

液体黏性调速启动瞬态过程数值模拟研究

孟庆睿, 侯友夫

(中国矿业大学 机电工程学院, 江苏 徐州 221116)

摘要: 为揭示油膜挤压效应对液体黏性调速启动过程的影响, 本文采用有限元素法联立求解修正瞬态雷诺方程、能量方程、润滑油黏温方程等对调速启动过程进行数值模拟研究. 结果表明由于油膜在调速启动过程中逐渐减薄, 挤压效应对油膜承载力产生较大的影响, 但在启动过程的不同阶段其影响不同. 在启动过程开始阶段, 油膜挤压效应的影响较小, 随着油膜的减薄, 挤压效应对油膜承载力的影响越来越显著. 调速启动试验验证了这一结果的正确性.

关键词: 液体黏性调速启动; 挤压效应; 修正瞬态雷诺方程; 油膜; 承载力

中图分类号: TH117.3

文献标识码: A

文章编号: 1004-0595(2009)05-0418-07

液体黏性调速与液体黏性调速启动的基础都是液体黏性传动技术, 但其工作机理却大不相同. 液体黏性调速主要应用于大型风机、水泵等的调速, 其工作机理是根据流量的需要将风机或水泵的转速升高或降低至新的转速, 然后在该转速下稳定工作, 关注的焦点是在新的转速下工作的稳定性. 由于由原转速调节至新的转速的过渡过程时间短且对以后转速的稳定性没有影响, 因此在液体黏性调速技术的研究中一般都忽略该过渡过程. 与液体黏性调速不同, 应用于带式输送机大中型机械设备的液体黏性调速启动的研究重点正是速度变化的过渡过程. 并且要求在调定的时间内启动速度按给定曲线从零变化到额定值.

对于液体黏性调速, 要求在某一转速下稳定工作实际上就是要求将油膜的厚度控制在某一稳定值. 对于这种工况, 研究油膜的传递扭矩及承载力等特性时不必考虑油膜的挤压效应. 但是对于液体黏性调速启动, 速度从零连续变化到额定值的过程实际上也是油膜厚度从较厚值 (在实际设计中该值取 0.3 ~ 0.4 mm) 连续变化到零的过程. 显然在启动过程中油膜的挤压效应应具有较为显著的影响, 忽略挤压效应对油膜承载力的求解结果将产生较大的误差.

液体黏性调速启动过程类似于湿式离合器的接合过程, 但有本质的不同, 主要是调速启动过程时间比较长, 一般为数十秒到数百秒. 正是由于这一不

同, 使得液体黏性调速启动具有独特的特性. 但现有的文献均立足于液体黏性调速特性或者是液黏离合器接合过程中的某些特性, 对于液体黏性调速启动整个过程特性的研究尤其是挤压效应对调速启动的影响并没有详细的文献发表^[1-9].

本文将修正瞬态雷诺方程为基础, 对液体黏性调速启动过程进行数值模拟研究. 主要采用有限元素法联立求解修正瞬态雷诺方程、能量方程及润滑油黏温方程, 求解并分析调速启动过程中油膜传递扭矩及油膜承载力的变化规律, 为液体黏性调速装置的设计及控制策略的制定奠定理论基础.

1 调速启动过程

目前较为常用的启动曲线有 Harrison 曲线和 Nordell 曲线 (见图 1), 图 1 中 v 为速度, a 为加速度, T_s 为启动时间. 相比之下 Harrison 曲线更为国内外学者所接受^[10], 本文将采用 Harrison 曲线对液体黏性调速启动过程进行数值模拟研究.

图 1(a) 所示的 Harrison 速度曲线表达式为:

$$v(t) = \frac{a}{2} \left(1 - \cos \frac{t}{T_s} \right) \quad (1)$$

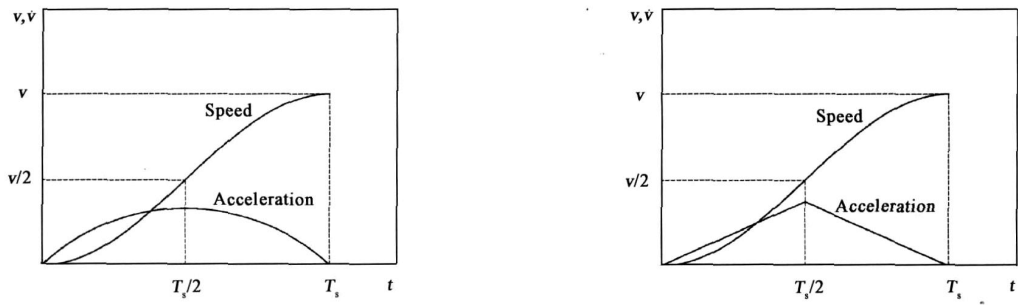
$(0 \leq t \leq T_s)$

不考虑表面沟槽时, 摩擦片间油膜传递扭矩为:

$$M = \frac{1}{2} \mu (v_1 - v_2) \frac{1}{h} (r_2^4 - r_1^4) \quad (2)$$

收稿日期: 2008-09-23; 修回日期: 2009-05-11; 联系人: 孟庆睿, e-mail: bigblenny2000@sina.com

作者简介: 孟庆睿 (1972-), 男, 博士, 讲师, 目前主要从事液体黏性传动技术方面的研究.



(a) Harrison starting curve (b) Nordell starting curve
 Fig. 1 Harrison and Nordell starting curves 图1 Harrison 和 Nordell 起动曲线

式中, μ 为润滑油动力黏度, ω_1 、 ω_2 分别为输入和输出角速度, h 为油膜厚度, r_1 、 r_2 分别为摩擦带内外半径。

由式 (1)、(2) 可以看出, 给出起动过程的某一时刻, 则有一速度和加速度与之对应, 同时有一油膜厚度与之对应. 从而为进一步计算起动过程中每一时刻的油膜支撑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体黏性调速起动进行分析更为合适. 本文采用的摩擦片带有径向沟槽, 为分析方便, 仅取其中的 3 条沟槽 (见图 2). 润滑油从 AD 边流入, BC 边流出。

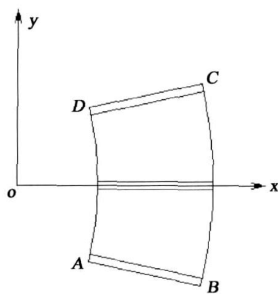


Fig 2 Calculation model
 图 2 计算模型

摩擦片间的油膜类似于推力滑动轴承的油膜, 但摩擦片间油膜压力远小于推力滑动轴承中的流体动压力, 使得离心力引起的径向流动占有重要地位. 所以计算模型中应引入离心力影响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 方程化成雷诺 (Reynolds) 方程时所作的假

设^[11], 但考虑离心力的影响, 则可以推出修正瞬态雷诺方程:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \\ & \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{h}{2} (U_{1x} - U_{2x}) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{h}{2} (U_{1y} - U_{2y}) \right] + \\ & \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{xh^3}{12\mu} (\omega_1^2 - \omega_2^2 + \frac{3}{10} \omega_1^2 - \frac{3}{10} \omega_2^2) \right] + \\ & \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{yh^3}{12\mu} (\omega_1^2 - \omega_2^2 + \frac{3}{10} \omega_1^2 - \frac{3}{10} \omega_2^2) \right] + \frac{dh}{dt} \end{aligned} \quad (3)$$

式中 p 代表压力, ρ 代表润滑油密度, $\omega_{1,2} = \omega_1 - \omega_2$, U_{ix}, U_{iy} ($i = 1, 2$) 代表摩擦片转速在 x 和 y 方向的分量。

式 (3) 等号右端第三项和第四项反映了离心力的影响, 最后一项反映了油膜的挤压作用. 因为 $\frac{dh}{dt}$ 表示挤压速度, 可以看出, 当速度与作用载荷的方向相同时, 膜厚将减小, 因而速度项将提供承载能力. 由于调速起动过程中油膜厚度始终在动态地变化, 因此忽略该项对正确计算油缸的推进力及整个调速起动系统控制策略的制定都将产生一定的影响。

边界条件为

$$\left. \begin{aligned} p|_{AD, BC} &= p_0 \\ \left\{ \vec{n} \cdot \left[\frac{h\vec{U}}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \nabla p \right] \right\} &= q \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

在 AB 和 DC 边上 (5)

AD 边压力为润滑油的入口压力, 可以在 0.1 ~ 0.5 MPa 之间取值, BC 边压力为润滑油出口压力, 可取为 0. AB 边和 DC 边为流量边界条件, 分别表示流入和流出的流量。

2.2 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, 热传导在这里是一种次要的传热形式, 可以认为流体边界上的传热量很小, 因此可以认为温

度和黏度沿油膜厚度方向是常数^[11]. 则描述摩擦片间油膜能量方程为:

$$C_i \left(q_x \frac{\partial T}{\partial x} + q_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\mu}{h} [(U_{1x} - U_{2x})^2 + (U_{1y} - U_{2y})^2] + \frac{h^3}{12\mu} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (6)$$

式中 q_x 和 q_y 为润滑油流量.

边界条件为:

$$T|_{AD,BC} \quad (7)$$

$$\frac{\partial T}{\partial n} = 0, \text{ 在 } AB \text{ 和 } DC \text{ 边上} \quad (8)$$

2.3 润滑油黏温方程

由于目前并没有润滑油黏温关系的统一公式, 本文采用 ASTM 线图, 其公式为:

$$\log \log(\eta + 0.6) = A - B \log T \quad (9)$$

式中 η 为运动黏度, 单位 mm^2/s ; A 和 B 为常数, 根据两个温度下的黏度即可确定.

2.4 传递扭矩与油膜承载力

传递扭矩计算公式:

$$M = \int (x_y + y_x) dx dy \quad (10)$$

上式中 x_x 、 y_y 分别为 x 方向和 y 方向剪应力, 计算公式如下:

$$x_x = h \left[\frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} - \left\{ \frac{1}{2} \frac{\partial^2}{\partial x^2} - \frac{2}{3} \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} + \frac{1}{4} \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right\} \right] - \frac{\mu}{h} (U_{1x} - U_{2x}) \quad (11)$$

$$y_y = h \left[\frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial y} - \left\{ \frac{1}{2} \frac{\partial^2}{\partial y^2} - \frac{2}{3} \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} + \frac{1}{4} \frac{\partial^2}{\partial x^2} \right\} \right] - \frac{\mu}{h} (U_{1y} - U_{2y}) \quad (12)$$

油膜的承载力按下式计算

$$W = \int p d = \int p dx dy \quad (13)$$

3 计算方法

采用有限元法求解修正瞬态雷诺方程和能量方程. 为更好地逼近形状复杂的摩擦片表面, 采用三节点三角形单元, 单元压力也构造成线性模式.

插值函数为

$$N_i = \frac{1}{2A} (a_i + b_i x + c_i y) \quad (i = i, j, m) \quad (14)$$

式中 A 为三角形单元面积. 修正瞬态雷诺方程的等价泛函为:

$$I(p) = \left\{ \frac{1}{2} \left[\frac{h^3}{12\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \frac{h^3}{12\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)^2 \right] - \left[\frac{x h^3}{12\mu} \left(\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} - \frac{2}{3} \frac{\partial^2 p}{\partial x \partial y} + \frac{1}{4} \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} \right) \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{y h^3}{12\mu} \left(\frac{\partial^2 p}{\partial y^2} - \frac{2}{3} \frac{\partial^2 p}{\partial x \partial y} + \frac{1}{4} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \right) \frac{\partial p}{\partial y} \right] - \left[\frac{h}{2} (U_{1x} - U_{2x}) \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{h}{2} (U_{1y} - U_{2y}) \frac{\partial p}{\partial y} \right] \right\} dx dy + \frac{dh}{dt} p dx dy + \int q_p ds \quad (15)$$

式中, \int 指边界 AB 和 DC . 只有当单元的边落在 Ω 上时, 式中的线积分项才存在, 否则取零值.

能量方程采用伽辽金法求解:

$$N_i C_i \left(q_x \frac{\partial T}{\partial x} + q_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) d = N \left\{ \frac{\mu}{h} [(U_{1x} - U_{2x})^2 + (U_{1y} - U_{2y})^2] + \frac{h^3}{12\mu} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)^2 \right] \right\} d \quad (16)$$

4 计算结果与分析

以某 75 kW 液体黏性传动调速起动装置为例进行计算与分析, 摩擦片表面开有径向均匀分布的 30 条沟槽. 具体参数如表 1 所示.

表 1 计算参数

Table 1 The input data in calculation	
Parameter	Value
Input speed $n_1 / (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	1 470
Starting time t/s	40
Width of groove W_d/m	0.004
Depth of groove W_t/m	2×10^{-4}
Inner radius of friction disc r_1/m	0.057 5
Outer radius of friction disc r_2/m	0.076
Fluid density $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	865
Fluid kinematic viscosity $\nu / (\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	32
Fluid specific heat capacity $C_v / [\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}]$	1.88

液体黏性调速起动过程中油膜厚度的变化如图 3 所示. 由该图可以看出, 按理论计算在起动过程的前 5 s 油膜过厚, 而在后 5 s 油膜过薄 (小于 $10 \mu\text{m}$), 进入混合摩擦区.

根据理论计算, 在厚度大于 0.2 mm 时油膜能传递的扭矩非常小, 因此液体黏性调速起动装置中摩擦片间距的设计尺寸一般不大于 0.4 mm, 另外在起动开始前要克服负载的静摩擦力, 因而前 5 s 的起动过程与理论计算相去甚远. 由理论计算可知, 在第 35 s 时输出转速已高于 1 400 r/min, 非常接近于

输入转速,但由于此时油膜和微凸体同时传递扭矩,情况较为复杂,可控性较差.对前 5 s 和后 5 s 这两个阶段只有采用闭环反馈控制才能获得一定的效果,上述的油膜剪切传动理论适用于调速起动过程的中间 30 s 因此本文仅对起动过程的中间 30 s 进行数值模拟.

式 (3) 去掉最后一项即为修正稳态雷诺方程,根据求解修正瞬态雷诺方程的方法,本文对修正稳态雷诺方程同时进行了求解,并将两个方程的求解结果进行对比分析.

采用修正瞬态雷诺方程和修正稳态雷诺方程求解调速起动过程中油膜传递扭矩的变化,两者的结果完全一致 (如图 4 所示).说明油膜的挤压效应对于传递扭矩没有影响.这一点和扭矩的计算公式 (式 10~12) 相一致,因为公式中并没有挤压项.另外传递扭矩的变化趋势和图 1 (a) 中 Harrison 起动曲线的加速度变化趋势相一致,这一点是很自然的,因为符合牛顿第二定律.

调速起动过程中油膜承载力变化如图 5 (a) 所示.可以看出油膜承载力不是单一的上升或下降趋

势,而是在起动过程的前半段时间呈上升趋势,后半段呈下降趋势,这就要求起动过程中推进油缸的压力要跟随油膜承载力的变化.另外可以看出采用修正瞬态雷诺方程和修正稳态雷诺方程的求解结果在调速起动过程的前半部分差别并不明显,在后半部分差别开始增大.这说明了油膜的挤压效应在油膜较薄的情况下更加明显.由于挤压效应对承载力的贡献,在整个起动过程中采用修正瞬态雷诺方程求解的承载力大于采用修正稳态雷诺方程的求解结果.图 5 (b) 给出了采用修正瞬态雷诺方程和修正稳态雷诺方程求解的油膜承载力的差的绝对值在调速起动过程中的变化情况,由该图可以清晰地看出随着油膜厚度的减薄,挤压效应越来越突出.

为了更清楚地观察挤压效应与油膜厚度的关系,图 6 和图 7 分别给出了在起动过程后 7 s 和 30 s 时分别采用修正稳态雷诺方程和修正瞬态雷诺方程求解的油膜压力分布.可以看出在起动 7 s 时由于油膜较厚,挤压效应对油膜压力分布影响很小.而在起动 30 s 时,油膜厚度处于较薄的状态,挤压效应对油膜压力分布的影响较为显著.

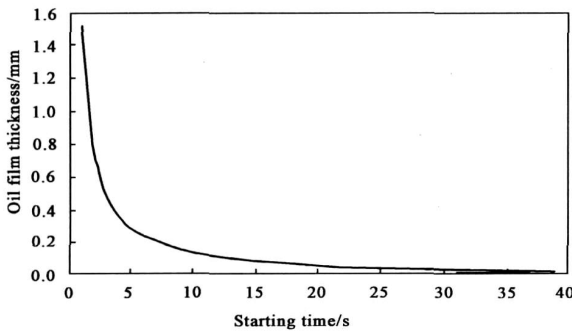


Fig. 3 Variation of oil film thickness
图 3 调速起动过程中油膜厚度变化

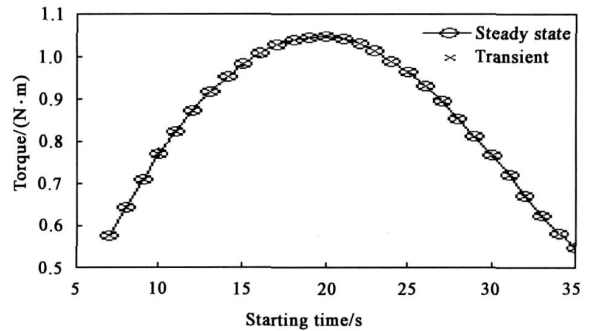
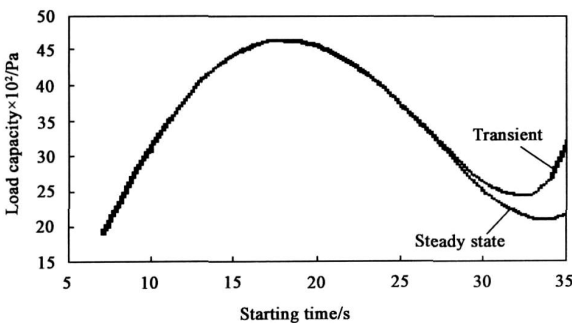
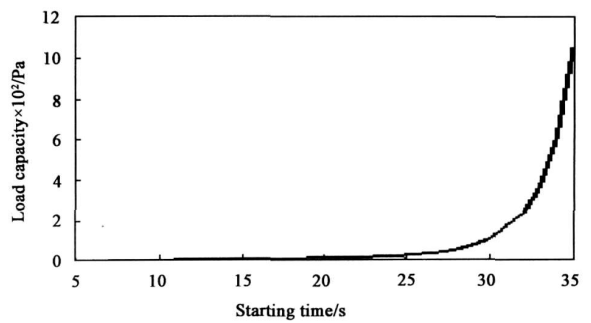


Fig. 4 Variation of torque
图 4 起动过程中传递扭矩变化



(a) Variation of load capacity



(b) Difference of load capacity

Fig. 5 Variation of load capacity
图 5 起动过程中油膜承载力变化

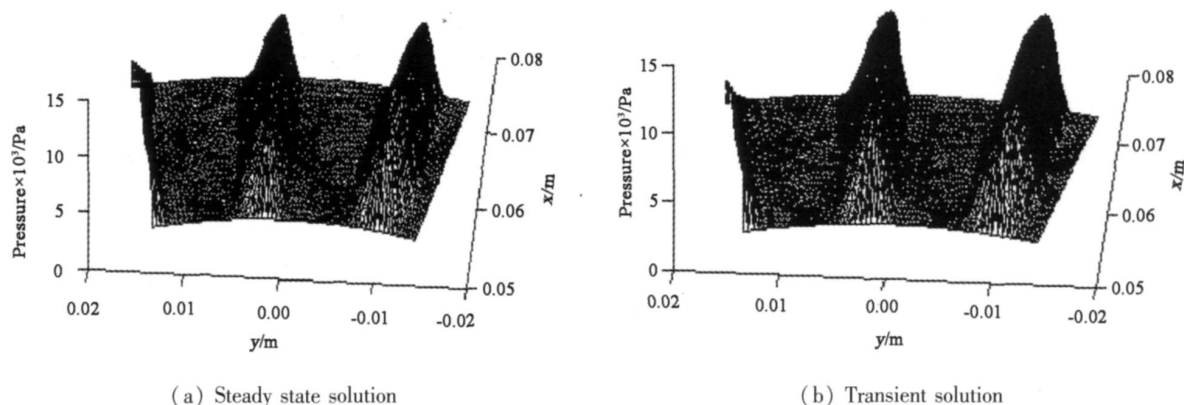


Fig. 6 Pressure distribution at 7 s
图 6 起动 7 s 时的动压力分布

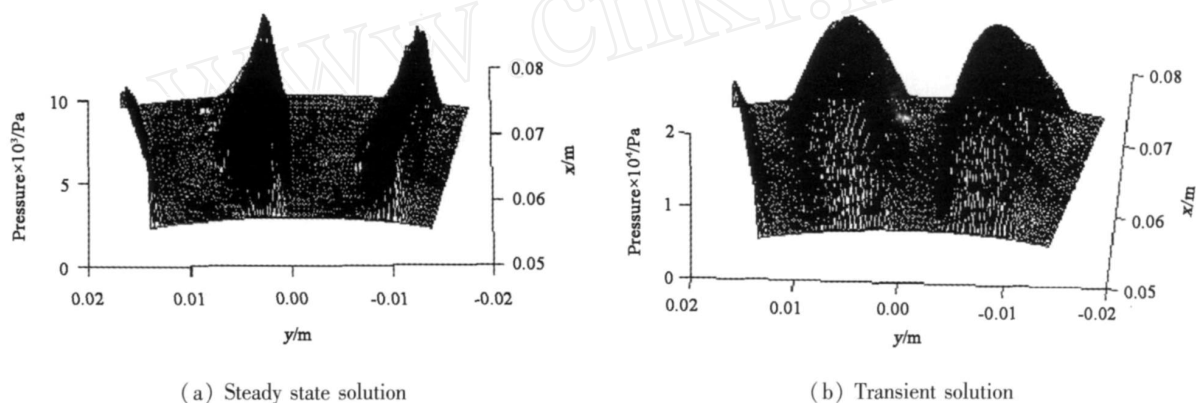


Fig. 7 Pressure distribution at 30 s
图 7 起动 30 s 时的动压力分布

5 试验研究

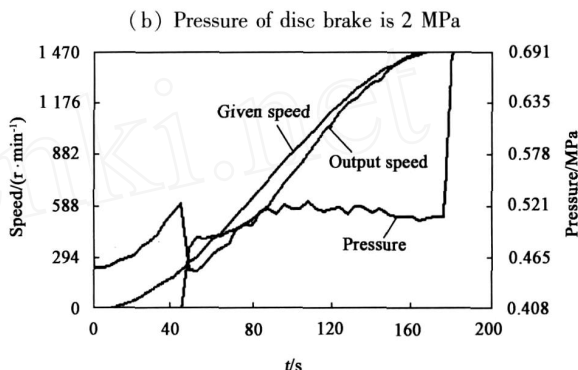
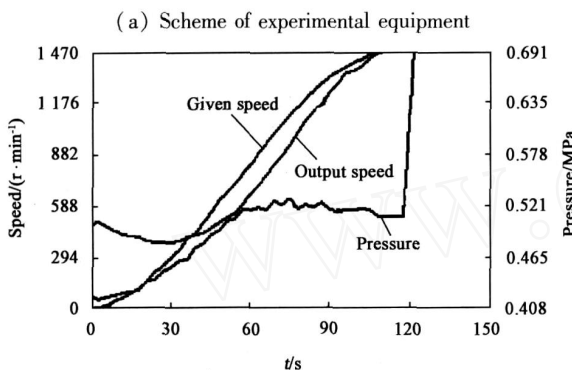
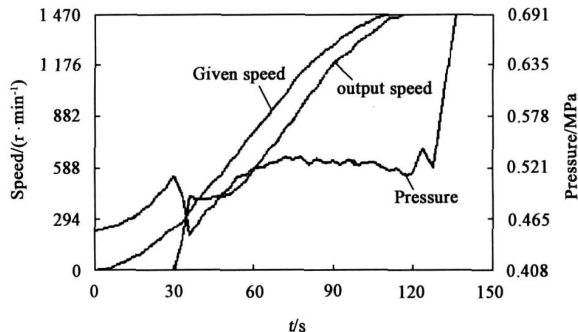
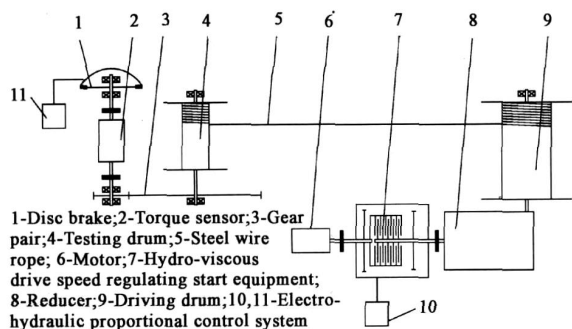
为了验证数值模拟结果,本文进行了相应的试验研究.由于带式输送机等在起动过程中可视为恒扭矩设备,因此采用盘式制动器来模拟带式输送机.实验原理如图 8(a)所示.液体黏性调速起动装置通过减速机带动驱动滚筒,而驱动滚筒通过钢丝绳带动测试滚筒,测试滚筒通过增速齿轮带动盘式制动器,盘式制动器产生的扭矩由扭矩传感器测出.输出转速由装在液体黏性调速起动装置箱体上的速度传感器测出,而推进油缸的压力由安装在电液比例控制系统中的压力变送器测出.

本试验系统采用西门子 S7-200 PLC 进行控制,控制策略为 PD,并且采用西门子公司 STEP7-Micro/win 编程软件自带的 PD 调节控制面板.试验中改变盘式制动器油缸压力也就等于改变负载,在不同负载下的试验结果如图 8(b~d)所示,其中图 8(c)为给定初始速度的试验结果.图中的给定速度(Given Speed)为图 1(a)中的速度曲线,实测速度

(Output Speed)为测得的输出转速,压力(Pressure)为调速起动过程中推进油缸压力变化曲线.

由于调速起动过程中推进油缸的压力要与油膜承载力相平衡以获取所需要的油膜厚度,因此推进油缸压力的变化也就反映了油膜承载力的变化.为了更清晰地观察调速起动情况,起动时间分别设定为 120 s 和 180 s,而不是 40 s 起动时间的长短虽然影响油膜承载力等参数的具体数值,但不会影响其变化趋势.

由图 8(b~d)可以看出,输出速度在起动开始阶段不能较好地跟踪给定速度,这是由于在起动前液体黏性调速起动装置要克服盘式制动器的静摩擦力,而静摩擦力一般都要比动摩擦力大得多.这种起步阶段的不足可以通过提高系统的传动能力如更换高黏度的润滑油来解决.而一旦带动盘式制动器转动之后,输出速度便可以较好地跟踪给定速度.由推进油缸压力变化曲线可以看出,在整个调速起动过程中推进油缸压力呈“上升-下降”的趋势,但在后半段压力并没有下降到前半段的最小压力.起动过



(a) Scheme of experimental equipment

(b) Pressure of disc brake is 2 MPa

(c) Pressure of disc brake is 1.5 MPa

(d) Pressure of disc brake is 1 MPa

Fig. 8 Equipment and experimental results

图 8 试验装置及结果

程中压力这种变化趋势和图 5 (a)瞬态解所示的变化趋势基本一致,这也就验证了调速起动过程中油膜挤压效应的影响。

6 结论

a 液体黏性调速起动过程中,油膜厚度始终在动态地变化,油膜的挤压效应对油膜承载力产生较大的影响,对油膜承载力的求解必须考虑油膜的挤压效应,否则求解结果将会有较大的误差。

b 在液体黏性调速起动过程中,油膜厚度的变化趋势是逐渐减薄,油膜的挤压效应将提供承载能力,但在起动过程的不同阶段,油膜的挤压效应具有不同的影响。在油膜较厚时,挤压效应对油膜承载力影响较小;随着油膜的减薄,挤压效应对油膜承载力的影响越来越显著。

参考文献:

[1] Aphale Chinar R, Cho Jinhyun, Schultz William W, *et al* Modeling and parametric study of torque in open clutch plates [J]. ASME Journal of Tribology, 2006, 128: 422 - 430.
 [2] Razzaque M Mahbubur, Katō Takahisa 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: 808 - 815.

[3] P Marklund, R Maķia, R Larssona, *et al* Thermal influence on torque transfer of wet clutches in limited slip differential applications [J]. Tribology International, 2007, 40 : 876 - 884.
 [4] Y Kimura, C Otani Contact and wear of paper - based friction materials for oil - immersed clutches - wear model for composite materials [J]. Tribology International, 2005, 38 : 943 - 950.
 [5] P Zagrodzki, S A Truncone Generation of hot spots in a wet multidisk clutch during short - term engagement [J]. Wear, 2003, 254 : 474 - 491.
 [6] P Nyman, R Maķia, R Olsson, *et al* Influence of surface topography on friction characteristics in wet clutch applications [J]. Wear, 2006, 261: 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 X, Zhou Y Y. A study of transmission mechanism on modulated clutch [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 1991, 25(1): 19 - 28.
 [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 Y, Liu J, Wang Y G Thermal effect analysis of frictional disk in speeding wet clutch [J]. Science Engineering, 2003, 5(9): 55 - 60.
 [9] Berger E J, Sadeghi F, Krousgrill C M. Torque transmission characteristics of automatic transmission wet clutches -

- experimental results and numerical comparison [J]. STLE Tribology Transaction, 1997, 40: 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] Pinks O, Sterlicht B. Theory of hydrodynamic lubrication[M]. Translated by Bearing Study Group of Xi'an Jiaotong University. Beijing: China Machine Press, 1980, 10.

Numerical Simulation on Transient Behavior of Hydro - Viscous Drive Speed Regulating Start

MENG Qing - rui, HOU You - fu

(School of Mechanical and

Electrical Engineering, China University of Mining and Technology, Xuzhou 221116, China)

Abstract: To reveal the squeezing effect 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 transient behavior of hydro - viscous drive speed regulating start. The results showed that with the decrease of oil film thickness, squeezing effect had significant effect on load capacity of oil film during startup process, and the effect varied with oil film thickness. During the initial stage of the startup process, squeezing effect had little effect on load capacity of oil film, but the effect became more and more prominent with decreasing of oil film thickness. And it was verified by experimental results.

Key words: hydro - viscous drive speed regulating start, squeezing effect, modified transient Reynolds equation, oil film, load capacity

Author: MENG Qing - rui, male, born in 1972, Ph. D., e - mail: bigblenny2000@sina.com