

研究报告

液体调速离合器中摩擦副热效应分析

洪跃, 刘谨, 王云根

(上海大学机电工程与自动化学院, 上海 200072)

[摘要] 液体粘性调速离合器是利用多个摩擦圆盘间的油膜剪切力来传递动力, 并通过改变油膜厚度实行无级调速。由于近来工程中广泛采用聚 α -稀烃型、聚酯型等合成油作润滑剂, 液体粘性调速离合器在调速范围内, 其摩擦副往往工作在流体润滑、混合润滑、边界润滑直到直接接触的工况。基于这些特点, 笔者采用了幂律型非牛顿流体模型、Patir-Cheng的平均流量模型、GT两粗糙平面接触模型、计入油膜的惯性影响、平均能量方程、热传导方程, 建立了热效应研究模型, 推导了相应的计算方程式, 并在流体润滑、流体混合润滑状态下, 进行了数值计算与分析。

[关键词] 液体调速离合器; 热分析; 雷诺方程; 非牛顿流体; 表面粗糙度

[中图分类号] TH117; TH133.4 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742(2003)09-0055-06

—符号说明—

r, θ —摩擦盘的极坐标参数
 h_w, h_T, \bar{h}_T —膜厚, 实际油膜厚, 平均油膜厚
 w, N_w —表面粗糙度的波峰、波长
 r_a, r_b —摩擦盘内圆半径、外圆半径
 ω_1, ω_2 —主动摩擦盘、被动摩擦盘的1角速度
 \bar{p}, p_h —流体平均压力, 流体压力
 p_c, p_0 —微凸体接触压力, 平均推进压力
 $\phi_\theta, \phi_r, \phi_s$ —Patir-Cheng的压力流与剪切流因子
 $\phi_t, \phi_{ts}, \phi_{fp}$ —Patir-Cheng的剪切应力因子
 ϕ_c —接触因子
 σ —综合表面粗糙度
 β, N —微凸体尖峰半径及密度
 E_1, E_2 —主动摩擦盘、被动摩擦盘的弹性模量
 ν_1, ν_2 —主动摩擦盘、被动摩擦盘的泊松比
 n —幂律指数
 κ —粘稠系数
 γ —沟槽转角
 \bar{W} —推进力

\bar{T} —平均传递转矩

Θ_1, Θ_2 —主动摩擦盘、被动摩擦盘的温度

Θ —流体的平均温度

k_1, k_2, k_h —主、被动摩擦盘及流体的导热系数

α_h —流体热对流系数

α_1, α_2 —主动摩擦盘、被动摩擦盘的热扩散系数

1 引言

液体粘性调速离合器, 简称液粘调速离合器, 亦称奥美伽离合器, 系利用多个摩擦圆盘间的油膜剪切力传递动力, 并通过改变油膜厚度实行无级调速的装置(见图1)。该装置广泛应用于中、重载工况, 可实现“软启动”, 即可控制地逐步克服整个系统的惯性而平稳启动, 是很好的节能装置。与液体粘性离合器不同, 液体粘性离合器侧重于啮合, 而液体粘性调速离合器侧重于从异步到同步的无级调速, 其调速过程是摩擦副特性转变的过程, 即摩擦副由流体润滑($h/\sigma > 3$)向混合润滑($1 < h/\sigma < 3$)、边界润滑($h/\sigma < 1$)、直到直接接触转

化的过程。

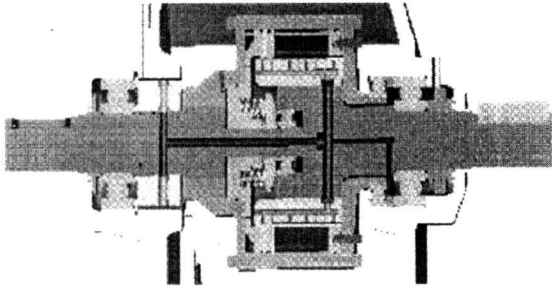


图1 液体粘性调速离合器

Fig.1 Speeding wet clutch

国外已有许多学者采用雷诺方程或平均雷诺方程对液体粘性离合器的啮合过程进行了分析。M. M. Razzaque 等采用雷诺方程, 考虑流体油膜惯性与表面沟槽的影响, 对液体粘性离合器摩擦副中的油膜进行分析, 提出了表面沟槽对摩擦副中冷却流量的作用^[1~3]。E. J. Berger 等采用平均雷诺方程, 考虑流体油膜惯性与表面沟槽的影响, 对液体粘性离合器进行了啮合分析与计算^[4~6]。C. L. Davis 等采用平均雷诺方程、一维能量方程和传热方程, 考虑流体油膜惯性影响, 对液体粘性离合器进行了啮合简化分析与计算^[7]。J. Y. Jang, M. M. Khonsari 采用平均雷诺方程、能量方程和传热方程, 考虑流体油膜惯性与表面沟槽的影响, 对液体粘性离合器进行了啮合分析与数值计算^[8]。Shinichi Natsumeda, M. Holgerson 等分别对液体粘性离合器的啮合特性和啮合转矩的优化等进行了分析^[9,10]。这些学者的研究均立足于液体粘性离合器的啮合过程, 未涉及液体粘性调速离合器的调速特性。

在我国, 魏宸官、赵家象对液体粘性调速离合器曾进行了系统的阐述^[11]。董勋等对液体粘性调速离合器传动机理曾进行了研究^[12]。他们的研究是基于牛顿粘性流体和雷诺方程进行的, 仅限于流体润滑工作区, 相对比较简化。

近年来, 采用诸如 α -稀烃型、聚脂型、高聚脂型、多元醇复合羧酸脂型以及二烷基苯型等合成油作润滑介质日益增多, 这类合成油的流变特性明显地不同于牛顿粘性流体, 润滑油中含有少量气体(如空气、气泡)或某些掺杂物质时, 润滑油的流变行为也将偏离于牛顿流体。就粘性调速离合器的调速过程而言, 涉及不同的润滑工况。因此, 要解析粘性调速离合器的调速特性, 应综合考虑调速离

合器中主要工作部件摩擦副的表面粗糙度效应、表面沟槽效应、润滑油的非牛顿流体效应与热效应, 除此之外还应分析其外负荷特性, 这对提高粘性调速离合器的性能具有重要意义。这方面的工作, 目前尚未见到详细的分析论著。

笔者主要研究液体粘性调速离合器在流体润滑与混合润滑下的静态特性。笔者采用幂律模型表征剪切变薄的非牛顿流体特性模型、Patir-Cheng 的平均流量模型、GT 两粗糙平面接触模型, 建立适用于液体粘性调速离合器中的摩擦副分析模型; 导出了考虑流体惯性、粗糙表面与含表面沟槽的雷诺方程、平均能量方程和热传导方程, 完成了数值计算; 进而分析了液体粘性调速离合器在流体润滑与混合润滑状态下的调速传动机理。

2 基本方程

2.1 幂律流体的雷诺方程

液体粘性调速离合器中摩擦副分析模型采用圆柱坐标系(见图2), 应用 Patir-Cheng 的平均流量模型以及表征剪切变薄的非牛顿流体特性模型。由于膜厚 h 很小, 考虑流体的惯性效应时, 可以近似认为 ω 沿膜厚的 z 方向呈线性分布, 润滑油粘度沿 z 方向保持不变, 其雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\phi_0 \frac{h^{n+2}}{\kappa n r^n} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\phi_r r^{2-n} h^{n+2} \frac{\partial \bar{p}}{\kappa \partial r} \right) = -6r(\omega_1 - \omega_2)^n \left(\phi_c \frac{\partial h}{\partial \theta} + \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial \theta} \right) + \frac{\rho(3\omega_1^2 + 4\omega_1\omega_2 + 3\omega_2^2)}{10} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{r^{3-n} h^{n+2} \phi_r}{\kappa} \right), \quad (1)$$

式中 $h = h_w + w \cos N_w \theta$;

$f(\delta)$ 为联合高斯密度分布, $f(\delta) = f(\delta_2) - f(\delta_1)$;

\bar{h}_T 为平均间隙, $\bar{h}_T = E(h_T) = \int_{-h}^{\infty} (h + \delta) f(\delta) d\delta$ 。

在考虑润滑剂温粘效应时, 笔者不计幂律指数的温度变化, 仅考虑润滑油的粘稠系数的温粘关系, 采用 ASTM 标准来近似^[8]:

$$\lg \lg \left(\frac{\kappa}{\rho} 10^6 + 0.7 \right) = A - B \lg(\Theta + 273). \quad (2)$$

计算边界条件为

$$p_h(r = a) = p_a; \quad p_h(r = b) = 0;$$

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \Big|_{(\theta=0)} = \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \Big|_{(\theta=\theta_{rel})} = 0。$$

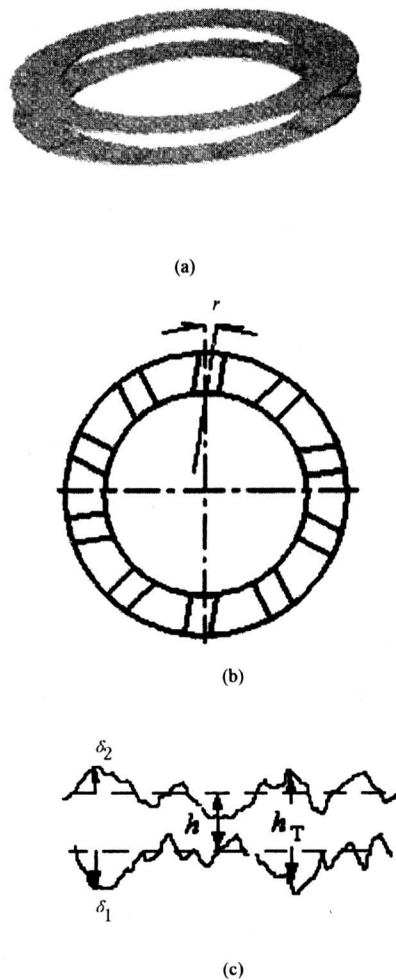


图 2 计算模型

Fig.2 Model of analysis

2.2 微凸体接触应力

笔者将采用 GT 模型用于计算两粗糙面接触时的有效压力^[13]，其计算方法为

$$p_c \left(\frac{h}{\sigma} \right) = K' E' F_{5.5} \left(\frac{h}{\sigma} \right), \quad (3)$$

式中 $\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right]$; $K' = \frac{8\sqrt{2}}{15} \pi (N\beta\sigma)^2 \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}}$; $F_{5.5}$ 为积分函数。

2.3 平均剪应力

液体粘性调速离合器传递的转矩是通过被动摩擦片输出的，因此笔者仅需给出在被动摩擦片上的剪应力计算式：

$$\bar{\tau}_2 = \kappa \left(\frac{r(\omega_1 - \omega_2)}{h} \right)^n (\phi_f - \phi_{fs}) - \phi_{fp} \left(\frac{h}{2} \right) \frac{\partial \bar{p}}{r \partial \theta}. \quad (4)$$

2.4 传递的转矩与推进力

液体粘性调速离合器中摩擦副所传递的转矩是由流体动力润滑转矩 \bar{T}_h 与微峰体接触转矩 \bar{T}_c 所组成。而摩擦副的推进力由流体动压 \bar{p} 与微凸体的接触压力 p_c 所组成，即

$$\bar{T} = \bar{T}_h + \bar{T}_c = \int_A (\bar{\tau}_2) r^2 d\theta dr + \int_A f p_c r^2 d\theta dr, \quad (5)$$

$$\bar{W} = \int_0^{2\pi} \int_{r_a}^{r_b} (\bar{p}_h + p_c) r dr d\theta, \quad (6)$$

式中 $\bar{T}_h = \iint_A \left(\kappa \left(\frac{r(\omega_1 - \omega_2)}{h} \right)^n (\phi_f - \phi_{fs}) \right) \cdot r^2 dr d\theta - \iint_A \left(\phi_{fp} \left(\frac{h}{2} \right) \frac{\partial \bar{p}}{r \partial \theta} \right) r^2 dr d\theta$;

f 是摩擦系数^[4]：

$$f = 0.15 - 0.011 \lg \left(\frac{r_a + r_b}{2} (\omega_2 - \omega_1) \right).$$

2.5 平均能量方程

与润滑接触面相比，润滑油膜很小，尤其在混合接触区更是如此。与润滑膜内压力状况相仿，也可给出膜厚方向的平均温度沿润滑膜的两个延展方向的分布，导出一个二维的能量方程：

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{r \partial \theta} q_\theta + \frac{\partial p}{\partial r} q_r + \rho c_v q_\theta \frac{\partial \theta}{r \partial \theta} + \rho c_v q_r \frac{\partial \theta}{\partial r} = \\ k_h \frac{\partial}{r \partial \theta} \left(\bar{h}_T \frac{\partial \theta}{r \partial \theta} \right) + k_h \frac{\partial}{r \partial r} \left(r \bar{h}_T \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) + \\ fr \Delta \omega p_c + k_1 \frac{(\theta_{d_1} - \theta)}{\Delta d_1} + k_2 \frac{(\theta_{d_2} - \theta)}{\Delta d_2} + \\ r(\omega_1 - \omega_2) \kappa \left(\frac{r(\omega_1 - \omega_2)}{h_T} \right)^n + (\omega_1 + \omega_2) \frac{\bar{h}_T}{2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta}, \end{aligned} \quad (7)$$

式中 $\Delta d_1, \Delta d_2$ 分别为主、被动摩擦盘在厚度方向的步长； $\theta_{d_1}, \theta_{d_2}$ 分别是主、被动摩擦盘的平均温度； q_θ, q_r 为两个方向的流量。

2.6 摩擦副热传导方程

摩擦副的三维热传导方程为

$$\begin{aligned} \omega_{1,2} \frac{\partial \theta_{1,2}}{\partial \theta} = \alpha \left[\frac{\partial^2 \theta_{1,2}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \theta_{1,2}}{\partial r} + \right. \\ \left. \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \theta_{1,2}}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \theta_{1,2}}{\partial z^2} \right]. \end{aligned} \quad (8)$$

边界条件：

a. 经向

$$\frac{\partial \theta_{1,2}}{\partial r} = \frac{\alpha_{h_{1,2}}}{k_1} (\theta_{1,2} - \theta_\infty), r = r_a$$

$$\frac{\partial \Theta_{1,2}}{\partial r} = -\frac{\alpha_h}{k_1}(\Theta_{1,2} - \Theta_\infty), r = r_b$$

b. 环向

$$\left. \frac{\partial \Theta_{1,2}}{\partial \theta} \right|_0 = \left. \frac{\partial \Theta_{1,2}}{\partial \theta} \right|_{\theta_{ref}} = 0, T_{i,0} = T_{i,\theta_{ref}}$$

c. 接触边界

$$\Theta_1 = \Theta_2 = \Theta, z_1 = 0; z_2 = 0$$

d. 摩擦片厚度方向

$$\frac{\partial \Theta_1}{\partial z_1} = 0, z_1 = \frac{1}{2}d_1$$

$$\frac{\partial \Theta_2}{\partial z_1} = 0, z_2 = \frac{1}{2}d_2;$$

3 计算步骤

以某粘性调速离合器的一对摩擦副为例做数值计算与分析, 计算参数如表 1 所示。被动摩擦盘表面开有圆弧底沟槽, 并假设摩擦副表面具有各向同性与同粗糙度分布。在被动摩擦盘上开有 10 条各 10° 角的圆弧型底沟槽。由于对称, 取部分进行计算。雷诺方程采用有限差分双重网格松弛迭代求解, 热传导方程采用后差分交替方向迭代求解^[14]。具体步骤为: 首先赋初值; 用雷诺方程求出压力分布, 即式 (1); 采用 GT 模型求出接触压力分布, 即式 (3); 由平均能量方程式 (7) 求出摩擦副间流体的平均温度场; 再由摩擦副的热传导方程式 (8) 求出摩擦副的温度场; 根据流体的平均温度场计算润滑油的粘度, 再重复计算过程直到达到收敛为止。传递的转矩 \bar{T} 由式 (5) 用辛卜生法积分获得, 而摩擦副的总负荷 \bar{W} 由式 (6) 得到。其收敛条件为

$$\frac{\sum_{i=1}^{i=\max j} \sum_{j=1}^{j=\max} |\bar{p}_{i,j}^{(new)} - \bar{p}_{i,j}^{(old)}|}{\sum_{i=1}^{i=\max j} \sum_{j=1}^{j=\max} \bar{p}_{i,j}^{(new)}} < 10^{-5};$$

$$\frac{\sum_{i=1}^{i=\max j} \sum_{j=1}^{j=\max} \sum_{k=1}^{k=\max} |\Theta_{i,j,k}^{(new)} - \Theta_{i,j,k}^{(old)}|}{\sum_{i=1}^{i=\max j} \sum_{j=1}^{j=\max} \sum_{k=1}^{k=\max} \Theta_{i,j,k}^{(new)}} < 10^{-5};$$

$$\frac{\sum_{i=1}^{i=\max j} \sum_{j=1}^{j=\max} |\kappa_{i,j}^{(new)} - \kappa_{i,j}^{(old)}|}{\sum_{i=1}^{i=\max j} \sum_{j=1}^{j=\max} \kappa_{i,j}^{(new)}} < 10^{-5}.$$

4 计算结果与分析

图 3a 给出了输出转速为 $n_2 = 500 \text{ r/min}$, 膜厚

表 1 计算参数

Table 1 Calculation parameters

参 数	数 值
初始膜厚 h_0/m	25×10^{-6}
额定转速 $n_1/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	1 500
平均推进压力 p_0/MPa	0.25
润滑油入口压力 p_a/MPa	0.1
密度 $\rho/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	860
表面粗糙度 $\sigma_{\text{rms}}/\text{m}$	6×10^{-6}
微凸体尖峰半径 β/m	5×10^{-4}
微凸体密度 N/m^{-2}	3×10^7
杨氏模量 E/Pa	31×10^6
表面粗糙度波长 N_w/m	2×10^{-6}
沟槽数 N_g	10
沟槽角度 $\alpha/(\circ)$	10
沟槽深 G_d/m	2×10^{-5}
沟槽宽 G_w/m	2.5×10^{-2}
粘稠系数 $\kappa/\text{Pa} \cdot \text{s}^n$	0.012 06
幂律指数 n	0.924 6
摩擦副内径 r_a/m	0.089
摩擦副外径 r_b/m	0.139
摩擦系数 C_1	0.15
摩擦系数 C_2	0.011
热传导系数 $k_1, k_2/\text{W} \cdot (\text{m K})^{-1}$	46.04
热传导系数 $k_h/\text{W} \cdot (\text{m K})^{-1}$	0.126
热对流系数 $\alpha_h/\text{W} \cdot (\text{m}^2 \text{K})^{-1}$	100
热扩散系数 $a_1, a_2/\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	1.18×10^{-5}
系数 A	7.571 1
系数 B	2.958 3

$h_0 = 5.56 \times 10^{-6} \text{ m}$ 时油膜的平均温度。从图 3 中可以发现, 温度的分布沿径向方向变化相对较大, 由于结构对称, 沿周向方向除沟槽略微降低外基本相等。沟槽处之所以略低, 主要是由于该处膜厚相对略大所致。温度最大的地方位于摩擦盘最外接近沟槽的地方。图 3b 给出了在 $h_0 = 5.56 \times 10^{-6} \text{ m}$ 膜厚下, 输出转速 n_2 与摩擦副表面输出转矩和平均推进压力的关系。输出转速增加, 平均推进压力降低, 是因为相对转速减小使流体动压效应降低, 摩擦副输出转矩也相应减小。

表 2 给出了平均推进压力相同时输出转速 n_2 与输出转矩 \bar{T} 及膜厚 h_0/σ 的关系。

在调速区, 膜厚变化不大, 热会导致粘度下降, 从而使传递转矩降低, 但是不显著, 尤其是在

混合润滑区，输出转矩与不计热影响的输出转矩几乎一样，其主要原因在于平均推进压力比较低，相对转速减小，热贡献降低所致。笔者认为，当平均推进压力较小且相对转速较低时，热效应影响可以不计。

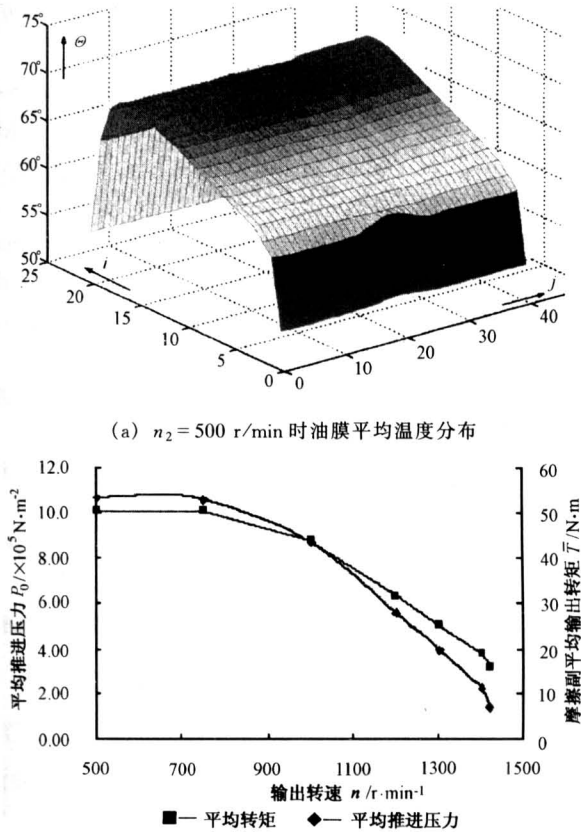


图 3 油膜平均温度以及各参数间的相互关系
Fig.3 Relationship between parameters

表 2 输出转速与输出转矩、膜厚 h_0/σ 的关系
Table 2 Relationship of torque \bar{T} , rate of film h_0/σ , output speed n_2

输出转速 $n_2/\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	忽略热效应		考虑热效应	
	$\bar{T}/\text{N}\cdot\text{m}$	h_0/σ	$\bar{T}/\text{N}\cdot\text{m}$	h_0/σ
500	12.716 5	3.68	12.592 7	3.67
750	11.281 1	3.23	11.225 7	3.23
1 000	9.484 7	2.66	9.440 8	2.66
1 200	9.988 3	2.04	9.982 7	2.04
1 300	10.572	1.6	10.571 5	1.6
1 400	14.757 3	0.848	14.755 9	0.848
1 420	28.983 7	0.296	28.980 3	0.296
1 445	31.273 8	0.211	31.273 7	0.211

以风机或水泵作外负荷（输出转矩与速度呈二次方关系）为例，分析其热影响。在不计温度影响时，求出平均推进压力、膜厚与输出转矩。在膜厚相同的条件下，计算考虑温度影响的外负荷特性。图 4 给出了转速、转矩与压力的变化。当有温度影响时，油缸的推进压力传递转矩要略小些，这主要是由于粘度变稀的影响。当进入边界润滑区时，此时相对速度低，流体动力效应结束，边界摩擦效应起主导作用，热效应不显著。在调速过程中，在流体润滑区，输出转速提高，平均推进压力增加；在混合润滑区，输出转速提高，平均推进压力降低。这是由于流体动力效应与微凸体接触压力共同作用的结果。在接触区，平均推进压力又恢复上升。

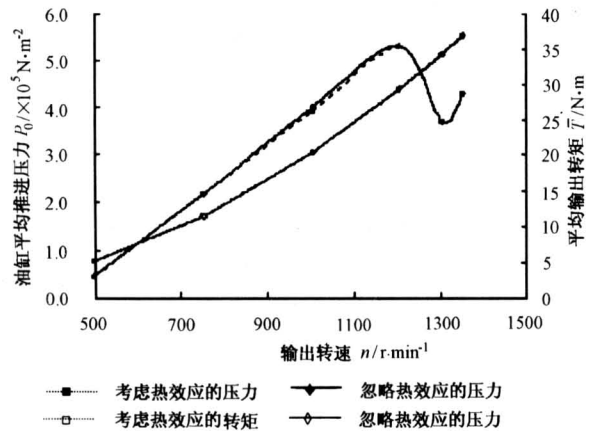


图 4 温度对外特性的影响

Fig.4 Temperature effect on the load

5 基本结论

在润滑区、混合润滑区，热影响着输出转矩与油缸推进压力。从摩擦副温度分布来看，等温线接近同心，外周边温度相对较高，开槽处由于膜厚的缘故相对略小些。这说明沟槽不但可以形成动压，而且还是流体交换的通道。从混合区到接触区，由于流体热效应降低，热主要由摩擦副的滑动产生，此时热的影响将会更复杂。

对于相对速度较低的液体粘性调速离合器，在调速过程中，温度影响不很显著；对于相对速度较高的液体粘性调速离合器，在调速过程中，则必须考虑温度的影响。

相对速度较高对温度的影响比单纯的压力增加要显著。由于相对运动加大，增加了流体的剪切热，同时增加了流体动压效应，提高了油膜内压

力, 因此两个因数综合后使温升显著。

参考文献

- [1] Razzzaque M M, Kato T. Effects of groove orientation on hydro-dynamic behavior of wet clutch coolantfilms [J]. ASME Journal of Tribology, 1999, 121: 56~61
- [2] Razzzaque 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: 808~815
- [3] Razzzaque M M, Kato T. Squeezing of a porous faced rotating annular disk over a grooved annular disk [J]. STLE Tribology Transactions, 2001, 44: 97~103
- [4] Berger E J, Sadeghi F, Krousgrill C M. Finite element modeling of engagement of rough and grooved wet clutches [J]. ASME Journal of Tribology, 1996, 118: 137~146
- [5] Berger E J, Sadeghi F, Krousgrill C M. Analytical and numerical modeling of engagement of rough, permeable, grooved wet clutches [J]. ASME Journal of Tribology, 1997, 119: 143~148
- [6] 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
- [7] Davis C L, Sadeghi F, Krousgrill C M. A simplified approach to modeling thermal effects in wet clutch engagement: analytical and experimental comparison [J]. ASME Journal of Tribology, 2000, 122: 110~118
- [8] Jang J Y, Khonsari M M. Thermal characteristics of a wet clutch [J], ASME Journal of Tribology, 1999, 121: 610~617
- [9] Shinichi Natsumeda, Tatsuro Miyoshi. Numerical simulation of engagement of paper based wet clutch facing [J]. ASME Journal of Tribology, 1994, 116: 232~237
- [10] Holgerson M. Optimizing the smoothness and temperatures of a wet clutch engagement through control of the normal force and drive torque [J]. ASME Journal of Tribology, 2000, 122: 119~125
- [11] 魏宸官, 赵家象. 液体粘性传动技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 1996
- [12] 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
- [13] 郑林庆. 摩擦学原理[M]. 北京: 机械工业出版社, 1994
- [14] 南京大学数学系计算数学专业. 偏微分方程数值解法[M]. 北京: 科学出版社, 1979

Thermal Effect Analysis of Frictional Disk in Speeding Wet Clutch

Hong Yue, Liu Jin, Wang Yungen

(Mechanical and Automatic Engineering school, Shanghai University, Shanghai 200072, China)

[Abstract] Multi-frictional disks are employed to transmit the torque in speeding wet clutch, and the oil thickness within frictional disks could be adjusted for practical output speeding. As oil combined with α -hydrocarbon or polyester is getting widely used as lubricant and the speeding wet clutch works within hydrodynamic lubrication, mixture lubrication, boundary lubrication and contact situations, the authors have established the thermal analysis model for investigating the behavior of frictional disks in speeding wet clutch, which covers the power-law fluid model, Patir-Cheng average flow model, GT asperity contact model, oil film inertia and heat effects, mean energy equation, and heat conduction equation. The formulas in the model have been inferred in this paper. The numeral calculation and analysis for hydrodynamic lubrication and mixture lubrication have been executed.

[Key words] speeding wet clutch; thermal analysis; Reynolds equation; power-law fluid model; roughness