 3L & -36 & 3L \\ 3L & 4L^2 & -3L & -L^2 \\ -36 & -3L & 36 & -3L \\ 3L & -L^2 & -3L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (21)$$

Iniciando com a geração de malha de N elementos finitos para a estrutura, o sistema de equações diferenciais de segunda ordem é escrito da seguinte forma:

$$[M]\{\ddot{D}\} + [C]\{\dot{D}\} + [K]\{D\} = \{R^{ext}\} \quad (22)$$

No sistema global, o vetor $\{D\}$ é o vetor de deslocamento nodal, $\{\dot{D}\}$ é o vetor de velocidade nodal, $\{\ddot{D}\}$ é o vetor de aceleração nodal, e $\{R^{ext}\}$ é o vetor de forças nodais externas. Consequentemente, $[M]$ é a matriz de massa consistente, $[C]$ é a matriz de dissipação e $[K]$ é a matriz de rigidez. A matriz de massa global do sistema de tubo-fluido, $[M_{sys}]$ é a resultante da montagem de todas as matrizes locais de massa de cada elemento. A matriz de massa concentrada local é dada por:

$$[M_{att}]_L = m \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (23)$$

Onde: m é a massa adicionada. De acordo com o nó onde a massa é inserida na estrutura, a matriz de massa final local $[M_{att}]_L$ é espalhada no sistema global. O resultado fornece a matriz de massa final global $[M_{att}]$, que é então somada com a massa consistente do sistema $[M_{sys}]$. A matriz $[M]$ na Eq. (22), é dada por (Sobrinho, 2006):

$$[M] = [M_{sys}] + [M_{att}] \quad (24)$$

3.2 Integração direta

Neste texto, o método de Newmark é usado para a integração direta das equações dinâmicas. Os parâmetros para o método de aceleração média constante são (Cook, 2001):

$$\alpha = \frac{1}{2}, \quad \beta = \frac{1}{4} \quad (25)$$

A formulação de Newmark é dada por:

$$[K^{eff}]\{D\}_{n+1} = \{R^{ext}\}_{n+1} + [M] \left(a_0\{D\}_n + a_1\{\dot{D}\}_n + a_2\{\ddot{D}\}_n \right) + [C] \left(a_3\{D\}_n + a_4\{\dot{D}\}_n + a_5\{\ddot{D}\}_n \right) \quad (26)$$

Onde: $[K^{eff}]$ é a matriz de rigidez efetiva, $\{D\}_{n+1}$ é o vetor de deslocamento no passo de tempo $n + 1$, assim como $\{R^{ext}\}_{n+1}$ é o vetor de carga externa, $\{D\}_n$, $\{\dot{D}\}_n$, e $\{\ddot{D}\}_n$ e são os vetores de deslocamento, velocidade e aceleração nodais no passo de tempo, respectivamente. Os vetores de aceleração e velocidade, calculados no tempo $n + 1$, são dados, respectivamente, por:

$$\{\ddot{D}\}_{n+1} = a_0 \left(\{D\}_{n+1} - \{D\}_n - \Delta t\{\dot{D}\}_n \right) - a_2\{\ddot{D}\}_n \quad (27)$$

$$\{\dot{D}\}_{n+1} = a_3(\{D\}_{n+1} - \{D\}_n) - a_4\{\dot{D}\}_n - a_5\{\ddot{D}\}_n \quad (28)$$

A matriz efetiva para o sistema é dada por:

$$[K^{eff}] = a_0[M] + a_3[C] + [K] \quad (29)$$

O vetor de aceleração $\{\ddot{D}\}_0$ é obtido por:

$$\{\ddot{D}\}_0 = [M]^{-1} \left(\{R^{ext}\}_0 - [K]\{D\}_0 - [C]\{\dot{D}\}_0 \right) \quad (30)$$

Onde: o vetor de deslocamento nodal inicial $\{D\}_0$ é dado pela análise estática. Neste texto, o vetor velocidade nodal inicial $\{\dot{D}\}_0$ é assumido zero. Como a matriz de massa $[M]$ é uma matriz simétrica não singular, possui uma inversa que pode ser substituída na Eq. (30) para obter-se o vetor de aceleração nodal inicial $\{\ddot{D}\}_0$. Os parâmetros de integração restantes da Newmark são dados por:

$$a_0 = \frac{1}{\beta \Delta t^2}, \quad a_1 = \frac{1}{\beta \Delta t}, \quad a_2 = \frac{1}{2\beta} - 1, \quad a_3 = \frac{\alpha}{\beta \Delta t}, \quad a_4 = \frac{\alpha}{\beta} - 1, \quad a_5 = \Delta t \left(\frac{\alpha}{2\beta} - 1 \right) \quad (31)$$

Onde: Δt é o intervalo de tempo incremental. A rotina de cálculos começa com a determinação do vetor da aceleração inicial na Eq. (30), com o vetor de cargas externas $\{R^{ext}\}_0$, o vetor de deslocamento $\{D\}_0$, e o vetor de velocidade $\{\dot{D}\}_0$ conhecidos pelas condições iniciais. Então, a Eq. (26) é resolvida para $\{D\}_1$ pela solução de um conjunto de equações algébricas lineares, sendo conhecidos o vetor da carga externa, as matrizes de amortecimento e de rigidez do sistema, para cada passo de tempo. Em seguida, com o auxílio da Eq. (27) e da Eq. (28) podem ser obtidos os vetores $\{\ddot{D}\}_1$, e $\{\dot{D}\}_1$. No próximo passo de tempo, a Eq. (26) é resolvida para $\{D\}_2$, e assim sucessivamente.

4 I RESULTADOS

Na análise em elementos finitos (MEF), foram considerados 40 elementos na discretização do sistema. O intervalo de tempo total de análise é de 4,0[s], com intervalos de tempo incrementais iguais de $\Delta t = 0,01$ [s]. O vão livre tem comprimento de 1,0[m]. O diâmetro externo do tubo é de 10,0[mm], com espessura de parede de 0,1[mm]. O material do tubo é aço, com módulo de elasticidade 207[GPa] e densidade de 8.000[kg/m³]. O fluido considerado é água, com densidade de 1.000[kg/m³]. O fluido foi considerado com velocidade de escoamento constante $v_f = U$ [m/s] ao longo do tubo. Foram consideradas diferentes velocidades de escoamento para o estudo do comportamento dinâmico do sistema. Os dados e parâmetros utilizados estão de acordo com os encontrados em (Grant, 2010), para comparação dos resultados obtidos.

4.1 Análise estática

Para comparação da análise estática pelo MEF com os resultados teóricos, uma carga pontual de -6.1×10^{-1} [N] foi aplicada devido ao peso da massa anexada à extremidade livre do tubo (massa final, por brevidade). Além disso, foi considerada a carga distribuída devido aos pesos próprios do tubo e do fluido por unidade de comprimento. A deformação ao longo do eixo horizontal é mostrada na Fig. 2.

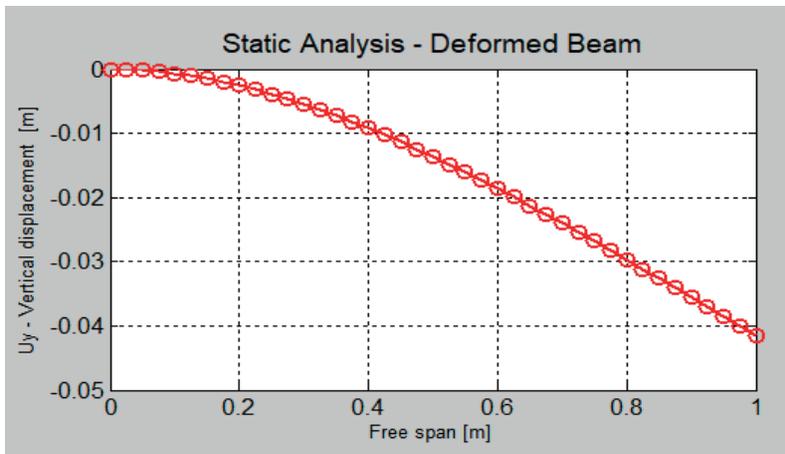


Figura 2. Deformação estática do tubo.

A deflexão teórica na extremidade livre, considerando-se os pesos lineares do tubo e do fluido, juntamente com o peso próprio da massa final é dada por (Timoshenko, 1986): $f_{th} = \frac{L^3}{24EI} [3 \cdot (m_t + m_f) \cdot L + 8 \cdot m \cdot g]$. A substituição dos dados do problema, fornece $f_{th} = -0.0415$ [m]. O resultado pelo MEF, dado pelo código em MATLAB, é $f_{MEF} = -0.0415$ [m]. Vê-se que os valores concordam, tanto pela análise teórica, quanto pela análise pelo MEF.

4.2 Análise dinâmica

Primeiramente, foram analisadas as frequências naturais do sistema para duas condições de carga: tubo cheio de fluido e com a adição da massa final. Para ambas as condições, a velocidade do escoamento é zero. A carga dinâmica foi aplicada ao sistema através de uma força tipo pulso com uma intensidade de 2×10^{-1} [N], com sentido para baixo, durante um intervalo de tempo de aplicação do pulso de 0,01 [s]. Pode-se observar na Tabela 1 os valores das amplitudes e períodos das oscilações, para as duas configurações.

Configuração	Amplitude [m]	Período [s]
Sem massa adicionada	0,0307	0,1854
Com massa adicionada	0,0321	0,3441

Tabela 1. Amplitudes e períodos de oscilação para diferentes configurações.

O deslocamento vertical da extremidade livre é, portanto, devido apenas à carga de pulso aplicada. A variação da amplitude com a massa final, em relação ao movimento livre, para $v_f = 0$ [m/s] é $0,0321/0,0307 = 1,0456$, ou +4,56%. Ou seja, as amplitudes em ambos os casos são aproximadamente as mesmas, com uma baixa taxa de variação. Em seguida, para comparação do comportamento dinâmico, é anexada a massa final de $m = 0,0675$ [kg] na extremidade livre. A resposta dinâmica do sistema é mostrada na Fig. 3.

Observa-se que a rigidez dinâmica do sistema não varia significativamente pela presença da massa final, para o caso de tubo cheio sem escoamento de fluido. Por outro lado, a variação do período de oscilação é de $0,3441/0,1854 = 1,8562$, ou $+85,62\%$. O efeito da massa final sobre o período de oscilação do sistema é significativamente maior do que a configuração sem a massa final. Por outro lado, a frequência natural do sistema é reduzida em $-46,12\%$, com um valor de $2,906$ [Hz]. Isto mostra que o efeito da adição da massa final reduz significativamente a frequência de oscilação do sistema. O novo ponto de equilíbrio dinâmico é $-0,026$ [m] em relação ao ponto de equilíbrio estático.

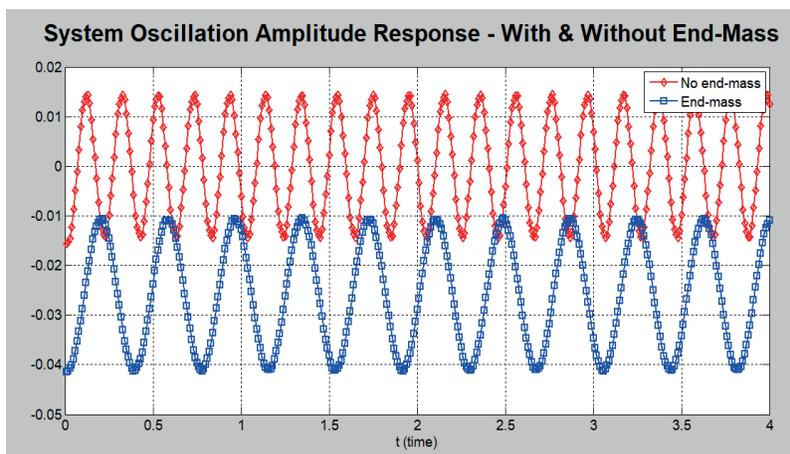


Figura 3. Comportamento dinâmico para vibração livre com tubo cheio, sem escoamento ($v_f = 0$ [m/s])

Deve-se notar que todos os valores foram dados pelo código MATLAB. A massa final deslocou o ponto de equilíbrio dinâmico para uma nova posição, devido à gravidade. Assim, os principais efeitos observados devido à massa final no comportamento dinâmico foram, primeiramente, a redução da frequência natural de oscilação do sistema, devido à inércia. O segundo efeito foi o de deslocar o equilíbrio dinâmico para um novo ponto, devido à gravidade. Sua influência não foi a de amortecer a amplitude de oscilação do sistema, como se poderia supor, a priori. Na verdade, as amplitudes observadas em ambas as configurações foram aproximadamente as mesmas, como pode ser visto na Tabela 1.

Em seguida, o tubo foi preenchido totalmente com água, com uma velocidade de escoamento fixa $v_f = 1,5$ [m/s], com massas finais variáveis. O comportamento dinâmico é mostrado na Fig. 4.

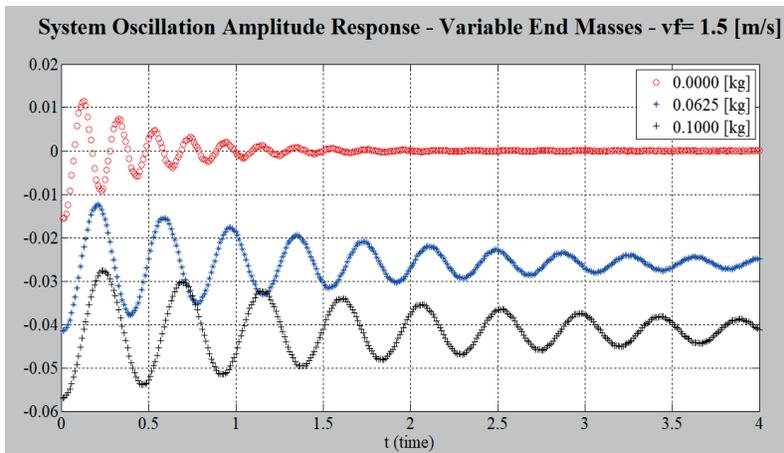


Figura 4. Comportamento dinâmico amortecido do sistema, para diferentes massas adicionadas.

Observa-se que o sistema apresenta uma característica de oscilação com amortecimento. Para a massa final igual a zero quilogramas, o sistema oscila verticalmente em torno de zero, no ponto de equilíbrio dinâmico. Isso é mostrado na curva em vermelho na Fig. 4. Para as massas finais de $m = 0,0625$ [kg/s] e $m = 0,100$ [kg] o sistema é deslocado para um novo ponto de equilíbrio, de acordo com cada massa, para baixo, devido à força da gravidade, como visto anteriormente. Novamente, as massas têm o efeito de reduzir as frequências naturais do sistema. Pode-se observar que aumentando-se os valores das massas, o sistema oscila em intervalos de tempo crescentes. Sem massa adicionada, em cerca de 2,0 [s], a amplitude de oscilação é próxima de zero. Por outro lado, para uma massa de 0,100 [kg], após 4,0 [s] a amplitude de oscilação ainda está presente. Isso se deve às ações combinadas na resposta do sistema devido ao efeito de amortecimento das forças de Coriolis, o efeito de levantamento das forças centrífugas com o tempo, além do aumento dos períodos de oscilação devido à inércia das massas finais.

Em seguida, é anexada a massa final de um valor fixo de $m = 0,0625$ [kg] na extremidade livre, variando-se as velocidades de escoamento do fluido, como pode ser visto na Fig. 5.

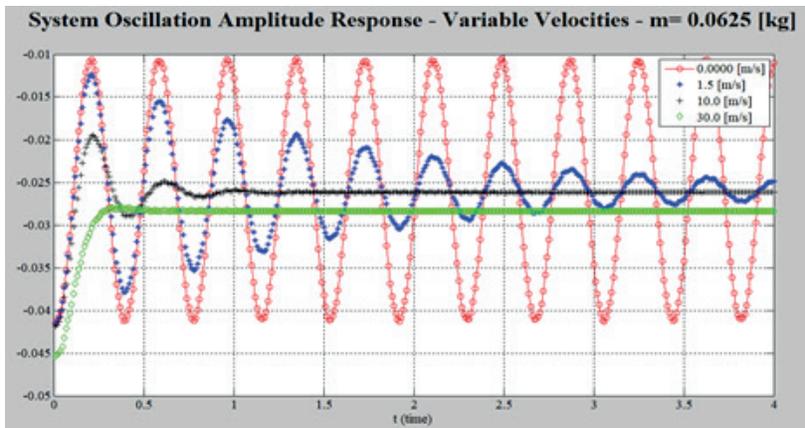


Figura 5. Comportamento dinâmico do sistema, com a massa final $m = 0.0625$ [kg], para diferentes velocidades de escoamento do fluido.

O comportamento do sistema é novamente amortecido dinamicamente devido ao fluxo de fluido. Da mesma forma que acima, o efeito da massa final é deslocar o equilíbrio ponto do sistema para baixo, para um novo ponto de equilíbrio dinâmico localizado em aproximadamente $-0,026$ [m], abaixo do ponto de equilíbrio vertical nulo. O valor encontrado foi o mesmo para a simulação, conforme mostrado em Fig. 3. Como pode ser visto na Fig. 5, com um valor fixo de massa final, valores crescentes de velocidades de fluxo induzem o aumento dos efeitos de amortecimento sobre o sistema. Pode-se notar que para a velocidade de fluxo de 30 [m / s], o efeito de amortecimento é severo, com pouquíssimas oscilações, após aproximadamente $0,34$ [s]. Além disso, para $t = 0$ [s], o sistema inicia de um ponto abaixo de $-0,0415$ [m], válido para todos os dados da análise anterior, ou seja, começa no ponto $-0,0454$ [m], e estabiliza em um ponto em aproximadamente $-0,0284$ [m] que também é diferente do ponto de equilíbrio anterior, ou seja, $-0,026$ [m]. Este comportamento dinâmico particular pode ser explicado como o resultado da superposição dos efeitos combinados do fluxo de fluido, e o peso da massa final. O fluxo do fluido tende a elevar a massa final, devido às forças centrífugas que atuam no sentido para cima. A aceleração de Coriolis do fluxo de fluido contribui para o comportamento de amortecimento do sistema. Por outro lado, o peso da massa final força todo o sistema para baixo devido ao campo gravitacional. Finalmente, foram analisadas as respostas de frequência do sistema. À proporção que a velocidade do fluxo aumenta, a frequência do sistema diminui. A primeira frequência crítica para o sistema de tubulação de fluido da solução exata de Rayleigh-Ritz é dada por $w_c = \frac{3.516}{L^2} \cdot \sqrt{\frac{E I}{m_r + m_p}} = 31.18$ [rd/s], onde as massas lineares são referidas como as massas lineares do fluido e do tubo, respectivamente. Na presença do efeito de amortecimento, o valor numérico da frequência natural mínima do sistema é dado pelo valor absoluto mínimo das partes imaginárias dos autovalores do Matriz Hermitiana, $H = \begin{bmatrix} -M^{-1}C & -M^{-1}K \\ 0 & I \end{bmatrix}$. Na velocidade de fluxo crítica $v_c = \frac{1.875}{L} \cdot \sqrt{\frac{E I}{m_r}} = 19.17$ [m/s] o deslocamento na extremidade livre

inicia em -16×10^{-3} [m] e atinge o valor próximo a 0,0 [m] em cerca de 0,2 [s] (ver Fig. 6). Pode-se observar na Fig. 7, o comportamento caótico da aceleração na extremidade livre do tubo, com velocidade crítica de fluxo de 19,17 [m/s].

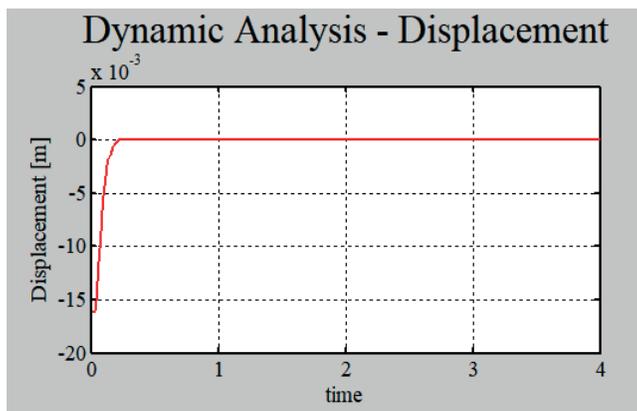


Figura 6. Resposta dinâmica na velocidade crítica de escoamento do fluido $v_c = 19.17$ [m/s].

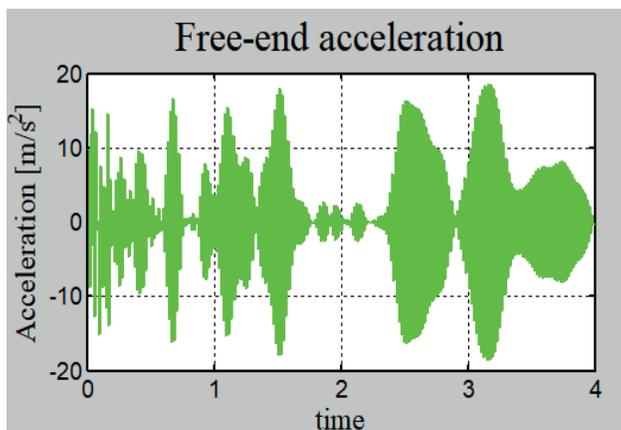


Figura 7. Forma caótica da aceleração na extremidade livre do tubo para a velocidade crítica de escoamento do fluido $v_c = 19.17$ [m/s].

5 | CONCLUSÃO

O sistema de tubo-fluido, na presença da massa final, para diferentes velocidades de fluxo, inicia com a característica de um fenômeno conhecido como salto, seguido por uma oscilação amortecida, ao longo do tempo. Os efeitos combinados de Coriolis e as forças centrífugas têm uma influência notável no comportamento dinâmico do sistema. O efeito de Coriolis atua como o de uma força de amortecimento reduzindo a amplitude de oscilação do sistema, ao longo do tempo. Por outro lado, as forças centrífugas tendem a elevar o sistema de tubulação de fluido como um todo. Além disso, a ação combinada

dessas duas forças, com a força gravitacional atuando na massa final, é a de mover o ponto de equilíbrio dinâmico para um novo ponto localizado acima do ponto de equilíbrio estático. Outro ponto importante refere-se à influência da velocidade do fluxo do fluido na resposta dinâmica do sistema. Enquanto as velocidades de escoamento aumentam, as frequências naturais do sistema diminuem. Além disso, o sistema tem um comportamento caótico em na velocidade de escoamento crítica teórica. Notamos aqui que algumas limitações assumidas neste texto influenciaram significativamente os resultados do comportamento dinâmico do sistema. Isso abre a necessidade de levar em consideração, em análises futuras, algumas hipóteses como densidade de fluxo variável, a consideração de deslocamentos horizontais e efeitos de cisalhamento, citando apenas alguns temas de estudo.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a todas as pessoas que influenciaram e contribuíram para a realização deste trabalho. Em particular, desejo agradecer à Atena Editora pela publicação deste trabalho. Gostaria de agradecer também, meu orientador, Ph.D. Juan Pablo Julca Avila pelas brilhantes opiniões sobre o presente trabalho. Além disso, dedico este trabalho para minha esposa Rose e meus filhos Rafael e Michelle.

REFERÊNCIAS

Blevins, Robert D., "Flow-Induced Vibration", 2. ed., Krieger, 1994.

Cook, Robert Davis, "Concepts and applications of finite element analysis", 4th ed, Wiley, 2001:-

Grant, I., "Flow-induced vibrations in pipes, a finite element approach", Thesis, Cleveland State University, 2010.

Onuoha, Mac D.U., Li, Q., Duan, M., "On the interaction between severe slug buildup and dynamic response of a submerged top-tensioned riser", Conference: ASME, 31st International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, 2012.

Petyt, M., "Introduction to finite element vibration analysis", 2nd ed, Cambridge University Press, 2010.

Sobrinho, A. S. C., "Introdução ao método dos elementos finitos", 1st ed, Editora Ciência Moderna, 2006.

Timoshenko, Stephen, "Strength of Materials", CBS Publishers & Distributors, 1986.

Wu, M., Lou, J., "Effects of rigidity and internal flow on marine riser dynamics", Applied Ocean Research, Volume 13, Issue 5, Pages 235-244, October 1991.

Yamamoto, M., "A study about the dynamic behavior of flexible tubes including internal flow", Thesis, Yokohama National University, 2011.

ÍNDICE REMISSIVO

A

Aços 10, 38, 39, 40, 46

Algoritmo Genético 11, 109, 111, 112, 174

Arduino 11, 79, 80, 86, 87, 88, 89, 90, 91, 172, 175, 190, 192

C

Campo de temperatura 92, 93

CitationID 112, 116

Citationitems 168

Confiabilidade 10, 20, 21, 22, 27, 28, 29, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 79

Controle Adaptativo 165

Convecção Forçada 92, 93

E

Elementos Finitos 10, 1, 2, 6, 21, 38, 39, 45, 46, 47, 48, 50, 55, 128, 129, 131, 137

Energia renovável 67

Energia Solar 67, 79, 90, 91

EPI's 193, 196, 198

Escoamento bifásico 12, 138, 139, 140, 148

Escoamento Turbulento 92, 93

Estacionamento Autônomo 181

F

Fadiga 10, 21, 38, 39, 40, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 125

Fluido-Estrutura 57, 124

Fração de vazio 12, 138, 139, 140, 142, 145, 146, 147, 148, 149

Frequência 6, 9, 10, 12, 14, 15, 16, 21, 26, 48, 49, 52, 116, 125, 133, 135, 140, 142, 143, 145, 146

Função de transferência 9, 12, 14, 15

G

Graus de liberdade 9, 11, 23

I

Impressão 3D 193, 196

Instrumentação 80, 91, 144, 190

L

Lógica Fuzzy 165

M

Manipulador Flexível 1, 2

Manipulador Paralelo 10, 1, 2, 3, 6

Matriz 128, 129, 130, 131, 135, 166, 170, 187, 199, 200, 201, 203, 205

Modelo Multicorpos 1, 2, 6

N

Nusselt 92, 93, 99, 100, 101, 102, 103, 106

O

Otimização 9, 10, 11, 20, 21, 22, 25, 26, 28, 29, 30, 31, 32, 35, 36, 48, 49, 55, 109, 110, 111, 112, 113, 114, 115, 116, 118, 119, 120, 121, 170, 175, 177, 192

P

PET 193, 194, 195, 198

Piranômetro 80, 81

Projeto mecatrônico 181

Protótipos 39, 165, 167, 172, 177

R

Radiação térmica 80, 82

Radiômetro 11, 79, 80, 81, 82, 83, 84, 85, 86, 88, 89, 90, 91

Redes Neurais Artificiais 164, 165, 166, 168

S

Seleção 109, 111, 112, 116, 117, 118, 119, 120, 121, 170, 171, 176, 185

Sensor capacitivo 12, 138, 140, 145

Simulação 9, 2, 3, 6, 17, 20, 25, 28, 35, 38, 40, 43, 44, 45, 46, 135, 167, 169

Sistemas Computacionais Inteligentes 12, 164, 168

Sistemas Dinâmicos 12, 124, 164, 167

Sistemas Térmicos 109, 111

Stress 199

Suspensão 10, 9, 10, 11, 13, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 29, 30, 31, 32, 33, 35, 36, 184

T

Tensão 2, 3, 42, 43, 44, 45, 142, 144, 145, 146, 147, 148, 187, 199, 200, 201, 203, 204

Tumor 199, 200, 201, 202, 203, 204, 205

V

Vibração 1, 2, 5, 9, 10, 13, 16, 17, 20, 21, 26, 50, 133

Violão 10, 48, 49, 50, 51, 54

COLEÇÃO DESAFIOS DAS ENGENHARIAS:

ENGENHARIA MECÂNICA



www.atenaeditora.com.br



contato@atenaeditora.com.br



[@atenaeditora](https://www.instagram.com/atenaeditora)



[facebook.com/atenaeditora.com.br](https://www.facebook.com/atenaeditora.com.br)

Atena
Editora

Ano 2021

COLEÇÃO DESAFIOS DAS ENGENHARIAS:

ENGENHARIA MECÂNICA

- 
-  www.atenaeditora.com.br
 -  contato@atenaeditora.com.br
 -  [@atenaeditora](https://www.instagram.com/atenaeditora)
 -  [facebook.com/atenaeditora.com.br](https://www.facebook.com/atenaeditora.com.br)