doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2024.12.048

# 基于杠杆拓扑法的混合动力拖拉机 ECVT 构型设计与节能控制

张　凯[1]　鲁植雄[1]　王　琳[2]　邓晓亭[1]　张渤衢[1]　孙晓旭[1]
(1. 南京农业大学工学院, 南京 210031; 2. 智能农业动力装备全国重点实验室, 洛阳 471039)

**摘要**: 传统大功率拖拉机燃油经济性差,推动了混合动力拖拉机的发展。旋耕作业输出端(Power take-off,PTO)输出转速与拖拉机行驶速度无法解耦输出,使行星齿轮式电动无级变速(Electronic continuously variable transmission,ECVT)拖拉机得到推广,但行星齿轮式 ECVT 的功率循环现象降低了分流效率,为此,基于杠杆平衡法分析了 2K-H 型周转轮系的功率分流原理与功率循环产生机理,提出了大功率混合动力拖拉机 ECVT 构型设计的杠杆拓扑法,以高效地搜索可行构型。提出了大功率混合动力拖拉机 ECVT 构型的最终方案,并进行了可行性验证。首先,采用杠杆拓扑法和功率输出分流原理拓扑了 ECVT 构型。然后,通过分析每种拓扑构型的传动特性优选出最佳构型,通过加装离合器与制动器满足拖拉机作业需求及各种模式切换的可行性,并在后驱动系统搭配高低挡、主减速器与轮边减速器,形成最终构型方案。同时,推导了该构型 4 种工作模式的动态特性方程,明确了构型的传动过程及 PTO 转速与拖拉机行驶速度解耦输出的可行性。最后,分别在犁耕与旋耕工况下对基于动态规划算法的混合动力拖拉机 ECVT 能量管理策略进行了整机节能控制仿真分析,结果表明:提出的 ECVT 构型较对比构型在犁耕工况下等效燃油消耗量降低约 5.17%,旋耕工况下降低约 5.11%,有效提升了大功率混合动力拖拉机燃油经济性。2 种工况下均无功率循环现象产生,保证了混合动力传动系统的平稳运转及分流效率,实现了 PTO 转速与拖拉机行驶速度的解耦输出,为动力输出轴独立于轮胎进行单独的转速控制提供解决方案,提出的能量管理策略有助于混合动力系统的节能控制。

**关键词**: 混合动力拖拉机; 拓扑法; 电动无级变速构型; 功率循环; 输出分流; 节能控制
**中图分类号**: S121; TH132.425　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2024)12-0505-14　　**OSID**:

# ECVT Configuration Design and Energy-saving Control of Hybrid Tractor Based on Lever Topology Method

ZHANG Kai[1]　LU Zhixiong[1]　WANG Lin[2]　DENG Xiaoting[1]　ZHANG Boqu[1]　SUN Xiaoxu[1]
(1. *College of Engineering*, *Nanjing Agricultural University*, *Nanjing* 210031, *China*
2. *State Key Laboratory of Intelligent Agricultural Power Equipment*, *Luoyang* 471039, *China*)

**Abstract**: The problem of poor fuel economy of traditional high-powered tractors has promoted the development of hybrid tractors, and the problem that the output speed of power take-off (PTO) cannot be decoupled from the running speed of tractors, which made the electronic continuously variable transmission (ECVT) tractors of planetary gear popularized, but the power cycle phenomenon of ECVT of planetary gear reduced the shunting efficiency. Therefore, the power-split principle and power cycle generation mechanism of 2K-H epicyclic gear train were analyzed based on the lever balance method. A lever topology method for ECVT configuration design of high-powered hybrid tractor was proposed to search feasible configurations efficiently. The final scheme of ECVT configuration of high-horsepower hybrid tractor was put forward, and its feasibility was verified. Firstly, the ECVT configuration was topologized by lever topology method and power output-split principle. Then the optimal configuration was optimized by analyzing the transmission characteristics of each topological configuration. By installing clutches and brakes to meet the needs of tractor operation and the feasibility of various mode switching.

收稿日期: 2024-01-18　修回日期: 2024-05-08
**基金项目**: 智能农业动力装备全国重点实验室开放项目(SKLIAPE2023019)和国家重点研发计划项目(2022YFD2001202)
**作者简介**: 张凯(1997—),男,硕士生,主要从事混合动力拖拉机构型优选和节能控制研究,E-mail: ZHANG_k1001@163.com
**通信作者**: 鲁植雄(1962—),男,教授,博士生导师,主要从事混合动力相关技术和车辆电子控制技术研究,E-mail: luzx@njau.edu.cn

The rear drive system was matched with high and low gears, main reduction and wheel reduction to form the final configuration scheme. At the same time, the dynamic characteristic equations of the four working modes of this configuration were derived, and the feasibility of decoupling output between PTO speed and tractor speed was clarified. Finally, the simulation analysis of energy-saving control of the whole hybrid tractor based on ECVT energy management strategy based on dynamic programming algorithm was carried out under plowing and rotary tillage conditions respectively. The results showed that compared with the comparison configuration, the proposed ECVT configuration can reduce the equivalent fuel consumption by about 5.17% under ploughing condition and about 5.11% under rotary tillage condition, which can effectively improve the fuel economy of the high-horsepower hybrid tractor. There was no power cycle phenomenon under two working conditions, which ensured the smooth operation and split efficiency of the hybrid power transmission system. The decoupling output of PTO speed and tractor speed was realized, which provided a solution for the independent speed control of PTO shaft independent of tires. The proposed energy management strategy was helpful to the energy-saving control of hybrid power system.

**Key words**: hybrid tractor; lever topology method; ECVT configuration; power cycle; output-split; energy-saving control

## 0 引言

目前全球面临着能源短缺、环境污染严重等问题[1]。拖拉机作为农业机械的主要作业设备,传统拖拉机排放污染问题一直以来都是关注的重点,发展拖拉机新技术迫在眉睫[2]。不少学者已针对电动/混合动力拖拉机构型方案设计进行了一定研究[3-4]。目前,由于电动拖拉机在作业时需配备大容量供电设备进行工作,受到电池等技术发展的制约,大功率电动拖拉机目前难以投入市场使用。混合动力拖拉机融合了电机与发动机性能,在保证动力的同时,提升续航成为可能[5-9]。

传统拖拉机旋耕负载端输出转速与拖拉机行驶速度通过分动箱实现,旋耕作业输出端(PTO)转速与拖拉机行驶速度呈线性关系,大功率拖拉机 PTO 转速与整机行驶速度解耦成为新的研究问题[10]。行星齿轮式电动无级变速(ECVT)构型可实现多动力耦合,PTO 与整机行驶速度解耦成为可能。大功率拖拉机 ECVT 构型综合了串联式与并联式构型的特征,一般由单发动机与双电机组成,其中一部电机主要起调速作用,实现 ECVT,另一部一般起发电或驱动作用,保证整机的续航或补偿发动机输出转矩的不足。胡建军等[11]对功率分流式混合动力系统运行特征及拓扑结构进行了分析,优选出一种单行星排混合动力构型方案,有效提升了整车综合性能。文献[12-13]分别设计了一种混合动力拖拉机耦合分流构型与双流耦合构型,耦合分流构型保证了犁耕作业周期内发动机可以工作于高效区,双流耦合构型可有效减小载荷冲击对发动机的影响。唐鹏[14]提出了一种“等效树图”的混合动力系统构型设计方法,完成了行星齿轮式混合动力系统优化设计,优选出了经济性最佳构型。ROSSI 等[15]基于乘用汽车的混合动力构型布置方案,设计了一种混合动力拖拉机构型,分析了 4 种工作模式,试验结果证明,混合动力拖拉机动力性与装备传统机械变速器的拖拉机相当。

以上文献虽对混合动力系统构型进行了一定研究,但均未详细涉及目前市场急需攻克的大功率拖拉机 ECVT 构型设计技术。对于大功率拖拉机 ECVT 构型设计未形成完备的理论体系,限制了大功率拖拉机 ECVT 基础研究。大功率拖拉机行星齿轮式 ECVT 构型设计包括多个动力源、PTO 输出节点及驱动桥输出节点与行星轮系不同节点的布置问题,多动力源及动力输出节点与轮系的多种布置可能性导致构型设计中难以优选出最佳方案。杠杆平衡法将行星齿轮机构等效为可直观表达轮系特征的二维杠杆及 3 个节点[16],便于分析轮系的运动特征[17],结合图层拓扑理论[18],形成杠杆拓扑法,可快速、高效地搜索可行的 ECVT 构型方案。

为解决大功率拖拉机 ECVT 构型设计效率低下、难以快速优选出适合于大功率拖拉机构型的问题,本文以混合动力拖拉机为研究对象,对 2K-H 型行星齿轮机构的功率分流原理进行分析,揭示行星齿轮机构功率循环现象产生机理。在此基础上,为快速搜索构型,提出一种大功率混合动力拖拉机 ECVT 构型设计的杠杆拓扑法。为实现 PTO 转速与拖拉机行驶速度的解耦输出、整机脱离功率循环段及满足大功率拖拉机动力需求,提出一种大功率混合动力拖拉机 ECVT 构型。提出基于动态规划算法的 ECVT 能量管理策略,在犁耕与旋耕工况下进行节能控制仿真分析,进而验证构型无功率循环现象及 PTO 转速与拖拉机行驶速度的解耦输出,确保大功率拖拉机 ECVT 传动系统高效运转,提升大功率拖拉机燃油经济性。

## 1　2K－H 型行星齿轮机构功率分流特性

大功率混合动力拖拉机 ECVT 构型设计基于 2K－H 型行星齿轮机构进行，如图 1 所示，图中 S 表示太阳轮，R 表示齿圈，C 表示行星架。

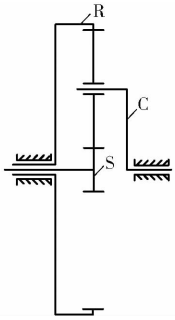



图 1　2K－H 型行星齿轮机构二维模型

Fig. 1　Two-dimensional model of 2K－H planetary gear mechanism

由图 1 可知，行星齿轮机构为 3 自由度双转速输入模型。正常传动时，须约束 2 个自由度，因此，其也为周转轮系。由周转轮系传动特性可知，行星齿轮机构运动方程及转矩平衡方程为

$$n_s + kn_r = (1+k)n_c \tag{1}$$

$$T_s : T_r : T_c = 1 : k : [-(1+k)] \tag{2}$$

式中　$n_s$——太阳轮转速，r/min

$n_r$——齿圈转速，r/min

$n_c$——行星架转速，r/min

$T_s$——太阳轮转矩，N·m

$T_r$——齿圈转矩，N·m

$T_c$——行星架转矩，N·m

$k$——行星齿轮机构特征参数

由运动方程及转矩平衡方程可知，轮系必须具备转速耦合与转矩耦合或转矩解耦才能保证行星齿轮机构的稳定传动。轮系稳定时，假设输入构件 1、输入构件 2 及输出轴分别连接于 S、R、C 的不同位置，周转轮系将具备不同的性质，如表 1 所示。

**表 1　轮系与构件连接关系**

**Tab. 1　Connection between gear and component**

| 方案编号 | 工况 | 构件 1 | 构件 2 | 输出轴/OUT |
|---|---|---|---|---|
| 方案 1 | 1 | S(－) | C(＋) | R(－) |
| | 2 | S(＋) | C(＋) | R(－) |
| 方案 2 | 3 | R(＋) | C(＋) | S(－) |
| | 4 | R(－) | C(＋) | S(－) |
| 方案 3 | 5 | S(＋) | R(＋) | C(－) |

注：不区分构件 1 与构件 2 的具体性质，例：当构件 1、构件 2 均为主动件时，认为构件 1 连接于 S、构件 2 连接于 R 与构件 1 连接于 R、构件 2 连接于 S 的效果一样。＋表示主动件，－表示被动件。

结合杠杆平衡法，对于方案 1，周转轮系节点 C 对构件 2 的正向转矩解耦，并分流于节点 S 与 R，驱动构件 1 与节点 OUT 平衡负载，如工况 1。此时，轮系转矩平衡，但 S 与 R 存在多余自由度，需在负载端（节点 R）布置调速构件，该构件输出正向转矩与轮系输出转矩耦合，由该构件约束负载及整个轮系的自由度，如图 2a 所示。

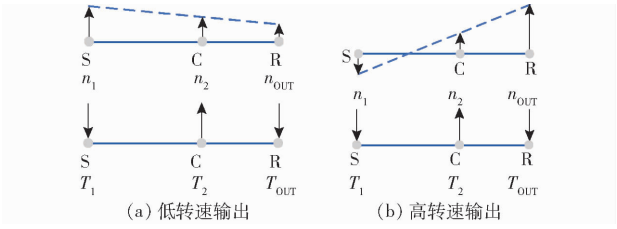



图 2　构型 1 杠杆平衡图

Fig. 2　Lever balance diagrams of configuration 1

当节点 R 转速增大，即系统请求于高转速输出时，如图 2b 所示，构件 1 为主动构件，若调节构件 2 的转速点时，构件 1 需输出反向转矩平衡行星架分流于节点 S 的转矩，此时，轮系处于平衡状态，不存在多余自由度，但行星齿轮机构存在功率循环现象，整个轮系以较低的效率运转，如工况 2。由于该构型节点 C 的正向转矩分流满足节点 S、节点 R 的负载需求，可命名为功率输入分流（Input-split，IS）构型[19]。方案 2 为调速部件/OUT 布置于节点 S 的情况，同上，工况 3 为低速输出、工况 4 为相较于工况 3 的高转速输出工况，由式(2)可知，该节点输出转矩最小，难以满足拖拉机设计需求，因此，不对该方案进行详细分析。

由行星齿轮机构与构件的连接关系，可确定方案 1 的运动与分流特性为

$$\begin{cases} n_{OUT} = \dfrac{(1+k)n_2 - n_1}{k} \\ T_{OUT} = T_2 - T_1 \\ P_{OUT} = P_2 - P_1 \end{cases} \tag{3}$$

式中　$n_{OUT}$——行星齿轮机构输出转速，r/min

$T_{OUT}$——行星齿轮机构输出转矩，N·m

$P_{OUT}$——行星齿轮机构输出功率，kW

$n_1$、$n_2$——构件 1、2 输出转速，r/min

$T_1$、$T_2$——构件 1、2 输出转矩，N·m

$P_1$、$P_2$——构件 1、2 输出功率，kW

由特性方程可看出功率输入分流方案具备转速耦合、转矩解耦，利用该性质，可完成对 OUT 节点请求功率及请求速度的解耦，整个轮系具备 CVT 性能，多节点布置使 PTO 转速解耦成为可能，但该种方案必须对节点 C 输入动力分流，导致 OUT 节点输出动力上限受到限制，不能使动力部件的最大标定功率作用于 OUT 节点，不适合应用于大功率拖拉机。

方案 3 中,假设构件 1 为调速构件,构件 1 及构件 2 分别输出正向转矩于节点 S、节点 R,汇流于节点 C 平衡 OUT 节点的负载,该构型具备转矩耦合性能,可称作功率输出分流(Output-split, OS)构型[20],如图 3a 所示。此时,轮系转矩平衡,无多余自由度,如工况 5。

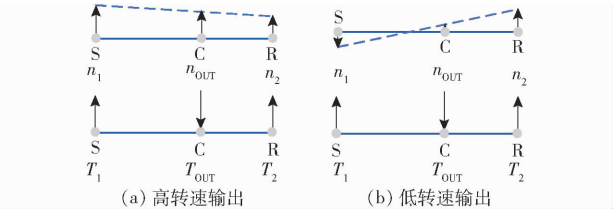



图 3 构型 3 杠杆平衡图

Fig. 3 Lever balance diagrams of configuration 3

当节点 C 转速降低时,即 OUT 节点请求低转速输出时(图 3b),节点 S 必须输出反向转速才可平衡 OUT 节点的低转速请求,但节点 S 必须输出正向转矩才可满足整个轮系的转矩平衡,该工况下,轮系存在功率循环现象,处于效率较低且不平衡的运行状态。

方案 3 的运动与分流特性为

$$\begin{cases} n_{OUT} = \dfrac{n_1 + kn_2}{1+k} \\ T_{OUT} = T_1 + T_2 \\ P_{OUT} = P_1 + P_2 \end{cases} \tag{4}$$

由特性方程可看出,功率输出分流方案具备转速耦合、转矩耦合性能,同样可实现对 OUT 节点请求功率、请求速度的解耦,具备 CVT 性能,多节点的布置同样为 PTO 的解耦提供可能,该方案可保证节点 S、节点 R 动力汇入 OUT 节点,提升了整个轮系平衡负载的能力,更加适合于大功率拖拉机构型设计。后文将针对该种方案进行拓扑,完成混合动力拖拉机 ECVT 构型设计。

## 2 混合动力拖拉机 ECVT 构型拓扑设计

结合上文对行星齿轮机构功率分流特性的分析结果,本节将基于杠杆拓扑法对大功率混合动力拖拉机 ECVT 构型进行设计。文献[11]针对混合动力乘用车的构型设计提出了一种利用杠杆力学进行拓扑的方法,本文结合拖拉机结构特点,对杠杆拓扑法进行延伸,提出一种适用于混合动力拖拉机 ECVT 构型设计的杠杆拓扑法。以柴油发动机、驱动电机替代构件 1 与构件 2,进而获得发动机与电机在行星齿轮机构上布置的所有可行的 OS 混合动力构型方案,保证整个构型的无级变速性能,即保证电机能够实时调节发动机工作点(ECVT),同时,拓扑时,在行星齿轮机构上布置增程电机,保证系统可靠、持续运转,调节发动机转矩点时,该电机也能够参与驱动,使 ECVT 构型满足大功率拖拉机的多工况使用。因此,在拓扑时,共考虑发动机节点、电机 MG1 节点、电机 MG2 节点、拖拉机驱动桥输出轴 OUT 节点及拖拉机旋耕作业端节点(PTO 节点)与行星齿轮机构的可行布置方案。拓扑时,不区分 MG1 与 MG2 电机的作用,认为两部电机在行星齿轮机构上同节点的布置效果相同,也不考虑将发动机置于 OUT 节点后的方案,因为该方案无法调节发动机转速点,仅可调节转矩点,也不考虑不满足行星齿轮机构传动原理的构型。杠杆拓扑原理(某一种连接关系)如图 4 所示。

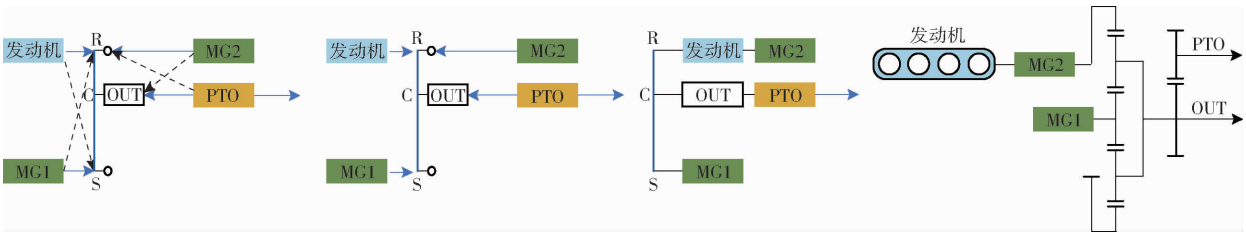



图 4 拓扑原理图

Fig. 4 Topological principle

基于所提出的拓扑原理,滤除不符合拓扑条件的拓扑构型后,共生成 20 种混合动力拖拉机 ECVT 方案,如图 5 所示。其中,拓扑 1、4、5、8、10、11、14、15 的 PTO 节点与 OUT 节点直接相连,PTO 无法独立于车轮转速进行单独控制,旋耕模式下,构型将失去无级变速性能,因此,认定这 8 种拓扑为不可行拓扑构型;拓扑 6、7、9、12、17、20 的 PTO 节点与 MG1 电机直接相连,而 MG1 电机为整个机构的 ECVT 功能服务,虽然能够完成 PTO 转速与拖拉机行驶车速的解耦,但在旋耕模式下,MG1 转速将与 PTO 转速呈线性关系,构型失去 ECVT 功能,同时,MG1 是为了与发动机共同平衡负载,保证构型的稳定传动,其为辅助动力源,若 MG1 直接为旋耕作业提供动力,系统将长时间处于增程发电模式,而且,整个系统将陷入转矩不平衡的传动中,因此,认定这 6 种拓扑为不可行拓扑构型;拓扑 18 与拓扑 19 的 MG1、MG2 直接相连,系统需求增程发电时,该种构型将导致电能的二次循环利用,在上文分析的不可行拓扑构型

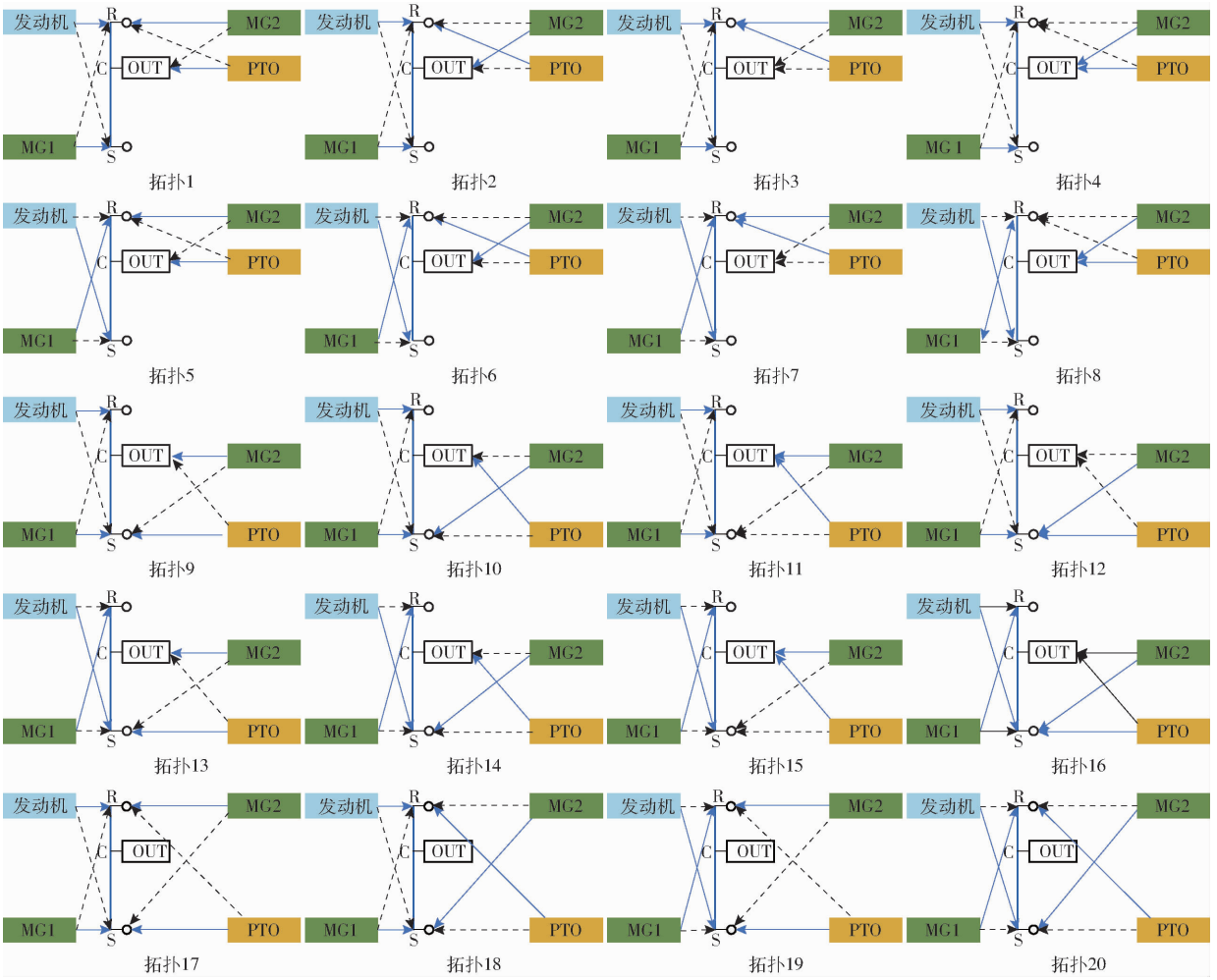



图 5　混合动力拖拉机 ECVT 构型拓扑结果

Fig. 5　ECVT configuration topology results of hybrid tractor

中，拓扑 5、7、10、12 同样具有电能的二次循环利用问题；拓扑 2、3、13、16 的 PTO 节点与发动机节点直接相连，完成了 PTO 转速与拖拉机行驶车速的解耦，调速电机的节点也未受影响，构型满足无级变速需求，但相较于拓扑 3 与拓扑 16，拓扑 2 与拓扑 13 的驱动电机 MG2 连接于 OUT 端，能够满足拖拉机的增程发电需求，但其处于构型 OUT 端位置，不能参与平衡 PTO 负载，缩小了 PTO 模式下拖拉机平衡旋耕需求负载的冗余，因此，认定这 2 种拓扑为不可行拓扑构型。拓扑 3 与拓扑 16 的发动机节点、MG2 节点与 PTO 节点直接相连，系统需求增程发电时，发动机可带动 MG2 进行发电，同时，MG2 不仅能够平衡驱动桥需求转矩，其也能够平衡 PTO 需求转矩，而这两种构型，仅是连接关系的不同，下面将针对优选出的拓扑 3 与拓扑 16 进行分析。

由第 1 节分析可知，在不考虑行星齿轮机构输出端后驱动系统的前提下，拓扑 3 与拓扑 16 在行星齿轮机构的输出端存在功率循环问题，整机设计中，通过在后驱动系统搭配合适的传动比，使在满足拖拉机作业速度时脱离功率循环现象，保证构型稳定传动。所以需考虑 2 种构型在整机设计避免功率循环现象的难度。拓扑 3 与拓扑 16 的基础等效构型如图 6 所示。

假设柴油机经济性较高转速点为 1 500 r/min，则拓扑 3 与拓扑 16 的转速特性如图 7 所示。

如图 7 所示，发动机于经济转速点时，拓扑 3 较

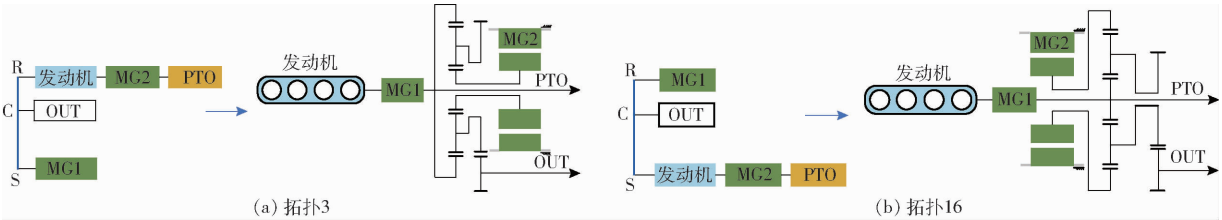



图 6　拓扑 3、拓扑 16 基础等效构型

Fig. 6　Basic equivalent configurations of topology 3 and topology 16

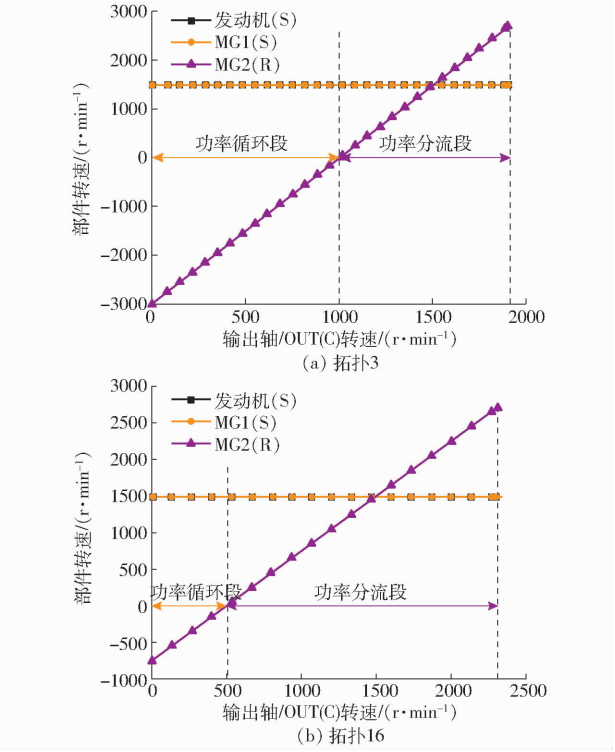



图 7 拓扑 3、拓扑 16 转速特性曲线

Fig. 7 Speed characteristic curves of topology 3 and topology 16

拓扑 16 存在范围更大的功率循环变速段，整机设计中，为了消除功率循环的变速段，将增大主减速器、轮边减速器等后机械传动系统的传动比设计，增大变速箱尺寸，同时，拓扑 3 的发动机位于节点 R，驱动电机位于节点 S，发动机满负荷运转时，由式(2)可知，拓扑 3OUT 端的驱动转矩较拓扑 16 相差$\frac{(k-1)(k+1)}{k}$倍，但由于节点 R 需输出节点 S 转矩的 $k$ 倍，而发动机为主动力源，所以拓扑 16 的节点 R 前需配置一定传动比的机械传动机构，保证驱动电机与发动机转矩传动的平衡，需增大周转轮系整体尺寸，但拓扑 16 的输出动力更足，更加适应大功率拖拉机的田间作业需求，这是这两种构型应用的条件。综上，拓扑 16 更容易消除功率循环现象的产生，虽然需增大节点 R 的传动体积，但拓扑 16 使得整机的输出转矩更大，因此，本文基于拓扑 16 的基础构型，以发动机离合器及 PTO 离合器满足工作模式、作业模式切换的可行性，以定传动比行星排保证发动机与驱动电机转矩平衡(定传动比行星排不影响功率分流原理，本质为周转轮系的功率分流)，通过在输出端 OUT 后搭配高低挡、主减速器与轮边减速器使整机脱离功率循环变速段，进而完成了混合动力拖拉机 ECVT 构型设计，如图 8 所示。

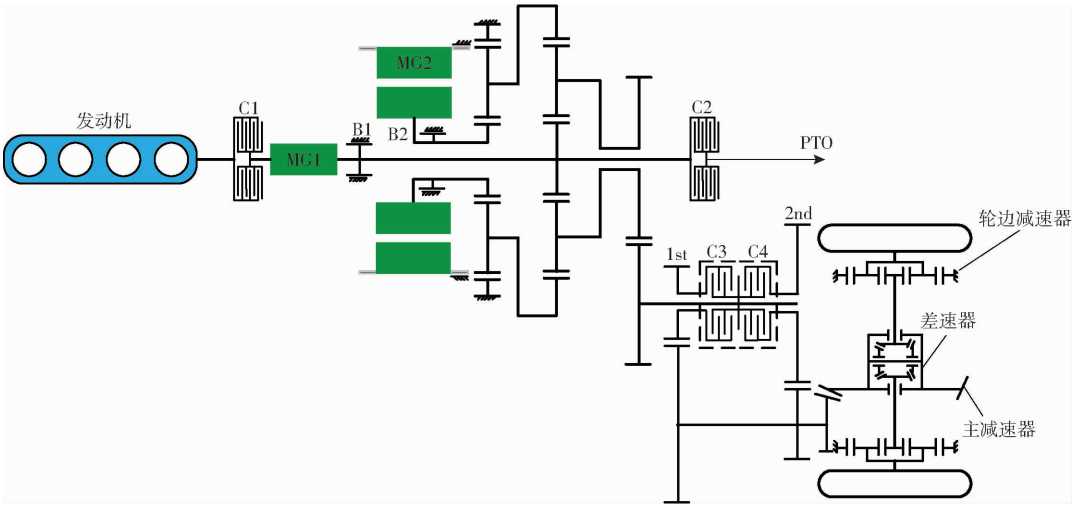



图 8 混合动力拖拉机 ECVT 构型

Fig. 8 ECVT configuration of hybrid tractor

如图 8 所示，该构型的发动机离合器 C1 决定发动机是否参与工作，PTO 离合器 C2 保证旋耕作业模式的正常开启，制动器 B1 保证纯电动模式 1、制动能量回收模式的正常工作，制动器 B2 保证发动机直接驱动模式的正常工作。

## 3 混合动力拖拉机 ECVT 构型工作模式与动态特性

本文所提出的 ECVT 构型共具备 4 种驱动工作模式，分别为纯电动模式 1、纯电动模式 2、发动机直接驱动模式、混合动力模式(OS 模式)，其中，发动机直接驱动模式和 OS 模式具备开启 PTO 模式的能力，所提出构型的 4 种工作模式如图 9 所示。

纯电动模式 1 下，负载需求动力由 MG2 进行平衡，发动机、MG1 均不参与驱动，离合器 C1、C2 均断开，制动器 B1 闭合，B2 开启；纯电动模式 2 下，负载需求动力由 MG1、MG2 进行平衡，发动机不参与驱动，离合器 C1、C2 均断开，制动器 B1、B2 开启；发动机直接驱动模式下，负载需求动力由发动机进行平衡，MG1 空转或满足增程发电需求，MG2 不参与驱

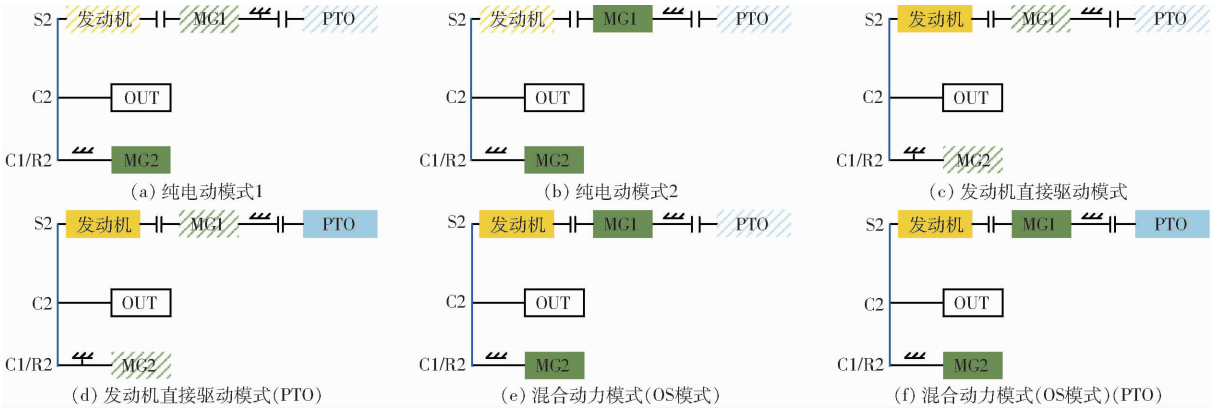



图 9　构型工作模式

Fig. 9　Configuration working modes

动，离合器 C1 闭合，离合器 C2 状态取决于拖拉机作业需求，制动器 B1 开启，B2 闭合；OS 模式下，离合器 C1、C2 闭合，制动器 B1、B2 断开，发动机的动力与 MG2 进行汇流，经行星架输出平衡负载，MG1 长时间处于不工作或发电状态，当发动机与 MG2 动力不能平衡瞬时负载需求动力时，MG1 处于驱动模式，与发动机动力同轴耦合，与 MG2 共同参与驱动，此时 MG1 调节发动机转矩工作点，增加发动机负荷率，MG2 调节转速点，整个系统具备性能优异的无级变速功能，其杠杆平衡图如图 10 所示。

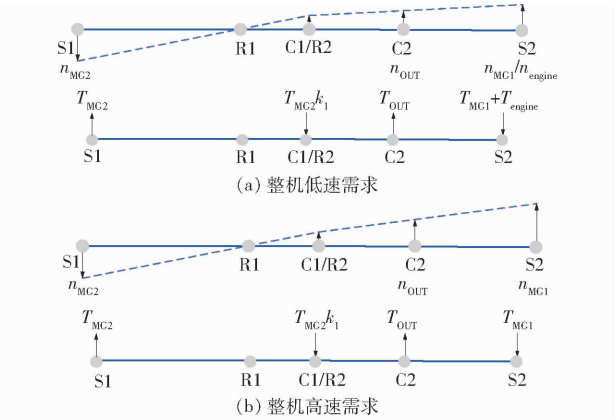



图 10　ECVT 构型杠杆平衡图

Fig. 10　Balance diagrams of ECVT configuration lever

由图 10 可以看出，当拖拉机处于重负荷作业的低速需求时，发挥 MG2 的调速作用，使整机具备 ECVT 功能；PTO 模式时，MG2 的实时调速使节点 S PTO 转速与整机行驶速度解耦；拖拉机处于转场、运输等中小负荷高速需求时，发挥 MG1 的大范围调速作用，使整机满足高速需求。特别需要说明的是，由图 10 可知，当齿圈正向转动时，MG2 为反向驱动，此时，构型无功率循环现象，为了在后文更加直观地观察动力部件间的运行情况，本文在仿真时设定齿圈正向转动对应 MG2 的正向转动，即当 MG2 出现反向转动时，系统存在功率循环现象。

4 种工作模式（纯电动模式 1、纯电动模式 2、发动机直接驱动模式、OS 模式）的动态特性分别为

$$\left[I_{MG2}+I_{S1}+\frac{I_{C1}+I_{R2}}{1+k_1}+\frac{k_2 I_{C2}}{(1+k_1)(1+k_2)}+\frac{k_2 I_w}{(1+k_1)(1+k_2)i_g i_0 i_H}\right]\dot{\omega}_{MG2}=\left[T_{MG2}-\frac{k_2 T_{out}}{i_g i_0 i_H(1+k_2)\eta_{out}}\right] \tag{5}$$

$$\begin{cases}\begin{bmatrix} I_{MG1}+I_{S2}+\dfrac{I_{C2}}{1+k_2}+\dfrac{I_w}{(1+k_2)i_g i_0 i_H} & 0 \\ 0 & I_{MG2}+I_{S1}+\dfrac{I_{C1}+I_{R2}}{1+k_1}+\dfrac{k_2 I_{C2}}{(1+k_1)(1+k_2)}+\dfrac{k_2 I_w}{(1+k_1)(1+k_2)i_g i_0 i_H}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\dot{\omega}_{MG1}\\ \dot{\omega}_{MG2}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix} T_{MG1}-\dfrac{T_{out}}{i_g i_0 i_H(1+k_2)\eta_{out}} \\ T_{MG2}-\dfrac{k_2 T_{out}}{i_g i_0 i_H(1+k_1)(1+k_2)\eta_{out}}\end{bmatrix} \\ T_{MG1}=\dfrac{T_{out}}{i_g i_0 i_H(1+k_2)\eta_p}-T_{MG2}\end{cases} \tag{6}$$

$$\begin{cases}\begin{cases}\left[I_e+I_{MG1}+I_{S2}+\dfrac{I_{C2}}{1+k_2}+\dfrac{I_w}{(1+k_2)i_g i_0 i_H}\right]\dot{\omega}_{MG1}=\left[T_e+T_{MG1}-\dfrac{T_{out}}{i_g i_0 i_H(1+k_2)\eta_{out}}\right] \\ T_{MG1}=\dfrac{T_{out}}{i_g i_0 i_H(1+k_2)\eta_p}-T_e\end{cases} & \text{(非旋耕)} \\ \begin{cases}\left[I_e+I_{MG1}+I_{S2}+I_{PTO}+\dfrac{I_{C2}}{1+k_2}+\dfrac{I_w}{(1+k_2)i_g i_0 i_H}\right]\dot{\omega}_e=\left[T_e+T_{MG1}-\dfrac{T_{PTO}}{i_P\eta_p}-\dfrac{T_{out}}{i_g i_0 i_H(1+k_2)\eta_{out}}\right] \\ T_{MG1}=\dfrac{T_{out}}{i_g i_0 i_H(1+k_2)\eta_p}+T_{PTO}-T_e\end{cases} & \text{(旋耕)}\end{cases} \tag{7}$$

$$\begin{cases}\begin{bmatrix} I_e+I_{\mathrm{MG1}}+I_{\mathrm{S2}}+\dfrac{I_{\mathrm{C2}}}{1+k_2}+\dfrac{I_w}{(1+k_2)i_g i_0 i_H} & 0 \\ 0 & I_{\mathrm{MG2}}+I_{\mathrm{S1}}+\dfrac{I_{\mathrm{C1}}+I_{\mathrm{R2}}}{1+k_1}+\dfrac{k_2 I_{\mathrm{C2}}}{(1+k_1)(1+k_2)}+\dfrac{k_2 I_w}{(1+k_1)(1+k_2)i_g i_0 i_H} \end{bmatrix}\cdot \\ \begin{bmatrix}\dot{\omega}_e \\ \dot{\omega}_{\mathrm{MG2}}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix} T_e+T_{\mathrm{MG1}}-\dfrac{T_{\mathrm{out}}}{i_g i_0 i_H(1+k_2)\eta_{\mathrm{out}}} \\ T_{\mathrm{MG2}}-\dfrac{k_2 T_{out}}{i_g i_0 i_H(1+k_1)(1+k_2)\eta_{\mathrm{out}}}\end{bmatrix} \quad \text{(非旋耕)} \\ T_{\mathrm{MG1}}=\dfrac{T_{\mathrm{out}}}{i_g i_0 i_H(1+k_2)\eta_p}-T_e \\ \begin{bmatrix} I_e+I_{\mathrm{MG1}}+I_{\mathrm{S2}}+I_{\mathrm{PTO}}+\dfrac{I_{\mathrm{C2}}}{1+k_2}+\dfrac{I_w}{(1+k_2)i_g i_0 i_H} & 0 \\ 0 & I_{\mathrm{MG2}}+I_{\mathrm{S1}}+\dfrac{I_{\mathrm{C1}}+I_{\mathrm{R2}}}{1+k_1}+\dfrac{k_2 I_{\mathrm{C2}}}{(1+k_1)(1+k_2)}+\dfrac{k_2 I_w}{(1+k_1)(1+k_2)i_g i_0 i_H} \end{bmatrix}\cdot \\ \begin{bmatrix}\dot{\omega}_e \\ \dot{\omega}_{\mathrm{MG2}}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix} T_e+T_{\mathrm{MG1}}-\dfrac{T_{\mathrm{PTO}}}{i_P\eta_p}-\dfrac{T_{\mathrm{out}}}{i_g i_0 i_H(1+k_2)\eta_{\mathrm{out}}} \\ T_{\mathrm{MG2}}-\dfrac{k_2 T_{\mathrm{out}}}{i_g i_0 i_H(1+k_1)(1+k_2)\eta_{\mathrm{out}}}\end{bmatrix} \quad \text{(旋耕)} \\ T_{\mathrm{MG1}}=\dfrac{T_{\mathrm{out}}}{i_g i_0 i_H(1+k_2)\eta_p}+T_{\mathrm{PTO}}-T_e \end{cases} \tag{8}$$

式中 $I_e$——发动机输出轴转动惯量,kg·m$^2$

$I_{\mathrm{MG1}}$、$I_{\mathrm{MG2}}$——MG1、MG2 输出轴转动惯量,kg·m$^2$

$I_w$——驱动轮转动惯量,kg·m$^2$

$I_{\mathrm{PTO}}$——PTO 输出轴转动惯量,kg·m$^2$

$I_{\mathrm{S1}}$、$I_{\mathrm{S2}}$——前、后行星排太阳轮转动惯量,kg·m$^2$

$I_{\mathrm{C1}}$、$I_{\mathrm{C2}}$——前、后行星排行星架转动惯量,kg·m$^2$

$I_{\mathrm{R2}}$——后行星排齿圈转动惯量,kg·m$^2$

$T_e$——发动机输出转矩,N·m

$T_{\mathrm{MG1}}$、$T_{\mathrm{MG2}}$——MG1、MG2 输出转矩,N·m

$T_{\mathrm{out}}$——驱动桥输出轴输出转矩,N·m

$T_{\mathrm{PTO}}$——PTO 输出轴输出转矩,N·m

$\omega_e$——发动机角速度,rad/s

$\omega_{\mathrm{MG1}}$、$\omega_{\mathrm{MG2}}$——MG1、MG2 角速度,rad/s

$i_g$——机械变速器传动比

$i_0$——主减速器传动比

$i_H$——轮边减速器传动比

$i_P$——PTO 减速器传动比

$k_1$、$k_2$——前、后行星排特征参数

$\eta_{\mathrm{out}}$——驱动桥输出轴轴间效率

$\eta_P$——PTO 输出轴轴间效率

以上各工作模式动态特性揭示了整机 ECVT 的运动过程与传动原理,可以看出旋耕工况的 PTO 可实现独立于轮胎转速的单独控制,为混合动力拖拉机 ECVT 基础研究提供参考。

## 4 混合动力拖拉机动力学模型建立

根据所提出的 OS 构型,本文分别搭建了混合动力拖拉机 ECVT 传动系统模型、动力电池模型、柴油发动机模型、电机模型。

### 4.1 混合动力拖拉机 ECVT 传动系统模型

犁耕、旋耕作业时,拖拉机行驶速度与各部件转速满足

$$\begin{cases}\dfrac{v}{2\pi r_w}i_g i_0 i_H=\dfrac{(1+k_1)n_e+k_2 n_{\mathrm{MG2}}}{(1+k_1)(1+k_2)} & \text{(犁耕)} \\ \begin{cases}\dfrac{v}{2\pi r_w}i_g i_0 i_H=\dfrac{(1+k_1)n_e+k_2 n_{\mathrm{MG2}}}{(1+k_1)(1+k_2)} \\ n_{\mathrm{PTO}}=\dfrac{n_e}{i_P}\end{cases} & \text{(旋耕)}\end{cases} \tag{9}$$

式中 $v$——拖拉机纵向行驶速度,km/h

$r_w$——驱动轮半径,m

$n_e$——发动机输出转速,r/min

$n_{\mathrm{PTO}}$——PTO 输出轴转速,r/min

$n_{\mathrm{MG1}}$、$n_{\mathrm{MG2}}$——MG1、MG2 输出转速,r/min

各部件动力输出满足

$$\begin{cases}\begin{cases}T_{\mathrm{MG1}}=\dfrac{T_{\mathrm{out}}}{i_g i_0 i_H(1+k_2)\eta_{\mathrm{out}}}-T_e\\ T_{\mathrm{MG2}}=\dfrac{k_2 T_{\mathrm{out}}}{i_g i_0 i_H(1+k_1)(1+k_2)\eta_{\mathrm{out}}}\end{cases} & (犁耕)\\ \begin{cases}T_{\mathrm{MG1}}=\dfrac{T_{\mathrm{out}}}{i_g i_0 i_H(1+k_2)\eta_{\mathrm{out}}}+\dfrac{T_{\mathrm{PTO}}}{i_p\eta_p}-T_e\\ T_{\mathrm{MG2}}=\dfrac{k_2 T_{\mathrm{out}}}{i_g i_0 i_H(1+k_1)(1+k_2)\eta_{\mathrm{out}}}\end{cases} & (旋耕)\end{cases} \tag{10}$$

根据车辆动力学理论，拖拉机在田间作业时，驱动力 $F_{\mathrm{out}}$需平衡摩擦阻力 $F_f$、空气阻力 $F_w$、坡道阻力 $F_i$、加速阻力 $F_j$及作业阻力 $F_o$，则整机请求驱动力 $F_{\mathrm{out}}$与请求转矩 $T_{\mathrm{out}}$为

$$\begin{cases}\begin{cases}F_{\mathrm{out}}=F_f+F_w+F_i+F_j+F_o\\ T_{\mathrm{out}}=F_{\mathrm{out}}r_w\end{cases} & (犁耕)\\ \begin{cases}F_{\mathrm{out}}=F_f+F_w+F_i+F_j\\ T_{\mathrm{out}}=F_{\mathrm{out}}r_w\\ F_o=F_{\mathrm{PTO}}\end{cases} & (旋耕)\end{cases} \tag{11}$$

其中

$$\begin{cases}F_{\mathrm{out}}=\dfrac{[T_e+T_{\mathrm{MG1}}+(1+k_1)T_{\mathrm{MG2}}]i_g i_0 i_H\eta_{\mathrm{out}}}{r_w}\\ F_f=mgf\cos\theta\\ F_w=\dfrac{1}{2}C_D A\rho v^2\\ F_i=mg\sin\theta\\ F_j=\delta m\dot{v}\end{cases} \tag{12}$$

式中　$m$——拖拉机使用质量，kg

$g$——重力加速度，m/s$^2$

$f$——摩擦阻力系数

$\theta$——坡度角，(°)

$A$——迎风面积，m$^2$

$C_D$——风阻系数

$\rho$——空气密度，kg/m$^3$

$\delta$——拖拉机旋转质量转换系数

### 4.2　动力电池模型

为了评估构型潜力，需对动力电池进行建模，进而观测电池荷电状态(SOC)的变化。等效内阻模型仅包括理想电压源及一阶等效内阻，可直接描述电池 SOC 的变化过程，便于模型建立[21]。等效内阻模型如图 11 所示，电池功率平衡方程为

$$P_b=\frac{I_b V_{oc}-I_b^2 R_i}{1\,000} \tag{13}$$

其中

$$I_b=\frac{V_{oc}-\sqrt{V_{oc}^2-4\,000R_iP_b}}{2R_i} \tag{14}$$

式中　$P_b$——电池输出功率，kW

$V_{oc}$——电池开路电压，V

$I_b$——电池母线电流，A

$R_i$——电池内阻，Ω

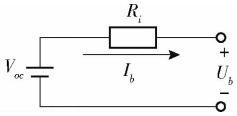



图 11　等效内阻模型

Fig. 11　Equivalent internal resistance model

动力电池输出功率与 MG1、MG2 的工作状态相关，具体为

$$P_b=\frac{P_{\mathrm{MG1}}}{\eta_{\mathrm{MG1}}^{\mathrm{sign}(n_{\mathrm{MG1}},T_{\mathrm{MG1}})}}+\frac{P_{\mathrm{MG2}}}{\eta_{\mathrm{MG2}}^{\mathrm{sign}(n_{\mathrm{MG2}},T_{\mathrm{MG2}})}} \tag{15}$$

其中

$$\begin{cases}\mathrm{sign}(n_{\mathrm{MG1}},T_{\mathrm{MG1}})=\begin{cases}1 & (放电)\\ -1 & (充电)\end{cases}\\ \mathrm{sign}(n_{\mathrm{MG2}},T_{\mathrm{MG2}})=\begin{cases}1 & (放电)\\ -1 & (充电)\end{cases}\end{cases} \tag{16}$$

式中　$P_{\mathrm{MG1}}$、$P_{\mathrm{MG2}}$——MG1、MG2 输出功率，kW

$\eta_{\mathrm{MG1}}$、$\eta_{\mathrm{MG2}}$——MG1、MG2 充电或放电效率

根据 Ah 积分法定义，SOC 动态变化为

$$SOC(k+1)=SOC(k)-\frac{\int_k^{k+1}I_b\mathrm{d}t}{3\,600Q_b} \tag{17}$$

式中　$SOC(k+1)$——$k+1$ 时刻 SOC

$Q_b$——电池容量，A·h

### 4.3　柴油发动机模型

建模时，一般忽略柴油发动机内部传热过程，采用数值建模完成柴油机模型搭建，适用于快速求解的需求。发动机燃油消耗率可看作发动机输出转速与输出转矩的函数，进而可求得发动机燃油消耗量，即

$$b_e=f_e(n_e,T_e) \tag{18}$$

$$B_e=\frac{n_eT_e}{9\,549}\frac{b_e}{3\,600\rho_e}\frac{1}{1\,000} \tag{19}$$

式中　$b_e$——燃油消耗率，g/(kW·h)

$B_e$——发动机燃油消耗量，L

$\rho_e$——燃油密度，kg/L

### 4.4　电机模型

同样，忽略电机内部定子、转子工作过程，将电机输出转速、输出转矩与电机效率看作函数关系[22]

$$\eta_{mg}=f_{mg}(n_{mg},T_{mg}) \tag{20}$$

电机输出功率满足

$$P_{mg}=\frac{n_{mg}T_{mg}}{9\,549} \tag{21}$$

式中　$\eta_{mg}$——电机效率

$n_{mg}$——电机输出转速，r/min

$T_{mg}$——电机输出转矩，N·m

$P_{mg}$——电机输出功率，kW

## 5 基于动态规划算法的混合动力拖拉机节能控制仿真与分析

为验证本文 ECVT 构型在拖拉机作业周期内无功率循环现象，任意工况点均能以功率分流能力进行传动，提升拖拉机节能潜力，需设计合适的能量管理策略。动态规划算法虽然组成复杂，难以搭载实车使用，但在构型潜力验证中具有较好的适用性[23]。本文使用相同的驱动参数分别在犁耕与旋耕作业工况下对提出的 ECVT 构型进行节能控制仿真，并与拓扑 3 对应构型进行对比。

在犁耕工况时，选择以发动机转矩、MG2 转速、高低挡及工作模式为控制变量，SOC 为状态变量；旋耕工况时，选择以发动机转矩、高低挡及工作模式为控制变量，SOC 为状态变量。在动态规划算法求解中，首先，将工况划分为多阶段序列；然后，在工况序列内进行逆向寻优，确定所有阶段点的弧成本序列；最后，根据弧成本序列正向迭代出最优成本控制序列，完成多阶段决策。为了保证部件的正常工作，需根据部件外特性对动力部件工作范围进行限定，控制变量的容许可达控制集 $u$ 与状态变量容许可达状态集 $x$ 为

$$u,x\in\begin{cases}n_{e\min}\leqslant n_e\leqslant n_{e\max}\\ T_{e\min}\leqslant T_e\leqslant T_{e\max}\\ n_{\mathrm{MG1}\min}\leqslant n_{\mathrm{MG1}}\leqslant n_{\mathrm{MG1}\max}\\ T_{\mathrm{MG1}\min}\leqslant T_{\mathrm{MG1}}\leqslant T_{\mathrm{MG1}\max}\\ n_{\mathrm{MG2}\min}\leqslant n_{\mathrm{MG2}}\leqslant n_{\mathrm{MG2}\max}\\ T_{\mathrm{MG2}\min}\leqslant T_{\mathrm{MG2}}\leqslant T_{\mathrm{MG2}\max}\\ SOC_{\min}\leqslant SOC\leqslant SOC_{\max}\end{cases}\tag{22}$$

从第 $N$ 个节点开始逆向寻优所有阶段点的弧成本序列，使每个阶段点的发动机燃油消耗与电机电能消耗的等效燃油消耗量最小，等效燃油消耗量评价指标为[24]

$$J(k)=B_e(k)+\frac{P_b(k)C_m}{3\,600C_e}\tag{23}$$

式中 $J(k)$——$k$ 时刻等效燃油消耗量，L

$C_m$——电能价格，元/(kW·h)

$C_e$——柴油价格，元/L

仿真时动力部件参数如表 2 所示。

### 5.1 犁耕工况节能仿真结果

在犁耕工况时，拖拉机作业速度与犁耕作业阻力如图 12 所示。

由于两种构型 SOC 下降程度不同，本文最终将初始时 SOC 与终止时 SOC 差值等效为发动机燃油消耗量。在容许可达控制集限定下，犁耕工况下，ECVT 构型等效燃油消耗量为 3.085 3 L，MG2 保持

表 2 动力部件参数

Tab. 2 Power component parameters

| 部件 | 参数 | 数值 |
|---|---|---|
| 柴油发动机 | 额定功率/kW | 90 |
| | 额定转速/(r·min$^{-1}$) | 2 200 |
| | 最大转矩/(N·m) | 520 |
| MG1 | 额定功率/kW | 70 |
| | 额定转速/(r·min$^{-1}$) | 2 400 |
| | 额定转矩/(N·m) | 280 |
| MG2 | 额定功率/kW | 70 |
| | 额定转速/(r·min$^{-1}$) | 2 400 |
| | 额定转矩/(N·m) | 280 |

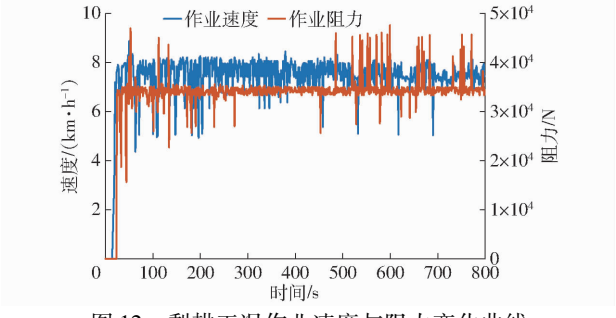



图 12 犁耕工况作业速度与阻力变化曲线

Fig. 12 Change curves of working speed and resistance under ploughing condition

正常运转，持续调节发动机工作点，具备性能优异的 ECVT 功能及功率输出分流性能，无功率循环现象产生，如图 13a 所示。

拓扑 3 对应构型在限定范围内发动机、MG1 与 MG2 无工作点满足犁耕行驶速度需求，意味着只有 MG2 输出反向转速才能满足 ECVT 需求。为验证该观点，取消容许可达控制集中 MG2 的最小边界限制，为了避免丧失无级变速功能，控制该构型于 OS 模式下运行，其等效燃油消耗量为 3.253 5 L，ECVT 构型等效燃油消耗量降低约 5.17%，如图 13b 所示。可以看出，当 MG2 进行无级调速时，持续小于最小稳定转速(200 r/min)或反向转动，但输出分流构型的节点 R 必须提供正向转矩才可满足构型的平稳传动，此时 MG2 却输出了反向转速与正向转矩，实际应用中，MG2 驱动时只能同时输出反向转速与反向转矩，这将导致整套构型以较低效率运行。并且，由图 13a 可以看出，犁耕时 ECVT 构型能以更多的工作模式运转，而拓扑 3 则限制了工作模式的发挥。

犁耕工况下，本文提出的 ECVT 构型工作点分布如图 14 所示，拓扑 3 对应构型工作点分布如图 15a 所示。由图 14 可以看出，ECVT 构型的 MG2 大范围的调速使发动机转速主要集中于 1 400 ~ 1 600 r/min 范围内运行，MG1 则不断以发电或输出正向转矩的形式调节发动机转矩工作点，MG1、MG2

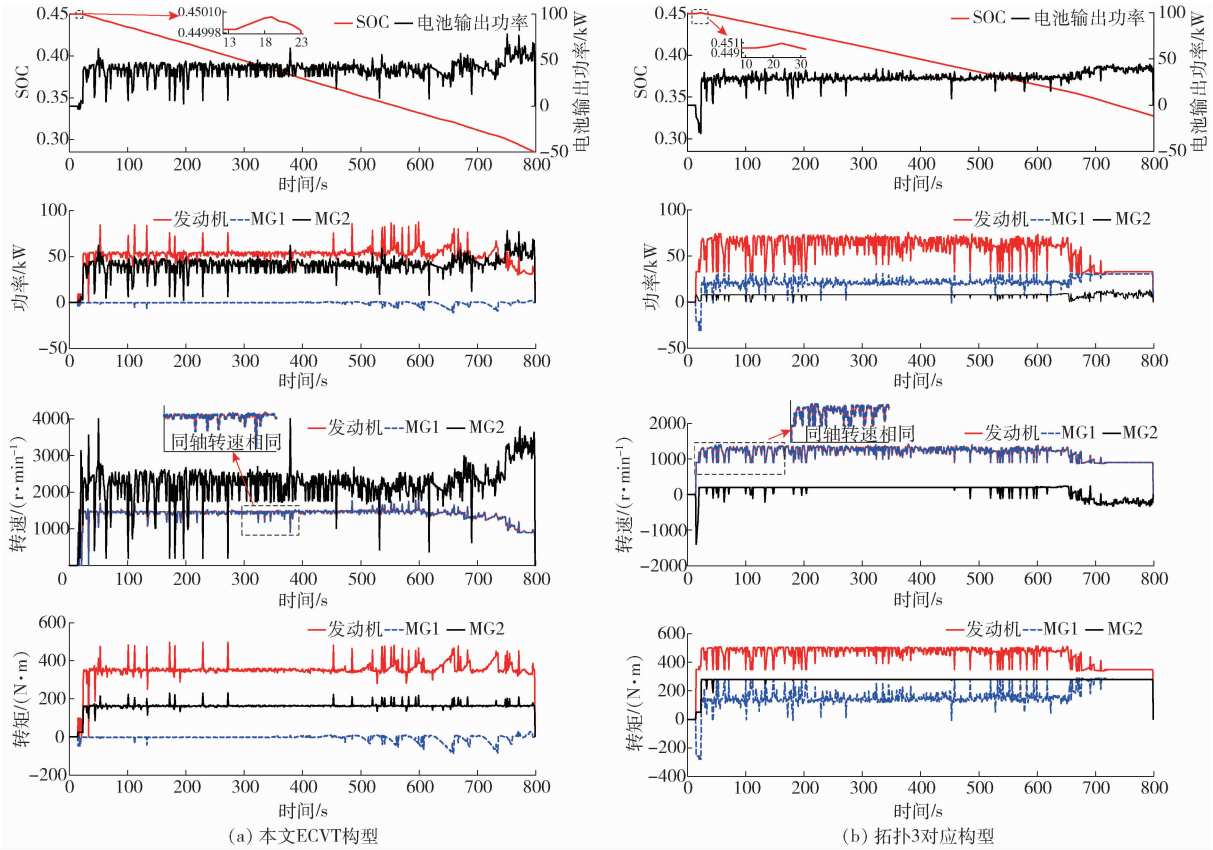



图 13　犁耕工况节能控制仿真曲线

Fig. 13　Simulation curves of energy saving control under ploughing condition

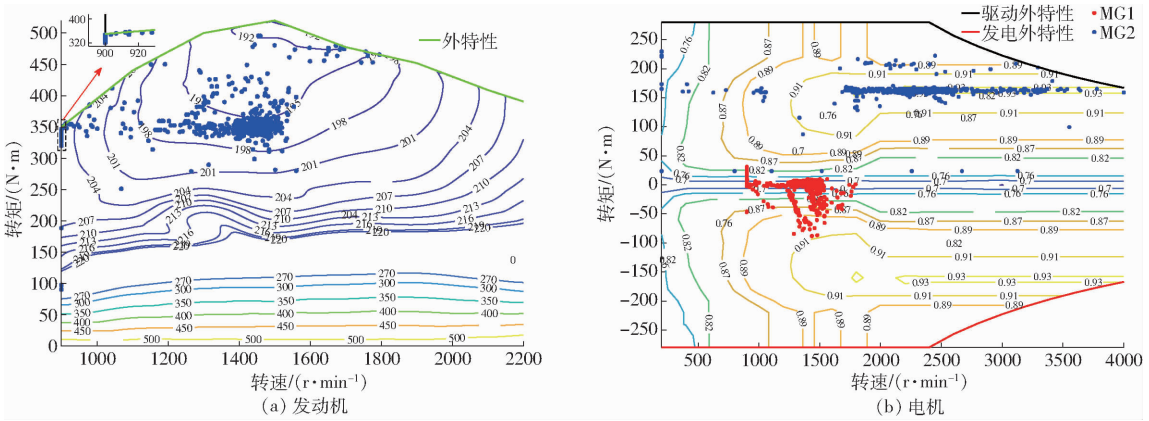



图 14　ECVT 构型发动机与电机工作点 MAP 图(犁耕工况)

Fig. 14　MAP of ECVT configuration engine and motor operating points (ploughing condition)

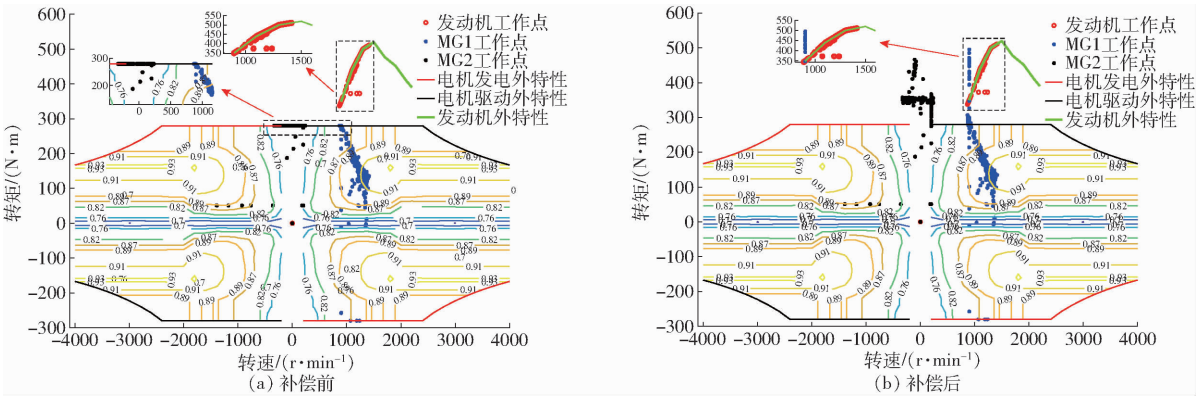



图 15　拓扑 3 对应构型工作点分布(犁耕工况)

Fig. 15　Topology 3 corresponded to configuration operating point distribution(ploughing condition)

分别对发动机起转矩解耦与转速解耦的功能，使发动机工作点分布于 200 g/(kW·h)以下占比达到 92.5%，充分保证了发动机的经济性。

由图 15a 可以看出，拓扑 3 对应构型的发动机与 MG2 持续运行于外特性曲线附近，MG1 持续输出较大的正转矩，仅有少部分工作点处于发电状态，表明该构型的输出动力潜力较 ECVT 构型明显不足，本文对未能平衡负载需求的工作点以 MG1 与 MG2 的最佳效率进行补偿，通过查表得出工况点的 MG1 与 MG2 转速，以该转速及完全平衡负载时的电机需求补偿功率补偿最佳等效燃油消耗工作点(仅用于说明工作点分布，图 15b)，MG1、MG2 大部分工作点超出电机外特性，为了平衡初始与末端 SOC，将需求更大功率的发动机。由于拓扑 3 对应构型电机反转转速较小，动力电池被消耗功率较小，SOC 下降缓慢，但构型的低效不稳定运转将导致动力电池电能被更快消耗。

## 5.2 旋耕工况节能仿真结果

在旋耕作业时，PTO 输出轴转速与转矩如图 16 所示，拖拉机旋耕作业行驶车速如图 17 所示。

旋耕工况下，ECVT 构型等效燃油消耗量为 1.648 4 L，ECVT 构型 PTO 需求转速由发动机直接控制，MG2 持续输出正功率平衡拖拉机驱动桥需求

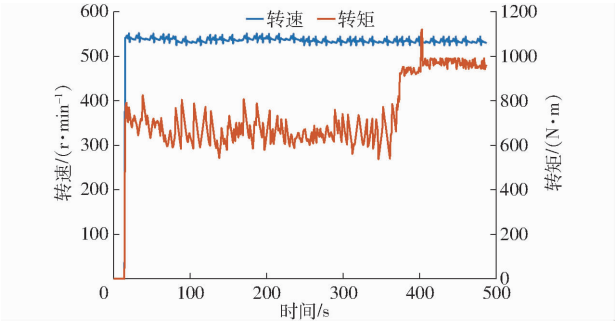



图 16 PTO 输出轴转速与转矩变化曲线

Fig. 16 PTO output shaft speed and torque change curves

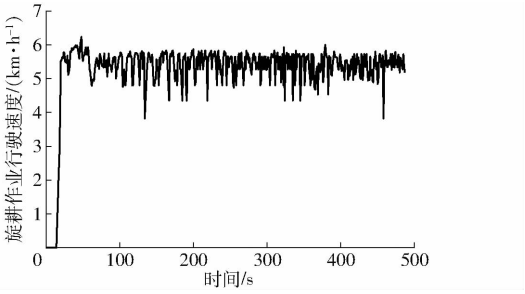
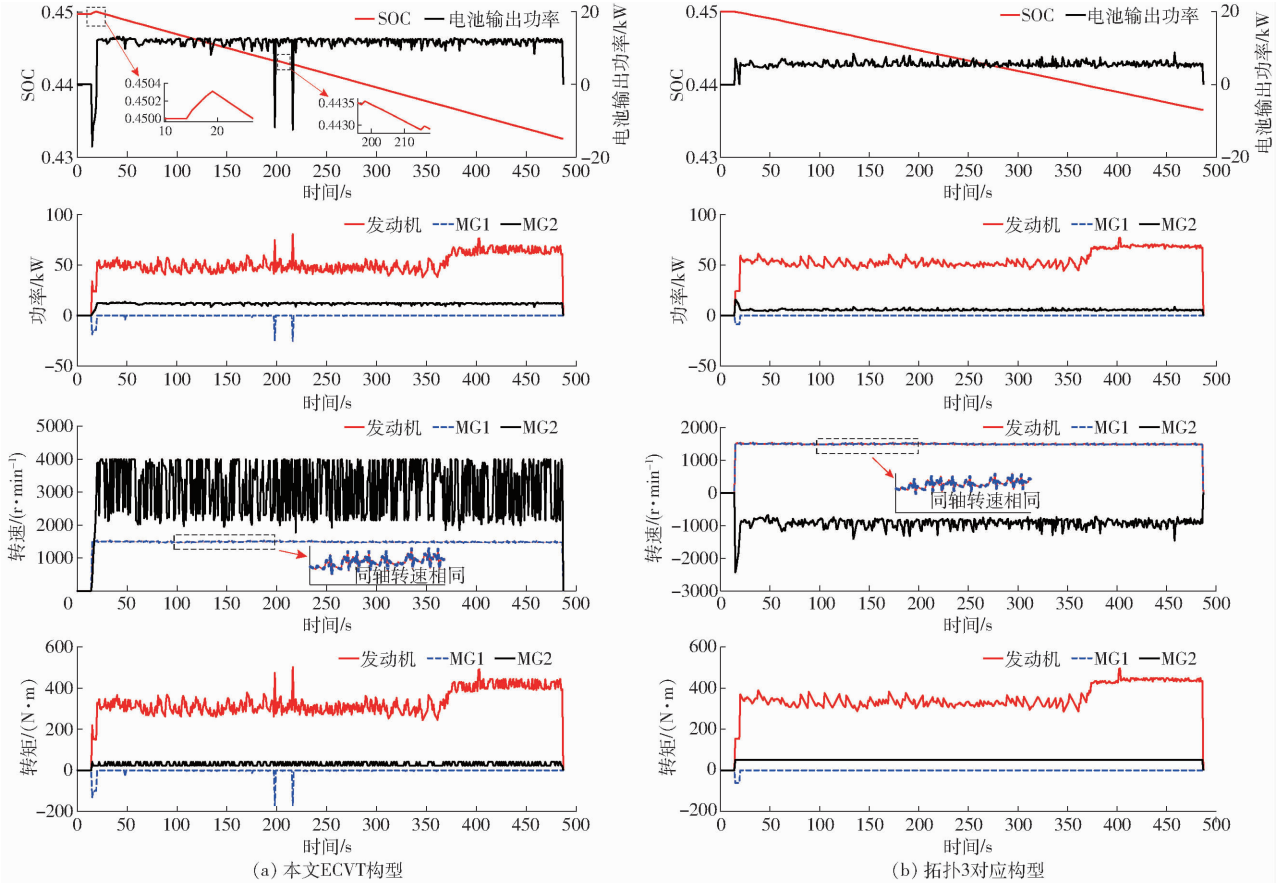



图 17 旋耕作业行驶速度变化曲线

Fig. 17 Travel speed of rotary tillage operation

动力，并调节发动机工作点，实现拖拉机需求行驶速度，具备性能优异的功率输出分流性能，无功率循环现象产生，并兼备无级变速功能，实现了 PTO 转速与拖拉机行驶速度的解耦，如图 18a 所示。拓扑 3




(a) 本文ECVT构型 (b) 拓扑3对应构型

图 18 旋耕工况节能控制仿真曲线

Fig. 18 Simulation curves of energy saving control under rotary tillage condition

对应构型等效燃油消耗量为 1.737 1 L，ECVT 构型等效燃油消耗量降低约 5.11%。旋耕工况下，拓扑 3 对应构型工作点未超出约束条件，但 MG2 所有工作点均位于负转速区域，使得旋耕工况持续出现功率循环现象，构型整体以效率较差且不稳定状态运行，如图 18b 所示。

旋耕工况下，ECVT 构型工作点分布如图 19 所示，拓扑 3 对应构型工作点分布如图 20 所示。由图 19 可以看出，当发动机以满足 PTO 转速为目标时，MG2 不断输出正向功率以满足拖拉机旋耕作业速度，实现了 PTO 转速与拖拉机行驶速度的完全解耦。由图 20 可以看出，拓扑 3 对应构型虽然也可实现 PTO 转速与拖拉机行驶速度的完全解耦，但对 MG2 持续的反向转速需求导致功率循环现象频现，使得旋耕作业时构型在实际中难以维持作业，并且，结合图 18b 可以看出，旋耕时，MG1 多处于不工作状态，而拓扑 3 对应构型的发动机工作点对应输出转矩较大，虽然发动机处于经济性更好的区间，但这是由于整机输出动力较 ECVT 构型不足导致的，以致于发动机需输出更大的转矩平衡驱动桥需求转矩，从而使得没有多余动力被 MG1 吸收进行发电，导致 MG1 失去了调节发动机转矩点的功能。

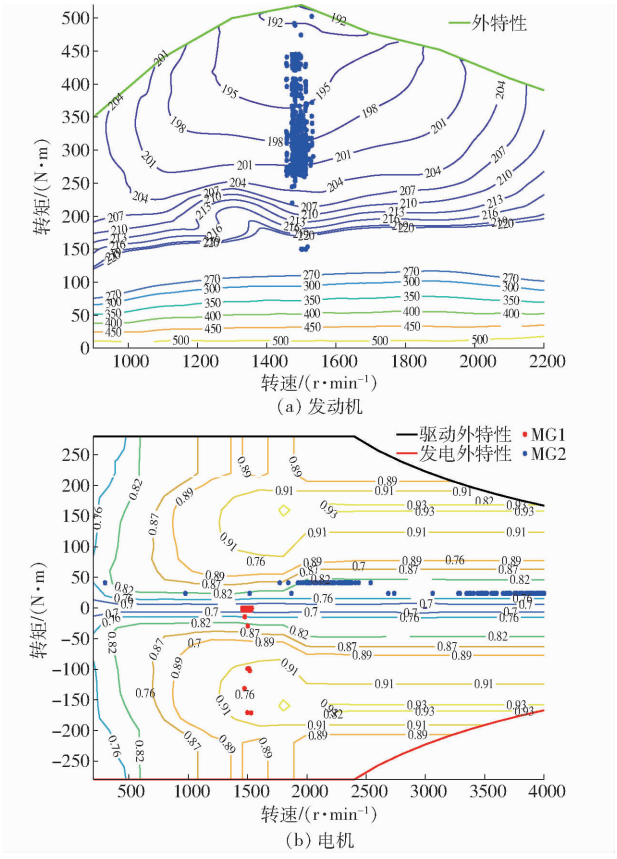



图 19　ECVT 构型发动机与电机工作点 MAP 图(旋耕工况)

Fig. 19　MAP of ECVT configuration engine and motor operating points (rotary tillage condition)

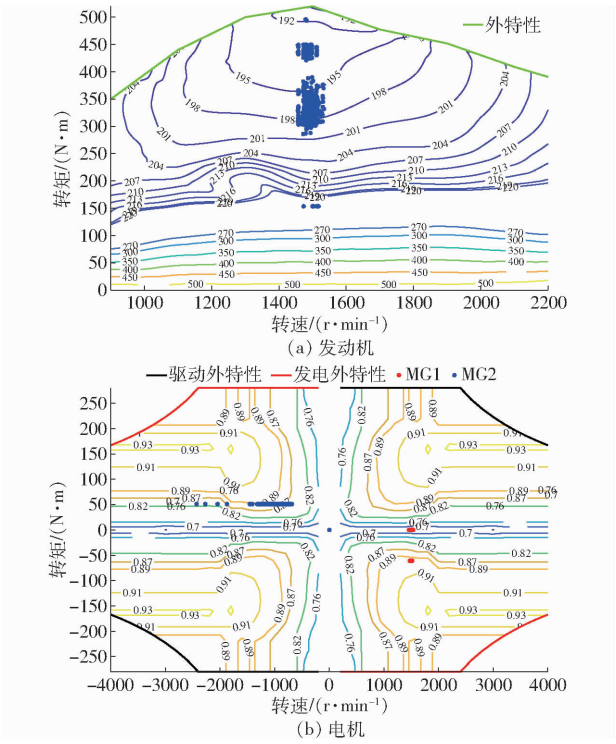



图 20　拓扑 3 对应构型发动机与电机工作点 MAP 图(旋耕工况)

Fig. 20　Topology 3 corresponded to configuration engine and motor operating point MAP(rotary tillage condition)

综上，ECVT 构型虽增加了前行星排，但这受到了驱动电机特性的制约，随着低转速大转矩电机的发展将会推动该构型以更简单的方式进行应用。且该构型具有后驱动系统紧凑、更容易脱离功率循环段及行星齿轮机构输出端动力更大的优点，而拓扑 3 对应构型虽然少了前行星齿轮机构，但拖拉机动力输出受到极大限制，对后驱动系统设计、动力部件选型均提出更苛刻的要求。因此，本文提出的 ECVT 构型更适用于大功率拖拉机应用。

## 6　结论

(1)分析了 2K－H 型周转轮系的功率分流原理，得出周转轮系共有输入分流(IS)与输出分流(OS) 2 种基础构型可满足无级变速的应用需求，并揭示了 IS、OS 基础构型输出轴分别在高速、低速工况的功率循环产生机理。

(2)基于杠杆拓扑法拓扑了可行的 OS 大功率混合动力拖拉机基础构型，优选了两种拓扑构型，分析了 2 构型脱离功率循环覆盖区域的难度，指出拓扑 16 虽需增大节点 R 传动体积，但更容易避免产生整机功率循环现象，输出动力上限更高，因此，本文基于拓扑 16 完成了混合动力拖拉机 ECVT 构型

设计,并推导了 4 种工作模式的动态特性方程,揭示了构型传动过程,为 PTO 转速与拖拉机行驶速度解耦提供理论保障。

(3)基于动态规划算法开发了混合动力拖拉机 ECVT 构型的能量管理策略,犁耕工况下,本文所提出的 ECVT 构型无功率循环现象产生,而拓扑 3 对应构型频繁出现功率循环现象,且拓扑 3 大部分工作点需超出外特性容许,相比拓扑 3,ECVT 构型的等效燃油消耗量降低约 5.17%;旋耕工况下,MG2 能够持续输出正功率,实现了 PTO 转速与整机行驶速度的解耦输出,而拓扑 3 对应构型的工作点均出现功率循环现象,ECVT 构型相比拓扑 3 对应构型等效燃油消耗量降低约 5.11%,且拓扑 3 构型明显存在动力输出不足现象。

## 参 考 文 献


[1] 杨杭旭,刘冬梅,周俊,等. 增程式电动拖拉机研究进展[J]. 中国农机化学报,2022,43(11):118 - 125.
YANG Hangxu, LIU Dongmei, ZHOU Jun, et al. Research progress of extended-range electric tractor[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2022, 43(11): 118 - 125. (in Chinese)

[2] 谢斌,武仲斌,毛恩荣. 农业拖拉机关键技术发展现状与展望[J]. 农业机械学报,2018,49(8):1 - 17.
XIE Bin, WU Zhongbin, MAO Enrong. Development and prospect of key technologies on agricultural tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(8): 1 - 17. (in Chinese)

[3] 李同辉,谢斌,王东青,等. 双电机驱动电动拖拉机实时自适应能量管理策略研究[J]. 农业机械学报,2020,51(增刊 2):530 - 543.
LI Tonghui, XIE Bin, WANG Dongqing, et al. Real-time adaptive energy management strategy for dual-motor-driven electric tractors[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(Supp. 2): 530 - 543. (in Chinese)

[4] 刘孟楠,李书苑,徐立友,等. 拖拉机双向耦合电驱动系统设计与性能分析[J]. 农业机械学报,2022,53(4):423 - 431,449.
LIU Mengnan, LI Shuyuan, XU Liyou, et al. Design and performance analysis of tractor bidirectional coupling electric drive system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(4): 423 - 431, 449. (in Chinese)

[5] 鲁植雄,侯辛奋,邓晓亭. 串联式混合动力拖拉机驱动系统设计匹配与牵引试验[J]. 南京农业大学学报,2017,40(5):928 - 935.
LU Zhixiong, HOU Xinfen, DENG Xiaoting. Matching design and traction tests for driving system of series hybrid electric tractor[J]. Journal of Nanjing Agricultural University, 2017, 40(5): 928 - 935. (in Chinese)

[6] 侯辛奋. 串联式混合动力拖拉机驱动系统的设计与性能分析[D]. 南京:南京农业大学,2017.
HOU Xinfen. Design and performance analysis on driving system of series hybrid electric tractor[D]. Nanjing: Nanjing Agricultural University, 2017. (in Chinese)

[7] 徐立友,刘孟楠,周志立. 串联式混合动力拖拉机驱动系设计[J]. 农业工程学报,2014,30(9):11 - 18.
XU Liyou, LIU Mengnan, ZHOU Zhili. Design of drive system for series hybrid electric tractor[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(9): 11 - 18. (in Chinese)

[8] 邓晓亭,朱思洪,高辉松,等. 混合动力拖拉机传动系统设计理论与方法[J]. 农业机械学报,2012,43(8):24 - 31,36.
DENG Xiaoting, ZHU Sihong, GAO Huisong, et al. Design theory and method for drive train of hybrid electric tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(8): 24 - 31, 36. (in Chinese)

[9] 邓晓亭,朱思洪,钱忠祥,等. 混合动力拖拉机动力耦合装置的研制[J]. 农业工程学报,2012,28(16):29 - 34.
DENG Xiaoting, ZHU Sihong, QIAN Zhongxiang, et al. Research and development on power coupling device of hybrid electric tractor[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(16): 29 - 34. (in Chinese)

[10] DOU H, WEI H, ZHANG Y, et al. Configuration design and optimal energy management for coupled-split powertrain tractor[J]. Machines, 2022, 10(12): 1175.

[11] 胡建军,刘子睿,梅博,等. 一种单行星排功率分流式混合动力系统构型优化设计方案[J]. 机械工程学报,2021,57(18):264 - 276.
HU Jianjun, LIU Zirui, MEI Bo, et al. Optimization design scheme of power-split hybrid electric powertrain configuration with single planetary gear[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(18): 264 - 276. (in Chinese)

[12] 窦海石,张幽彤,艾强,等. 面向耦合分流动力构型的拖拉机犁耕工况控制策略[J]. 农业工程学报,2022,38(23):41 - 49.
DOU Haishi, ZAHNG Youtong, AI Qiang, et al. Control strategy for hybrid tractor plow conditions oriented to coupled-split dynamic configuration[J]. Transactions of the CSAE, 2022, 38(23): 41 - 49. (in Chinese)

[13] 窦海石,魏洪乾,艾强,等. 双流耦合构型混合动力拖拉机旋耕工况控制策略研究[J]. 农业机械学报,2024,55(2):393 - 400,414.
DOU Haishi, WEI Hongqian, AI Qiang, et al. Control strategy for rotary tillage condition of hybrid electric tractor with coupled-split dynamic configuration[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(2): 393 - 400, 414. (in Chinese)

[14] 唐鹏. 行星排式多模混合动力系统设计方法研究[D]. 重庆:重庆交通大学,2022.
TANG Peng. Research on a design methodology for mutli-mode hybrid electric vehicle powertrain with planetary gear sets[D]. Chongqing: Chongqing Jiaotong University, 2022. (in Chinese)

[15] ROSSI C, PONTARA D, FALCOMER C, et al. A hybrid-electric driveline for agricultural tractors based on an e-CVT power-split transmission[J]. Energies, 2021, 14(21): 6912.

[16] 秦孔建. 双行星排客车混合动力构型设计、协调控制与能量管理[D]. 北京:清华大学,2020.
QIN Kongjian. Configuration design, coordination control and energy management of a dual planetary gears based hybrid electric bus powertrain[D]. Beijing: Tsinghua University, 2020. (in Chinese)


(下转第 538 页)

LIU Wei, LIU Hongzhao, HU Xuyu. Structural parameters of spherical 4R mechanism with multiple modes[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(3): 440 - 448. (in Chinese)
[11] KONG X. Reconfiguration analysis of a 3-DOF parallel mechanism using euler parameter quaternions and algebraic geometry method[J]. Mechanism and Machine Theory, 2014, 74(6): 188 - 201.
[12] COX D, LITTLE J, OSHEA D. Ideals, varieties, and algorithms: an introduction to computational algebraic geometry and commutative algebra, undergradute texts in mathematics series[M]. Switzerland: Springer International Publishing, 2015.
[13] GAO S. Factoring multivariate polynomials via partial differential equations[J]. Mathematics of Computation, 2001, 72(242): 801 - 822.
[14] EISENBUD D, HUNEKE C, VASCONCELOS W. Direct methods for primary decomposition[J]. Inventiones Mathematicae, 1992, 110(1): 207 - 235.
[15] 刘伟, 刘宏昭. 非结式消元 7R 双环球面机构运动学位移分析[J]. 机械工程学报, 2024, 60(7): 45 - 53.
LIU Wei, LIU Hongzhao. Kinematic position analysis of a 7R double loops spherical mechanism without resultant elimination[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2024, 60(7): 45 - 53. (in Chinese)
[16] 单彦霞, 张建伟, 于靖军, 等. 多模式并联机构操作模式变换方法研究[J]. 农业机械学报, 2020, 51(6): 396 - 403.
SHAN Yanxia, ZHANG Jianwei, YU Jingjun, et al. Operation mode transformation method of multi-mode parallel mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(6): 396 - 403. (in Chinese)
[17] GAN W, PELLEGRINO S. Numerical approach to the kinematic analysis of deployable structures forming a closed loop[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2006, 220(7): 1045 - 1056.
[18] CHEN Y, YOU Z. Two-fold symmetrical 6R foldable frame and its bifurcations[J]. International Journal of Solids and Structures, 2009, 46(25 - 26): 4504 - 4514.
[19] LÓPEZ-CUSTODIO P, MÜLLER A, KANG X, et al. Tangential intersection of branches of motion[J]. Mechanism and Machine Theory, 2020, 147: 1037301.
[20] MÜLLER A. Higher order local analysis of singularities in parallel mechanisms[C]// ASME 2002 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference-Montreal, 2002: 515 - 522.
[21] TIAN H, MA H, XIA J, et al. Stiffness analysis of a metamorphic parallel mechanism with three configurations[J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 142: 103595.
[22] SHAOPING B. Algebraic coupler curve of spherical four-bar linkages and its applications[J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 158(1): 104218.
[23] MARTINEZ J, DUFFY J. An application of screw algebra to the acceleration analysis of serial chains[J]. Mechanism and Machine Theory, 1996, 31(4): 445 - 457.
[24] GALLARDO J, RICO J, FRISOLI A, et al. Dynamics of parallel manipulators by means of screw theory[J]. Mechanism & Machine Theory, 2003, 38(11): 1113 - 1131.
[25] ARDEMA M. Analytical dynamics. Theory and applications[M]. New York, London: Kluwer Academic /Plenum, 2005.

(上接第 518 页)

[17] 王越. 基于车联网信息的混合动力客车智能能量管理控制策略研究[D]. 长春: 吉林大学, 2020.
WANG Yue. Research on intelligent energy management strategy for hybrid electric bus based on vehicular network information[D]. Changchun: Jilin University, 2020. (in Chinese)
[18] 裴换鑫. 功率分流式混合动力汽车分层拓扑图建模与构型方案的研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2021.
PEI Huanxin. Modeling and design of power split hybrid electric vehicle using hierachical topological graph theory[D]. Chongqing: Chongqing University, 2021. (in Chinese)
[19] 张俊. 混合动力汽车双模 EVT 构型分析[D]. 长春: 吉林大学, 2016.
ZHANG Jun. Analysis of configuration of two-mode EVT for hybrid electric vehicle[D]. Changchun: Jilin University, 2016. (in Chinese)
[20] 张镇宇. 基于综合效率优化的混动列车能量管理策略设计[D]. 重庆: 重庆大学, 2022.
ZHANG Zhenyu. Design of energy management strategy for hybrid railway based on comprehensive efficiency optimization[D]. Chongqing: Chongqing University, 2022. (in Chinese)
[21] ZHANG J, FENG G, YAN X, et al. Cooperative control method considering efficiency and tracking performance for unmanned hybrid tractor based on rotary tillage prediction[J]. Energy, 2024, 288: 129874.
[22] 李金凤, 张学敏, 宋正河, 等. 基于 TRIZ 理论的分布式混合动力拖拉机动力系统设计与验证[J/OL]. 吉林大学学报(工学版): 2023: 1 - 17.
LI Jinfeng, ZHANG Xuemin, SONG Zhenghe, et al. Design and experiment of distributed hybrid electric tractor powertrain system based on TRIZ theory[J/OL]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2023, 1 - 17. https://doi.org/10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20230217. (in Chinese)
[23] 西蒙娜·奥诺里, 洛伦佐·塞拉奥, 乔治·里佐尼. 混合动力汽车能量管理策略[M]. 胡晓松, 唐小林, 刘腾, 译. 北京: 机械工业出版社, 2020.
[24] 张俊江, 冯港辉, 徐立友, 等. 基于庞特里亚金极小值原理的混合动力拖拉机节能控制[J]. 农业机械学报, 2023, 54(5): 396 - 406.
ZHANG Junjiang, FENG Ganghui, XU Liyou, et al. Energy-saving control of hybrid tractor based on Pontryagin's minimum principle[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(5): 396 - 406. (in Chinese)