

文章编号:1006-1355(2015)04-0052-04

泵—马达液压传动系统中的压力拍振分析

蒋亚军, 胡军科, 赵斌

(中南大学 机电工程学院, 长沙 410083)

摘要:在泵—马达液压传动系统中,由于泵和马达的周期性吸油排油,不可避免地存在流量脉动,当泵和马达脉动的频率相接近时,系统会发生压力拍振现象。建立泵-马达传动系统的压力脉动数学模型,从理论上分析压力拍振的周期和幅值特点。采用集中参数法建立泵-马达传动系统的仿真模型,并通过仿真和试验分析系统压力拍振的规律,结果表明当泵和马达脉动频率比较接近时会发生压力拍振且拍振幅值随频率接近程度增加而增加。在压力拍振机理分析的基础上,提出合理选取传动比和柱塞数目可以有效抑制系统压力拍振。

关键词:振动与波;液压传动;流量脉动;集中参数法;拍振

中图分类号:O353.1

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1335.2015.04.012

Analysis of Pressure Beat Vibration of Pump-motor Hydraulic Transmission System

JIANG Ya-jun, HU Jun-ke, ZHAO Bin

(College Of Mechanical & Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China)

Abstract : In pump-motor hydraulic transmission systems, flow pulsation exists inevitably due to the periodic oil suction and discharge of pump and motor. When the pulsation frequency of the pump approaches that of the motor, the pressure beat vibration will occur in the system. In this paper, the mathematical model of the pump-motor transmission system was established for pressure pulsation analysis. The characteristics of period and amplitude of the pressure beat vibration was analyzed theoretically. Simulation model of the pump-motor transmission system was built by using centralized parameter method. The pattern of system pressure beat vibration was analyzed through the simulation and experiment. The results indicate that the pressure beat vibration happens when the pulsation frequencies of the pump and the motor are close each other, and the amplitude of the beat vibration increases with increasing the proximity of the pulsation frequencies of the pump and the motor. Based on the mechanism analysis of the pressure beat vibration, it is suggested that reasonable selection of transmission ratio and the number of pistons can effectively inhibit the pressure beat vibration of the system.

Key words : vibration and wave ; hydraulic transmission ; flow pulsation ; centralized parameter method ; beat vibration

泵-马达液压传动系统因其具有功率密度大、容积效率高、易于调节等特点而在工程机械、冶金机械、航空航天以及舰船控制等领域得到广泛应用,其中柱塞形式的泵、马达因工作压力高、容积效率高而使用最广。柱塞泵、马达通过多个柱塞腔依次排油、吸油来实现液压能与机械能转换,因此不可避免存在流量脉动,在遇到液压系统阻抗时会产生压力脉动。这将使液压系统产生振动与噪声,降低元件使

用寿命,严重时还会影响液压系统的工作性能和可靠性。

众多学者针对如何降低液压系统的压力脉动进行了研究,一方面为液压滤波器的研究,文献[1]分析了H型滤波器特性,为其设计提供了依据;文献[2]基于机械共振原理设计了薄板振动式脉动衰减器,能在较宽的频率范围内进行滤波;文献[3]基于传统K型滤波器设计了频率可主动控制的滤波器,将脉动降至0.6%;文献[4]对消声器、蓄能器、动压反馈三种降低压力脉动的措施进行试验分析,得出各种措施所适用的频率范围。另一方面则是柱塞泵减振降噪的研究,文献[5]分析了通过双泵错相位并联方式来实现流量平均的可行性,而文献[6]则基于此原理分

收稿日期:2015-01-06

作者简介:蒋亚军(1988—),男,湖南衡阳人,硕士生,主要研究方向:液压传动及控制研究。

通讯作者:胡军科,男,教授,硕士生导师。

E-mail: hu2452@163.com

别设计了两种形式的柱塞泵,有效地减小了流量脉动;文献[7-8]则分别通过减振槽和交错角优化来达到减小流量脉动的目的。

可以看到目前的研究主要集中在柱塞泵的减振和降低压力脉动在管道中的传播两方面,而未考虑马达流量脉动对系统的影响,在泵-马达传动系统中,马达和泵一样也是系统的激振源。当系统中存在两个频率接近的振源时容易发生拍振现象^[9-12],拍振会使两个振动的幅值叠加^[13],加剧振动,影响传动的品质。因此,本文通过建立泵-马达传动系统模型,分析其压力脉动规律,揭示压力拍振发生的条件,对泵-马达的匹配和其传动品质的提高有一定的参考价值。

1 压力拍振理论分析

柱塞泵和柱塞马达都是通过多个柱塞在缸体中依次往复运动来实现液压能与机械能之间的转换。图1为柱塞泵工作原理。

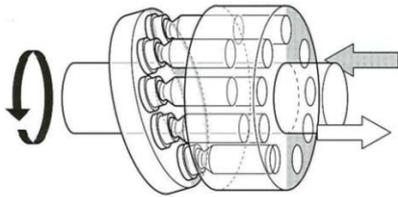


图1 柱塞泵工作原理

柱塞泵主轴带动缸体和柱塞旋转,由于斜盘倾角使得单柱塞腔的容积按正弦规律变化,在主轴旋转一周时,缸体完成一次吸油、排油,将机械能转换成液压能,柱塞马达工作原理与其相反。

$$P = \frac{E}{V} \sqrt{p_m^2 + p_p^2 + 2p_m p_p \cos((\omega_p - \omega_m)t + \phi + (\phi_p + \pi - \phi_m))} \sin\left(\frac{\omega_p + \omega_m}{2}t + \phi + \frac{\phi_p + \phi_m + \pi}{2}\right) \quad (5)$$

其中

$$\tan \phi = \frac{p_p - p_m}{p_p + p_m} \tan\left(\frac{\omega_p - \omega_m}{2}t + \frac{\phi_p + \pi - \phi_m}{2}\right),$$

$$p_p = \frac{\Delta Q_p}{\omega_p}, p_m = \frac{\Delta Q_m}{\omega_m}。$$

由式(5)可知系统的压力振动信号可以看成是以 $(\omega_p - \omega_m)/2\pi$ 为频率的调幅项与以 $(\omega_p + \omega_m)/4\pi$ 为频率的振动信号的乘积组成。本文以相同排量和柱塞数的泵和马达为例进行仿真,泵输入转速为1 500 r/min,得到的压力拍振波形如图2所示。

图2(a)为泵源引起的压力脉动,脉动幅值为8 bar,频率为225 Hz;图2(b)为马达引起的压力脉动,脉动幅值为8.5 bar,频率为210 Hz;合成得到系统压力脉动如图2(c)所示,脉动幅值16.5 bar,频率为15

可以看到柱塞腔的容积随着主轴旋转呈现周期性变化,在吸油与排油区域之间的减振槽上还存在着油液倒灌,加上油液可压缩性和泄漏的影响使得泵的实际输出流量是一个复杂连续的周期性变化值。同样马达的进油流量也为一周周期性变化值。对泵和马达的流量进行傅里叶级数展开,对于柱塞泵流量脉动部分,只取基波部分时误差较小,故为了分析和研究方便可以将其脉动部分简化为正弦函数,得到泵、马达的流量表达式

$$Q_p = Q_{p0} + \Delta Q_p \sin(\omega_p t + \phi_p) \quad (1)$$

$$Q_m = Q_{m0} + \Delta Q_m \sin(\omega_m t + \phi_m) \quad (2)$$

式中 Q_{p0} 、 Q_{m0} 分别为泵马达的平均流量; ΔQ_p 、 ΔQ_m 分别为泵、马达的流量脉动幅值; ω_p 、 ω_m 分别为泵、马达的脉动角频率; ϕ_p 、 ϕ_m 为初相位。

取泵、马达和管路构成的封闭腔为研究对象,根据流体力学基本原理有

$$Q_p - Q_m - C_l p_0 = \frac{V}{E} \frac{dp}{dt} \quad (3)$$

式中 C_l 为系统泄漏系数; p_0 为系统平均压力; V 为封闭腔容积; E 为油液弹性模量; p 为压力变化值。

将式(1)、(2)代入式(3)中,因封闭腔中进入的平均流量与出去的平均流量相等,故可消去平均流量 Q_{p0} 、 Q_{m0} 以及 $C_l p_0$,进行积分运算可得

$$\frac{\Delta Q_p}{\omega_p} \cos(\omega_p t + \phi_p + \pi) + \frac{\Delta Q_m}{\omega_m} \cos(\omega_m t + \phi_m) = \frac{V}{E} p \quad (4)$$

由上式可以看到系统的压力脉动是由两个压力脉动信号叠加而成,分别为柱塞泵和柱塞马达的流量脉动引起。将两个信号合并可以得到系统的压力脉动 P 的表达式为

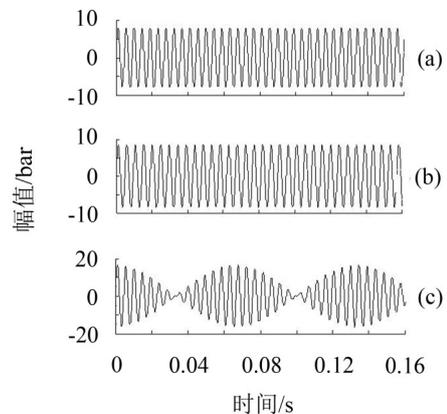


图2 压力拍振波形图

Hz。可以看到发生拍振时,系统压力脉动最大值为泵与马达压力脉动幅值之和,频率为两者之差,大幅

的压力脉动会缩短元件使用寿命,影响传动平稳性,严重时还会引发安全问题。

2 仿真研究与试验验证

2.1 泵马达传动系统模型

由于减振槽的流量倒灌、油液的可压缩性以及柱塞泵(马达)内部的泄漏,实际的流量脉动是由多次谐波叠加而成的复杂周期信号,从而使得压力脉动也更为复杂,综合考虑上述因素,基于集中参数法建立了柱塞泵(马达)仿真模型。根据柱塞泵的工作原理,通过两个可变节流孔的节流面积变化来模拟配流盘的配流作用,同时通过一个节流孔等效各摩擦副上的流量泄漏缝隙,建模原理如图3所示。马达工作原理与泵类似,建模原理一样。

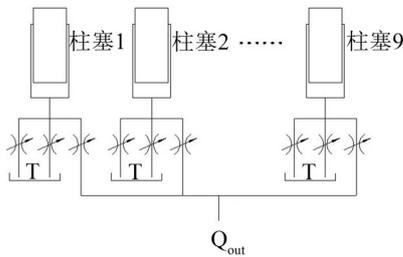


图3 柱塞泵建模原理

根据国产某型钢轨打磨列车的泵—马达传动系统参数设定模型主要参数:泵排量 160 ml/r, 马达排量 160 ml/r, 泵、马达内部结构参数根据实测值设置, 最终建立的模型如图4所示。

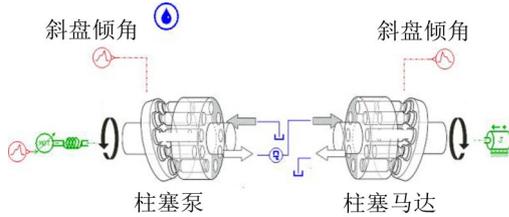


图4 泵—马达传动系统模型

2.2 仿真结果

泵输入转速为 1 500 r/min, 系统压力设定在 300 bar 左右, 马达斜盘倾角设定为 10°, 泵斜盘倾角依次为 6°、8°、10°、12°、14°, 得到系统压力脉动情况如表1所示。

可以看到, 随着泵的斜盘倾角增大, 马达的转速不断增大; 当斜盘倾角为 10° 时, 马达转速为 1 442 r/min, 接近泵的输入转速, 由于系统泄漏的存在, 马达的转速略小于泵的输入转速; 当马达与泵的转速相接近时, 二者频率相近, 此时系统的压力脉动幅值最大, 系统的压力时域图如图5所示。

由图5可以看到系统压力发生了拍振现象, 拍

表1 泵斜盘倾角变化时的压力脉动情况

泵斜盘倾角/(°)	马达转速/(r/min)	脉动幅值/bar	脉动率/(%)
6	853	13	4.3
8	1 148	15	4.96
10	1 442	18	5.98
12	1 735	16	5.43
14	2 026	14.4	4.8

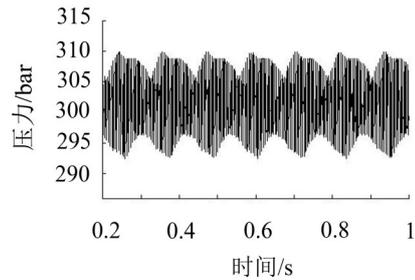


图5 泵斜盘角 10° 时系统压力时域图

峰幅值为 9 bar, 拍谷幅值为 4 bar, 频率为 9.1 Hz。对压力信号进行 FFT 分析后得到其频域图6。可以看到其在 225 Hz、215.8 Hz 两处频率有较大峰值, 而这两个频率分别为泵、马达流量脉动的基频。另外可以看到泵、马达的二次谐波频率也较为接近, 分别为 450.5 Hz、432.8 Hz, 系统的压力脉动不仅是在基频处存在, 在多次谐波上也存在。

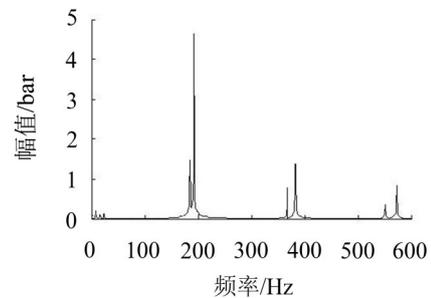


图6 泵斜盘角 10° 时系统压力频域图

2.3 试验验证

泵—马达液压传动系统的压力拍振主要发生在二者脉动频率相接近的情况, 为此通过试验验证在系统中存在的压力拍振现象。试验采用的泵排量为 180 ml/r, 马达排量为 160 ml/r, 都为 9 柱塞形式。采用变频电机驱动, 转速设定为 1 500 r/min, 负载压力 300 bar。试验中通过不断增加泵排量, 使得马达转速增加, 当马达转速接近泵转速时, 通过压力传感器采集系统的压力变化时域图7和压力频域图8, 此时马达转速为 1 414 r/min。由图7可以看到系统压力发生了远低于泵、马达频率的大幅波动, 波动幅值为 10 bar。从其频域图可以进一步看到在频率 225.5 Hz、211.6 Hz 处出现峰值, 这与通过理论计算得到的

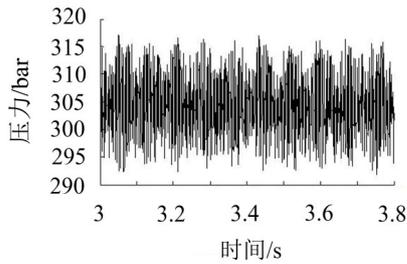


图7 系统压力时域图

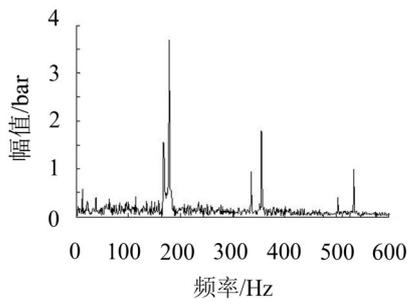


图8 系统压力频域图

泵马达基频相接近,可以看到当泵、马达基频相近时,系统发生压力拍振。

3 压力拍振的抑制

通过仿真和试验可知,当发生压力拍振时,系统的压力脉动幅值被放大,周期增加。原来的高频均匀脉动变成低频大幅脉动,对于系统及元件使用寿命不利。通过上文分析可知,压力拍振主要是由于泵和马达的流量脉动频率相接近而造成的。工程中,当两个振源的频率值相互接近到20%时,系统将发生拍振现象^[14],故当两个振源频率满足式(6)时,将发生拍振现象。

$$1 \leq \max\left(\frac{\omega_p}{\omega_m}, \frac{\omega_m}{\omega_p}\right) \leq 1.2 \quad (6)$$

脉动角频率主要和柱塞数目、转速相关,其表达式为

$$\omega = 2\pi \frac{nZ}{60} \quad (7)$$

式中 n 为泵(马达)转速, Z 为泵(马达)的柱塞数目。故可进一步得到拍振的发生条件

$$1 \leq \max\left(\frac{n_p Z_p}{n_m Z_m}, \frac{n_m Z_m}{n_p Z_p}\right) \leq 1.2 \quad (8)$$

设泵—马达传动系统的传动比为 i ,当泵和马达的柱塞数目相同时,可由式(8)进一步得到

$$1 \leq \max\left(i, \frac{1}{i}\right) \leq 1.2 \quad (9)$$

由式(9)计算得到 $0.83 \leq i \leq 1.2$ 。故可知,当系统经常工作在传动比为0.83~1.2区间时,应尽量避免选用相同柱塞数目的泵和马达,这样可以有效避免其基频相接近;对于压力平稳性要求更高的系统

可以同时考虑避免其二次谐波的拍振,即传动比在1.66—2.4区间时。

4 结语

(1) 泵—马达液压传动系统中,泵和马达的脉动频率相接近时会引发系统压力拍振现象,原来的高频均匀脉动将变成大幅低频脉动;

(2) 随着泵、马达的脉动基频接近,压力脉动的幅值也随之增大,频率随之减小;

(3) 从压力脉动角度考虑,在设计泵—马达传动系统时应该避免传动比在0.83—1.2区间内或者选用柱塞数目不同的泵和马达。

参考文献:

- [1] 焦生杰,卡马尔,林涛,等. H型滤波器的合理应用[J]. **长安大学学报(自然科学版)**,2010,30(4):97-101.
- [2] 贺尚红,桑青青,贺华波,等. 基于机械吸振原理的多自由度薄板振动式脉动衰减器滤波特性[J]. **中南大学学报(自然科学版)**,2014,45(5):1457-1462.
- [3] 荆慧强,张晓宁,李艳芬,等. 新型主动液压滤波器的设计与分析[J]. **北京航空航天大学学报**,2013,39(8):1091-1095.
- [4] 胡军华,曹树平,罗晓辉,等. 阀控舵机系统噪声控制的试验分析[J]. **噪声与振动控制**,2010,30(1):25-28.
- [5] 于立娟,王小东,张学成. 轴向柱塞泵流量脉动主动控制方法及仿真研究[J]. **西安交通大学学报**,2013,47(11):43-47.
- [6] 邓海顺,王传礼,张立祥. 平衡式两排轴向柱塞泵流量脉动研究[J]. **农业机械学报**,2014,45(5):305-309.
- [7] 徐兵,张军辉,杨华勇,等. 轴向柱塞泵孔槽结合配流方式多目标驱动正向设计[J]. **农业机械学报**,2013,44(7):279-285.
- [8] 徐兵,宋月超,杨华勇. 柱塞泵斜盘交错角降噪结构优化[J]. **浙江大学学报(工学版)**,2013,47(6):1043-1050.
- [9] 陈奎生. 液压系统的共振现象及其处理[J]. **噪声与振动控制**,1995,25(5):22-25.
- [10] 游斌,田明力,吴彦东,等. 多联机双风轮系统拍振分析与性能优化研究[J]. **工程热物理学报**,2011,32(2):223-226.
- [11] 韩军,高德平,胡绚,等. 航空发动机双转子系统的拍振分析[J]. **航空学报**,2007,28(6):1369-1373.
- [12] 高辉,徐龙祥. 主动磁悬浮轴承系统的拍振现象分析[J]. **机械工程学报**,2011,47(13):104-112.
- [13] 陈茉莉,李舜酩,温卫东,等. 多源拍振分析方法与试验[J]. **振动、测试与诊断**,2011,31(2):202-206.
- [14] Buscarello R T. Practical solutions to machinery and maintenance vibration problems[M]. Denver: Update International, 2002.