

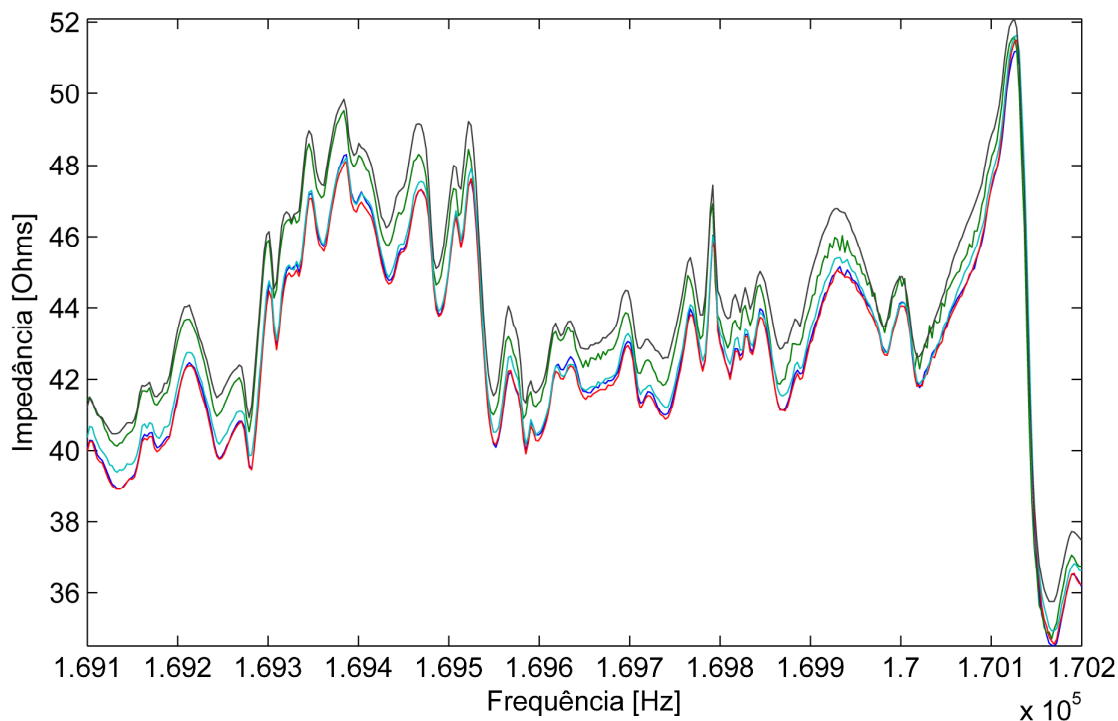


Figura 7.45 – Assinaturas de impedância adquiridas pelo PZT-D para o rotor sem dano em diferentes velocidades de rotação (legenda na Fig. 7.42).

A título de informação, a Fig. 7.46 mostra as respostas temporais obtidas pelos sensores de PZT acoplados ao eixo para o rotor balanceado operando em 1200 rev/min. Note que a amplitude do sinal obtido pelo PZT-2 é maior que a obtida pelo PZT-3. Sabendo que ambos estão em condições similares quanto à deflexão do eixo, conclui-se que realmente o acoplamento eletromecânico do PZT-2 é superior ao do PZT-3, o que explica alguns dos resultados previamente apresentados. Observe que a boa qualidade dos sinais permite o uso de tecnologias baseadas em respostas obtidas nas coordenadas rotativas.

7.4 Conclusões Parciais

Os resultados aqui mostrados provam a eficiência do método da Impedância Eletromecânica para a detecção de trincas transversais incipientes em eixos rotativos. Como visto, a técnica de SHM proposta foi avaliada para diferentes condições: rotor em repouso e, principalmente, em movimento, todas levando a resultados bastante satisfatórios. As aplicações foram viabilizadas pela utilização de um dispositivo especial, o *Slip Ring*. Além disso, cor-

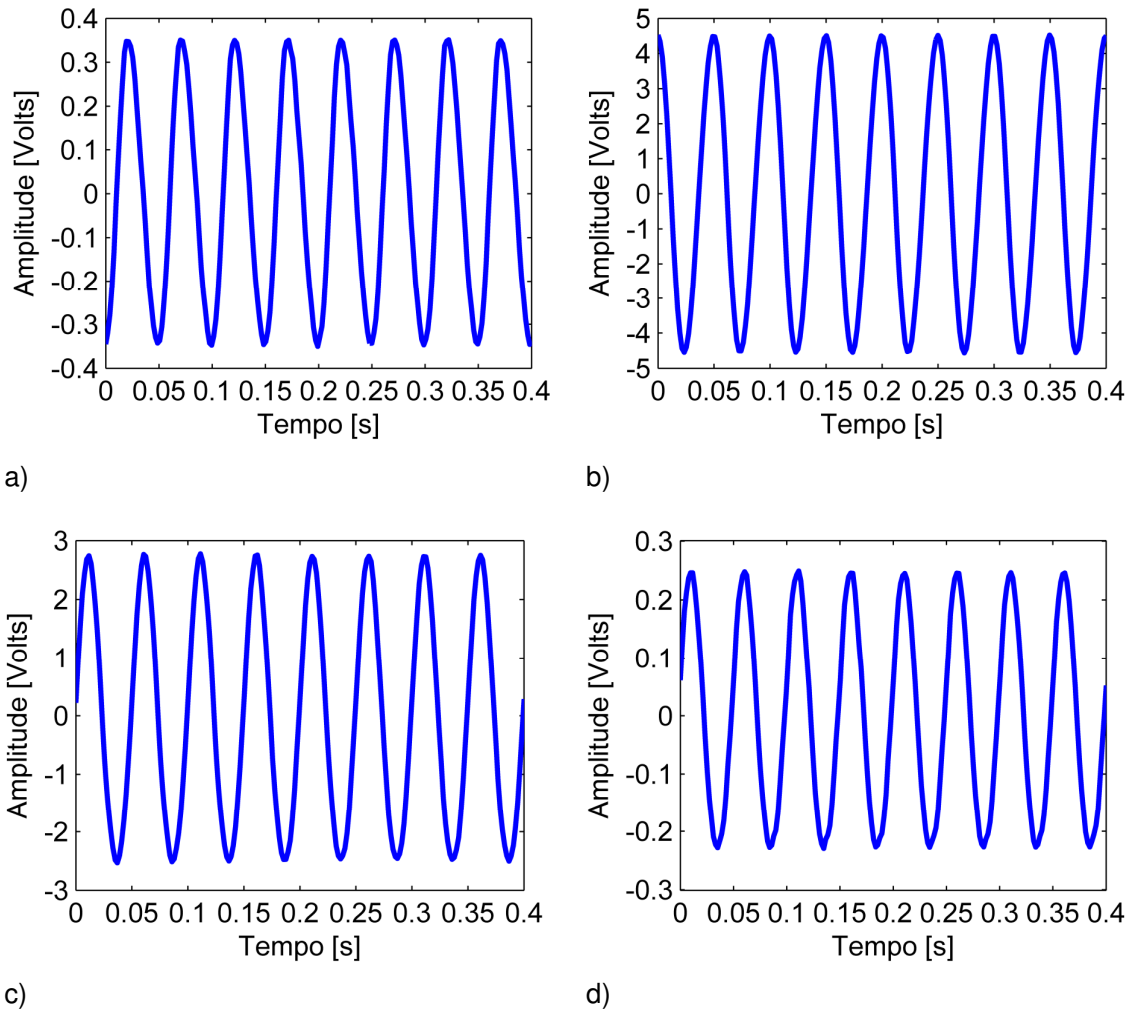


Figura 7.46 – Sinais temporais obtidos a partir dos PZT com o rotor balanceado operando a 1200 rev/min: a) PZT-1; b) PZT-2; c) PZT-3; d) PZT-4.

tes foram inseridos no eixo a fim de simular trincas (procedimento adotado em vários dos trabalhos científicos referenciados). Os testes foram feitos de forma aleatória (e em dias diferentes) a fim de dar robustez à metodologia.

O acoplamento dos PZT no eixo foi feito a partir de um processo de usinagem, claramente uma desvantagem nesta aplicação (não é aconselhável para todas as máquinas). Desta forma, em avaliações futuras pretende-se utilizar sensores-atuadores flexíveis (*tipo Micro Fiber Composites* - MFC) e pastilhas de PZT rígidas, porém na forma de anel. Ambos os tipos citados são disponíveis no mercado (por exemplo, encontra-se no mercado pastilha de PZT de diferentes geometrias, inclusive com 17 mm de diâmetro interno, mesmo diâmetro do eixo da bancada).

A tentativa em utilizar sensores de PZT acoplados ortogonalmente ao eixo (em polias) não obteve grande sucesso. Bons resultados somente foram obtidos para um alto nível de desbalanceamento do rotor. O efeito na capacidade de detecção apresentado pelo PZT-D com o aumento do nível de desbalanceamento é interessante. Aparentemente, a variação de rigidez local imposta por cada um dos cortes é detectada mais facilmente quando os níveis de desbalanceamento são maiores, ou seja, quando as tensões mecânicas no eixo são grandes.

As velocidades que normalmente evidenciam as trincas em outras metodologias não tiveram efeito no método da Impedância Eletromecânica, ou seja, os resultados não foram melhores para o rotor operando nestas velocidades (veja o Anexo 3). Este fato é decorrente das altas frequências utilizadas por esta técnica de SHM. Contudo, a alta faixa de frequência trata-se de uma vantagem da metodologia, pois possibilita a detecção de danos incipientes mesmo em locais de baixa deflexão do eixo. A maioria das técnicas de SHM voltadas para a detecção de trincas em rotores apresenta esta limitação (inclusive a que é apresentada no Capítulo VI desta tese).

Os testes realizados comprovam a viabilidade da metodologia proposta. Assim, a partir de agora serão realizadas análises acerca da capacidade de detecção, limitações, entre outros pontos. Daí, testes estatísticos, aliados a um número maior de medições, serão incorporados em trabalhos futuros.

CAPÍTULO VIII

Conclusões e Perspectivas Futuras

Nesta Tese de Doutorado duas técnicas de Monitoramento da Integridade Estrutural (técnicas de SHM) voltadas para a detecção e identificação de trincas transversais incipientes em eixos de máquinas rotativas foram propostas: a identificação de trincas com base na combinação de ressonâncias (técnica não linear de carácter parcialmente inédito) e a detecção de trincas com base no método da Impedância Eletromecânica (aplicada pela primeira vez para a detecção de danos em máquinas rotativas).

Em um primeiro momento foi realizada uma revisão bibliográfica acerca das principais técnicas de SHM baseadas em sinais de vibração (detecção e identificação de trincas em rotores flexíveis). Foram mostrados trabalhos científicos sobre as técnicas tradicionalmente conhecidas (monitoramento puro das respostas síncronas do rotor e métodos baseados em modelos matemáticos) que se aplicam nos domínios da frequência, modal e do tempo. A partir desta revisão, foi possível constatar a dificuldade que os melhores especialistas internacionais enfrentam para detectar trincas em máquinas rotativas presentes na indústria. Casos reais de detecção onde a propagação se deu com menos de 20% do diâmetro do eixo são raros. Várias técnicas propostas na literatura e denominadas não tradicionais foram igualmente apresentadas, sendo assim observado que as técnicas de SHM aqui desenvolvidas são, de certa forma, consideradas novas.

Os rotores analisados (suportados por mancais de rolamento e hidrodinâmicos) foram matematicamente representados por modelos de Elementos Finitos. Assim sendo, a formulação associada às matrizes de massa, rigidez, amortecimento, do efeito giroscópico, do desbalanceamento, e outros, foi apresentada.

Uma bancada de testes foi especialmente projetada e construída para a aplicação das técnicas de SHM propostas neste trabalho. Desta forma, todas as etapas de projeto foram mostradas, contemplando detalhes das partes constituintes do equipamento (peças, sensores, sistema de controle de velocidade, etc) e o ajuste e validação do modelo matemático (em Elementos Finitos) construído com base nos sinais experimentais medidos diretamente no equipamento. O ajuste do modelo foi realizado com o rotor em repouso, utilizando para

isto FRFs obtidas a partir de diferentes posições de excitação e medição. Considerou-se que o efeito giroscópico do sistema não é grande o suficiente para comprometer a identificação dos parâmetros considerados desconhecidos.

Na sequência, foram demonstrados os conceitos matemáticos envolvidos nos principais métodos de modelagem do fenômeno *breathing*, fenômeno característico desenvolvido por trincas presentes em eixos rotativos horizontais flexíveis. Foram apresentados os modelos de Gasch (modelo pioneiro), o de Mayes e o conhecido como *FLEX*. A formulação utilizada para adaptar os modelos de Gasch e Mayes para o método dos Elementos Finitos também foi mostrada (juntamente com o procedimento adotado para determinar o comprimento do elemento), tomando como base a formulação da matriz de rigidez do eixo previamente descrita. Além disso, de forma minuciosa, foram abordados os conceitos da Mecânica da Fratura Linear utilizados para determinar a relação entre o aumento da flexibilidade introduzida no eixo devido à trinca com a sua profundidade.

Os três modelos foram comparados de formas distintas. Em um primeiro momento foi analisado o comportamento das rigidezes nas direções horizontal e vertical em função da posição angular do eixo (momentos de inércia para o caso do modelo *FLEX*). Nesta análise foi possível observar uma semelhança interessante entre os modelos de Mayes e *FLEX*, ambos mostrando uma transição suave da trinca. Sem considerar as forças de desbalanceamento e com o eixo girando lentamente, observou-se mais uma vez a similaridade entre os modelos de Mayes e *FLEX*. As respostas ao desbalanceamento do rotor afetado por três condições de trinca foram comparadas com as respostas do rotor sem dano em uma terceira análise. Como esperado, a diminuição das velocidades críticas foi pequena quando considerados os três modelos descritos. Outra análise foi realizada observando as órbitas determinadas pelos modelos de *breathing* com o rotor sobre duas condições de trinca. De uma maneira geral, nas velocidades analisadas, os modelos de Gasch e Mayes se mostraram próximos, juntamente distantes dos resultados obtidos com o modelo *FLEX*. No entanto, foi observado que o modelo de Gasch não leva a bons resultados para trincas mais profundas. Uma diferença pronunciada das amplitudes das órbitas determinadas pelos modelos de Gasch e de Mayes em relação ao modelo *FLEX* foi observada, mostrando ser este último mais cauteloso que os outros dois na influência da trinca sobre as respostas dinâmicas do sistema. Neste contexto, o modelo de Mayes foi considerado o mais viável para ser utilizado nesta Tese de Doutorado. Este modelo apresentou um comportamento coerente com o modelo *FLEX* (na maioria das análises), porém com um custo computacional bastante inferior.

A primeira técnica de SHM proposta compreendeu a identificação de trincas transversais (estimativa da posição e profundidade do dano ao longo do eixo), baseada em combinações de ressonância e em um método de otimização evolutivo; a Evolução Diferencial. Os

conceitos matemáticos não lineares envolvidos no desenvolvimento da metodologia foram descritos (método das Múltiplas Escalas). O desenvolvimento desta técnica levou a aplicações numéricas e uma experimental. Apesar da etapa experimental ainda não ter apresentado um resultado satisfatório, as aplicações numéricas mostraram que a técnica se configura como uma ferramenta interessante. Foi mostrado que a técnica requer modelos matemáticos representativos do rotor e da trinca para a sua aplicação. Neste ponto, pode-se considerar que um modelo matemático não representativo da bancada levou aos resultados experimentais insatisfatórios (modelo não contempla os efeitos não lineares inerentes aos rolamentos). Além disso, observou-se a necessidade de aplicar várias forças de diagnóstico no sistema (caracterização da assinatura de trinca), o que aumenta consideravelmente o tempo gasto em aplicações experimentais. As forças de diagnóstico geram picos (chamados de picos de diagnóstico) na região dos primeiros modos de vibrar do sistema, facilitando a identificação. No entanto, as análises indicaram que este mesmo processo pode ser realizado com o equipamento em operação. Como visto, uma desvantagem da metodologia é a impossibilidade de identificação de trincas transversais presentes em regiões onde o eixo apresenta baixa deflexão.

A segunda e última técnica de SHM proposta levou a detecção de trincas incipientes utilizando o método Impedância Eletromecânica. Esta aplicação, como comentado anteriormente, é de caráter inédito. Foram apresentadas as características da técnica e o dispositivo (*Slip Ring*) utilizado para transferir os sinais adquiridos no referencial rotativo para o referencial fixo. Também foram mostrados os procedimentos de usinagem que foram necessários para a fixação de algumas das pastilhas de PZT no eixo, além da passagem dos fios de conexão. O mesmo foi feito para os outros desafios enfrentados nesta aplicação. Como que para a primeira técnica proposta, cortes foram inseridos no eixo a fim de simular trincas (procedimento adotado em vários dos trabalhos científicos referenciados). Os resultados apresentados provaram a eficiência da técnica sob diferentes condições de aplicação: rotor em repouso e em movimento para diferentes níveis de desbalanceamento, todas levando a resultados bastante satisfatórios. A tentativa em utilizar sensores de PZT acoplados ortogonalmente ao eixo (em polias) não obteve grande sucesso. Bons resultados somente foram obtidos para um alto nível de desbalanceamento do rotor. As velocidades que normalmente evidenciam as trincas em outras metodologias não tiveram efeito no método da Impedância Eletromecânica, ou seja, os resultados não foram melhores para o rotor operando nestas velocidades. Contudo, a alta faixa de frequência utilizada trata-se de uma vantagem da metodologia (> 150 kHz), pois possibilita a detecção de danos incipientes mesmo em locais de baixa deflexão do eixo (limitação da primeira técnica proposta e de muitas outras encontradas na literatura; inclusive as tradicionais).

Este ainda contou com o estudo do comportamento dinâmico de um rotor suportado por mancais hidrodinâmicos cilíndricos quando na presença de uma trinca localizada na porção central do seu comprimento. Os mancais foram modelados adotando uma metodologia não linear. O modelo matemático analisado foi construído tomando como base uma bancada de testes presente no Laboratório de Sistemas Mecânicos, também associado à Faculdade de Engenharia Mecânica da UFU. Os resultados mostraram a capacidade do modelo construído.

Neste contexto, afirma-se que a proposição de diferentes caminhos a serem seguidos para a solução do problema associado à detecção de trincas em eixos horizontais e flexíveis de máquinas rotativas é a contribuição principal dada por esta Tese de Doutorado à comunidade acadêmica, principalmente no contexto do método da Impedância Eletromecânica. Claro que todos os conteúdos apresentados, e que fazem parte do trabalho, se mostram igualmente importantes: i) a formulação do modelo matemático de rotores em Elementos Finitos; ii) o procedimento adotado para seu ajuste com sinais experimentais; iii) a utilização de métodos evolutivos de minimização; iv) a descrição dos modelos de *breathing* para a trinca e das bases da Mecânica da Fratura Linear; v) a separação categórica do que é modelo de *breathing* e o que é relação entre a profundidade de trinca e aumento de flexibilidade do eixo (conceitos distintos, porém constantemente associados na literatura); vi) os conceitos não lineares que envolvem as combinações de ressonância; vii) além de todas as discussões apresentadas às quais retratam os problemas enfrentados no desenvolvimento e aplicação de cada uma das duas técnicas de SHM aqui desenvolvidas.

Com base na experiência adquirida no desenvolvimento desta Tese de Doutorado, os seguintes pontos serão investigados na continuidade:

- a) *Validação experimental do modelo de trinca*: o procedimento adotado levou a uma incoerência entre os resultados obtidos a partir dos modelos de *Weight Dominance* com os determinados pelo modelo *FLEX*. Assim pretende-se avaliá-los a partir de testes experimentais, realizados sobre eixos com trincas reais propagadas a partir de ensaios de flexão (os cortes realizados para simular as trincas serão futuramente abolidos);
- b) *Novos testes com a técnica baseada na combinação de ressonâncias*: observa-se que os testes experimentais realizados mostram que o modelo matemático do rotor é fraco dinamicamente, ou seja, ele não representa os fenômenos não lineares provenientes dos rolamentos (e outras fontes ainda desconhecidas). Assim, pretende-se aqui incorporá-los ao modelo do rotor, ou adotar técnicas capazes de separar os efeitos não lineares provenientes das trincas dos de outras fontes nos sinais de vibração medidos, Por exemplo, Sinha (2007) mostra que espectros de alta ordem são capazes de separar efeitos oriundos de trincas e desalinhamento de eixos;

- c) *Novas pastilhas de PZT*: o procedimento adotado para o acoplamento dos PZT no eixo é claramente uma desvantagem na aplicação da técnica baseada na Impedância Eletromecânica (não é aconselhável para todas as máquinas). Desta forma, em avaliações futuras pretende-se utilizar sensores-atuadores flexíveis (*tipo Micro Fiber Composites* - MFC) e pastilhas de PZT rígidas, porém na forma de anel. Ambos os tipos citados são disponíveis no mercado (por exemplo, encontra-se no mercado pastilha de PZT de diferentes geometrias, inclusive com 17 mm de diâmetro interno, mesmo diâmetro do eixo da bancada);
- d) *Confiabilidade da técnica baseada na Impedância Eletromecânica*: os testes realizados comprovam a viabilidade da metodologia proposta. Assim, a partir de agora serão realizadas análises acerca da capacidade de detecção, limitações, entre outros pontos. Daí, testes estatísticos, aliados a um número maior de medições, serão incorporados em trabalhos futuros.

Página intencionalmente deixada em branco.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

176-1987 – IEEE STANDARD ON PIEZOELECTRICITY. **IEEE Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control Society**, 1988.

ADILETTA, G.; GUIDO, A. R.; ROSSI, C.. Chaotic motions of a rigid rotor in short journal bearings. **Nonlinear Dynamics**, v. 10, n. 1, p. 251-269, 1996.

AGILENT TECHNOLOGIES. **Impedance measurement handbook**. 2006.

AIRLINE REPORTER. **Gas Turbines**. Disponível em: <<http://www.airlinereporter.com>>. Acesso em: 08 jun. 2013.

AL-SHUDEIFAT, M. A.; BUTCHER, E. A.. New breathing functions for the transverse breathing crack of the cracked rotor system: approach for critical and subcritical harmonic analysis. **Journal of Sound and Vibration**, v. 330, n. 1, p. 526-544, 2011.

ANDERSON, T. L.. **Fracture Mechanics**. Taylor & Francis, 2005.

ASSIS, E. G.. **Uso de técnicas de otimização para auxiliar o projeto e identificar parâmetros de máquinas rotativas**. Universidade Federal de Uberlândia, 1999.

ASSIS, E. G.; STEFFEN Jr, V.. Inverse problem techniques for the identification of rotor-bearing systems. **Inverse Problems in Engineering**, v. 11, n. 1, p. 39-53, 2003.

BACHSCHMID, N.; PENNACCHI, P.; TANZI, E; VANIA, A.. Identification of transverse crack position and depth in rotor systems. **Meccanica**, v. 35, n. 1, p. 563-582, 2001.

BACHSCHMID, N.; PENNACCHI, P.; TANZI, E.. **Cracked rotors: a survey on static and dynamic behaviour including modelling and diagnosis**. Springer, 2010.

BATHE, K. J.; BAIG, M. M. I.. On a composite implicit time integration procedure for nonlinear dynamics. **Computers and Structures**, v. 83, n. 1, p. 2513-2524, 2005.

BENTLY, D. E.; HATCH, C. T.. **Fundamentals of rotating machinery diagnostics**. Bently Pressurized Bearing Company, Minden, NV, USA, 2002.

BRADON, J.. Nonlinear vibrations of cracked structures: perspectives and horizons. **Shock and Vibration Digest**, v. 32, n. 4, p. 273-280, 2000.

BUENO, D. D.. **Controle ativo de vibrações e localização ótima de sensores e atuadores piezelétricos**. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista, 2007.

BURBANO, C. E. R.. **Diagnóstico de falhas em máquinas rotativas**. Universidade Federal de Uberlândia, 2005.

BURBANO, C. R.; STEFFEN Jr, V.. Diagnostics of cracked shafts by monitoring the transient motion response. In: International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics, XII DINAME, 2007, Ilhabela, Brasil. **Anais**.

CAPONE, G.. Orbital motions of rigid symmetric rotor supported on journal bearings. **La Meccanica Italiana**, v. 1, n. 199, p. 37-46, 1986.

CARDEN, E. P.; FANNING, P.. Vibration based condition monitoring: a review. **Structural Health Monitoring**, v. 3, n. 5, p. 355-377, 2004.

CASTRO, H. F.; CAVALCA, K. L.. Non-linear hydrodynamic bearing force characterization under fluid-induced instability. In: XIII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics, DINAME, 2009, Angra dos Reis, RJ, Brazil, 2009. **Anais**.

CAVALINI Jr, A. A.; STEFFEN Jr, V.; MAHFOUD, J.. Crack identification approach for a beam-like structure. In: XV International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics, DINAME, 2013, Buzios, Brasil. **Anais**.

CHILDS, D.. **Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling & analysis**. John Wiley & Sons, INC., 1993.

COELHO, L. S.. **Fundamentos, potencialidades e aplicações de algoritmos evolutivos**. Notas em matemática Aplicada, São Carlos – SP, 2003.

DARPE, A. K.; GUPTA, K.; CHAWLA, A.. Coupled bending, longitudinal and torsional vibrations of a cracked rotor. **Journal of Sound and Vibration**, v. 269, n. 1, pp. 33-60, 2004.

DIMAROGONAS, A. D.. Vibration of cracked structures: a state of the art review. **Engineering Fracture Mechanics**, v. 55, n. 5, p. 831-857, 1996.

DOEBLING, S. W.; FARRAR, C. R.; PRIME, M. B.. A summary review of vibration-based damage identification methods. **Shock and Vibration Digest**, v. 30, n. 2, p. 91-105, 1998.

DUNKERLEY, S.. On the whirling and vibration of shaft. **Philosophical Transactions of the Royal Society of London**, v. 195, n. 1, p. 279-359, 1984.

EHRICH, F.F.. **Handbook of Rotordynamics**. McGraw-hill, 1992.

EISENMANN, R. C.; EISENMANN Jr, R. C.. **Machinery malfunction: diagnosis and correction**. Prentice Hall, Inc., 1998.

ENGELS, R. C.. Finite element modeling of dynamic behavior of some basics structural members. **Journal of Vibration and Acoustics**, v. 114, n. 1, p. 236-241, 1991.

FINZI NETO, R. M.; Steffen, V.; RADE, D. A.; Gallo, C. A.; PALOMINO, L. V.. A low-cost electromechanical impedance-based SHM architecture for multiplexed piezoceramic actuators. **Structural Health Monitoring**, v. 10, n. 1, p. 391-402, 2011.

FRISWELL, M. I.; PENNY, J. E. T.. Is damage location using vibration measurements practical? Structural damage assessment using advanced signal processing procedures. In: DAMAS 1997, p. 351-362, 1997, University of Sheffield, UK. **Anais**.

FRISWELL, M. I.; PENNY, J. E. T.. Crack modeling for structure health monitoring. **Structural Health Monitoring**, v. 1, n. 2, p. 139-148, 2002.

GASCH, R.. Dynamic behaviour of a simple rotor with a cross sectional crack. In: International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, IMechE, v. 1, n. 1, p. 123-128, 1976. **Anais**.

GIURGIUTIU, V.; ROGERS, C. A.. Recent advancements in the eletro-mechanical (E/M) impedance method for structural health monitoring and NDE. In: 5th Annual International Symposium on Structures and Materials, 1998, San Diego, USA. **Anais**.

GIURGIUTIU, V.; ZAGRAI, A.. Damage detection in thin plates and aerospace structure with the electro-mechanical impedance method. **Structural Health Monitoring**, v. 4, n. 1, p. 99-118, 2005.

GREEN, I.; CASEY, C.. Crack detection in a rotor dynamic system by vibration monitoring – part I: analysis. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 127, n. 1, pp. 425-436, 2005.

GRISSE, B. L.; INMAN, D. J.. Temperature corrected sensor diagnostics for impedance-based SHM. **Journal of Sound and Vibration**, v. 329, n. 1, p. 2323-2336, 2010.

HANKINE, B. J. M.. On the centrifugal force of rotating shafts. **The Engineer**, v. 1, n.1, 1 p., 1869.

HE, Y.; GUO, D.; CHU, F.. Using genetic algorithms and finite element methods to detect shaft crack for rotor-bearing system. **Mathematics and Computers in Simulation**, v. 57, n. 1, p. 95-108, 2001.

HUTCHINSON, J. R.. Shear coefficients for timoshenko beam theory. **Journal of Applied Mechanics**, v. 1, n. 1, 2001.

IMBERT, J. F.. **Analyse des structures par éléments finis**. Sup'aéro, 2001.

INMAN, D. J.. Smart structures: examples and new problems. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2001, Uberlândia, Brasil. **Anais**.

INMAN, D. J.; FARRAR, C. R.; LOPES Jr, V; STEFFEN Jr, V.. **Damage prognosis: for aerospace, civil and mechanical systems**. Wiley, 2005.

IRWIN, G. R.. Analysis of stresses and strains near the end of a crack traversing a plate. **Journal of Applied Mechanics**, v. 24, n. 1, p. 361-364, 1957.

ISHIDA, Y.; INOUE, T.; NISHIMURA, K.. Detection of a rotor crack by a periodic excitation. In: International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery, p. 1004-1011, 2001, Minden, NV. **Anais**.

ISHIDA, Y.; YAMAMOTO, T.. **Linear and nonlinear rotordynamics**. Wiley-VCH, 2012.

IWATSUBO, T.; ARII, S.; OKS, A.. Detection of a transverse crack in a rotor shaft by adding external force. In: International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, IMechE, v. 1, n. 1, p. 275-282, 1992, Bath, UK. **Anais**.

JEFFCOTT, H. H.. The lateral vibration of loaded shafts in the neighborhood of a whirling speed: the effect of want of balance. **Philosophical Magazine A**, v. 37, n. 1, p. 304-315, 1919.

KESSLER, S. S.; SPEARING, S. M.; ATALLA, M. J.. **In-situ damage detection of composite structures using lamb wave methods**. Massachusetts Institute of Technology, Department of Aeronautics and Astronautics Massachusetts, 2002.

KOROISHI, E. H.; CAVALINI JR, A. A.; STEFFEN Jr, V.; MAHFOUD, J.. Active vibration control in a rotor system using an electromagnetic actuator with H^∞ norm. **ABCM Symposium Series in Mechatronics**, v. 5, p. 105-114, 2012.

KULESZA, Z.; SAWICKI, J. T.. Auxiliary state variables for rotor crack detection. **Journal of Vibration and Control**, v. 17, n. 6, p. 857-872, 2010.

KULESZA, Z.; SAWICKI, J. T.; STOROZHEV, D. L.. Smart properties of AMB supported Machines for rotor crack detection: experimental and analytical study. In: International Conference on Rotordynamics, 8th IFToMM, KIST, 2010, Seoul, Korea. **Anais**.

LALANNE, M.; FERRARIS, G.. **Rotordynamics prediction in engineering**. John Wiley & Sons, INC., 1998.

LALLEMENT, G.; LECOANET, H.; STEFFEN Jr, V.. Vibrations de rotors sur paliers à matrice de raideur non symétrique. **Machine and Mechanism Theory**, v. 17, n. 1, p. 47-55, 1982.

LEE, U.; SHIN, J.. A frequency response function-based structural damage identification method. **Computers and Structures**, v. 80, n. 1, p. 117-132, 2002.

LEMOS, G. F.. **Detecção de falhas via observadores de estado em sistemas rotativos considerando-se suas fundações**. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista, 2004.

LEYZEROVICH, A.. **Large Power Steam Turbine**. Pennwell, Tulsa, 1997.

LIANG, C.; SUN, F. P.; ROGERS, C. A.. Coupled electromechanical analysis of adaptive material systems – determination of the actuator power consumption and system energy transfer. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, v. 5, n. 1, p. 12-20, 1994.

LIM, H. J.; KIM, M.; SOHN, H.; PARK, C. Y.. Impedance based damage detection under varying temperature and loading conditions, **NDT & E International**, v. 44, n. 1, p. 740-750, 2011.

LIONG, R. T.. **Application of the cohesive zone model to the analysis of rotors with a transverse crack**. KIT Scientific Publishing, 2011.

LOBATO, F. S.. **Otimização multi-objetivo para o projeto de sistemas de engenharia**. Universidade Federal de Uberlândia, 2008.

MARQUI, C. R.. **Modelagem de estruturas piezelétricas para aplicação em localização de falhas**. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista, 2007.

MANI, G.; QUINN, D. D.; KASARDA, M.. Active health monitoring in a rotating cracked shaft using active magnetic bearings as force actuators. **Journal of Sound and Vibration**, v. 294, n. 1, p. 454-465, 2006.

MAYES, I. W.; DAVIES, W. G. R.. The vibration behavior of a rotating shaft system containing a transverse crack. In: Institution of Mechanical Engineers Conference Publication, Vibration in Rotating machinery, pp. 53-64, 1976. **Anais**.

MAYES, I. W.; DAVIES, W. G. R.. Analysis of the response of multi-rotor-bearing system containing a transverse crack in a rotor. **Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design**, v. 106, n. 1, p. 139-145, 1984.

MEGGIOLARO, M. A.. **Modelagem de mancais hidrodinâmicos na simulação de sistemas rotativos**. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 1996.

MELO, G. P.. **Deteção e localização de falhas via observador de ordem mínima**. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade de Campinas, 1998.

MORAIS, T. S.; STEFFEN Jr, V.; BACHSCHMID, N.. Time-varying parameter identification using orthogonal functions. **Journal of Physics**, v. 135, n. 1, p. 1-7, 2008.

MORAIS, T. S.. **Contribuição ao estudo de máquinas rotativas na presença de não linearidades**. Universidade Federal de Uberlândia, 2010.

MORAIS, T. S.; STEFFEN Jr, V.; MAHFOUD, J.. Control of the breathing mechanism of a cracked rotor by using electro-magnetic actuator: numerical study. **Latin American Journal of Solids and Structures**, v. 9, n. 1, p. 581-596, 2012.

MOURA Jr., J. R. V.. **Uma contribuição aos sistemas de monitoramento de integridade estrutural aplicada a estruturas aeronáuticas e espaciais**. Universidade Federal de Uberlândia, 2008.

MUSZYNSKA, A.. **Rotordynamics**. CRC Press, 2005

SAAVEDRA, P. N.; CUITIÑO, L. A.. Crack detection and vibration behavior of cracked beams. **Computers and Structures**, v. 79, n. 1, p. 1451-1459, 2001.

NAYFEH, A. H.. **Nonlinear oscillations**, John Wiley & Sons, INC., 1995.

NELSON, H. D.; MACVAUGH, J. M.. The dynamics of rotor bearing systems using finite elements. **Journal of Engineering for Industry**, v. 98, n. 2, p. 593-600, 1976.

NELSON, H. D.; NATARAJ, C.. The dynamics of a rotor system with a cracked shaft. **Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design**, v. 108, n. 1, p. 189-196, 1986.

PACHECO, R. P.; STEFFEN, V. Jr.. Using orthogonal functions for identification and sensitivity analysis of mechanical systems. **Journal of Vibration and Control**, v. 8, n. 1, p. 993-1021, 2002.

PACHECO, R. P.; STEFFEN, V. Jr.. Orthogonal function techniques for the identification of nonlinear mechanical systems. **Materials Science Forum**, v. 1, n. 1, 2003.

PALOMINO, L. V.. **Análise das métricas de dano associadas à técnica da impedância eletromecânica para o monitoramento de integridade estrutural**. Universidade Federal de Uberlândia, 2008.

PALOMINO, L. V.. **Técnicas de inteligência artificial aplicadas ao método de monitoramento de integridade estrutural baseado na impedância eletromecânica para monitoramento de danos em estruturas aeronáuticas**. Universidade Federal de Uberlândia, 2012.

PAPADOPOULOS, C. A.; DIMAROGONAS, A. D.. Coupled longitudinal and bending vibrations of a rotating shaft with an open crack. **Journal of Sound and Vibration**, v. 117, n. 1, p. 81-93, 1987.

PAPADOPOULOS, C. A.. Some comments on the calculation of the local flexibility of cracked shafts. **Journal of Sound and Vibration**, v. 278, n. 1, p. 1205-1211, 2004.

PARK, G.; KABEYA, K.; CUDNEY, H. H.; INMAN, D. J.. Impedance-based structural health monitoring for temperature varying applications. **JSME International Journal**, v. 42, n. 2, p. 249-258, 1999.

PARK, G.; SOHN, H.; FARRAR, C. R.; INMAN, D. J.. Overview of piezoelectric impedance-based health monitoring and path forward. **The Shock and Vibration Digest**, v. 35, n. 6, p. 451-463, 2003.

PARK, G.; INMAN, D. J.. Impedance-based structural health monitoring. **Damage Prognosis for Aerospace, Civil and Mechanical System**, Wiley, p. 1-12, 2005.

PEAIRES, D. M.. **Development of a self-sensing and self-healing bolted joint**. Virginia Polytechnic Institute and State University, 2006.

PENNACCHI, P.; BACHSCHMID, N.; VANIA, A.. A model-based identification method of transverse cracks in rotating shafts suitable for industrial machines. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 1, n. 1, p. 2112-2147, 2006.

PENNY, J. E. T.; FRISWELL, M. A.. The dynamics of cracked rotors. In: IMAC XXV, 2007, Orlando, Florida. **Anais**.

PESCH, A. H.. **Damage detection of rotors using magnetic force actuator: analysis and experimental verification**. Cleveland State University, 2008.

PRABHU, B. S.; SEKHAR, A. S.. Severity estimation of cracked shaft vibrations within fluid film bearings. **Tribology Transactions**, v. 38, n. 3, p. 583-588, 1995.

RADE, D. A.. **Introdução ao método dos elementos finitos**. Notas de Aula, Universidade Federal de Uberlândia, 2008.

RADE, D. A.; STEFFEN Jr, V.. **Structural dynamics and modal analysis**. UNESCO-EOLSS On-line Encyclopedia, 2011.

RAO, S.. **Vibrações mecânicas**. Prentice-Hall do Brasil LTDA, 2008.

RATAN, S.; BARUH, H.; Rodriguez, J.. On-line identification and location of rotor cracks. **Journal of Sound and Vibration**, v. 194, n. 1, p. 67-82, 1996.

RIUL, J. A.; STEFFEN Jr, V.; RIBEIRO, C. R.. Estudo teórico de mancais hidrodinâmicos cilíndricos. **Revista Brasileira de Ciências Mecânicas**, v. 14, n. 1, p. 17-40, 1992.

ROSALES, M. B.; FILIPICH, C. P.; BUEZAS, F. S.; Crack detection in beam structures. **Engineering Structures**, v. 31, n. 1, p. 2257-2264, 2001.

RYTTER, A.. **Vibration based inspection of civil engineering structures**. Aalborg University, Denmark, 1993.

SABINAVIS, G.; KIRK, R. G.; KASARDA, M.; QUINN, D.. Cracked shaft detection and diagnosis. **The Shock and Vibration Digest**, v. 36, n. 4, p. 287-296, 2004.

SALAWU, O. S.. Detection of structural damage through changes in frequencies: a review. **Engineering Structures**, v. 19, n. 9, p. 718-723, 1997.

SALDARRIAGA, M. V.. **Atenuação de vibrações em máquinas rotativas flexíveis usando materiais viscoelásticos nos suportes**. Universidade Federal de Uberlândia, 2007.

SALDARRIAGA, M. V.; MAHFOUD, J.; STEFFEN Jr, V.; DER HAGOPIAN, J.. Adaptive balancing of highly flexible rotors by using artificial neural networks. **Smart Structures and Systems**, v. 5, n. 1, p. 507-515, 2009.

SALDARRIAGA, V. M.; STEFFEN Jr, V.; DER HAGOPIAN, J.; MAHFOUD, J.. On the balancing of flexible rotating machines by using an inverse problem approach. **Journal of Vibration and Control**, v. 17, n. 1, p. 1021-1033, 2011.

SANCHES, L; MICHON, G.; BERLIOZ, A.; ALAZARD, D.. Parametrically excited helicopter ground resonance dynamics with high blade asymmetries. **Journal of Sound and Vibration**, v. 331, n. 16, p. 3897-3913, 2012.

SALES, T. P.. **Modelagem numérico-computacional de sistemas multicorpos flexíveis contendo materiais viscoelásticos**, Universidade Federal de Uberlândia, 2012.

SANTOS, M. B.. **Identificação da força de atrito através de análise de sinais não lineares em ensaios tribológicos**. Universidade Federal de Uberlândia, 2005.

SANTOS, R. R.; STEFFEN Jr, V.; SARAMAGO, S. F. P.. Multi-criteria optimal path planning of flexible robots. **Serial and Parallel Robot Manipulators, Kinematics, Dynamics, Control and Optimization**, INTECHOPEN, 2012, p. 339-358, 2005.

SAWICKI, J. T.; FRISWELL, M. I.; PECH, A. H.; WROBLEWSKI, A.. Condition monitoring of rotor using active magnetic bearing. In: ASME Turbo Expo 2008, Power for Land, Sea and Air, GT2008, 2008, Berlin, Germany. **Anais**.

SAWICKI, J. T.; FRISWELL, M. I.; KULESZA, Z.; WROBLEWSKI, A.; LEKKI, J. D.. Detecting cracked rotors using auxiliary harmonic excitation. **Journal of Sound and Vibration**, v. 330, n. 1, p.1365-1381, 2011.

SAWICKI, J. T.; STOROZHEV, D. L.; LEKKI, J. D.. Exploration of NDE properties of AMB supported rotors for structural damage detection. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 133, n. 1, p. 1-9, 2011.

SEIBOLD, S.; WEINERT, K.. A time domain method for the localization of cracks in rotors. **Journal of Sound and Vibration**, v. 195, n. 1, p. 57-73, 1996.

SEKHAR, A. S.. Crack identification in a rotor system: a model-based approach. **Journal of Sound and Vibration**, v. 270, n. 1, p. 887-902, 2003.

SEKHAR, A. S.. Detection and monitoring of cracks in a coast-down rotor supported on fluid film bearings. **Tribology International**, v. 37, n. 3, p. 279-287, 2004.

SEKHAR, A. S.. Multiple cracks effects and identification. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 22, n. 1, p. 845-878, 2008.

SILVA, S.. **Detecção de danos estruturais usando análise de séries temporais e atuadores e sensores piezelétricos**. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade de Campinas, 2008.

SILVA, W. T. M.; BEZERRA, L. M.. Performance of composite implicit time integration scheme for nonlinear dynamic analysis. **Mathematical Problems in Engineering**, v. 2008, 16 p., 2008.

SIMÕES, R. C.. **Controle modal ótimo de um rotor flexível utilizando atuadores piezelétricos do tipo pilha**. Universidade Federal de Uberlândia, 2006.

SINHA, J. K.; FRISWELL, M. I.; EDWARDS, S.. Simplified models for the location of cracks in beam structures using measured vibration data. **Journal of Sound and Vibration**, v. 251, n. 1, p. 13-38, 2002.

SINHA, J. K.. Higher order spectra for crack and misalignment identification in the shaft of a rotating machine. **Structural Health Monitoring**, v. 6, n.1, 2007.

SINOUE, J. J. Detection of cracks in rotor based on 2x and 3x super-harmonic frequency components and the crack-unbalance interactions. **Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation**, v. 13, n. 1, p. 2024-2040, 2008.

STEFFEN Jr, V.. Estudo analítico e experimental de dinâmica de rotores. **Revista Brasileira de Ciências Mecânicas**, v. 3, n. 1, p. 3-8, 1981.

STEFFEN Jr, V.; ASSIS, E. G. ; LEPORE NETO, F. P.. Multicriterion techniques for the optimization of rotors. In: **Multicriterion Techniques for the Optimization of Rotors**, v. 2, p. 236-249, 1999.

STORN, R.; PRICE, K.. Differential evolution: a simple and efficient adaptive scheme for global optimization over continuous spaces. **International Computer Science Institute**, v. 12, n. 1, p. 1-16, 1995.

TSURUTA, K. M.. **Monitoramento de integridade estrutural de materiais compostos sujeitos a impactos empregando a técnica da impedância eletromecânica**. Universidade Federal de Uberlândia, 2008.

VIANA, F. A. C. **Simple Optimization Toolbox – User’s Guide**, 2006,

VIANA, F. A. C.; OLIVEIRA, F. C. G.; BORGES, J. A. F.; STEFFEN Jr, V.. Differential evolution applied to the design of a three-dimensional vehicular structure. In: International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, 2007, Las Vegas, Nevada, USA. **Anais**.

VIANA, F. A. C.. **Surrogate modeling techniques and heuristic optimization methods applied to design and identification problems**. Universidade Federal de Uberlândia, 2008.

ZAGRAI, A. N.; GIURGIUTIU, V.. Electro-mechanical impedance method for crack detection in thin plates. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, v. 12, n. 1, p. 709-718, 2001.

ZHAO, M.; LUO, Z. H.. An expert system of crack monitoring and diagnosing for rotating machines. In: Conference on Rotating Machines Dynamics, p. 84-91, 1992, Venice, Italy. **Anais**.

ZOU, J.; CHEN, J.; NIU, J. C.; GENG, Z. M.. Application of the wigner-ville distribution to identification of a cracked rotor. **Journal of Mechanical Engineering Science**, v. 217, n. 5, p. 551-556, 2003.

WORDEN, K; DULIEU-BARTON, J. M.. An overview of intelligent fault detection in systems and structures. **Structural Health Monitoring**, v. 3, n.1, 2004.

WOWK, V.. **Machinery vibration: balancing**. McGRAW-Hill, 1994.

ANEXO 1

Eixos Rotativos com Trincas Transversais Suportados por Mancais Hidrodinâmicos Cilíndricos

Neste Anexo é apresentado um breve estudo acerca do comportamento dinâmico de rotores suportados por mancais hidrodinâmicos cilíndricos quando na presença de trincas. Os mancais são modelados matematicamente adotando uma metodologia não linear, modelo proposto por Capone (1986). Como mencionado, a importância de estudar o comportamento de eixos trincados em máquinas dotadas de mancais hidrodinâmicos se dá pela grande quantidade deste tipo de equipamento na indústria (máquinas rotativas de grande porte). Além disso, geralmente, em níveis de amortecimento elevados, a influência da trinca no comportamento dinâmico do sistema é minimizada (BACHSCHMID; PENNACCHI; TANZI, 2010). O modelo do rotor em Elementos Finitos foi construído tomando como base uma bancada de testes com mancais hidrodinâmicos existente no Laboratório de Sistemas Mecânicos, também associado à Faculdade de Engenharia Mecânica da UFU.

A1.1 Modelo Não Linear

No modelo matemático proposto por Capone (1986) são determinadas as forças de sustentação desenvolvidas em mancais hidrodinâmicos cilíndricos (MEGGIOLARO, 1996). Este modelo não linear é baseado na solução da equação de Reynolds, deduzida classicamente a partir das equações de Navier-Stokes (RIUL; STEFFEN Jr, 1992), na sua forma adimensional. Considerando a hipótese de mancais curtos¹, a Eq. (A1.1) mostra a equação de Reynolds já simplificada.

¹ A razão entre o comprimento e o diâmetro do mancal é menor que 0,5 (CHILDS, 1993).

$$\left(\frac{R}{L_h}\right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\bar{h}_h^3 \frac{\partial \bar{p}_h}{\partial \bar{y}} \right) = \frac{\partial \bar{h}_h}{\partial \theta} + 2\dot{\bar{h}}_h \quad (\text{A1.1})$$

onde $\bar{p}_h = \bar{p}_h(\theta, \bar{y})^2$ retrata a distribuição de pressão ao longo do mancal, $\bar{y}$ é a coordenada adimensional do centro do eixo O_E ao longo da direção Y , θ é a coordenada cilíndrica, R é o raio do eixo, L_h é o comprimento do mancal e $\bar{h}_h$ é a espessura adimensional do filme de óleo, dada por $\bar{h}_h = 1 - \bar{x} \cos \theta - \bar{z} \sin \theta$; $\bar{x} = x/C$ e $\bar{z} = z/C$ são as coordenadas adimensionais de O_E ao longo das direções X e Z , respectivamente; $\dot{\bar{x}} = \dot{x}/(\omega C)$ e $\dot{\bar{z}} = \dot{z}/(\omega C)$, sendo C a folga radial do mancal e ω a velocidade de rotação do eixo. Alguns destes parâmetros podem ser observados na Fig. A1.1.

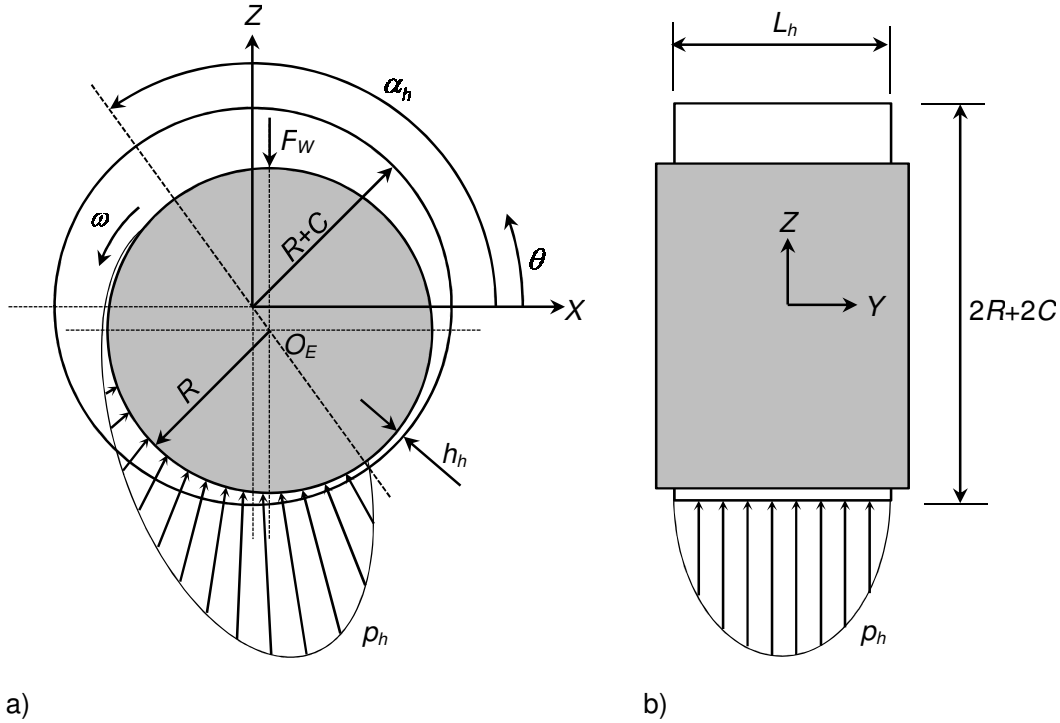


Figura A1.1 – Configuração do mancal hidrodinâmico cilíndrico: a) plano XZ do sistema mancal-eixo (F_W é uma força que atua sobre o eixo); b) plano YZ do sistema mancal-eixo.

As simplificações aplicadas na equação de Reynolds permite a integração direta da Eq. (A1.1), levando a sua forma analítica como mostra a Eq. (A1.2).

² $\bar{p}_h = \frac{p_h}{6\mu\omega(R/L_h)^2}$; p_h é a pressão dimensional no filme de óleo e μ é a viscosidade do óleo.

$$\bar{p}_h(\theta, \bar{y}) = \frac{1}{8} \left(\frac{L_h}{R} \right)^2 \left[\frac{(\bar{x} - 2\dot{\bar{z}}) \sin \theta - (\bar{z} + 2\dot{\bar{x}}) \cos \theta}{\bar{h}_h^3} \right] (4\bar{y}^2 - 1) \quad (\text{A1.2})$$

O campo de pressão resultante da Eq. (A1.2) é mostrado pela Fig. A1.2, obtido para uma posição de equilíbrio do eixo $\bar{x} = 0,08467$ e $\bar{z} = -0,00895$; com $\dot{\bar{x}} = \dot{\bar{z}} = 0$, $L_h = 0,025$ e $R = 0,030$ (RIUL; STEFFEN Jr, 1992).

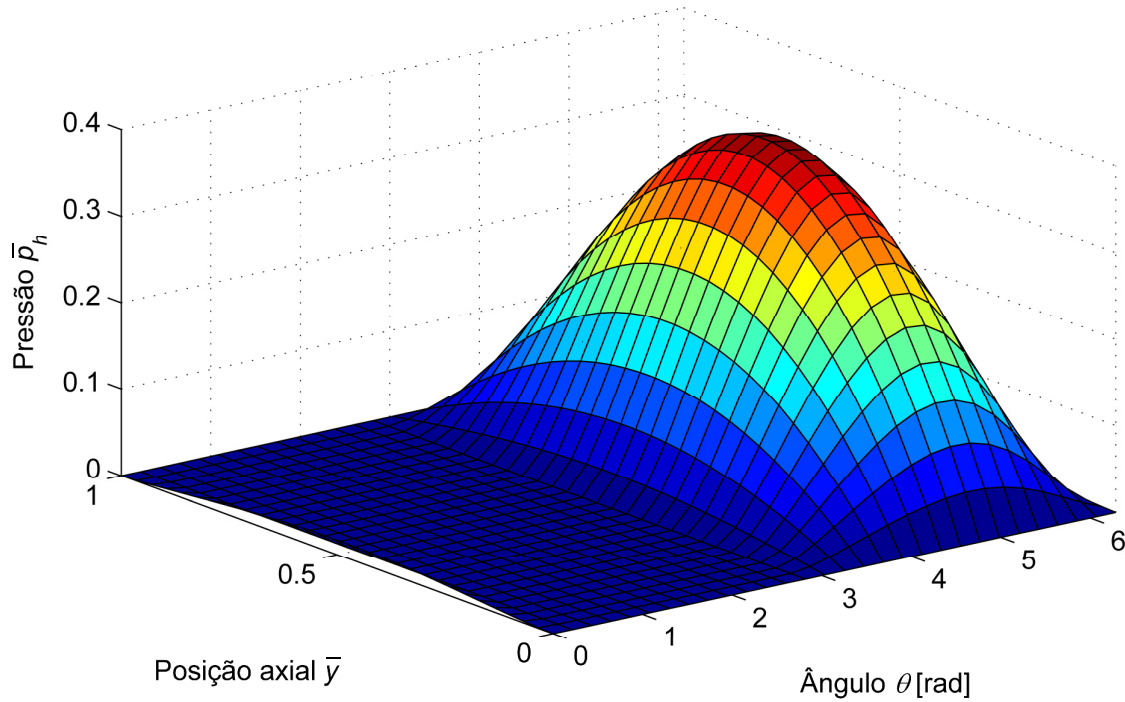


Figura A1.2 – Campo de pressão adimensional obtido com o mancal em uma condição de equilíbrio.

As forças hidrodinâmicas de sustentação $\mathbf{F}_h$ desenvolvidas (forma dimensional) são então determinadas pela integração do campo de pressão sobre a área do mancal (integração da Eq. (A1.2)) como mostra a Eq. (A1.3).

$$\mathbf{F}_h = -\frac{6\mu\omega R^3}{L_h} \int_{-1/2}^{1/2} \int_{\alpha_h}^{\alpha_h+\pi} \bar{p}_h(\theta, \bar{y}) \begin{bmatrix} \cos \theta \\ \sin \theta \end{bmatrix} d\theta d\bar{y} \quad (\text{A1.3})$$

onde α_h é conhecido na literatura como *attitude angle*, definido pela Eq. (A1.4).

$$\alpha_h = \tan^{-1} \left(\frac{\bar{z} + 2\dot{\bar{x}}}{\bar{x} - 2\dot{\bar{z}}} \right) - \frac{\pi}{2} \operatorname{sign} \left(\frac{\bar{z} + 2\dot{\bar{x}}}{\bar{x} - 2\dot{\bar{z}}} \right) - \frac{\pi}{2} \operatorname{sign}(\bar{z} + 2\dot{\bar{x}}) \quad (\text{A1.4})$$

Para descrever as forças hidrodinâmicas através de uma expressão analítica, uma função G_h é usada (solução analítica da Eq. (A1.3)), como mostra a Eq. (A1.5) (ADILLETTA; GUIDO; ROSSI, 1996; CASTRO; CAVALCA, 2009).

$$G_h = \int_{\alpha_h}^{\alpha_h + \pi} \frac{1}{1 - \bar{x} \cos \theta - \bar{z} \sin \theta} d\theta = \frac{2}{(1 - \bar{x}^2 - \bar{z}^2)^{1/2}} \left[\frac{\pi}{2} + \tan^{-1} \left(\frac{\bar{z} \cos \alpha_h - \bar{x} \sin \alpha_h}{(1 - \bar{x}^2 - \bar{z}^2)^{1/2}} \right) \right] \quad (\text{A1.5})$$

Assim sendo, a expressão analítica de $\mathbf{F}_h$ é dada por:

$$\mathbf{F}_h = -\mu\omega \frac{R L_h^3}{4C^2} \frac{\left[(\bar{z} + 2\dot{\bar{x}})^2 + (\bar{x} - 2\dot{\bar{z}})^2 \right]^{1/2}}{1 - \bar{x}^2 - \bar{z}^2} \begin{bmatrix} 3\bar{x}V_h - G_h \sin \alpha_h - 2S_h \cos \alpha_h \\ 3\bar{z}V_h + G_h \cos \alpha_h - 2S_h \sin \alpha_h \end{bmatrix} \quad (\text{A1.6})$$

Sendo V_h e S_h definidos como segue:

$$V_h = \frac{2 + (\bar{z} \cos \alpha_h - \bar{x} \sin \alpha_h) G_h}{1 - \bar{x}^2 - \bar{z}^2} \quad (\text{A1.7})$$

$$S_h = \frac{\bar{x} \cos \alpha_h + \bar{z} \sin \alpha_h}{1 - (\bar{x} \cos \alpha_h + \bar{z} \sin \alpha_h)^{1/2}} \quad (\text{A1.8})$$

A1.2 Análise Numérica

A Fig. A1.3 apresenta o modelo de Elementos Finitos que foi construído tomando como base a bancada de testes presente no Laboratório de Sistemas Mecânicos da UFU (Fig. A1.4). Neste caso, 35 elementos de eixo (*Timoshenko*) foram utilizados para representar o comportamento dinâmico do rotor. O sistema é composto por um eixo horizontal de aço que possui 2100 mm de comprimento e 20 mm de diâmetro ($E = 205 \text{ GPa}$, $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ e

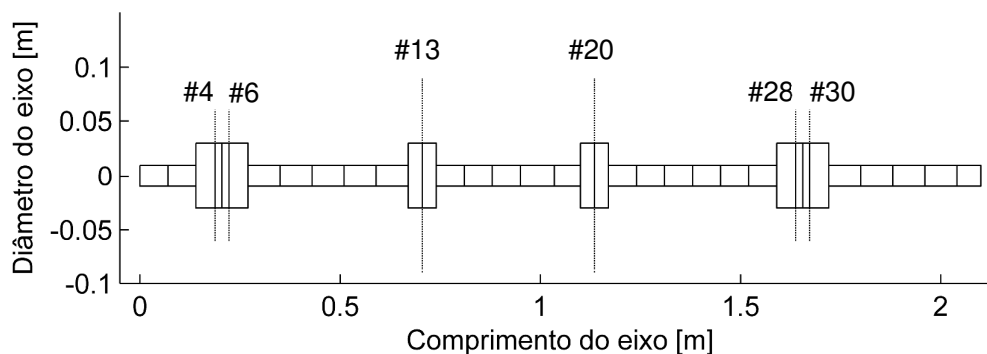


Figura A1.3 – Modelo em Elementos Finitos do rotor dotado de mancais hidrodinâmicos cilíndricos.



Figura A1.4 – Bancada de testes experimentais dotada de mancais hidrodinâmicos cilíndricos presente no Laboratório de Sistemas Mecânicos (UFU).

$\nu = 0,29$); dois discos rígidos D_1 (nó #13) e D_2 (nó #20), ambos de aço e com 200 mm de diâmetro e 20 mm de espessura ($\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$); e quatro mancais hidrodinâmicos cilíndricos (B_1 , B_2 , B_3 e B_4 , localizados nos nós #4, #6, #28 e #30, respectivamente), cada um com diâmetro $D = 60 \text{ mm}$ ($R = 30 \text{ mm}$), comprimento $L_h = 25 \text{ mm}$ e folga radial $C = 45 \text{ }\mu\text{m}$. A hipótese de mancais curtos é justificada pelas dimensões de cada um dos quatro mancais ($L_h / D = 0,4166 \leq 0,5$). Nesta aplicação, a viscosidade do óleo é considerada constante e igual a $0,05512 \text{ Pa.s}$ (SAE 10W a 34°C). Semelhantemente ao rotor apresentado no Capítulo IV, foi adicionado a este sistema um amortecimento do tipo proporcional de coeficientes $\lambda = 2,75$ e $\beta = 1 \times 10^{-5}$. Os efeitos resultantes do acoplamento entre o motor elétrico e o eixo foram desconsiderados. Os sensores foram posicionados ao longo das direções ortogonais de ambos os discos, planos de medição S_{D1} e S_{D2} , respectivamente (denominados S_{D1X} , S_{D1Z} , S_{D2X} , e S_{D2Z}). Forças de desbalanceamento de $1000 \text{ g.mm} / 0^\circ$ foram consideradas em cada um dos dois discos.

A Eq. (A1.9) apresenta a equação diferencial que descreve o comportamento dinâmico do rotor dotado de mancais hidrodinâmicos cilíndricos (abordados na seção A1.1) com eixo flexível trincado, equação resultante de uma pequena alteração realizada na Eq. (5.48).

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + [\mathbf{D} + \Omega\mathbf{D}_g]\dot{\mathbf{q}} + [\mathbf{K} + \dot{\Omega}\mathbf{K}_{st}]\mathbf{q} = \mathbf{W} + \mathbf{F}_u + \mathbf{F}_h + \Delta\mathbf{K} \quad (\text{A1.9})$$

onde $\Delta\mathbf{K}$, como já informado, trata-se do efeito introduzido pela trinca ($\Delta\mathbf{K} = \mathbf{K} - \mathbf{K}_{CE}$; com $\mathbf{K}_{CE}$ sendo a matriz de rigidez do elemento trincado). A solução da Eq. (A1.9) foi obtida diretamente no domínio do tempo³ através de um método de integração específico para sistemas não lineares proposto por Bathe e Baig (2005). A escolha deste método, o *Composite Implicit Time Integration Procedure*, se deve à junção dos comportamentos não lineares introduzidos na equação do movimento pelos mancais hidrodinâmicos e pela trinca (segundo a literatura, método robusto e confiável). Os trabalhos de Silva e Bezerra (2008) e Sales (2012) apresentam de forma clara os conceitos e passos necessários para a implementação deste método.

Considerando o rotor da Fig. A1.3 ainda sem a presença de trincas, a Fig. A1.5 apresenta o diagrama cascata obtido a partir do sensor S_{D1X} para o rotor operando nas condi-

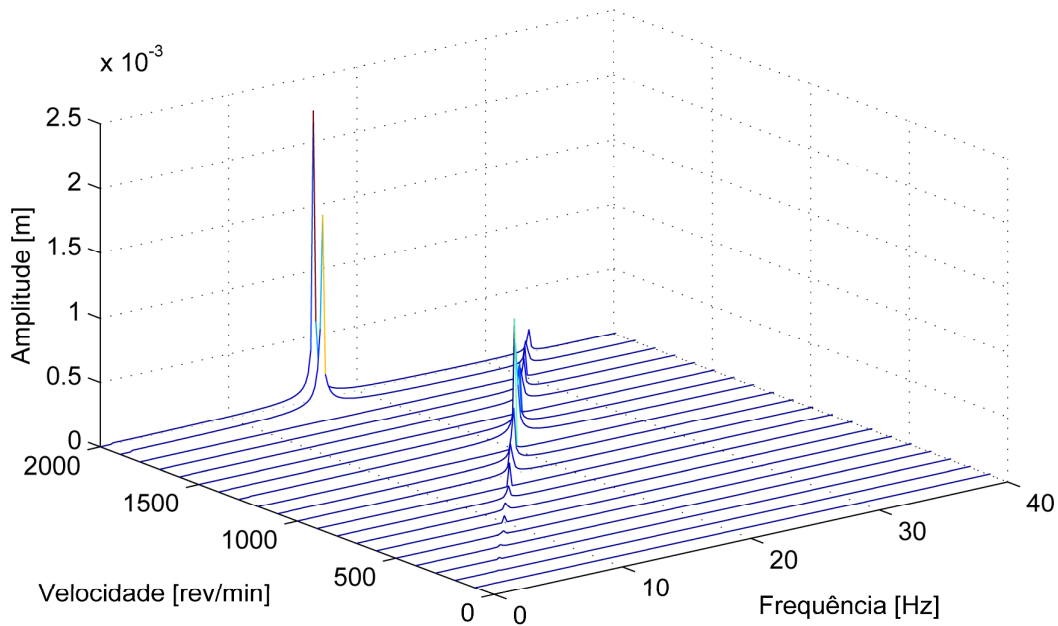
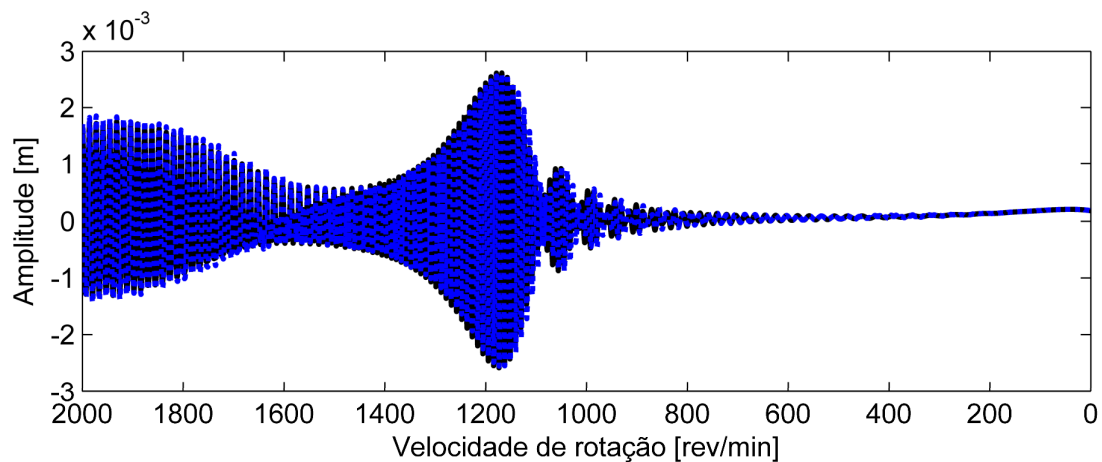


Figura A1.5 – Diagrama cascata obtido a partir do sensor S_{D1X} .

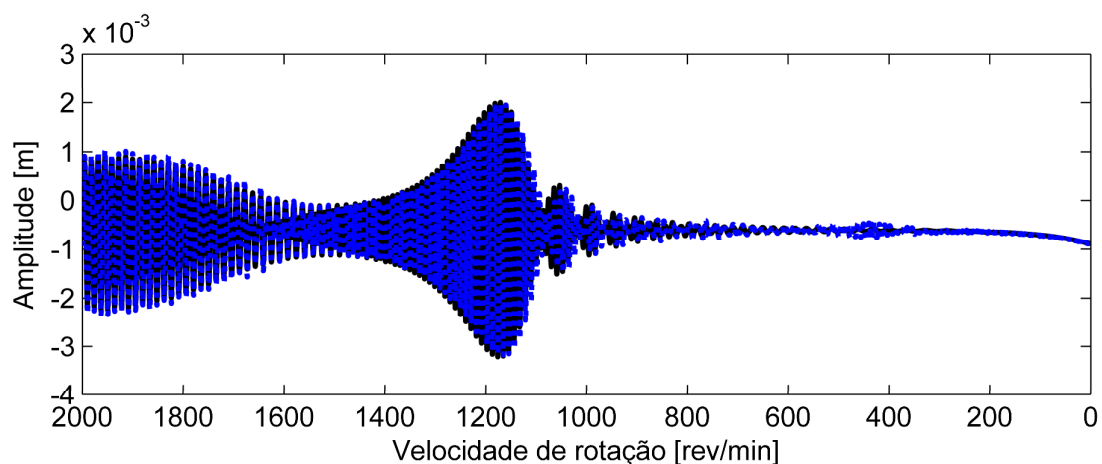
³ O método Pseudo-Modal não foi utilizado, assim como a implementação em *Simulink* no *Matlab*[®].

ções previamente descritas e em uma faixa de velocidade entre 100 e 2000 rev/min. A velocidade crítica da máquina é de, aproximadamente, $VC = 1170$ rev/min. Note que o início da instabilidade intrínseca aos mancais hidrodinâmicos cilíndricos (ocorre próxima à $VC \times 2$) pode ser observado, fenômeno conhecido na literatura como *oil whip*.

O modelo de Mayes é adotado para representar o fenômeno *breathing* desenvolvido por uma trinca localizada no elemento #16 do modelo do rotor. O mesmo procedimento de convergência realizado no Capítulo V resultou, para este caso, em um elemento trincado com comprimento de 65 mm. Considerando uma trinca com profundidade de 20% em relação ao diâmetro do eixo, a Fig. A1.6 mostra as respostas do rotor operando em uma condição de *run-down* (plano de medição S_{D2} ; curva linear de 2000 até 0 rev/min em 10 s). As respostas obtidas para o sistema sem dano são também apresentadas. Note que a queda



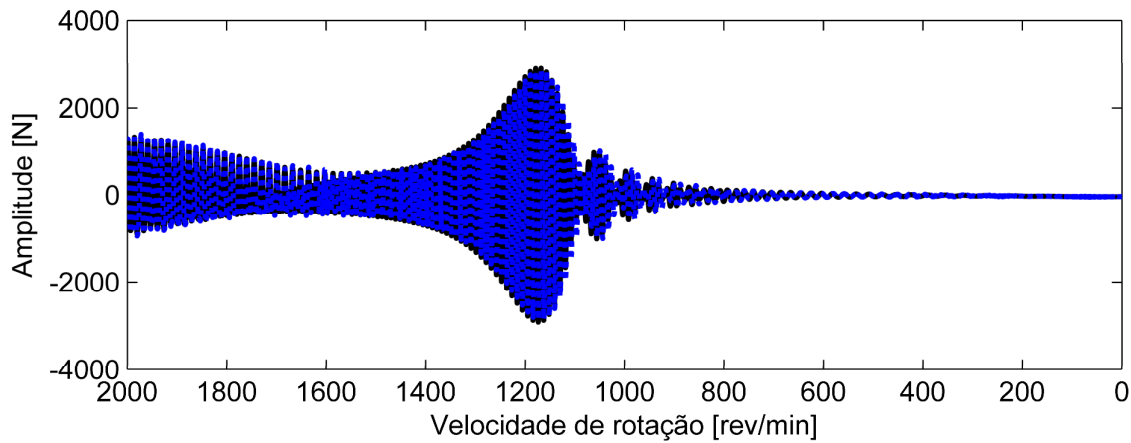
a)



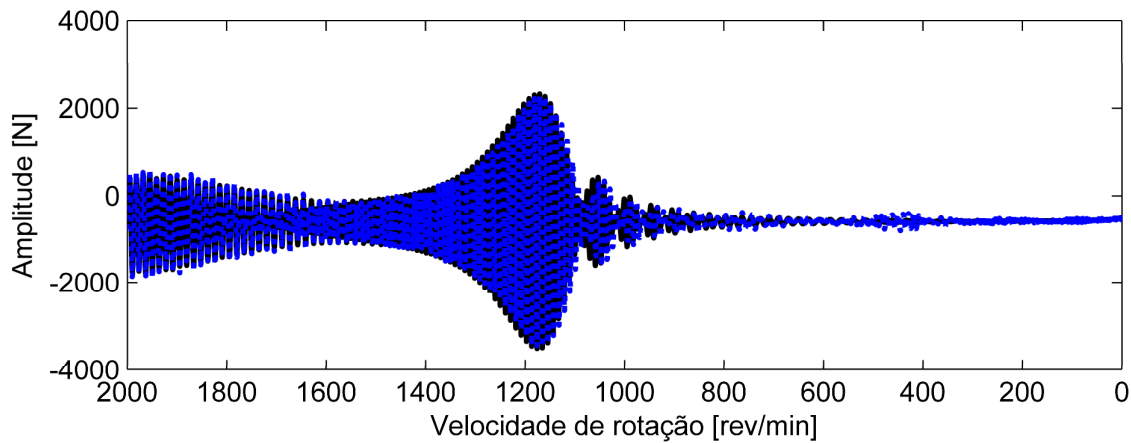
b)

Figura A1.6 – Respostas do rotor operando em uma condição de *run-down* para diferentes condições estruturais (— sem trinca; com trinca de 20%): a) sensor S_{D2X} ; b) S_{D2Z} .

na VC é muito pequena (problema já observado no Capítulo V para rotores com mancais de rolamento). As forças hidrodinâmicas de sustentação desenvolvidas no mancal B_4 são mostradas na Fig. A1.7. Claramente, as curvas características de cada uma das forças ortogonais seguem o comportamento dinâmico do rotor.



a)



b)

Figura A1.7 – Forças hidrodinâmicas de sustentação do mancal B_4 do rotor operando em uma condição de *run-down* para diferentes condições estruturais (— sem trinca; com trinca de 20%): a) direção X; b) direção Z.

Uma diferença mais pronunciada pode ser observada nas órbitas apresentadas pela Fig. A1.8. Neste caso, as órbitas foram obtidas com o rotor operando as velocidades que, como mencionado, evidenciam trincas nos sinais de vibração medidos. São elas: 1/4 da VC, 1/3 da VC, 1/2 da VC e sobre a VC. Todos os parâmetros referentes ao desbalanceamento e a trinca continuam sendo os mesmos que os adotados anteriormente. Note que os *loops*

característicos da presença de trincas que surgem nas órbitas do rotor são também aqui visualizados.

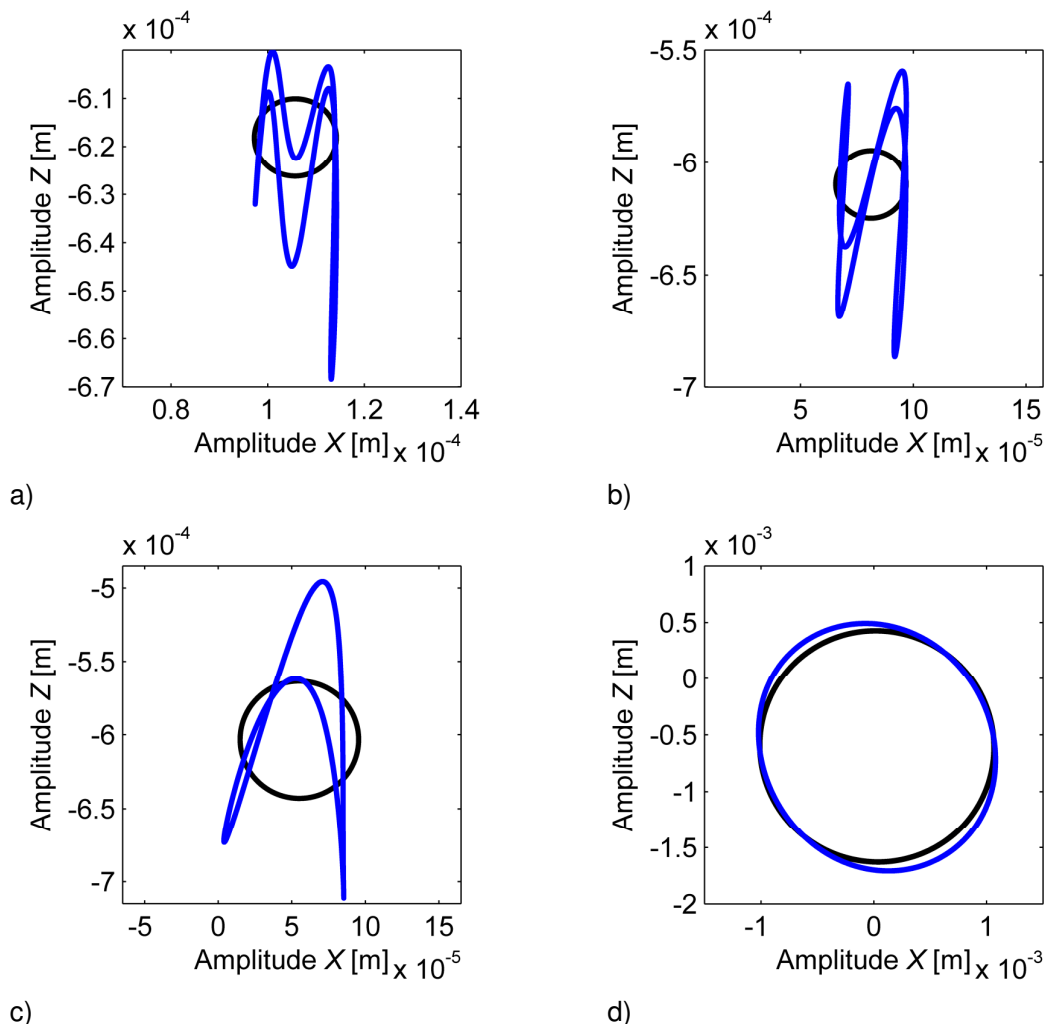


Figura A1.8 – Órbitas medidas pelo plano S_{D2} para diferentes condições estruturais do rotor (— sem trinca; com trinca de 20%): a) 1/4 da VC; b) 1/3 da VC; c) 1/2 da VC; d) sobre a VC.

No entanto, neste caso, o mencionado efeito do amortecimento introduzido pelos mancais hidrodinâmicos que atuam no sentido de mascarar a presença da trinca não é evidenciado. Isto se dá pela configuração do equipamento utilizado como base. Trata-se de um sistema leve (baixa carga nos mancais) e com espaço livre entre mancais igual a 1415 mm. Além disso, a trinca está localizada na porção central do comprimento do eixo. Desta forma, a trinca atua de forma ainda mais expressiva no comportamento dinâmico da máquina. Em

sistemas industriais, o efeito da trinca realmente é de difícil visualização quando se utiliza mancais hidrodinâmicos.

ANEXO 2

Otimização Heurística pelo Método da Evolução Diferencial

Este anexo trata, de forma resumida, da técnica de otimização evolutiva utilizada para o ajuste do modelo matemático de Elementos Finitos apresentado no Capítulo IV e no procedimento de identificação de trincas abordado pelo Capítulo VI. Trata-se da técnica conhecida como Evolução Diferencial (*Differential Evolution*), escolhida para ser utilizada nas aplicações desta Tese de Doutorado devido a sua capacidade de trabalhar de forma satisfatória com problemas complexos de otimização e, também, devido a sua robustez (habilidade em evitar soluções de mínimo local). Recomenda-se a leitura dos trabalhos de Viana (2006), Lobato (2008) e Viana (2008) para obter mais detalhes acerca do método heurístico da Evolução Diferencial.

A2.1 Descrição do Método

A Evolução Diferencial é um algoritmo evolutivo de otimização proposto inicialmente por Storn e Price (1995). Este método utiliza procedimentos derivados dos processos biológicos, tais como a herança genética, mutação, seleção natural e cruzamento. No entanto, diferentemente do que aconteceu historicamente com os algoritmos genéticos, a principal ideia por trás do método da Evolução Diferencial não é propriamente simular a teoria de Darwin sobre a sobrevivência e evolução das espécies (VIANA, 2006). Diferentemente, este método apresenta uma concepção puramente matemática, baseada em operações vetoriais, sendo por esse motivo considerada uma abordagem estrutural (COELHO, 2003).

No algoritmo da Evolução Diferencial, o valor de cada variável de projeto é representado por um valor real e o procedimento de otimização é regido pelas etapas apresentadas na sequência abaixo (LOBATO, 2008). A Fig. A2.1 apresenta um fluxograma que ilustra de forma simplificada estas etapas.

- a) *Passo 1*: gera-se uma população inicial (aleatoriamente) com soluções factíveis para o problema em questão, garantindo que os valores atribuídos às variáveis estão dentro das fronteiras delimitadas pelo projetista (espaço de projeto);
- b) *Passo 2*: seleciona-se um indivíduo, de forma aleatória, para ser substituído. Três (ou mais; Tab. A2.1) diferentes indivíduos são selecionados como genitores (pais), sendo que um destes é selecionado como genitor principal;
- c) *Passo 3*: adiciona-se ao valor atual da variável (genitor principal) a diferença entre duas outras variáveis (ou soma da diferença entre outras variáveis; Tab. A2.1) ponderada por um taxa de perturbação F_{DE} . Este procedimento representa o operador de mutação na Evolução Diferencial;
- d) *Passo 4*: aplica-se agora o procedimento que representa o operador de cruzamento na Evolução Diferencial, realizado segundo uma probabilidade de cruzamento CR ;
- e) *Passo 5*: se o vetor resultante apresentar uma função de adaptação (*Fitness*) melhor que a do genitor principal, ele o substitui. Caso contrário, este vetor é mantido na população.

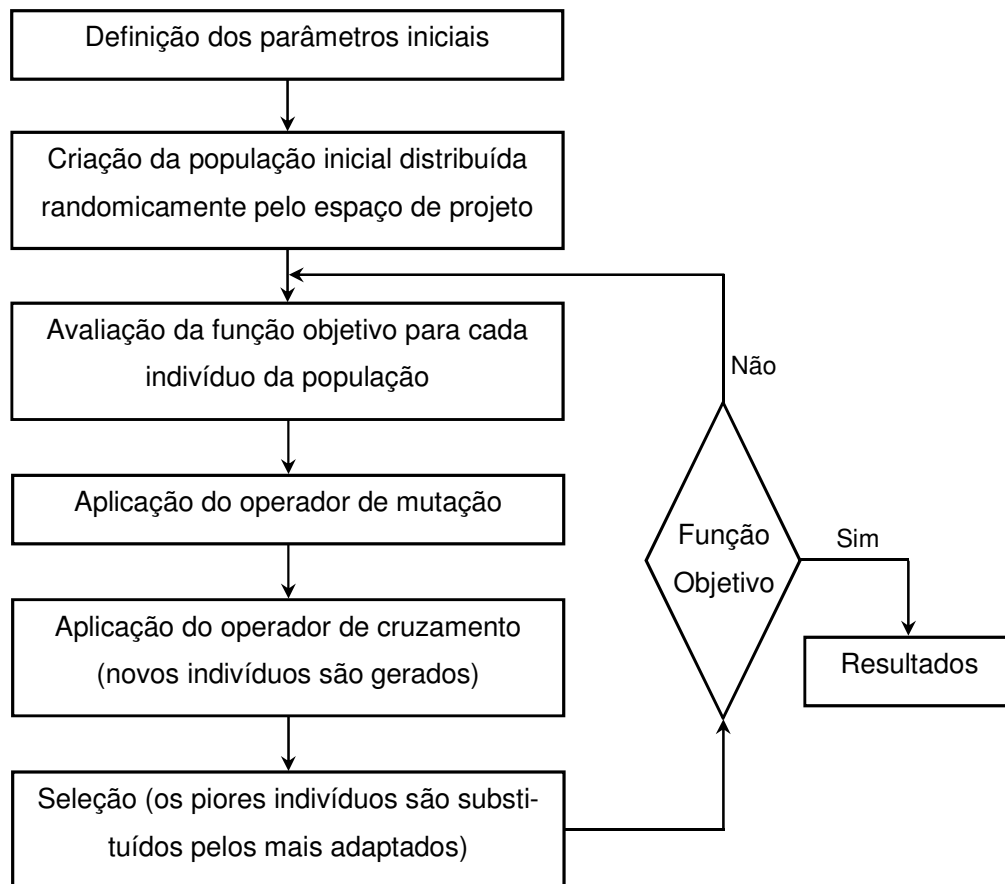


Figura A2.1 – Fluxograma acerca do método da Evolução Diferencial.

A2.2 Formulação Matemática

No que diz respeito ao formalismo matemático, o passo 1 compreende a geração randômica da população inicial $\mathbf{P}_{DE}$ com mi indivíduos, expressa pela matriz de ordem $mi \times n$ mostrada a seguir.

$$\mathbf{P}_{DE} = [\mathbf{x}_1 \quad \mathbf{x}_2 \quad \cdots \quad \mathbf{x}_{mi}]^T \quad (\text{A2.1})$$

onde $\mathbf{x}_{mi} = [x_1 \quad x_2 \quad \cdots \quad x_n]^T$ é o vetor das n variáveis de projeto do indivíduo mi .

Cada indivíduo $\mathbf{x}_{mi}$ da população inicial é determinado da seguinte forma:

$$\mathbf{x}_{mi} = l'(\mathbf{x}_{mi}) + \mathbf{R}_{noise} [l^u(\mathbf{x}_{mi}) - l'(\mathbf{x}_{mi})] \quad (\text{A2.2})$$

sendo $l'(\mathbf{x}_{mi})$ e $l^u(\mathbf{x}_{mi})$ os limites inferior e superior do espaço de projeto definido, respectivamente. $\mathbf{R}_{noise}$ é um vetor constituído de ruído branco (distribuição normal no intervalo $[0, 1]$).

A aplicação do operador de mutação (passos 2 e 3) pode ser realizada a partir de diferentes esquemas no que diz respeito à escolha do vetor $\mathbf{x}_{mi}$ que sofrerá a mutação. Isto pode ser feito randomicamente (vetor aleatoriamente escolhido entre os membros da população atual; tipo “rand”; $\mathbf{x}_{rand}$) ou com o vetor associado à melhor função de adaptação¹ (*Fitness*; tipo “best”; $\mathbf{x}_{best}$). A Tab. A2.1 mostra os esquemas de mutação que são comumente utilizados.

Tabela A2.1 – Esquemas de mutação do método da Evolução Diferencial.

Tipo	Equação de mutação	Alvo	População
best / 1	$\mathbf{x}_{trial} = \mathbf{x}_{best} + F_{DE} (\mathbf{x}_1 - \mathbf{x}_2)$	$\mathbf{x}_{best}$	$mi > 3$
rand / 1	$\mathbf{x}_{trial} = \mathbf{x}_{rand} + F_{DE} (\mathbf{x}_1 - \mathbf{x}_2)$	$\mathbf{x}_{rand}$	$mi > 3$
rand-to-best / 2	$\mathbf{x}_{trial} = \mathbf{x}_{mi} + F_{DE} (\mathbf{x}_{best} - \mathbf{x}_{mi} + \mathbf{x}_1 - \mathbf{x}_2)$	$\mathbf{x}_{best}$	$mi > 5$
rand / 2	$\mathbf{x}_{trial} = \mathbf{x}_{rand} + F_{DE} (\mathbf{x}_1 - \mathbf{x}_2 + \mathbf{x}_3 - \mathbf{x}_4)$	$\mathbf{x}_{rand}$	$mi > 5$

* $\mathbf{x}_{trial}$ é o vetor resultante do processo de mutação.

É importante ressaltar que nas aplicações desta Tese de Doutorado foi utilizado o esquema tipo “rand / 1”. Neste esquema, três vetores são escolhidos aleatoriamente ($\mathbf{x}_{rand}$, $\mathbf{x}_1$ e $\mathbf{x}_2$). A partir de dois deles ($\mathbf{x}_1$ e $\mathbf{x}_2$), é realizada uma operação de subtração. O resultado é

¹ Uma combinação dos tipos “rand” e “best” também é proposta (tipo “rand-to-best”).

multiplicado pela taxa de perturbação F_{DE} , gerando assim um vetor com módulo diferente da subtração original. Esse novo vetor é então somado ao vetor $\mathbf{x}_{rand}$, fornecendo um novo vetor $\mathbf{x}_{trial}$ que indicará uma nova posição no espaço. Isto, em termos do algoritmo de Evolução Diferencial, tem a ver com a geração de um novo indivíduo (LOBATO, 2008). A Fig. A2.2 apresenta de forma gráfica o que foi descrito (problema bidimensional). Neste trabalho, F foi fixado em 0,8. De acordo com Viana et al. (2007), resultados satisfatórios são obtidos em processos de minimização com a taxa de perturbação variando entre 0,5 e 1,0 (quanto maior o tamanho da população inicial menor deve ser o valor de F_{DE} neste intervalo).

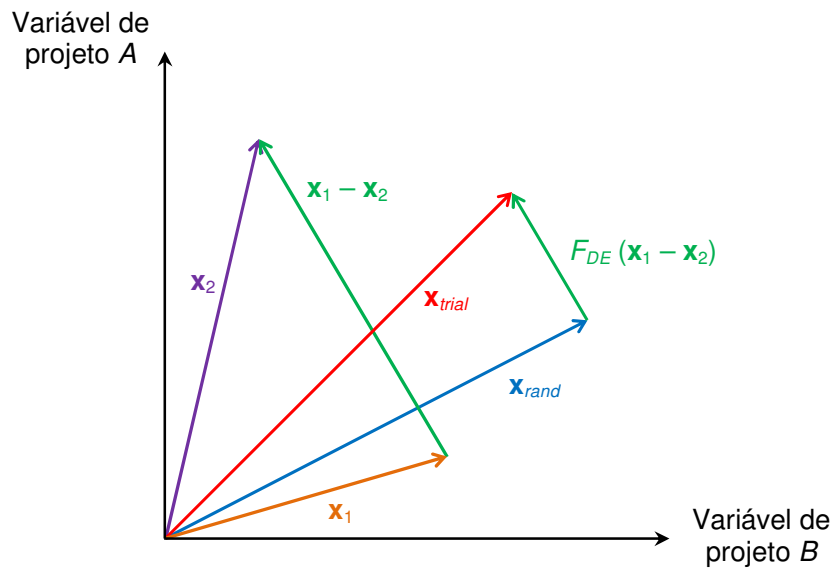


Figura A2.2 – Fundamentação teórica do algoritmo de ED.

A aplicação do operador de cruzamento (passo 4) é realizada como mostra a Eq. (A2.3). Algumas das variáveis de projeto do genitor principal (alvo da Tab. A2.1) são incorporados ao vetor $\mathbf{x}_{trial}$ segundo uma determinada probabilidade de cruzamento CR . Este parâmetro deve ser considerado como sendo menor que 1,0 (por exemplo, 0,3). No entanto, Viana (2006) afirma que se a convergência não for alcançada, uma probabilidade CR_{DE} contida no intervalo de 0,8 até 1,0 pode ser utilizada. Nas aplicações desta Tese de Doutorado, CR_{DE} foi fixado em 0,5.

$$\mathbf{x}_{trial} = \begin{cases} \mathbf{x}_{trialM}, & rand[0,1] < CR_{DE} \\ \mathbf{x}_{trial} & \text{caso contrário} \end{cases} \quad (A2.3)$$

onde $\mathbf{x}_{trialM}$ é o vetor com algumas variáveis de projeto que sofreram mutação.

ANEXO 3

Métricas de Dano Determinadas na Aplicação do Método da Impedância Eletromecânica

As Tabs. A3.1 e A3.2 apresentam as denominações usadas e os aspectos mais importantes retratados em cada uma das figuras que não foram apresentadas no Capítulo VII, por motivo de concisão. Elas são relacionadas, respectivamente, com os valores das métricas de dano obtidas para o rotor em repouso e para o rotor em rotação.

Tabela A3.1 – Métricas de dano associadas ao rotor em repouso.

Figura	Descrição
A3.1	Rotor SEM DANO e com o DANO-1 para o eixo na posição 45°
A3.2	Rotor SEM DANO e com o DANO-2 e DANO-3 para o eixo na posição 45°
A3.3	Rotor SEM DANO e com o DANO-1 para o eixo na posição 90°
A3.4	Rotor SEM DANO e com o DANO-2 e DANO-3 para o eixo na posição 90°
A3.5	Rotor SEM DANO e com o DANO-1 para o eixo na posição 135°
A3.6	Rotor SEM DANO e com o DANO-2 e DANO-3 para o eixo na posição 135°
A3.7	Rotor SEM DANO e com o DANO-1 para o eixo na posição 180°
A3.8	Rotor SEM DANO e com o DANO-2 e DANO-3 para o eixo na posição 180°
A3.9	Rotor SEM DANO e com o DANO-1 para o eixo na posição 225°
A3.10	Rotor SEM DANO e com o DANO-2 e DANO-3 para o eixo na posição 225°
A3.11	Rotor SEM DANO e com o DANO-1 para o eixo na posição 270°
A3.12	Rotor SEM DANO e com o DANO-2 e DANO-3 para o eixo na posição 270°
A3.13	Rotor SEM DANO e com o DANO-1 para o eixo na posição 315°
A3.14	Rotor SEM DANO e com o DANO-2 e DANO-3 para o eixo na posição 315°

Tabela A3.2 – Métricas de dano associadas ao rotor em operação.

Figura	Descrição
A3.15	Rotor balanceado SEM DANO e com o DANO-1 operando a 390 rev/min.
A3.16	Rotor balanceado SEM DANO e com o DANO-2 e DANO-3 operando a 390 rev/min.
A3.17	Rotor balanceado SEM DANO e com o DANO-1 operando a 520 rev/min.
A3.18	Rotor balanceado SEM DANO e com o DANO-2 e DANO-3 operando a 520 rev/min.
A3.19	Rotor balanceado SEM DANO e com o DANO-1 operando a 780 rev/min.
A3.20	Rotor balanceado SEM DANO e com o DANO-2 e DANO-3 operando a 780 rev/min.
A3.21	Rotor SEM DANO e com o DANO-1 operando a 1200 rev/min com desbalanceamento no disco D_1 .
A3.22	Rotor SEM DANO e com o DANO-2 e DANO-3 operando a 1200 rev/min com desbalanceamento no disco D_1 .

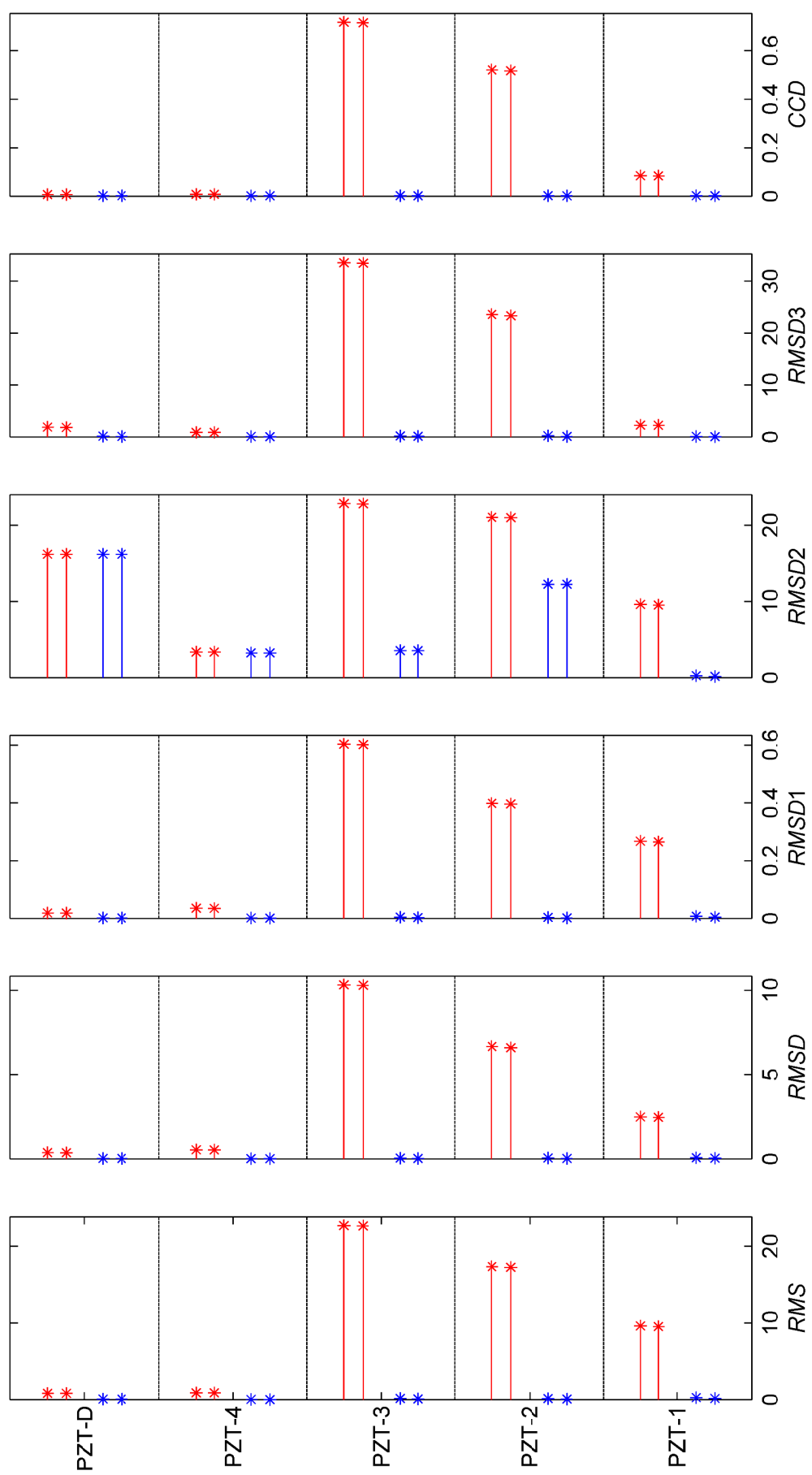


Figura A3.1 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor em repouso e o eixo na posição 45° para duas condições estruturais distintas: SEM DANO (—) e DANO-1 (—).

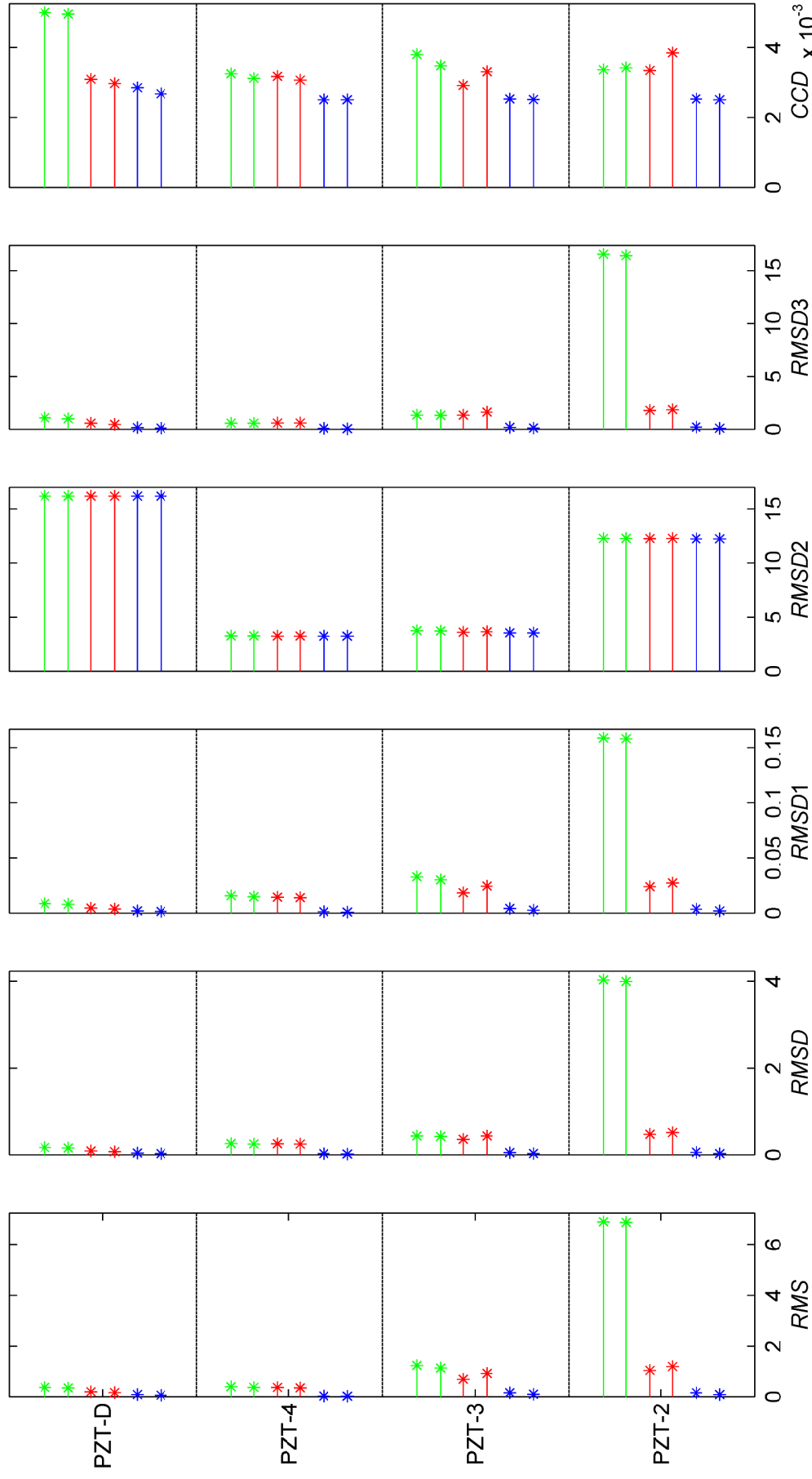


Figura A3.2 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor em repouso e o eixo na posição 45° para duas condições estruturais distintas: SEM DANO (—), DANO-2 (—) e DANO-3 (—).

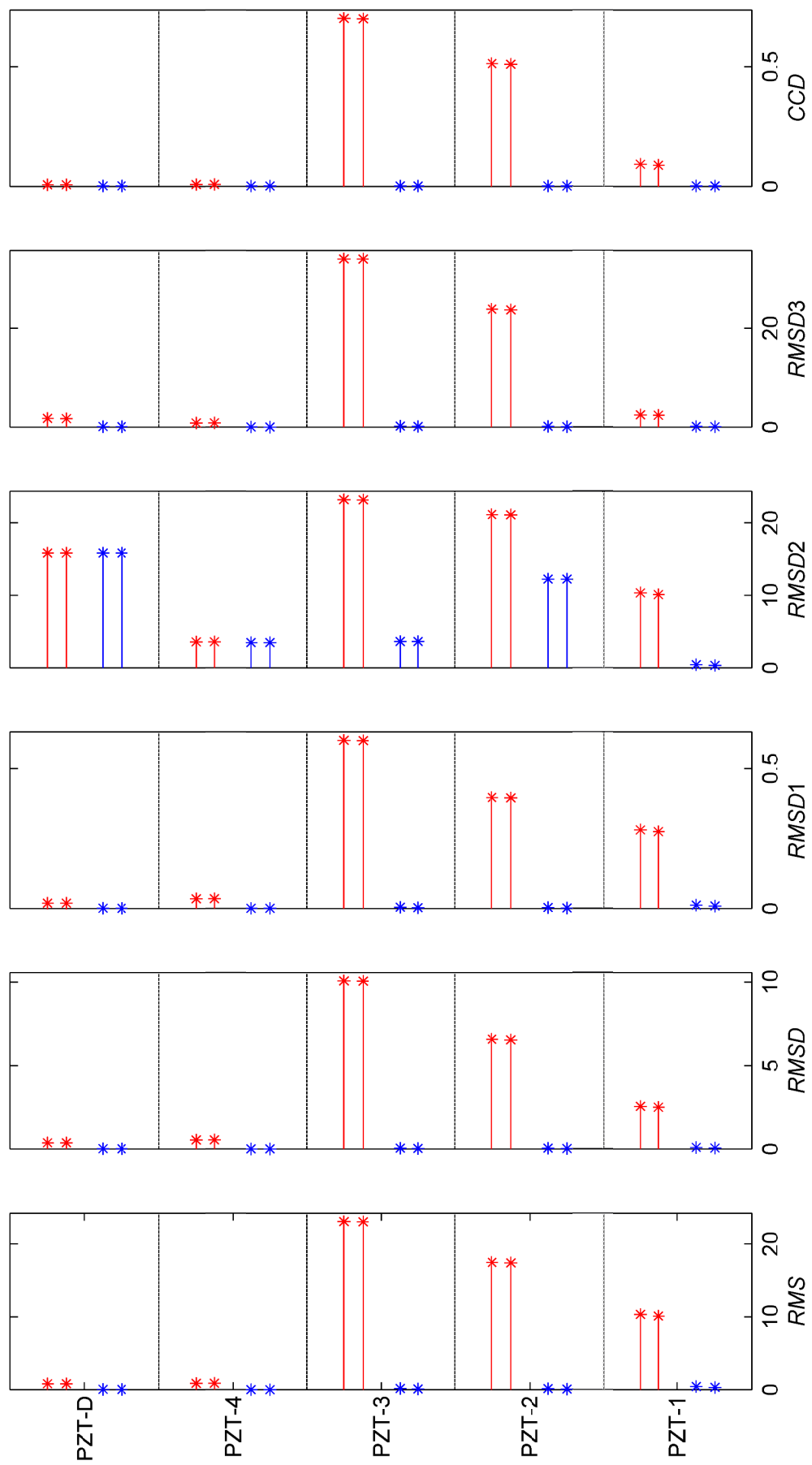


Figura A3.3 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor em repouso e o eixo na posição 90° para duas condições estruturais distintas: SEM DANO (—) e DANO-1 (—).

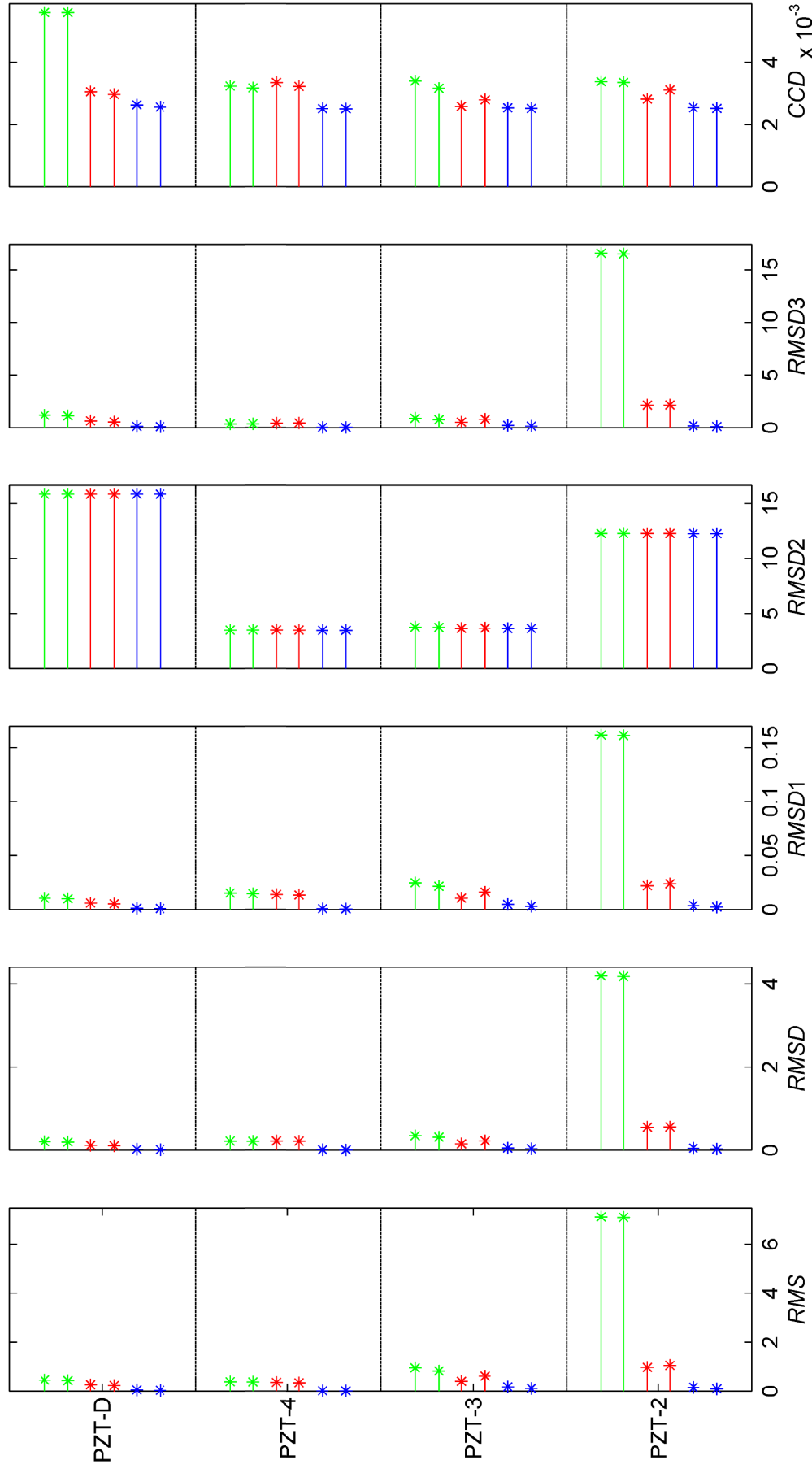


Figura A3.4 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor em repouso e o eixo na posição 90° para duas condições estruturais distintas: SEM

DANO (—), DANO-2 (—) e DANO-3 (—).

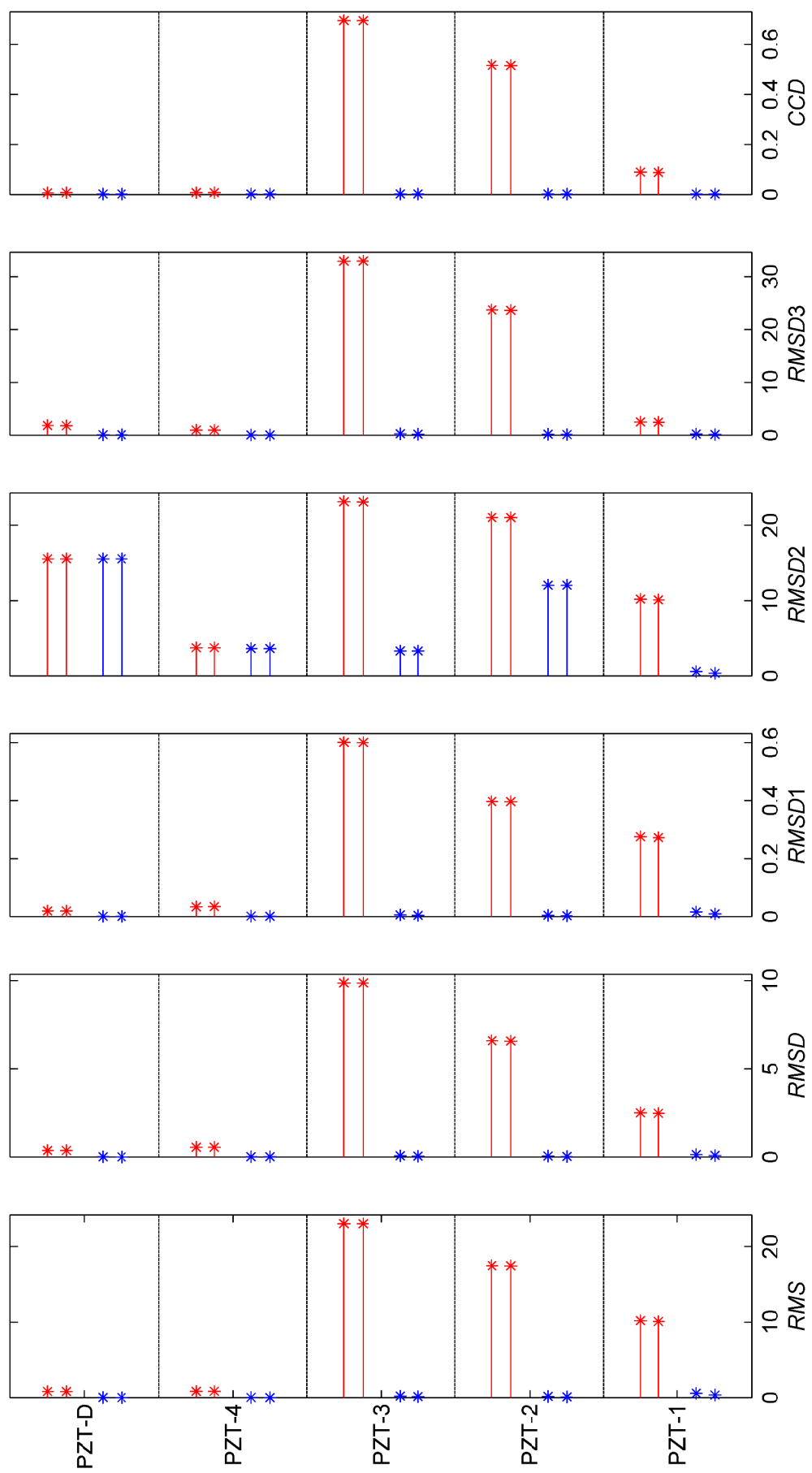


Figura A3.5 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor em repouso e o eixo na posição 135° para duas condições estruturais distintas:

SEM DANO (—) e DANO-1 (—).

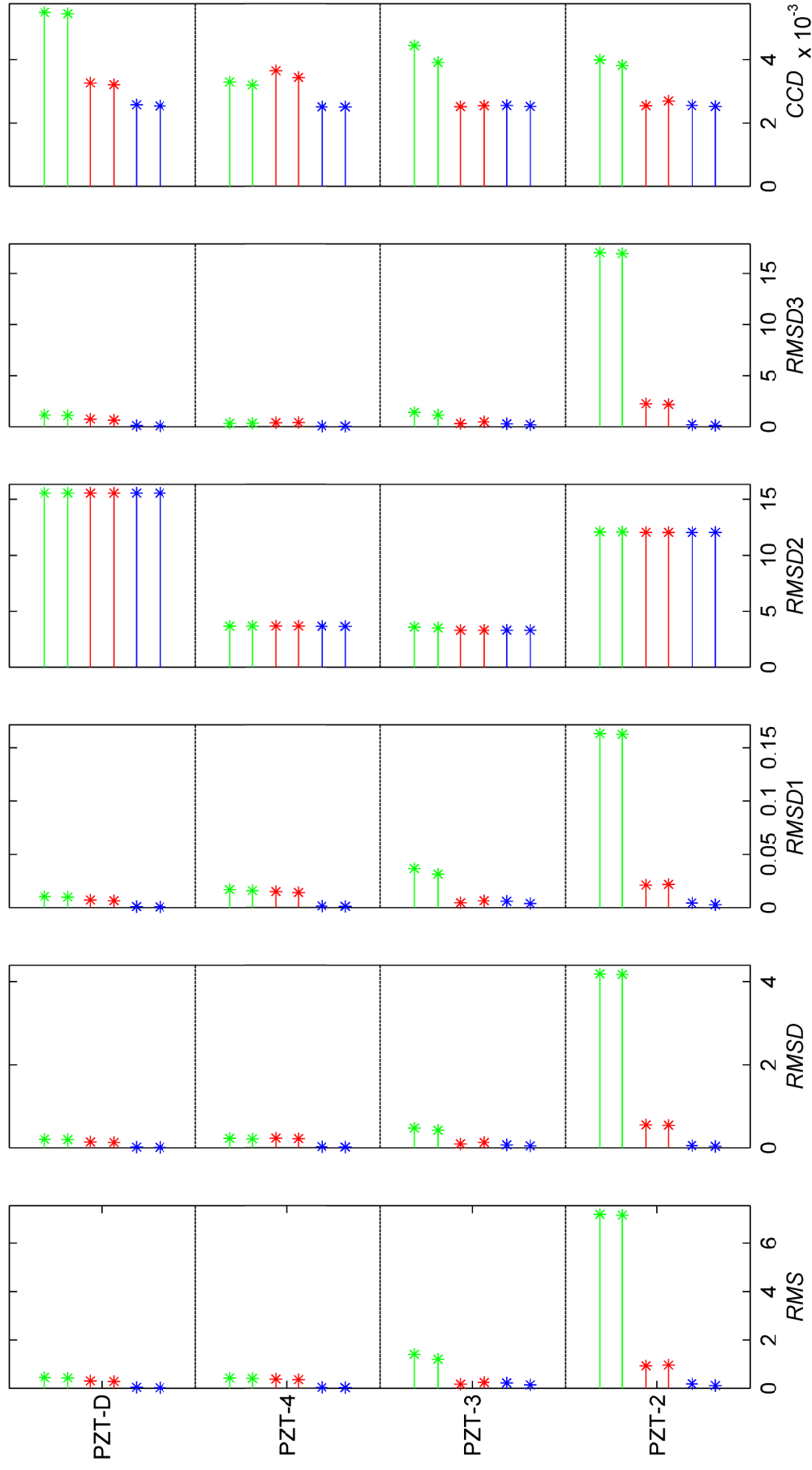


Figura A3.6 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor em posição 135° para duas condições estruturais distintas:

SEM DANO (—), DANO-2 (—) e DANO-3 (—).

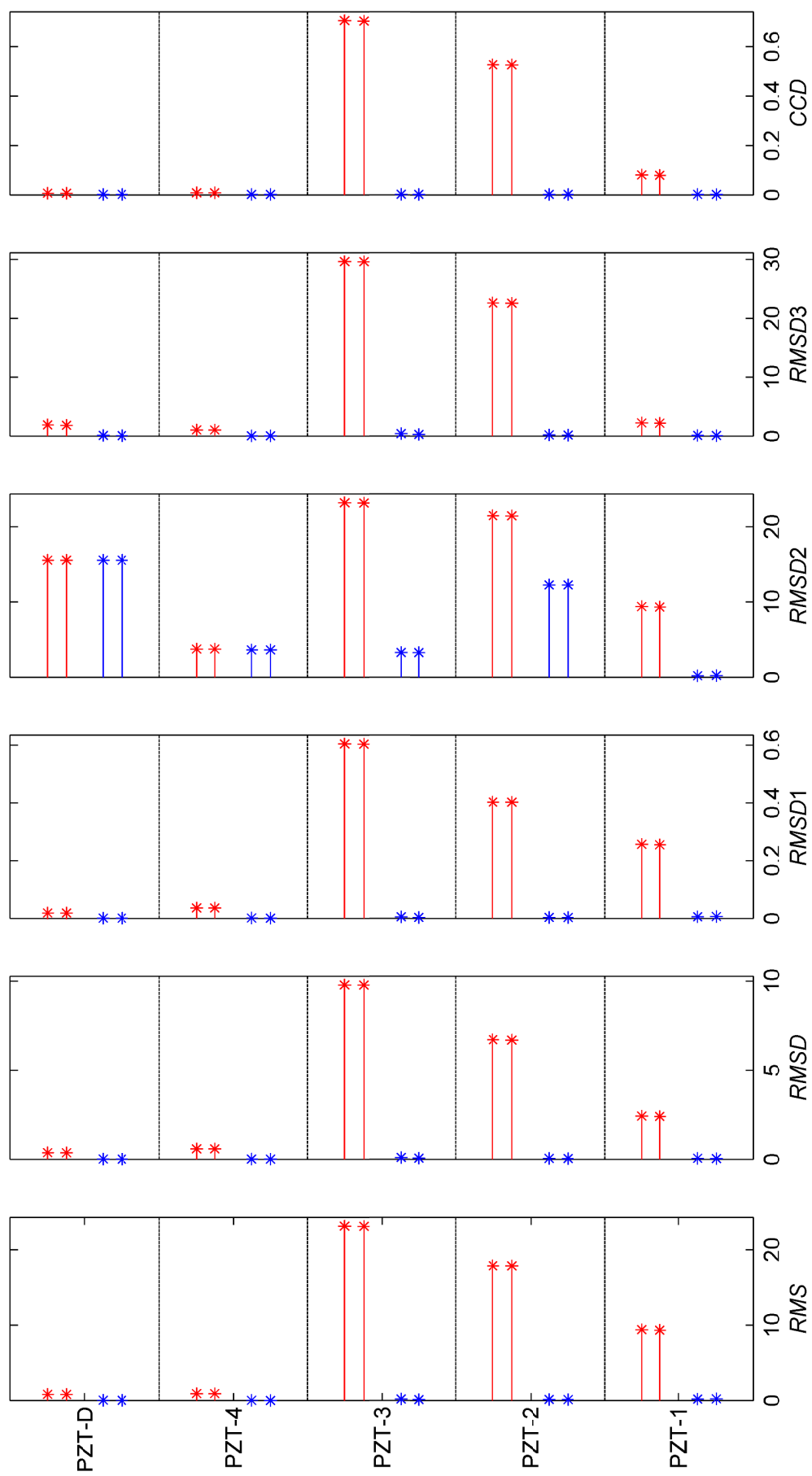


Figura A3.7 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor em repouso e o eixo na posição 180° para duas condições estruturais distintas: SEM DANO (—) e DANO-1 (—).

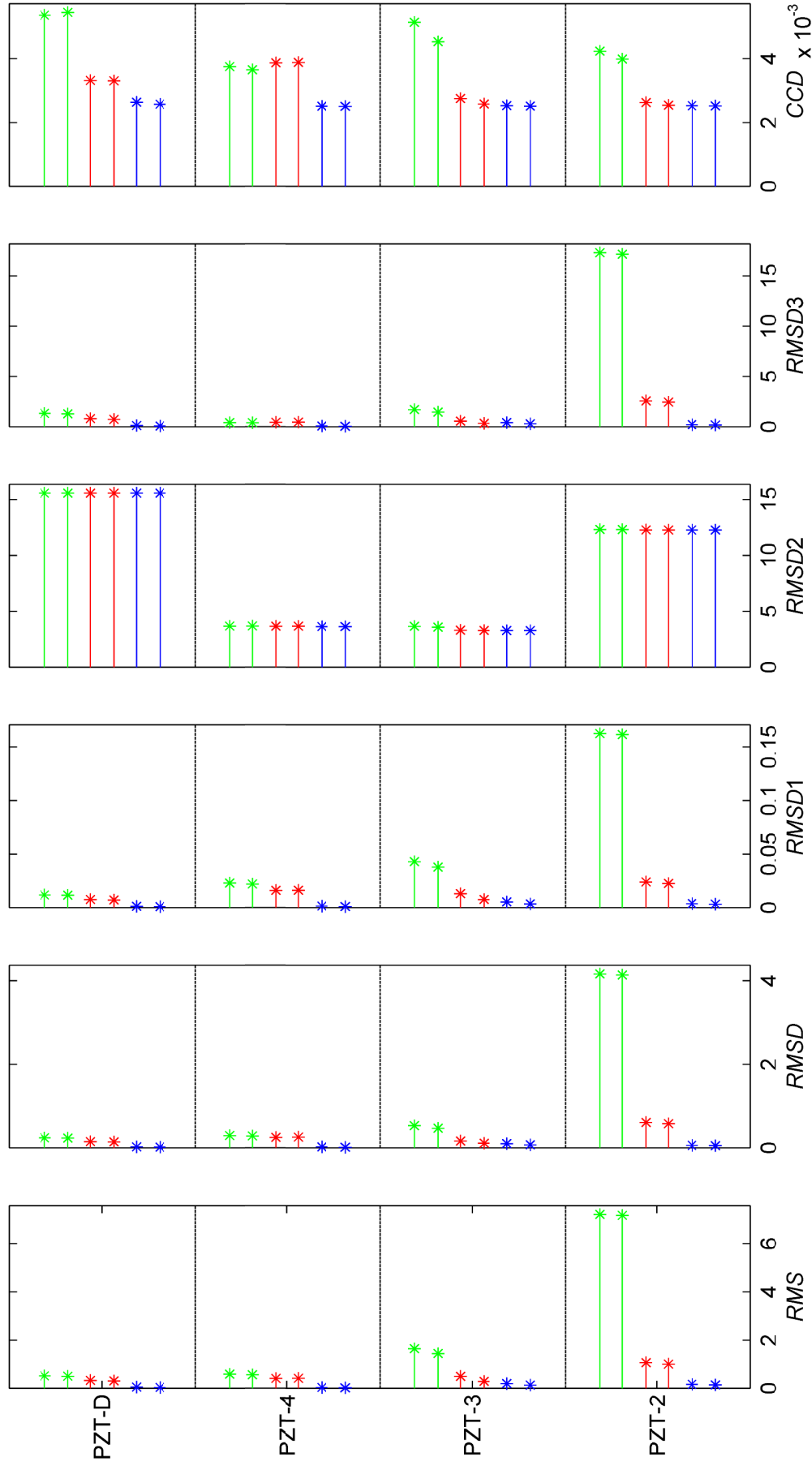


Figura A3.8 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor em posição 180° para duas condições estruturais distintas:

SEM DANO (—), DANO-2 (—) e DANO-3 (—).

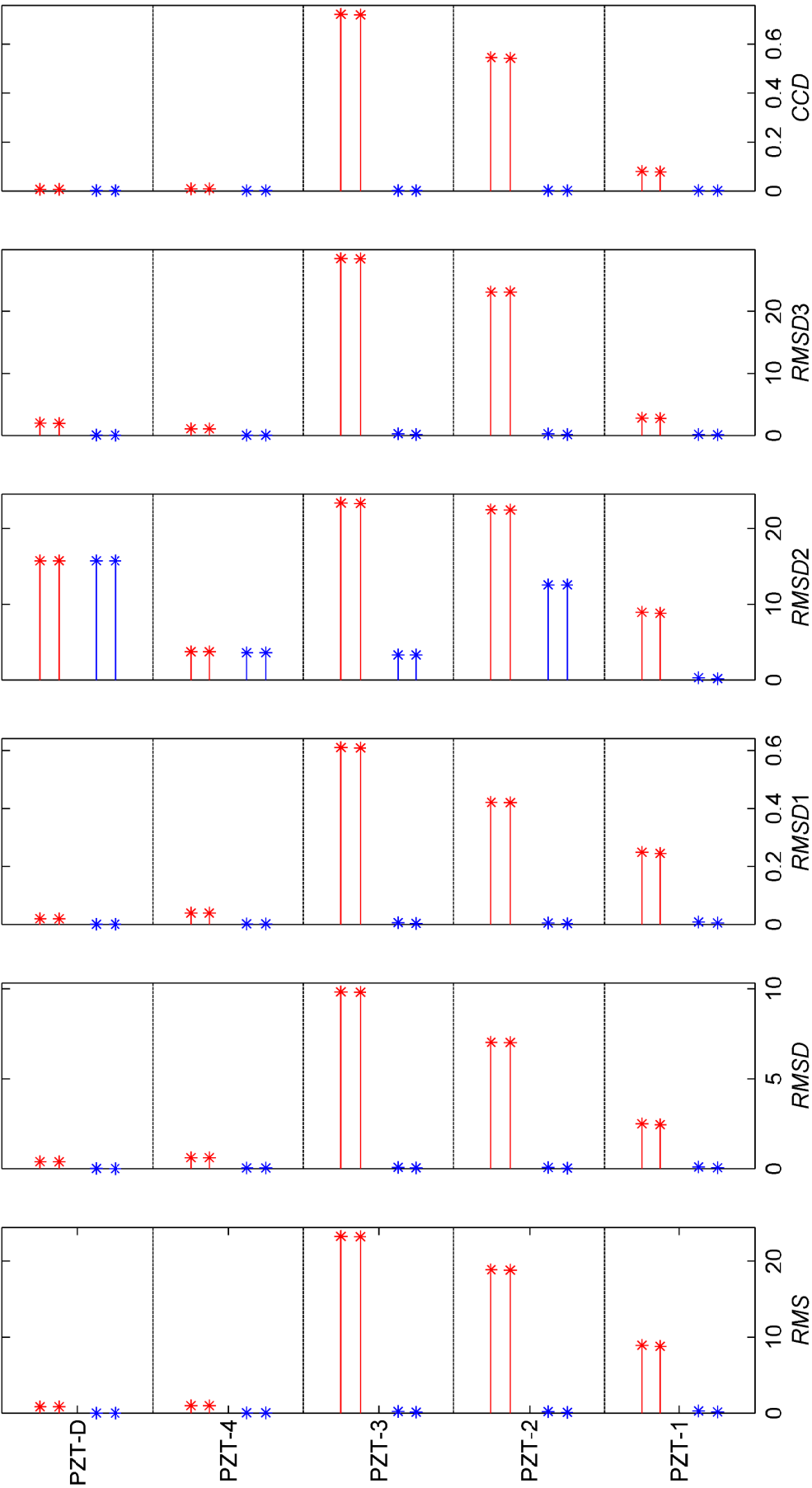


Figura A3.9 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor em repouso e o eixo na posição 225° para duas condições estruturais distintas: SEM DANO (—) e DANO-1 (—).

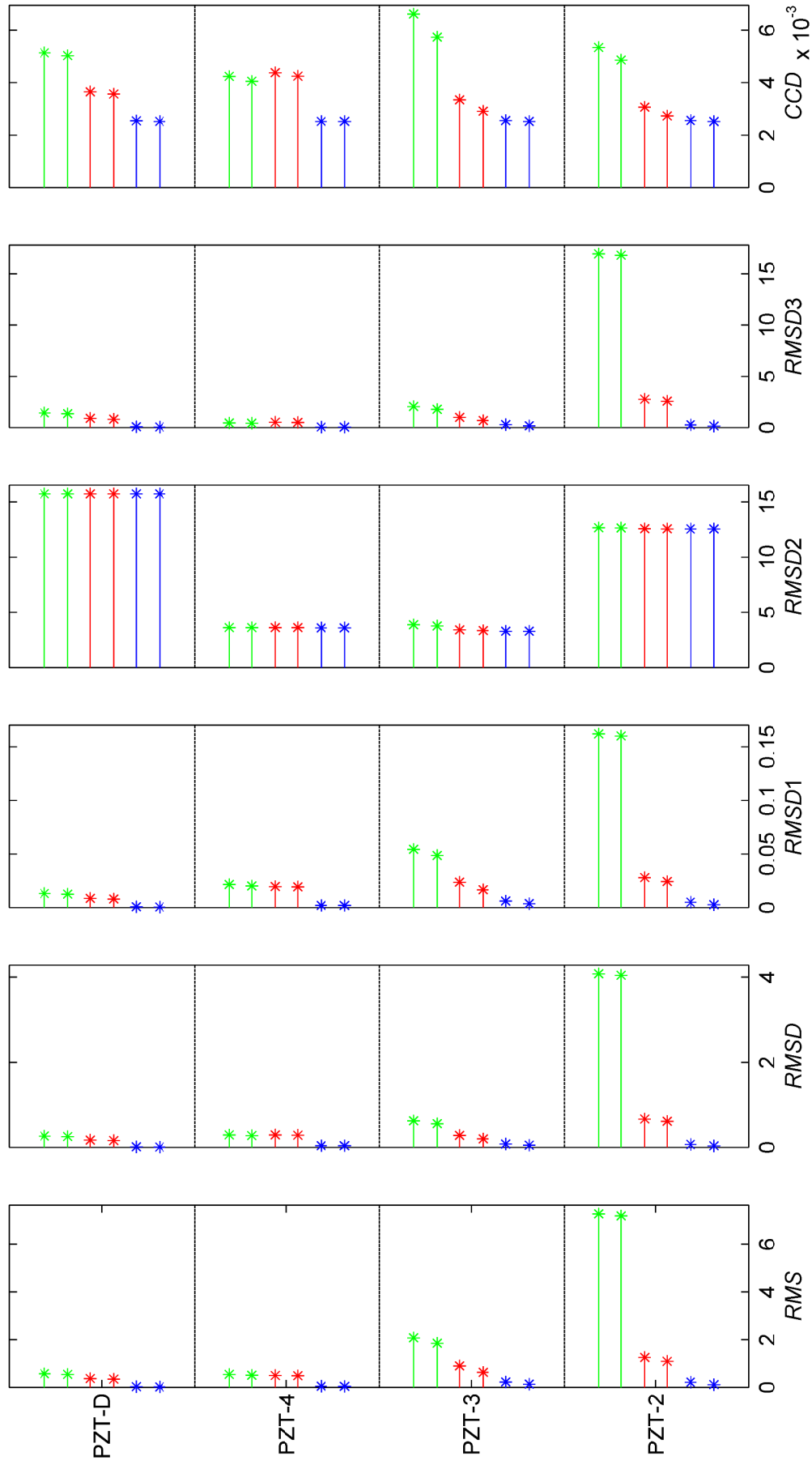


Figura A3.10 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor em repouso e o eixo na posição 225° para duas condições estruturais distintas:

SEM DANO (—), DANO-2 (—) e DANO-3 (—).

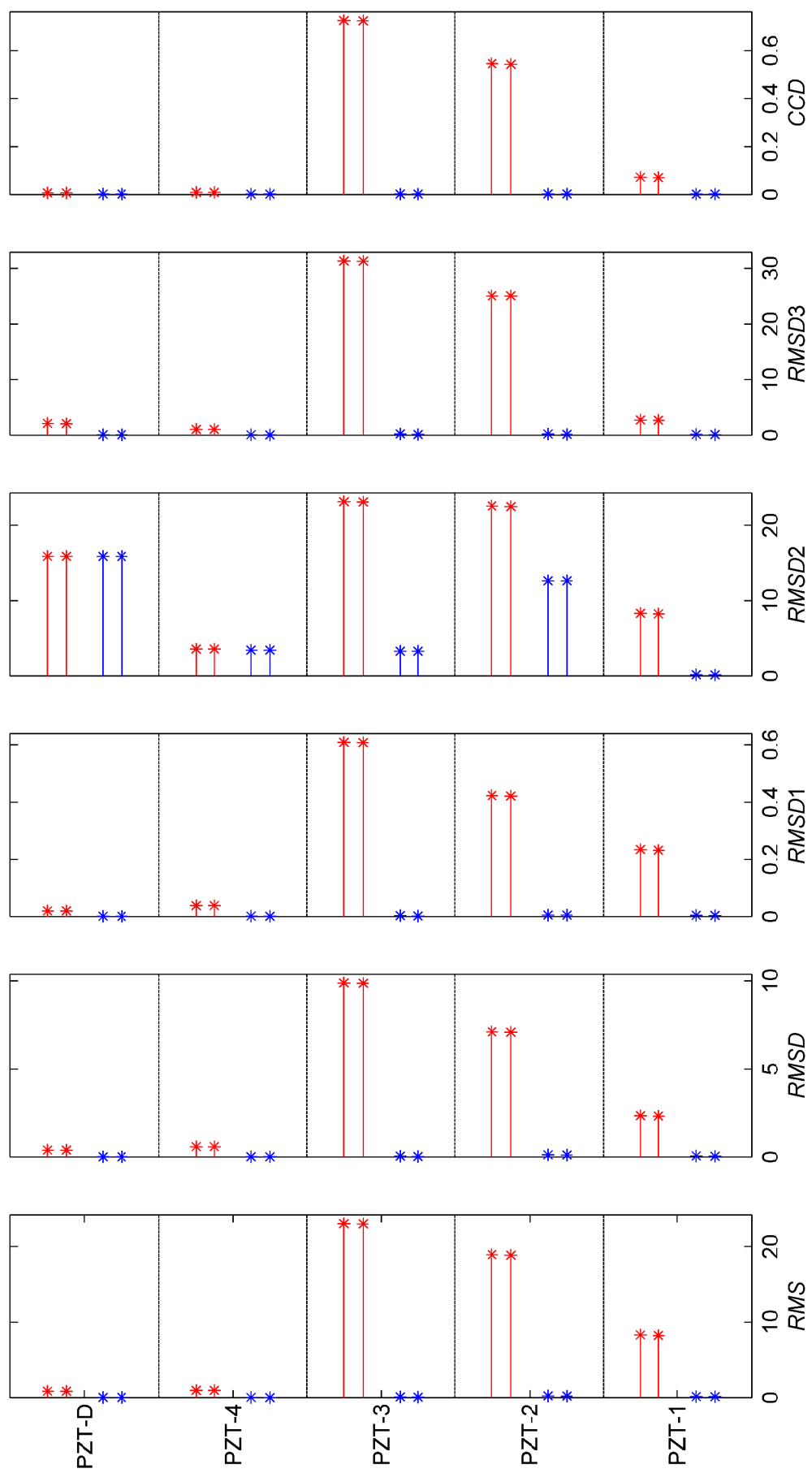


Figura A3.11 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor em repouso e o eixo na posição 270° para duas condições estruturais distintas: SEM DANO (—) e DANO-1 (—).

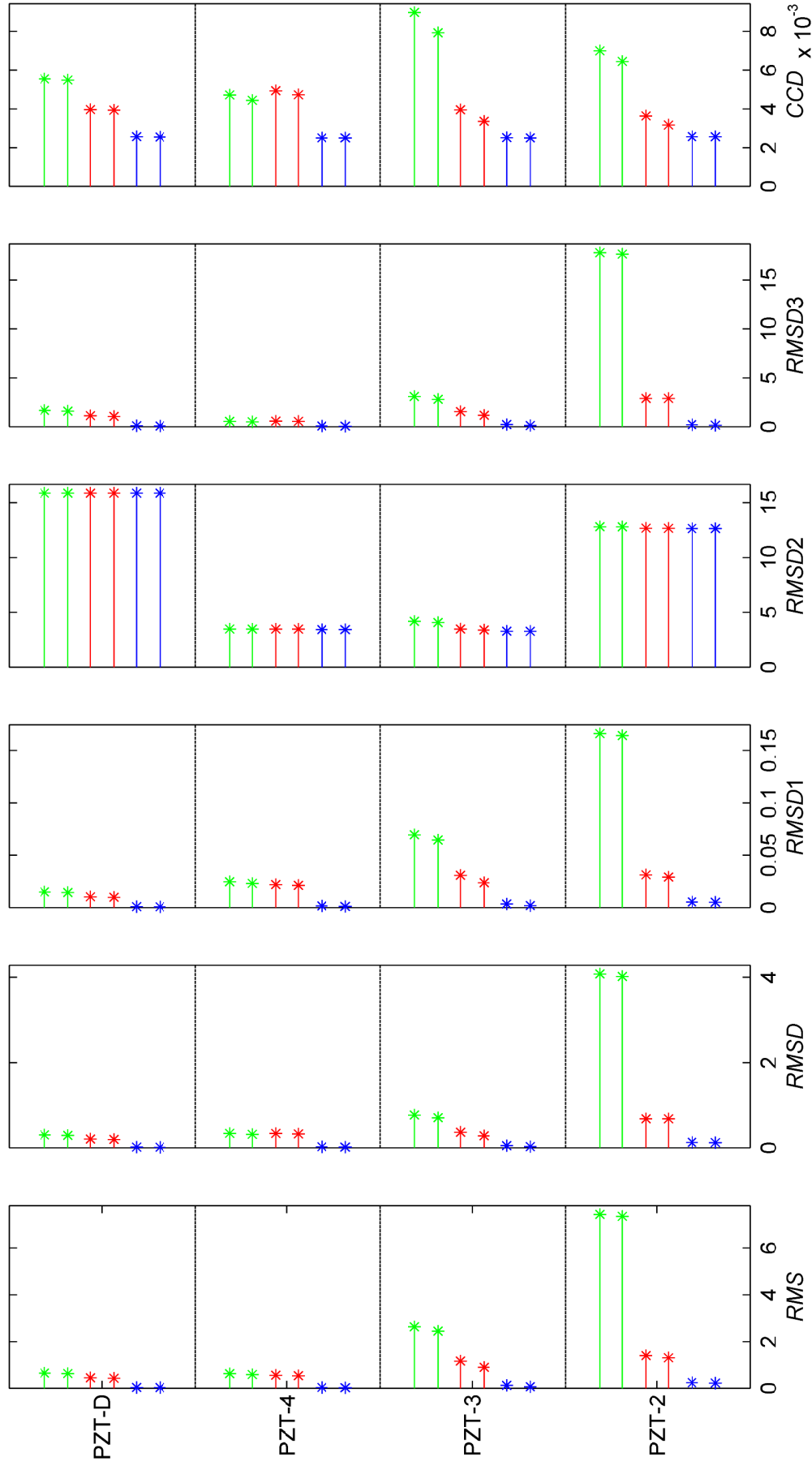


Figura A3.12 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor em repouso e o eixo na posição 270° para duas condições estruturais distintas:

SEM DANO (—), DANO-2 (—) e DANO-3 (—).

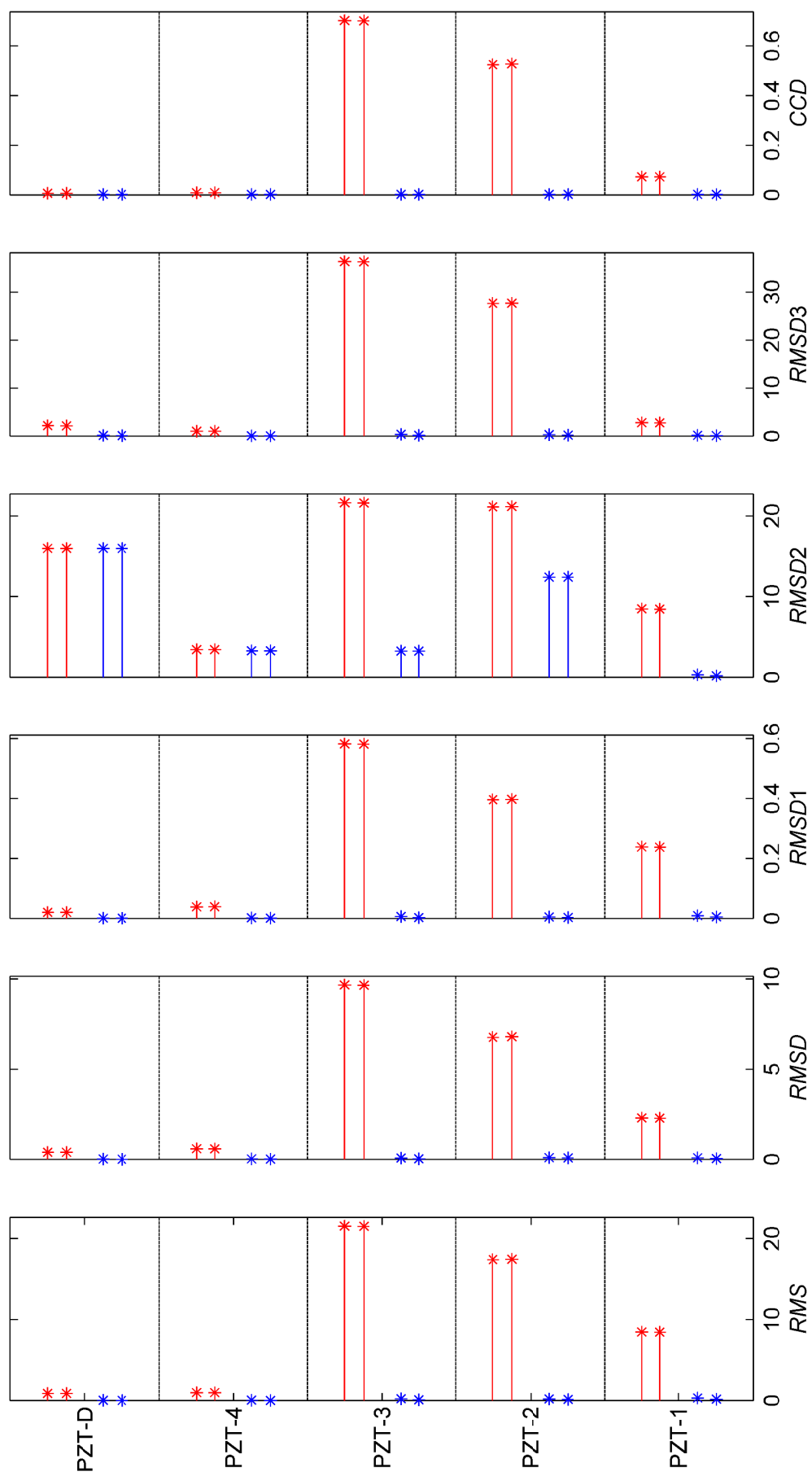


Figura A3.13 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor em repouso e o eixo na posição 315° para duas condições estruturais distintas: SEM DANO (—) e DANO-1 (—).

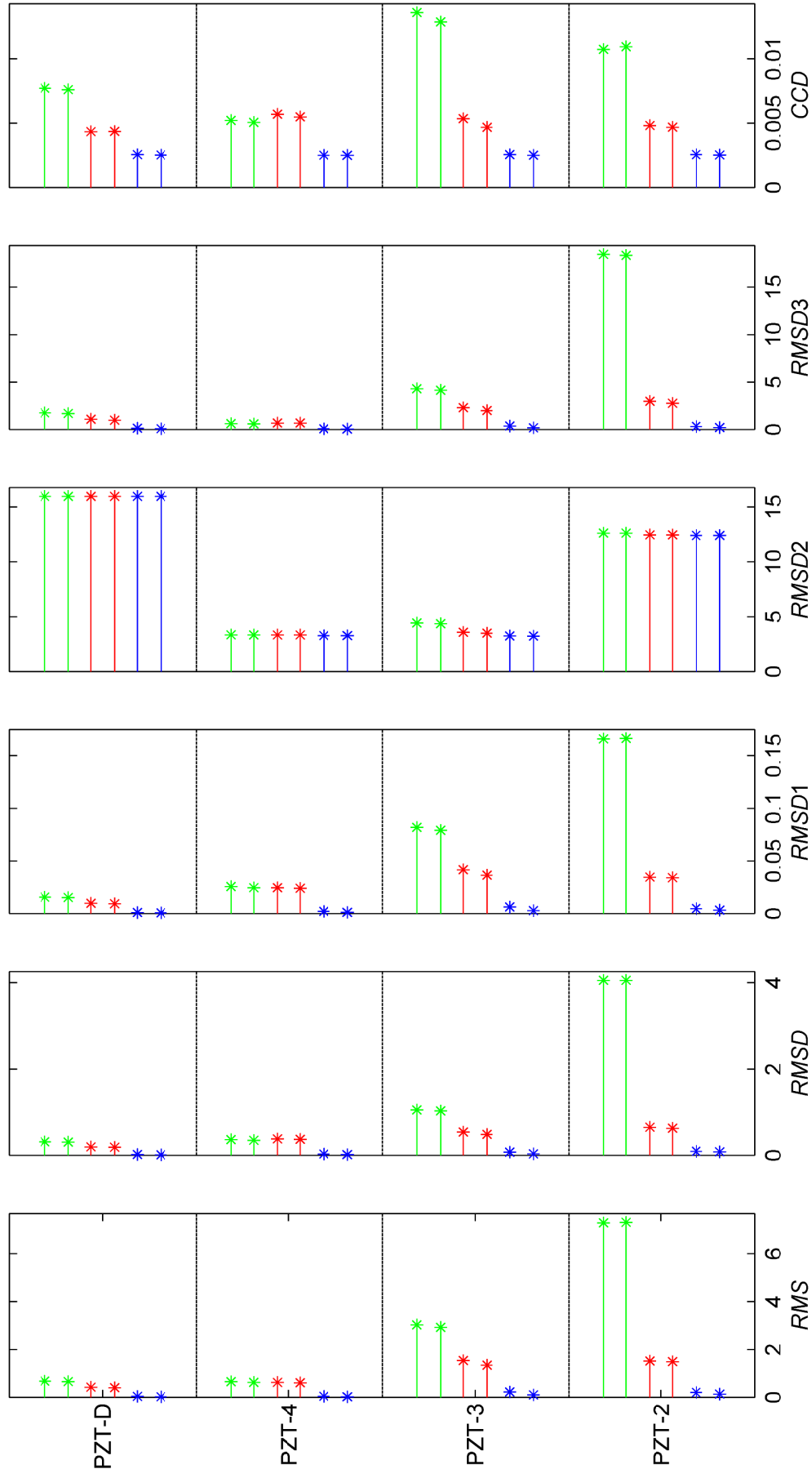


Figura A3.14 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor em repouso e o eixo na posição 315° para duas condições estruturais distintas:

SEM DANO (—), DANO-2 (—) e DANO-3 (—).

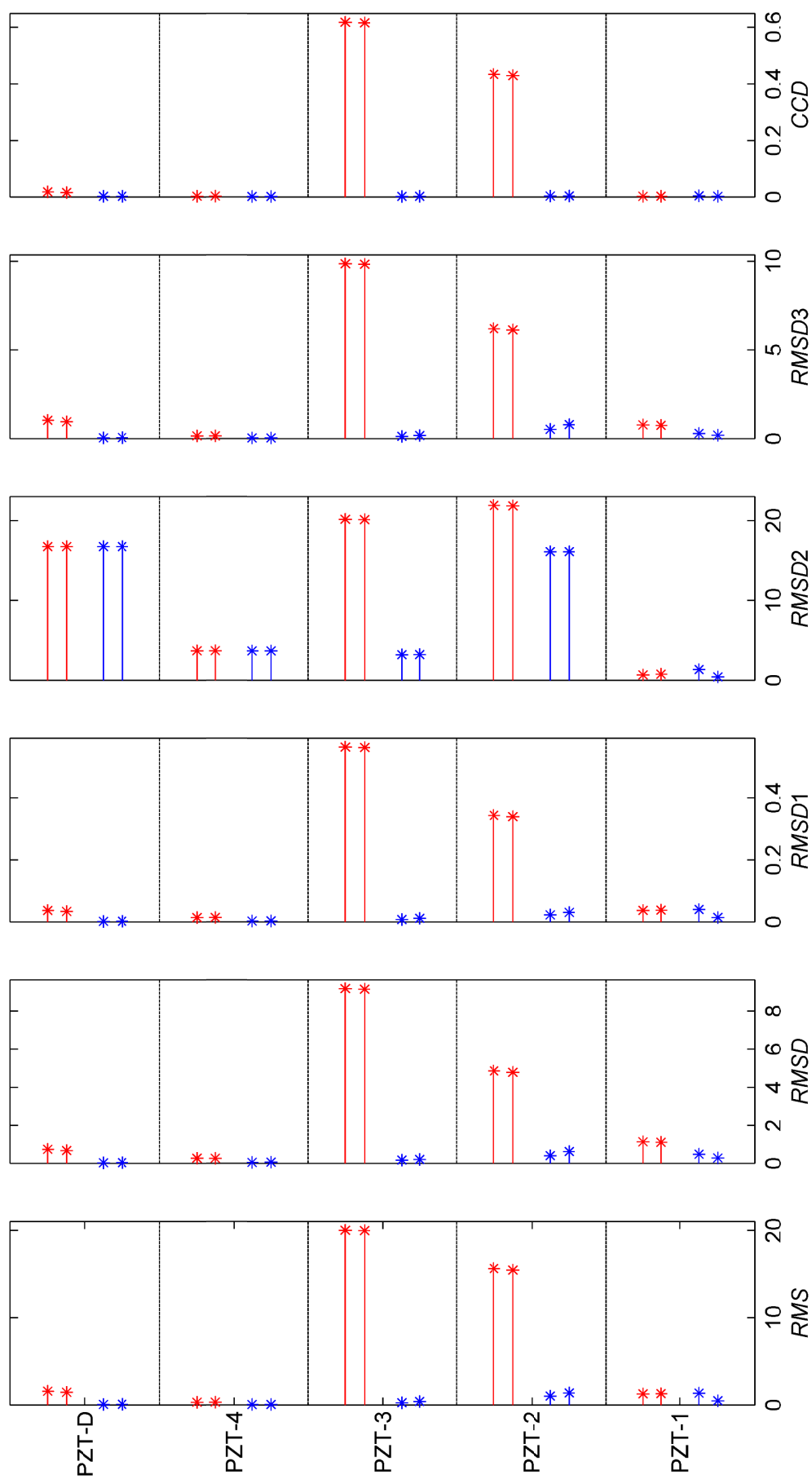


Figura A3.15 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor balanceado operando a 390 rev/min para duas condições estruturais distintas: SEM DANO (—) e DANO-1 (—).

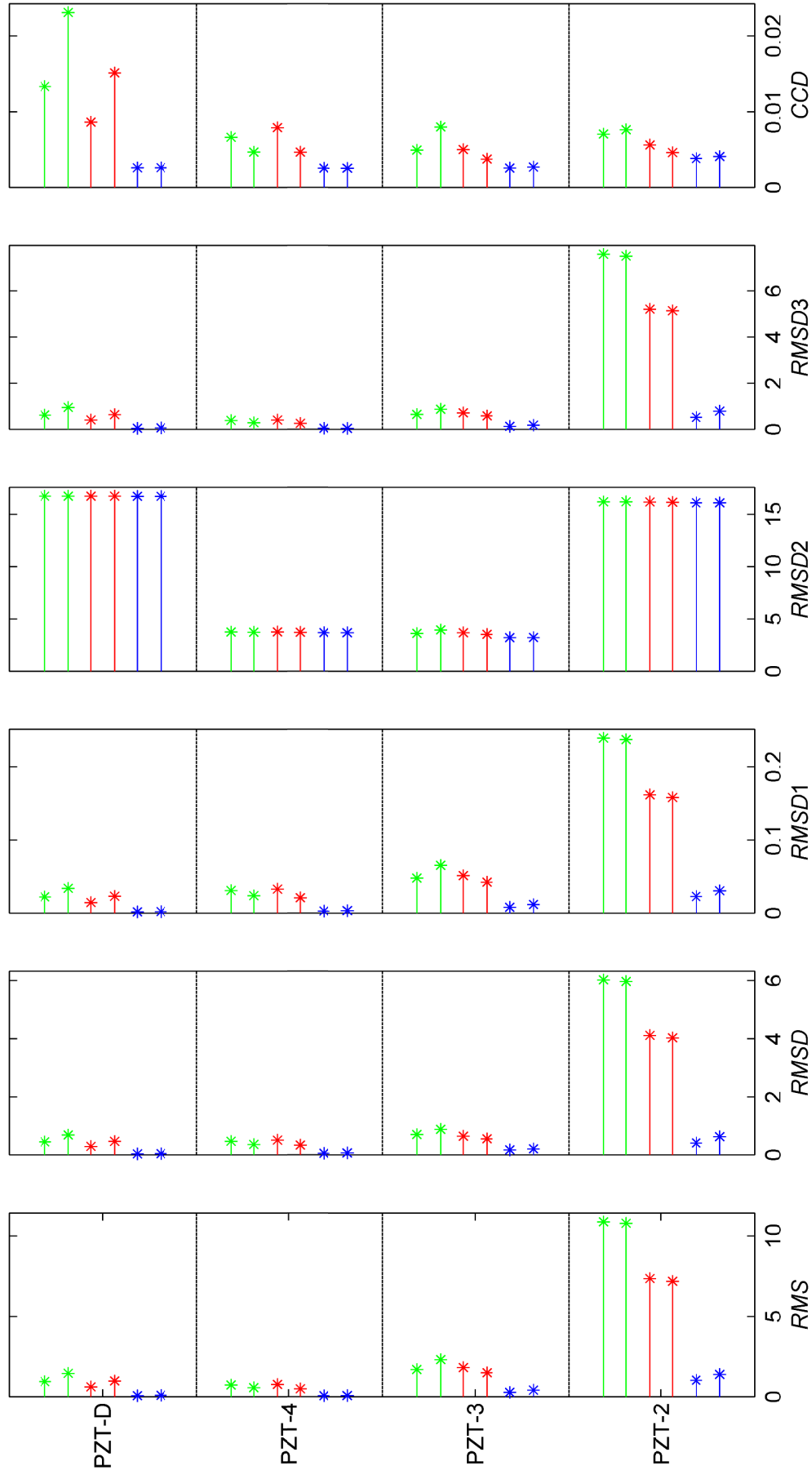


Figura A3.16 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor balanceado operando a 390 rev/min para três condições estruturais distintas:

SEM DANO (—), DANO-2 (—) e DANO-3 (—).

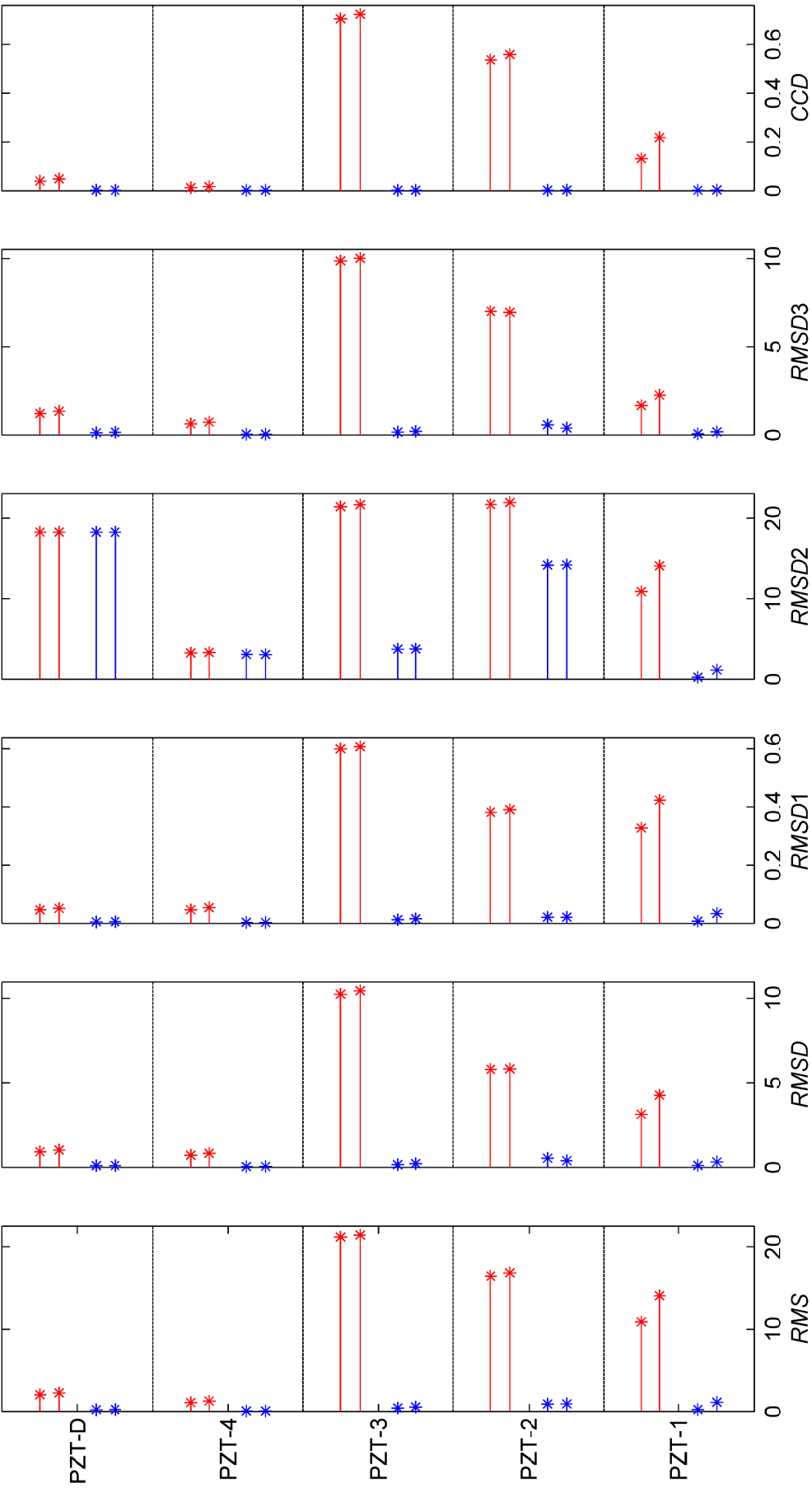


Figura A3.17 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor balanceado operando a 520 rev/min para duas condições estruturais distintas: SEM DANO (—) e DANO-1 (—).

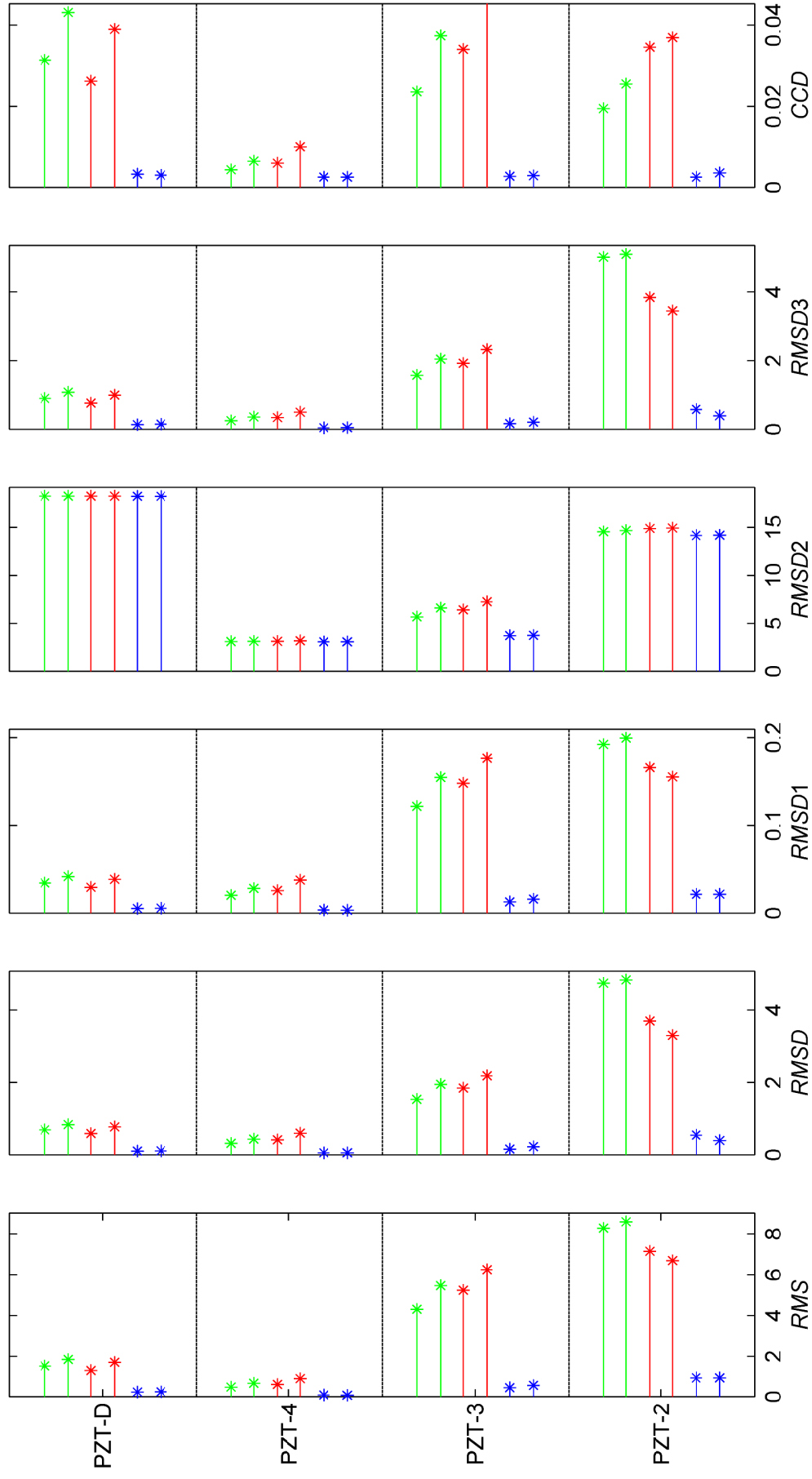


Figura A3.18 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor balanceado operando a 520 rev/min para três condições estruturais distintas:

SEM DANO (—), DANO-2 (—) e DANO-3 (—).

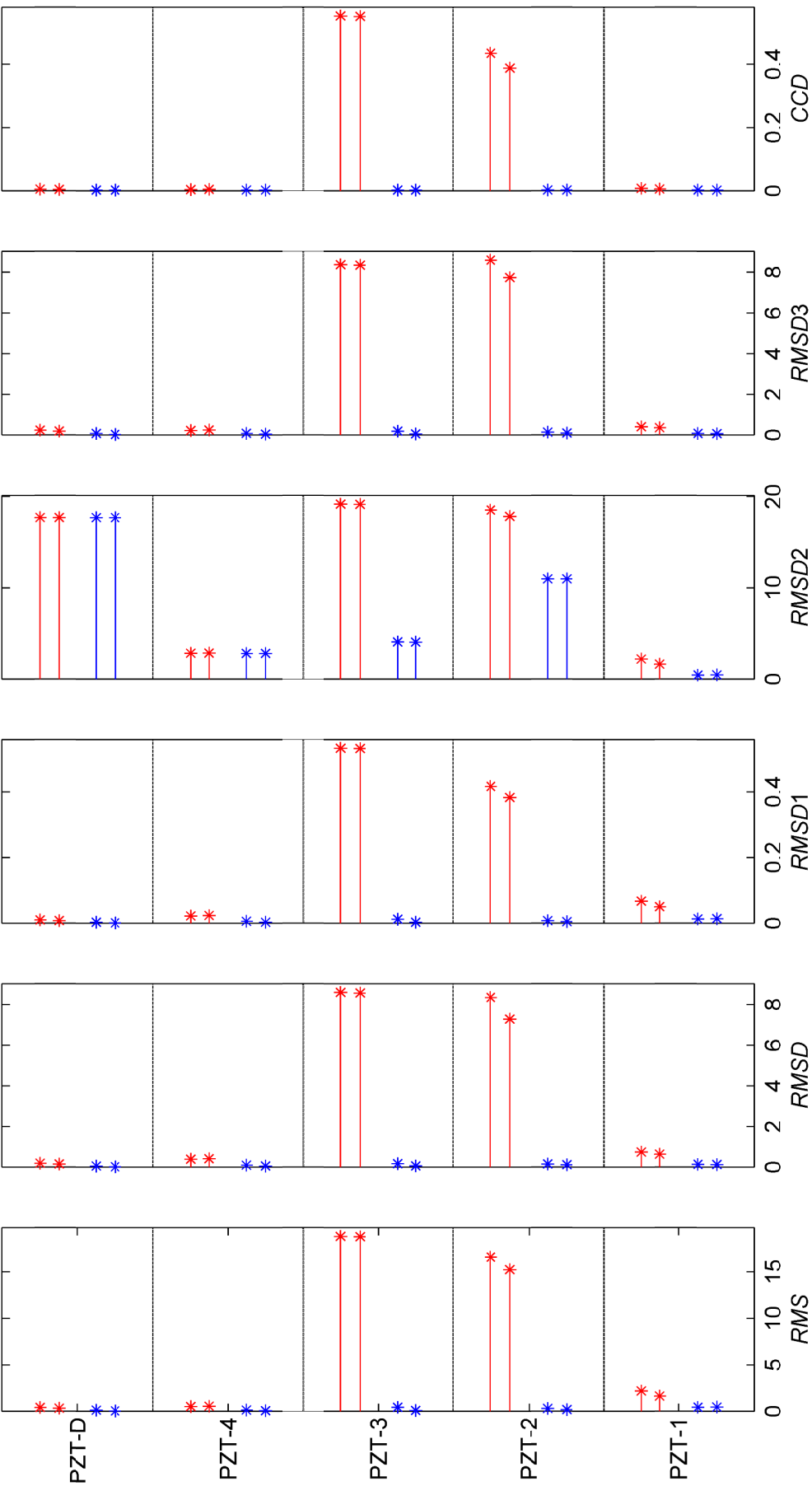


Figura A3.19 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor balanceado operando a 780 rev/min para duas condições estruturais distintas: SEM DANO (—) e DANO-1 (—).

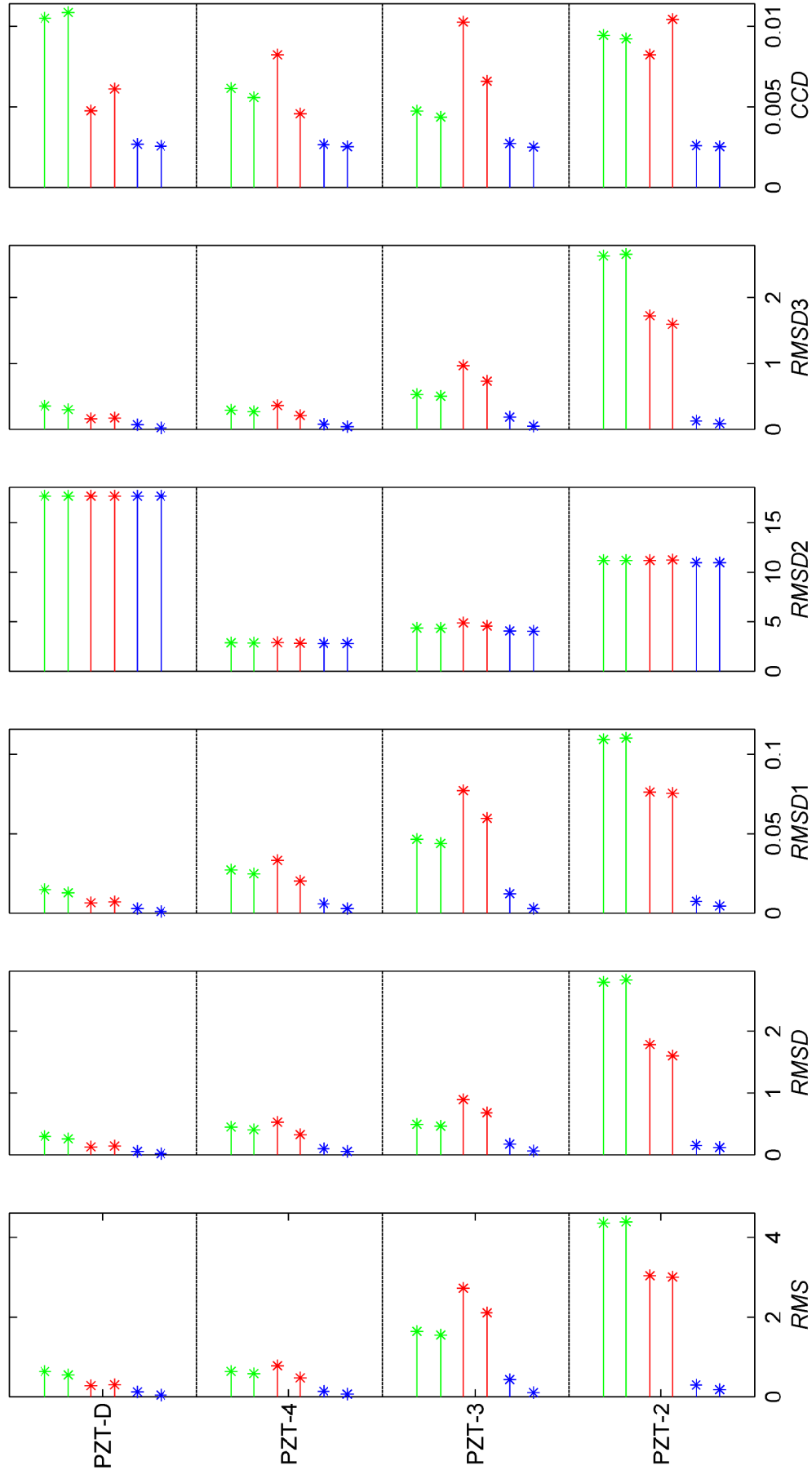


Figura A3.20 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor balanceado operando a 780 rev/min para três condições estruturais distintas:

SEM DANO (—), DANO-2 (—) e DANO-3 (—).

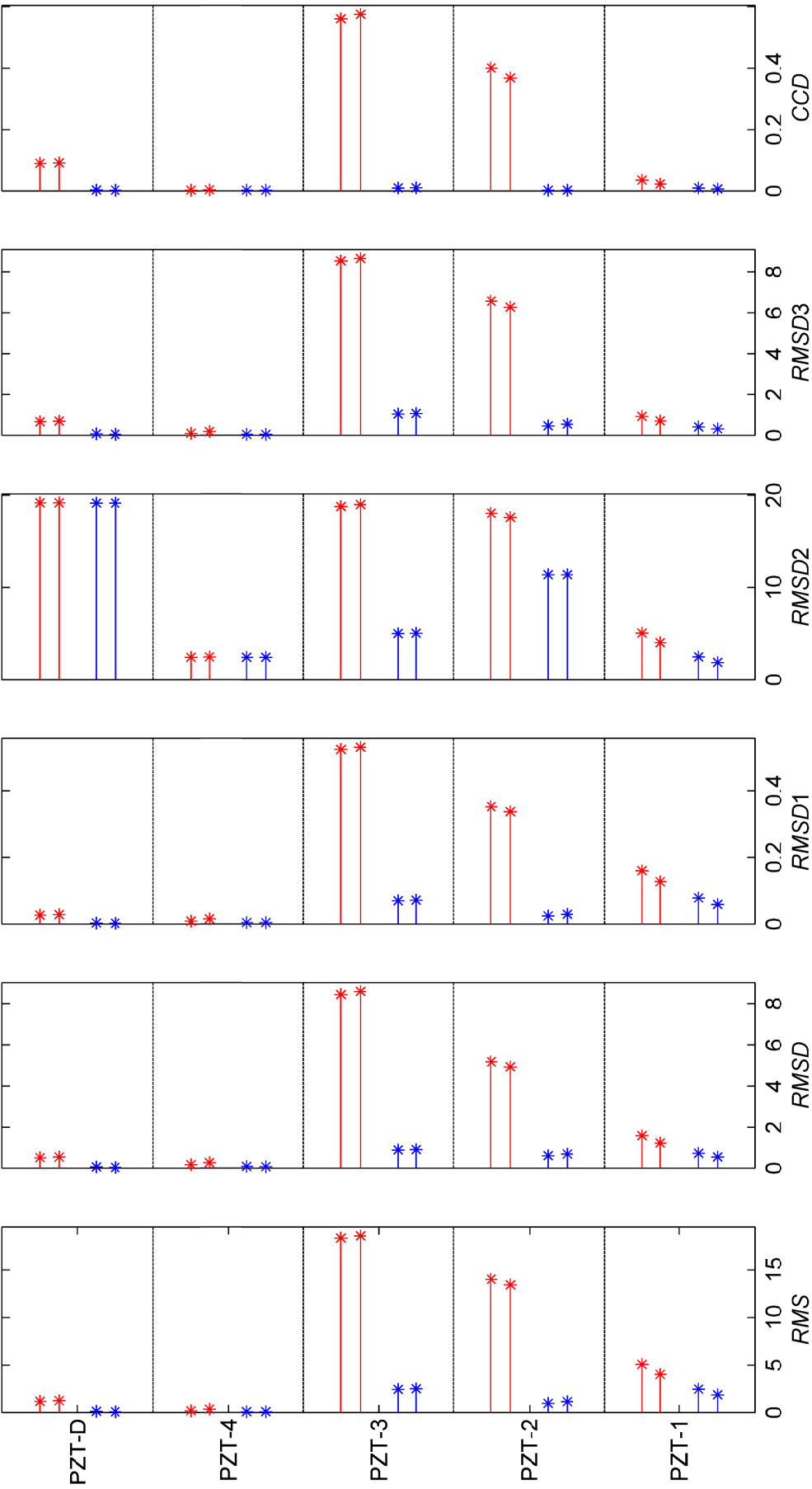


Figura A3.21 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor com desbalanceamento no disco D_1 operando a 1200 rev/min para duas condições estruturais distintas: SEM DANO (—) e DANO-1 (—).

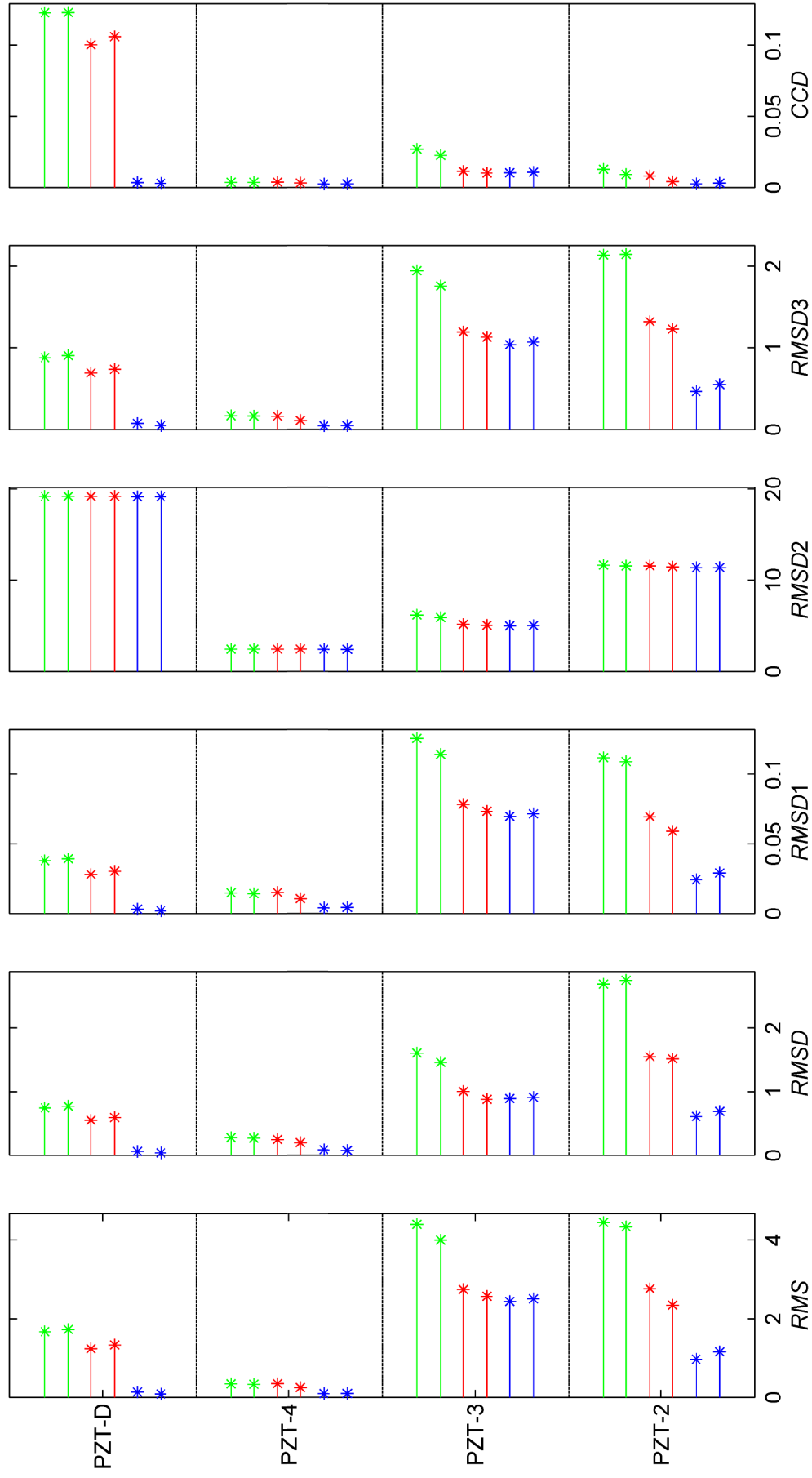


Figura A3.22 – Valores das métricas de dano obtidos com o rotor com desbalanceamento no disco D_1 operando a 1200 rev/min para três condições estruturais distintas: SEM DANO (—), DANO-2 (—) e DANO-3 (—).