

文章编号:1005-0523(1999)04-0048-04

SXZ1032 车离合器摩擦片磨损量的理论估算

李 骏

(华东交通大学 机械工程学院, 江西 南昌 330013)

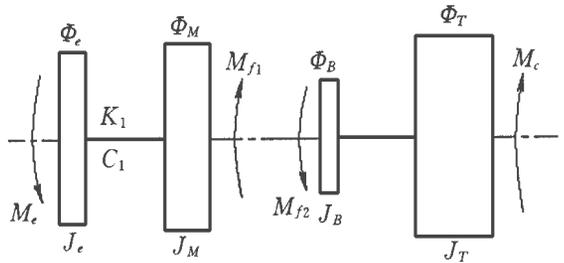
摘要:根据汽车离合器的力学模型建立了相应的数学模型,通过编程求解该模型,计算出 SXZ1032 型汽车离合器的滑磨功和摩擦片的磨损量。理论计算结果和实际相符,为该型车的改进设计和使用维护提供了参考依据。

关键词:离合器; 数学模型; 摩擦片; 磨损量

中图分类号: U463.211 **文献标识码:** A

0 引言

汽车离合器摩擦片是汽车使用频繁的零部件,摩擦片磨损寿命的获得对于汽车的可靠性、维护及改进设计有着重要的意义^[1]。汽车离合器摩擦片寿命的获得,除了实际使用外还可以进行离合器台架试验^[2]。进行台架试验周期长,花费大,设备要求高,效果也不太好,国内进行得较少^[3]。现有一种通过建立数学模型进行分析的理论估算方法,可替代台架试验对摩擦片的磨损量进行估算^[4]。经研究,该计算方法具有较高的精确度,误差较小^[5]。本文即是通过该方法来计算 SXZ1032 型车离合器摩擦片的磨损量,为该型车的设计改进和使用维护等方面提供参考依据^[6]。



M_e —发动机扭矩; M_c —道路阻力矩; M_{f1} —作用于飞轮及压盘上的摩擦力矩; M_{f2} —传到从动盘上的摩擦力矩; J_e —发动机旋转部分转动惯量; J_M —飞轮及压盘的转动惯量; J_T —整车转化到离合器轴上的当量惯量; K_1, K_2 —主、从动轴扭转刚度; C_1, C_2 —主、从动轴阻尼系数; $\phi_e, \phi_M, \phi_B, \phi_T$ —各集中惯量的转角^[13]

图1 离合器简化力学模型

1 数学模型的建立及求解

1.1 数学模型

理论研究时,可将实际离合器或离合器试验台架简化成图1所示的力学模型^[13]

该力学模型系统的运动微分方程为

收稿日期:1999-09-08; 修订日期:1999-10-14

作者简介:李 骏(1969-),男,华东交通大学讲师,工学硕士。

$$\left. \begin{aligned} J_e \ddot{\theta} + K_1(\theta - \theta_0) + C_1(\dot{\theta} - \dot{\theta}_0) &= M_e \\ J_M \ddot{\theta} - K_1(\theta - \theta_0) - C_1(\dot{\theta} - \dot{\theta}_0) &= -M_{f1} \\ J_B \ddot{\theta} + K_2(\theta - \theta_0) + C_2(\dot{\theta} - \dot{\theta}_0) &= M_{f2} \\ J_T \ddot{\theta} - K_2(\theta - \theta_0) - C_2(\dot{\theta} - \dot{\theta}_0) &= -M_c \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

用龙格-库塔数值法对方程求解,得各集中惯量在接合过程中的转角和转速^[13]

对于 SXZ1032 轻型货车,力学模型参数: $J_e = 0.015 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $J_M = 0.400 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $J_B = 0.010 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $J_T = 1.679 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $K_1 = 40\,000 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$, $J_2 = 3\,000 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$, $C_1 \approx C_2 \approx 0$ ^[13] 其中:

$$J_T = m R_t^2 / (i_k^2 i_0^2) \quad (2)$$

式中: m 为汽车总重, $m = 3\,405 \text{ kg}$; R_t 为车轮滚动半径, $R_t = 0.345 \text{ m}$; i_k 为变速箱 II 档速比, $i_k = 2.789$; i_0 为主传动比, $i_0 = 5.571$ ^[13]

欲对式(1)求解,还要获得发动机扭矩 M_e , 道路阻力距 M_c 和摩擦力矩 M_f 的计算式^[13]

1.2 发动机扭矩

发动机扭矩实际上就是指发动机外特性中的扭矩-转速特性^[13]对于 SXZ1032 型车所使用的 4JA1 柴油发动机,有如下外特性数据

表 1 发动机外特性数据

转速/ $r \cdot \text{min}^{-1}$	1 500	1 750	2 000	2 250	2 500	2 750	3 000	3 250	3 500	3 600
扭矩/ $\text{N} \cdot \text{m}$	142.5	145	152	150	149	145	142.5	137.5	130	125

为了便于计算机编程计算,参考有关柴油机外特性的近似经验公式,对上述外特性数据进行二次曲线拟合,得发动机扭矩

$$M_e = -0.001\,236\,8\ddot{\theta} + 0.580\,74\dot{\theta} + 81.84 \quad (3)$$

式中: M_e , $\ddot{\theta}$ 同式(1) 19.

1.3 道路阻力矩

根据 JB2668-80 汽车离合器台架试验方法规定的起步条件(二档满载),道路阻力矩

$$M_c = mg \Psi R_t / (i_k i_0) \quad (4)$$

式中: m , R_t , i_k , i_0 同式(2); Ψ 为道路阻力系数, $\Psi = f \cos \alpha + \sin \alpha$ 为滚动阻力系数,对于货车 $f = 0.02$; α 为坡路角度, $\tan \alpha = 8\%$ ^[13]

由此计算得

$$M_c = 70.46 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (13)$$

1.4 摩擦力矩

在离合器接合过程中,摩擦力矩 M_{f1} , M_{f2} 是逐渐增长的^[13]

$$\left. \begin{aligned} M_{f2} &= R_c \sum_{j=1}^2 f_{Tj} N_j \\ M_{f1} &= M_{f2} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中: R_c 为摩擦面平均半径, $R_c = 2(R_1^3 - R_2^3) / [3(R_1^2 - R_2^2)]$; R_1 , R_2 为摩擦片外半径和内半径; f_{Tj} 为 j 摩擦面摩擦系数; N_j 为作用于 j 摩擦面的正压力^[13]

SXZ1032 车所用离合器摩擦片的外径 $R_1 = 0.12 \text{ m}$, 内半径 $R_2 = 0.0845 \text{ m}$ ^[13]

摩擦系数与摩擦面温度 t_c , 单位压力 p 以及相对滑动速度 v 有关^[13]通过对摩擦材料进行试

验,石棉基的摩擦材料有如下关系式

$$f_{\text{TEXP}} = 0.423 - 3.5 \times 10^{-3}v + 8.4 \times 10^{-4}t_C \quad (6)$$

$$I = 1.7 \times 10^{-16} t_C^{1.86} (184 + 2.17v - 2.16t_C + 8.32 \times 10^{-3} t_C^2) \quad (7)$$

式中: f_{TEXP} 为摩擦系数的试验数据; I 为磨损烈度, 单位为 m^3/kJ [19].

由摩擦系数试验数据过渡到计算数据相当复杂, 可以借助于系数 K_n

$$f_{Tj} = K_n f_{\text{TEXP}} \quad (8)$$

SXZ1032 车所用离合器为弹性从动盘, $K_n = 0.77$, 由式(6)、(8) 可得 $f_{Tj} = 0.3694 (j = 1, 2)$ [13] 作用于摩擦面上的正压力 N_j , 近似认为服从线性规律

$$N_j = \begin{cases} N_H t/t_B & 0 \leq t \leq t_B \\ N_H & t > t_B \end{cases} \quad (9)$$

式中: N_H 是摩擦盘完全被压紧时作用于摩擦面上的力, 实际就是弹簧的工作压力; t_B 是指主、从动盘从开始接合到摩擦盘完全被压紧时所经历的时间, 此刻摩擦力矩达到最大 [13]

t_B 的值主要取决于操纵情况, 它实际反映的是离合器接合速度(驾驶员松开离合器踏板的速度) [13] 根据台架试验方法和实际情况, 可取 $t_B = 0.8 \text{ s}$ [13]

2 计算结果

2.1 接合过程计算结果

根据建立的数学模型, 将数据代入微分方程组, 用变步长龙格-库塔法进行编程计算, 可以算出接合过程中不同时间上的摩擦力矩和发动机扭矩, 以及各集中惯量的转角和转速 [13] 由计算数据绘制出汽车起步时离合器接合过程的曲线图, 见图 2 [13]

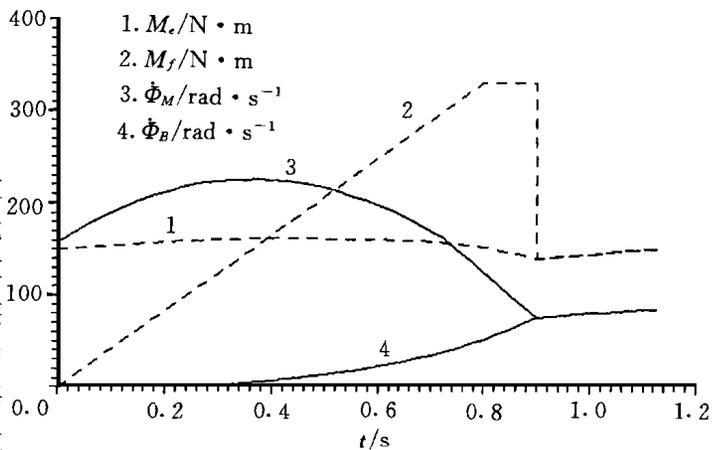


图 2 起步时离合器的接合过程曲线

2.2 滑磨功计算

有了主、从动轴的转速和摩擦力矩, 就可以算出两摩擦面的摩擦功率

$$N_{Tj} = |M_{f2j} \Delta n_{\text{漂}}| \quad (j = 1, 2) \quad (10)$$

式中: M_{f2j} 为 j 面摩擦力矩; $\Delta n_{\text{漂}}$ 为主、从动轴转速之差 [13]

显然, 有 $M_{f21} = M_{f22} = M_{f2}/2$, $\Delta n_{\text{漂}} = \Delta n_{\text{漂}} - \Delta n_{\text{漂}}$ [13]

摩擦副负荷按滑磨功进行总的评价 [13]; 摩擦面的滑磨功为

$$W_{Tj} = \int_0^t N_{Tj} dt \quad (11)$$

式中: 积分上限 t 为完全接合时的时间 [13] 用辛普生积分法则编程计算, 得 SXZ1032 车离合器起步接合过程的单面滑磨功 $W_T = 11.47 \text{ kJ}$ [13]

2.3 磨损量计算

在(7)式中已经给出了 I 的计算式, t_C 按平均温度 130°C 代入, v 则按从 16.0 m/s 近似线

性降到 0 处理, 则 j 面的磨损值可按能量磨损烈度来确定

$$h_j = \frac{1}{A_H} \int_0^t I N_{T_j} dt \quad (12)$$

式中: h_j 为 j 摩擦面接合一次的磨损量; A_H 为名义摩擦面积^[13]

根据上式, SXZ1032 车离合器摩擦片经过 10^4 次接合后, 单面磨损量为: $h = 0.429 \text{ mm}$ ^[13]

3 总 结

根据上述理论分析, 在计算过程中所选取的计算参数均是以“JB2668-80”汽车离合器台架试验方法所规定的试验条件、要求为依据, 结果经计算机编程计算所得¹⁹。最终计算结果为: SXZ1032 型汽车摩擦片经 10^4 次接合后的单面磨损值是 0.429 mm ¹⁹。

同样根据“JB2668-80”标准, 对 NJ1041 载货车所用的同类型离合器进行了 2 次台架试验: 经 10^4 次接合后的摩擦片单面平均磨损厚度分别为 0.52 mm 和 0.545 mm ¹⁹。试验中, 因车型参数不同, 所加载的当量惯量为 $J_T = 2.35 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 、道路阻力矩为 $M_c = 117.6 \text{ N} \cdot \text{m}$, 这比笔者计算所用的数据 $J_T = 1.679 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $M_c = 70.46 \text{ N} \cdot \text{m}$ 要大, 因而试验值略大于理论计算值^[13]但我们可以通过类比比较看出: 计算值和试验结果是吻合的, 可以用作对离合器的评价^[13]因而, 在不同工况时, 或者设计参数的改变, 均可很快计算得到摩擦片的磨损量, 即磨损寿命, 从而为汽车的可靠性研究、改进设计和使用维护提供有力的参考依据^[13]

[参 考 文 献]

- [1] 刘星荣等. 离合器台架试验寿命预估方法的研究[J]. 汽车工程, 1994, 4: 237~241¹⁹.
- [2] 张洪欣. 汽车设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1989¹⁹.
- [3] 徐士良. FORTRAN 常用算法程序集[M]. 北京: 清华大学出版社, 1992¹⁹.

Theoretical Calculation of Wear Value of Clutch Friction Disc for Truck SXZ1032

LI Jun

(College of Mechanical Engineering, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

Abstract: Based on the mechanical model of vehicle clutch, a corresponding mathematical model is established, by means of computer programmes, the model is solved. Also, friction work of clutch and wear value of friction disc are calculated for Truck SXZ1032. Results of the theoretical calculation accords with the fact, which provides reference for improving the design and maintenance of trucks of this type.

Key words: clutch; mathematical model; friction disc; wear value