

双活塞液粘调速离合器动态特性研究*

廖湘平 龚国芳 王鹤 周天宇

(浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室, 浙江 310027)

摘要: 为了解决液粘调速离合器摩擦副偏磨问题,提高液粘调速离合器摩擦片运动系统的响应速度,提出了一种新型双活塞结构液粘调速离合器。基于摩擦片受力模型,推导出了双活塞结构液粘调速离合器摩擦片间油膜的动态平衡方程及传递函数,并对其动态特性进行了理论分析及仿真研究。结果表明:双活塞结构液粘调速离合器与单活塞的相比输出响应速度明显提高;在输出转速为 80 rad/s 时,其响应时间可由 52 s 减少到 22 s。

关键词: 液粘调速离合器 双活塞结构 动态特性

中图分类号: TH133.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)07-0001-06

引言

液粘调速离合器是基于液体粘性传动(Hydro-viscous drive)理论,以粘性流体为工作介质,依靠摩擦片间油膜剪切力来传递动力的一种调速装置,尤其适用于大型风机水泵的调速节能^[1-3]。液粘调速离合器摩擦片运动系统属于过阻尼系统^[4],由于过阻尼系统响应速度往往很慢,因此提高其响应速度意义重大。为了提高液粘调速离合器的响应速度,改善系统的动态特性,学者们进行了大量相关研究^[5-9]。主要从控制策略、控制系统方面来改善系统的输出响应,但很少有人关注液粘调速离合器主机内部结构与其动态响应特性之间的关系。

本文从液粘调速离合器本身结构来探讨如何改善其动态响应特性。提出具有双活塞结构的新型液粘调速离合器,通过力学模型分析,得出新型液粘调速离合器的动态平衡方程及传递函数。

1 双活塞液粘调速离合器结构与工作原理

普通液粘调速离合器采用的是单活塞压紧结构,实际工程应用过程中发现,液粘调速离合器摩擦副偏磨现象严重,靠近活塞一侧的摩擦片磨损剧烈,远离活塞一侧的摩擦片磨损轻微。这是因为:单活塞压紧结构下,从靠近活塞一侧到远离活塞一侧压紧力递减,因此各摩擦片传递扭矩大小不一,进而导致摩擦片严重偏磨。为此,对其内部结构进行了改进设计,提出了一种新型双活塞液粘调速离合

器^[10-11]。结构如图1所示。

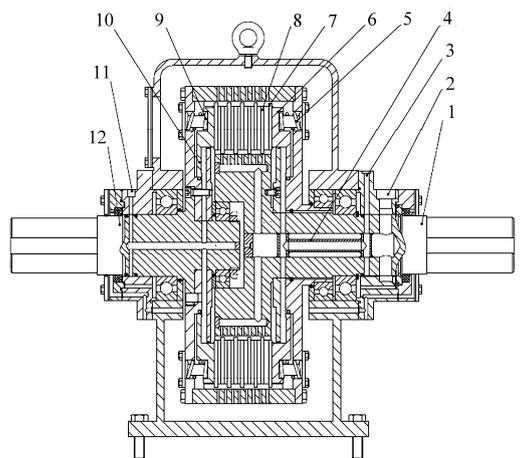


图1 双活塞液粘调速离合器结构简图

Fig.1 HVD clutch with double-piston

1. 主动轴 2. 主动轴透盖润滑油入口 3. 主动轴透盖控制油入口
4. 控制油油管 5. 右压紧弹簧 6. 右活塞 7. 被动摩擦片
8. 主动摩擦片 9. 左压紧弹簧 10. 左活塞 11. 被动轴透盖控制油入口 12. 被动轴

其工作原理为:润滑油经主动轴透盖上的润滑油入口进入主动轴的轴向油道,然后依次经过主动轴的径向油道、分油道、喷油小孔进入主被动摩擦片间隙,形成油膜。在油膜剪切力作用下进而传递转矩;控制油一路经被动轴透盖上的控制油入口进入被动轴的轴向油道,然后经被动轴的径向油道进入活塞缸。另一路控制油则经主动轴透盖上的控制油入口进入主动轴轴向油道内的控制油管,然后进入活塞缸。通过调节左右两路控制油压大小可以控制

收稿日期: 2013-08-13 修回日期: 2013-10-20

* 国家重点基础研究发展计划(973计划)资助项目(2013CB035400)、国家高技术研究发展计划(863计划)资助项目(2012AA041803)和国家自然科学基金创新研究群体科学基金资助项目(51221004)

作者简介: 廖湘平, 博士生, 主要从事工程机械电液控制与节能研究, E-mail: 520joff@163.com

左右活塞对称位移,从而双向调节摩擦副间隙大小,进而调节转矩。

2 油膜承载力分析

油膜承载力组成有^[12]

$$F_d = F_1 - F_2 - F_3 + F_4 \quad (1)$$

式中 F_d ——油膜承载力, N

F_1 ——静压承载力, N

F_2 ——离心承载力, N

F_3 ——挤压作用力, N

F_4 ——动压承载力, N

2.1 静压承载力

润滑油流过两静止的平行摩擦片间间隙时,形成缝隙流动^[13]。其基本公式是

$$q = \frac{b\delta^3 \Delta p}{12\mu l_p} \quad (2)$$

式中 q ——流过平行平板的流量, m^3/s

b ——两平板间缝隙的宽度, m

δ ——平板间油膜的厚度, m

Δp ——缝隙流动在长度 l 内的压力差, Pa

μ ——油液的动力粘度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$

l_p ——平板的长度, m

通过公式推导可得

$$F_1 = \frac{\pi \Delta p}{2 \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \left[r_2^2 - r_1^2 - 2r_1^2 \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) \right] \quad (3)$$

式中 r_2 ——摩擦片外半径, m

r_1 ——摩擦片内半径, m

2.2 离心承载力

润滑油流过旋转的摩擦片间间隙时由于离心力引起压力下降而产生离心承载力^[13],通过公式推导可得

$$F_2 = \frac{\rho \pi}{6} (r_2^4 - r_1^4) \left(\omega_1^2 - \omega_1 \Delta \omega + \frac{3}{10} \Delta \omega^2 \right) \quad (4)$$

式中 ρ ——润滑油液密度, kg/m^3

ω_1 ——主被动摩擦片角速度, rad/s

$\Delta \omega$ ——主被动摩擦片角速度差, rad/s

2.3 挤压作用力

摩擦片轴向相互运动时,油膜厚度发生变化,由此产生挤压作用力^[4],公式推导得

$$F_3 = \frac{3\pi\mu \left[r_2^4 - r_1^4 - \frac{(r_2^2 - r_1^2)^2}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \right]}{\delta^3} \frac{d\delta}{dt} \quad (5)$$

2.4 动压承载力

实际摩擦片表面往往开有沟槽,由此产生动压

承载力,动压承载力的表达式比较复杂,为了分析方便,可以将摩擦片看作是一块长为 $\pi(r_1 + r_2)$ 、宽为 $r_2 - r_1$ 的平板^[4],则动压承载力可简化为

$$F_4 = \frac{m\mu l_1 l_2 (l_1 + l_2) (r_2 - r_1) (r_1 + r_2) h_a \Delta \omega}{2l_1 \delta^3 + 2l_2 (\delta + h_a)^3} \quad (6)$$

式中 m ——沟槽数目

l_1 ——沟槽宽度, m

l_2 ——台阶宽度, m

h_a ——沟槽深度, m

3 油膜动态平衡方程

由于采用左右对称双活塞压紧结构,左右活塞分别在左右压紧弹簧的作用下,克服油液压力以及其他阻力,推动与之靠近的第1片、第 $n+1$ 片摩擦片运动。左边的第1片摩擦片通过油膜作用力依次推动第2片、第3片直至第 $n/2$ 片运动;右边的第 $n+1$ 片摩擦片则通过油膜作用力依次推动第 n 片、第 $n-1$ 片直至第 $2+n/2$ 片运动;中间第 $1+n/2$ 片摩擦片轴向固定不动。运动示意图如图2所示。

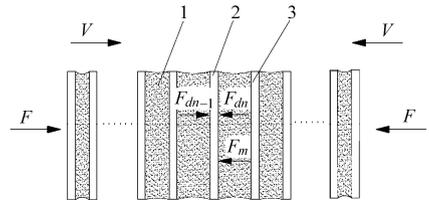


图2 双活塞液粘调速离合器摩擦片运动示意图

Fig.2 Movement of the frictional disks of HVD clutch with double-piston

1. 油膜 2. 被动摩擦片 3. 主动摩擦片

假设摩擦片的初始位移坐标为 x_1, x_2, \dots, x_{n+1} , 左右活塞初始位置距中间第 $1+n/2$ 摩擦片为 l , 摩擦片间油膜的厚度为 σ_i , 摩擦片间油膜厚度增量为 $\Delta \sigma_i$, 则可得

$$\begin{cases} \delta_1 = x_2 - x_1 \\ \delta_2 = x_3 - x_2 \\ \vdots \\ \delta_{\frac{n}{2}} = x_{\frac{n}{2}+1} - x_{\frac{n}{2}} = l - x_{\frac{n}{2}} \\ \delta_{\frac{n}{2}+1} = x_{\frac{n}{2}+2} - x_{\frac{n}{2}+1} = x_{\frac{n}{2}+2} - l \\ \delta_{\frac{n}{2}+2} = x_{\frac{n}{2}+3} - x_{\frac{n}{2}+2} = x_{\frac{n}{2}+3} - x_{\frac{n}{2}+2} \\ \vdots \\ \delta_{n-1} = x_n - x_{n-1} \\ \delta_n = x_{n+1} - x_n \end{cases} \quad (7)$$

由于采用的是左右完全对称的双活塞结构,易知

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta_1 = \delta_n \\ \delta_2 = \delta_{n-1} \\ \vdots \\ \delta_{\frac{n}{2}} = \delta_{\frac{n}{2}+1} \\ \Delta\delta_1 = \Delta x_2 - \Delta x_1 \\ \Delta\delta_2 = \Delta x_3 - \Delta x_2 \\ \vdots \\ \Delta\delta_{\frac{n}{2}} = -\Delta x_{\frac{n}{2}} \\ \Delta\delta_{\frac{n}{2}+1} = \Delta x_{\frac{n}{2}+2} = \Delta\delta_{\frac{n}{2}} \\ \vdots \\ \Delta\delta_{n-1} = \Delta x_n - \Delta x_{n-1} = \Delta\delta_2 \\ \Delta\delta_n = \Delta x_{n+1} - \Delta x_n = \Delta\delta_1 \end{array} \right. \quad (8)$$

所以可得

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^n \Delta\delta_i = \Delta\delta_1 + \Delta\delta_2 + \cdots + \Delta\delta_{\frac{n}{2}} + \Delta\delta_{\frac{n}{2}+1} + \\ \Delta\delta_{\frac{n}{2}+1} + \cdots + \Delta\delta_n = 2 \sum_{i=1}^{\frac{n}{2}} \Delta\delta_i \\ \Delta x_1 = -\sum_{i=1}^{\frac{n}{2}} \Delta\delta_i \\ y = \sum_{i=1}^n \Delta\delta_i = -2\Delta x_1 \end{array} \right. \quad (9)$$

将式(3)~(6)代入式(1)后可得

$$F_d = K_1 p_1 - \frac{K_2}{\delta^3} \frac{d\delta}{dt} - K_3 \omega_m^2 + \frac{K_4 \Delta\omega}{l_1 \delta^3 + l_2 (\delta + h_a)^3} \quad (10)$$

$$\text{其中 } K_1 = \frac{\pi}{2 \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \left[r_2^2 - r_1^2 - 2r_1^2 \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) \right]$$

$$K_2 = 3\pi\mu \left[r_2^4 - r_1^4 - \frac{(r_2^2 - r_1^2)^2}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \right]$$

$$K_3 = \frac{\rho\pi}{6} (r_2^4 - r_1^4)$$

$$K_4 = \frac{m\mu l_1 l_2 (l_1 + l_2) (r_2 - r_1) (r_1 + r_2) h_a}{2}$$

$$\omega_m^2 = \omega_1^2 - \omega_1 \Delta\omega + \frac{3}{10} \Delta\omega^2$$

式中 p_1 ——油膜静压力, Pa

根据双活塞液粘调速离合器的结构, 对其活塞和各摩擦片进行动力学平衡研究, 设压紧弹簧刚度为 K_i , 活塞面积为 A_h , 油缸压力为 p_h , 忽略摩擦力的影响, 得动力平衡方程为

$$\left\{ \begin{array}{l} (m_h + m) \frac{d^2 x_1}{dt^2} = K_i (x_0 + x_1) - p_h A_h - K_1 p_1 + \\ \frac{K_2}{\delta_1^3} \frac{d\delta_1}{dt} + K_3 \omega_m^2 - \frac{K_4 \Delta\omega}{l_1 \delta_1^3 + l_2 (\delta_1 + h_a)^3} \\ m \frac{d^2 x_2}{dt^2} = -\frac{K_2}{\delta_1^3} \frac{d\delta_1}{dt} + \frac{K_4 \Delta\omega}{l_1 \delta_1^3 + l_2 (\delta_1 + h_a)^3} + \\ \frac{K_2}{\delta_2^3} \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{K_4 \Delta\omega}{l_1 \delta_2^3 + l_2 (\delta_2 + h_a)^3} \\ \vdots \\ m \frac{d^2 x_{\frac{n}{2}}}{dt^2} = -\frac{K_2}{\delta_{\frac{n}{2}-1}^3} \frac{d\delta_{\frac{n}{2}-1}}{dt} + \frac{K_4 \Delta\omega}{l_1 \delta_{\frac{n}{2}-1}^3 + l_2 (\delta_{\frac{n}{2}-1} + h_a)^3} + \\ \frac{K_2}{\delta_{\frac{n}{2}}^3} \frac{d\delta_{\frac{n}{2}}}{dt} - \frac{K_4 \Delta\omega}{l_1 \delta_{\frac{n}{2}}^3 + l_2 (\delta_{\frac{n}{2}} + h_a)^3} \end{array} \right. \quad (11)$$

式中 m_h ——活塞质量, kg

x_0 ——弹簧初始压缩量, m

x_1 ——摩擦片初始位移量, m

由于 $m \ll m_h$, 可忽略摩擦片运动惯性力的影响, 在工作点附近对式(11)按增量线性化得

$$\left\{ \begin{array}{l} m_h \frac{d^2 \Delta x_1}{dt^2} = K_i \Delta x_1 - \Delta p_h A_h + K_2' \frac{d\Delta\delta_1}{dt} + K_3' \Delta\omega_2 + K_4' \Delta\delta_1 \\ K_2' \frac{d\Delta\delta_1}{dt} + K_4' \Delta\delta_1 = K_2' \frac{d\Delta\delta_2}{dt} + K_4' \Delta\delta_2 \\ \vdots \\ K_2' \frac{d\Delta\delta_{\frac{n}{2}-1}}{dt} + K_4' \Delta\delta_{\frac{n}{2}-1} = K_2' \frac{d\Delta\delta_{\frac{n}{2}}}{dt} + K_4' \Delta\delta_{\frac{n}{2}} \end{array} \right. \quad (12)$$

其中

$$\left\{ \begin{array}{l} K_2' = \frac{K_2}{\delta_0^3} \\ K_3' = K_3 \left(\frac{2}{5} \omega_1 + \frac{4}{5} \omega_{20} \right) - \frac{K_4}{l_1 \delta_0^3 + l_2 (\delta_0 + h_a)^3} \\ K_4' = \frac{K_4 (\omega_{20} - \omega_1) [3l_1 \delta_0^2 + 3l_2 (\delta_0 + h_a)^2]}{[l_1 \delta_0^3 + l_2 (\delta_0 + h_a)^3]^2} \end{array} \right. \quad (13)$$

将式(12)中各分式相加整理后可得

$$\frac{m_h}{2} \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{K_2'}{n} \frac{dy}{dt} + \left(\frac{K_4'}{n} - \frac{K_i}{2} \right) y = \Delta p_h A_h - K_3' \Delta\omega_2 \quad (14)$$

忽略流体的泄漏及可压缩性, 经线性化后可得双活塞结构下液粘调速离合器活塞缸流量平衡方程^[4]

$$K_4 \Delta p_h = A_h \frac{d\Delta x_1}{dt} \quad (15)$$

其中
$$K_d = \frac{\pi d^4}{128 \mu l_y}$$

式中 d ——液压油管直径, m
 l_y ——液压油管长度, m
 Δp_h ——压差, Pa

代入式(14)后得

$$\frac{m_h}{2} \frac{d^2 y}{dt^2} + \left(\frac{K'_2}{n} + \frac{A_h^2}{2K_d} \right) \frac{dy}{dt} + \left(\frac{K'_4}{n} - \frac{K_t}{2} \right) y = -K'_3 \Delta \omega_2 \quad (16)$$

再经拉氏变换可得

$$y = \frac{-K'_3 \Delta \omega_2}{\frac{m_h}{2} S^2 + \left(\frac{K'_2}{n} + \frac{A_h^2}{2K_d} \right) S + \frac{K'_4}{n} - \frac{K_t}{2}} \quad (17)$$

其固有频率及阻尼比分别为

$$\omega_n = \sqrt{\frac{2K'_4/n - K_t}{m_h}} \quad (18)$$

$$\xi_n = \frac{K'_2/n + \frac{A_h^2}{2K_d}}{2n \sqrt{\frac{m_h K'_4}{2n} - \frac{m_h K_t}{4}}} \quad (19)$$

随着液粘调速离合器输出转速越来越大,其油膜厚度越来越小,由式(13)可知 K'_2 越来越大,阻尼比也将越来越大。当 $\xi_n \gg 1$ 时,系统可进一步简化成一节惯性系统,其响应特性由转折频率 $\omega_r = \frac{\xi_n}{\omega_n}$ 决定。显然,提高 ω_n , 减小 ξ_n , 将有利于加快系统的响应速度。

由式(18)可知:双活塞结构液粘调速离合器摩擦片运动系统的固有频率与活塞质量 m_h 、弹簧刚度 K_t 、系数 K'_4/n 有关。减小活塞质量 m_h 、增大系数 K'_4/n 、减小弹簧刚度 K_t , 将加大系统的固有频率,有利于提高系统响应速度。

由式(19)可知:双活塞结构液粘调速离合器摩擦片运动系统的阻尼比与活塞质量 m_h 、活塞面积 A_h 、弹簧刚度 K_t 以及系数 K_d 、 K'_4/n 、 K'_2/n 等因素有关,增大活塞质量 m_h 、增大系数 K_d 、 K'_4/n , 减小弹簧刚度 K_t 、活塞面积 A_h 、系数 K'_2/n , 将减小系统的阻尼比,有利于提高系统响应速度。

4 动态特性对比分析

单活塞结构下液粘调速离合器的油膜厚度总增量线性化平衡方程^[4]为

$$m_h \frac{d^2 y}{dt^2} + \left(\frac{K'_2}{n} + \frac{A_h^2}{K_d} \right) \frac{dy}{dt} + \left(\frac{K'_4}{n} - K_t \right) y = -K'_3 \Delta \omega_2 \quad (20)$$

取拉式变换得

$$y = \frac{-K'_3 \Delta \omega_2}{m_h S^2 + \left(\frac{K'_2}{n} + \frac{A_h^2}{K_d} \right) S + \frac{K'_4}{n} - K_t} \quad (21)$$

其固有频率及阻尼比分别为

$$\omega'_n = \sqrt{\frac{\frac{K'_4}{n} - K_t}{m_h}} \quad (22)$$

$$\xi'_n = \frac{K'_2/n + \frac{A_h^2}{K_d}}{2n \sqrt{\frac{m_h K'_4}{n} - m_h K_t}} \quad (23)$$

两者动态特性对比分析:

比较式(18)及式(22)易知: $\omega'_n < \omega_n$, 说明将液粘调速离合器由单活塞压紧结构改进为双活塞结构后,固有频率有所提高,其输出响应速度相应提高。

比较式(19)及式(23)易知: $\xi'_n > \xi_n$, 说明将液粘调速离合器由单活塞压紧结构改进为双活塞结构后,其阻尼比有所下降,液粘调速离合器的输出响应时间缩短。

由过阻尼系统上升时间定义^[14]

$$t_r = \frac{1 + 1.5 \xi_n + \xi_n^2}{\omega_n} \quad (24)$$

因此,双活塞压紧结构下的液粘调速离合器输出转速响应时间要明显小于单活塞压紧结构下的液粘调速离合器输出转速响应时间。

5 ADAMS 仿真分析

为了便于动力学仿真分析,针对液粘调速离合器传动部分的几何模型作相应简化,可更好地模拟离合器启动阶段的动态过程。简化并导入动力学分析软件后的液粘调速离合器如图3、4所示。

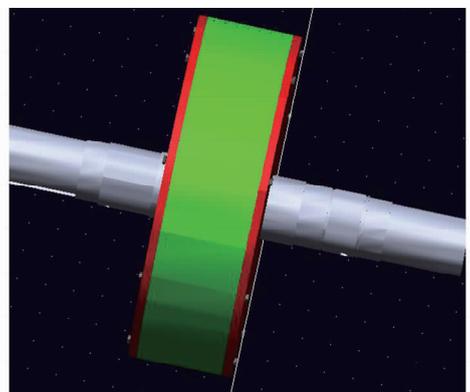


图3 简化后的液粘调速离合器
 Fig. 3 Simplified HVD clutch

为了模拟液粘调速离合器摩擦片运动系统动态过程,可以根据其运动特点改变驱动及活塞运动速度等相关参数,通过多次试验对比而获得接近真实

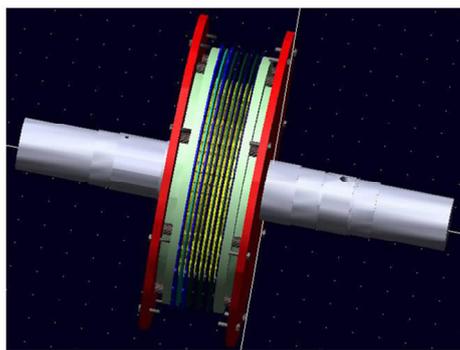


图 4 隐藏被动鼓后的液粘调速离合器
Fig. 4 HVD clutch with hidden driven drum

的结果。

给定活塞运动速度 $v = 0.1 \text{ mm/s}$ 不变, 主动轴输入转速 ω 分别取 60 rad/s 、 80 rad/s , 然后分别对单活塞结构和双活塞结构液粘调速离合器进行仿真对比, 结果如图 5 所示。

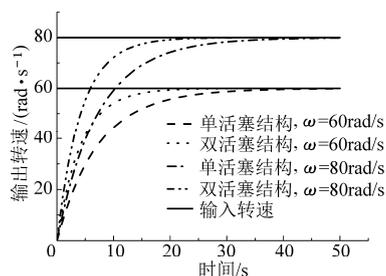


图 5 同一活塞运动速度不同输入转速时的系统响应图
Fig. 5 System responses with different input speeds
and the same piston speed

从图 5 中可以看出, 液粘调速离合器由单活塞结构改进为双活塞结构后, 当输入转速为 60 rad/s 时, 其动态响应的上升时间由 44 s 减小到 20 s , 当输入转速为 80 rad/s 时, 其动态响应的上升时间由 52 s 减小到 22 s 。

给定主动轴输入转速 40 rad/s 不变, 活塞运动速度分别取 0.10 mm/s 、 0.13 mm/s , 然后分别对单活塞结构和双活塞结构液粘调速离合器进行仿真对比, 结果如图 6 所示。

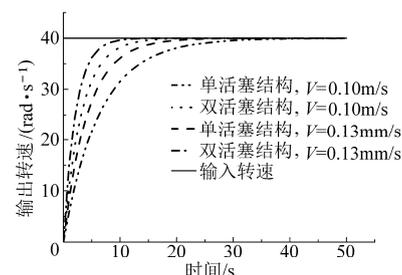


图 6 同一输入转速不同活塞运动速度时的系统响应图
Fig. 6 System responses with different piston speeds
and the same input speed

从图 6 中看出, 液粘调速离合器由单活塞结构改进为双活塞结构后, 当活塞运动速度为 0.10 mm/s

时, 其动态响应的上升时间由 40 s 减小到 21 s , 当活塞运动速度为 0.13 mm/s 时, 其动态响应的上升时间由 31 s 减小到 14 s 。

从上图分析得出, 在同一活塞运动速度下, 随着输入转速的提高, 液粘调速离合器系统响应速度有所下降; 在同一输入转速下, 随着活塞运动速度的提高, 液粘调速离合器系统响应速度有所提高; 无论何种情况, 液粘调速离合器由单活塞结构改进为双活塞结构后, 其响应速度均显著提高, 并且其改善效果随着输入转速的提高和活塞速度的提高而更佳。

为了更加真实地反映液粘调速离合器的工作过程, 以稳定的转速比为目标, 以控制油压的变化为输入量, 对其启动过程和调速过程进行进一步仿真分析。在 ADAMS 中通过 step 函数对活塞加载来模拟油压作用力, 结果如图 7 所示。

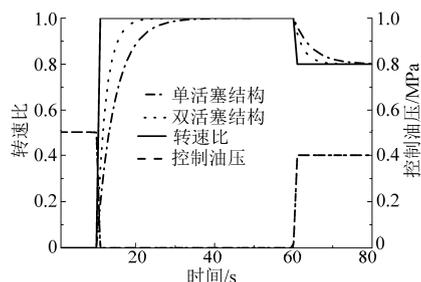


图 7 不同控制油压下的系统响应图
Fig. 7 System response under different control oil pressure

从图 7 中可以看出, 当控制油压为 0.5 MPa 时, 主被动摩擦片在油压反作用下完全顶开压紧弹簧实现分离, 此时液粘调速离合器不传递扭矩, 传动比为 0; 10 s 后将控制油压降为 0, 主被动摩擦片在压紧弹簧作用下完全压紧, 此时液粘调速离合器处于同步运行状态, 转速比为 1; 60 s 后将控制油压升为 0.4 MPa , 此时主被动摩擦片处于油膜剪切状态, 液粘调速离合器调速运行, 转速比为 0.8 。进一步对比两种结构下系统响应特性曲线可以看出, 液粘调速离合器由单活塞结构改进为双活塞结构后, 当转速比为 1 时, 其动态响应的上升时间由 42 s 减小到 23 s , 当转速比为 0.8 时, 其动态响应的上升时间由 19 s 减小到 11 s 。

6 结论

(1) 提出了一种双活塞结构液粘调速离合器, 理论分析结果表明其摩擦片运动系统具有较大的固有频率 ω_n 和较小的阻尼比 ξ_n 。

(2) 增大系数 K'_d/n 、减小弹簧刚度 K_s , 将加大系统的固有频率; 增大系数 K_d 、 K'_d/n , 减小弹簧刚度 K_s 、活塞面积 A_h 、系数 K'_2/n , 将减小系统的阻尼比, 有利于提高双活塞结构液粘调速离合器摩擦片运动

系统动态响应速度。

转速的提高和活塞运动速度的提高,双活塞结构对液粘调速离合器调速性能改善效果更加显著。

(3) ADAMS 仿真结果对比分析表明:随着输入

参 考 文 献

- 1 廖湘平. 液粘调速离合器工程应用研究[D]. 湘潭:湘潭大学,2008.
Liao Xiangping. The research on the engineering application of HVD clutch [D]. Xiangtan: Xiangtan University, 2008. (in Chinese)
- 2 何少军. 液粘调速离合器在恒压供水系统中的稳定性研究[D]. 湘潭:湘潭大学,2009.
He Shaojun. Study on the stability of HVD clutch used in constant pressure water supply system [D]. Xiangtan: Xiangtan University, 2009. (in Chinese)
- 3 郑勇建. 液体粘性调速离合器的研制及实验与仿真研究[D]. 杭州:浙江大学,2003.
Zheng Yongjian. The experimental and simulation research of HVD clutch [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2003. (in Chinese)
- 4 陈宁. 液体粘性传动-HVD-技术的研究[D]. 杭州:浙江大学,2003.
Chen Ning. Theoretical and application researches on hydroviscous drive [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2003. (in Chinese)
- 5 Yuan Yiqing, Zou Qian, Liu E A, et al. An improved hydrodynamic model for open wet transmission clutches[J]. Journal of Fluids Engineering, 2007, 129(3): 333-337.
- 6 Berger E J, Sadeghi F, Krougrill C M. Torque transmission characteristics of automatic transmission wet clutches experimental results and numerical comparison [J]. Tribology Transactions, 1997, 40(4): 539-548.
- 7 Cai D, Wei C. A study on the dynamic performance of hydro-viscous drives[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 1992, 1(2): 111-121.
- 8 陈宁, 邱敏秀, 魏建华, 等. 液体粘性调速离合器专用转速调节阀研究[J]. 农业机械学报, 2005, 36(4): 69-72.
Chen Ning, Qiu Minxiu, Wei Jianhua, et al. Research on the special speed regulating valve of hydro-viscous drive [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(4): 69-72. (in Chinese)
- 9 孟庆睿, 侯友夫. 工作油温升对液粘传动调速起动的影响[J]. 农业机械学报, 2010, 41(10): 214-218.
Meng Qingrui, Hou Youfu. Effect of working oil temperature rise on hydro-viscous drive speed regulating start [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(10): 214-218. (in Chinese)
- 10 浙江大学. 液粘调速离合器: 中国, ZL201220525972.9 [P]. 2013-05-22.
- 11 浙江大学. 液粘调速装置: 中国, ZL201220525965.9 [P]. 2013-05-22.
- 12 孟庆睿. 液体粘性传动调速起动及其控制技术研究[D]. 徐州: 中国矿业大学, 2011.
Meng Qingrui. Study on hydro-viscous drive speed regulating start and control technology [D]. Xuzhou: China University of Mining and Technology, 2011. (in Chinese)
- 13 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.
- 14 胡寿松. 自动控制原理简明教程[M]. 北京: 科学出版社, 2008.
- 15 葛正浩. ADAMS2007 虚拟样机技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2010.

Dynamic Performance of Hydro-viscous Drive Clutch with Double-piston

Liao Xiangping Gong Guofang Wang He Zhou Tianyu

(State Key Lab of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: In order to solve the uneven wear problem of frictional disks of HVD clutch and improve its response speed, a new HVD clutch with double-piston structure is proposed, and its working principle is analyzed. Based on mathematics model of frictional disks, the oil dynamic balance function and transfer function for the new HVD clutch are obtained, and its dynamic characteristics is studied by theory analysis and simulation. The results show that compared with the ordinary HVD clutch with singular-piston, the new HVD clutch has a faster response speed. The response time can reduce from 52 s to 22 s when the output speed is given as 80 rad/s.

Key words: Hydro-viscous drive clutch Double-piston structure Dynamic performance