

② 12-16

液压机械复合传动基本特性分析

石家庄铁道学院 郭京波 赖涤泉 高国生 TH137

摘要:对单行星排液压机械复合传动进行了详细分析,给出了无级调速特性、功率流特性、循环功率和传动效率等性能参数的计算式以及特性曲线。

关键词: 液压传动 调速 分流 循环 分析
传动

Abstract: This paper gives detailed analysis of hydraulic-mechanical composite transmission with single planetary gear train. The characteristics of stepless speed control and power distribution, the calculation formulas for recirculative power and transmission efficiency and their characteristic curves are given in this paper.

Key words: Hydraulic transmission Speed control Branching Recirculation Analysis

液压机械分流传动具有传递功率大、效率高、体积小、传动平稳等特点,因此在汽车、工程机械等行走机构的无级变速系统中具有广泛的应用前景。常见的液压机械分流传动机构可分为输入分流式和输出分流式两种基本形式(见图1)。图1a为输出分流式传动,行星排在输出端,一般起汇流作用;图1b为输入分流式传动,行星排在输入端,一般起分流作用。B、M分别表示液压泵和液压马达,X为行星差动轮系。X可由单排或多排行星轮系组成。由单排行星轮系与液压传动回路组成的复合传动是最基本的液压机械传动形式,是组成各种液压机械传动的基础。文献[1]讨论了这种液压机械传动的基本性能参数的设计计算方法,本文将继续分

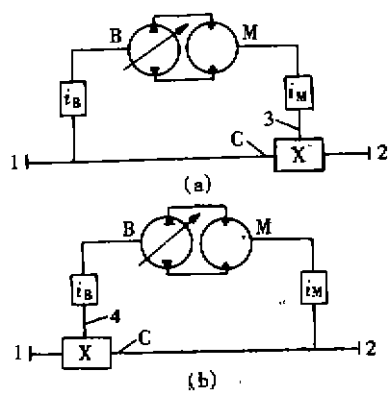


图1 液压机械分流传动形式
(a) 输出分流 (b) 输入分流
1. 系统输入端 2. 系统输出端 3、4. 行星排联接构件

差,产生这个静差的最大可能位置在Z点或J点,其值为F/K,显然它将影响电梯的平层精确度,尤其当电梯的位置检测不是直接基于轿厢时,这种影响更大。

参考文献

1 季文美,方同,陈松洪.机械振动.北京:科学出版社,1985.
2 曹柱中,徐薇莉.自动控制理论与设计.上海:上海

交通大学出版社,1995.
3 朱昌明,洪致育,张惠侨.电梯与自动扶梯.上海:上海交通大学出版社,1995.
4 史信芳,陈影,毛宗源.电梯技术.北京:电子工业出版社,1992.
5 张福恩,吴乃优,张金陵等编.交流调速电梯原理、设计及安装维修.北京:机械工业出版社,1993.

(收稿日期:1997-08-10)

析与之有关的几个基本特性。

1. 无级调速特性分析

液压机械分流传动通过调节液压元件的相对排量来实现无级变速。无级调速特性是指输出与输入传动比 i_{21} 随液压元件排量比 q_B/q_M 变化的特性。

下面仅对输出分流传动形式进行分析,如图 1a 所示

$$i_{31} = \frac{n_3}{n_1} = \frac{\frac{n_M}{n_B \cdot i_B}}{i_M \cdot i_B} = \frac{i_{MB}}{i_M \cdot i_B} \quad (1)$$

式中的 $i_B = n_1/n_B$, $i_M = n_M/n_3$, $i_{MB} = n_M/n_B$ 。

行星差动轮系 X 中基本构件 1、2、3 之间存在这样的运动关系:

$$n_3 = i_{31}^2 n_1 + i_{32}^2 n_2 \quad (2)$$

上式两边同除以 n_1 化简得:

$$i_{31} = i_{31}^2 + i_{32}^2 i_{21} \quad (3)$$

式中 i_{31}^2 —— 当构件 2 固定时,差动轮系基本构件 3 对主动件 1 的传动比

i_{32}^2 —— 当主动件 1 固定时,差动轮系基本构件 3 对输出构件 2 的传动比

因为: $i_{31}^2 = 1/i_{13}^2 = 1/(1-i_{12}^2)$

$$i_{32}^2 = 1/i_{23}^2 = 1/(1-i_{21}^2) = i_{12}^2/(i_{12}^2-1)$$

式中 i_{12}^2 —— 当构件 3 固定时,主动件 1 对差动轮系基本构件 2 的传动比

将 i_{31}^2 、 i_{32}^2 代入式(3)化简后得:

$$i_{21} = i_{31} \frac{(i_{12}^2-1)+1}{i_{12}^2} \quad (4)$$

将式(1)代入式(4)得

$$i_{21} = \frac{i_{MB}(i_{12}^2-1)+i_{MB}^2}{i_{12}^2 \cdot i_B \cdot i_M} \quad (5)$$

由于 $i_{MB} = \frac{n_M}{n_B} = \frac{q_B}{q_M}$, 所以式(5)又可表示为:

$$i_{21} = \frac{q_B}{q_M} \frac{(i_{12}^2-1)}{i_{12}^2 \cdot i_B \cdot i_M} + \frac{1}{i_{12}^2} \quad (6)$$

式(5)、式(6)反映了输出分流式液压机械传动的无级调速特性。系统工作时, i_{12}^2 、 i_B 和 i_M 都是常量, 仅有 q_B/q_M 为变量, 调节液压元件的相对排量 q_B/q_M , 即可得到一个变化的传动比 i_{21} 。当 $q_B/q_M=0$ 时, $i_{MB}=0$, $n_B=0$, 构件 3 制动。此时

$$i_{21}^1 = 1/i_{12}^2 \quad (7)$$

系统处在纯机械传动状态。

《起重运输机械》1997(12)

由差动轮系运动方程知:

$$n_1 + A n_3 - (1+A) n_2 = 0 \quad (8)$$

$$\text{当 } n_3=0 \text{ 时 } i_{12}^3 = 1+A \quad (9)$$

式中 A 为行星排联接特性系数, 它是行星排结构参数 α 的函数, $\alpha = \frac{n_t - n_j}{n_g - n_j}$ 下标 t、j、g 分别表示太阳轮、行星轮和齿圈。

不同的联接方案, 联接特性系数 A 值不同, 见表 1。

表 1 不同联接方式的联接特性系数

编号	对应的联接轴代号			联接特性系数 A
	太阳轮	齿圈	行星架	
1	1	3	2	α
2	1	2	3	$-(1+\alpha)$
3	3	1	2	$1/\alpha$
4	2	1	3	$-(1+\alpha)/\alpha$
5	2	3	1	$-\alpha/(1+\alpha)$
6	3	2	1	$-1/(1+\alpha)$

将式(9)代入式(6)可得:

$$i_{21} = \frac{(\frac{q_B}{q_M})A + i_B \cdot i_M}{(1+A)i_B \cdot i_M} \quad (10)$$

同理可以导出输入分流时的传动比关系式:

$$i_{21} = \frac{q_B}{q_M} \frac{1}{q_M} \frac{1}{(1+A) - A i_B i_M} \quad (11)$$

若假定 $i_B i_M = C$, 可以绘出输出分流和输入分流传动中传动比 i_{21} 与相对排量 q_B/q_M 关系曲线(见图 2)

比较图 2a、2b 可知: 输入分流传动系统, 除 $A=-1$ 情况之外, 系统传动比 i_{21} 与 q_B/q_M 呈非线性关系, 不易控制; 输出分流传动系统, 系统传动比 i_{21} 与 q_B/q_M 呈线性关系, 易于实现线性控制。因此, 一般选择输出分流式传动。

2. 液压功率分流比分析

(1) 输出分流传动

输出分流传动的液压功率分流比 ρ_h 定义为液压回路的输出功率(经液压回路传递到行星排的输入功率) P_h 与全部输出功率 $-P_2$ 的比值, 即:

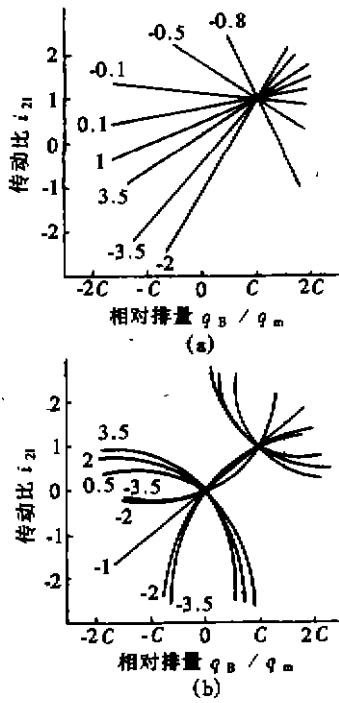


图2 传动比 i_{21} 与相对排量 q_B/q_M 关系曲线

(a) 输出分流 (b) 输入分流

图中曲线所标数值为 A 的取值

$$\rho_h = \frac{P_h}{-P_1} = -\frac{P_3}{P_2} = -\frac{M_3 n_3}{M_2 n_2} \quad (12)$$

式中 P_3 ——构件 3 上的输入功率

M_2, M_3, M_2 ——构件 C、构件 3 和输出轴 2 上的转矩

对于行星排有如下关系:

$$M_c : M_3 : M_2 = 1 : A : [-(1+A)]$$

则
$$\frac{M_3}{M_2} = -\frac{A}{1+A} \quad (13)$$

由式(8)知:
$$n_3 = \frac{1+A}{A} n_2 - \frac{1}{A} n_1 \quad (14)$$

将式(13)、(14)代入式(12)可得:

$$i_{21} = \frac{1}{(1+A)(1-\rho_h)} \quad (15)$$

式(15)给出了输出分流传动液压功率分流比 ρ_h 与行星排联接特性系数 A 及系统传动比 i_{21} 之间的关系。 ρ_h 与 i_{21} 的关系曲线见图 3。

实际上 A 和 ρ_h 的应用范围均有限,图 3 中有些区间和曲线是不实用的。分析图 3 可知当 $|\rho_h|$ 在 0.3~0.35 的区域内,曲线的变化较大,

ρ_h 为正值时在 0.3~0.35 的区域内, ρ_h 稍有改变,就会引起 i_{21} 大的变化; ρ_h 为负值时在 (0.3~0.35) 区域内, i_{21} 稍有改变,就会导致 ρ_h 大的波动。因此 $|\rho_h|$ 在 0.3~0.35 区域内系统不易实现控制,此区间不宜采用。当 $|A|$ 较大时,如 $|A| \geq 3.5$ 时即使 ρ_h 满足上述要求,曲线仍变化较大,因此 $|A|$ 也不宜大。 A 的适用区间为 $|A| < 3.5$, ρ_h 的取值范围应为 $|\rho_h|$ 小于 0.3。

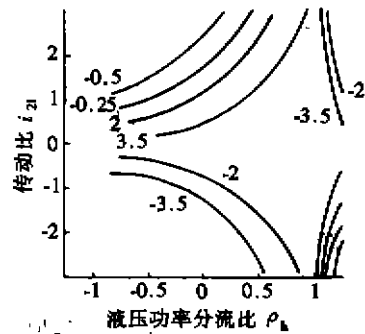


图3 输出分流传动 ρ_h 与 i_{21} 关系曲线
图中曲线所标数值为 A 的取值

(2) 输入分流传动

输入分流传动液压功率分流比 ρ_h 定义为: 液压回路的输入功率(经液压回路传递的行星排的输出功率) $-P_h$ 与全部输入功率 P_1 的比值,即:

$$\rho_h = \frac{-P_h}{P_1} = -\frac{P_3}{P_1} = -\frac{M_3 n_3}{M_1 n_1} \quad (16)$$

对于行星排有如下关系:

$$M_1 : M_3 : M_2 = 1 : A : [-(1+A)]$$

则
$$M_3/M_1 = A \quad (17)$$

将式(14)、式(17)代入式(16)得:

$$i_{21} = \frac{1-\rho_h}{1+A} \quad \text{或} \quad \rho_h = 1 - (1+A)i_{21} \quad (18)$$

式(18)给出了输入分流式传动系统传动比 i_{21} 与 ρ_h 和 A 的关系,其关系曲线如图 4 所示, ρ_h 与 i_{21} 之间呈线性关系。当 $\rho_h = 1$ 时, $i_{21} = 0$,表明无转速输出,当然也无功率输出,此时输入功率转化为液压循环功率。 A 的取值直接影响 ρ_h 与 i_{21} 关系曲线,当 $|A| \geq 3.5$ 时, i_{21} 稍有波动就会引起 ρ_h 较大的变化,故不易控制,所以 A 的取值范围为 $|A| < 3.5$ 。

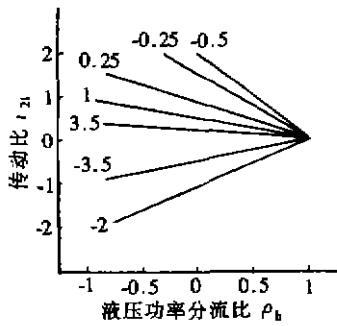


图4 输入分流传动 ρ_h 与 i_{21} 关系曲线

图中曲线所标数值为 A 的取值

3. 循环功率的分析

在此仅分析输出分流传动。如图 1a 所示, 假设输入功率为正, 输出功率为负, 对行星排 X 进行分析, 若不计机械损失则有:

$$P_2 + P_c + P_3 = 0 \quad (19)$$

式中 P_c 为行星排 X 经构件 C 传递的功率。

① $P_c < 0, P_3 < 0$ 时, 因为 $P_h = -P_3/P_2$,

$$\text{则有 } \frac{P_c}{P_2} = \frac{-(P_2 + P_3)}{P_2} = -1 + \rho_h \quad (20)$$

所以, $\rho_h < 0$

此时, 行星排 X 经液压回路(构件 3)有功率输出, 而经机械回路(构件 C)有功率输入, 如图 5a 所示, 系统出现液压循环功率, $\rho_h < 0$ 为出现液压循环功率的条件。

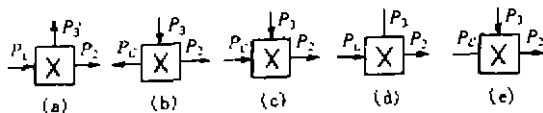


图5 各种工作状态下行星排 X 上的功率流向
(a) 液压循环功率 (b) 机械循环功率 (c) 功率分流状态无循环功率 (d) 纯机械传动 (e) 纯液压传动

② $P_c < 0, P_3 > 0$ 时, 由式(12)和式(19)知: $\rho_h > 0$ 且 $-1 + \rho_h > 0$, 所以, $\rho_h > 1$ 。此时行星排 X 经液压回路(构件 3)有功率输入, 而经机械回路(构件 C)有功率输出(见图 5b)。此时系统出现机械循环功率。 $\rho_h > 1$ 是出现机械循环功率的条件。

③ $P_c > 0, P_3 > 0$ 时, 则有 $\rho_h > 0$ 和 $-1 + \rho_h < 0$, 所以 $0 < \rho_h < 1$ 。此时行星排 X 经液压回路(构件 3)和机械回路(构件 C)均有功率输入

(见图 5c)。系统处于液压机械功率分流状态, 且不存在循环功率。 $0 < \rho_h < 1$ 为不出现循环功率的条件。

④ $P_3 = 0$ 时, 由式(12)得 $\rho_h = 0$ 。此时行星排 X 仅存在机械回路输入的功率(见图 5d)。系统处于纯机械传动状态, $\rho_h = 0$ 为纯机械传动的条件。

⑤ $P_c = 0$ 时, 由式(19)得 $P_2 = -P_3$, 所以 $\rho_h = 1$ 。此时行星排 X 仅存在由液压回路(构件 3)传递的输入功率(见图 5e)。系统处于纯液压传动状态。

同理, 对输入分流式传动, 也可以得出相同的结论。 ρ_h 与功率流向的关系如表 2 所示。总之液压功率分流比 ρ_h 反映了传动系统的各种工作状态, 正确设计机械传动参数和适当匹配液压元件, 可以避免出现循环功率, 从而使系统传动效率提高。

表 2 ρ_h 与功率流状态的关系

分流比 ρ_h	功率流状态
$\rho_h < 0$	存在液压循环功率
$\rho_h > 1$	存在机械循环功率
$0 < \rho_h < 1$	处于液压机械分流传动状态
$\rho_h = 0$	处于纯机械传动状态
$\rho_h = 1$	处于纯液压传动状态

4. 效率分析

由能量守恒定律可知:

$$\Delta P = \Delta P_h + \Delta P_l \quad (21)$$

式中, ΔP 、 ΔP_h 和 ΔP_l 分别为液压机械传动总功率损失, 液压功率损失和机械功率损失。

(1) 输出分流式传动效率

① 存在液压循环功率时, $\rho_h < 0$

$$\Delta P = (1/\eta - 1)P_2$$

$$\Delta P_{h1} = (1 + \eta_{h1})\rho_h P_2$$

$$\Delta P_l = (1 - \rho_h)(1/\eta_1 - 1)P_2$$

将上述 3 式代入式(21)化简可得:

$$\eta = \frac{\eta_1}{1 - (1 - \eta_1)\rho_h} \quad (22)$$

式中 η ——液压机械传动总效率

η_1 ——机械传动回路的效率

η_{h1} ——液压回路的效率

此时液压马达起油泵作用,而液压泵起马达作用。

②不出现循环功率时, $0 < \rho_h < 1$

$$\Delta P_{h2} = (1/\eta_{h2} - 1)\rho_h P_2$$

$$\text{同理可得: } \eta = \frac{\eta_1 \eta_h}{\eta_{h2} + (\eta_1 - \eta_h)\rho_h} \quad (23)$$

式中, η_{h2} 为液压传动回路的效率,此时液压泵驱动马达旋转。

式(22)、式(23)给出了液压机械输出分流传动系统两种工况下的传动效率,通常认为 η_1 、 η_{h1} 、 (η_{h2}) 皆为常数,这样就可以得到 η 与 ρ_h 的关系曲线见图6。分析图6可知,系统效率直接受机械传动效率 η_1 、液压回路传动效率 η_{h1} (η_{h2}) 及分流比 ρ_h 影响。当 η_1 、 η_{h1} (η_{h2}) 不变时,系统效率 η 随 ρ_h 变化, $|\rho_h|$ 增大 η 降低,反之 η 上升。当 $\rho_h = 0$ 时,系统效率 η 最高,此时 $\eta = \eta_1$ 。若 ρ_h 不变,液压传动效率 η_{h1} (η_{h2}) 提高,系统效率也提高。

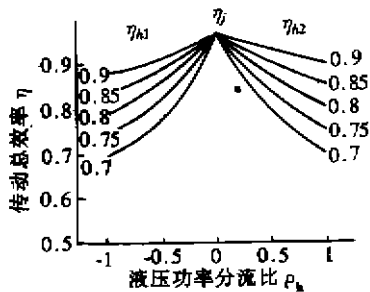


图6 输出分流传动 η 与 ρ_h 曲线
图中曲线所标数值为 η_{h1} (η_{h2}) 取值

(2) 输入分流式传动效率

①存在液压循环功率时, $\rho_h < 0$

$$\Delta P = (1 - \eta)P_1$$

$$\Delta P_h = (1 - \frac{1}{\eta_{h1}})\rho_h P_1$$

$$\Delta P_j = (1 - \rho_h)(1 - \eta_1)P_1$$

将上述3式代入式(21)可得:

$$\eta = \eta_1 - (\eta_1 - \frac{1}{\eta_{h1}})\rho_h \quad (24)$$

②不存在循环功率时, $0 < \rho_h < 1$

$$\Delta P_h = (1 - \eta_{h2})\rho_h P_1$$

同理可得:

$$\eta = \eta_1 - (\eta_1 - \eta_{h2})\rho_h \quad (25)$$

式(24)、式(25)为输入分流式传动效率计算式, η 与 ρ_h 之间呈线性关系。当 $\rho_h = 0$, 效率 η 最高,此时 $\eta = \eta_1$, 其关系曲线图见图7。

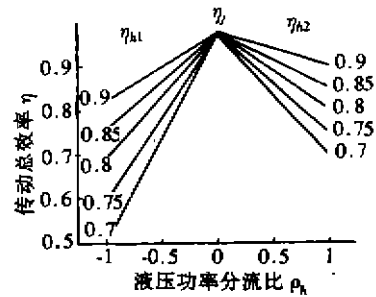


图7 输入分流式传动 η 与 ρ_h 曲线
图中曲线所标数值为 η_{h1} (η_{h2}) 取值

5. 结论

①单排行星轮系与液压传动回路组成的复合传动是最基本的液压机械传动形式,是组成各种液压机械复合传动的的基础。

②输出分流式传动 i_{21} 与 q_B/q_M 之间呈线性关系,易于实现线性控制。

③液压分率的分流比 ρ_h 大小反映了系统功率流状态。 $0 < \rho_h < 1$ 时,系统处于液压机械分流传动状态。

④输出分流式传动效率 η 与分流比 ρ_h 之间呈非线性变化,而输入分流式传动效率 η 与 ρ_h 之间呈线性变化。

⑤联接特性系数 A 、传动比 i_B 、 i_M 液压元件的排量 q_M 及 q_B 是影响系统传动比 i_{21} 、分流比 ρ_h 、功率流和效率等性能的基本设计变量,合理的确定这三者是设计液压机械传动的关键。

参 考 文 献

- 1 赖涤泉. 液压机械传动基本参数的设计计算. 起重运输机械, 1989(11): 19~24
- 2 陈冬生. 新型液压机械无级变速器. 现代机械, 1993(2)
- 3 杨华成, 薛隆泉. 控制式组合无级变速器. 机械, 1993(2)
- 4 杨廷栋. 渐开线行星齿轮传动. 成都: 成都科技大学出版社, 1986

(收稿日期: 1997-04-07)