

Referências Bibliográficas

- [1] Meggiolaro, M. A., Jaime T.P. Castro. "Evaluation of multiaxial Stress-Strain Models and fatigue Life Prediction Methods Under Proportional Loading". Department of Mechanical Engineering, Puc-Rio , Brasil.

- [2] Yongming Liu, Sankaran Mahadevan. "Multiaxial High-Cycle Fatigue Criterion and Life Prediction for Metals". Department of Civil and Environmental Engineering, 2005, USA.

- [3] Nishihara, T., Kawamoto, M., The strength of metals under combined alternating bending and torsion with phase difference, Memoirs of the College of Engineering, Kyoto Imperial University, vol. 11, pp. 85-112, 1945.

- [4] Gough, H. J., Pollard, H. V., Cleushaw, W. J. Some experiments on the resistance of metals to fatigue under combined stress. Memo 2522, Aeronautical research Council, HMSO, London, 1951.

- [5] Gonçalves, C. A, Fadiga multiaxial policíclica - modelagem e simulação, Dissertação de mestrado, Publicação ENM.DM-99A/06, Departamento de engenharia mecânica, Universidade de Brasília, Brasil, 2006.

- [6] Socie, D.F.; Marquis, G.B. "Multiaxial fatigue". SAE International, 1999.

- [7] Mroz, Z. "On the description of anisotropic work hardening", Journal of mechanics and Physics of Solids, v. 15, n. 163, p. 175, 1967.

- [8] Zeng, D., Xia, C. Z. "A modified Mroz model for Springback prediction", Journal of materials engineering and performance, vol. 16, pp. 293-300, 2007.

- [9] Garud, Y. S. "A new approach to the evaluation of fatigue under multiaxial loadings", Journal of engineering materials and technology, vol. 103, pp. 118-125, 1981,
- [10] Jiang, Y., Sehitoglu, H., "Modeling of Cyclic Ratchetting Plasticity, Part I: Development of Constitutive Relations," ASME Journal of Applied Mechanics, v.63, n.3, p.720-725, 1996.
- [11] Jiang, Y., Sehitoglu, H., "Modeling of Cyclic Ratchetting Plasticity, Part II: Comparison of Model Simulations with Experiments," ASME Journal of Applied Mechanics, v.63, n.3, p.726-733, 1996.
- [12] Sakane, M.; Itoh, T.; Kida, S.; Ohnami, M.; Socie, D., "Dislocation structure and non-proportional hardening of type 304 stainless steel", European structural integrity society, vol. 25, pp. 130-144, 1999.
- [13] Itoh, T.; Nakata, T.; Nasakane, M., "non-proportional low cycle fatigue of 6061 aluminum alloy under 14 strain paths, European structural integrity society, vol. 25, pp. 41-54, 1999.
- [14] Wu, M.; Itoh, T.; Shimizu, Y.; Nakamura, H.; Takanashi, M., "Low cycle fatigue life of Ti-6Al-4V alloy under non-proportional loading", International journal of fatigue, vol. 44, pp. 14-20, 2012.
- [15] Alva, J. G. C. Controle por aprendizado neuro-fuzzy aplicado a uma máquina de fadiga atuada por um musculo pneumático, Tese doutorado em engenharia mecânica, Puc-Rio, Rio de Janeiro, 2013.
- [16] Weibull, W. Fatigue testing and analysis of results, Advisory group for aeronautical research and development, Pergamon press, Oxford, 1961.
- [17] Instron Brasil, Al. Tocantins 280 - Unidade 7 Alphaville Industrial 06455-020 - Barueri, SP, Brasil. <http://www.instron.com.br/wa/product/MultiAxial-Test-Systems.aspx>

- [18] MTS System Corporation, “MTS 810 & 858 material test system”. MTS. USA, 2013.
- [19] Zeng, D., Xia, C. Z. “A modified Mroz model for Springback prediction”, Journal of materials engineering and performance, vol. 16, pp. 293-300, 2007.
- [20] Ralph Döring, J. Hoffmeyer, T. Seeger, M. Vormwald. “A Plasticity Model for Calculating Stress- Straining Sequences Under Multiaxial Nonproportional Cyclic Loading”. Computational Material Science, Elsevier, 2003, pp 587 – 592, Germany.
- [21] B. Li, L. Reis, M. de Freitas “Simulations of cyclic Stress-Strain evolutions for Multiaxial Fatigue Life Prediction”. Computational Material Science, Elsevier, 2006, pp 451 – 458, Portugal.
- [22] Chams Eddine Feraga, Ali Yousfi. “Robust Positional Control System for a Induction Actuator”. European Journal of Scientific research, 2008, pp 687-692.
- [23] Castro Linares, Alvarez Gallegos, Alvarez Sanchez. “Angular Velocity and Position Control of a Permanent Magnet Stepper Motor”. Department of Electrical Engineering, CINVESTAV-IPN, D. F. Mexico.
- [24] Jinpeng Yu, Bing Chen, Haisheng Yu. “Position Tracking Control of Induction Motor Via Adaptive Fuzzy Backstepping”. Institute of Complexity Science, 2010, Quingdao, China.
- [25] Ilyuchin, A. A., Plasticité, Éditions Eyrolles, Paris, 1956.
- [26] Mandel, J., Cours de Mécanique des Milieux Continus, tomes I and II, Gauthier-Villars, Paris, 1966.
- [27] Bishop, J.E., Characterizing the non-proportional and out-of-phase extend of tensor paths, Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, v.23, pp.1019-1032, 2000.

- [28] Hannah, R.L.; Reed, S.E. "Strain Gage User's Handbook", London, Elseiver 1992, 294 pp.
- [29] Micro-Measurements. "Transducer Class Strain Gage" Vishay Precision Group. USA 2011.
- [30] Albuquerque, D. "On the improved and the optimum notch shape", Pontificia Universidade Catolica de Rio de Janeiro, 2012. 56 pp.
- [31] Hannah, R.L.; Reed, S.E. "Strain Gage User's Handbook", London, Elseiver 1992, 327 pp.
- [32] Meggiolaro. M. A., Castro. J. T. P. "Técnicas e Práticas de Dimensionamento Estrutural Sobre Cargas reais de Serviço - Volume I", Rio de Janeiro, CreateSpace, 2009, 156 pp.
- [33] Shigley, J.E.; Mischke, C.R.; Budynas, RG. Mechanical Engineering design, 7th ed., McGraw-Hill 2004.
- [34] Juvinall. R. C. "Stress, Strain & Strength", McGraw-Hill 1967.
- [35] Mihai, S. D. "Handbook of Force Tranducers - Principles and Components", Springer, 2011.
- [36] Micro-Measurements. " Shun Calibration of Strain Gage Instrumentation" Vishay Precision Group. USA 2010.
- [37] F. Rodriguez, M. Lopez. "Controle adaptativo e robusto". Espanha, Universidade de sevilla, 1996, pp 17 - 20.
- [38] Mazzone, V. Controladores PID, Departamento de Automação e controle industrial, Universidade nacional de Quilmes, 2002.
- [39] VISIOLI, A. **Practical PID Control**. Springer. London, 2006. 322 p.

- [40] Liu, J.; Wang, X. "Advanced sliding mode control for mechanical systems - Design, Analysis and MATLAB simulation", Springer, New York, 2012.
- [41] Agostinho, A. C. " Controle por modos Deslizantes aplicados a sistemas de posicionamento dinâmico", Escola politécnica da universidade de São Paulo, 2009.
- [42] Slotine, J. J.; Li, W. Applied nonlinear control, Prentice Hall, New jersey, 1991.
- [43] Perruquetti, W.; Barbot, J.P. Sliding mode control in engineering, CRC Press, 2002
- [44] Fallahi, M.; Azadi, S. Robust control of DC motor using fuzzy sliding control with PID compensator, Poceedings of the international multiconference of engineers and computer scientists, Vol II, Hong Kong, 2009.
- [45] Pastorino, R.; Naya, M.A.; Perez, J.A.; Cuadrado, J. "Geared PM coreless motor modelling for driver's force feedback in steer-by-wire systems", Mechatronics, Elseiver, 2011.
- [46] Hassan, T; Kyriakides, S. Ratcheting in cyclic plasticity, Part I: Uniaxial behavior, International journal of plasticity. Vol. 8, pp. 91-116, USA,1992.
- [47] Colak, O.U; Krempl, E. Modeling of uniaxial and biaxial ratcheting behavior of 1026 carbon steel using the simplified viscoplasticity theory based on overstress
- [48] Jiang, Y., Sehitoglu, H., "Modeling of Cyclic Ratchetting Plasticity, Part I: Development of Constitutive Relations," ASME Journal of Applied Mechanics, v.63, n.3, p.720-725, 1996.
- [49] Jiang, Y., Sehitoglu, H., "Modeling of Cyclic Ratchetting Plasticity, Part II: Comparison of Model Simulations with Experiments," ASME Journal of Applied Mechanics, v.63, n.3, p.726-733, 1996.

- [50] Basaruddin, K.S; Wooi, L.C. Uniaxial ratcheting of Mild Steel Under Cyclic Tension, International Conference on Applications and Design in Mechanical Engineer, Malaysia, 2009.
- [51] Lemaitre, J; Chaboche, J.L. Mechanics of Solid Materials, Bordas, Paris, 1994.
- [52] Masing, G. "Eigenspannungen and verfestigung beim messing" Proceeding of the 2nd International Congresso of Applied Mechanics, Zurich, Switzerland, 1926.
- [53] Tanaka, E. A non-proportional parameter and a cyclic viscoplastic constitutive model taking into account amplitude dependences and memory effects of isotropic hardening, European Journal of Mechanics- A/Solids, v.13, p.155-173, 1994.
- [54] Ilyuchin, A. A., Plasticité, Éditions Eyrolles, Paris, 1956.
- [55] Mandel, J., Cours de Mécanique des Milieux Continus, tomes I and II, Gauthier-Villars, Paris, 1966.
- [56] Papadopoulos IV, Davoli P, Gorla C, Filippini M, Bernasconi A. A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals. Int J Fatigue 1997;19:219–35. (Reduced Euclidean space, good review of Mohr-type criteria
- [57] Bishop, J.E., Characterizing the non-proportional and out-of-phase extend of tensor paths, Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, v.23, pp.1019-1032, 2000.
- [58] Ilyushin, A. A., On the foundations of the general mathematical theory of plasticity. In: Voprosy Teorii Plastichnosti, pp. 3-29. Moskva: Izd. AN SSSR, 1961. (In Russian.)

- [59] Gough, H. J., Pollard, H. V., Cleushaw, W. J. Some experiments on the resistance of metals to fatigue under combined stress. Memo 2522, Aeronautical research Council, HMSO, London, 1951.
- [60] Nishihara, T., Kawamoto, M., The strength of metals under combined alternating bending and torsion with phase difference, Memoirs of the College of Engineering, Kyoto Imperial University, vol. 11, pp. 85-112, 1945.
- [61] Gonçalves, C. A, Fadiga multiaxial policíclica - modelagem e simulação, Dissertação de mestrado, Publicação ENM.DM-99A/06, Departamento de engenharia mecânica, Universidade de Brasília, Brasil, 2006.
- [62] Alva, J. G. C. Controle por aprendizado neuro-fuzzy aplicado a uma máquina de fadiga atuada por um musculo pneumático, Tese doutorado em engenharia mecânica, Puc-Rio, Rio de janeiro, 2013.
- [63] Weibull, W. Fatigue testing and analysis of results, Advisory group for aeronautical research and development, Pergamon press, Oxford, 1961.
- [64] MTS System Corporation, "MTS Bionix Tabletop test system". MTS. USA, 2013
- [65] MTS System Corporation, "MTS 810 & 858 material test system". MTS. USA, 2013.
- [66] Zeng, D., Xia, C. Z. "A modified Mroz model for Springback prediction", Journal of materials engineering and performance, vol. 16, pp. 293-300, 2007.
- [67] Garud, Y. S. "A new approach to the evaluation of fatigue under multiaxial loadings", Journal of engineering materials and technology, vol. 103, pp. 118-125, 1981,
- [68] Sakane, M.; Itoh, T.; Kida, S.; Ohnami, M.; Socie, D., "Dislocation structure and non-proportional hardening of type 304 stainless steel", European structural integrity society, vol. 25, pp. 130-144, 1999.

- [69] Itoh, T.; Nakata, T.; Nasakane, M., “non-proportional low cycle fatigue of 6061 aluminum alloy under 14 strain paths, European structural integrity society, vol. 25, pp. 41-54, 1999.
- [70] Wu, M.; Itoh, T.; Shimizu, Y.; Nakamura, H.; Takanashi, M., “Low cycle fatigue life of Ti-6Al-4V alloy under non-proportional loading”, International journal of fatigue, vol. 44, pp. 14-20, 2012.

Apêndice A

A.1 Determinação da força e momento da MTT

A MTT foi projetada para trabalhar com uma capacidade máxima de 25 kN na tração. Entretanto, o torçor máximo requerido pelo sistema é determinado baseado no critério de máxima tensão cisalhante, que é capaz de produzir o mesmo efeito num corpo de prova na tração pura quanto na torção pura.

Para determinar o momento torçor T , escolhe-se um corpo de prova tubular de parede delgada, dado que as tensões, devido à torção, variam linearmente com a distância ao centro, conforme expresso na Equação (A.1). Assim, o perfil de tensões no corpo de prova tubular pode-se considerar quase constante como se representa na Figura A.1.

$$\tau = G \cdot \gamma = G \cdot \rho \cdot \theta \quad (\text{A.1})$$

onde, G é o módulo de elasticidade de cisalhamento, γ é a deformação de cisalhamento (rad.), ρ é o raio medido do centro e θ é a razão de torção.

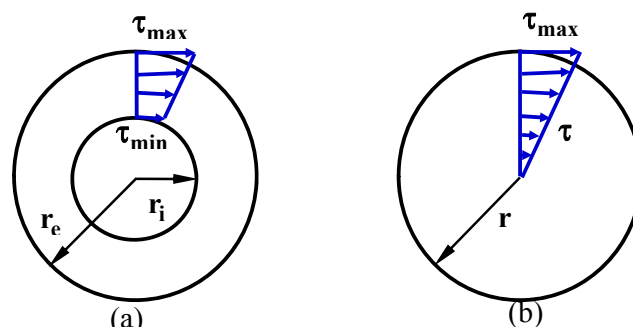


Figura A.1 Tensão de cisalhamento a) tubo circular e b) eixo circular em torção

A carga máxima trativa sobre o corpo de prova (CP) tubular gera uma tensão de escoamento S_E e uma tensão de cisalhamento τ_E . Logo, segundo o critério de máxima tensão cisalhante, o sistema deveria gerar o mesmo efeito tanto na tração

quanto na torção, portanto é a mesma tensão cisalhante representada pela equação (A.2)

$$\tau_E = \frac{S_E}{2} \quad (\text{A.2})$$

Na torção pura, a tensão de cisalhamento τ induzida sobre o corpo de prova é dada por

$$\tau = \frac{T \cdot \rho}{J} \quad (\text{A.3})$$

onde T é o momento torçor em torção pura, J é o momento polar de inércia e ρ é o raio médio do CP.

Utilizando a equação (A.2) e (A.3) pode-se determinar o valor do momento torçor máximo T requerido pelo sistema, dado por

$$T = \frac{S_E \cdot J}{2 \cdot \rho} \quad (\text{A.4})$$

Assuma um corpo de prova tubular de aço com $D_e = 25$ mm, com uma tensão ao escoamento $S_E = 1400$ MPa, como mostra-se na Figura A.2.

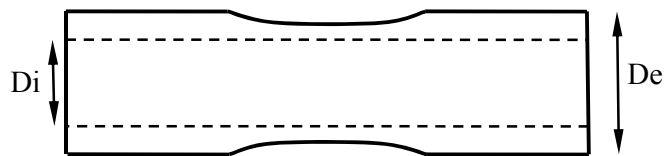


Figura A.2 Corpo de prova de tubular

O valor de D_i calcula-se a partir da carga máxima e do ponto de escoamento, pela equação (A.5).

$$D_i = \sqrt{D_e^2 - \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot S_E}} \quad (\text{A.5})$$

Substituindo-se os valores de P , S_E e D_e nas equações (A.4) e (A.5) tem-se

$$D_i = 20 \text{ mm} \text{ e } T = \frac{\pi \cdot S_E \cdot (D_e^4 - D_i^4)}{32 \cdot D_e} = 1278 \text{ N.m}$$

Portanto, a máquina tração-torção gera uma carga trativa máxima de $P \cong 250$ kN e um momento torçor máximo de $T \cong 1300$ N.m

A.2

Análise da rigidez axial e torsional da MTT (biaxial)

Nesta seção apresenta-se a análise da rigidez axial gerada pela carga axial e pela rigidez torsional devido ao momento torçor. A rigidez é a resistência de um corpo sólido ou componente estrutural para suportar tensões sem gerar deformação ou deslocamentos muito grandes.

A MTT é projetada para trabalhar na zona elástica. Portanto, pode-se utilizar o método de superposição para estudar os efeitos da carga trativa e o momento torçor, como apresentado a continuação.

A.2.1

Calculo da rigidez axial

A rigidez axial de uma viga ou componente estrutural é a medida de sua capacidade de resistir às tentativas de alongamento ou encurtamento através da aplicação de cargas ao longo de seu eixo e dado por:

$$K_a = \frac{P}{\delta} = \frac{E.A}{L} \quad (\text{A.6})$$

onde A representa área de sua seção transversal, E o módulo de elasticidade, δ o deslocamento na direção axial e L seu comprimento.

A.2.1.1

Calculo analítico

Para o cálculo analítico da rigidez utiliza-se o modelo simplificado da MTT, o qual se constitui como um pórtico com duas vigas AB e CD e duas colunas AC e BD, como se apresenta na Figura A.3.

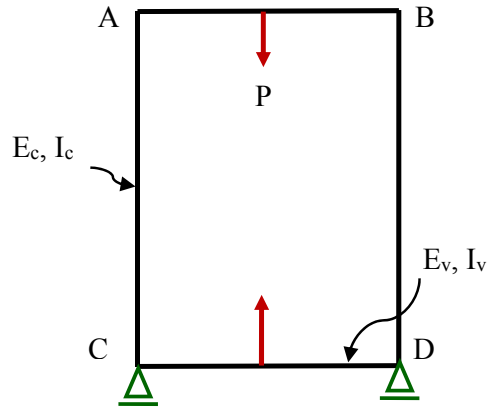


Figura A.3 Modelo simplificado da MTT

A Figura A.3 apresenta um caso de viga Hiperestática, e para o cálculo das deformações ou deslocamento pode-se aplicar o estudo de pórticos e quadros. Portanto, neste caso, tem-se um pórtico simetricamente carregado no meio das vigas AB e CD. Logo, a forma deformada do pórtico devido à carga trativa aplicada apresenta-se na Figura A.4 pela linha tracejada.

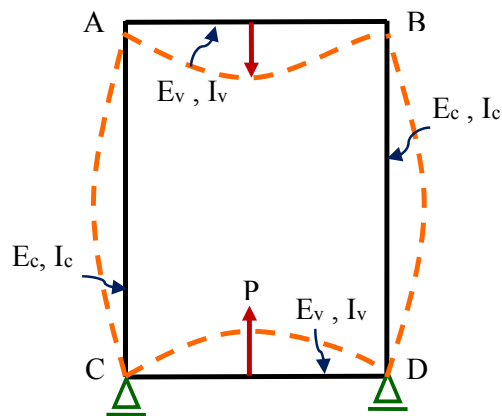


Figura A.4 Modelo deformado da MTT pela força trativa

Nos extremos das vigas AB e CD aparecem os momentos M_1 e M respectivamente, como mostrado na Figura A.4, os quais se opõem ao giro dos extremos em ditas vigas e representam a ação das colunas sobre as vigas horizontais. Neste caso, consideram-se os momentos M_1 e M como as únicas ligaduras hiper-estáticas existentes no modelo. Portanto, podem-se determinar sem dificuldade as deflexões do modelo simplificado da MTT.

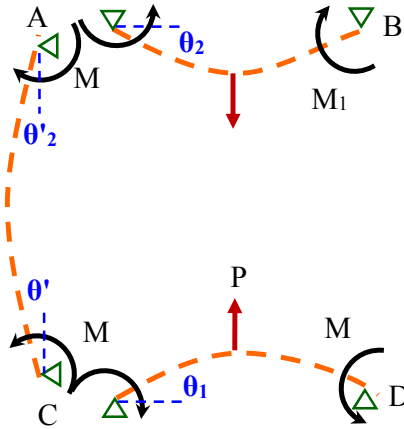


Figura A.5 Separação das vigas e colunas da MTT submetidas à tração

Na Figura A.5 pode-se observar que nos extremos A, B, C e D temos uniões rígidas entre as vigas e as colunas. Assim, o giro no extremo esquerda da viga horizontal CD deve ser igual ao giro do extremo inferior da coluna AC, representado pela equação (A.7).

$$\theta_1 = \theta_1' \quad (\text{A.7})$$

De modo Similar, o giro do extremo esquerda da viga AB deve ser igual ao giro do extremo superior da coluna AC, como se dá na equação (A.8).

$$\theta_2 = \theta_2' \quad (\text{A.8})$$

O valor de θ_1 , determina-se como a rotação gerado pela força P e a rotação no sentido contrário, dado o momento M na viga CD, o que é determinado pela equação (A.9).

$$\theta_1 = \frac{M.L}{2.E_v.I_v} - \frac{P.L^2}{16.E_v.I_v} \quad (\text{A.9})$$

onde, E_v é o módulo de elasticidade da viga, I_v é o momento de inércia e L seu comprimento.

De semelhante modo, o ângulo de rotação θ_2 é gerado pela força P e pelo momento M_1 sobre a viga AB, conforme apresentado na equação (A.10).

$$\theta_2 = \frac{P.L^2}{16.E_v.I_v} - \frac{M_1.L}{2.E_v.I_v} \quad (A.10)$$

Por outro lado, o ângulo de rotação θ_1' e θ_2' é gerado pelos momentos M e M_1 aplicados sobre a coluna AC é expresso pelas equações (A.11) e A.(12).

$$\theta_1' = -\left(\frac{M.H}{3.E_c.I_c} + \frac{M_1.H}{6.E_c.I_c} \right) \quad (A.11)$$

$$\theta_2' = \frac{M.H}{6.E_c.I_c} + \frac{M_1.H}{3.E_c.I_c} \quad (A.12)$$

onde E_c , I_c são o módulo de elasticidade, o momento de inércia e o comprimento da coluna, respectivamente.

Determina-se M e M_1 , substituindo-se as equações de (A.9), até (A.12) na equação (A.7) e (A.8).

$$\left(\frac{L}{2.E_v.I_v} + \frac{H}{3.E_c.I_c} \right).M + \left(\frac{H}{6.E_c.I_c} \right).M_1 = \frac{P.L^2}{16.E_v.I_v} \quad (A.13)$$

$$\left(\frac{H}{6.E_c.I_c} \right).M + \left(\frac{L}{2.E_v.I_v} + \frac{H}{3.E_c.I_c} \right).M_1 = \frac{P.L^2}{16.E_v.I_v} \quad (A.14)$$

Resolvendo o sistema de equações se obtém:

$$M = \frac{P.L}{8} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{H.E_v.I_v}{L.E_c.I_c} \right)} \quad (A.15)$$

$$M_1 = \frac{P.L}{8} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{H.E_v.I_v}{L.E_c.I_c} \right)} \quad (A.16)$$

Assim, pode-se concluir que, dado à simetria da MTT, o valor de M e M_1 são iguais. Ao se Conhecer os momentos, pode-se construir o diagrama de momentos fletores como se mostrado na Figura A.6, onde as reações verticais e horizontais nos extremos A, B, C e D são obtidas pelas equações de equilíbrio estático.

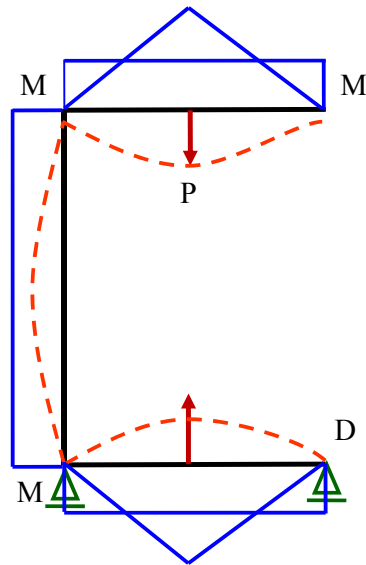


Figura A.6 Diagrama de momentos fletores da MTT

A partir da Figura A.6 pode-se determinar a deflexão ou o deslocamento que se experimenta tanto nas vigas, como nas colunas. Na viga AB apresenta-se o maior momento fletor no seu ponto meio. Portanto, está é a zona onde que apresenta a maior deflexão e se dá pela equação (A.17).

$$\delta_{Y_AB} = \frac{P.L^3 - 6.M_1.L^2}{48.E_v.I_v} \quad (A.17)$$

De modo semelhante, na viga CD a maior deflexão é no seu ponto meio, e se dá pela equação (A.18).

$$\delta_{Y_CD} = \frac{6.M.L^2 - P.L^3}{48.E_v.I_v} \quad (A.18)$$

onde P é a força máxima aplicada, M o momento gerado nos extremos da viga, E , I , L são o módulo de elasticidade, o momento de inércia e o comprimento da viga, respectivamente.

Por outro lado, as colunas AC e BD apresentam deflexão na direção " x " causada pelo momento fletor M , e na direção " y " causada pela força de travessa P . Então, as deflexões nas colunas são determinadas por

$$\delta_{X_AC} = \frac{M.H.(H-1)}{2.E_c.I_c} \quad (A.19)$$

$$\delta_{Y_AC} = \frac{P.H}{A_c.E_c} \quad (A.20)$$

onde M é o momento gerado nos extremos da coluna, E_c , I_c , A_c , H são o módulo de elasticidade, momento de inércia, a área e o comprimento da coluna, respectivamente.

A deflexão total da máquina MTT é dada pela soma das deflexões das vigas e das colunas. Portanto, as deflexões totais são dadas por:

$$\delta_Y = \delta_{Y-AC} + \delta_{Y-AB} - \delta_{Y-CD}$$

$$\delta_Y = \frac{P.H}{A_c.E_c} + \frac{P.L^3 + 6.M.L^2}{24.E_v.I_v} \quad (A.21)$$

$$\delta_X = \delta_{X-AC} - \delta_{X-BD}$$

$$\delta_X = \frac{M.H.(H-1)}{E_c.I_c} \quad (A.22)$$

A máquina MTT é constituída de duas vigas de comprimento $L = 710$ mm e de uma seção transversal quadrada, de altura $h = 250$ mm e de largura $b = 260$ mm com duas colunas de diâmetro $D = 75$ mm e comprimento H , cujo valor determina-se pelo comprimento mais longo do corpo de prova l_c a ser usado, o comprimento das garras l_g (tomando como referência as garras da Instron 8501) e a altura da viga h .

$$H = l_c + 2.l_g + h \quad (A.23)$$

Assim, para $l_c = 150$ mm, $l_g = 250$ mm, tem-se o valor de $H = 900$ mm, as vigas e colunas são de aço com $E_v = E_c = 200$ GPa módulo de elasticidade. O valor da rigidez axial da máquina MTT é dado pela equação (A.6).

Deflexão superior:

$$\delta_{sup} = \delta_{Y_AC} + \delta_{Y_AB} \quad \delta_{sup} = 1,548.10^{-4} \quad m$$

Deflexão inferior:

$$\delta_{inf} = \delta_{Y_CD} \quad \delta_{inf} = -2,746.10^{-5} \quad m$$

Deflexão total:

$$\delta_{\text{Total}} = |\delta_{\text{sup}} - \delta_{\text{inf}}| \quad \delta_{\text{Total}} = 1,822.10^{-4} \quad \text{m}$$

Rigidez axial da máquina MTT

$$K_a = \frac{P}{\delta_{\text{Total}}} = \frac{250000}{1,822.10^{-4}} \quad K_a = 1372 \quad \text{MN/m}$$

A.2.1.2

Calculo utilizando Ftool.

Os cálculos das deflexões do modelo simplificado da MTT foram avaliadas utilizando-se o software Ftool, com o propósito de verificar os cálculos analíticos.

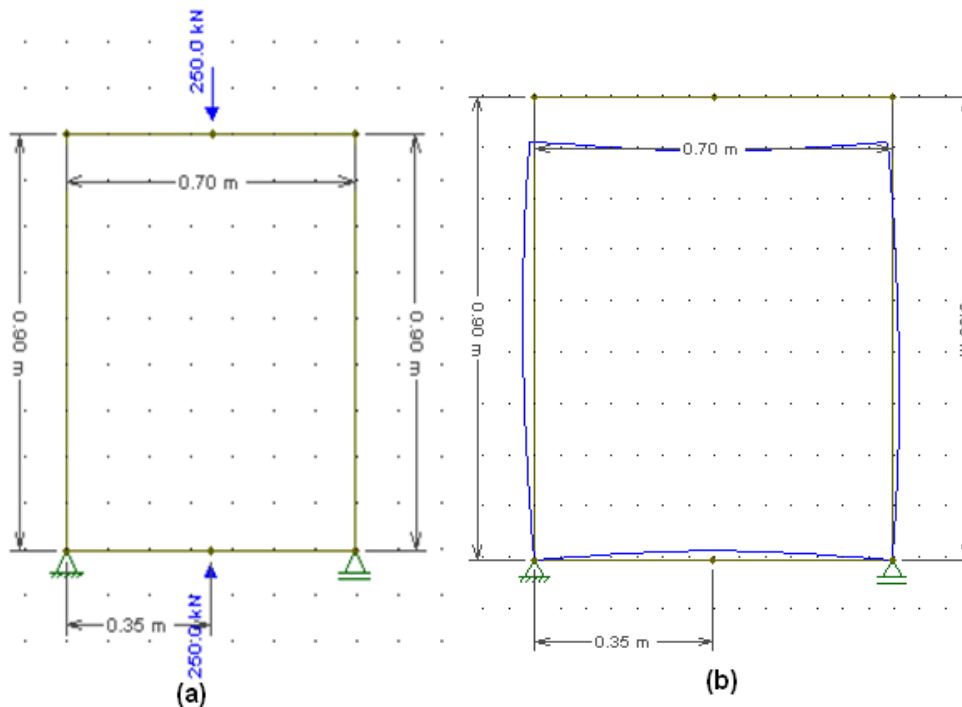


Figura A.7 (a) Modelo simplificado da MTT no Ftools e (b) deflexão da MTT, devido à carga trativa

Na figura A.7 (b) apresenta-se o modelo deformado da máquina MTT devido à carga trativa no software Ftool. Os cálculos foram realizados para as mesmas dimensões e cargas utilizadas no cálculo analítico e os resultados são os seguintes:

Deflexão Superior:

Displ. at local pos.: x = 0.00 m L = 0.34 m - Dx: -1.152e-002 mm Dy: -1.537e-001 mm

$$\delta_{\text{sup}} = \delta_{Y_AC} + \delta_{Y_AB} \quad \delta_{\text{sup}} = -1,537.10^{-4} \quad \text{m}$$

Deflexão inferior:

Displ. at local pos.: x = 0,00 m L = 0,35 m - Dx: 1,021e-006 mm Dy: 2,598e-002 mm

$$\delta_{\text{inf}} = \delta_{Y_CD} \quad \delta_{\text{inf}} = 2,598.10^{-5} \quad \text{m}$$

Deflexão total:

$$\delta_{\text{Total}} = |\delta_{\text{sup}} - \delta_{\text{inf}}| \quad \delta_{\text{Total}} = 1,797.10^{-4} \quad \text{m}$$

Rigidez axial da máquina MTT:

$$K_a = \frac{P}{\delta_{\text{Total}}} = \frac{250000}{1,797.10^{-4}} \quad K_a = 1391 \quad \text{MN/m}$$

A.2.1.3 Calculo utilizando ansys.

Os cálculos das deflexões do modelo simplificado da MTT também foram avaliados utilizando o software Ansys, com o propósito de verificar os cálculos analíticos e do Ftool. Na Figura A.8 apresenta-se o modelo deformado da MTT no software Ansys.

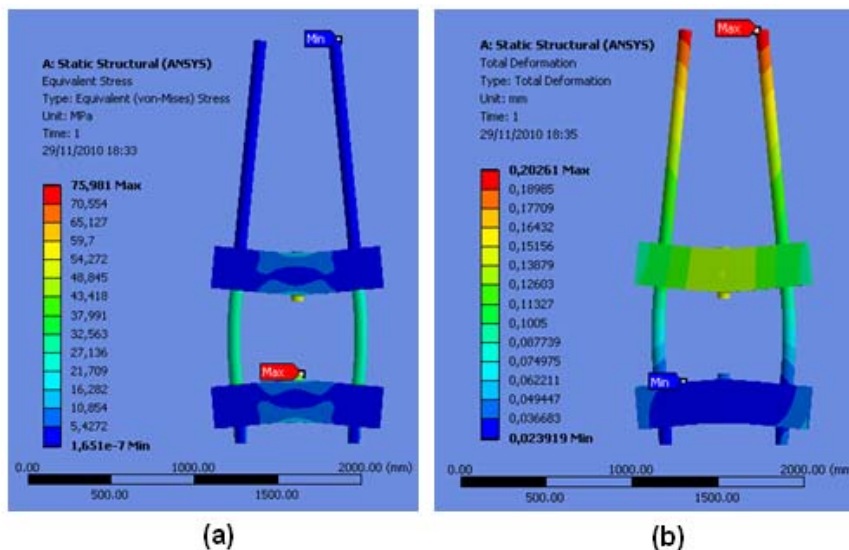


Figura A.8 Simulações do modelo simplificado da MTT (a) Tensão e (b) deflexão da MTT, devido à carga trativa

Na Figura A.9 apresenta-se o modelo deformado da máquina MTT na direção

" y " devido à carga trativa.

Os cálculos foram realizados para as mesmas dimensões e cargas utilizadas no cálculo analítico e no Ftool e os resultados foram os seguintes:

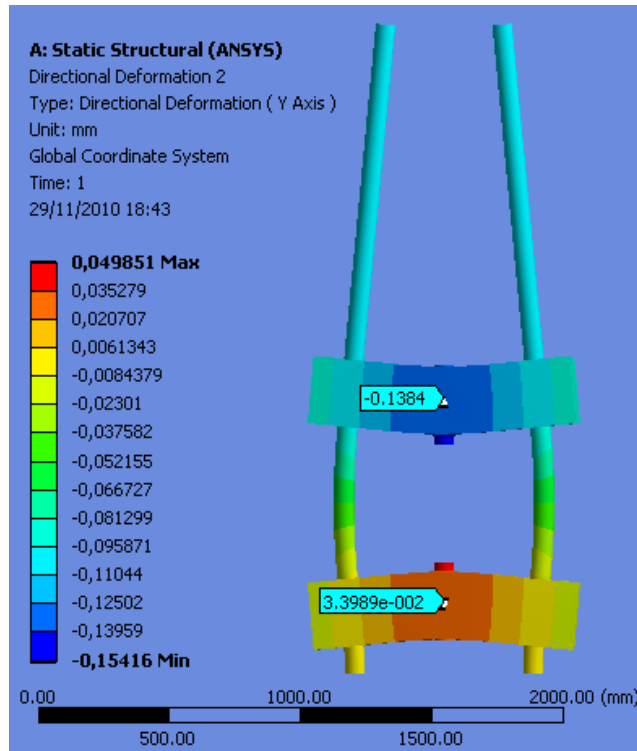


Figura A.9 Deformação na direção " y " do modelo simplificado da MTT no Ansys

Deflexão Superior:

$$\delta_{\text{sup}} = \delta_{Y_AC} + \delta_{Y_AB} \quad \delta_{\text{sup}} = -1,384 \cdot 10^{-4} \quad \text{m}$$

Deflexão inferior:

$$\delta_{\text{inf}} = \delta_{Y_CD} \quad \delta_{\text{inf}} = 3,3989 \cdot 10^{-5} \quad \text{m}$$

Deflexão total:

$$\delta_{\text{Total}} = |\delta_{\text{sup}} - \delta_{\text{inf}}| \quad \delta_{\text{Total}} = 1,724 \cdot 10^{-4} \quad \text{m}$$

Rigidez axial da máquina MTT:

$$K_a = \frac{P}{\delta_{\text{Total}}} = \frac{250000}{1,724 \cdot 10^{-4}} \quad K_a = 1449 \quad \text{MN/m}$$

A.2.2 Cálculo da rigidez torsional

A rigidez torsional de uma viga, ou componente estrutural, é a relação entre o momento torçor aplicado no extremo e o ângulo girado mantendo fixo o outro extremo.

$$K_t = \frac{T}{\theta} = \frac{GJ}{L} \quad (\text{A.24})$$

onde T é o momento torçor, θ o ângulo de rotação e G, J, L são o módulo de elasticidade ao cisalhamento, o momento polar de inércia e o comprimento, respectivamente.

A.2.2.1 Cálculo analítico.

Para o cálculo analítico da rigidez torsional, sobre o modelo simplificado da MTT, aplica-se o momento torçor máximo $T = 1300 \text{ N.m}$, conforme se apresenta na Figura A.10.

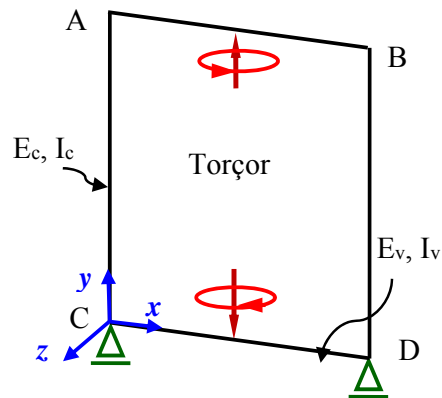


Figura A.10 Modelo simplificado da MTT sobre Torção

A Figura A.10 apresenta um caso de viga estática sobre a qual se aplica um torçor e para sua análise, utiliza-se o estudo dos pórticos e quadros.

A forma do pórtico, depois da deformação pela ação do momento torçor T , é representada pela linha laranja, como se apresenta na Figura A.11.

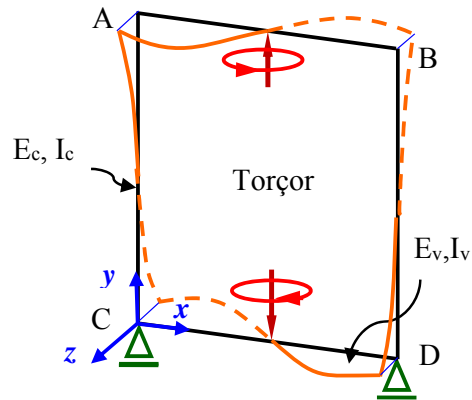


Figura A.11 Modelo deformado da MTT pela Torção.

O momento torçor T gera forças nos extremos das vigas AB e CD , que se opõem ao giro dos extremos das vigas e representam, a ação das colunas sobre as vigas horizontais. Na Figura A.12 mostra-se somente a metade do modelo pela simetria.

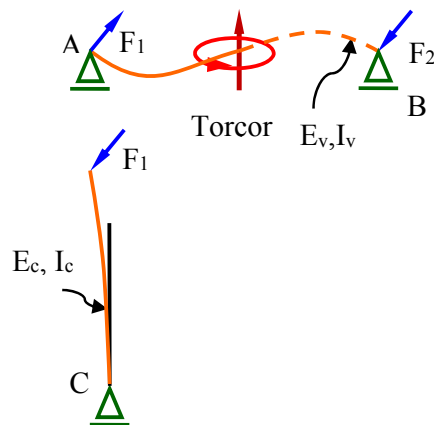


Figura A.12 Separação das vigas e das colunas da MTT submetido à torção.

Portanto, conhecendo-se as forças F_1 e F_2 pode-se determinar, sem dificuldade, as deflexões e as rotações geradas pelo torçor T sobre o modelo simplificado do MTT, através da simetria, $F = F_1 = F_2$, dado por:

$$F = \frac{T}{L} \quad (\text{A.25})$$

onde L é o comprimento da viga.

Na Figura A.13, apresenta-se o deslocamento do extremo B e D da coluna

BD , deslocando-se o extremo B para dentro do plano e C para fora do plano, na direção de z , e o deslocamento δ_z das colunas é dado por:

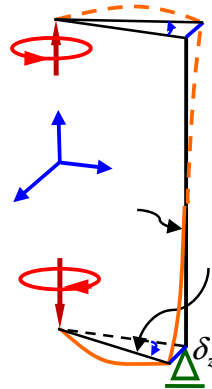


Figura A.13 Deslocamento dos extremos da MTT submetido a torção.

$$\delta Z_{\max} = -\frac{F}{3.E_c.I_c} \cdot \left(\frac{H}{2}\right)^3 = -\frac{F.H^3}{24.E_c.I_c} \quad (\text{A.26})$$

onde H é o comprimento da coluna, E_c , I_c são o módulo de cisalhamento e o momento de inércia da coluna.

O deslocamento δ_z na direção z devido ao momento torçor T , induz nos extremos da coluna uma rotação da viga AB e CD apresentado na Figura A.14.

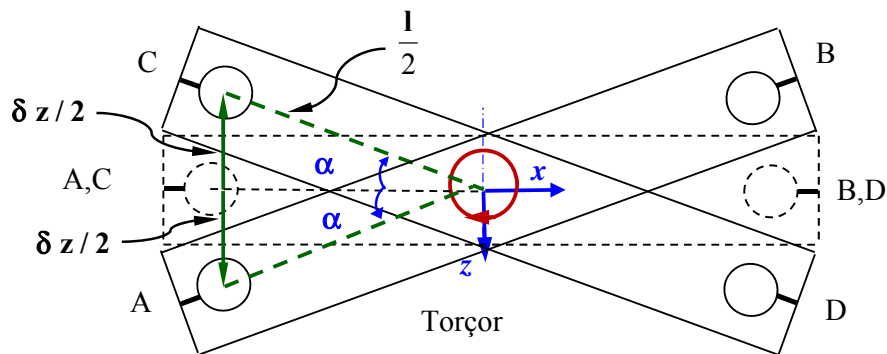


Figura A.14 Rotação da viga AB e CD da MTT submetido à torção.

Os ângulos de rotação θ calculam-se pela equação (A.27).

$$\theta = 2.\alpha \quad (\text{A.27})$$

onde $\alpha = \arcsin\left(\frac{\delta z}{l}\right)$

Então, a rigidez torsional da máquina MTT (para as mesmas dimensões utilizadas para o cálculo da rigidez axial) é calculada utilizando as equações (A.24) até (A.27) como segue.

Pela simetria, o deslocamento no extremo A é igual ao deslocamento no extremo C, calculada pela equação (A.26), como $\frac{\delta z}{2} = \frac{F}{3.E_c.I_c} \cdot \left(\frac{H}{2}\right)^3 = 1.917$ mm. Assim, tem-se, $\delta z = 3,8$ mm. A partir do valor de δz obtém-se o valor do ângulo de rotação como $\theta = 0,619^\circ$ e, finalmente, a rigidez torsional da MTT como $K_T = 117,44$ kN.m/rad.

A.2.2.2 Calculo utilizando Ansys.

Os cálculos da rigidez torsional no modelo simplificado da MTT, também foram avaliados utilizando-se o software Ansys, com o propósito de verificar os cálculos analíticos. Na Figura A.15 (a) apresenta-se o modelo deformado da MTT no software Ansys devido ao momento torçor.

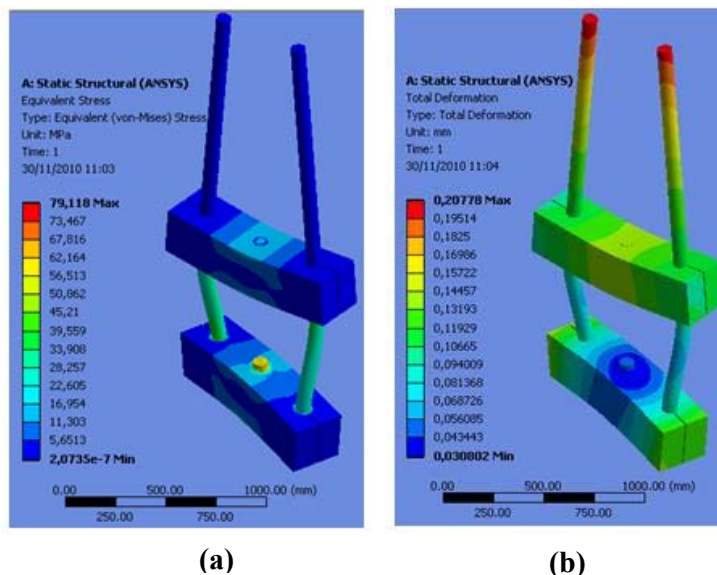


Figura A.15 Modelo simplificado da MTT (a) Tensão e (b) deflexão da MTT devido ao torçor

Na figura 4.17 apresenta-se o modelo deformado da máquina MTT na direção

"z" devido ao momento torçor.

Os cálculos foram realizados nas mesmas dimensões e cargas utilizadas no cálculo analítico. Os resultados foram os seguintes:

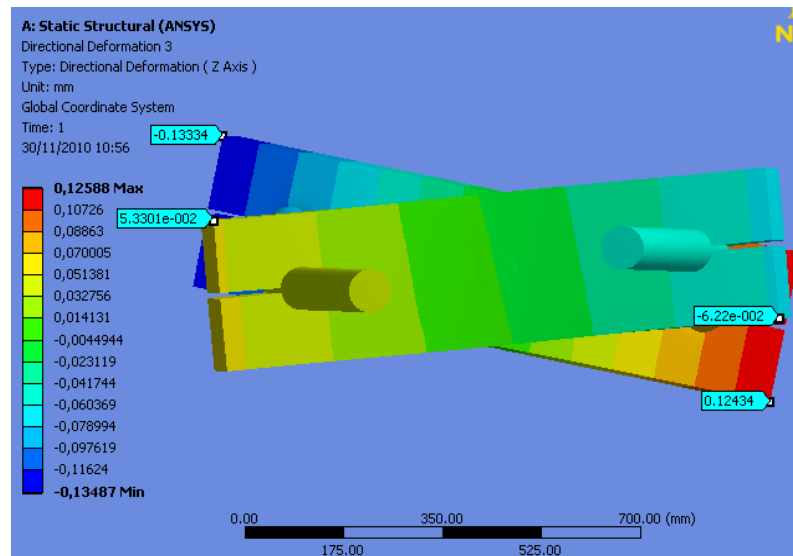


Figura A.16 Deformação na direção "z" do modelo simplificado da MTT gerado pelo torçor no Ansys

Pela simetria, o deslocamento δz_1 da viga superior é igual à viga inferior e da simulação de Ansys temos $\delta z = 0,1854 \text{ mm}$, a partir do qual se obtém o ângulo de rotação $\theta = 0,021^\circ$.

E finalmente a rigidez torsional da MTT

$$K_T = \frac{T}{\theta} = \frac{1300}{3,708 \cdot 10^{-4}} \quad K_T = 3,507 \text{ MN.m/rad}$$

A continuação apresenta-se uma tabela com a rigidez axial e torsional em diferentes diâmetros da coluna, a carga trativa e o momento torçor máximo, o mesmo utilizado nos cálculos acima.

Tabela A.1 Influência do diâmetro na rigidez axial e torsional

(ϕ)	Deflexão (δ_y)			Rigidez Axial (K_a)			Rotação (δ_z)	Rigidez Torsional (K_T)
	Análítico (10^{-4}m)	Ftool (10^{-4}m)	Ansys (10^{-4}m)	Análítico MN/m	Ftool MN/m	Ansys MN/m	Ansys (10^{-4}m)	Ansys MN.m/rad
75	1,822	1,797	1,724	1372	1391	1449	1,854	3,507
100	1,262	1,262	1,274	1981	1981	1963	0,6466	10,053
120	1,038	1,011	1,083	2407	2474	2308	0,4534	14,335
140	0,89	0,871	0,9524	2782	2871	2625	0,2092	31,075
150	0,846	0,819	0,8226	2954	3050	3040	0,1788	36,360
170	0,763	0,7357	0,7309	3279	3390	3420	0,1266	51,334
180	0,7274	0,702	0,6917	3437	3541	3600	0,1086	59,853

A.3

Rigidez axial do modelo simplificado da MTT no Ansys.

As deflexões axiais geradas pela mesma carga de tração $P = 250$ kN sobre o novo modelo da MTT foram calculadas utilizando-se o software Ansys.

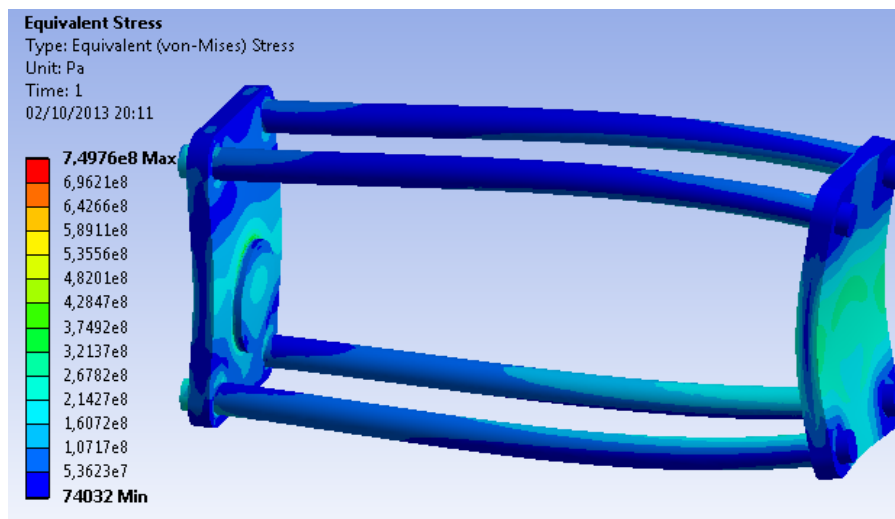


Figura A.17 Tensões no modelo simplificado da MTT devido à carga trativa.

A continuação apresentam-se os deslocamentos axiais do modelo simplificado da MTT na direção "x", devido à carga trativa.

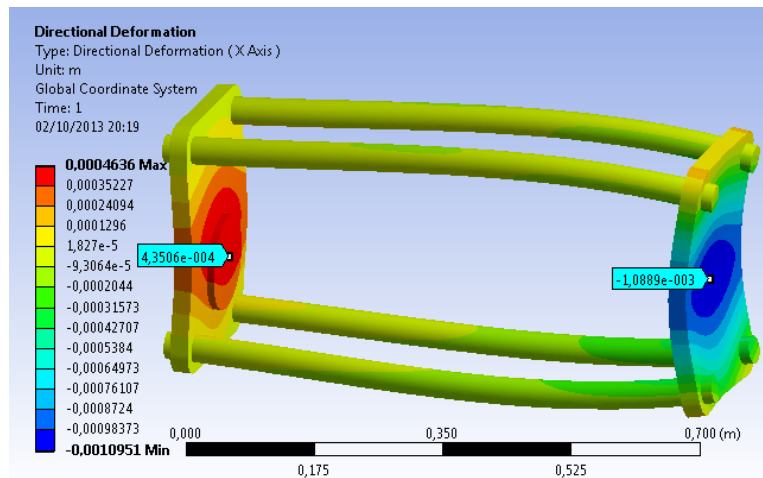


Figura A.18 Deslocamento na direção "x" do modelo simplificado da MTT

Na Figura 4.20, o deslocamento total é dado pela diferença do deslocamento do lado direito $\delta_D = -0,0010889$ e do lado esquerdo $\delta_I = 0,00043506$, $\delta_{Total} = |\delta_D - \delta_I| = 0,00152396$. Finalmente, a rigidez axial do modelo simplificado da MTT é $K_a = 250000 / (15,2396 \cdot 10^{-4})$, então, tem-se $K_a = 164 \text{ MN/m}$.

Dado as colunas serem delgadas e o carregamento requerido ser alto, é necessário determinar no Ansys o carregamento que geraria o problema de flambagem sobre o novo modelo simplificado da MTT.

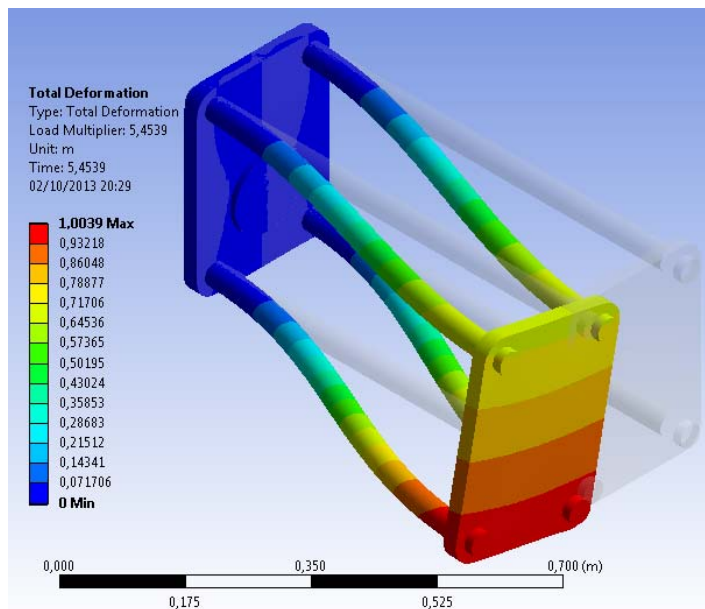


Figura A.19 Análise da falha por flambagem da MTT em compressão pura

A partir do análise de flambagem feita no Ansys pode-se determinar o fator de

flambagem $k_{fg}^P = 5,45$, em compressão pura. Este representa o fator que multiplicado à carga máxima, prevê o carregamento que provocaria o problema de flambagem nas colunas. Neste caso, seria uma carga de $P \cong 100$ MN.

A.3.1

Rigidez torsional do modelo simplificado da MTT no Ansys.

Para calcular a rigidez torsional do novo modelo da MTT, foi calculado com o auxílio do software Ansys a máxima deflexão angular para a mesma condição de momento torsional $T = 1300$ N.m. Na Figura 4.22, apresentam-se as tensões máximas geradas pelo momento torçor, sobre a estrutura de reação do novo modelo da MTT.

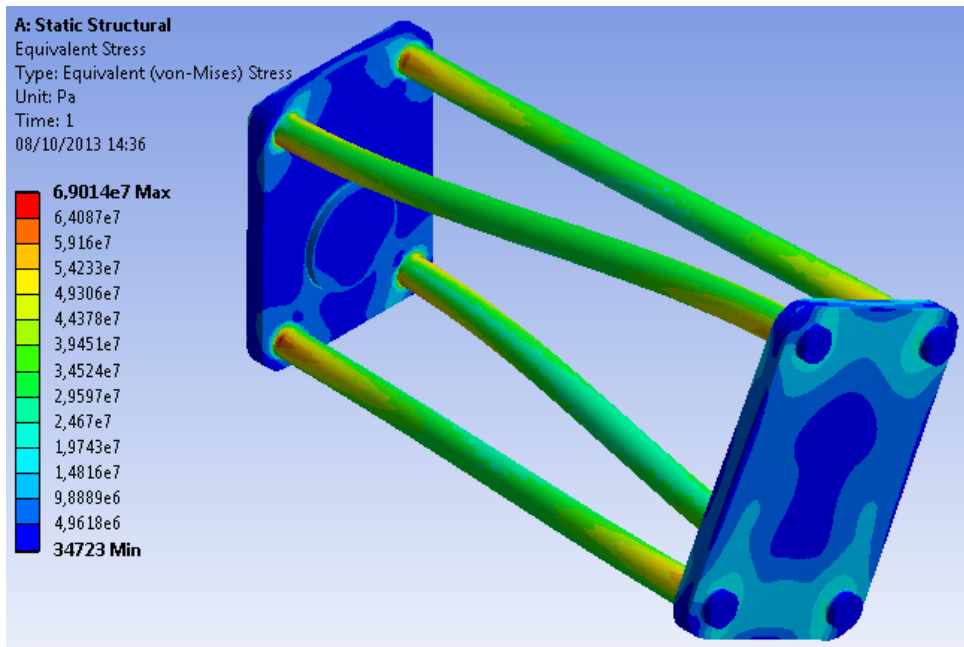


Figura A.20 Tensões no novo modelo da MTT devido a torção pura.

As tensões máximas geradas pelo momento torçor máximo são de aproximadamente $\sigma_{Mises} = 69$ MPa, portanto a estrutura de reação trabalha na zona elástica. Na Figura 4.23, apresentam-se os deslocamentos na direção "z" da estrutura de reação do o novo modelo da MTT.

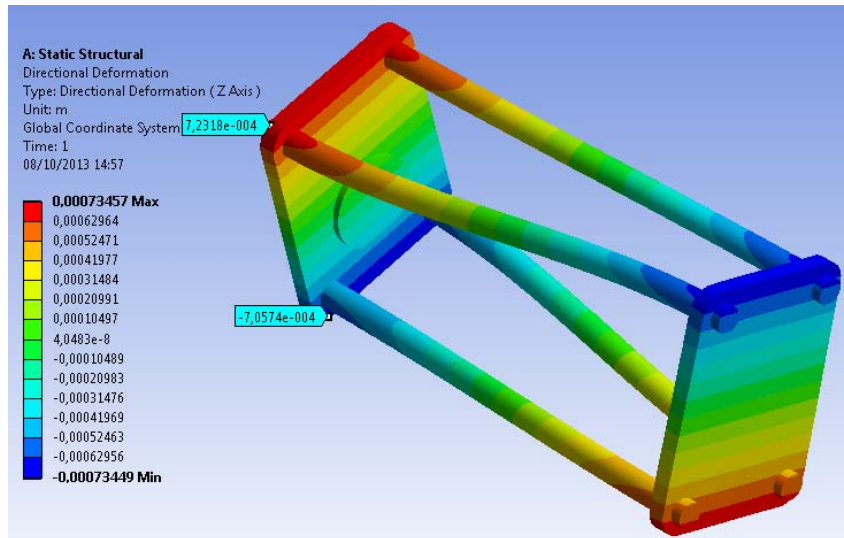


Figura A.21 Deslocamento na direção "z" do novo modelo da MTT

A partir da Figura 4.23, a deflexão linear na direção "z" é $\delta_z = 1,428 \text{ mm}$, o comprimento das colunas 703 mm e de acordo com a Equação (A.24), obtém-se a deflexão angular $\theta = 0,002 \text{ rad}$. Finalmente, a rigidez torsional do novo modelo da MTT como $K_T = 1300 / 0,002 = 650 \text{ kN.m/rad}$.

Também foi feita a análise da falha por flambagem nas colunas do novo modelo da MTT devido a torção pura. Os resultados da análise feita no Ansys são apresentados na Figura 4.24.

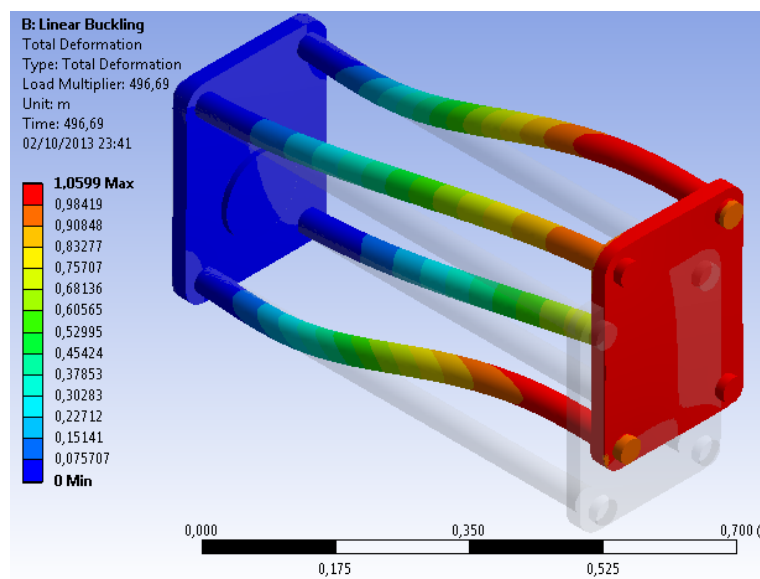


Figura A.22 Análise da falha por flambagem da MTT em torção pura

A partir da análise de flambagem Ansys, determina-se o fator de flambagem $k_{fg}^T = 496$ em torção pura, o qual representa o fator pelo qual teria que ser multiplicado o momento torçor máximo para gerar o problema de flambagem nas colunas. Neste caso seria um momento torçor de $T \cong 645 \text{ kN.m}$.

A condição mais crítica do trabalho ocorre quando a MTT é submetida a um carregamento combinado de força axial máxima ($P = 250 \text{ kN}$) e torque máximo ($T = 1300 \text{ N.m}$). Na Figura 4.25, apresentam-se as tensões de Mises geradas pela carga máxima combinada sobre a estrutura de reação da MTT.

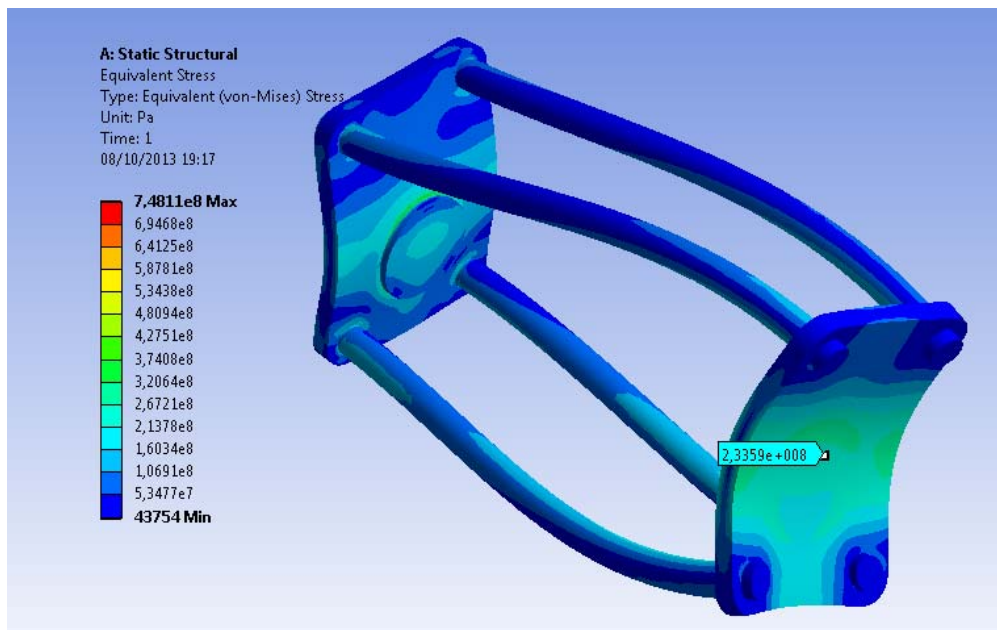


Figura A.23 Tensões de Mises devido a carregamento combinado sobre a MTT

A tensão máxima sobre a estrutura de reação da MTT, devido a carregamento combinado, foi de $\sigma_{Mises} = 233,5 \text{ Mpa}$, abaixo da resistência ao escoamento do material, sendo portanto aceitável.