DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.10.044

# 工作油温升对液粘传动调速起动的影响*

孟庆睿　侯友夫
(中国矿业大学机电工程学院,徐州 221116)

【摘要】 采用有限元法联立求解修正瞬态雷诺方程、热能量方程及润滑油粘温方程,对调速起动过程进行了数值模拟研究,讨论了起动过程中工作油温升对液粘传动调速起动的影响。结果表明,流入摩擦片工作油温度为30℃时,流经摩擦片后温度约升高20℃,它所引起的油膜承载力下降9%;而流入摩擦片工作油温度由30℃升至50℃时,即使不考虑流经摩擦片的温升,油膜承载力也将下降32%。这样易引起油膜承载力低于比例溢流阀死区对应压力,导致摩擦片直接接合,不能取得理想的调速起动效果。调速起动实验验证了理论分析的正确性。

**关键词**:液粘传动　调速起动　温升　修正瞬态雷诺方程　有限元法
**中图分类号**:TH133.4　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2010)10-0214-05

# Effect of Working Oil Temperature Rise on Hydro-viscous Drive Speed Regulating Start

Meng Qingrui　Hou Youfu
(*School of Mechanical and Electrical Engineering*, *China University of Mining and Technology*, *Xuzhou* 221116, *China*)

**Abstract**

To reveal the effect of working oil temperature rise on hydro-viscous drive speed regulating start, by using finite element method, the modified transient Reynolds equation, energy equation and temperature-viscosity equation were solved simultaneously to simulate the startup process. The results showed that the oil film temperature rise caused by the friction pair approximately was 20℃ when inlet temperature of the working oil was 30℃, the decrease of oil film load capacity was about 9%. If inlet temperature of the working oil rised from 30℃ to 50℃, the oil film load capacity decreased by 32% even if the temperature rise caused by the friction pair was neglected. It could make oil film load capacity lower than the dead zone pressure of the proportional pressure valve used in the control system, thus the friction discs were engaged directly and could not get a perfect speed regulating start. The results were verified by experiments.

**Key words**　Hydro-viscous drive, Speed regulating start, Temperature rise, Modified transient Reynolds equation, Finite element method

## 引言

调速起动是指大中型机械设备在设定的时间内按给定的速度曲线完成起动过程,以减小零部件在起动过程中所承受的动应力,延长其使用寿命。液粘传动调速起动利用摩擦片间油膜的剪切作用来完成上述过程,其基本原理为牛顿内摩擦定律。液粘传动调速起动装置在结构上类似于湿式离合器,但调速起动时间比普通湿式离合器接合时间要长得多,一般为数十秒,甚至上百秒。调速起动过程中,由于摩擦片的剪切作用,工作油的温度会上升,流回油箱后则导致油箱工作油温度上升,这会影响油膜

收稿日期:2009-09-13　修回日期:2009-12-03
*国家自然科学基金资助项目(50975275、51075386)
**作者简介**:孟庆睿,讲师,博士,主要从事液粘传动研究,E-mail:bigblenny2000@sina.com

传递扭矩和油膜承载力的大小，从而对调速起动效果产生影响。到目前为止，很多学者对液粘传动及其调速特性进行了研究[1~9]，但对于此过程中工作油的温升对调速起动的影响等内容并没有详细的文献报道。

本文以修正瞬态雷诺方程为基础，对工作油温升对液粘传动调速起动的影响进行理论和实验研究。采用有限元法联立求解修正瞬态雷诺方程、热能量方程及工作油粘温方程，分析当油箱工作油温度不同时，工作油流经摩擦片后的温升对调速起动的影响规律。

## 1　起动曲线

目前，较为常用的起动曲线有 Harrision 曲线和 Nordell 曲线，相比之下 Harrision 曲线（图 1）更为国内外学者所接受[10]。图 1 中 $v$ 为速度，$\dot{v}$ 为加速度，$T_s$ 为起动时间。本文采用 Harrision 曲线对液粘传动调速起动过程进行研究。

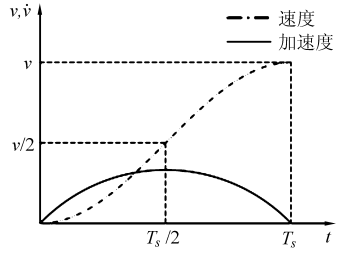



图 1　Harrision 起动曲线

Fig. 1　Harrision starting curve

Harrision 速度曲线表达式为

$$v(t)=\frac{v}{2}\left[1-\cos\left(\frac{\pi}{T_s}t\right)\right]\quad(0\leqslant t\leqslant T_s)\quad(1)$$

不考虑表面沟槽时，摩擦片间油膜传递扭矩为

$$M=\frac{1}{2h}\pi\mu(\omega_1-\omega_2)(r_2^4-r_1^4)\qquad(2)$$

式中　$\mu$——工作油动力粘度

$\omega_1$、$\omega_2$——输入和输出角速度

$h$——油膜厚度

$r_1$、$r_2$——摩擦带内、外半径

由图 1 和式（1）、（2）可以看出，相对于起动过程的某一时刻，分别有一速度、加速度和油膜厚度与之对应，可为进一步计算起动过程中每一时刻的油膜承载力和传递扭矩提供原始数据。

## 2　基本方程

### 2.1　修正瞬态雷诺方程

由于摩擦片表面开有不同形状的沟槽，如径向槽、华夫槽、螺旋槽、双向平行槽等，因此采用直角坐标系对液粘传动调速起动进行分析更为合适。本文使用的摩擦片带有径向沟槽，为分析方便，仅取其中 3 条沟槽（图 2）。工作油从 $AD$ 边流入，$BC$ 边流出。

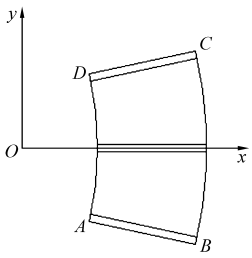



图 2　计算模型

Fig. 2　Calculation model

摩擦片间的油膜类似于推力滑动轴承的油膜，但前者压力远小于后者的流体动压力，使得离心力引起的径向流动占有重要地位。所以计算模型中引入离心力对雷诺方程加以修正。

假定 $z$ 方向为油膜厚度方向，采用把 Navier－Stokes 方程转换成雷诺方程时所作的假设[11]，考虑到离心力和摩擦片表面粗糙度的影响，推导出修正瞬态雷诺方程

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{12\mu}\phi_x\frac{\partial\bar{p}}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{h^3}{12\mu}\phi_y\frac{\partial\bar{p}}{\partial y}\right)=\frac{U_{1x}-U_{2x}}{2}\frac{\partial\bar{h}_T}{\partial x}+\frac{U_{1y}-U_{2y}}{2}\frac{\partial\bar{h}_T}{\partial y}+\frac{U_{1x}-U_{2x}}{2}\sigma\frac{\partial\phi_s}{\partial x}+\frac{U_{1y}-U_{2y}}{2}\sigma\frac{\partial\phi_s}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}\left[\frac{\rho x h^3}{12\mu}\left(\omega_1\omega_2+\frac{3}{10}\omega_{1-2}^2\right)\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left[\frac{\rho y h^3}{12\mu}\left(\omega_1\omega_2+\frac{3}{10}\omega_{1-2}^2\right)\right]+\frac{\mathrm{d}\bar{h}_T}{\mathrm{d}t}\qquad(3)$$

其中　$\sigma=\sqrt{\sigma_1^2+\sigma_2^2}$　$\omega_{1-2}=\omega_1-\omega_2$

$h=\bar{h}_T$　（无微凸峰接触）

$h\neq\bar{h}_T$　（有微凸峰接触）

式中　$\bar{p}$——平均压力

$\phi_x$、$\phi_y$——$x$ 和 $y$ 方向压力流量因子

$\phi_s$——剪切流量因子

$\sigma$——合成均方根偏差

$\sigma_1$、$\sigma_2$——两表面的粗糙度均方根偏差

$\bar{h}_T$——平均膜厚　　$\rho$——润滑油密度

$U_{ix}$、$U_{iy}$——摩擦片转速在 $x$ 和 $y$ 方向的分量，$i=1,2$

边界条件为

$$p\mid_{AD,BC}=p_0\qquad(4)$$

在 $AB$ 和 $DC$ 边上有

$$n\left(\frac{hU}{2}-\frac{h^3}{12\mu}\nabla p\right)=q\qquad(5)$$

### 2.2　热能量方程

由于摩擦片间油膜温度的变化主要是由对流效应引起的，此处热传导是一种次要的传热形式，因此流体边界上的传热量很小，可认为温度和粘度沿油膜厚度方向是常数[11]。描述摩擦片间油膜热能量

方程为

$$\rho C_v\left(\bar{q}_x\frac{\partial T}{\partial x}+\bar{q}_y\frac{\partial T}{\partial y}\right)=$$

$$\frac{\mu}{h_T}[(U_{1x}-U_{2x})^2+(U_{1y}-U_{2y})^2]+$$

$$\frac{h^3}{12\mu}\left[\left(\frac{\partial\bar{p}}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial\bar{p}}{\partial y}\right)^2\right] \tag{6}$$

式中 $\bar{q}_x$、$\bar{q}_y$——润滑油流量

边界条件为

$$T|_{AD,BC}=T_0 \tag{7}$$

在 $AB$ 和 $DC$ 边上有

$$\frac{\partial T}{\partial n}=0 \tag{8}$$

### 2.3 润滑油粘温方程

由于目前没有润滑油粘温关系的统一公式,而在现有的公式中 ASTM 线图应用较为普遍[12],因此本文采用 ASTM 线图,其公式为

$$\lg(\lg(\eta+0.6))=E-F\lg T \tag{9}$$

式中 $\eta$——运动粘度,$mm^2/s$

$E$、$F$——常数,根据两个温度下的粘度确定

## 3 计算方法与步骤

采用有限元法求解修正瞬态雷诺方程和能量方程。为更好的逼近形状复杂的摩擦片表面,采用三节点三角形单元。计算步骤如图 3 所示。

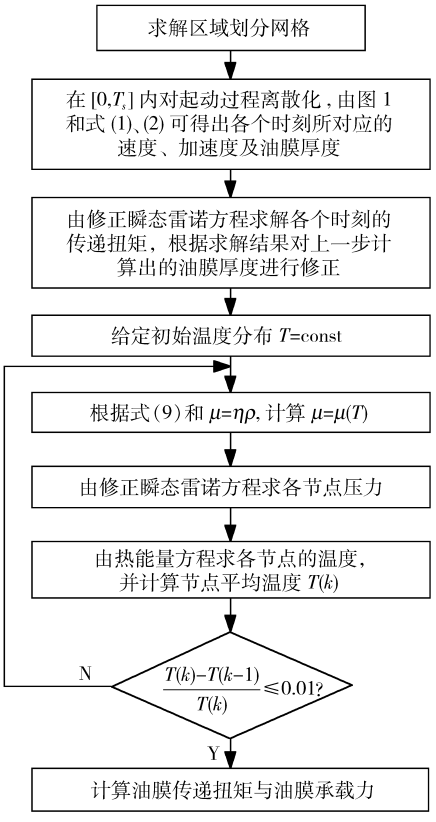



图 3 计算框图

Fig. 3 Calculation diagram

## 4 计算结果与分析

计算中采用的摩擦片表面开有径向均匀分布的 30 条沟槽,工作油采用 20 号机械油,其他参数如表 1 所示。

**表 1 计算参数**

**Tab. 1 Input data in calculation**

| 参数 | 数值 |
|---|---|
| 输入转速 $n_1$/r·min$^{-1}$ | 1 470 |
| 起动时间 $t$/s | 40 |
| 摩擦带内半径 $r_1$/m | 0.057 5 |
| 摩擦带外半径 $r_2$/m | 0.076 0 |
| 沟槽宽度 $W_d$/m | 0.004 0 |
| 沟槽深度 $W_t$/m | $2\times10^{-4}$ |
| 摩擦片表面粗糙度 $r_{a1}$/m | $4\times10^{-6}$ |
| 对偶片表面粗糙度 $r_{a2}$/m | $1\times10^{-6}$ |

计算结果如图 4 所示。图 4a 是当油膜厚度为 0.2 mm,工作油入口压力为 0.1 MPa,输出转速为 108 r/min 时的油膜压力分布。可以看出,相对于非沟槽处,沟槽处压力分布有明显的凸起,即沟槽处压力升高,这是由于流体动压力作用的结果。为了更清楚地观察动压效果,令工作油入口压力为零,结果如图 4b 所示。图 4c 和 4d 分别为考虑摩擦片间油膜温升后的压力分布以及油膜温度分布。可以看出,工作油入口温度为 30℃时,流经摩擦片后温度约升高了 20℃,但由于是在接近于摩擦片外边缘处温度才升至最高值,并不会对油膜承载力产生太大的影响,这一点从图 4e 所示调速起动过程中油膜承载力随起动时间推移(油膜厚度减薄)的变化趋势也可以看出。当考虑摩擦片间工作油的温升时,油膜承载力仅下降 9%,而工作油入口温度由 30℃升至 50℃时,即使不考虑摩擦片间工作油的温升,油膜承载力也将下降 32%。

图 4f 为调速起动过程中工作油流经摩擦片后的温升对传递扭矩的影响。可以看出总体趋势是调速起动过程中油膜传递扭矩随工作油温度升高而降低,但变化趋势并不是线性关系,这主要是受油膜厚度变化、摩擦片表面沟槽等因素的影响。

对于调速起动来说,油膜承载力的降低比传递扭矩的减小所产生的影响更为严重。因为传递扭矩的减小仅仅使负载的驱动扭矩减小,影响了速度的变化规律。而油膜承载力的降低不仅影响了油膜厚度的变化,更为严重的是,由于比例溢流阀都存在死区,如果油膜承载力过低,则有可能使摩擦片进入混合摩擦状态,加剧了摩擦片的磨损,增大系统的发热

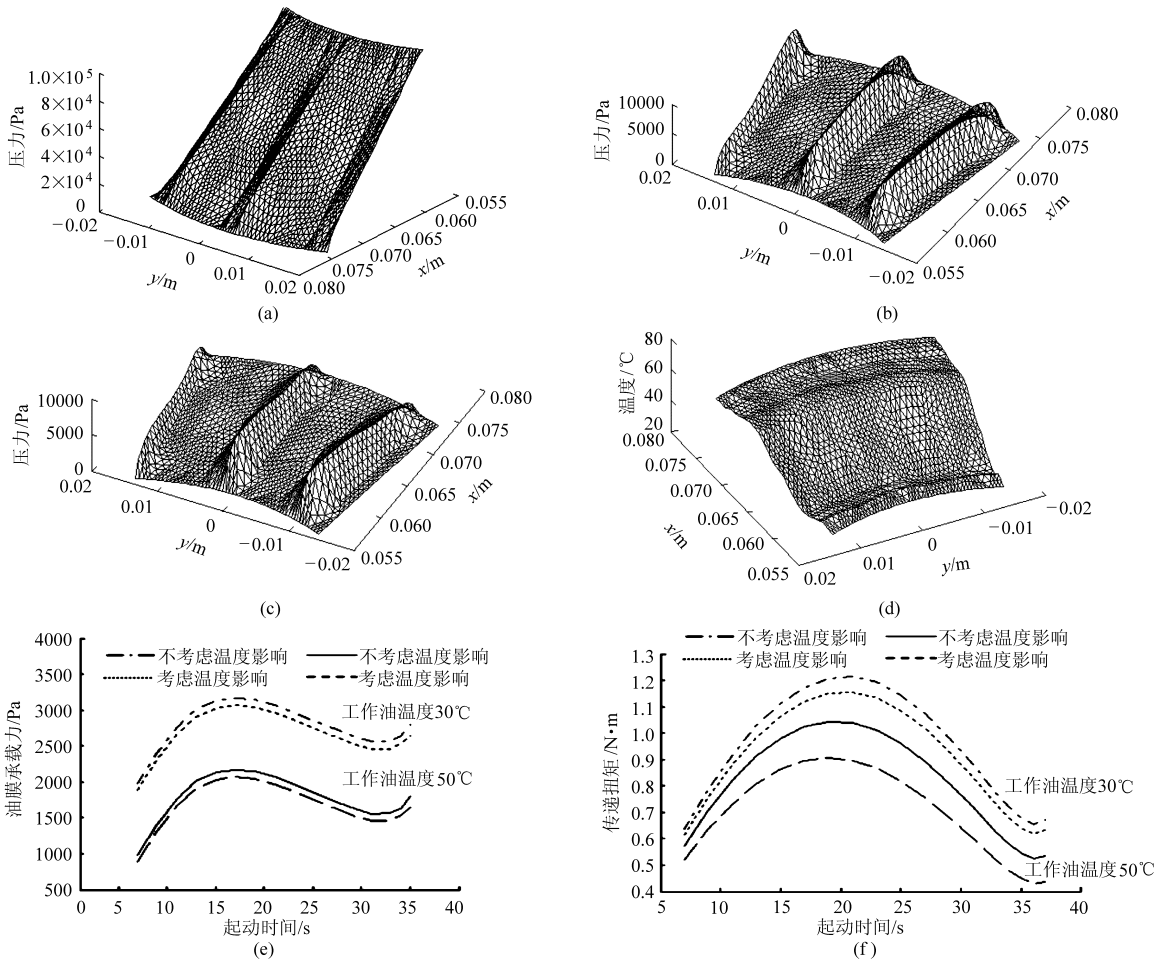



图 4　计算结果

Fig. 4　Calculation results

(a) 入口压力为 0.1 MPa 时的压力　(b) 入口压力为零时的压力　(c) 温度影响下的油膜动压力　(d) 油膜温度　(e) 油膜承载力　(f) 油膜传递扭矩

量,影响调速起动性能。油膜承载力若进一步减小则可导致摩擦片直接完全接合,其作用相当于联轴器,失去了调速起动的意义。

## 5　调速起动实验

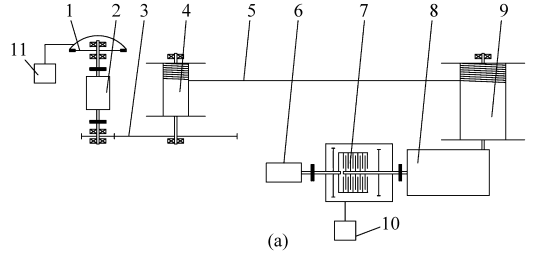
采用盘式制动器产生的扭矩作为负载,实验原理如图 5a 所示。图 5b 为实验装置照片。

工作油采用 20 号机械油。实验时保持盘式制动器油缸压力为 1.5 MPa。控制系统采用闭环 PID 控制。图 6 为调速起动实验结果,图中“给定速度”指 Harrision 速度曲线,“实测速度”指液粘传动调速起动装置的输出速度,“压力”指推进油缸的压力。由于调速起动过程中推进油缸压力不断变化从而与油膜承载力相平衡以获得所需要的油膜厚度,因此推进油缸的压力变化也就反映了油膜承载力的变化。

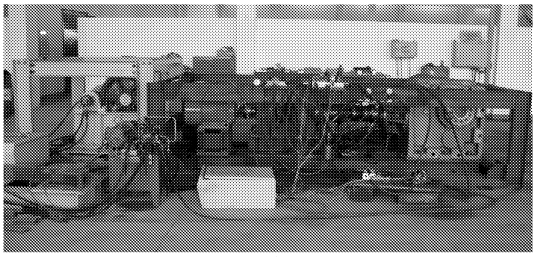
可以看出,保持油箱工作油温度不变时,起动时间的长短对调速起动影响较小;油箱工作油温度升高时,即使起动时间保持不变,实测速度仍发生了较大变化,主要表现为输出速度出现了较大的波动,并且工作油温度越高,速度波动越大。其原因如下:一方面工作油温度升高导致粘度下降,从而引起传递扭矩能力下降,调速起动开始阶段要克服负载静摩擦力,需要更大的推进油缸压力,所需调节时间加长;另一方面工作油温度的升高导致摩擦片间油膜压力分布更加不均匀,油膜的稳定性及可控性变差。另外如果温度过高,则有可能在液粘传动调速起动装置克服负载静摩擦力时,摩擦片的接合已进入混合摩擦状态,此时油膜和摩擦片的粗糙表面同时在传递扭矩,其可控性更差。

由此可以看出,影响调速起动效果的主要是油箱中工作油的温度,而不是摩擦片间油膜的温升。对于 20 号机械油来说,油箱工作油温度低于 30℃时,才可获得较好的调速起动效果。

另外可以看出,当实测速度出现较大的波动时(图 6c、6d),调速起动过程中油膜承载力明显小于实测速度波动较小时(图 6a、6b),这说明油箱工作油温度的升高导致油膜承载力减小。这一点和图 4e的计算结果比较接近,虽然具体数值不同,但




(a)



(b)

图 5 实验装置

Fig. 5 Experimental equipment

(a) 实验装置示意图 (b) 实验装置照片

1. 盘式制动器 2. 扭矩传感器 3. 增速齿轮 4. 测试滚筒 5. 钢丝绳 6. 主电动机 7. 液粘传动调速起动装置 8. 减速机 9. 驱动滚筒 10、11. 电液比例控制系统

基本趋势一致。

## 6 结束语

调速起动过程中,工作油流经摩擦片后虽有较大的温升,但其对调速起动的影响比较小。相比之下,油箱工作油的温度对调速起动效果影响较大,如果油箱工作油温度过高,则可导致输出速度出现较大波动,甚至失去调速起动的意义。因此实际应用中应采用散热装置将油箱中工作油的温度控制在一定范围内,对于 20 号机械油来说,温度控制在 30℃ 以内比较合适。

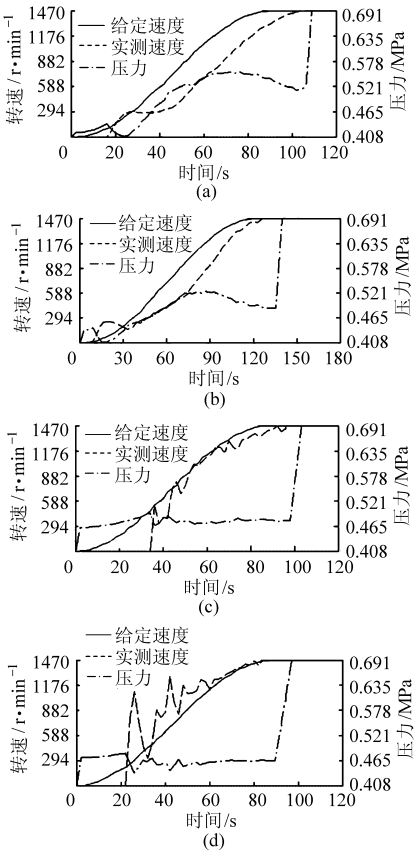



图 6 实验结果

Fig. 6 Experimental results

(a) 起动时间 90 s,工作油温度 30℃ (b) 起动时间 120 s,工作油温度 30℃ (c) 起动时间 90 s,工作油温度 50℃ (d) 起动时间 90 s,工作油温度 70℃

## 参 考 文 献


1 Aphale C R, Cho J, Schultz W W, et al. Modeling and parametric study of torque in open clutch plates[J]. ASME Journal of Tribology, 2006,128(2): 422 ~ 430.

2 Razzaque M M, Kato T. Effects of a groove on the behavior of a squeeze film between a grooved and a plain rotating annular disk[J]. ASME Journal of Tribology, 1999, 121(4):808 ~ 815.

3 Marklund P, Mäkia R, Larssona R, et al. Thermal influence on torque transfer of wet clutches in limited slip differential applications [J]. Tribology International, 2007, 40(5): 876 ~ 884.

4 Kimura Y, Otani C. Contact and wear of paper-based friction materials for oil-immersed clutches-wear model for composite materials[J]. Tribology International, 2005, 38(11 ~ 12): 943 ~ 950.

5 Zagrodzki P, Truncone S A. Generation of hot spots in a wet multidisk clutch during short-term engagement[J]. Wear, 2003, 254(5 ~ 6):474 ~ 491.

6 Nyman P, Mäki R, Olsson R, et al. Influence of surface topography on friction characteristics in wet clutch applications[J]. Wear, 2006, 261(1): 46 ~ 52.

7 董勋,周益言. 油膜调速离合器传动机理研究[J]. 上海交通大学学报,1991,25(1):19 ~ 28.
Dong Xun, Zhou Yiyan. A study of transmission mechanism on modulated clutch [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 1991, 25(1): 19 ~ 28. (in Chinese)

8 洪跃,刘谨,王云根. 液体调速离合器中摩擦副热效应分析[J]. 中国工程科学,2003,5(9):55 ~ 60.
Hong Yue, Liu Jin, Wang Yungen. Thermal effect analysis of frictional disk in speeding wet clutch[J]. Engineering Science, 2003, 5(9): 55 ~ 60. (in Chinese)


(下转第 213 页)

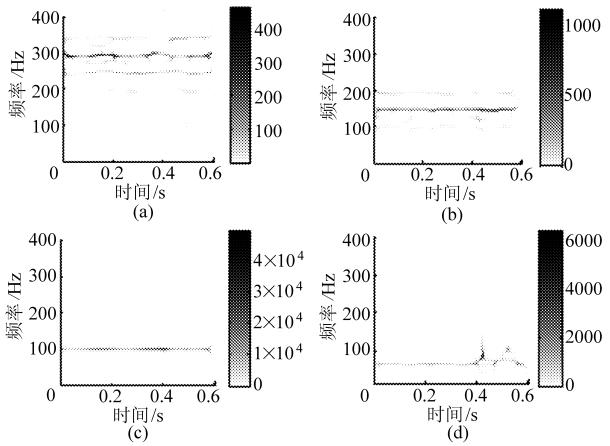



图 12　用本文方法对 $c_1$ 分解得到的前 3 个分量 $c_{11}$、$c_{12}$、$c_{13}$ 和图 11 中第 2 个分量 $c_2$ 的时频谱

Fig. 12　Time-frequency spectrums of the first three IMFs and the second IMF in Fig. 11

(a) $c_{11}$　(b) $c_{12}$　(c) $c_{13}$　(d) $c_2$

频)、300 Hz(6 倍频)、350 Hz(7 倍频)等倍频成分，其中 6 倍频能量相对较高。$c_{12}$ 包含了 200 Hz(4 倍频)、150 Hz(3 倍频)，其中 3 倍频能量相对较高；$c_{13}$ 包含了 100 Hz(2 倍频)频率成分。高倍频成分的存在，尤其是 6 倍频和 3 倍频都是机座松动故障的特征[9]，且这些倍频成分的能量较 2 倍频低，因此判定转子有较轻微的基座松动故障。

## 4　结束语

提出了一种频率外差 EMD 改进算法，该方法的仿真信号分析、间隙非线性系统输出分析以及转子复合故障诊断表明，它不但能提高 EMD 分解的分辨率，分解精度高，操作简单，而且切实可行。本方法的局限性在于使用前需估计信号的组成频率，以便正确选择移频频率，获得较好的分解效果。

## 参　考　文　献


1　Huang N E, Shen Z, Long S R, et al. The empirical mode decomposition and Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis [J]. Proc. Roy. Soc. London A, 1998, 454: 903 ~ 995.

2　Flandrin P, Rilling G, Goncalves P. Empirical mode decomposition as a filter bank [J]. IEEE Signal Processing Letters, 2004, 11(2): 112 ~ 114.

3　胡红英，马孝江. 基于局域波分解的信号降噪[J]. 农业机械学报，2006，37(1)：118 ~ 121.
Hu Hongying, Ma Xiaojiang. Signal denoising based on local-wave decomposing method [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(1): 118 ~ 121. (in Chinese)

4　Senroy N, Suryanarayanan S. Two techniques to enhance empirical mode decomposition for power quality applications [C] // Proc. 2007 IEEE Power Engineering Society General Meeting, Tampa, FL, 2007.

5　Deering R, Kaiser J F. The use of masking signal to improve empirical mode decomposition [C] // Proc. IEEE Int. Conf. Acoustics, Speech Signal Processing (ICASSP '05), 2005: 485 ~ 488.

6　管迪，陈乐生. 含间隙迟滞非线性系统的稳态响应[J]. 机械工程学报，2008，44(10)：118 ~ 122.
Guan Di, Chen Lesheng. Steady-state response of a hysteretic nonlinear system with clearance [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(10): 118 ~ 122. (in Chinese)

7　赵全军. 工业过程中间隙非线性特性的控制研究[D]. 北京：华北电力大学，2006.
Zhao Quanjun. The research of control for backlash nonlinearity in industrial process [D]. Beijing: North China Electric University, 2006. (in Chinese)

8　Kujath M R. On vibration modified by abrupt changes in system parameter [J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 124(2): 345 ~ 355.

9　冯长建. HMM 动态模式识别理论、方法以及在旋转机械故障诊断中的应用[D]. 杭州：浙江大学，2002.
Feng Changjian. HMM dynamical pattern recognition theories, methods and applications in faults diagnosis of rotating machine [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2002.


(上接第 218 页)


9　Berger E J, Sadeghi F, Krousgrill C M. Torque transmission characteristics of automatic transmission wet clutches: experimental results and numerical comparison [J]. Tribology Transactions, 1997, 40(4): 539 ~ 548.

10　侯友夫，黄民，张永忠. 带式输送机动态特性及控制技术[M]. 北京：煤炭工业出版社，2004.

11　平克斯 O，斯德因李希特 B. 流体动力润滑理论[M]. 西安交通大学轴承研究小组，译. 北京：机械工业出版社，1980.

12　温诗铸. 摩擦学原理[M]. 北京：清华大学出版社，1990.