

文章编号:1671-1637(2015)04-0086-07

干式离合器摩擦片温度分布

王阳阳^{1,2}, 刘 茜²

(1. 同济大学 新能源汽车工程中心, 上海 201804; 2. 同济大学 汽车学院, 上海 201804)

摘要:针对干式离合器在汽车传动过程中产生的热失效问题,研究了摩擦片的温度分布。基于干式离合器的工作原理,建立了包括主从动部分、摩擦片压力和摩擦因数在内的离合器接合模型。结合轴向弹性作用元件特性和分离轴承与膜片弹簧接触面旋转而与分离拨叉接触面不旋转的结构特点,将环状压力传感器布置在与分离拨叉的接触面,估计了实时离合器摩擦片压力。通过干式离合器试验台和摩擦因数模型,求解了在连续工作400 s的摩擦传递转矩和滑摩功,计算了环境吸热、摩擦生热与对流散热3种边界的摩擦片热负荷,分析了瞬时冲击接合与频繁接合2种工况下的摩擦片热变形。分析结果表明:在离合器瞬时冲击2 s的接合工况下,摩擦片热变形最大,可达0.188 mm,变形后摩擦片的温度显著升高;在频繁接合工况下,边界2滑摩热负荷对离合器接合前200 s的摩擦片温度分布起主要作用,边界2、3对流热同时对200 s后的温度分布起重要作用。

关键词:汽车工程;干式离合器;温度分布;热变形;摩擦传递转矩;滑摩功;瞬时冲击接合;频繁接合
中图分类号:U463.51 **文献标志码:**A

Temperature distribution of friction plate for dry clutch

WANG Yang-yang^{1,2}, LIU Xi²

(1. Clean Energy Automotive Engineering Center, Tongji University, Shanghai 201804, China;

2. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: In view of the thermal failure of dry clutch in automobile transmission process, the temperature distribution of friction plate was studied. Based on the working principle of dry clutch, the clutch engagement model including its active and driven parts, friction surface pressure and friction coefficient was established. Combined with axial elastic element characteristics and release bearing structure characteristics that the contact surface of diaphragm spring rotates and the contact surface of separated forked plectrum does not rotate, an annular pressure sensor was fixed on the contact surface of separated forked plectrum, and the real-time friction pressure of clutch was estimated. Based on the dry clutch test bench and the friction coefficient model of dry clutch, the friction transfer torque and slipping friction power on the continuous operation of 400 s were estimated. The heat load of friction surface of dry clutch was calculated based on three kinds of boundaries including heat absorption from environment, heat producing by friction, and heat dissipation in convection. The thermal distortions of friction plate in 2 conditions were analyzed, including instantaneous impact engagement and frequent engagement. Analysis result shows that in the condition that the time instantaneous impact engagement is 2 s, the maximum heat distortion of friction plate can reach 0.188 mm, and the

收稿日期:2015-03-12

基金项目:国家自然科学基金项目(51305302);中央高校基本科研业务费专项资金项目(20140440);汽车仿真与控制国家重点实验室开放基金项目(20121104)

作者简介:王阳阳(1980-),女,安徽肥东人,同济大学副教授,工学博士,从事汽车系统动力学与控制研究。

temperature of friction plate rises obviously. In frequent engagement condition, the temperature distribution of friction plate mainly depends on the second boundary of slipping friction heat load before 200 s of clutch engagement, and it depends on the second and the third boundary of convective heat after 200 s of clutch engagement. 11 figs, 26 refs.

Key words: automotive engineering; dry clutch; temperature distribution; thermal distortion; friction transfer torque; slipping friction power; instantaneous impact engagement; frequent engagement

Author resume: WANG Yang-yang(1980-), female, associate professor, PhD, +86-21-69588660, wyangyang@tongji.edu.cn.

0 引言

在道路拥堵的城市工况,机械变速器必须进行连续的档位切换,所以离合器需要频繁的接合与分离,从而令离合器摩擦片温度急剧升高,使离合器接合呈现非线性的摩擦特性。

国内外学者对汽车离合器和制动器开展了较多研究。Walther 等利用盘-销试验机比较了各种离合器摩擦片材料特性^[1];Zou 等测量了不同接触载荷下的离合器表面特征^[2];王阳阳等研究了干式离合器的磨损摩擦特性^[3];张立军等研究了面向热机耦合的制动盘摩擦特性^[4];刘丽兰等总结了机械系统中的摩擦模型进展,离合器内部的弹性元件,例如膜片弹簧、传动片和波形片都会影响其摩擦特性^[5];Vasca 等研究了干式离合器摩擦片的几何形状、波形片弹簧压缩量、波形片负载和滑动速度对转矩传递特性的影响^[6-7];张弛等对离合器高强度波形片成形回弹进行了数值模拟与模型优化^[8];张铁山等计算了汽车离合器传动片工作时的各种受力情况与变形量,并给出了传动片双端固定梁力学模型^[9]。

离合器的瞬时冲击接合和频繁接合的滑摩功产生大量热,使内部温度升高,也会改变摩擦接触面特性。Davis 等研究了湿式离合器在接合过程中润滑油的温度和负载变化对转矩的影响^[10];Marklund 等研究了低速和高负载下运行的湿式离合器边界润滑工作行为,建立了与温度相关的边界摩擦模型^[11];Ingram 等使用红外相机测量在湿式离合器形成的接触单元中的闪光温度,结果表明该温度对不断滑动的湿式离合器摩擦/滑动速度特性没有起到决定性的影响作用^[12];Jang 等研究了摩擦材料中槽参数对湿式离合器热接合特性的影响^[13];Liu 等基于无线 MC13213-ZigBee 模块并结合 DS1621、INA125 的温度采集单元和热电偶建立了离合器摩擦片的温度采集系统^[14];张金乐等研究了摩擦

副相对转速差,对偶钢片厚度和工作油压对于对偶钢片温度场和应力场分布的影响^[15-16];邓涛等研究了对偶钢片的尺寸对其热弹性失稳现象的影响^[17];刘传波等分析了起步工况下压盘温度场分布和温度的变化以及压盘产生的热变形^[18];柴盛典等通过拖拉机离合器接合理论的试验与研究,指出摩擦片表面瞬时高温烧损是引起离合器失效的主要原因^[19]。

离合器摩擦机理研究需要结合动力输出工况与离合器本身的性能要求进行。Heijden 等提出了驾驶舒适性保持、快速接合和小摩擦损失的干式离合器的接合控制目标^[20];秦大同等建立了 AMT 和 DCT 离合器起步统一动力学模型,提出了一种在车辆起动和换档操作期间计算双离合器的算法^[21-22];王旭东等在满足冲击度较小的条件下,建立了接合速度协调器^[23];陈俐设计了发动机状态监测器,以实现自适应综合最优接合性能^[24];孔国玲等研究了 AMT 离合器不分离换档过程中的发动机控制^[25]。

综上所述,干式离合器传动是一个复杂的过程,包含多阶段的非线性的摩擦磨损,其中涉及到摩擦理论、磨损理论、弹性力学理论和热传导理论等,需要深入研究离合器摩擦片的摩擦热传动特征,结合工况及离合器性能需求,确定摩擦片的温度分布。本文首先研究了干式离合器的摩擦接合过程,考虑了轴向弹性元件特性,利用分离轴承结构特征,在膜片弹簧接触端布置了环状压力传感器,进行了离合器摩擦传递转矩和滑摩功计算,研究了摩擦片的 3 种热负荷边界,在瞬态冲击接合与频繁接合工况下获得了干式离合器摩擦片温度分布特征。

1 离合器接合模型

与发动机输出轴连接的离合器主动盘通过摩擦作用使得与变速器连接的从动盘转动,见图 1。离

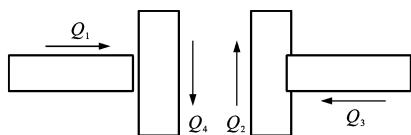


图1 离合器接合过程

Fig. 1 Engagement process of clutch

离合器接合过程的力学模型为

$$\begin{cases} J_1 \dot{\omega}_1 = Q_1 - Q_2 \\ J_2 \dot{\omega}_2 = Q_2 - Q_3 \end{cases} \quad (1)$$

式中： Q_1 为发动机输入转矩； Q_2 为主动盘作用在从动盘的摩擦传递转矩； Q_3 为从动盘当量阻力矩； Q_4 为从动盘作用在主动盘的摩擦传递转矩； ω_1 为主动盘转速； ω_2 为从动盘转速； J_1 为所有主动旋转部件等效到主动盘的转动惯量； J_2 为所有旋转部件等效到从动盘的转动惯量。

带有 N 个离合器摩擦片的总摩擦传递转矩为

$$Q_2 = \mu F N R \quad (2)$$

式中： μ 为摩擦片与压盘间的摩擦因数； F 为摩擦片压力； R 为摩擦片平均摩擦半径。

1.1 离合器摩擦片的压力估计

为了确保离合器能够平顺地传递动力，并且在频繁起步换挡的工况下能保证离合器在摩擦片磨损后的使用性能，离合器装配了多个起不同作用的弹性元件，例如保证摩擦片磨损后压紧力的膜片弹簧与降低传动噪音的传动片和减小接合冲击的波形片。为了获得关键的离合器摩擦片正压力，需要考虑各弹性元件在干式离合器接合过程中的作用。

1.1.1 传动片

当汽车行驶时，发动机转矩通过传动片传递给压盘。当发动机驱动时压盘承受拉伸载荷。最大拉伸载荷出现在驾驶人迅速放松离合器踏板时。

传动片的受力分析见图2。假设传动片的数目为 n ，传动片与压盘接合点半径为 s ， F_e 为发动机通过传动片拉动压盘的拉力， α 为传动片与轴向的夹角，则传动片给压盘的轴向拉力 F_c 为

$$F_c = F_e \cos(\alpha) = \frac{Q_1 \cos(\alpha)}{sn} \quad (3)$$

1.1.2 波形片

波形片在离合器接合过程中起着重要的吸收冲击能量和增加平顺性的作用。波形片是一种高强度钢材料，其轴向变形在接合过程中发生。当轴向变形最大时波形片被压紧，接合过程结束。波形片的压力与变形关系一般通过试验测得。

波形片受到的压力实际就是摩擦片与压盘之间

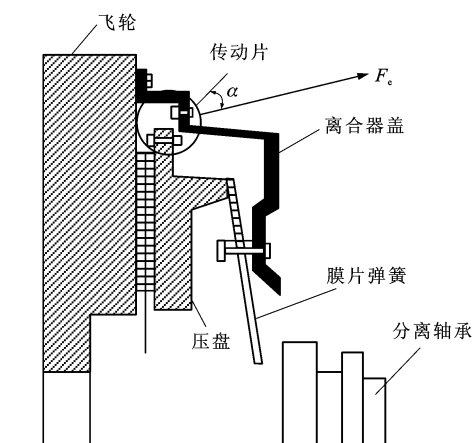


图2 传动片受力分析

Fig. 2 Force analysis of link strip

的正压力，但是由于摩擦件的内部空间非常有限，同时又是高速旋转部件，所以很难精确测得此处的波形片变形，不适于时变摩擦片压力估计。

1.1.3 膜片弹簧

可以通过 Almen-Laszlo 公式拟合得到膜片弹簧的刚度特性。

1.1.4 离合器摩擦片的压力估计

为了准确获取离合器的摩擦特性，需要估计摩擦片与压盘的正压力，但是干式离合器的内部空间结构十分紧凑且压盘和从动摩擦片都是高速旋转的部件，所以精确测量摩擦片的压力非常困难。可以利用分离轴承与膜片弹簧指端接触面旋转而与分离拨叉接触面不旋转的特点，将压力传感器安装在与分离拨叉的接触面，通过测量分离轴承处的压力来估计离合器摩擦片的压力，分离轴承处压力监测见图3。



图3 分离轴承压力监测

Fig. 3 Pressure monitoring of release bearing

分离轴承处压力与摩擦片压力最大的差异就是需要考虑以上弹性元件在轴向的作用。图4为压盘受力分析，可以得到分离轴承处压力与摩擦片压力

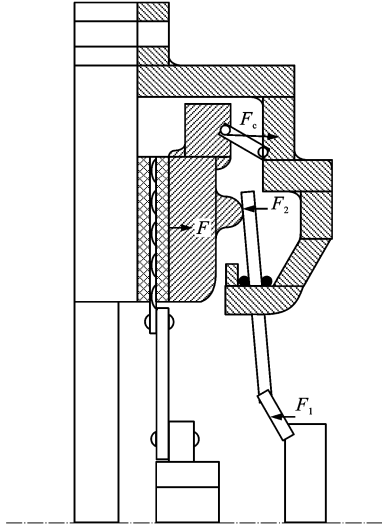


图4 压盘受力分析

Fig. 4 Force analysis of pressure plate

F 的关系

$$F = kf(X + X_0) - nF_c \quad (4)$$

$$F_1 = f(X + X_0) \quad (5)$$

$$F_0 = f(X_0) \quad (6)$$

$$F_2 = kF_1 \quad (7)$$

式中: F_1 为膜片弹簧小端压力; $f(\cdot)$ 为膜片弹簧小端的弹性特性函数; X 为膜片弹簧小端的变形; k 为膜片弹簧的杠杆比; X_0 为膜片弹簧小端在初始接合工作点对应的变形; F_0 为膜片弹簧小端初始预紧压力; F_2 为膜片弹簧大端压力。

1.2 离合器摩擦模型

当滑动速度不引起表面层性质变化时,摩擦因数几乎与相对滑动速度无关。然而在干式离合器接合工况下,主、从动盘的相对滑动速度将引起表面层发热、变形、磨损等,从而显著影响摩擦因数。对于一般弹塑性接触状态的摩擦片,滑动速度对摩擦片间摩擦因数的影响表示为

$$\mu = (b + c\Delta v)g^{-d\Delta v} + e \quad (8)$$

式中: Δv 为相对滑动速度; b, c, d, e, g 均为由材料性质和载荷决定的常数。

离合器摩擦模型适用于描述干式离合器的摩擦过程。

2 干式离合器摩擦传递转矩

图5为离合器试验台,其中1为分离系统,2为数据采集系统,3为干式离合器本体,4为分离轴承监测装置,5为主动飞轮模拟系统。通过离合器试验台测量干式离合器在连续工作400 s下的分离轴承处压紧力,结合摩擦片压力估计方法,得到摩擦传

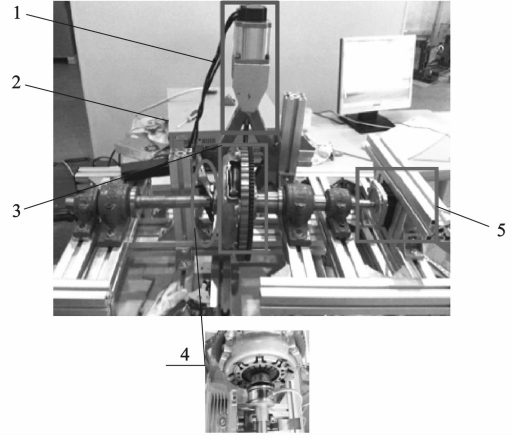


图5 离合器试验台

Fig. 5 Test bench of clutch

递转矩,见图6。因为起步与换挡的需要,离合器的连续工作是频繁接合、分离的过程,可见在完全分离时,由式(2),摩擦片的压力为0,所以摩擦传递转矩为0,而在接合过程中,由于轴向弹性元件的作用,摩擦传递转矩随摩擦片的压力成非线性变化趋势。

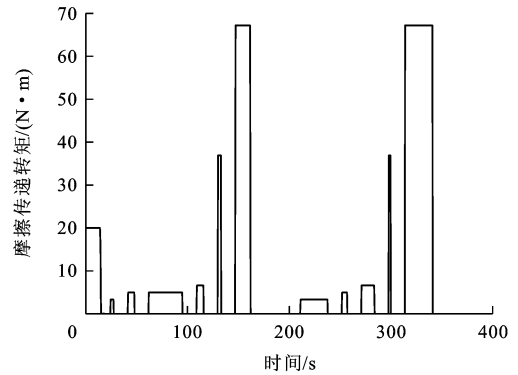


图6 摩擦传递转矩

Fig. 6 Friction transfer torques

3 离合器滑摩功

通过离合器接合过程的摩擦传递转矩、等效主动盘转速和等效从动盘转速,得到离合器的滑摩功 P 为

$$P = \int_0^T Q_2(\omega_1 - \omega_2) dt \quad (9)$$

式中: t 为转动时间; T 为接合时间。

基于 Carsim 和 MATLAB 联合仿真平台的整车模型计算主、从动盘转速。整个连续工作过程中离合器的滑摩功见图7,可以看出,连续工作时滑摩功也是在离合器完全分离时为0,但是与图6的摩擦传递转矩的变化并不完全相同,因为滑摩功还与离合器的接合时间以及主、从动盘的转速差有关。

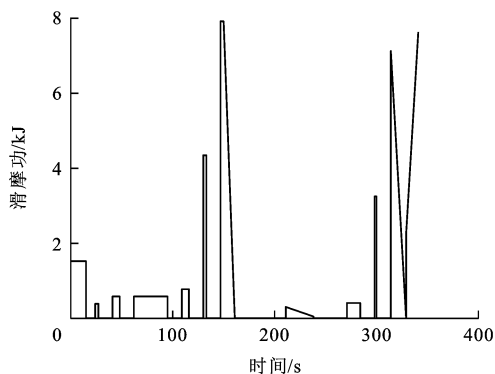


图 7 滑摩功

Fig. 7 Slipping friction power

4 干式离合器的摩擦片温度分布

4.1 干式离合器热负荷

干式离合器的 2 种接合方式均容易产生热:一种为瞬时冲击接合,冲击能量将转换为热量,由于不能较快散热将导致摩擦片温度升高;另一种为频繁接合,导致离合器内部温度升高。温度升高将导致压盘与摩擦片的摩擦特性变化。

首先需要获得摩擦片的热负荷。假设周围环境温度变化较小,整个离合器工作过程中的热负荷包括 3 个边界:从周围环境吸收的热量;摩擦片滑摩功产生的热;非摩擦片与周围空气的对流散热。边界 1 为初始环境温度的影响;边界 2 为滑摩功产生的热,在接触半径为 r 处的热流密度 q 为

$$q = \frac{3N_t r}{2\pi(r_2^3 - r_1^3)} \quad (10)$$

式中: N_t 为 t 时的滑摩功率; r_1 、 r_2 分别为摩擦片的内径和外径。

假定所有的摩擦热均被 2 个摩擦片吸收,则热流分配因素 $K^{[26]}$ 为

$$K = \frac{q_1}{q_2} = \left(\frac{\lambda_2 a_2 \rho_2}{\lambda_1 a_1 \rho_1} \right)^{0.5} \quad (11)$$

式中: q_1 、 q_2 分别为 2 个摩擦片的热流密度; λ_1 、 λ_2 分别为 2 个摩擦片的导热系数; a_1 、 a_2 分别为 2 个摩擦片的比热; ρ_1 、 ρ_2 分别为 2 个摩擦片的材料密度。

边界 3 以随温度和速度变化的对流换热系数 h 为表征,因为该参数较难准确获得,通常使用经验公式^[26]计算

$$h = 0.70AR_e^{0.55}/D \quad (12)$$

式中: A 为空气导热系数; D 为流体特性尺寸; R_e 为雷诺数。

4.2 瞬时冲击接合热变形

观察离合器在 2 s 瞬时冲击接合后的热变形,

结果见图 8。摩擦片轴向最大变形量为 0.188 mm,最大位移点在半径最大处,且半径约大,位移越大(靠近摩擦片内径深色区域为波形片的轴向变形)。当摩擦片受热变形,沿轴向产生远离摩擦片的变形,而且越远离轴心,摩擦片的变形越大,加剧了摩擦片的磨损量。可以在设计摩擦片时,将外形设计为略为内凹的形状,以利于摩擦片与压盘、飞轮更好接触。

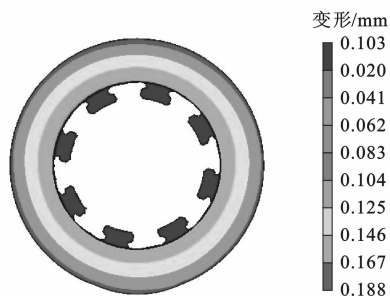


图 8 瞬时冲击接合后的摩擦片变形

Fig. 8 Distortion of friction plate after instantaneous impact engagement

图 9、10 分别为摩擦片变形前后的温度分布,通过对比可以看出,变形后摩擦片温度升高明显,而且热点温度更高,数量更多,因此,摩擦片更容易接近热失效。可以在设计离合器摩擦片时,使摩擦片沿径向有一定的内凹角度,这样可以避免产生过大的轴向变形,导致摩擦片摩擦表面受力不均匀。

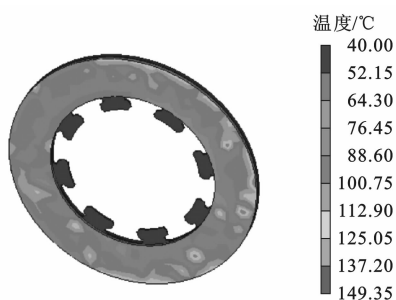


图 9 变形前摩擦片的温度分布

Fig. 9 Temperature distribution of friction plate before distortion

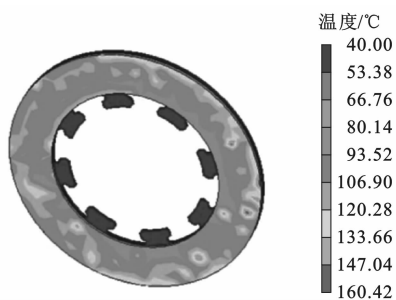


图 10 变形后摩擦片温度分布

Fig. 10 Temperature distribution of friction plate after distortion

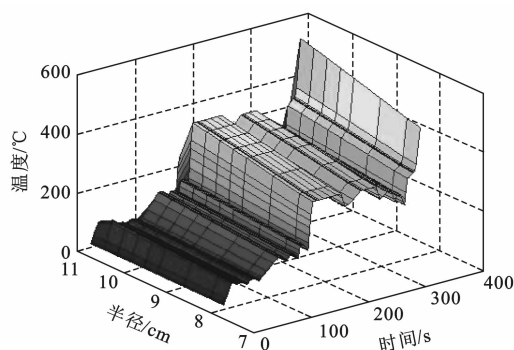


图11 频繁接合过程摩擦片的温度分布

Fig. 11 Temperature distribution of friction plate during frequent engagement process

4.3 频繁接合热变形

图11为频繁接合过程摩擦片的温度分布,可以得出:随着摩擦片半径的增大,温度升高。因为摩擦片的内环半径小,线速度小,温度低,外环半径大,线速度大,温度高。但是在不同时刻不完全遵循这一规律,在连续工作状态下的干式离合器摩擦片的温度分布随半径的变化并不明显,但是对时间参数变化非常敏感,值得进一步研究。

5 结 语

(1)本文研究了连续工作下的干式离合器摩擦片温度分布,利用分离轴承的结构特点,考虑干式离合器的轴向弹性元件影响,通过监测分离轴承与分离拨叉接触面的压力进行离合器摩擦片压力估计,根据干式离合器接合特点,进一步计算了离合器摩擦传递转矩和滑摩功。

(2)分析了干式离合器摩擦片的热负荷,并通过有限元方法计算得到了摩擦片的温度分布情况,结果表明:瞬时冲击接合摩擦片变形后温度升高明显,而且热点温度更高,数量更多,因此,摩擦片更容易接近热失效。可以在设计离合器摩擦片时,使摩擦片沿径向有一定的内凹角度,以避免产生过大的轴向变形,导致摩擦片摩擦表面受力不均匀。

在不考虑磨损的频繁接合情况下,同一接合时刻由于离合器摩擦片外缘的线速度大于内缘,滑摩功较大,所以外缘的温度较高。在离合器工作过程的早期(200 s之前),摩擦片随时间的温度分布规律主要是边界2条件起主要作用。在离合器工作过程的后期(200 s之后),摩擦片随时间的温度分布规律仍然是边界2条件起主要作用,但是从整体水平看来,后期的温度高于前期,这主要是散热困难所致,即边界3条件同时起重要作用。

可以通过控制离合器的滑摩过程来获得理想的温度分布。

参考文献:

References:

- [1] WALTHER G, SCHNEIDER L, DIEMER M. Tribological investigations on friction pairings for car clutches[J]. Materials Science and Engineering Technology, 2004, 35(10/11): 638-644.
- [2] ZOU Qian, RAO C, BARBER G, et al. Investigation of surface characteristics and tribological behavior of clutch plate materials[J]. Wear, 2013, 302(1/2): 1378-1383.
- [3] 王阳阳,方佳怡,邓纤离.平路起步工况下磨损离合器接合特性的研究[J].汽车工程,2014,36(5):613-615.
WANG Yang-yang, FANG Jia-yi, DENG Xian-li. A research on the engagement characteristics of worn clutch in the condition of start on level road[J]. Automotive Engineering, 2014, 36(5): 613-615. (in Chinese)
- [4] 张立军,刁坤.面向热机耦合特性分析的制动器摩擦特性模型[J].同济大学学报:自然科学版,2011,39(11):1680-1686.
ZHANG Li-jun, DIAO Kun. Friction modeling for thermo-mechanical coupling characterization of disc brake[J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2011, 39(11): 1680-1686. (in Chinese)
- [5] 刘丽兰,刘宏昭,吴子英,等.机械系统中摩擦模型的研究进展[J].力学进展,2008,38(2):201-213.
LIU Li-lan, LIU Hong-zhao, WU Zi-ying, et al. An overview of friction models in mechanical systems[J]. Advances in Mechanics, 2008, 38(2): 201-213. (in Chinese)
- [6] VASCA F, IANNELLI L, SENATORE A, et al. Modeling torque transmissibility for automotive dry clutch engagement[C]// AACC. 2008 American Control Conference. Seattle: AACC, 2008: 306-311.
- [7] VASCA F, IANNELLI L, SENATORE A, et al. Torque transmissibility assessment for automotive dry-clutch engagement[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2011, 16(3): 564-573.
- [8] 张驰,胡应存,梁宝钱,等.汽车离合器高强度波形片成形回弹数值模拟及模具优化[J].重庆理工大学学报:自然科学,2012,26(1):17-21.
ZHANG Chi, HU Ying-cun, LIANG Bao-qian, et al. Study on FEM simulation of springback and optimization design of die for cushion segment of automobile clutch[J]. Journal of Chongqing University of Technology: Natural Science, 2012, 26(1): 17-21. (in Chinese)
- [9] 张铁山,高翔,夏长高,等.汽车离合器传动片设计研究[J].江苏理工大学学报:自然科学版,2001,22(6):26-29.
ZHANG Tie-shan, GAO Xiang, XIA Chang-gao, et al. A study on automobile clutch link strip[J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology: Natural Science, 2001, 22(6): 26-29. (in Chinese)
- [10] DAVIS C L, SADEGHI F, KROUSGRILL C M. A simplified approach to modeling thermal effects in wet clutch engagement;

- analytical and experimental comparison[J]. *Journal of Tribology*, 2000, 122(1): 110-118.
- [11] MARKLUND P, MÄKI R, LARSSON R, et al. Thermal influence on torque transfer of wet clutches in limited slip differential applications[J]. *Tribology International*, 2007, 40(5): 876-884.
- [12] INGRAM M, REDDYHOFF T, SPIKES H A. Thermal behaviour of a slipping wet clutch contact[J]. *Tribology Letters*, 2011, 41(1): 23-32.
- [13] JANG J Y, KHONSARI M M, MAKI R. Three-dimensional thermohydrodynamic analysis of a wet clutch with consideration of grooved friction surfaces[J]. *Journal of Tribology*, 2011, 133(1): 186-192.
- [14] LIU Xing-long, XI Jun-qiang, LUO Li-peng, et al. Design of the clutch friction plate temperature acquisition system based on ZigBee[J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2012 (155/156): 1102-1106.
- [15] 张金乐, 马 彪, 张英锋, 等. 湿式换挡离合器温度场和应力场影响因素分析[J]. *北京理工大学学报*, 2010, 30(6): 660-664. ZHANG Jin-le, MA Biao, ZHANG Ying-feng, et al. Study on the factors affecting temperature field and stress field of the wet shift clutch[J]. *Transactions of Beijing Institute of Technology*, 2010, 30(6): 660-664. (in Chinese)
- [16] 张金乐, 马 彪, 张英锋, 等. 湿式换挡离合器热特性仿真[J]. *吉林大学学报: 工学版*, 2011, 41(2): 321-326. ZHANG Jin-le, MA Biao, ZHANG Ying-feng, et al. Simulation of thermal characteristic of wet shift clutch [J]. *Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition*, 2011, 41(2): 321-326. (in Chinese)
- [17] 邓 涛, 胡丰宾, 孙冬野. 湿式多片离合器的热弹性失稳分析[J]. *汽车工程*, 2012, 34(10): 918-922. DENG Tao, HU Feng-bin, SUN Dong-ye, et al. An analysis on the thermoelastic instability of wet multi-disc clutch [J]. *Automotive Engineering*, 2012, 34(10): 918-922. (in Chinese)
- [18] 刘传波, 李 明, 莫易敏, 等. 基于 ANSYS 的汽车起步工况离合器压盘热力学分析[J]. *机械制造*, 2009, 47(9): 11-13. LIU Chuan-bo, LI Ming, MO Yi-min, et al. Clutch pressure plate started working conditions thermodynamic analysis based on ANSYS[J]. *Machinery*, 2009, 47(9): 11-13. (in Chinese)
- [19] 柴盛典, 陈德元, 张为春, 等. 拖拉机离合器接合理论的试验与研究[J]. *农业机械学报*, 1995, 26(2): 1-5. CHAI Sheng-dian, CHEN De-yuan, ZHANG Wei-chun, et al. Experiment and study on the tractor clutch-engaging theory[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 1995, 26(2): 1-5. (in Chinese)
- [20] HEIJDEN A C V D, SERRARENS A F A, CAMLIBEL M K, et al. Hybrid optimal control of dry clutch engagement[J]. *International Journal of Control*, 2007, 80(11): 1717-1728.
- [21] 秦大同, 陈清洪. 基于最优控制的 AMT/DCT 离合器通用起步控制[J]. *机械工程学报*, 2011, 47(12): 85-91. QIN Da-tong, CHEN Qing-hong. Universal clutch starting control of AMT/DCT automatic transmission based on optimal control[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(12): 85-91. (in Chinese)
- [22] LIU Yong-gang, QIN Da-tong, JIANG Hong, et al. Clutch torque formulation and calibration for dry dual clutch transmissions[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2011, 46(2): 218-227.
- [23] 王旭东, 谢先平, 吴晓刚, 等. 自动离合器起步模糊控制[J]. *农业机械学报*, 2008, 39(12): 18-22. WANG Xu-dong, XIE Xian-ping, WU Xiao-gang, et al. Fuzzy control for automatic clutch during starting process[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2008, 39(12): 18-22. (in Chinese)
- [24] 陈 俐. 汽车 AMT 自动离合器接合过程的动力学与控制研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2000. CHEN Li. Investigation to dynamics and control of vehicle AMT clutches during engagement[D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2000. (in Chinese)
- [25] 孔国玲, 钟再敏, 余卓平, 等. AMT 离合器不分离换挡过程中发动机控制[J]. *同济大学学报: 自然科学版*, 2012, 40(2): 267-271. KONG Guo-ling, ZHONG Zai-min, YU Zhuo-ping, et al. Engine control during shifting process of automatic mechanical transmission without disengaging clutch [J]. *Journal of Tongji University: Natural Science*, 2012, 40(2): 267-271. (in Chinese)
- [26] 唐旭晟. 盘式制动器热-结构非线性分析与计算[D]. 福州: 福州大学, 2003. TANG Xu-sheng. The thermal-structure nonlinear analysis and calculation for disc brake [D]. Fuzhou: Fuzhou University, 2003. (in Chinese)