

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2015.12.003

基于 Modelica 的磁流变制动器 多领域建模与仿真*

李志华, 原龙昊, 龚友平

(杭州电子科技大学 机械工程学院, 浙江 杭州 310018)

摘要:针对磁流变制动器的多领域耦合建模问题,对磁流变制动器的工作原理和多领域模型的构建进行了研究。基于 Modelica/MWorks 平台,采用多领域统一建模方法,建立了磁流变制动器的多领域统一模型。分析了结构参数、磁路参数、材料特性、工作间隙、转轴转速和励磁电流等因素对制动性能的影响,并对磁流变制动器在不同参数下的制动性能进行了仿真;同时,设计并制造了一款用于微型汽车的单盘式磁流变制动器,搭建了制动器性能测试平台,将实验结果与仿真结果进行了比较,两者基本吻合。研究表明,用多领域统一建模的方法构建的磁流变制动器模型具有较高的精确性,该建模仿真方法为磁流变制动器后续的优化设计及产品开发奠定了基础,对其他磁流变装置的研究开发也具有借鉴作用。

关键词:磁流变制动器;多领域统一建模;仿真;Modelica

中图分类号:TH122;TP391.9;U463.51

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2015)12-1539-05

Multi-domain modeling and simulation for magnetorheological brake based on Modelica

LI Zhi-hua, YUAN Long-hao, GONG You-ping

(College of Mechanical Engineering, Hangzhou Dianzi University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: Aiming at multi-domain coupling modeling of Magnetorheological brake (MRB), the operational principle and the multi-domain modeling of MRB were studied. Based on Modelica/MWorks platform and using multi-domain unified modeling method, a multi-domain unified MRB model was established. The influence on braking performance by structural parameters, magnetic circuit parameters, material characteristics, working gap, rotation speed and field current was analyzed, the braking performance of MRB was simulated under different parameters; Meanwhile, a single-disc MRB for mini-cars was designed and manufactured, a braking performance test platform was built. The experimental results are basically consistent with the simulation results. The results indicate that MRB model by multi-domain unified modeling method has a relatively high accuracy, the modeling and simulation method lays the foundation for further optimization design and product development of MRB, and makes reference to research and development of other magnetorheological device.

Key words: magnetorheological brake; multi-domain unified modeling; simulation; Modelica

0 引 言

随着电动汽车的发展,一种新型线控制动器—磁流变制动器逐渐得到人们的重视与研究。相比传统的

液压制动器,它能够减少制动滞后时间、缩短制动距离、简化制动系统结构、方便地集成各种新型控制技术,从而极大地提高汽车制动性能,有效保障驾乘人员的生命财产安全,具有广阔的工程化应用前景和巨大

收稿日期:2015-08-21

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51275141);浙江省自然科学基金资助项目(LY14E050026)

作者简介:李志华(1966-),男,江西吉安人,博士,教授,硕士生导师,主要从事多领域建模与仿真、CAD/CAE 方面的研究。E-mail:D98LZH@263.net

的商业价值^[1-4]。

Kerem 等^[5]探讨了磁流变制动器设计中应考虑的一些因素,如磁路设计、材料选择、磁流变液选择、密封、粘性力矩、电流密度等。Edward^[6]和 Younis^[7]分别建立了以最大化制动力矩和最小化重量为目标的优化设计模型,并分别采用模拟退火法和全局优化算法 SEUMRE 进行优化求解。Edward 等^[8]用有限元法设计了双盘式磁流变制动器,并在四分之一车模型下分析了制动性能。国内汪建晓等^[9]设计并制作了一种小型圆盘式磁流变制动器。宋宇^[10]设计了一种复合叶轮式磁流变制动器。本课题组^[11-12]分析并优化设计了一款用于微型汽车的圆筒式磁流变制动器。

尽管国内外对磁流变制动器开展了一些研究,但大多数都将结构与磁路设计分割开来。实际上,由于磁流变制动器存在着复杂的机-电-液-磁等多领域耦合问题,如果采用不同领域工具,对磁流变制动器分属于不同领域的各个部分,进行分别建模,然后集成,则势必会因系统耦合性差、集成度不高而造成仿真精度和效率等方面的问题。如果采用多领域统一建模的方法,就能够在一个系统化的理论基础上采用统一的工具平台,对磁流变制动器进行统一建模,进而进行仿真分析、性能评价与优化设计,从而克服采用工具集成的方法所带来的问题。

因此,本研究基于多领域统一建模理论及 Modelica 语言^[13],使用 MWorks 平台^[14],对磁流变制动器进行多领域统一建模与仿真,然后进行实物样机实验。

1 磁流变制动器工作原理

磁流变制动器简图如图 1 所示。制动器主要由制动盘(转子)和外壳(定子)两部分组成,二者间的间隙

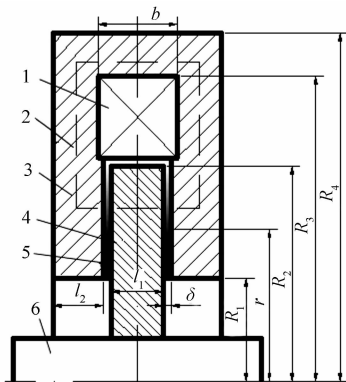


图 1 磁流变制动器简图

1—励磁线圈;2—外壳;3—磁路;4—制动盘;5—磁流变液;6—转轴

内充满磁流变液。外壳材料采用导磁率高的 20 钢,制动盘采用电工纯铁 DT4。在没有外加磁场时,磁流变液表现为牛顿流体,转子可在磁流变液中自由转动,此时仅有少量的流体粘性力矩。当励磁线圈通电后,磁流变液在磁场作用下发生流变效应,转变为类固体状态,从而对制动盘产生剪切制动力矩。由于磁流变液的这种变化是可逆的,而且磁场强度越大,磁流变液产生的屈服应力也越大,通过调节励磁线圈的电流,就可以调节制动力矩的大小。

2 磁流变制动器多领域统一建模

2.1 磁场模型

磁流变制动器的磁场模型是一个涉及结构参数、材料磁导率参数和电磁参数的多领域耦合模型,它反映出电流与磁场强度或磁感应强度的关系。

如图 1 所示,封闭虚线表示磁通的走向(即磁路):先沿制动器的轴向穿过制动盘和磁流变液,然后沿制动器的外壳侧面和顶面回到制动盘。根据安培环路定律和磁路欧姆定律知:

$$\phi = \frac{nI}{R_m} \quad (1)$$

式中: ϕ —磁通量; n —励磁线圈匝数; I —励磁电流; R_m —磁路中的总磁阻,它可由下式求得:

$$R_m = \frac{l}{\mu S} \quad (2)$$

式中: μ —磁导率, S —磁路的横截面积, l —磁路的长度。

根据图 1 所示的结构及材料特性,磁路中各部分的磁阻分别为:

(1) 制动盘:

$$R_{m1} = \frac{l_1}{\pi(R_2^2 - R_1^2)\mu_1} \quad (3)$$

(2) 磁流变液:

$$R_{m2} = \frac{2\delta}{\pi(R_2^2 - R_1^2)\mu_m} \quad (4)$$

(3) 外壳侧面(水平方向):

$$R_{m3} = \frac{l_2}{\pi(R_2^2 - R_1^2)\mu_2} \quad (5)$$

(4) 外壳侧面(竖直方向):

$$R_{m4} = \frac{\int_{\frac{R_1+R_2}{2}}^{\frac{R_3+R_4}{2}} \frac{1}{2\pi r l_2 \mu_2} dr = \frac{\ln\left(\frac{R_3 + R_4}{2}\right) - \ln\left(\frac{R_1 + R_2}{2}\right)}{2\pi l_2 \mu_2} \quad (6)$$

(5) 外壳顶部:

$$R_{m5} = \frac{l_2 + 2\delta + l_1}{\pi(R_4^2 - R_3^2)\mu_2} \quad (7)$$

因此,磁路中的总磁阻:

$$R_m = R_{m1} + R_{m2} + R_{m3} + R_{m4} + R_{m5} \quad (8)$$

式中: μ_1, μ_2 —制动盘和外壳的磁导率; μ_m —磁流变液的磁导率; R_1, R_2 —制动盘的最小工作半径和最大工作半径; R_3 —线圈最大半径; R_4 —制动器外径; l_1 —制动盘厚度; l_2 —制动器外壳厚度。

由于磁路设计的目的是使通过磁流变液的磁通量最大,以获得最大的制动力矩。而通过磁流变液的磁通量为:

$$\phi = BS \quad (9)$$

式中: B —磁流变液处的磁感应强度, S —磁流变液处的磁路横截面积。

将式(9)代入式(1),并整理得:

$$B = \frac{nI}{SR_m} = \frac{nI}{\pi(R_2^2 - R_1^2)R_m} \quad (10)$$

根据磁流变液的 $B-H$ 曲线(这里选用 Lord 公司的 MRF-132DG 型磁流变液^[15] $B-H$ 曲线,该曲线如图 2 所示),即可由磁感应强度 B 的值,得到磁场强度 H 的值。

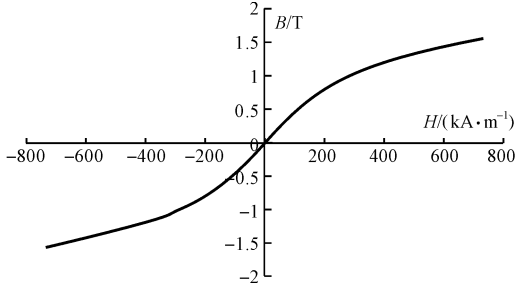


图 2 MRF-132DG 型磁流变液的 $B-H$ 曲线

根据以上分析,基于 Modelica 语言,本研究使用 MWorks 平台,得到的磁流变制动器的 Modelica 磁场模型如图 3 所示。

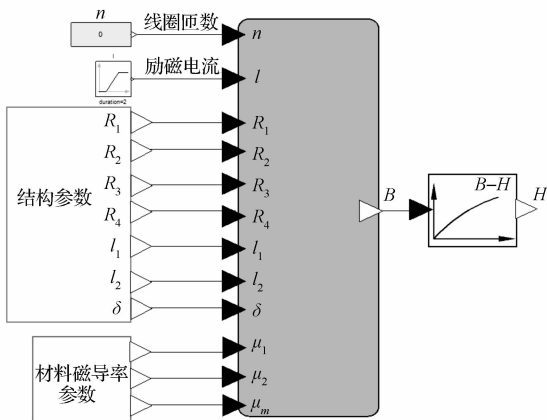


图 3 磁流变制动器的 Modelica 磁场模型

2.2 制动力矩模型

制动力矩模型是一个涉及结构参数、磁流变液参数和磁场强度的多领域耦合模型,它反映出磁场强度与制动力矩的关系。

如图 1 所示,制动器的工作区域为半径 $R_1 \sim R_2$ 的制动盘的两圆环表面,在任意半径 r 处取一微环,其面积为 $ds = 2\pi r dr$,则产生的作用力为: $dF = \tau ds$, τ 为磁流变液的剪切应力,从而传递的微力矩为:

$$dT = r dF = 2\pi r \tau r^2 dr \quad (11)$$

可得制动盘的单侧力矩为:

$$T = \int_{R_1}^{R_2} 2\pi r \tau r^2 dr \quad (12)$$

假设磁流变液为不可压缩的 Bingham 流体,且仅在与转轴垂直方向进行层流运动。由 Bingham 塑性模型可知:

$$\tau = \tau_y + \eta \dot{\gamma} \quad (13)$$

式中: τ_y —磁流变液的动态屈服应力, η —磁流变液的粘度, $\dot{\gamma}$ —磁流变液的剪应变率。

由于磁流变液在径向和轴向均不流动,其流速仅是半径的函数,则有 $\dot{\gamma} = \omega/\delta r$ (其中: ω —转轴转速, δ —制动盘与外壳之间的工作间隙)。

在没有外加磁场时,磁流变液表现为牛顿流体,此时 $\tau = \eta \dot{\gamma}$,产生的粘性力矩 T_η 为:

$$T_\eta = N \int_{R_1}^{R_2} 2\pi r^2 \eta \frac{\omega}{\delta} r dr = \frac{\pi N \eta \omega}{2\delta} (R_2^4 - R_1^4) \quad (14)$$

当有外加磁场时,磁流变液表现为 Bingham 流体,此时 $\tau = \tau_y + kH^\beta$,则产生的剪切制动力矩 T_M 为:

$$T_M = N \int_{R_1}^{R_2} 2\pi r^2 \tau_y dr = \frac{2\pi N}{3} kH^\beta (R_2^3 - R_1^3) \quad (15)$$

式中: N —制动盘的工作面数,这里取 2; k, β, η —磁流变液的参数,对于 MRF-132DG 磁流变液, $k = 0.24, \beta = 1, \eta = 0.09 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。

因此,磁流变制动器产生的总制动力矩为:

$$T = T_\eta + T_M = \frac{\pi \eta \omega}{\delta} (R_2^4 - R_1^4) + \frac{4\pi}{3} kH^\beta (R_2^3 - R_1^3) \quad (16)$$

根据以上分析,得到的磁流变制动器的 Modelica 制动力矩模型如图 4 所示。

3 仿真结果分析

从制动力矩模型可以看出,影响磁流变制动器制动性能的主要因素有:结构参数、磁路参数、材料特性、工作间隙、转轴转速和励磁电流等。通过改变各参数值即可仿真得到磁流变制动器在不同情况下的性能,如图(5~7)所示。

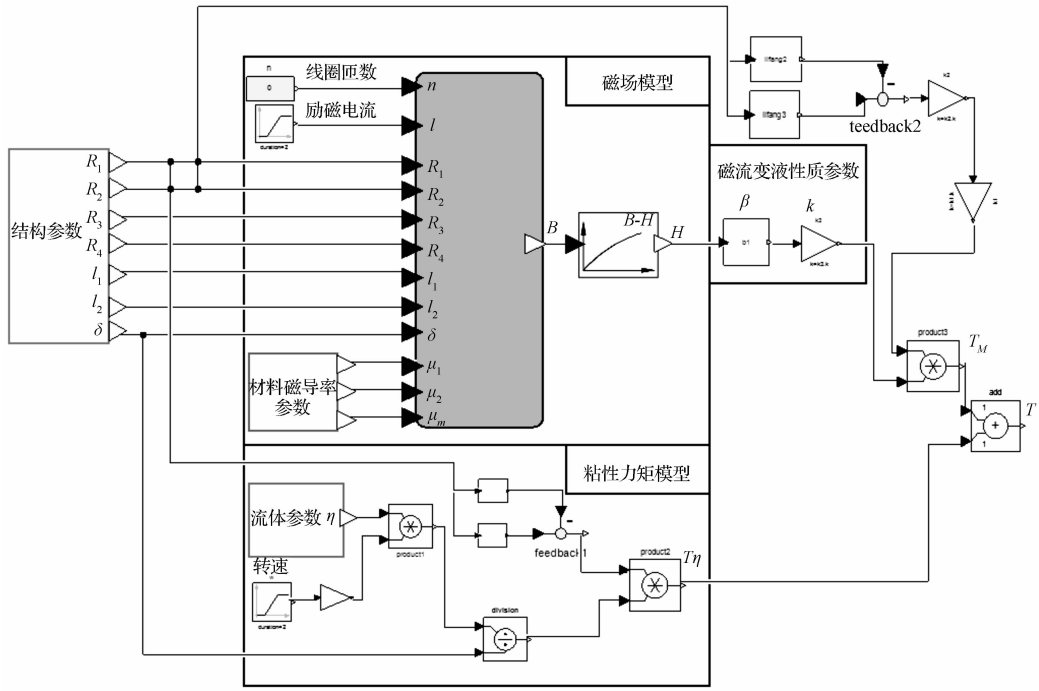


图 4 磁流变制动器的 Modelica 制动力矩模型

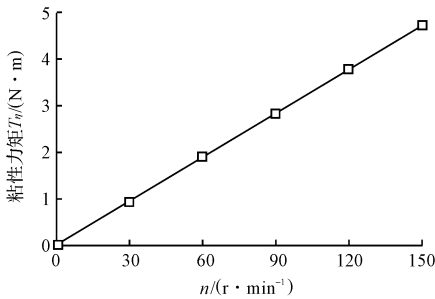


图 5 不同转速下的 T_η 值

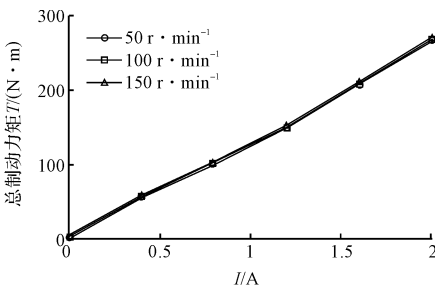


图 6 不同电流下的 T 值

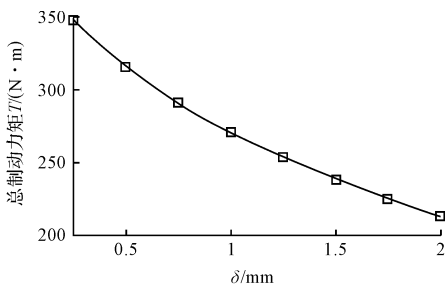


图 7 不同工作间隙下的 T 值

呈线性关系,转速越大,粘性力矩也越大。但粘性力矩只占总制动力矩的很小部分,如图 6 所示。图 6 中,不同转速下的 3 根曲线几乎重合,其细微差别仅是受粘性力矩的影响。因此,磁流变制动器的总制动力矩主要是由剪切制动力矩 T_M 提供,而剪切制动力矩随着电流的增大而增大。因此,通过调节励磁线圈的电流,就可以调节制动力矩的大小。

工作间隙 δ 不仅影响磁场强度 H 从而改变 T_M ,而且还直接影响 T_η 。不同工作间隙下的 T 值如图 7 所示。工作间隙越小,产生的总制动力矩越大。但由于考虑到制造和装配的困难,以及磁流变的效应,工作间隙不可过小,通常取值 0.25 mm ~ 2 mm。

为了进一步验证所建模型的正确性,本课题组设计制造了一款用于微型汽车的单盘式磁流变制动器,其参数为: $R_4 = 150$ mm, $R_3 = 137$ mm, $R_2 = 130$ mm, $R_1 = 25$ mm, $l_1 = 11$ mm, $l_2 = 9$ mm, $\delta = 1$ mm, $b = 13$ mm, 线圈 300 匝。选用的磁流变液是 Lord 公司的 MRF-132DG,搭建的制动器性能测试平台如图 8 所示。

首先让电机稳定运行到额定转速后,经减速器减速至 95 r/min,然后接通电磁离合器,并记录磁流变制动器在输入电流为 0 时的输出力矩。通过调节直流稳压电源使得制动器的输入电流分别为 0.2 A、0.4 A、……、2.0 A(以 0.2 A 为间隔递增),并分别记录各个电流值下的输出力矩。实验结果如图 9 所示。

由图 9 可知,实验结果与仿真结果的曲线走势基本一致,但实际测得值比理论值要小些,这是因为实际

不同转速下的 T_η 值如图 5 所示。在其他参数固定且无磁场作用的情况下,粘性力矩 T_η 与转轴转速 ω

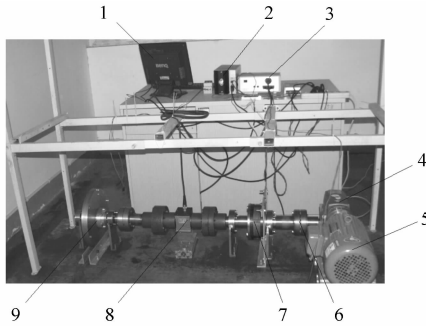


图8 实验测试平台

1—信号处理系统;2—直流稳压电源;3—接线端子;
4—减速器;5—电机;6—联轴器;7—离合器;8—扭矩传
感器;9—磁流变制动器

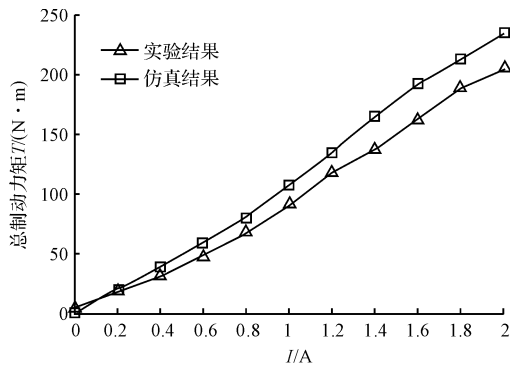


图9 实验结果与仿真结果的对比

中存在的漏磁、制动器温升、制动器加工装配误差等因素都会造成实际值比理论值小。此外,从图9中还可以看出,当电流为2 A时,磁流变制动器的实际输出力矩为204.7 N·m,满足微型汽车CV6的200 N·m的使用要求,而此时输入电流没有超过励磁线圈的许用值。

4 结束语

磁流变制动器是一种新型线控制动器,属于典型的多领域耦合的复杂物理系统。已有的工作都是对磁流变制动器的结构、磁场和控制等各领域进行单独研究,并采用传统的单领域工具,如 ANSYS 和 Matlab 等,进行仿真分析。本研究基于 Modelica/MWorks 平台,采用多领域统一建模方法,充分考虑各领域的耦合关系,对磁流变制动器所涉及到的结构、电磁场、机械动力学和流体等多个学科领域,进行多领域统一建模。

实验结果和仿真结果表明,本研究所建立的多领域统一模型是正确的,并可作为模型库用于磁流变制动器后续的优化设计和产品开发。

参考文献 (References):

- [1] LI W H, DU H. Design and experimental evaluation of a magnetorheological brake [J]. *Advanced Manufacturing Technology*, 2003, 21(7): 508-515.
- [2] NAM Y J, MOON Y J, PARK M K. Performance improvement of a rotary MR fluid actuator based on electromagnetic design [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2008, 19(6): 695-705.
- [3] ROSSA C, JAEGY A, MICAELLI A, et al. Development of a multilayered wide-ranged torque magnetorheological brake [J]. *Smart Materials and Structures*, 2014, 23(2): 1-11.
- [4] ROSSA C, JAEGY A, LOZADA J, et al. Design considerations for magnetorheological brakes [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2014, 19(5): 1669-1680.
- [5] KEREM K, EDWARD J P, AFZAL S. Design considerations for an automotive magnetorheological brake [J]. *Mechatronics*, 2008, 18(8): 434-447.
- [6] EDWARD J P, LUIS F L, AFZAL S. Multidisciplinary design optimization of an automotive magnetorheological brake design [J]. *Computers and Structures*, 2008, 86(3-5): 207-216.
- [7] YOUNIS A, KARAKOC K, DONG Z, et al. Application of SEUMRE global optimization algorithm in automotive magnetorheological brake design [J]. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2011, 44(6): 761-772.
- [8] EDWARD J P, DILIAN S, LUIS F L, et al. A performance evaluation of an automotive magneto-rheological brake design with a sliding mode controller [J]. *Mechatronics*, 2006, 16(7): 405-416.
- [9] 汪建晓,孟光,任小平,等.磁流变液制动器的设计与制动性能测试[J].机械科学与技术,2003,22(3):406-407,414.
- [10] 宋宇.磁流变液 ABS 制动器结构研究与性能仿真[D].哈尔滨:东北林业大学交通学院,2011.
- [11] 李志华,朱丰友,郭林超.圆筒式磁流变制动器结构设计[J].机械设计与研究,2008,24(6):49-51.
- [12] 李志华,林阳,朱丰友,等.圆筒式磁流变制动器结构与磁路耦合的优化设计[J].工程设计学报,2009,16(4):261-265.
- [13] 赵建军,丁建完,周凡利,等. Modelica 语言及其多领域统一建模与仿真机理[J].系统仿真学报,2006,18(Z2):570-573.
- [14] 吴义忠,吴民峰,陈立平.基于 Modelica 语言的复杂机械系统统一建模平台研究[J].中国机械工程,2006,17(22):2391-2396.
- [15] LORD Corporation. MRF-132DG Magneto-Rheological Fluid [EB/OL]. [2009-03-01]. <http://www.lordfulfillment.com/upload/DS7015.pdf>

[编辑:李辉]

本文引用格式:

李志华,原龙昊,龚友平.基于 Modelica 的磁流变制动器多领域建模与仿真[J].机电工程,2015,32(12):1539-1543.

LI Zhi-hua, YUAN Long-hao, GONG You-ping. Multi-domain modeling and simulation for magnetorheological brake based on Modelica [J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2015, 32(12): 1539-1543.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>