

拖拉机液压机械无级变速器的特性分析

徐立友^{1,2} 周志立² 张明柱² 李言¹

(1. 西安理工大学机械与精密仪器工程学院, 西安 710048; 2. 河南科技大学车辆与动力工程学院, 河南 洛阳 471003)

摘要 以东方红 1302R 拖拉机液压机械无级变速器为对象,建立了其速比与变量泵和定量马达排量比、液压功率分流比、传动效率的关系式,给出各段(挡)工况下的功率流向,分析循环功率存在条件及其对变速机构输出的影响。结果表明:行星排特性参数 k 是影响液压机械无级变速器特性的主要设计参数,其值应在 $0.3 < k < 4.2$ 范围内;变量泵和定量马达排量比设定原则是,在保证液压机械无级变速器速比连续变化的前提下,尽可能地减小液压功率分流比;在拖拉机常用工作速度段,液压功率分流比 $|i| < 0.2$,有利于提高传动系统效率;循环功率的存在降低了传动系统效率,应尽量避免其出现;液压机械无级变速器具有可控的无级调速特性及高效率特性。液压机械无级变速传动装置能满足拖拉机的作业要求。

关键词 拖拉机; 液压机械传动; 无级变速器; 特性分析

中图分类号 S 219.032.1

文章编号 1007-4333(2006)05-0070-05

文献标识码 A

Characteristics analysis of hydro-mechanical continuously variable transmission of tractor

Xu Liyou^{1,2}, Zhou Zhili², Zhang Mingzhu², Li Yan¹

(1. College of Mechanics & Apparatus Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China;

2. College of Vehicle & Power Engineering, Henan University of Science & Technology, Henan Luoyang 471003, China)

Abstract To study the characteristics of hydro-mechanical continuous variable transmission device, based on the hydro-mechanical continuous variable transmission (HMCVT) of a Dongfanghong 1302R tractor, the relation formulas of the speed ratio of HMCVT with displacement ratio of variable hydraulic pump (PV) and fixed hydraulic motor (MF), the hydraulic power distributing ratio and transmission efficiency were established. The power flow direction of each range (gear) was presented. The existing conditions of circulation power and its influence on mechanism output were analyzed. The analytical results showed that the characteristic parameter of planetary gear train k was the main design parameter that influenced the characteristics of HMCVT and its preference values located between 0.3 and 4.2; the setting principle of displacement ratio of PV and MF was that hydraulic power distributing ratio should be reduced as far as possible to ensure that HMCVT had a continuously variable speed ratio; in usual speed ranges of tractor, the absolute value of hydraulic power distributing ratio should be less than 0.2, which was beneficial to increase transmission efficiency; the existence of circulation power made transmission efficiency decrease, so the circulation power should be avoided; HMCVT had the characteristics of stepless-speed-regulation and high efficiency. The HMCVT device can meet the work requirements.

Key words tractor; hydro-mechanical transmission; continuously variable transmission; characteristics analysis

液压机械无级变速器(HMCVT)是利用液压机械传动原理,将液压传动与机械传动恰当组合的新型传动装置。目前国外先进的拖拉机及工程车辆的

传动系已开始采用该变速装置^[1-5]。笔者利用该原理设计的东方红 1302R 拖拉机液压机械无级变速器,由一个单排行星机构、变量泵-定量马达构成的

收稿日期: 2006-03-30

基金项目: 河南省高校杰出科研人才创新工程项目(2002KYCX010)

作者简介: 徐立友,讲师,博士研究生,主要从事车辆工程技术研究, E-mail: xlyou1974@tom.com; 周志立,教授,博士生导师,主要从事车辆工程技术研究, E-mail: zzli@mail.haust.edu.cn

液压传动系统和多挡有级变速箱组成。发动机输出功率分为液压功率和机械功率，液压功率经由液压传动系传递给行星排的太阳轮，机械功率通过离合器 C_1 或 C_2 传到行星排的齿圈 r 或行星架 c 上；2 种功率经行星排汇流后，经由行星架或齿圈，通过闭合离合器 C_3 或 C_4 传递到多挡有级变速箱的输入轴上。根据离合器的接合状态不同，随着变量泵和定量马达排量比 e 的变化，变速器前进方向由 6 个变速段构成，倒车方向由 3 个变速段构成。当 C_1 、 C_2 脱开， C_3 、 C_4 接合时，为纯液压段；当 C_1 、 C_4 同时接合时，为 4 个纯机械挡。

本研究以东方红 1302R 拖拉机为对象，对其液压机械无级变速器的无级调速特性、液压功率分流比、功率流及循环功率和效率特性进行分析，以期为液压机械无级变速传动装置传动方案的确定、参数匹配和性能分析提供理论依据。

1 液压机械无级变速器无级调速特性

液压机械无级变速器通过调节液压元件的相对排量实现无级变速。无级调速特性是指构件的输出与输入转速比 i_b (速比) 随变排量液压元件与定排量液压元件的排量比 e 的变化特性^[6]。

设 n_0 、 n_b 、 n_s 、 n_r 、 n_c 、 n_d 分别为变速器输入轴、输出轴、太阳轮、齿圈、行星架和多挡有级变速箱输入轴转速； k 为行星排特性参数， $k = z_r / z_s$ ，其中 z_r 为齿圈齿数， z_s 为太阳轮的齿数。

由东方红 1302R 拖拉机液压机械无级变速器传动方案(图 1)及其离合器接合状态(表 1)^[7]可知，倒车方向与前进方向具有相同的传动形式。本研究只对前进方向各段特性进行分析。经推导可得各段的速度特性：

1) 纯液压 1 段(H1)

$$n_{b1} = \frac{n_d}{i_3} = \frac{n_s}{i_3} = \frac{e}{i_1 i_2 i_3} n_0 \quad (1)$$

2) 液压机械 2 段(HM2)

$$n_{b2} = \frac{n_d}{i_3} = \frac{n_r}{i_3} = \left(1 + k - \frac{e}{i_1 i_2} \right) \frac{n_0}{k i_3} \quad (2)$$

3) 液压机械 3 段(HM3)

$$n_{b3} = \frac{n_d}{i_4} = \frac{n_c}{i_4} = \left(k + \frac{e}{i_1 i_2} \right) \frac{n_0}{(1+k) i_4} \quad (3)$$

4) 其他各段

由图 1 及表 1 可见，液压机械 4 段(HM4)、液压机械 6 段(HM6)与 HM2 段传动形式相同，计算

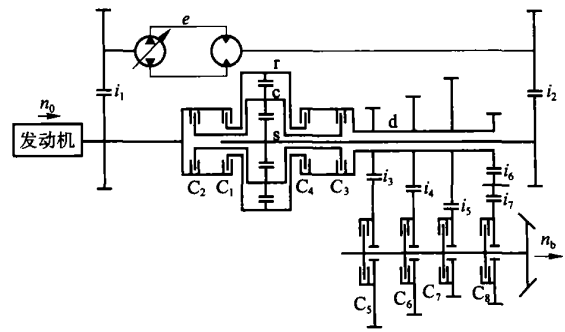


图 1 液压机械无级变速器传动方案

Fig. 1 Transmission scheme of HMCVT

表 1 液压机械无级变速器离合器接合状态

Table 1 Engagement status of clutches of HMCVT

段(挡)位	离合器序号								
	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	C ₅	C ₆	C ₇	C ₈	
前进	H1	-	-	+	+	+	-	-	-
	M1	+	-	-	+	+	-	-	-
	HM2	-	+	-	+	+	-	-	-
	HM3	+	-	+	-	-	+	-	-
	M2	+	-	-	+	-	+	-	-
	HM4	-	+	-	+	-	+	-	-
倒车	HM5	+	-	+	-	-	-	+	-
	M3	+	-	-	+	-	-	+	-
	HM6	-	+	-	+	-	-	+	-
	H1	-	-	+	+	-	-	-	+
	HM2	+	-	+	-	-	-	-	+
	M1	+	-	-	+	-	-	-	+
HM3	-	+	-	+	-	-	-	+	

注：“+”和“-”分别表示离合器接合或分离；H、M、HM 分别表示纯液压段、纯机械挡和液压机械段，全文同。

其速度时将式(2)中的 i_3 用 i_4 和 i_5 代换即可。同理将式(3)中的 i_4 用 i_5 代换可得到液压机械 5 段(HM5)的速度。由速比定义知

$$i_b = n_b / n_0 \quad (4)$$

式(1)~(4)反映了液压机械无级变速器的无级调速特性。当各齿轮副的传动比、行星排特性参数给定 ($i_1 = 0.63$, $i_2 = 0.6$, $i_3 = 6$, $i_4 = 2$, $i_5 = 0.89$, $k = 4$) 时，可得到液压机械无级变速器各段(挡)速比随变量泵和定量马达排量比 e 的变化特性曲线(图 2)。可见，排量比 e 在 $-1 \sim +1$ 范围内变化时，变速器的速比连续无级变化。

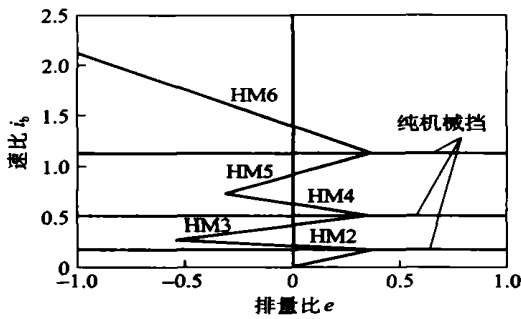


图2 各段速比 i_b 随变量泵和定量马达排量比 e 的变化特性

Fig. 2 Characteristics of speed ratio of each gear level variation to displacement ratio of PV and MF e

2 液压功率分流比

液压功率分流比定义为液压机械无级变速器中液压路的输出功率,即经液压路传递到行星排的输入功率与变速器总输出功率的比值(不计功率损失)

$$\rho = \frac{P_s}{P_b} = \frac{P_s}{P_d} = -\frac{M_s n_s}{M_d n_d} \quad (5)$$

式中: ρ 为液压功率分流比; P_s 为太阳轮输入功率; P_b 为变速器输出功率; P_d 为多挡有级变速箱输入功率,即行星机构输出功率; M_s 为太阳轮输入转矩; M_d 为多挡有级变速箱输入转矩,即行星机构输出转矩。

对于本研究所采用的差动轮系,行星排三元件的转矩关系为

$$M_s M_r M_c = 1 - k - (1+k) \quad (6)$$

式中: M_r 和 M_c 分别为齿圈和行星架输出转矩。

分析图1和表1可知, HM2、HM4和HM6段具有相同的液压功率分流比表达式, HM3和HM5段具有相同的液压功率分流比表达式。各段液压功率分流比计算如下。

1) H1段: 由于此段行星排三元件联为一体,故

$$\rho = 1 \quad (7)$$

2) HM2、HM4、HM6段: 由式(2)、(5)及(6)得

$$\rho = -\frac{M_s n_s}{M_d n_d} = -\frac{M_s n_s}{M_r n_r} = -\frac{e}{(1+k) i_1 i_2 - e} \quad (8)$$

3) HM3、HM5段: 由式(3)、(5)及(6)得

$$\rho = -\frac{M_s n_s}{M_d n_d} = -\frac{M_s n_s}{M_c n_c} = \frac{e}{k i_1 i_2 + e} \quad (9)$$

式(1)~(4)和(7)~(9)说明液压机械无级变速器的液压功率分流比、行星排特性参数、齿轮副传动比、变量泵和定量马达排量比及系统速比之间存在

一定关系,液压功率分流比与速比的关系见图3。除纯液压段外,各段均有1个 $\rho = 0$ 的工况点,相当于纯机械挡工况。

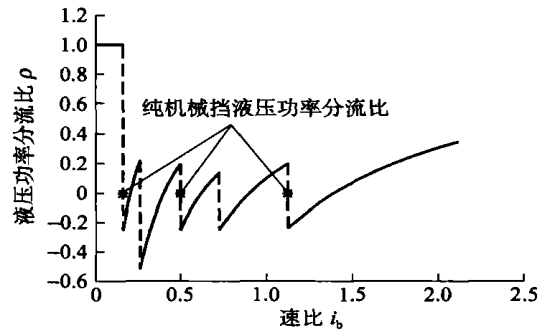


图3 各段液压功率分流比与速比 i_b 的关系

Fig. 3 Hydraulic power distributing ratio of each gear level

液压功率分流比反映了传动系统的各种工作状态,正确设计机械传动参数,适当匹配变量泵和定量马达可避免出现循环功率,从而提高传动系统效率。

3 功率流及循环功率

功率流是指液压机械无级变速器中功率传递的路线。当构件在受力端点处转速、转矩方向相同时,构件在该处输入功率;反之,在该处输出功率。循环功率是封闭环路系统所特有的一种无用功率,不输出系统,在系统内部引起摩擦损失,降低传动效率^[8]。

对于本液压机械无级变速器,由于多挡有级变速箱的功率由输入轴输入,经主、从动齿轮传递后,最后由输出轴输出,功率流向简单,且不存在循环功率。因此本研究主要对多挡有级变速箱输入轴之前部分的功率流及循环功率进行分析。

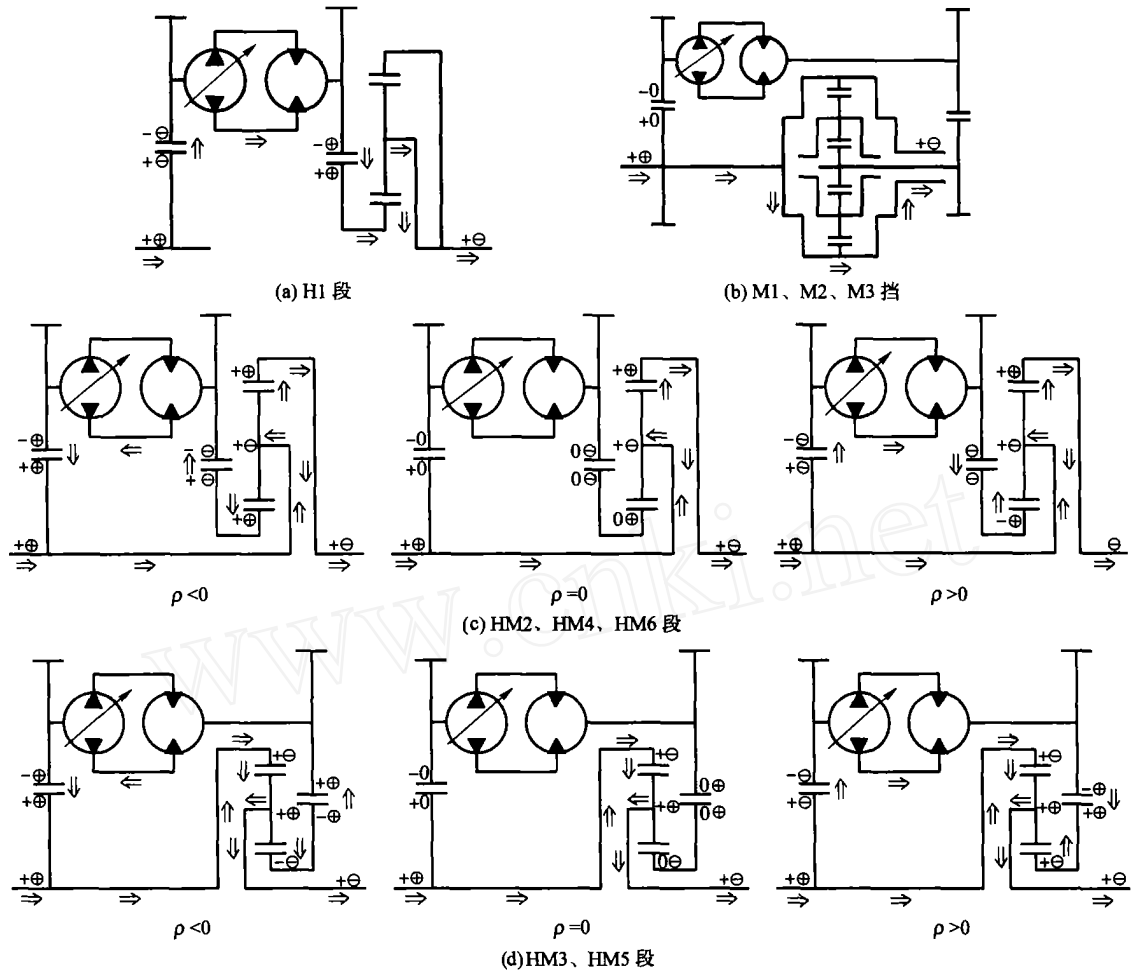
1) H1段。此工况下,发动机的功率全部经液压路由行星排整体输出,机械路功率为0,机构属于纯液压工况。功率流见图4(a),无循环功率产生。

2) M1、M2、M3挡。由于此工况下定量马达所受转矩为0,故液压路功率为0,发动机的功率全部经机械路由齿圈输出,机构属于纯机械挡工况。功率流见图4(b),无循环功率产生。

3) HM2、HM4、HM6段。此工况下功率流分 < 0 、 $= 0$ 和 > 0 这3种情况(图4(c))。 < 0 时,机械路功率经输入轴、行星架由齿圈输出,液压路功率经行星轮、太阳轮、变量泵定量马达组成的液压系统由定轴轮系返回到输入轴上,这一功率在封闭差动轮系内部流动,不对外输出,机构内存在循环功率。 $= 0$ 时,定量马达的转速为0,太阳轮制动,

液压路功率为 0, 发动机的功率通过机械路经输入轴、行星架由齿圈输出, 无循环功率产生。 > 0 时, 机械路功率经输入轴传递给行星架, 液压路功率经

定轴轮系、变量泵定量马达组成的液压系统传递给太阳轮, 两路功率经差动轮系汇流后由齿圈输出, 无循环功率产生。



“+”、“-”表示系统中各构件的转速方向;“⊕”、“⊖”表示系统中各构件转矩方向;当系统中构件转速或转矩为 0 时,用“0”表示;“⇒”表示系统中功率流向; ρ 为液压功率分流比

图 4 液压机械变速器各段(挡)功率流

Fig. 4 Power flow of each gear level of HMCVT

4) HM3、HM5 段。功率流见图 4(d)。功率流及循环功率分析方法与 HM2、HM4、HM6 段相同。

通过上述分析可知,循环功率存在与否与液压功率分流比的取值有关。当 < 0 时,系统存在循环功率;当 $0 < \rho < 1$ 时,系统处于液压机械分流传动状态;当 $\rho = 0$ 时,系统处于纯机械传动状态;当 $\rho = 1$ 时,系统处于纯液压传动状态。

4 液压机械无级变速器效率特性

液压机械无级变速器属于闭式行星齿轮传动,存在循环功率,其整体传动效率随不同速比和负载转矩的变化在较大范围内变化。

1) H1 段。

$$\eta = i_1 i_2 \eta_{pm} i_3 \quad (10)$$

式中: i_1 、 i_2 、 i_3 为各齿轮副的传动效率,单级外啮合齿轮传动取 0.98,以下类同; η_{pm} 为变量泵和定量马达所组成液压系统的效率,随压力、转速和排量变化而变化,而压力、转速和排量又由变量泵和定量马达排量比 e 、传动形式及变速器输入功率 P_0 决定,对于选定的变量泵和定量马达可根据实验数据拟合出效率计算函数 $\eta_{pm}(P_0, e)^{[9]}$ 。

2) HM2 段。以 a、b、C、I 分别表示太阳轮、行星架、齿圈(闭式传动输出)和输入轴,变速器传动效率^[10]为

$$2 = \begin{cases} \{1 + |i_{1c}| [|i_{c1} - i_{b1}| + |i_{c1}^b| (1/a - 1)] \}^{-1} i_3 & (e=0) \\ \{1 + |i_{1c}| [|i_{c1} - i_{b1}| + |i_{c1}^b| (1 - a)] \}^{-1} i_3 & (e>0) \end{cases} \quad (11)$$

式中: $i_{c1}^b = -\frac{e}{ki_1 i_2}$, $i_{b1} = 1$, $i_{c1} = 1 + \frac{1}{k} - \frac{e}{ki_1 i_2}$, $i_{1c} = 1/i_{c1}$, $a = i_1 i_2$ pm; 为行星架固定时 a-b-C 传动的损失系数,其大小由行星排参数决定,经计算 = 0.019。

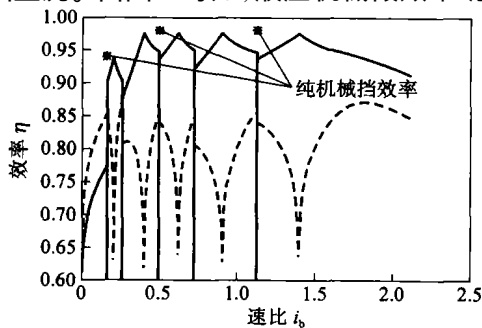
3) HM3 段。u、v、W、Y 分别表示齿圈、太阳轮、行星架(闭式传动输出)和输入轴,变速器传动效率

$$3 = \begin{cases} \{1 + |i_{YW}| [|i_{WY}^v - i_{Wu}^v i_{WY}| + |i_{WY}^u| (1/v - 1)] \}^{-1} i_4 & (e=0) \\ \{1 + |i_{YW}| [|i_{WY}^v - i_{Wu}^v i_{WY}| + |i_{WY}^u| (1 - v)] \}^{-1} i_4 & (e<0) \end{cases} \quad (12)$$

式中: $i_{Wu}^v = i_{WY}^v = \frac{k}{1+k}$, $i_{WY}^u = \frac{e}{i_1 i_2 (1+k)}$, $i_{WY} = i_{WY}^u + i_{WY}^v$, $i_{YW} = 1/i_{WY}$, $v = i_1 i_2$ pm; 为行星架固定时 u-v-W 传动的损失系数,其大小由行星排参数决定,经计算 = 0.019。

4) 其他各段。HM4、HM6 段与 HM2 段传动形式相同,计算其效率时将式(11)中的 i_3 用 i_4 和 i_5 代换即可。同理将式(12)中的 i_4 用 i_5 代换可得到 HM5 段的效率。

液压机械无级变速器各段(挡)效率特性见图 5。除纯液压段外,每段效率曲线的极点为变量泵排量为 0 时的效率,相当于各段有一个高效率的纯机械挡工况。由图 5 可知,液压机械挡效率明显高于



虚线为变量泵与定量马达所组成液压系统效率

图 5 液压机械无级变速器效率特性

Fig. 5 Efficiency characteristic of HMCVT

纯液压段效率,说明液压机械无级变速传动具有高效率特性。

5 结束语

1) 本研究给出的液压机械无级变速器速比与变量泵和定量马达排量比、液压功率分流比、传动效率的关系式,可为该类传动装置传动方案的确定、参数匹配和性能分析提供理论依据,恰当的液压功率分流比可提高传动系统效率。

2) 行星排特性参数、变量泵和定量马达排量比是影响变速机构速比、液压功率分流比、功率流及效率等特性的最终设计参数,如何确定这两者是设计液压机械无级变速传动装置的关键。

参 考 文 献

- [1] Hiroyuki M, Keiji O, Tsutomu I, et al. Development of hydro-mechanical transmission (HMT) for bulldozers [J]. SAE 941772, Journal of Passenger Cars, 1994 (103): 159-168
- [2] Takahisa N, Koichi M. Development of super all terrain vehicle and hydro mechanical transmission system [J]. SAE 021448, Journal of Passenger Cars, 2002 (111): 377-384
- [3] Xu Liyou, Zhou Zhili, Zhang Mingzhu, et al. Application of hydro-mechanical continuously variable transmission in tractors [C]. Proceedings of 7th Asia Pacific Conference for Terramechanics of the ISTVS. Changchun: Jilin University Press, 2004: 84-91
- [4] 田全忠. 液压机械传动在大功率履带拖拉机上的应用分析[J]. 拖拉机与农用运输车, 2001 (2): 31-33
- [5] 夏海南, 葛建人, 陈明宏. 液压机械传动在工程机械上的应用[J]. 工程机械, 2000(3): 17-19
- [6] 郭京波, 赖涤泉, 高国生. 液压机械复合传动的分流比与传动特性分析[J]. 建筑机械, 1997(10): 38-41, 47
- [7] 张明柱, 周志立, 徐立友, 等. 农业拖拉机用多段液压机械无级变速器的设计[J]. 农业工程学报, 2003, 19 (6): 118-121
- [8] 曹付义, 王军, 周志立, 等. 东方红 1302R 拖拉机液压机械差速转向机构的功率分析[J]. 农业工程学报, 2005, 21(3): 99-102
- [9] Zhang Mingzhu, Zhou Zhili, Xu Liyou, et al. Algorithm of the efficiency of continuously variable hydro-mechanical transmissions [C]. Proceedings of 7th Asia Pacific Conference for Terramechanics of the ISTVS. Changchun: Jilin University Press, 2004: 493-501
- [10] 马丛谦. 渐开线行星齿轮传动设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1987: 140-156