



上海納卡什瑪液壓技術有限公司

Nakashima Hydraulics Technology Co., Ltd.

Add: Plant3#, No. 86-150 Pingbei Rd. Zhuangqiao, Minhang District, Shanghai, China 201108
Tel: 400-021-9112 86-21-64901276/2276/3476 Fax: 86-21-64902590
Website: www.nakashima.cn E-mail: sales@nakashima.cn

兩段式分速匯矩式液壓機械傳動設計

0 引言

液壓機械無級變速器(HMT)是綜合液壓傳動機械傳動優點的雙功率流無級傳動形式，是合適軍用車輛、拖拉機、卡車等中重犁車輛傳動的理想的 CVT 傳動形式。HMT 在軍用裝甲車輛上已廣泛應用，在大功率民用車輛領域也表現出良好的應用前景。20 世紀 90 年代以來國外主要拖拉機製造公司都相繼推出了實用產品，具有代表性的有配備德國 ZF 公司的 Ecom 和 Steyr 公司的 S-Matic 等系列液壓機械傳動變速器的拖拉機。Claas 公司和 Johndeer 公司也生產了各自的液壓機械傳動的拖拉機系列。

而大部分研究主要集中在分矩匯速式 HMT 上，直到 1995 年，德國 Fendt 公司 VarioCVT 真正開創了分速匯矩式 HMT 技術應用的先河，配備該傳動的 Vario 400, 700, 800, 900 系列拖拉機表現出的出色的工作特性，使分速匯矩式液壓機械傳動引起了廣泛關注。

目前國內外尚未有對多段分速匯矩液壓機械傳動研究的實例，而多段式結構較 fendt 公司的一段式結構，具有更高的傳遞功率能力和更寬的調速範圍。北京理工大學多年致力於液壓機械傳動研究，通過初步研究發現多段式分速匯矩式液壓機械傳動具有良好的傳動特性，並具有開發節能傳動的潛力。隨著目前對車輛節能技術要求不斷提高，多段式分速匯矩式液壓機械傳動具有廣闊的發展前景。

1 傳動方案

基於實驗室某車型設計的分速匯矩式液壓機械傳動方案的系統分流機構由兩個不同行星排組成，分別為第一段和第二段的分流機構，並且配備有各自的選段機構—同步器 S1 和 S2，採用相同的液壓路輸入、輸出速比 i_p 、 i_m 。液壓路由兩個雙變數液壓泵馬達及相應的閥機構組成，傳動簡圖如圖 1 所示。

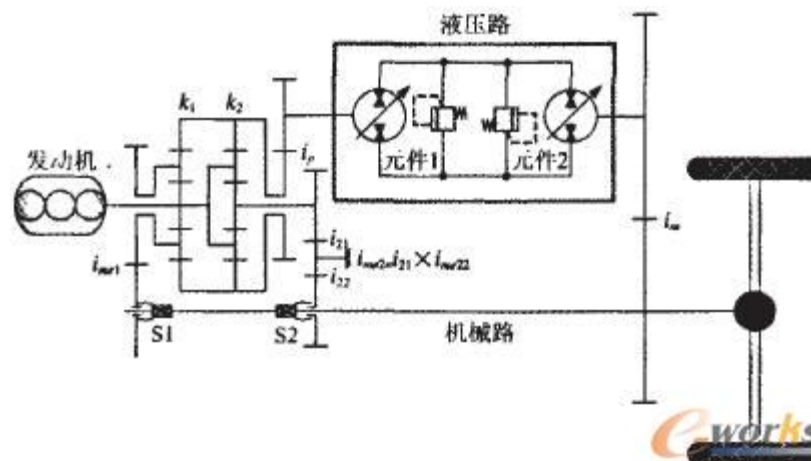


圖 1 兩段式液壓機械傳動簡圖

在方案設計過程中，對以單排的一段式分速匯矩式方案的研究表明：如果按通常設計概念將反相位方案設置為第二段則限制了第一段充分發揮功率能力，這與常見的分矩匯速式液壓機械傳動方案不同。故提出將反相位方案置於第一段的設計想法。

整車品質為 6250 kg，驅動輪動力半徑為 0.425 m，主減速比 $i_{final}=6.2$ ， $v_{max}=90$ km/h。泵、馬達均為排量 180 cc / rev 的雙變數液壓元件。行星排特性參數分別為 $k_1=1.5$ 、 $k_2=1.8$ 。

2 速比特性分析

$$i_r = \frac{\omega_{out}}{\omega_{in}} \quad ; \quad i_h = \frac{n_m}{n_p} = \frac{\varepsilon_p D_{pmax}}{\varepsilon_m D_{mmax}}$$

這裏定義速比為輸出轉速與輸入轉速之比；即 i_h 為液壓路速比，任何工況下，行星排三構件速度關係均滿足方程：

$$n_s + kn_r - (1+k)n_c = 0 \quad (1)$$

定義液壓元件 1 轉速為 0 時的變速箱輸出速比為參考速比 i_f ，該點為變速箱的兩個純機械點。第一段 $i_{f1} = \frac{i_{me1}}{1+k_1}$ ；第二段 $i_{f2} = i_{me2}(1+k_2)$ 。

式中 n_s 、 n_r 、 n_c ——分別表示太陽輪、齒圈和行星架轉速，r/min； i_{me1} 、 i_{me2} ——第一段和第二段機械路輸入速比。

2.1 第一段調速特性

行星排 k_1 的太陽輪連輸入，行星架為機械路輸出，齒圈連液壓路，行星排為反相位傳動機構，變排量元件 1 的排量由大逐漸減小，輸出轉速逐漸增加。

各個構件轉速關係有：

$$n_s = n_e, \quad n_p = n_r i_p, \quad n_c = n_{t_out} \quad (2)$$

從而可以得出系統速比隨液壓路速比變化方程：

$$i_r = \frac{\omega_{out}}{\omega_{in}} = \frac{i_p i_m i_h i_{me1}}{i_{final} \left((1+k_1) i_p i_m i_h - k_1 i_{me1} \right)} \quad (3)$$

其中 $i_h = \varepsilon_p$ 。則馬達軸轉速為：

$$n_m = \frac{i_p i_m i_h i_{me1}}{i_{final} \left((1+k_1) i_p i_m i_h - k_1 i_{me1} \right)} n_e \quad (4)$$

2.2 第二段調速特性

發動機輸出軸與 k_2 排連接，齒圈與液壓路相連，太陽輪連機械路輸出，屬於正相位工況。變排最元件 1 (泵) 排管逐漸增大，保持最大排量，隨後調節元件 2 的排量減小，達到變速箱最大速比。轉速關係有： $n_c = n_e$ ， $n_p = n_r i_p$ ， $n_s = n_{t_out}$ 。

第二段速比特性為：

$$i_r = \frac{i_p i_m i_h i_{me2}}{i_{final} (i_p i_m i_h + k_2 i_{me2})} (1 + k_2) \quad (5)$$

其中 $i_h = \epsilon_p / \epsilon_m$ ，馬達轉速可以表示為：

$$n_m = \frac{i_p i_m i_h i_{me2}}{i_{final} (i_p i_m i_h + k_2 i_{me2})} (1 + k_2) n_e \quad (6)$$

兩段調速區間內的系統速比特性及泵、馬達轉速特性曲線分別如圖 2a、b 所示。

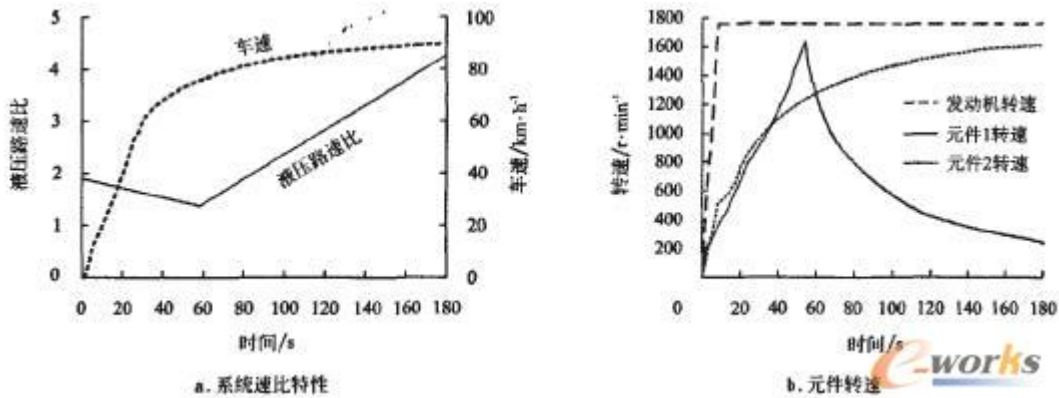


圖 2 速比特性

分速型液壓機械傳動，液壓元件轉速範圍較小，因而必須考慮超速問題。可以看出系統速比隨液壓變最元件排量變化呈非線性關係。在第一段，即反相位段，變排量元件 1 和 2 的轉速同步增加；過了換段點，進入第二段，正相位工况，則液壓元件 2 的轉速繼續增加，但較為平緩，而變數元件 1 的轉速則逐漸減小，設計方案不會產生液壓元件超速問題。

3 平穩換段條件

液壓機械無級變速器平穩換段的條件為：前後相互銜接的兩段在換段點處應該具有相同的速比和相同的變置元件排量變化率 ϵ ，即具有相同的液壓路速比。

速比連續條件可用方程敘述為：

$$\begin{cases} i_{h1max} = i_{h2max} \\ i_{r1max} = i_{r2min} \end{cases} \quad (7)$$

則結合式(5)和(7)求得換段同步點處的液壓元件 1 的變數率應為：

$$\epsilon_{ideal} = \frac{i_{me1} i_{me2} (k_2 + k_1 (1 + k_2))}{i_p i_m ((1 + k_1)(1 + k_2) i_{me2} - i_{me1})} \quad (8)$$

從式(8)可以看出，只要滿足：
$$\frac{i_{me1} i_{me2} (k_2 + k_1 (1 + k_2))}{i_p i_m ((1 + k_1)(1 + k_2) i_{me2} - i_{me1})} \leq 1$$
，即可實現平穩換段。稱 ϵ_{ideal} 為理想換段點或理論換段點。設計的 HMT 方案理論換段點為 $\epsilon_p = 0.49$ 。

4 力矩特性

不考慮慣量的影響的穩態工況下，行星排三構件的力矩關係滿足：

$$T_s : T_r : T_c = 1 : k : -(1+k) \quad (9)$$

故由行星排輸入端分流的機構特點，使得液壓元件 1、發動機輸出力矩和機械路輸入力矩有確定的比例關係；而輸出端的差矩關係，變速箱輸出力矩為馬達力矩和機械路力矩的線性疊加。即可以表示為方程：

$$T_{t_out} = \frac{T_m}{i_m} + T_{me} \quad (10)$$

式中 T_{me} 、 T_m ——分別為機械路輸出力矩和馬達輸出軸力矩， $N \cdot m$ 。

負載力矩的變化不會直接影響馬達輸出力矩的變化，這與分矩匯速式液壓機械傳動形式不同。這種特性表明了，分速匯矩式液壓機械傳動具有發動機與路面負載的解耦特性，故有利於回收車輛的制動能，具有開發儲能傳動的優勢。

4.1 第一段力矩特性

發動機力矩為轉速的函數，可以表示為 $T_e(\omega_e)$ ，由連接關係有： $T_s = T_e$ 。由式(9)可以得出作用與液壓泵輸入軸的力矩為：

$$T_p = -\frac{k_1}{i_p} T_e \quad (11)$$

機械路輸出軸作用力矩：

$$T_{me} = \frac{1+k_1}{i_{me1}} T_e \quad (12)$$

馬達輸出力矩：

$$T_m = -\frac{k_1}{\varepsilon_p i_p} T_e \quad (13)$$

變速箱輸出軸力矩為：

$$T_{t_out} = \frac{T_m}{i_m} + T_{me} = \left(\frac{1+k_1}{i_{me1}} - \frac{k_1}{\varepsilon_p i_p i_m} \right) T_e \quad (14)$$

定義 τ 為馬達力矩分配係數：

$$\tau_m = \frac{T_m}{T_{t_out}} = \frac{k_1 i_{me1} i_m}{k_1 i_{me1} - \varepsilon_p i_p i_m (1+k_1)} \quad (15)$$

4.2 第二段力矩特性

第二段段內有 $T_c = T_e$ ，則泵軸作用力矩為：

$$T_p = \frac{k_2}{i_p(1+k_2)} T_e \quad (16)$$

馬達輸出力矩為：

$$T_m = \frac{\varepsilon_m k_2}{i_p \varepsilon_p (1+k_2)} T_e \quad (17)$$

機械路輸出軸力矩：

$$T_{me} = \frac{1}{i_{me2}(1+k_2)} T_e \quad (18)$$

第二段變速箱輸出力矩方程為：

$$T_{t_out} = \frac{T_m}{i_m} + T_{me} = \frac{1}{1+k_2} \left(\frac{1}{i_{me2}} + \frac{k_2 \varepsilon_m}{\varepsilon_p i_p i_m} \right) T_e \quad (19)$$

馬達力矩分配係數為：

$$\tau_m = \frac{T_m}{T_{t_out}} = \frac{k_2 i_{me2} i_m \varepsilon_m}{k_2 \varepsilon_m i_{me1} + \varepsilon_p i_p i_m} \quad (20)$$

將馬達最大輸出力矩代入式(15)、(20)，可得出變速箱極限輸出力矩特性，驅動力矩特性如圖3所示。

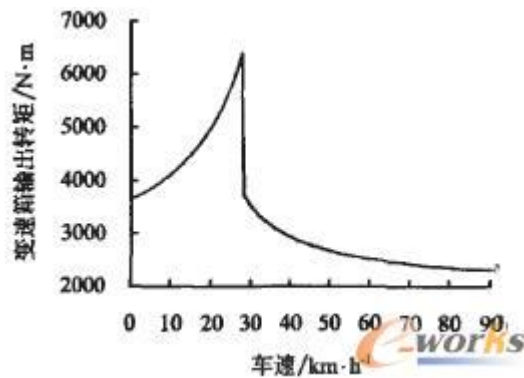


圖3 驅動力矩特性曲線

5 功率流分析

5.1 工作模式及功率流狀態

設計的液壓機械變速箱在車輛驅動直駛工況，變速系統具有兩種功率流狀態：迴圈功率工況和分流工況，分別如圖4a、b。第一段為迴圈工況，液壓路功率迴圈，在輸入端與發動機發出的功率合流，通過機械路傳遞；第二段為功率分流工況，發動機發出的功率從液壓路和機械路正向傳遞，並通過定軸齒輪副匯流後共同驅動車輛。倒車工況通過將液壓元件2的排量調到反向來實現，其功率流狀態為液壓路正向功率，機械路功率迴圈，在輸入端與發動機功率合流從液壓路傳遞，如圖4c所示。

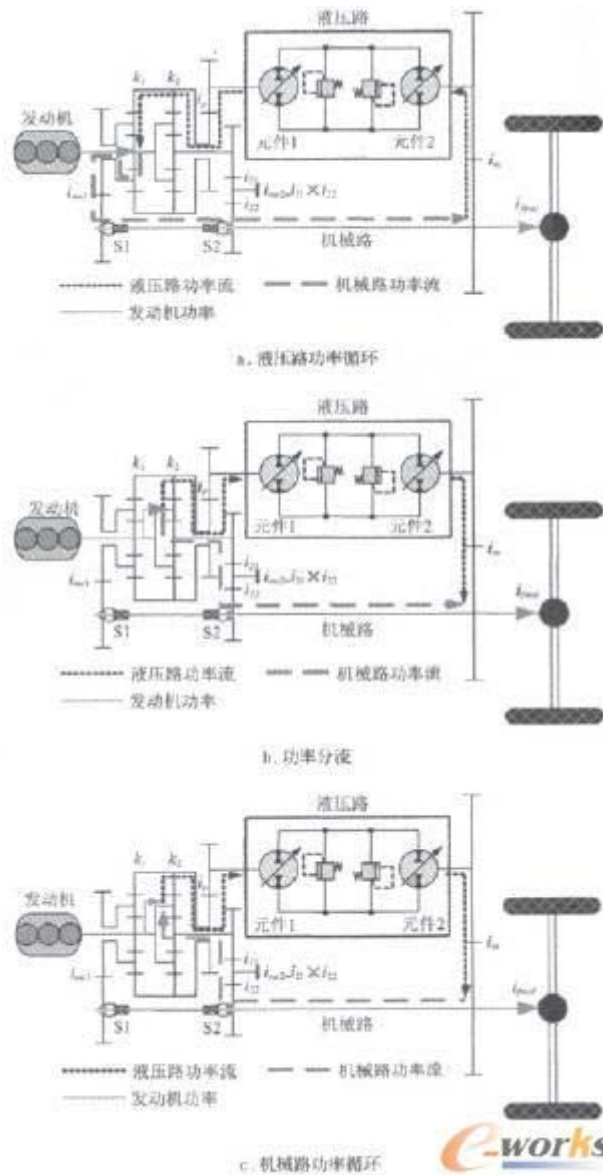


圖 4 功率流模式

5.2 液壓路功率比

液壓路功率與輸入功率之比定義為液壓功率比，是表徵液壓機械傳動性能的一個重要指標，用 δ_h 表示。功率比越小，則液壓功率在總功率中所占份額越小，對液壓路的功率放大倍數越大，則相應機械路的功率越大，系統傳遞效率越高。

第一段液壓功率比可以表示為：

$$\delta_h = \frac{P_h}{P_{in}} = \frac{T_r n_r}{T_{in} n_{in}} = 1 - \frac{i_r}{i_{f1}} = 1 - \left(\frac{1+k_1}{i_{me1}} \right) i_r \quad (21)$$

第二段液壓功率比可以表示為：

$$\delta_h = \frac{P_h}{P_{in}} = 1 - \frac{i_r}{i_{f1}} = 1 - \left(\frac{1}{(1+k_2) i_{me2}} \right) i_r \quad (22)$$

由式 (21)、(22) 可以得出系統功率比特性圖，如圖 5 所示。

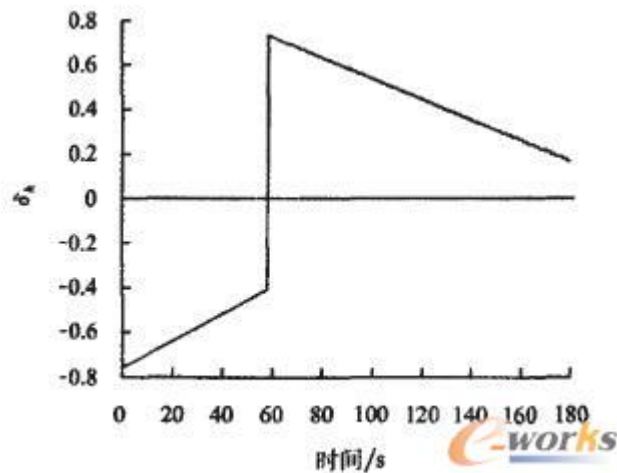


圖 5 液壓路功率比曲線

從圖 5 中可以看出各段不同速比(對應不同的車速)下的液壓功率比的變化規律，負值表示功率迴圈。第一段起步工況，液壓功率占比例較大；第二段的液壓功率比較小，並且隨著速比增加逐漸減小。主要工作液壓功率比 $\delta h < 25\%$ 。表明變速箱具有較大的液壓功率放大倍數。

6 結論

研究方法為分速匯矩式液壓機械傳動方案設計提供了參考。研究結果表明：

- 1) 兩段式分速匯矩式液壓機械傳動具有較大的液壓功率放大倍數，總效率高，常運行工況功率放大倍數大於 4。
- 2) 採用反相位第一段是多段式設計的較佳選擇，可以獲得較大的起動力矩，擴大了系統調速範圍，具有較高功率傳遞能力，使滿足相同設計要求前提下可以採用更為簡單的兩段結構。
- 3) 變速範圍寬，可以實現 0 速起步，無須採用離合器，變速範圍可以從 0 到最高車速無級變化，可以滿足拖拉機及履帶車輛的爬行等各個工況需求。
- 4) 增加蓄能裝置均可在兩段內方便實現制動能量回收和混合驅動，提供了節能傳動開發平臺。

根據不同需求，該傳動方案採用不同的合理匹配參數可以適用於農用車輛(拖拉機)、城市公車、垃圾收集車和輕型貨車等領域應用。