



高频动载叠加静载型电液加载系统优化设计*

Optimized Design for High Frequency Dynamic Load Superimposed on Static Load Type of Electro-hydraulic Loading System

李运华 盛志清 / 北京航空航天大学自动化科学与电气工程学院

摘 要: 针对直升机操纵助力器工作时高频动载叠加静载气动载荷扰动的特点, 设计了模拟高频动载叠加静载的电液加载系统对助力器进行加载。采用静载与高频正弦动载叠加的液压加载系统对助力器进行仿真。建立了电液加载系统的数学模型, 在编制的操纵谱和加载谱条件下进行了系统的负载轨迹分析, 得到了负载轨迹的解析表达式, 进一步得到负载轨迹区域的外包络线的解析表达式。按照加载系统动力机构负载最佳匹配原则的优化设计方法, 通过特征点组合并结合实际加载需求进行了液压动力机构参数的优化设计。

Abstract: Addressing on the working characteristics of helicopter manipulate booster under high-frequency aerodynamic load with dynamic load superimposed on large static load, this paper has developed a electro-hydraulic loading system to simulate the load with sinusoidal dynamic load superimposed on large static load. The mathematical model of the electro-hydraulic loading system is firstly established. The load locus of the hydraulic loading mechanism is analyzed and its analytical expression is carried out under the conditions of designed manipulate spectrum and load spectrum. With further analysis the analytical expression of outer envelope of load locus region is put forward. The hydraulic power mechanism of loading system is designed according to the optimal load matching principle, and its parameters are optimized by combination of feature points and combined with the actual load requests.

关键词: 伺服加载; 负载轨迹; 动力机构; 优化设计

Keywords: servo loading; load locus; power mechanism; optimization design

0 引言

直升机桨距调节助力器属于直升机操纵系统中的力放大元件, 既响应驾驶员和增稳舵机的指令, 还承受助力器推动的旋翼(尾翼)桨叶传来的气动载荷, 其对操纵指令的跟踪性能以及对气动载荷的抗扰动能力的优劣都会对直升机的操纵性能产生重大影响。根据直升机旋翼和尾翼操纵控制气动载荷的特点, 编制相应的载荷谱, 在地面通过电液加载系统对助力器施加模拟气动载荷, 考核助力器的控制性能, 对助力器的性能检验和改进具有重要意义^[1]。

用于试验新一代直升机桨距调节助力器性能的电液加载系统的设计难点主要是静载和低频大幅值动载的叠加, 一般静载值达到15kN以上, 动载幅值达到10kN以上, 动载频率要求达到30Hz, 甚至高达80Hz以上。目前用于固定翼舵机伺服加载的弹性负载型电液加载系统的设计理论和控制策略相对比较成熟^[2-6], 而对实现旋翼飞机主桨和尾桨操纵助力器伺服加载的高频动载叠加静载型的电液加载系统的研究相对较少。

动力机构优化设计首先需要确定

负载轨迹。关于液压伺服系统的优化设计方法, 文献[7-8]对特定负载轨迹的加载系统进行了优化设计的分析。但是, 很多情况下加载系统负载轨迹是不对称和不规则的, 甚至有些无法获得解析表达式, 致使按照解析法求解最优参数很困难。此外, 对于加载频率和操纵侧位置频率不同的加载系统设计方面的研究更少。

本文主要研究高频动载叠加静载型电液加载系统负载轨迹方程的确定方法, 以及实际加载需求下的动力机构优化设计方法。

* 基金项目: 航空科学基金(2009ZD51040)项目资助。

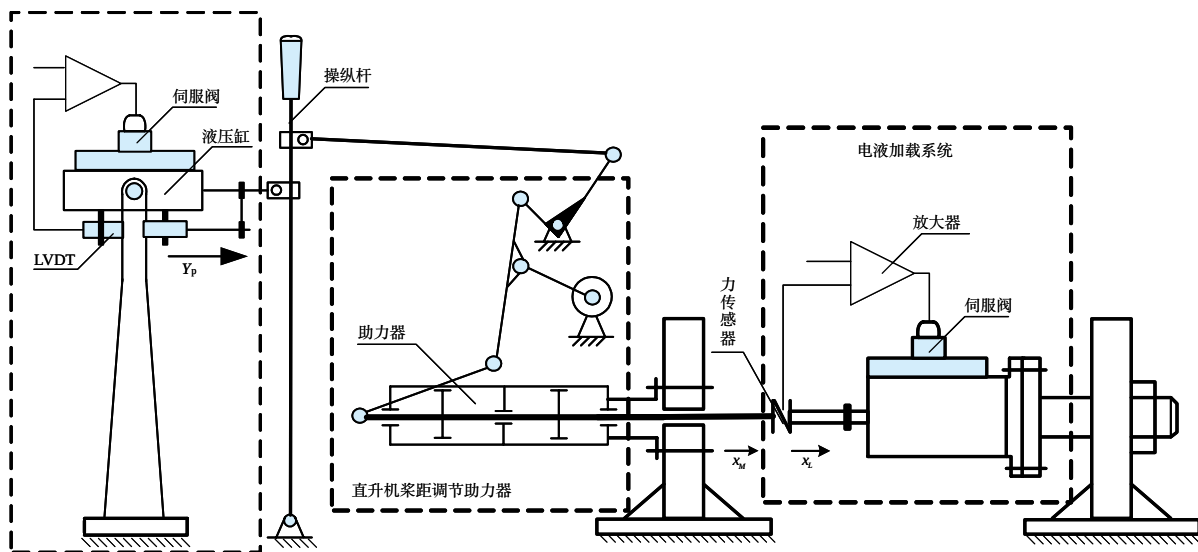


图1 电液加载系统简化图

1 系统描述与建模

在直升机桨距助力器伺服操纵和加载系统中,桨距调节助力器(位置伺服系统)和加载系统(力伺服系统)是在测控计算机的控制下同步工作的。加载力对于桨距调节助力器的位移输出是一个很强的干扰,严重影响位置系统的跟踪精度;桨距调节助力器的运动速度对于加载系统的力输出也是一个很强的干扰,严重影响加载系统的跟踪精度,因此加载系统是一种具有位置扰动的力伺服系统。

对图1所示的电液加载系统,设力传感器的刚度为 K_s ,则电液加载系统施加给桨距调节助力器的加载力为^[9]:

$$F_L = K_s (x_L - x_M) \quad (1)$$

由液压伺服控制理论,可分别列出加载伺服阀的流量方程、加载液压缸的连续流量方程和加载液压缸的力平衡方程,分别为:

$$q_L = K_q x_v - K_c p_L \quad (2)$$

$$q_L = A_L \frac{dx_L}{dt} + \frac{V_L}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt} + C_{sl} p_L \quad (3)$$

$$A_L p_L = m_L \frac{d^2 x_L}{dt^2} + B_L \frac{dx_L}{dt} + F_L \quad (4)$$

$$F_L(s) = \frac{\frac{A_L K_q x_v}{K_{im}} - \left[\frac{V_L m_L}{4\beta_e K_{im}} s^2 + \left(m_L + \frac{V_L B_L}{4\beta_e K_{im}} \right) s + \left(B_L + \frac{A_L^2}{K_{im}} \right) \right] s x_M}{\frac{V_L m_L}{4\beta_e K_{im} K_s} s^3 + \left(\frac{m_L}{K_s} + \frac{V_L B_L}{4\beta_e K_{im} K_s} \right) s^2 + \left(\frac{B_L}{K_s} + \frac{A_L^2}{K_{im} K_s} + \frac{V_L}{4\beta_e K_{im}} \right) s + 1} \quad (5)$$

联立以上四个方程,可得到输出加载力 F_L 与伺服阀开口量 x_v 和桨距调节助力器位移之间的关系式,见公式(5)。

式中, A_L 为加载液压缸的有效面积(m^2); B_L 为加载液压缸的阻尼系数($N \cdot s/m$); C_{sl} 为加载液压缸的总泄漏系数($m^3/(N \cdot s)$); K_q 和 K_c 分别为加载端伺服阀流量增益(m^3/s)和流量—压力系数($m^3/(N \cdot s)$); $K_{im} = K_c + C_{sl}$; m_L 为加载端负载等效质量(kg); p_L 和 q_L 分别为伺服阀的负载压力(N/m^2)和负载流量(m^3); V_m 为加载系统容腔和管路的总容积(m^3); x_L 为加载液压缸活塞位移(m); β_e 为加载系统液压油的等效弹性模量(N/m^2)。式(5)说明, $F_L(s)$ 除了与控制信号 x_v 有关外,还与操纵侧助力器的运动速度 $s x_M$ 有关,后者正是加载系统的多余力。为了减小多余力,一般通过可测扰动进行补偿。

实际试验系统中,助力器操纵杆的

位置信号通过一个电液伺服舵机产生。在低频操纵信号情况下,助力器的活塞杆位置输出 x_M 可以近似由助力器与位置舵机之间的传动比 n 乘以位置舵机的位移 Y_p 代替,即 $x_M = n Y_p$ 。

2 系统负载轨迹

2.1 负载轨迹分析

负载轨迹是指加载缸活塞杆上的液压力与活塞杆运动速度之间的关系曲线。由式(1)~(4)可知,描述负载轨迹的支配方程为

$$\begin{cases} \dot{x}_L = \dot{x}_M + \dot{F}_L / K_s \\ F_p = m_L \ddot{x}_L + B_L \dot{x}_L + F_L \end{cases} \quad (6)$$

一般情况下,黏性力相比液压力和惯性力的影响可以忽略。求解负载轨迹时一般假定 F_L 和 x_M 分别为期望加载力和操纵侧的期望位移。

设操纵侧位移和加载侧载荷的变化规律为



$$\begin{cases} x_M = X_A \sin(\omega_M t + \theta_0) \\ F_L = F_r = F_{LA} \sin(\omega_L t + \theta_1) + F_{L0} \end{cases} \quad (7)$$

式中, x_A 为正弦操纵谱的幅值(m); F_{LA} 为正弦型加载谱的动载幅值(N), F_{L0} 为正弦型加载谱的静载幅值(N); ω_M 和 ω_L 分别为操纵谱和加载谱的角频率(rad/s), 且两者无关; θ_0, θ_1 分别为操纵谱、加载谱的初始相位, 为区间 $[0, 2\pi]$ 内的任意值, 且两者无关。

将式(7)代入式(6), 得到加载缸的负载轨迹方程为

$$\begin{cases} x_L = X_A \omega_M \cos(\omega_M t + \theta_0) + \frac{F_{LA} \omega_L}{K_s} \cos(\omega_L t + \theta_1) \\ F_p = -X_A m_L \omega_M^2 \sin(\omega_M t + \theta_0) + F_{LA} (1 - \frac{\omega_L^2}{\omega_{ms}^2}) \sin(\omega_L t + \theta_1) + F_{L0} \end{cases} \quad (8)$$

式中, $\omega_{ms} = \sqrt{K_s / m_L}$, 表示由加载机构等效质量与力传感器综合刚度形成的固有频率。从式(8)中可以明显看出, 负载速度由操纵侧的运动速度和一项与动载信号相关的速度量共同决定, 系统提供的流量不仅要满足操纵侧的运动速度, 还必须满足与动载信号相关的速度, 动载频率 ω_L 越高且动载幅值 F_{LA} 越大, 对系统的流量要求也越大。这很好地解释了实际工程中仅考虑操纵侧的运动速度设计动力机构而出现的流量不够的现象。操纵侧的运动同样也影响负载力的大小, 但一般情况下 $X_A m_L \omega_M^2$ 远小于 $F_{LA} + |F_{L0}|$ 。

为便于分析, 定义与操纵谱和载荷谱相关的四个特征常量:

$$a = X_A \omega_M, \quad b = \frac{F_{LA} \omega_L}{K_s}, \quad c = X_A m_L \omega_M^2, \quad d = F_{LA} (1 - \frac{\omega_L^2}{\omega_{ms}^2})$$

物理意义分别是: a 是与操纵侧运动相关的特征负载速度(m/s); b 是与动载相关的特征负载速度(m/s); c 是与活塞运动相关的特征加载力(N); d 是与动载相关的特征加载力(N), 一般总有 $d > 0$ 成立。

容易证明, 在负载轨迹上存在4个最大/最小值点:

- 1) 负载速度最大点 ($F_{L0}, a+b$)
- 2) 负载速度最小点 ($F_{L0}, -a-b$)
- 3) 负载力最大点 ($F_{L0}+c+d, 0$)
- 4) 负载力最小点 ($F_{L0}-c-d, 0$)

由 ω_M 与 ω_L 的无关性以及 θ_0 与 θ_1 的任意性可知, 在负载轨迹坐标系中, 加载缸的负载轨迹是由无数条轨迹曲线组成的一个区域, 该区域关于负载力轴上下对称, 且关于直线 $F_p = F_{L0}$ 左右对称, 其外包络线无法直观得到。

2.2 负载轨迹外包络线

对于负载轨迹为区域的电液加载系统, 为了进行准确的动力机构优化设计, 必须尽可能得到准确的负载轨迹外包络线。

将式(8)先消去与加载频率相关的时间参数项得 $\dot{x}_L$ 与 F_p 的轨迹方程

$$\left(\frac{\dot{x}_L - a \cos(\omega_M t + \theta_0)}{b} \right)^2 + \left(\frac{F_p - c \sin(\omega_M t + \theta_0) - F_{L0}}{d} \right)^2 = 1 \quad (9)$$

式(9)说明负载轨迹是长半轴长度和短半轴长度分别为 d 和 b 且中心坐标为 $C_1(c \sin(\omega_M t + \theta_0) + F_{L0}, a \cos(\omega_M t + \theta_0))$ 的椭圆。不难看出, C_1 在另一个椭圆 $C_2: \left(\frac{\dot{x}_L}{a} \right)^2 + \left(\frac{F_p - F_{L0}}{c} \right)^2 = 1$ 上。

所以, 由 θ_0, θ_1 的任意性, 加载系统的负载轨迹是将椭圆中心 C_1 沿椭圆 C_2 移动一周后, 由无数椭圆弧形成的重叠区域, 定义为 Ω_0 。由于负载轨迹的对称性, 现仅讨论被负载力轴与直线 $F_p = F_{L0}$ 划分为四个区域中的右上区域 $\Omega_1: \{(F_p, \dot{x}_L) | F_p \geq F_{L0}, \dot{x}_L \geq 0\}$, 并且取 $F_{L0} \geq 0$ 。

式(8)简单变换后, 可以得到区域 Ω_0 内 F_p 关于 $\dot{x}_L$ 的表达式

$$F_p = c \sin(\omega_M t + \theta_0) + F_{L0} + d \sqrt{1 - \left(\frac{\dot{x}_L - a \cos(\omega_M t + \theta_0)}{b} \right)^2}$$

任取 $\dot{x}_{L1} \in [0, a+b]$, 当 $\dot{x}_{L1} < a$ 时, 由 θ_0 的任意性, 取 $\dot{x}_{L1} = a \cos(\omega_M t + \theta_0) \geq 0$, 且 $\sin(\omega_M t + \theta_0) \geq 0$, 此时负载轨迹中对应加载力的最大值 $F_{p1max} = c \sin(\omega_M t + \theta_0) + F_{L0} + d$ 。

可以证明, 点 $(\dot{x}_{L1}, F_{p1max})$ 的集合是椭圆

$$\left(\frac{\dot{x}_L}{a} \right)^2 + \left(\frac{F_p - d - F_{L0}}{c} \right)^2 = 1 \text{ 的右上 } 1/4 \text{ 椭圆弧。}$$

当 $\dot{x}_{L1} \geq a$ 时, 加载力的最大值点 $(\dot{x}_{L1}, F_{p1max})$ 都在椭圆

$$\left(\frac{\dot{x}_L - a}{b} \right)^2 + \left(\frac{F_p - F_{L0}}{d} \right)^2 = 1 \text{ 的右上 } 1/4 \text{ 椭圆弧上。}$$

由于对称性, 对 $\dot{x}_L - F_p$ 平面上负载轨迹的其余三个区域进行分析后, 都能得到一致的结果。

因此, 在 $\dot{x}_L - F_p$ 平面上, 电液加载系统的负载轨迹外包络线由4段半椭圆弧封闭而成, 形状如图2所示, 其数学描述方程如下:

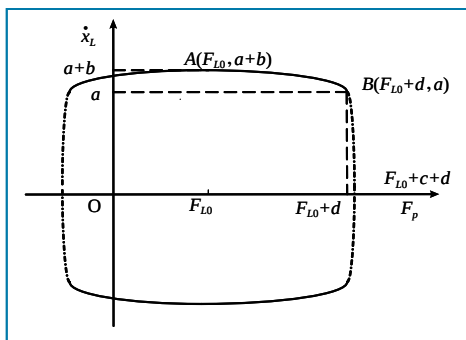


图2 电液加载系统负载轨迹外包络线图

$$\begin{cases}
 \left(\frac{\dot{x}_L - a}{b}\right)^2 + \left(\frac{F_p - F_{L0}}{d}\right)^2 = 1, & F_p \in [F_{L0} - d, F_{L0} + d], \dot{x}_L \in [a, a+b] \\
 \left(\frac{\dot{x}_L + a}{b}\right)^2 + \left(\frac{F_p - F_{L0}}{d}\right)^2 = 1, & F_p \in [F_{L0} - d, F_{L0} + d], \dot{x}_L \in [-a-b, -a] \\
 \left(\frac{\dot{x}_L}{a}\right)^2 + \left(\frac{F_p - d - F_{L0}}{c}\right)^2 = 1, & F_p \in (F_{L0} + d, F_{L0} + c + d], \dot{x}_L \in (-a, a) \\
 \left(\frac{\dot{x}_L}{a}\right)^2 + \left(\frac{F_p + d - F_{L0}}{c}\right)^2 = 1, & F_p \in [F_{L0} - c - d, F_{L0} - d], \dot{x}_L \in (-a, a)
 \end{cases} \quad (10)$$

在进行动力机构设计时,需要绘制重叠负载轨迹。将第III、IV象限的负载轨迹顺时针旋转180°后重合到第I、II象限,组合后的负载轨迹的外包络线为重叠负载轨迹。

式(10)描述的包络线是电液加载系统在加载谱和操纵谱频率一定的条件下,包含了所有初值条件的负载轨迹外包络线。如果系统存在多种频率的加载谱和操纵谱,那么需要将所有的外包络线绘制成外包络线簇图,然后再选取最大边界进行动力机构设计,具体分析详见第3节中的实例分析。

2.3 动力机构优化设计

电液加载系统动力机构参数包括伺服阀最大空载流量 Q_0 、液压缸活塞的有效面积 A_L 以及液压油源的额定流量 $Q_{\text{泵}}$ 和压力 p_s ,正确设计这些参数的目的是使伺服阀和液压泵满足系统正常工作的流量和压力要求,并尽可能做到功率匹配。

根据负载最佳匹配的条件设计动力机构是经常采用的方法,可以兼顾最佳的系统效率和系统性能,其设计方法是以伺服阀所确定的动力轨迹包容负载轨迹,且裕量最小。

设动力机构特性曲线与负载轨迹外包络线的切点为 $E(F_{p_0}, \dot{x}_{L0})$,并定义其是动力机构的最大功率点,那么, $F_{p_0} = 2A_L p_s / 3$, $\dot{x}_{L0} = Q_0 / \sqrt{3A_L}$ 。可以证明,该切点一定在图2所示的A、B点之间的椭圆弧上,而且该点必是负载轨迹的最大功率点。

只要能分析计算得到 F_{p_0} 和 $\dot{x}_{L0}$ 的值,动力机构负载最佳匹配的设计问题即可解决。实际进行匹配时,还要结合最大速度

点和最大负载点检查包容条件是否满足。

油源泵的流量 $Q_{\text{泵}}$ 可以小于伺服阀的空载流量 Q_0 ,但必须大于系统的最大负载速度流量 q_{max} ,同时还要考虑泄漏和可压缩性等因素的影响。

由以上分析可知,对于加载谱和操纵谱频率唯一的加载系统,只需通过式(10)找到相关特征点即可进行动力机构的优化设计。

对于加载频率、静载和动载幅值变化的加载系统,需要针对每一个参数组合都作出包络负载轨迹,在此基础上得到一簇包络负载轨迹,再找出这一簇包络负载轨迹的特征点进行优化设计。

3 实际系统设计

3.1 系统重叠负载轨迹

为试验桨距调节助力器性能而编制的模拟操纵谱和载荷谱的谱信号都为正弦形式,其中操纵谱最大幅值为6mm,最高频率为3Hz,载荷谱最高频率为84.4Hz,最大静载为-12000N,最大动载为10800N,具体载荷谱设计如表2所示。

在模拟操纵谱 $x_M = 0.006 \sin 6\pi t$ 下,分别画出84.4Hz和21.2Hz载荷谱下的负载轨迹外包络线簇,如图3和图4所示,分别取 $K_s = 2.5 \times 10^8 \text{ N/m}$ (50kN力传感器)和 $K_s = 5 \times 10^7 \text{ N/m}$ (10kN力传感器), $m_L = 40 \text{ kg}$ 。

按照重叠负载轨迹的制作方法,进行处理分析后得知,只

表2 设计的动载叠加静载型正弦载荷谱

序号	静载(N)	动载(N)	频率(Hz)
1	-3150	1160	84.4
2	-7470	1990	84.4
3	-7500	1400	84.4
4	3200	940	84.4
5	10300	1700	84.4
6	-12000	2400	84.4
7	-5300	3450	21.2
8	-11000	5580	21.2
9	-6500	9900	21.2
10	-11000	10800	21.2
11	17700	3250	21.2
12	11800	6060	21.2
13	3500	10000	21.2

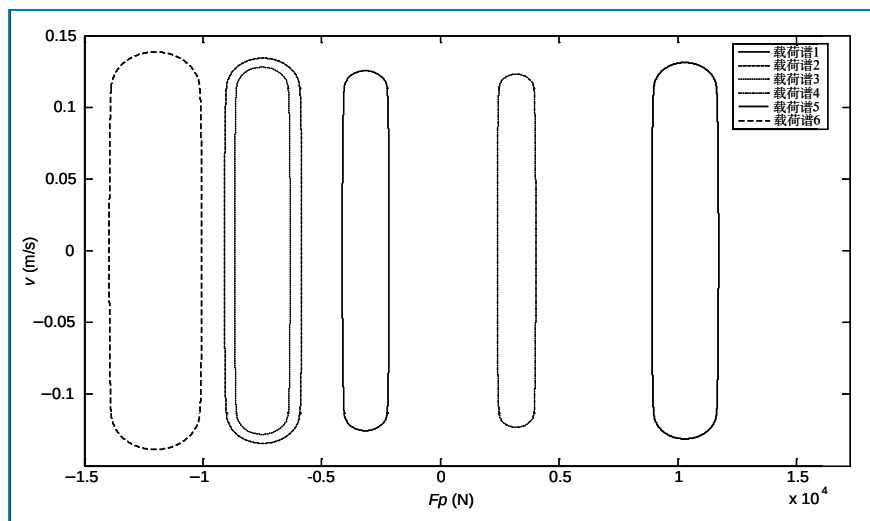


图3 载荷谱动载频率84.4Hz的负载轨迹外包络线簇

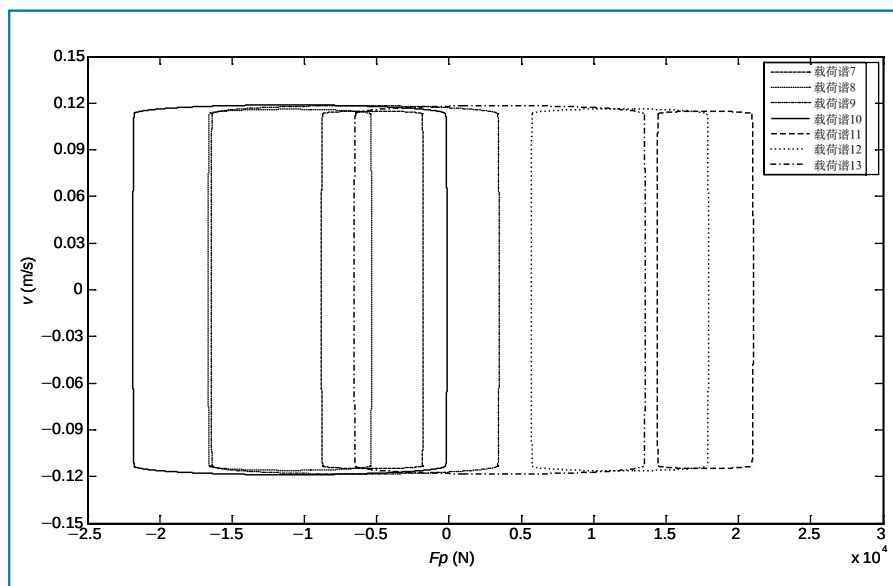


图4 载荷谱动载频率21.2Hz的负载轨迹外包络线簇

要动力机构的特性曲线能包容载荷谱10和载荷谱6的重叠负载轨迹,系统就能满足加载要求。载荷谱10的重叠负载轨迹决定了系统的最大负载力要求,载荷谱6的重叠负载轨迹决定了系统的最大负载流量要求。动力机构设计时的系统重叠负载轨迹如图5所示。

对于载荷谱6,动载频率21.2Hz,动载幅值10800N, $a=0.1131$, $b=0.0057544$, $c=85.273$, $d=10769$ 。

对于载荷谱10,动载频率84.4Hz,动载幅值2400N, $a=0.1131$, $b=0.025454$, $c=85.273$, $d=1860.1$ 。

在动载幅值相差近5倍的情况下,84.4Hz的动载所增加的负载速度是21.2Hz动载的近4.5倍,动载频率越高,对系统的流量要求越大。液压缸活塞的运动速度对流量影响大,相比对于加载力的影响较小。

另外,可计算得到 $F_{pmax}=21855N$,

$\dot{x}_{Lmax}=v_{max}=0.1386m/s$,最大功率点在载荷谱10的负载轨迹物外包络线上,对应加载力 $F_{p0}=21713.5N$ 和负载速度 $\dot{x}_{L0}=0.1137m/s$ 。

3.2 动力机构参数设计

选定 $p_s=21MPa$,按照负载最佳匹配方法,动力机构各参数设计结果为:

$p_L=14MPa$, $A_L=0.00155m^2$, $Q_0=18.32L/min$, $q_{max}=12.96L/min$, $Q_{泵}=13.61L/min$ 。

在 $\dot{x}_L-F_p$ 平面上作出设计的动力机构特性曲线,如图5中的虚线所示,能包容所有的负载轨迹,是动力机构的最优设计。

按照动力机构最大功率点在矩形包络点 $(F_{pmax}, \dot{x}_{Lmax})$ 处,动力机构各参数设计结果为:

$p'_L=14MPa$, $A'_L=0.00156m^2$, $q'_{max}=12.96L/min$, $Q'_0=22.45L/min$, $Q'_{泵}=13.61L/min$

在 $\dot{x}_L-F_p$ 平面上作出设计的动力机构特性曲线,如图5中的点划线所示,也能包容所有的负载轨迹。

对比两种设计参数的结果,发现差别并不大,原因是负载轨迹最大功率点的负载力与最大负载力差别不大。

如果这时假设系统加进一种载荷谱 $F_{L1}=2000\sin 168.8\pi t+18000$,在图5中作出其重叠负载轨迹,如细虚线所示,其负载轨迹不能被最优设计的动力机构特性曲线完全包容,却能被第二种方法设计的动力机构特性曲线完全包容,那么,动力机构参数应选择第二种设计结果。

4 结论

通过建立高频动载叠加静载型电液加载系统的数学模型,在编制的操纵谱和加载谱条件下,分析得到了具有一般意义的位置扰动型电液加载系统的负载轨迹解析表达式,发现了系统所需

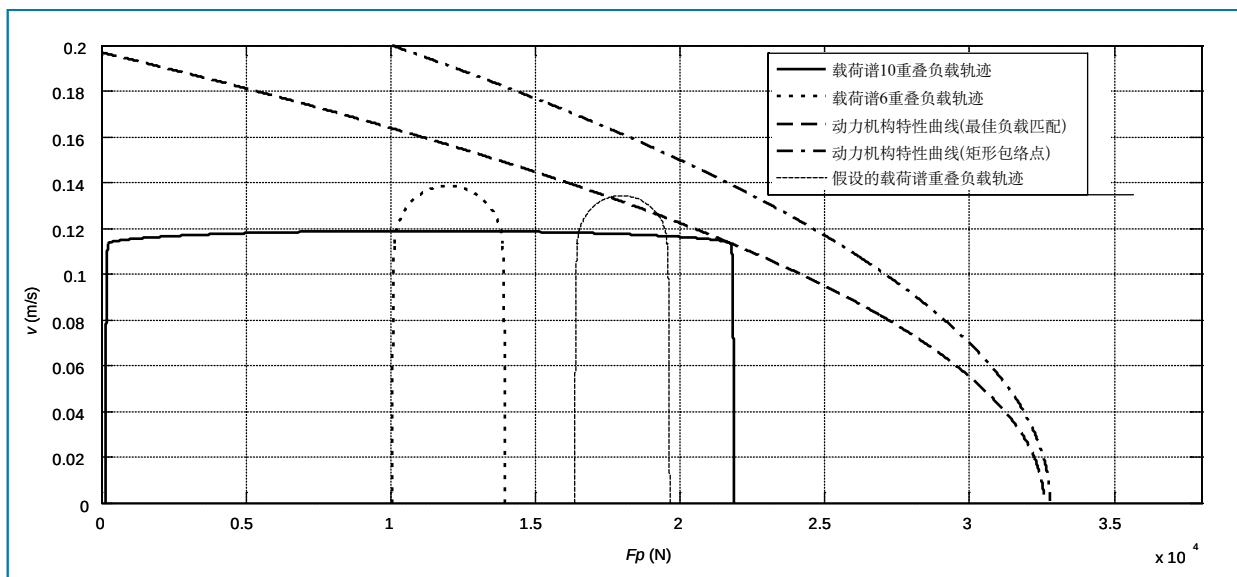


图5 动力机构设计用系统重叠负载轨迹

的流量与动载信号相关的理论依据。利用操纵谱和加载谱初值的无关性,研究得到了电液加载系统的负载轨迹外包络线,并结合负载最佳匹配方法提出了动力机构的优化设计方法,为高频动载叠加静载型电液加载动力机构的参数选择提供了理论依据。

AST

参考文献

[1] Zhiqing Sheng, Yunhua Li. Development of Computer Controlled Loading System of Helicopter Manipulating Booster[C]. Proceedings of the 2011 International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM), Beijing, p715-720.

[2] A. Alleyne, R. Liu. A Simplified approach to force control for electro-hydraulic system[J]. Control Engineering Practice, vol.8, no.12, 2000, pp1347-1356.

[3] Kyoung Kwan Ahn, Dinh Quang Truong, Yoon Hong Soo. Self

tuning fuzzy PID control for hydraulic load simulator[C]. International Conference on Control, Automation and Systems 2007, Seoul, Korea, p345-349.

[4] Ge-Qiang Li, Hong-yan Yang. Research on decoupling control for electro-hydraulic load simulator[C]. Proceedings of the 2012 International Conference on Advanced Mechatronic Systems (ICAMEchS), Tokyo, p473-477.

[5] Han Songshan, Jiao Zongxia. Compensation control for the supply pressure fluctuation in electro-hydraulic load simulator[C]. Proceedings of the 2011 International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM), Beijing, p914-919.

[6] Dinh Quang Truong, Ahn Kyoung Kwan. A study on force control of electric-hydraulic load simulator using an online tuning Quantitative Feedback Theory[C]. International Conference on Control, Automation and Systems 2008,

Seoul, Korea, p2622-2627.

[7] 刘长年. 跟踪型电液施力系统的优化设计理论[J]. 机床与液压, 1979, (10):24-49

[8] 刘长年. 电液施力系统的优化设计理论[J]. 中国科学, 1980, (01):90-97

[9] G.J. Liu, Y.H. Li and L.M. Yang. Accurate mathematical model for describing electro-hydraulic loading system of helicopter pitch adjusting hydro-mechanical servos[C]. Proceeding of IEEE Conference on Robotics Automation and Mechatronics (RAM), 2010, pp.309-314.

作者简介

李运华, 教授, 博士生导师, 从事机电液电液压伺服控制和试验与仿真技术。

盛志清, 博士生, 从事液压伺服系统计算机控制。