(12) 按照专利合作条约所公布的国际申请

(19) 世界知识产权组织
国 际 局

(43) 国际公布日
2022 年 12 月 29 日 (29.12.2022)

WIPO | PCT

(10) 国际公布号
WO 2022/266988 A1

(51) 国际专利分类号:
F16H 47/08 (2006.01) *F16H 63/30* (2006.01)
F16H 61/04 (2006.01)

(21) 国际申请号: PCT/CN2021/102306

(22) 国际申请日: 2021 年 6 月 25 日 (25.06.2021)

(25) 申请语言: 中文

(26) 公布语言: 中文

(30) 优先权:
202110698769.5 2021年6月23日 (23.06.2021) CN

(71) 申请人: 江苏大学 (JIANGSU UNIVERSITY) [CN/CN]; 中国江苏省镇江市京口区学府路301号, Jiangsu 212013 (CN)。

(72) 发明人: 朱镇 (ZHU, Zhen); 中国江苏省镇江市京口区学府路301号, Jiangsu 212013 (CN)。 曾令新 (ZENG, Lingxin); 中国江苏省镇江市京口区学府路301号, Jiangsu 212013 (CN)。 蔡英凤 (CAI, Yingfeng); 中国江苏省镇江市京口区学府路301号, Jiangsu 212013 (CN)。 陈龙 (CHEN, Long); 中国江苏省镇江市京口区学府路301号, Jiangsu 212013 (CN)。 邓雨林 (DENG, Yulin); 中国江苏省镇江市京口区学府路301号, Jiangsu 212013 (CN)。 孙晓东 (SUN, Xiaodong); 中国江苏省镇江市京口区学府路301号, Jiangsu 212013 (CN)。 田翔 (TIAN, Xiang); 中国江苏省镇江市京口区学府路301号, Jiangsu 212013 (CN)。 王勇 (WANG, Yong); 中国江苏省镇江市京口区学府路301号, Jiangsu 212013 (CN)。 曾发林 (ZENG, Falin); 中国江苏省镇江市京口区学府路301号, Jiangsu 212013 (CN)。 盘朝奉 (PAN, Chaofeng); 中国江苏省镇江市京口区学府路301号, Jiangsu 212013 (CN)。

(54) **Title:** MULTI-MODE COMPOSITE TRANSMISSION DEVICE THAT INTEGRATES GEAR-HYDRAULIC PRESSURE-PYRAMID

(54) 发明名称: 一种集齿轮-液压-菱锥为一体的多模式复合传动装置

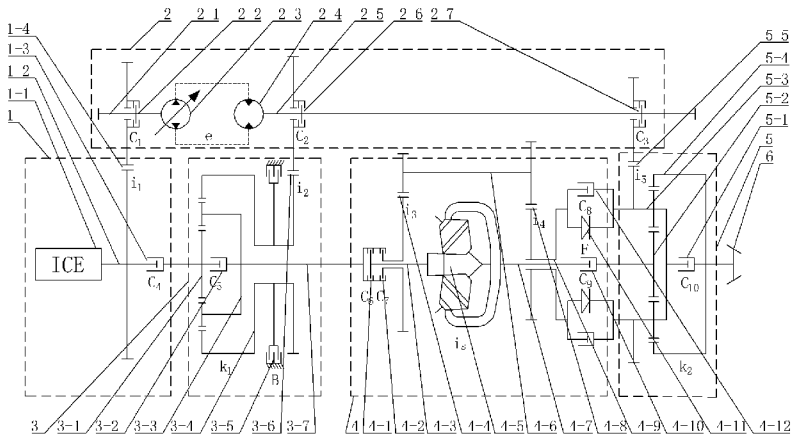

图 1

(57) **Abstract:** The present invention provides a multi-mode composite transmission device that integrates a gear-hydraulic pressure-pyramid, comprising an input assembly, a hydraulic transmission mechanism, a front planetary gear mechanism, a pyramid type continuously variable transmission (CVT) mechanism, a rear planetary gear mechanism, an output assembly, a clutch assembly and a brake assembly. The clutch assembly connects an output end of the input assembly to an input end of the hydraulic transmission mechanism and an input end of the front planetary gear mechanism; the clutch assembly connects an output end of the hydraulic transmission mechanism to the front planetary gear mechanism and the rear planetary gear mechanism; the clutch assembly connects in sequence the front planetary gear mechanism, the pyramid type CVT mechanism, the rear planetary gear mechanism and the output assembly; and the clutch assembly and the brake assembly provide a continuous gear ratio between the input assembly and the output assembly. According to the present invention, multiple working condition operation requirements of engineering machinery can be satisfied, the engine power utilization rate is increased, and fuel economy is improved.

WO 2022/266988 A1

[见续页]

(74) 代理人：南京智造力知识产权代理有限公司(NANJING DOYES INTELLECTUAL PROPERTY CO., LTD.)；中国江苏省南京市江宁区芝兰路18号4幢1202室, Jiangsu 211100 (CN)。

(81) 指定国(除另有指明，要求每一种可提供的国家保护)：AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, IT, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, WS, ZA, ZM, ZW。

(84) 指定国(除另有指明，要求每一种可提供的地区保护)：ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), 欧亚 (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), 欧洲 (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG)。

本国际公布：
— 包括国际检索报告(条约第21条(3))。

(57) 摘要：本发明提供了一种集齿轮-液压-菱锥为一体的多模式复合传动装置，包括输入组件、液压传动机构、前行星齿轮机构、菱锥式无级变速传动机构、后行星齿轮机构、输出组件、离合器组件和制动器组件；所述离合器组件将输入组件的输出端分别与液压传动机构的输入端和前行星齿轮机构的输入端连接；所述离合器组件将液压传动机构的输出端分别与前行星齿轮机构和后行星齿轮机构连接；所述离合器组件将前行星齿轮机构、菱锥式无级变速传动机构、后行星齿轮机构和输出组件依次连接；所述离合器组件和制动器组件提供输入组件与输出组件之间连续的传动比。本发明可满足工程机械多工况作业要求，提高发动机功率利用率，改善燃油经济性。

一种集齿轮-液压-菱锥为一体的多模式复合传动装置

技术领域

本发明涉及变速传动装置领域，特别涉及一种集齿轮-液压-菱锥为一体的多模式复合传动装置。

背景技术

近年来，随着城市的发展与重点工程建设的加快，工程机械有了更大的市场和发展空间，工程机械作业环境复杂多变，作业过程中发动机负载变化大，机械运行速度变化频繁，因此，通过变速传动装置适时地变化转速和转矩以适应实际负荷的不断变化，保证车辆的动力性和燃油经济性，对于工程机械来说十分重要。

目前应用在工程机械上的变速传动方式一般有齿轮单流传动、液压单流传动、液压-齿轮复合传动;齿轮单流传动效率高，但传动比固定，操作过程中需要频繁换挡;液压单流传动能够方便地实现无级调速，且传递转矩大，但其传动效率低;液压-齿轮复合传动是一种液压功率流和机械功率流并联的一种传动方式，兼具了齿轮传动的高效率和液压传动的大转矩，但其对变量液压泵和定量液压马达及液压系统要求高，菱锥式无级变速传动具有传动功率大、承载能力强、输出转速低的特点，也多用于工程机械，但其传动比变化范围有限。

现有技术仅涉及到单流传动装置和两种单流传动并联的复合传动装置的设计，未能完全满足工程机械不同工况下对传动装置多模式，尤其是多种复合模式的设计要求。

发明内容

针对现有技术中存在的不足，本发明提供了一种集齿轮-液压-菱锥为一体的多模式复合传动装置，通过切换离合器组件和制动器组件，实现液压传动、齿轮传动、菱锥式无级变速传动、液压-齿轮复合传动、齿轮-菱锥复合传动、液压-菱锥串联复合传动、液压-菱锥并联复合传动和齿轮-液压-菱锥复合传动多种模式的切换。

本发明是通过以下技术手段实现上述技术目的的。

一种集齿轮-液压-菱锥为一体的多模式复合传动装置，包括输入组件、液压传动机构、前行星齿轮机构、菱锥式无级变速传动机构、后行星齿轮机构、输出组件、离合器组件和制动器组件；所述离合器组件将输入组件的输出端分别与液压传动机构的输入端和前行星齿轮机构的输入端连接；所述离合器组件将液压传动机构的输出端分别与前行星齿轮机构和后行星齿轮机构连接；所述离合器组件将前行星齿轮机构与菱锥式无级变速传动机构连接、将菱锥式无级变速传动机构与后行星齿轮机构连接、将后行星齿轮机构与输出组件连接；所述离合器组

件和制动器组件提供输入组件与输出组件之间连续的传动比。

进一步，通过调节液压传动机构的排量比、调节菱锥式无级变速传动机构的传动比和选择性控制所述离合器组件与制动器组件的接合，提供输入组件与输出组件之间的液压传动 H、齿轮传动 G 和菱锥式无级变速传动 S 中的任意一种或任意两种组合或三种组合的传动方式。

进一步，所述离合器组件包括第一离合器 C_1、第二离合器 C_2、第三离合器 C_3、第五离合器 C_5、第七离合器 C_7、第八离合器 C_8、单向离合器 F 和第十离合器 C_{10}；所述第一离合器 C_1 用于选择性地将输入组件与液压传动机构输入端连接；所述第二离合器 C_2 用于选择性地将液压传动机构输出端连接到前行星齿轮机构的齿圈以共同旋转；所述第三离合器 C_3 用于选择性地将液压传动机构输出端连接到后行星齿轮机构的行星架以共同旋转；所述第五离合器 C_5 用于选择性地将前行星齿轮机构的太阳轮连接到前行星齿轮机构的行星架以共同旋转；所述第七离合器 C_7 用于选择性地将前行星齿轮机构的行星架连接到第三齿轮副以共同旋转；所述第八离合器 C_8 用于选择性地将第四齿轮副连接到后行星齿轮机构的行星架以共同旋转；第三齿轮副通过中间轴与第四齿轮副连接；所述单向离合器 F 用于控制第四齿轮副连接到后行星齿轮机构行星架动力的正向传递；所述第十离合器 C_{10} 用于选择性地将后行星齿轮机构的行星架连接到后行星齿轮机构的齿圈以共同旋转；通过调节液压传动机构的排量比和选择性控制第一离合器 C_1、第三离合器 C_3 和第十离合器 C_{10} 的接合，或通过调节液压传动机构的排量比和选择性控制第一离合器 C_1、第二离合器 C_2、第五离合器 C_5、第七离合器 C_7、第八离合器 C_8、单向离合器 F 和第十离合器 C_{10} 的接合，提供输入组件和输出组件之间各自相异的液压传动 H。

进一步，所述离合器组件还包括第四离合器 C_4，所述第四离合器 C_4 用于选择性地将输入组件连接到前行星齿轮机构的太阳轮以共同旋转；所述制动器组件包括制动器 B，所述制动器 B 用于选择性地将前行星齿轮机构的齿圈连接到固定件；通过控制所述第四离合器 C_4、第七离合器 C_7、第八离合器 C_8、单向离合器 F、第十离合器 C_{10} 和制动器 B 的接合，提供输入组件和输出组件之间的齿轮传动 G。

进一步，所述离合器组件还包括第六离合器 C_6 和第九离合器 C_9；所述第六离合器 C_6 用于选择性地将前行星齿轮机构的行星架连接到菱锥式无级变速传动机构输入端以共同旋转；所述第九离合器 C_9 用于选择性地将菱锥式无级变速传动机构输出端连接到后行星齿轮机构的太阳轮以共同旋转；通过调节菱锥式无级变速传动机构的传动比和选择性控制所述第四离合器 C_4、第五离合器 C_5、第六离合器 C_6、第九离合器 C_9 和第十离合器 C_{10} 的接合，提供输入组件和输出组件之间的菱锥式无级变速传动 S。

进一步，通过调节液压传动机构的排量比和选择性的控制第一离合器 C_1、第二离合器 C_2

、第四离合器 C_4、第七离合器 C_7、第八离合器 C_8、单向离合器 F 和第十离合器 C_{10} 的接合，提供输入组件和输出组件之间的液压-齿轮复合传动 HG；

通过调节菱锥式无级变速传动机构的传动比和选择性的控制第四离合器 C_4、第五离合器 C_5、第六离合器 C_6、第七离合器 C_7、第八离合器 C_8、单向离合器 F 和第九离合器 C_9 的接合，提供输入组件和输出组件之间的齿轮-菱锥复合传动 GS；

通过调节液压传动机构的排量比、调节菱锥式无级变速传动机构的传动比和选择性的控制第一离合器 C_1、第五离合器 C_5、第六离合器 C_6 和第九离合器 C_9 接合，通过选择性的控制第二离合器 C_2 和第十离合器 C_{10} 的接合或第三离合器 C_3 和第四离合器 C_4 的接合，提供输入组件和输出组件之间的各自相异的液压-菱锥串并联复合传动 HS。

进一步，通过调节液压传动机构的排量比、调节菱锥式无级变速传动机构的传动比和选择性控制第一离合器 C_1、第二离合器 C_2、第四离合器 C_4、第六离合器 C_6、第九离合器 C_9 和第十离合器 C_{10} 的接合，提供输入组件和输出组件之间的液压-菱锥-齿轮复合传动 HSG。

进一步，通过调节液压传动机构的排量比、调节菱锥式无级变速传动机构的传动比和选择性控制离合器与制动器组件的接合，提供“液压传动 H→齿轮传动 G→液压-齿轮复合传动 HG→液压-菱锥-齿轮复合传动 HSG”传动方式之间的无级调速切换。

进一步，通过调节菱锥式无级变速传动机构的传动比和选择性控制离合器与制动器组件的接合，提供“齿轮-菱锥复合传动 GS→菱锥式无级变速传动 S”传动方式之间的无级调速切换。

进一步，通过调节液压传动机构的排量比、调节菱锥式无级变速传动机构的传动比和控制离合器组件的接合，提供“液压传动 H→菱锥式无级变速传动 S→液压-菱锥复合传动 HS”传动方式之间的无级调速切换。

本发明的有益效果在于：

1．本发明所述的集齿轮-液压-菱锥为一体的多模式复合传动装置，通过切换离合器组件和制动器组件，实现齿轮传动、液压传动、菱锥式无级变速传动、液压-齿轮复合传动、齿轮-菱锥复合传动、液压-菱锥串联复合传动、液压-菱锥并联复合传动、齿轮-液压-菱锥复合传动多种模式的切换，可满足工程机械多工况作业要求，提高发动机功率利用率，改善燃油经济性。

2．本发明所述的集齿轮-液压-菱锥为一体的多模式复合传动装置，有效减小了换挡冲击，增大了速比调节范围；液压传动起步快、工作平稳，易于实现快速而无冲击地变速与换向，菱锥式无级变速器传动比变化过程具有连续性，在使用过程中对机构的冲击极小，且在菱锥式无级变速传动机构与后行星齿轮机构之间设置有单向离合器，可消除换挡时的降挡冲击。

3. 本发明所述的集齿轮-液压-菱锥为一体的多模式复合传动装置，设置了液压-菱锥串联、液压-菱锥并联两种传动模式，液压-菱锥串联传动方式有效拓宽了调速范围，能够满足大范围非线性无级调速的要求，液压-菱锥并联传动方式提高了系统传动效率，能够满足区域内高效无级调速的要求。

附图说明

图 1 为本发明所述的集齿轮-液压-菱锥为一体的多模式复合传动装置结构原理图。

图 2 为本发明所述的液压传动 H1 模式功率流示意图。

图 3 为本发明所述的液压传动 H2 模式功率流示意图。

图 4 为本发明所述的齿轮传动 G 模式功率流示意图。

图 5 为本发明所述的菱锥式无级变速传动 S 模式功率流示意图。

图 6 为本发明所述的液压-齿轮复合传动 HG 功率流示意图。

图 7 为本发明所述的齿轮-菱锥复合传动 GS 功率流示意图。

图 8 为本发明所述的液压-菱锥串联复合传动 HS1 功率流示意图。

图 9 为本发明所述的液压-菱锥并联复合传动 HS2 功率流示意图。

图 10 为本发明所述的液压-菱锥-齿轮复合传动 HSG 复合传动功率流示意图。

图 11 为本发明所述的模式切换过程(H2→G→HG→HSG)输出转速与输入转速关系图。

图 12 为本发明所述的模式切换过程(GS→S)输出转速与输入转速关系图。

图 13 为本发明所述的模式切换过程(H1→S→HS)输出转速与输入转速关系图。

图中：

1-输入组件；1-1-发动机；1-2-输入轴；1-3-第四离合器 C_4；1-4-第一齿轮副；2-液压传动机构；2-1-液压传动输入轴；2-2-第一离合器 C_1；2-3-变量液压泵；2-4-定量液压马达；2-5-液压传动输出轴；2-6-第二离合器 C_2；2-7-第三离合器 C_3；3-前行星齿轮机构；3-1-前行星齿轮太阳轮；3-2-第五离合器 C_5；3-3-前行星齿轮行星架；3-4-前行星齿轮齿圈；3-5-制动器 B；3-6-第二齿轮副；3-7-前行星齿轮机构动力输出轴；4-菱锥式无级变速传动机构；4-1-第六离合器 C_6；4-2-第七离合器 C_7；4-3-菱锥式无级变速传动机构动力输入轴；4-4-第三齿轮副；4-5-菱锥式无级变速器；4-6-中间轴；4-7-菱锥式无级变速传动机构动力输出轴；4-8-第四齿轮副；4-9-定速比传动装置输出齿轮轴；4-10-第九离合器 C_9；4-11-单向离合器 F；4-12-第八离合器 C_8；5-后行星齿轮机构；5-1-第十离合器 C_{10}；5-2-后行星齿轮太阳轮；5-3-后行星齿轮行星架；5-4-后行星齿轮齿圈；5-5-第五齿轮副；6-输出组件。

具体实施方式

下面结合附图以及具体实施例对本发明作进一步的说明，但本发明的保护范围并不限于

此。

下面详细描述本发明的实施例，所述实施例的示例在附图中示出，其中自始至终相同或类似的标号表示相同或类似的元件或具有相同或类似功能的元件。下面通过参考附图描述的实施例是示例性的，旨在用于解释本发明，而不能理解为对本发明的限制。

在本发明的描述中，需要理解的是，术语“中心”、“纵向”、“横向”、“长度”、“宽度”、“厚度”、“上”、“下”、“轴向”、“径向”、“竖直”、“水平”、“内”、“外”等指示的方位或位置关系为基于附图所示的方位或位置关系，仅是为了便于描述本发明和简化描述，而不是指示或暗示所指的装置或元件必须具有特定的方位、以特定的方位构造和操作，因此不能理解为对本发明的限制。此外，术语“第一”、“第二”仅用于描述目的，而不能理解为指示或暗示相对重要性或者隐含指明所指示的技术特征的数量。由此，限定有“第一”、“第二”的特征可以明示或者隐含地包括一个或者更多个该特征。在本发明的描述中，“多个”的含义是两个或两个以上，除非另有明确具体的限定。

在本发明中，除非另有明确的规定和限定，术语“安装”、“相连”、“连接”、“固定”等术语应做广义理解，例如，可以是固定连接，也可以是可拆卸连接，或一体地连接；可以是机械连接，也可以是电连接；可以是直接相连，也可以通过中间媒介间接相连，可以是两个元件内部的连通。对于本领域的普通技术人员而言，可以根据具体情况理解上述术语在本发明中的具体含义。

如图 1 所示，本发明所述的集齿轮-液压-菱锥为一体的多模式复合传动装置，包括输入组件 1、液压传动机构 2、前行星齿轮机构 3、菱锥式无级变速传动机构 4、后行星齿轮机构 5、输出组件 6、离合器组件和制动器组件；所述离合器组件将输入组件 1 的输出端分别与液压传动机构 2 的输入端和前行星齿轮机构 3 的输入端连接；所述离合器组件将液压传动机构 2 的输出端分别与前行星齿轮机构 3 和后行星齿轮机构 5 连接；所述离合器组件将前行星齿轮机构 3 与菱锥式无级变速传动机构 4 连接、将菱锥式无级变速传动机构 4 与后行星齿轮机构 5 连接、将后行星齿轮机构 5 与输出组件 6 连接；所述离合器组件和制动器组件提供输入组件 1 与输出组件 6 之间连续的传动比。

输入组件 1 包括发动机 1-1、输入轴 1-2、第四离合器 C_4 1-3 和第一齿轮副 1-4；所述发动机 1-1 的输入轴 1-2 通过第一齿轮副 1-4 与液压传动机构 2 输入端连接。所述第四离合器 C_4 1-3 用于选择性地将输入轴 1-2 连接到前行星齿轮机构 3 的太阳轮以共同旋转。通过接合第四离合器 C_4 1-3，发动机动力经输入轴 1-2 传递到前行星齿轮机构 3。

液压传动机构 2 包括液压传动输入轴 2-1、第一离合器 C_1 2-2、变量液压泵 2-3、定量液压马达 2-4、液压传动输出轴 2-5、第二离合器 C_2 2-6 和第三离合器 C_3 2-7；液压传动输入轴

2-1 与变量液压泵 2-3 连接，定量液压马达 2-4 与液压传动输出轴 2-5 连接，所述变量液压泵 2-3 用于驱动定量液压马达 2-4，所述第一离合器 C_1 2-2 用于选择性地将输入轴 1-2 与液压传动输入轴 2-1 连接；所述第二离合器 C_2 2-6 用于选择性地将液压传动输出轴 2-5 通过第二齿轮副 3-6 连接到前行星齿轮齿圈 3-4 以共同旋转；所述第三离合器 C_3 2-7 用于选择性地将液压传动输出轴 2-5 通过第五齿轮副 5-5 连接到后行星齿轮行星架 5-3 以共同旋转。

前行星齿轮机构 3 包括前行星齿轮太阳轮 3-1、第五离合器 C_5 3-2、前行星齿轮行星架 3-3、前行星齿轮齿圈 3-4、制动器 B 3-5、第二齿轮副 3-6 和前行星齿轮机构动力输出轴 3-7；所述前行星齿轮太阳轮 3-1、前行星齿轮行星架 3-3 和前行星齿轮齿圈 3-4 构成行星轮系；所述制动器 B 3-5 用于选择性地将前行星齿轮齿圈 3-4 固定；所述第五离合器 C_5 3-2 用于选择性地将前行星齿轮太阳轮 3-1 连接到前行星齿轮行星架 3-3 以共同旋转，即将前行星齿轮机构 3 固连为一体；前行星齿轮机构动力输出轴 3-7 与前行星齿轮行星架 3-3 连接。

菱锥式无级变速传动机构 4 包括第六离合器 C_6 4-1、第七离合器 C_7 4-2、菱锥式无级变速传动机构动力输入轴 4-3、第三齿轮副 4-4、菱锥式无级变速器 4-5、中间轴 4-6、菱锥式无级变速传动机构动力输出轴 4-7、第四齿轮副 4-8、定速比传动装置输出齿轮轴 4-9、第九离合器 C_9 4-10、单向离合器 F 4-11 和第八离合器 C_8 4-12；

其中第三齿轮副 4-4 与第四齿轮副 4-8 通过中间轴 4-6 相连接，三者共同构成菱锥式无级变速传动机构中的定速比传动装置；第四齿轮副 4-8 的输出齿轮通过定速比传动装置输出齿轮轴 4-9 空套在菱锥式无级变速传动机构动力输出轴 4-7 上，为防止菱锥式无级变速传动机构在挡位切换的过程中出现功率逆流的状况，在定速比传动装置输出齿轮轴 4-9 和后行星齿轮行星架 5-3 之间设置了单向离合器 F 4-11，同时为了保证发动机反拖工况的实现，在定速比传动装置输出齿轮轴 4-9 和后行星齿轮行星架 5-3 之间除单向离合器 F 4-11 外，还并联装配了第八离合器 C_8 4-12；具体安装方式可以为：单向离合器 F 4-11 的内圈和第八离合器 C_8 4-12 的主动盘通过花键固定在定速比传动装置输出齿轮轴 4-9 上，第八离合器 C_8 4-12 的从动盘和单向离合器 F 4-11 的外圈通过连接轴套连接在一起，同时第八离合器 C_8 4-12 的从动盘固连在后行星齿轮行星架 5-3 上，从而可将定速比传动机构的动力传递到后行星齿轮行星架 5-3 上；所述第六离合器 C_6 4-1 用于选择性地将前行星齿轮机构动力输出轴 3-7 连接到菱锥式无级变速传动机构动力输入轴 4-3 以共同旋转；所述第七离合器 C_7 4-2 用于选择性地将前行星齿轮机构动力输出轴 3-7 连接到第三齿轮副 4-4 以共同旋转；所述第九离合器 C_9 4-10 用于选择性地将菱锥式无级变速传动机构动力输出轴 4-7 连接到后行星齿轮机构的太阳轮 5-2 以共同旋转；所述菱锥式无级变速传动机构动力输入轴 4-3 通过菱锥式无级变速器 4-5 连接到菱锥式无级变速传动机构动力输出轴 4-7；所述菱锥式无级变速传动机构动力输出轴 4-7 通过

第九离合器 C_9 4-10 连接到后行星齿轮太阳轮 5-2 以共同旋转。

后行星齿轮机构 5 包括第十离合器 C_{10} 5-1、后行星齿轮太阳轮 5-2；后行星齿轮行星架 5-3、后行星齿轮齿圈 5-4 和第五齿轮副 5-5；所述后行星齿轮太阳轮 5-2、后行星齿轮行星架 5-3 和后行星齿轮齿圈 5-4 构成行星轮系；所述第十离合器 C_{10} 5-1 用于选择性地将后行星齿轮行星架 5-3 连接到后行星齿轮齿圈 5-4 以共同旋转，即将后行星齿轮机构固连一体；所述输出组件 6 与后行星齿轮齿圈 5-4 相连接。

通过调节液压传动机构 2 的排量比,调节菱锥式无级变速传动机构 4 的传动比和选择性控制所述离合器组件与制动器组件的接合，提供输入组件 1 与输出组件 6 之间齿轮传动、液压传动、菱锥式无级变速传动、液压-齿轮复合传动、齿轮-菱锥复合传动、液压-菱锥串联复合传动、液压-菱锥并联复合传动和液压-菱锥-齿轮复合传动多种模式的切换。各个传动模式的接合元件如表 1 所示。具体如下：

表 1 模式切换元件接合状态

类型	模式	执行元件状态												输入-输出转速关系
		C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_8	C_9	C_{10}	B	F	
单流传动	液压传动 H1	▲	△	▲	△	△	△	△	△	△	▲	△	△	$n_o(H1)=\frac{e}{i_1 i_5}n_I$
	液压传动 H2	▲	▲	△	△	▲	△	▲	▲	△	▲	△	▲	$n_o(H2)=\frac{e}{i_1 i_2 i_3 i_4}n_I$
	齿轮传动 G	△	△	△	▲	△	△	▲	▲	△	▲	▲	▲	$n_o(G)=\frac{1}{(1+k_1)i_3 i_4}n_I$
	菱锥式无级变速传动 S	△	△	△	▲	▲	▲	△	△	▲	▲	△	△	$n_o(S)=\frac{1}{i_s}n_I$
复合传动	液压-齿轮复合传动 HG	▲	▲	△	▲	△	△	▲	▲	△	▲	△	▲	$n_o(HG)=\frac{1+\frac{k_1 e}{i_1 i_2}}{(1+k_1)i_3 i_4}n_I$
	齿轮-菱锥复合传动 GS	△	△	△	▲	▲	▲	▲	▲	▲	△	△	▲	$n_o(GS)=\frac{\frac{(1+k_2)}{i_3 i_4}-\frac{1}{i_s}}{k_2}n_I$
	液压-菱锥串联复合传动 HS1	▲	▲	△	△	▲	▲	△	△	▲	▲	△	△	$n_0(HS1)=\frac{e}{i_1 i_2 i_s}n_I$
	液压-菱锥并联复合传动 HS2	▲	△	▲	▲	▲	▲	△	△	▲	△	△	△	$n_o(HS2)=\frac{\frac{(1+k_2)e}{i_1 i_5}-\frac{1}{i_s}}{k_2}n_I$

	液压-菱锥-齿轮复合传动 HSG	▲	▲	△	▲	△	▲	△	△	▲	▲	△	△	$n_o(HSG)=\frac{1+\frac{k_1 e}{i_1 i_2}}{(1+k_1)i_s}n_I$

其中：▲代表执行元件处于接合状态，△代表执行元件处于分离状态；n_o(H1)为液压传动 H1 模式输出转速，n_o(H2)为液压传动 H2 模式输出转速，n_o(G)为齿轮传动 G 模式输出转速，n_o(S)为菱锥式无级变速传动 S 模式输出转速，n_o(HG)为液压-齿轮复合传动 HG 模式输出转速，n_o(GS)为齿轮-菱锥复合传动 GS 模式输出转速，n_o(HS1)为液压-菱锥串联复合传动 HS1 模式输出转速，n_o(HS2)为液压-菱锥并联复合传动 HS2 模式输出转速，n_o(HSG)为液压-菱锥-齿轮复合传动 HSG 模式的输出转速，n_I为发动机转速，k_1为前行星齿轮机构的行星齿轮特性参数，k_2为后行星齿轮机构的行星齿轮特性参数，e 为液压传动机构排量比，i_S为菱锥式无级变速机构传动比，i_1为第一齿轮副 1-4 的传动比，i_2为第二齿轮副 3-6 的传动比，i_3为第三齿轮副 4-4 的传动比，i_4为第四齿轮副 4-8 的传动比，i_5为第五齿轮副 5-5 的传动比。

液压传动 H1 传动模式如图 2 所示，仅接合第一离合器 C_1 2-2、第三离合器 C_3 2-7 和第十离合器 C_{10} 5-1，其它离合器和制动器分离，此时输入轴 1-2 传递的发动机动力经第一齿轮副 1-4 驱动变量液压泵 2-3 工作，进而带动定量液压马达 2-4 转动，定量液压马达 2-4 输出的动力再经第五齿轮副 5-5 传递到后行星齿轮行星架 5-3，此时后行星齿轮机构 5 固连为一体，动力从输出组件 6 输出。

液压传动 H2 传动模式如图 3 所示，仅接合第一离合器 C_1 2-2、第二离合器 C_2 2-6、第五离合器 C_5 3-2、第七离合器 C_7 4-2、第八离合器 C_8 4-12 和第十离合器 C_{10} 5-1，其它离合器和制动器分离，单向离合器 F 4-11 的方向布置使它在这种情况下能和第八离合器 C_8 4-12 共同传递正向扭矩，此时输入轴 1-2 传递的发动机动力，经第一齿轮副 1-4 驱动变量液压泵 2-3 工作，进而带动定量液压马达 2-4 转动，定量液压马达 2-4 输出的动力经第二齿轮副 3-6 传递到前行星齿轮齿圈 3-4，此时前行星齿轮机构 3 固连为一体，动力再经第三齿轮副 4-4、中间轴 4-6 和第四齿轮副 4-8 传递至后行星齿轮行星架 5-3，此时后行星齿轮机构 5 固连为一体，动力从输出组件 6 输出。

齿轮传动 G 传动模式如图 4 所示，仅接合第四离合器 C_4 1-3、第七离合器 C_7 4-2、第八离合器 C_8 4-12、第十离合器 C_{10} 5-1 和制动器 B 3-5，其它离合器组件分离。单向离合器 F 4-11 的方向布置使它在这种情况下能和第八离合器 C_8 4-12 共同传递正向扭矩，此时输入轴 1-2 传递的发动机动力，经第四离合器 C_4 1-3 驱动前行星齿轮太阳轮 3-1，由于前行星齿轮齿圈 3-4 被制动器 B 3-5 制动，故动力由前行星齿轮行星架 3-3 输出至前行星齿轮机构动力输出轴 3-7，再经第七离合器 C_7 4-2、第三齿轮副 4-4、中间轴 4-6、第四齿轮副 4-8 以及并联的第八离合器 C_8 4-12 和单向离合器 F 4-11 传递到后行星齿轮行星架 5-3，由于第十离合器 C_{10} 5-1 接合，

后行星齿轮机构 5 固连为一体，动力从输出组件 6 输出。

菱锥式无级变速传动 S 模式如图 5 所示，接合第四离合器 C_4 1-3、第五离合器 C_5 3-2、第六离合器 C_6 4-1、第九离合器 C_9 4-10 和第十离合器 C_{10} 5-1，其它离合器和制动器分离。发动机动力经输入轴 1-2 传递到前行星齿轮机构太阳轮 3-1，此时前行星齿轮机构 3 固连为一体，发动机动力经前行星齿轮机构 3 传递到菱锥式无级变速传动机构动力输入轴 4-3 驱动菱锥式无级变速器 4-5，菱锥式无级变速器 4-5 通过改变菱锥与主从动轮两侧接触的工作直径以实现无级变速，菱锥式无级变速器输出的动力经菱锥式无级变速传动机构动力输出轴 4-7 传递到后行星齿轮太阳轮 5-2，此时后行星齿轮机构 5 固连为一体，动力从输出组件 6 输出。

液压齿轮复合传动 HG 传动模式如图 6 所示，仅接合第一离合器 C_1 2-2、第二离合器 C_2 2-6、第四离合器 C_4 1-3、第七离合器 C_7 4-2、第八离合器 C_8 4-12 和第十离合器 C_{10} 5-1，其它离合器和制动器分离。单向离合器 F 4-11 的方向布置使它在这种情况下能和第八离合器 C_8 4-12 共同传递正向扭矩，此时输入轴 1-2 传递的发动机动力分两路传递：一路直达前行星齿轮太阳轮 3-1；一路经第一齿轮副 1-4 传递到液压传动输入轴 2-1 驱动变量液压泵 2-3，进而带动定量液压马达 2-4 转动，定量液压马达 2-4 输出的动力经液压传动输出轴 2-5、第二齿轮副 3-6 传递至前行星齿轮齿圈 3-4，两路动力在前行星齿轮行星架 3-3 处汇流，再经前行星齿轮机构动力输出轴 3-7、第三齿轮副 4-4、中间轴 4-6、第四齿轮副 4-8 传递至后行星齿轮行星架 5-3 处，此时后行星齿轮机构 5 固连为一体，动力从输出组件 6 输出。

齿轮-菱锥复合传动 GS 传动模式如图 7 所示，仅接合第四离合器 C_4 1-3、第五离合器 C_5 3-2、第六离合器 C_6 4-1、第七离合器 C_7 4-2、第八离合器 C_8 4-12 和第九离合器 C_9 4-10，其它离合器和制动器分离。单向离合器 F 4-11 的方向布置使它在这种情况下能和第八离合器 C_8 4-12 共同传递正向扭矩，此时前行星齿轮机构 3 固连为一体，输入轴 1-2 传递的发动机动力经前行星齿轮机构 3 后分为两路：一路经前行星齿轮机构动力输出轴 3-7、第三齿轮副 4-4、中间轴 4-6、第四齿轮副 4-8 传递至后行星齿轮行星架 5-3；另一路经菱锥式无级变速传动机构动力输入轴 4-3 驱动菱锥式无级变速器 4-5，菱锥式无级变速器 4-5 通过改变菱锥与主从动轮两侧接触的工作直径以实现无级变速，菱锥式无级变速器输出的动力经菱锥式无级变速传动机构动力输出轴 4-7 传递到后行星齿轮太阳轮 5-2;两路动力在后行星齿轮齿圈 5-4 处汇流，经输出组件 6 输出。

液压-菱锥串联 HS1 传动模式如图 8 所示，仅接合第一离合器 C_1 2-2、第二离合器 C_2 2-6、第五离合器 C_5 3-2、第六离合器 C_6 4-1、第九离合器 C_9 4-10 和第十离合器 C_{10} 5-1，其它离合器和制动器分离，此时输入轴 1-2 传递的发动机动力经第一齿轮副 1-4 传递到液压传动输入轴 2-1 驱动变量液压泵 2-3，进而带动定量液压马达 2-4 转动，定量液压马达 2-4 输出的动力

经液压传动输出轴 2-5、第二齿轮副 3-6 传递至前行星齿轮齿圈 3-4，此时前行星齿轮机构固连为一体，动力经菱锥式无级变速传动机构动力输入轴 4-3 驱动菱锥式无级变速器 4-5，菱锥式无级变速器 4-5 通过改变菱锥与主从动轮两侧接触的工作直径以实现无级变速，菱锥式无级变速器输出的动力经菱锥式无级变速传动机构动力输出轴 4-7 传递到后行星齿轮太阳轮 5-2，此时后行星齿轮机构 5 固连为一体，动力从输出组件 6 输出。

液压-菱锥并联 HS2 传动模式如图 9 所示，仅接合第一离合器 C_1 2-2、第三离合器 C_3 2-7、第四离合器 C_4 1-3、第五离合器 C_5 3-2、第六离合器 C_6 4-1 和第九离合器 C_9 4-10，其它离合器和制动器分离。此时输入轴 1-2 传递的发动机动力分为两路，一路经第一齿轮副 1-4 传递到液压传动输入轴 2-1 驱动变量液压泵 2-3，进而带动定量液压马达 2-4 转动，定量液压马达 2-4 输出的动力经液压传动输出轴 2-5、第五齿轮副 5-5 传递至后行星齿轮行星架 5-3；另一路经固连为一体的前行星齿轮机构 3 传递至菱锥式无级变速传动机构动力输入轴 4-3，菱锥式无级变速传动机构动力输入轴 4-3 驱动菱锥式无级变速器 4-5，锥式无级变速器 4-5 通过改变菱锥与主从动轮两侧接触的工作直径以实现无级变速，菱锥式无级变速器输出的动力经菱锥式无级变速传动机构动力输出轴 4-7 传递到后行星齿轮太阳轮 5-2；两路动力在后行星齿轮齿圈 5-4 处汇流，经输出组件 6 输出。

液压-菱锥-齿轮复合传动 HSG 模式如图 10 所示，仅接合第一离合器 C_1 2-2、第二离合器 C_2 2-6、第四离合器 C_4 1-3、第六离合器 C_6 4-1、第九离合器 C_9 4-10 和第十离合器 C_{10} 5-1，其它离合器和制动器分离，此时输入轴 1-2 传递的发动机动力分两路传递：一路直达前行星齿轮太阳轮 3-1；另一路经第一齿轮副 1-4 传递到液压传动输入轴 2-1 驱动变量液压泵 2-3，进而带动定量液压马达 2-4 转动，定量液压马达 2-4 输出的动力经液压传动输出轴 2-5、第二齿轮副 3-6 传递至前行星齿轮齿圈 3-4，两路动力在前行星齿轮行星架 3-3 处汇流，后经菱锥式无级变速传动机构动力输入轴 4-3 驱动菱锥式无级变速器 4-5，菱锥式无级变速器 4-5 通过改变菱锥与主从动轮两侧接触的工作直径以实现无级变速，菱锥式无级变速器输出的动力经菱锥式无级变速传动机构动力输出轴 4-7 传递到后行星齿轮太阳轮 5-2，此时后行星齿轮机构 5 固连为一体，动力从输出组件 6 输出。

如图 11 所示，通过调节液压传动机构 2 的排量比，调节菱锥式无级变速传动机构 4 的传动比和选择性控制所述离合器组件与制动器组件的接合，提供“液压传动 H2→齿轮传动 G→液压-齿轮复合传动 HG→液压-菱锥-齿轮 HSG”传动方式之间的无级调速切换。采用液压模式 H2 起步，输出转速随液压传动机构排量比 e 的增大线性增大，当 e＝-1 时，液压传动 H2 模式达到负向最大值，当 e＝1 时，液压传动 H2 模式达到正向最大值；当满足 $e\in[n_0(H2)=n_0(G)]$ 时，此时可同步切换到齿轮传动 G 模式，齿轮传动 G 模式为定传动比传动；当满足 $e\in[n_0(G)$

$=n_0(HG)]$时，可以同步切换到液压-齿轮复合传动 HG 模式，当满足 $e\in[n_0(HG)=n_0(HSG)]$且 $e\in[0，1]$、i_S 在所确定传动比范围内时，可以同步切换到液压-菱锥-齿轮 HSG 模式。

如图 12 所示，通过调节菱锥式无级变速传动机构 4 的传动比，选择性控制所述离合器组件和制动器组件的接合，提供“齿轮-菱锥复合传动 GS→菱锥式无级变速传动 S”传动方式之间的无级调速切换。采用齿轮-菱锥复合传动 GS 模式起步，当菱锥式无级变速器传动比 i_S 从最小值变化到最大值时，$n_o(GS)$非线性增加；当 $n_o(GS)=n_o(G)$且 i_S 在所确定传动比范围内时，齿轮-菱锥复合传动 GS 模式可同步切换到齿轮传动 G 模式，处于齿轮传动 G 模式时为定传动比；当菱锥式无级变速器传动比满足 $i_S\in[n_o(GS)=n_o(S)]$时，齿轮-菱锥复合传动 GS 模式可同步切换到菱锥式无级变速传动 S 模式，当菱锥式无级变速器传动比 i_S 从最大值变化到最小值时，$n_o(S)$非线性地增加；液压传动机构排量比 e 不影响该模式切换过程传动装置传动比的变化，传动装置仅通过改变 i_S 在所确定传动比范围内无级变速。

如图 13 所示，通过调节液压传动机构 2 的排量比，调节菱锥式无级变速传动机构 4 的传动比和选择性控制所述离合器组件的接合，提供“液压传动 H1→菱锥式无级变速传动 S→液压-菱锥复合传动 HS”传动方式之间的无级调速切换。采用模式 H1 起步，输出转速随液压传动机构排量比 e 的增加线性增大，当 $e=1$ 时，液压传动 H1 模式达到正向最大值；当同时满足 $e\cdot i_S\in[n_o(H1)=n_o(S)]$，且 $e\in[0，1]$、i_S 在所确定传动比范围内时，液压传动 H1 模式可同步切换到菱锥式无级变速传动 S 模式，当菱锥式无级变速器传动比 i_S 从最大值变化到最小值时，$n_o(S)$非线性地增加；当同时满足 $e\cdot i_S\in[n_o(S)=n_o(HS1)]$，且 $e\in[0，1]$、i_S 在所确定传动比范围内时，菱锥式无级变速传动 S 模式可同步切换到液压-菱锥复合传动 HS1 模式;当同时满足 $e\cdot i_S\in[n_o(S)=n_o(HS2)]$，且 $e\in[0，1]$、i_S 在所确定传动比范围内时，菱锥式无级变速传动 S 模式可同步切换到液压-菱锥复合传动 HS2 模式，切换的位置不同，导致液压-菱锥复合传动 HS1 模式输出值不同，但输出转速随液压传动机构排量比 e 的减小而线性减小。

实施例举例说明：

主要参数为：$i_1i_2=1$，$i_3i_4=1.25$，$i_1i_5=1$，$k_1=1.5$，$k_2=2.5$，$i_S\in[0.357，1.6]$。

模式切换过程一：液压传动 H2→齿轮传动 G→液压-齿轮复合传动 HG→液压-菱锥-齿轮 HSG；

液压传动 H2 输出-输入转速关系为：$n_o(H2)=\frac{e}{i_1i_2i_3i_4}n_I=0.8en_I$；

齿轮传动 G 输出-输入转速关系为：$n_o(G)=\frac{1}{(1+k_1)i_3i_4}n_I=0.32n_I$；

液压-齿轮复合传动 HG 输出-输入转速关系为：$n_o(HG)=\frac{1+\frac{k_1e}{i_1i_2}}{(1+k_1)i_3i_4}n_I=\frac{1+1.5e}{3.125}n_I$；

液压-菱锥-齿轮传动 HSG 输出-输入转速关系为：$n_o(HSG)=\frac{1+\frac{k_1e}{i_1i_2}}{(1+k_1)i_s}n_I=\frac{1+1.5e}{2.5i_s}n_I$；

如图 11 所示，采用液压传动模式 H2 起步，输出转速随液压传动机构排量比 e 的增大线性增大，当 e=-1 时，H2 模式达到负向最大值-0.8n_I ，当 e=1 时，液压传动 H 模式达到正向最大值 0.8n_I；当 e=0.4 时，液压传动模式 H2 可同步切换到齿轮传动 G 模式，此时齿轮传动为定传动比；齿轮传动 G 模式也可以同步切换到液压-齿轮复合传动 HG 模式，此时输出转速随 e 的增大而线性增大，当 e=1 时，达到正向最大值 0.8n_I ，此时液压-齿轮复合传动 HG 模式可同步切换到液压-菱锥-齿轮 HSG 模式，当 i_S 从 1.6 变化到 0.357 时，n_o(HSG)非线性地增加，传动装置通过改变 e 和 i_S 在[0，2.80]n_I 范围内无级变速。

模式切换过程二：齿轮-菱锥复合传动 GS→菱锥式无级变速传动 S

齿轮传动 G 输出-输入转速关系为：$n_o(G)=\frac{1}{(1+k_1)i_3i_4}n_I=0.32n_I$；

菱锥式无级变速传动 S 输出-输入转速关系为：$n_o(S)=\frac{1}{i_s}n_I$；

菱锥复合传动 GS 输出-输入转速关系为：$n_o(GS)=\frac{\frac{(1+k_2)}{i_3i_4}-\frac{1}{i_s}}{k_2}n_I=\frac{2.8-\frac{1}{i_s}}{2.5}n_I$；

如图 12 所示，采用齿轮-菱锥复合传动 GS 模式起步，当菱锥式无级变速器传动比 i_S 从 0.357 变化到 1.6 时，n_o(GS)非线性地从 0 增加到 0.87n_I；当菱锥式无级变速器传动比 i_S＝0.5 时，齿轮-菱锥复合传动 GS 模式可同步切换到齿轮传动 G 模式，齿轮传动 G 模式为定传动比传动；当菱锥式无级变速器传动比 i_S＝1.25 时，齿轮-菱锥复合传动 GS 模式可同步切换到菱锥式无级变速传动 S 模式，此模式中当 i_S 从 1.6 变化到 0.357 时，n_O(S)非线性地从 0.625n_I 增加到 2.80n_I，液压传动机构排量比 e 不影响该模式切换过程传动装置传动比的变化，传动装置仅通过改变 i_S 在[0，2.80]n_I 范围内无级变速。

模式切换过程三：液压传动 H1→菱锥式无级变速传动 S→液压-菱锥复合传动 HS

液压传动 H1 输出-输入转速关系为：$n_o(H1)=\frac{e}{i_1i_5}n_I=en_I$；

菱锥式无级变速传动 S 输出-输入转速关系为：$n_o(S)=\frac{1}{i_s}n_I$；

液压-菱锥串联复合传动 HS1 输出-输入转速关系为：$n_0(HS1)=\frac{e}{i_1 i_2 i_s}n_I=\frac{e}{i_s}n_I$；

液压-菱锥并联复合传动 HS2 输出-输入转速关系为：$n_o(HS2)=\frac{\frac{(1+k_2)e}{i_1 i_5}-\frac{1}{i_s}}{k_2}n_I=\frac{3.5e-\frac{1}{i_s}}{2.5}n_I$；

如图 13 所示，采用模式 H1 起步，输出转速随液压传动机构排量比 e 的增加线性增大，当 e=1 时，H 模式达到正向最大值 $1.0n_I$;当同时满足 $e\cdot i_S=1.0$，且 $e\in[0，1]$，且 $i_S\in[0.357，1.6]$三条件时，H 模式既可同步切换到 S 模式，也可以同步切换到 HS2 模式。同步切换到 S 模式时，当 i_S 从 1.6 变化到 0.357，$n_o(S)$非线性地从 $0.625n_I$ 增加到 $2.80n_I$；当满足 e=1 时，S 模式可同步切换到 HS1 模式，当满足 $e\cdot i_S=1.0$，且 $e\in[0，1]$、 $i_S\in[0.357，1.6]$三条件时，S 模式可同步切换到 HS2 模式，切换的位置不同，导致液压-菱锥串联或并联复合传动模式输出值不同，但输出转速随液压传动机构排量比 e 的减小而线性减小。

菱锥式无级变速器多采用加压装置以保证传动件不受过大的压紧力，从而提高传动效率与寿命，其传动效率一般保持在 85%-93%之间，液压元件的比功率大，但传动效率偏低，通常在 80%-90%之间，若取菱锥式无级变速器传动效率为 90%，液压元件的总效率为 80%，当采用菱锥-液压串联 HS1 模式时，系统传动效率=90%×80%=72%，当采用菱锥-液压并联 HS2 模式时，设两路的输入功率相同，则系统的传动效率=0.5×90%+0.5×80%=85%，与液压-菱锥串联传动 HS1 相比，其效率提高了 13%，设 9/10 的输入功率从菱锥路通过，1/10 的输入功率从液压路通过，则系统传动效率=0.9×90%+0.1×80%=89%，与液压-菱锥串联传动 HS1 相比，其效率提高了 17%，故此模式能够有效提升系统的传动效率，但其调速范围有限，输出转速 $n_o(HS2)$在正向调速区间$[0，1.12]n_I$ 内变化，适用于区域内高效无级调速，而液压-菱锥串联传动 HS1 虽然传动效率偏低，但其调速范围宽，输出转速 $n_o(HS1)$在$[0，2.80]n_I$ 范围内变化，适用于大范围非线性无级调速。

应当理解，虽然本说明书是按照各个实施例描述的，但并非每个实施例仅包含一个独立的技术方案，说明书的这种叙述方式仅仅是为清楚起见，本领域技术人员应当将说明书作为一个整体，各实施例中的技术方案也可以经适当组合，形成本领域技术人员可以理解的其他实施方式。

上文所列出的一系列的详细说明仅仅是针对本发明的可行性实施例的具体说明，它们并

非用以限制本发明的保护范围，凡未脱离本发明技艺精神所作的等效实施例或变更均应包含在本发明的保护范围之内。

权 利 要 求 书

1. 一种集齿轮-液压-菱锥为一体的多模式复合传动装置，其特征在于，包括输入组件（1）、液压传动机构（2）、前行星齿轮机构（3）、菱锥式无级变速传动机构（4）、后行星齿轮机构（5）、输出组件（6）、离合器组件和制动器组件；所述离合器组件将输入组件（1）的输出端分别与液压传动机构（2）的输入端和前行星齿轮机构（3）的输入端连接；所述离合器组件将液压传动机构（2）的输出端分别与前行星齿轮机构（3）和后行星齿轮机构（5）连接；所述离合器组件将前行星齿轮机构（3）与菱锥式无级变速传动机构（4）连接、将菱锥式无级变速传动机构（4）与后行星齿轮机构（5）连接、将后行星齿轮机构（5）与输出组件（6）连接；所述离合器组件和制动器组件提供输入组件（1）与输出组件（6）之间连续的传动比。

2. 根据权利要求 1 所述的集齿轮-液压-菱锥为一体的多模式复合传动装置，其特征在于，通过调节液压传动机构（2）的排量比、调节菱锥式无级变速传动机构（4）的传动比和选择性控制所述离合器组件与制动器组件的接合，提供输入组件（1）与输出组件（6）之间的液压传动 H、齿轮传动 G 和菱锥式无级变速传动 S 中的任意一种或任意两种组合或三种组合的传动方式。

3. 根据权利要求 2 所述的集齿轮-液压-菱锥为一体的多模式复合传动装置，其特征在于，所述离合器组件包括第一离合器 C_1（2-2）、第二离合器 C_2（2-6）、第三离合器 C_3（2-7）、第五离合器 C_5（3-2）、第七离合器 C_7（4-2）、第八离合器 C_8（4-12）、单向离合器 F（4-11）和第十离合器 C_{10}（5-1）；所述第一离合器 C_1（2-2）用于选择性地将输入组件（1）与液压传动机构（2）输入端连接；所述第二离合器 C_2（2-6）用于选择性地将液压传动机构（2）输出端连接到前行星齿轮机构（3）的齿圈以共同旋转；所述第三离合器 C_3（2-7）用于选择性地将液压传动机构（2）输出端连接到后行星齿轮机构（5）的行星架以共同旋转；所述第五离合器 C_5（3-2）用于选择性地将前行星齿轮机构（3）的太阳轮连接到前行星齿轮机构（3）的行星架以共同旋转；所述第七离合器 C_7（4-2）用于选择性地将前行星齿轮机构（3）的行星架连接到第三齿轮副（4-4）以共同旋转；所述第八离合器 C_8（4-12）用于选择性地将第四齿轮副（4-8）连接到后行星齿轮机构（5）的行星架以共同旋转；第三齿轮副（4-4）与第四齿轮副（4-8）连接；所述单向离合器 F（4-11）用于控制第四齿轮副连接到后行星齿轮机构（5）行星架动力的正向传递；所述第十离合器 C_{10}（5-1）用于选择性地将后行星齿轮机构（5）的行星架连接到后行星齿轮机构（5）的齿圈以共同旋转；通过调节液压传动机构（2）的排量比和选择性控制第一离合器 C_1（2-2）、第三离合器 C_3（2-7）和第十离合器 C_{10}（5-1）的接合，或通过调节液压传动机构（2）的排量比和选择性控制第一离合器 C_1（2-2）、第二离合器 C_2（2-6）、第五离合器 C_5（3-2）、第七离合器 C_7（4-2）、第八离合器 C_8（4-12）、单向离合器 F（4-11）和第十离合器 C_{10}（5-1）的接合，提供输入组件（1）和输出组件（6）之间各自相

异的液压传动 H。

4. 根据权利要求 3 所述的集齿轮-液压-菱锥为一体的多模式复合传动装置，其特征在于，所述离合器组件还包括第四离合器 C_4（1-3），所述第四离合器 C_4（1-3）用于选择性地将输入组件（1）连接到前行星齿轮机构（3）的太阳轮以共同旋转；所述制动器组件包括制动器 B（3-5），所述制动器 B（3-5）用于选择性地将前行星齿轮机构（3）的齿圈连接到固定件；通过控制所述第四离合器 C_4（1-3）、第七离合器 C_7（4-2）、第八离合器 C_8（4-12）、单向离合器 F（4-11）、第十离合器 C_{10}（5-1）和制动器 B（3-5）的接合，提供输入组件（1）和输出组件（6）之间的齿轮传动 G。

5. 根据权利要求 4 所述的集齿轮-液压-菱锥为一体的多模式复合传动装置，其特征在于，所述离合器组件还包括第六离合器 C_6（4-1）和第九离合器 C_9（4-10）；所述第六离合器 C_6（4-1）用于选择性地将前行星齿轮机构（3）的行星架连接到菱锥式无级变速传动机构（4）输入端以共同旋转；所述第九离合器 C_9（4-10）用于选择性地将菱锥式无级变速传动机构（4）输出端连接到后行星齿轮机构（5）的太阳轮以共同旋转；通过调节菱锥式无级变速传动机构（4）的传动比和选择性控制所述第四离合器 C_4（1-3）、第五离合器 C_5（3-2）、第六离合器 C_6（4-1）、第九离合器 C_9（4-10）和第十离合器 C_{10}（5-1）的接合，提供输入组件（1）和输出组件（6）之间的菱锥式无级变速传动 S。

6. 根据权利要求 5 所述的集齿轮-液压-菱锥为一体的多模式复合传动装置，其特征在于，通过调节液压传动机构（2）的排量比和选择性的控制第一离合器 C_1（2-2）、第二离合器 C_2（2-6）、第四离合器 C_4（1-3）、第七离合器 C_7（4-2）、第八离合器 C_8（4-12）、单向离合器 F（4-11）和第十离合器 C_{10}（5-1）的接合，提供输入组件（1）和输出组件（6）之间的液压-齿轮复合传动 HG；

通过调节菱锥式无级变速传动机构（4）的传动比和选择性的控制第四离合器 C_4（1-3）、第五离合器 C_5（3-2）、第六离合器 C_6（4-1）、第七离合器 C_7（4-2）、第八离合器 C_8（4-12）、单向离合器 F（4-11）和第九离合器 C_9（4-10）的接合，提供输入组件（1）和输出组件（6）之间的齿轮-菱锥复合传动 GS；

通过调节液压传动机构（2）的排量比、调节菱锥式无级变速传动机构（4）的传动比和选择性的控制第一离合器 C_1（2-2）、第五离合器 C_5（3-2）、第六离合器 C_6（4-1）和第九离合器 C_9（4-10）接合，通过选择性的控制第二离合器 C_2（2-6）和第十离合器 C_{10}（5-1）的接合或第三离合器 C_3（2-7）和第四离合器 C_4（1-3）的接合，提供输入组件（1）和输出组件（6）之间的各自相异的液压-菱锥串并联复合传动 HS。

7. 根据权利要求 5 所述的集齿轮-液压-菱锥为一体的多模式复合传动装置，其特征在于，

通过调节液压传动机构（2）的排量比、调节菱锥式无级变速传动机构（4）的传动比和选择性控制第一离合器 C_1（2-2）、第二离合器 C_2（2-6）、第四离合器 C_4（1-3）、第六离合器 C_6（4-1）、第九离合器 C_9（4-10）和第十离合器 C_{10}（5-1）的接合，提供输入组件（1）和输出组件（6）之间的液压-菱锥-齿轮复合传动 HSG。

8. 根据权利要求 5 所述的集齿轮-液压-菱锥为一体的多模式复合传动装置，其特征在于，通过调节液压传动机构（2）的排量比、调节菱锥式无级变速传动机构（4）的传动比和选择性控制离合器与制动器组件的接合，提供“液压传动 H→齿轮传动 G→液压-齿轮复合传动 HG→液压-菱锥-齿轮复合传动 HSG”传动方式之间的无级调速切换。

9. 根据权利要求 5 所述的集齿轮-液压-菱锥为一体的多模式复合传动装置，其特征在于，通过调节菱锥式无级变速传动机构（4）的传动比和选择性控制离合器与制动器组件的接合，提供“齿轮-菱锥复合传动 GS→菱锥式无级变速传动 S”传动方式之间的无级调速切换。

10. 根据权利要求 5 所述的集齿轮-液压-菱锥为一体的多模式复合传动装置，其特征在于，通过调节液压传动机构（2）的排量比、调节菱锥式无级变速传动机构（4）的传动比和控制离合器组件的接合，提供“液压传动 H→菱锥式无级变速传动 S→液压-菱锥复合传动 HS”传动方式之间的无级调速切换。

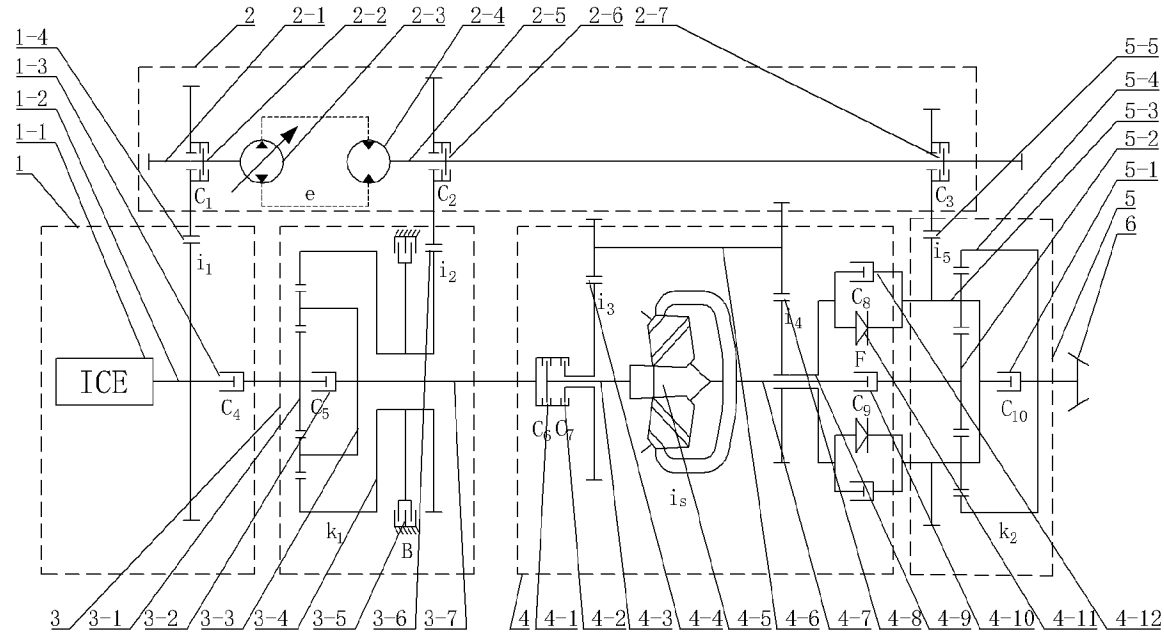
2
2-1
2-2
2-3
2-4
2-5
2-6
2-7
1-4
1-3
1-2
1-1
1
5-5
5-4
5-3
5-2
5-1
5
6
C1
e
C2
C3
i1
i2
i3
i4
i5
C8
F
C9
C10
ICE
C4
C5
C6 C7
is
k1
B
k2
3
3-1
3-2
3-3
3-4
3-5
3-6
3-7
4
4-1
4-2
4-3
4-4
4-5
4-6
4-7
4-8
4-9
4-10
4-11
4-12

图 1

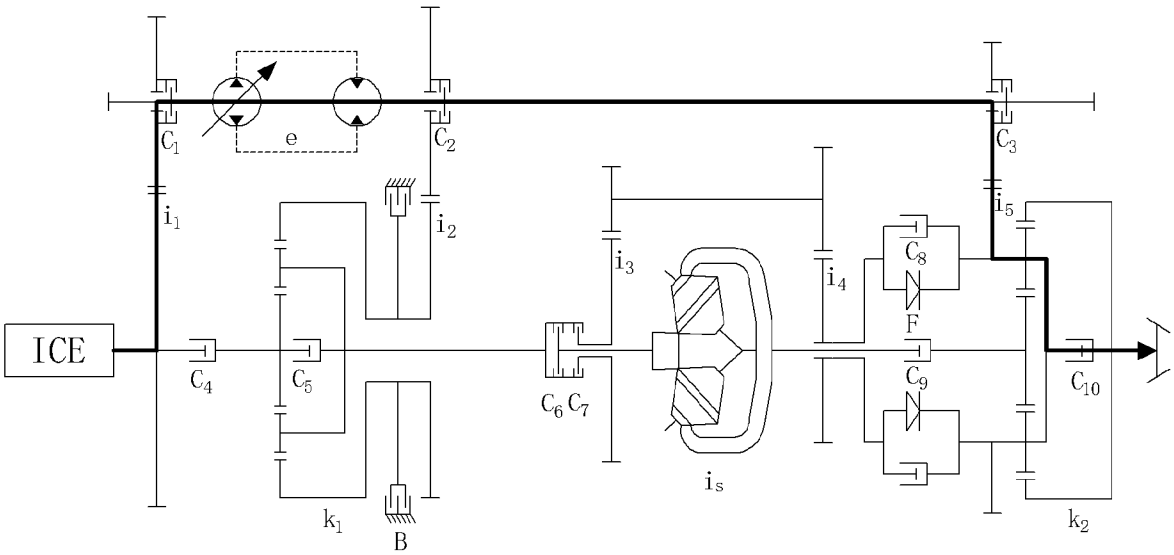
C1
e
C2
C3
i1
i2
i3
i4
i5
C8
F
C9
C10
ICE
C4
C5
C6 C7
is
k1
B
k2

图 2

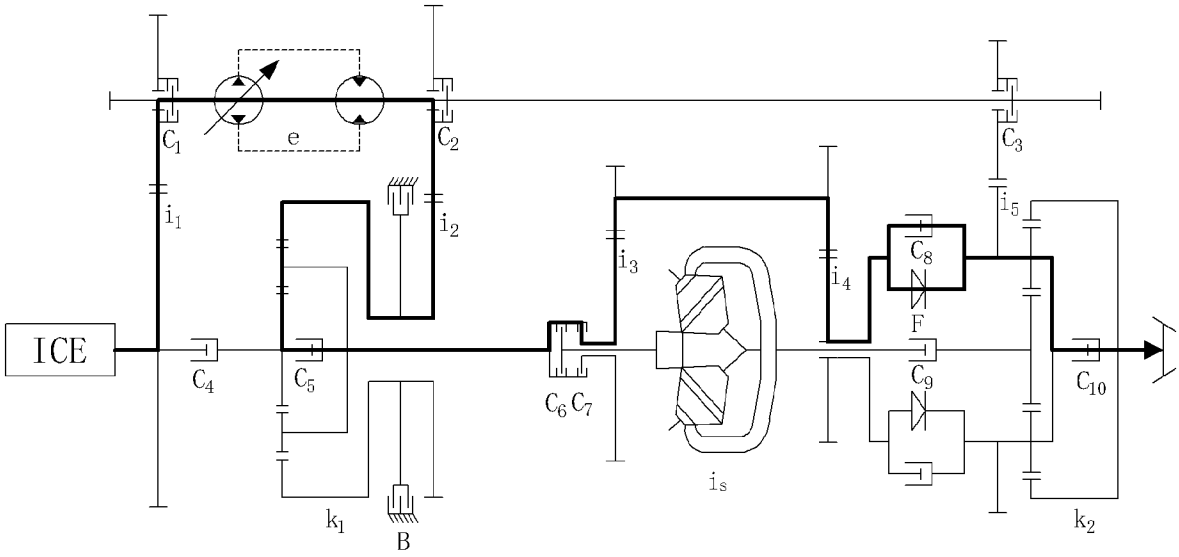
ICE
C1
e
C2
C3
i1
i2
i3
i4
i5
C8
F
C4
C5
C6 C7
C9
C10
is
k1
B
k2

图 3

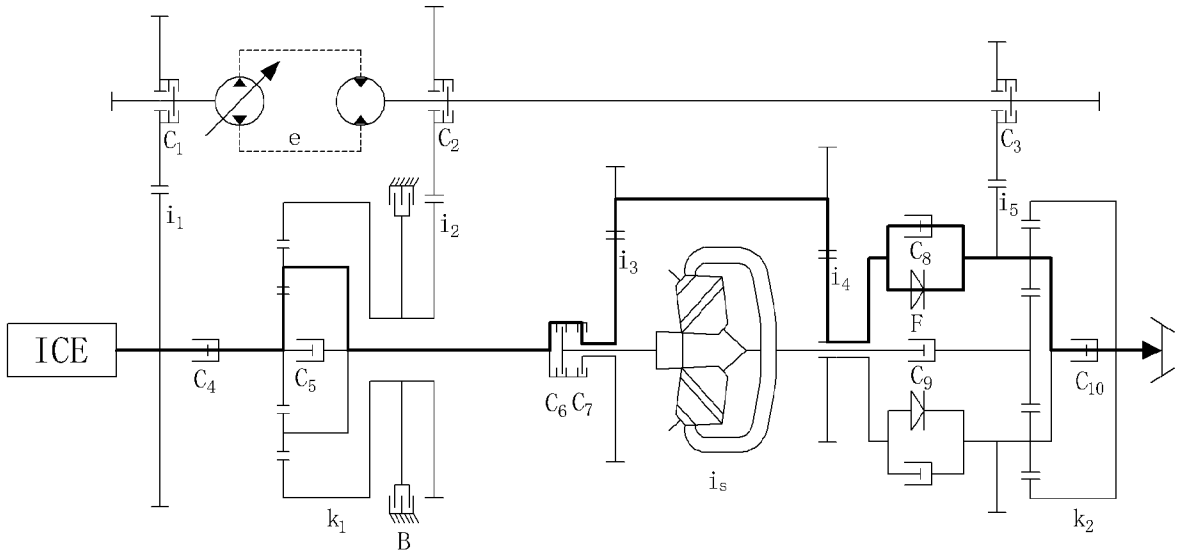
ICE
C1
e
C2
C3
i1
i2
i3
i4
i5
C8
F
C4
C5
C6 C7
C9
C10
is
k1
B
k2

图 4

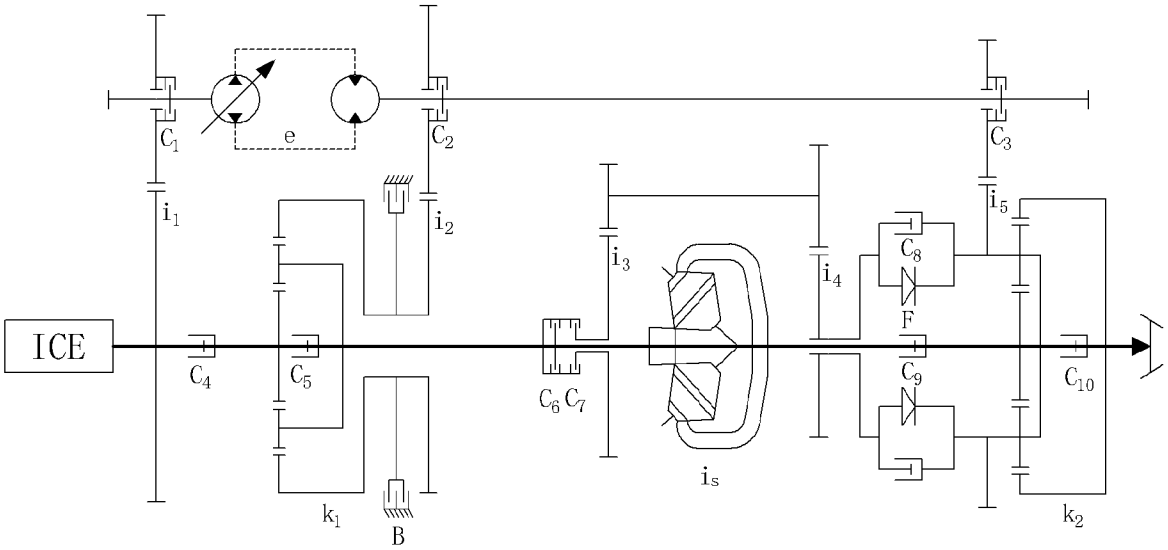
ICE
C1
e
C2
C3
i1
i2
i3
i4
i5
C8
F
C4
C5
C6 C7
C9
C10
is
k1
B
k2

图 5

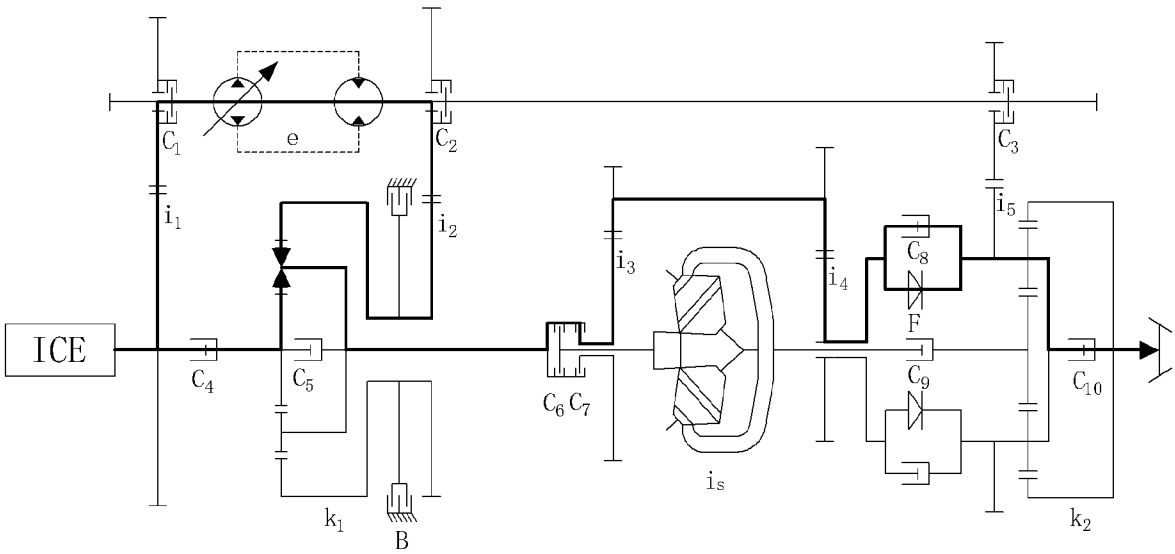
ICE
C1
e
C2
C3
i1
i2
i3
i4
i5
C8
F
C4
C5
C6 C7
C9
C10
is
k1
B
k2

图 6

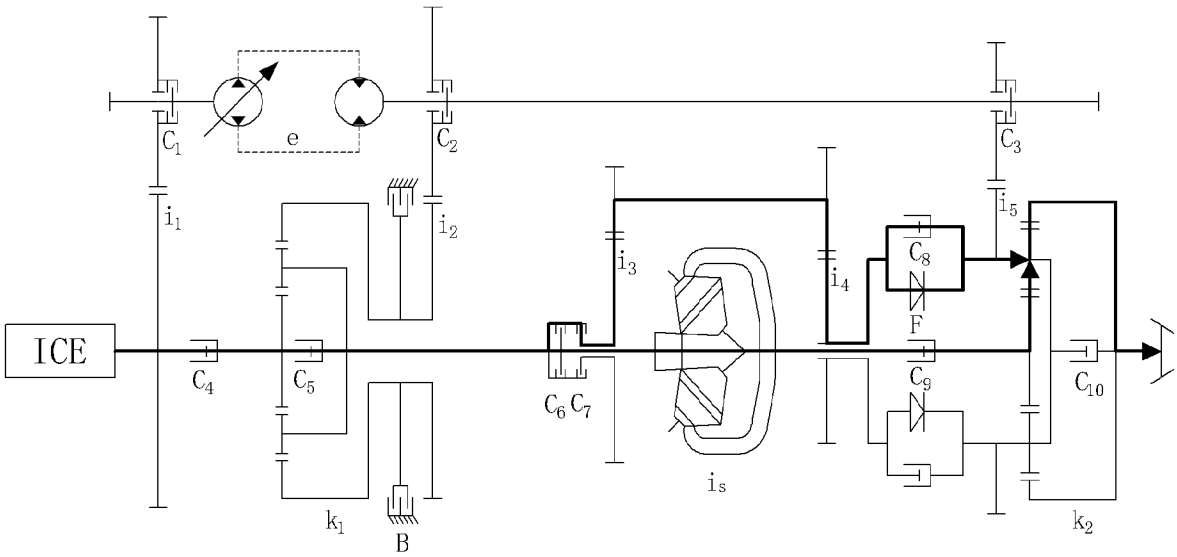
ICE
e
C1
C2
C3
C4
C5
C6 C7
C8
C9
C10
F
i1
i2
i3
i4
i5
is
k1
k2
B

图 7

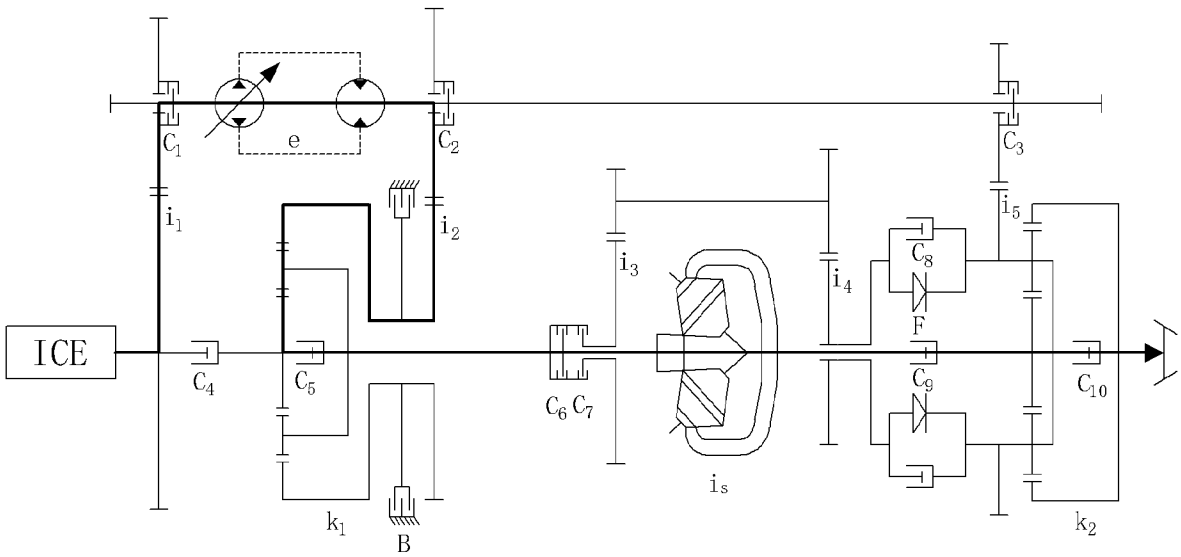
ICE
e
C1
C2
C3
C4
C5
C6 C7
C8
C9
C10
F
i1
i2
i3
i4
i5
is
k1
k2
B

图 8

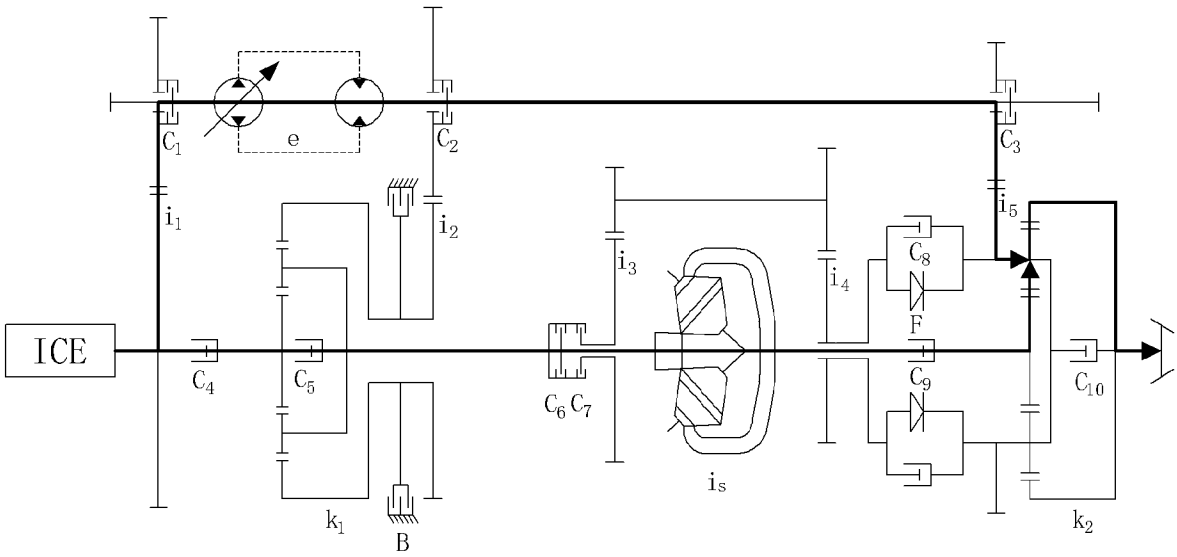
ICE
e
C1
C2
C3
C4
C5
C6 C7
C8
C9
C10
F
i1
i2
i3
i4
i5
is
k1
k2
B

图 9

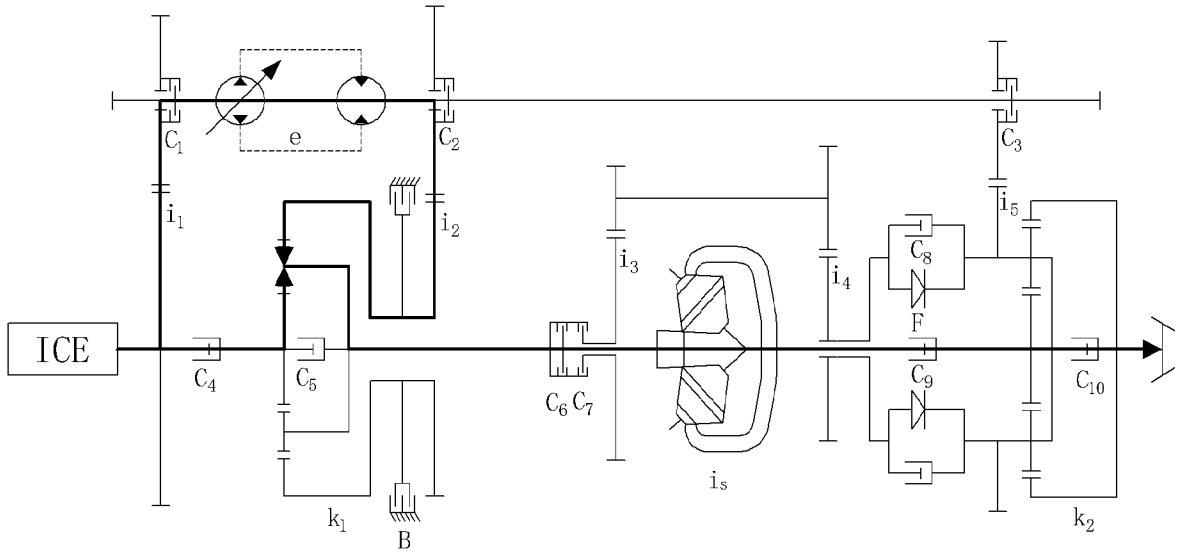
ICE
e
C1
C2
C3
C4
C5
C6 C7
C8
C9
C10
F
i1
i2
i3
i4
i5
is
k1
k2
B

图 10

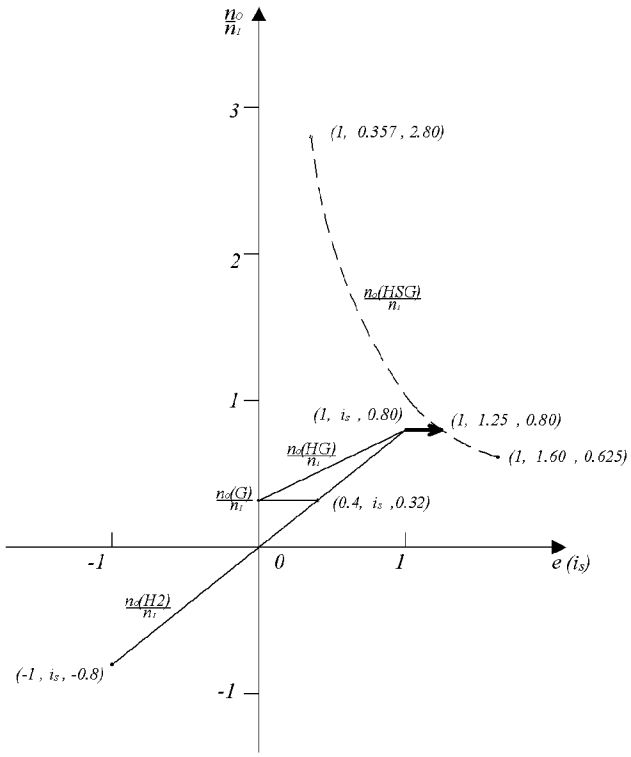
$\frac{n_O}{n_I}$
3
2
1
-1
(1, 0.357 , 2.80)
$\frac{n_o(HSG)}{n_i}$
(1, i_s , 0.80)
(1, 1.25 , 0.80)
(1, 1.60 , 0.625)
$\frac{n_o(HG)}{n_i}$
$\frac{n_o(G)}{n_i}$
(0.4, i_s ,0.32)
-1
0
1
e (i_s)
$\frac{n_A(H2)}{n_I}$
(-1 , i_s, -0.8)

图 11

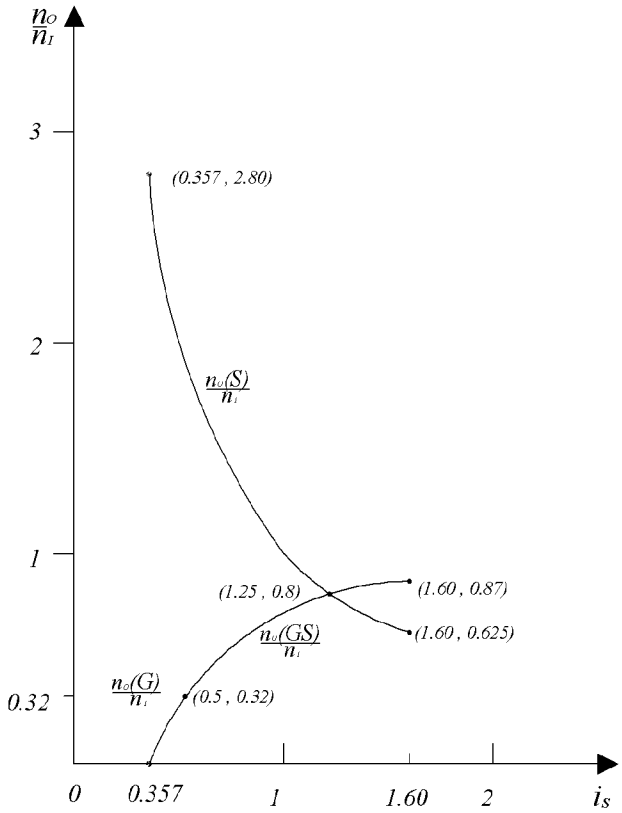
$\frac{n_O}{n_I}$
3
2
1
0.32
(0.357 , 2.80)
$\frac{n_o(S)}{n_i}$
(1.25 , 0.8)
(1.60 , 0.87)
$\frac{n_o(GS)}{n_i}$
(1.60 , 0.625)
$\frac{n_o(G)}{n_i}$
(0.5 , 0.32)
0
0.357
1
1.60
2
i_s

图 12

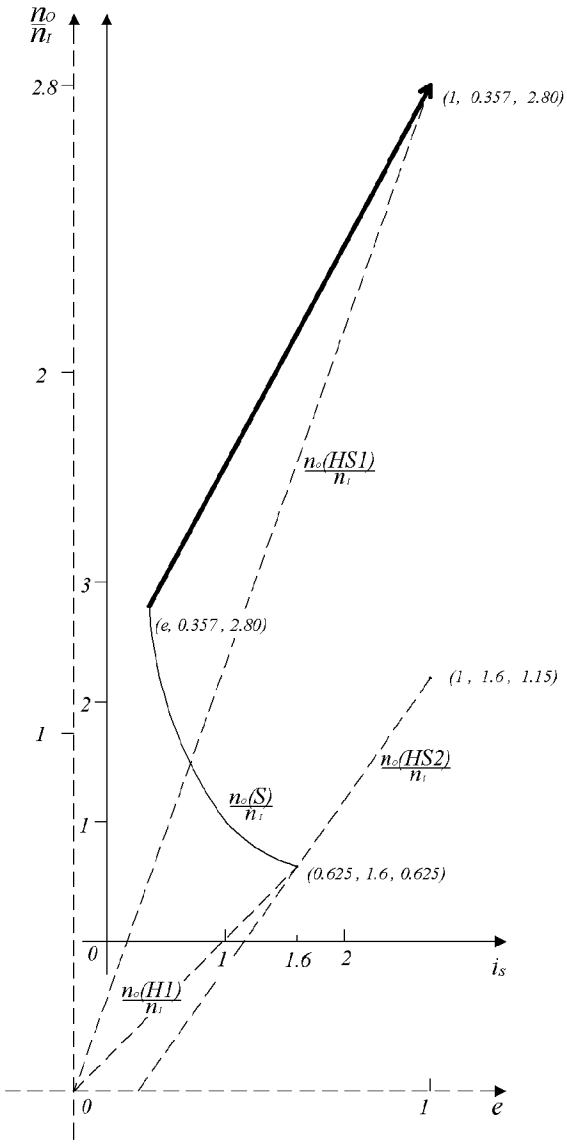
$\frac{n_o}{n_i}$
2.8
2
3
2
1
1
0
1
1.6
2
i_s
0
1
e
(1, 0.357, 2.80)
$\frac{n_o(HS1)}{n_i}$
(e, 0.357, 2.80)
(1, 1.6, 1.15)
$\frac{n_o(HS2)}{n_i}$
$\frac{n_o(S)}{n_i}$
(0.625, 1.6, 0.625)
$\frac{n_o(H1)}{n_i}$

图 13

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/CN2021/102306

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H 47/08(2006.01)i; F16H 61/04(2006.01)i; F16H 63/30(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16H,B60K,B60W

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

WPI; EPODOC; CNPAT; CNKI: 传动, 齿轮, 液压, 菱锥, 模式, 行星, 无级, 无极, 传动比; transmission, gear, hydraulic, diamond, cone , mode, planetary, continuously variable, stepless, ratio

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	CN 111946793 A (JIANGSU UNIVERSITY) 17 November 2020 (2020-11-17) description, page 4-10, and figures 1-15	1, 2
Y	CN 109723788 A (JIANGSU UNIVERSITY) 07 May 2019 (2019-05-07) description, paragraph 46-68, and figures 1 and 2	1, 2
Y	DE 19631236 A1 (LUK GETRIEBE SYSTEME G.M.B.H.) 27 February 1997 (1997-02-27) description, column 5-15, and figures 1-12	1, 2
Y	CN 101598205 A (WU ZHIQIANG) 09 December 2009 (2009-12-09) description, page 3-5, and figure 1	1, 2
A	CN 111120614 A (WEIBANG GARDEN MACHINE CO., LTD.) 08 May 2020 (2020-05-08) entire document	1-10
A	CN 111306279 A (JIANGSU UNIVERSITY) 19 June 2020 (2020-06-19) entire document	1-10
A	DE 102017219093 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN) 25 April 2019 (2019-04-25) entire document	1-10

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☑ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
28 February 2022	**23 March 2022**
Name and mailing address of the ISA/CN **China National Intellectual Property Administration (ISA/CN)** **No. 6, Xitucheng Road, Jimenqiao, Haidian District, Beijing 100088, China** Facsimile No. **(86-10)62019451**	Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.
PCT/CN2021/102306

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)			Publication date (day/month/year)
CN	111946793	A	17 November 2020	None			
CN	109723788	A	07 May 2019	CN	109723788	B	25 May 2021
DE	19631236	A1	27 February 1997	DE	19631243	A1	27 February 1997
				DE	19631243	C2	15 May 2003
				DE	19631281	A1	27 February 1997
				DE	19631281	C2	02 January 2003
				DE	19631216	A1	20 March 1997
				DE	19631294	A1	27 February 1997
				DE	19631294	C2	20 March 2003
				DE	19631236	C2	20 March 2003
CN	101598205	A	09 December 2009	CN	101598205	B	26 June 2013
CN	111120614	A	08 May 2020	None			
CN	111306279	A	19 June 2020	WO	2021164048	A1	26 August 2021
				CN	111306279	B	03 August 2021
DE	102017219093	A1	25 April 2019	None			

国际检索报告

国际申请号
PCT/CN2021/102306

A. 主题的分类

F16H 47/08(2006.01)i; F16H 61/04(2006.01)i; F16H 63/30(2006.01)i

按照国际专利分类(IPC)或者同时按照国家分类和IPC两种分类

B. 检索领域

检索的最低限度文献(标明分类系统和分类号)

F16H,B60K,B60W

包含在检索领域中的除最低限度文献以外的检索文献

在国际检索时查阅的电子数据库(数据库的名称，和使用的检索词（如使用））

WPI; EPODOC; CNPAT; CNKI: 传动，齿轮，液压，菱锥，模式，行星，无级，无极， 传动比; transmission, gear, hydraulic, diamond, cone ,mode, planetary, continuously variable, stepless, ratio

C. 相关文件

类 型*	引用文件，必要时，指明相关段落	相关的权利要求
Y	CN 111946793 A (江苏大学) 2020年11月17日 (2020-11-17) 说明书第4页至第10页、图1-15	1,2
Y	CN 109723788 A (江苏大学) 2019年5月7日 (2019-05-07) 说明书第46段至第68段、图1,2	1,2
Y	DE 19631236 A1 (LUK GETRIEBE SYSTEME G.M.B.H.) 1997年2月27日 (1997-02-27) 说明书第5栏至第15栏、图1-12	1,2
Y	CN 101598205 A (吴志强) 2009年12月9日 (2009-12-09) 说明书第3页至第5页、图1	1,2
A	CN 111120614 A (扬州维邦园林机械有限公司) 2020年5月8日 (2020-05-08) 全文	1-10
A	CN 111306279 A (江苏大学) 2020年6月19日 (2020-06-19) 全文	1-10
A	DE 102017219093 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN) 2019年4月25日 (2019-04-25) 全文	1-10

☐ 其余文件在C栏的续页中列出。

☑ 见同族专利附件。

* 引用文件的具体类型：

"A" 认为不特别相关的表示了现有技术一般状态的文件

"E" 在国际申请日的当天或之后公布的在先申请或专利

"L" 可能对优先权要求构成怀疑的文件，或为确定另一篇引用文件的公布日而引用的或者因其他特殊理由而引用的文件（如具体说明的）

"O" 涉及口头公开、使用、展览或其他方式公开的文件

"P" 公布日先于国际申请日但迟于所要求的优先权日的文件

"T" 在申请日或优先权日之后公布，与申请不相抵触，但为了理解发明之理论或原理的在后文件

"X" 特别相关的文件，单独考虑该文件，认定要求保护的发明不是新颖的或不具有创造性

"Y" 特别相关的文件，当该文件与另一篇或者多篇该类文件结合并且这种结合对于本领域技术人员为显而易见时，要求保护的发明不具有创造性

"&" 同族专利的文件

国际检索实际完成的日期	国际检索报告邮寄日期
2022年2月28日	2022年3月23日
ISA/CN的名称和邮寄地址 中国国家知识产权局(ISA/CN) 中国北京市海淀区蓟门桥西土城路6号 100088 传真号 (86-10)62019451	受权官员 张运慧 电话号码 86-10-53961152

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号
PCT/CN2021/102306

检索报告引用的专利文件			公布日 (年/月/日)	同族专利			公布日 (年/月/日)
CN	111946793	A	2020年11月17日		无		
CN	109723788	A	2019年5月7日	CN	109723788	B	2021年5月25日
DE	19631236	A1	1997年2月27日	DE	19631243	A1	1997年2月27日
				DE	19631243	C2	2003年5月15日
				DE	19631281	A1	1997年2月27日
				DE	19631281	C2	2003年1月2日
				DE	19631216	A1	1997年3月20日
				DE	19631294	A1	1997年2月27日
				DE	19631294	C2	2003年3月20日
				DE	19631236	C2	2003年3月20日
CN	101598205	A	2009年12月9日	CN	101598205	B	2013年6月26日
CN	111120614	A	2020年5月8日		无		
CN	111306279	A	2020年6月19日	WO	2021164048	A1	2021年8月26日
				CN	111306279	B	2021年8月3日
DE	102017219093	A1	2019年4月25日		无		