

(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 1 月 27 日 (27.01.2022)



(10) 国际公布号
WO 2022/016607 A1

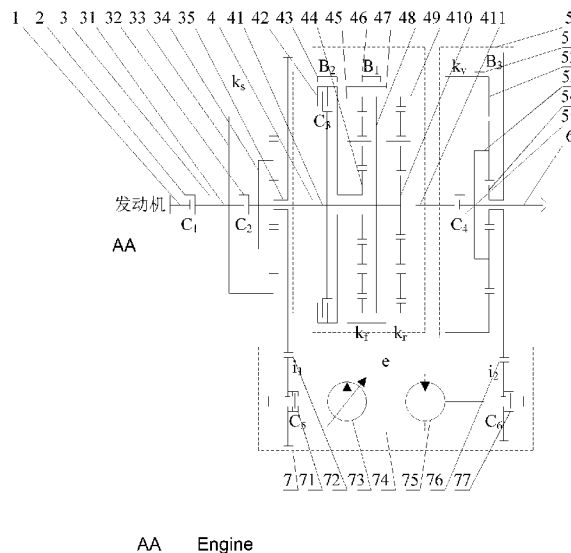
- (51) 国际专利分类号:
F16H 47/04 (2006.01) *F16H 61/00* (2006.01)
- (21) 国际申请号: PCT/CN2020/106687
- (22) 国际申请日: 2020 年 8 月 4 日 (04.08.2020)
- (25) 申请语言: 中文
- (26) 公布语言: 中文
- (30) 优先权:
202010697153.1 2020年7月20日 (20.07.2020) CN
- (71) 申请人: 江苏大学 (JIANGSU UNIVERSITY) [CN/CN]; 中国江苏省镇江市京口区学府路 301 号, Jiangsu 212013 (CN)。
- (72) 发明人: 蔡英凤 (CAI, Yingfeng); 中国江苏省镇江市京口区学府路 301 号, Jiangsu 212013 (CN)。朱镇 (ZHU, Zhen); 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)。田翔 (TIAN, Xiang); 中国江苏省镇江市京口区学府路 301 号, Jiangsu 212013 (CN)。王骏骋 (WANG, Juncheng); 中国江苏省镇江市京口区学府路 301 号, Jiangsu 212013 (CN)。夏长高 (XIA, Changgao); 中国江苏省镇江市京口区学府路 301 号, Jiangsu 212013 (CN)。韩江义 (HAN, Jiangyi); 中国江苏省镇江市京口区学府路 301 号, Jiangsu 212013 (CN)。王峰 (WANG, Feng); 中国江苏省镇江市京口区学府路 301 号, Jiangsu 212013 (CN)。徐兴 (XU, Xing); 中国江苏省镇江市京口区学府路 301 号, Jiangsu 212013 (CN)。施德华 (SHI, Dehua); 中国江苏省镇江市京口区学府路 301 号, Jiangsu 212013 (CN)。

(74) 代理人: 南京智造力知识产权代理有限公司 (NANJING IPZHI INTELLECTUAL PROPERTY

(54) Title: MECHANICAL-HYDRAULIC COMPOUND TRANSMISSION DEVICE COMBINING POWER SPLIT AND POWER COMBINATION

(54) 发明名称: 一种功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置



(57) Abstract: Provided is a mechanical-hydraulic compound transmission device combining power split and power combination, the mechanical-hydraulic compound transmission device comprising an input member, a power split mechanism, a mechanical transmission mechanism, a power combination mechanism, an output member, a hydraulic transmission mechanism, a clutch assembly and a brake assembly, wherein the input member is connected to the power split mechanism; the power combination mechanism is connected to the output member; by means of the clutch assembly, the output end of the power split mechanism is separately connected to the input end of the mechanical transmission mechanism and the input end of the hydraulic transmission mechanism; and the clutch assembly and the brake assembly provide a continuous transmission ratio between the

AGENCY 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))。

input member and the output member. The multi-mode mechanical-hydraulic compound transmission device which integrates hydraulic transmission, power-split mechanical-hydraulic transmission, power-combination mechanical-hydraulic transmission, and mechanical transmission provided by the present invention meets the requirements of careful operation under multiple working conditions.

(57) 摘要: 本发明提供了一种功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置, 包括输入构件、功率分流机构、机械传动机构、功率汇流机构、输出构件、液压传动机构、离合器组件和制动器组件; 所述输入构件与功率分流机构连接, 所述功率汇流机构与输出构件连接, 所述离合器组件将所述功率分流机构的输出端分别连接到机械传动机构的输入端和液压传动机构的输入端, 将所述功率汇流机构的输入端分别连接到机械传动机构的输出端和液压传动机构的输出端; 所述离合器组件和制动器组件提供输入构件与输出构件之间连续的传动比。本发明提供一种集液压传动、功率分流机液传动、功率汇流机液传动和机械传动为一体的多模式机液复合传动装置, 满足多工况精细作业的要求。

一种功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置

技术领域

本发明涉及变速箱领域，特别涉及一种功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置。

背景技术

由液压传动机构和机械传动机构并联形成的机液复合传动装置主要分为功率分流和功率汇流两种类型。一般而言，功率分流机液复合传动机构采用行星齿轮机构在输入端进行功率分流，具有调速范围较宽的特点；功率汇流机液复合传动机构采用行星齿轮机构在输出端进行功率汇流，具有可控性较容易的特点。集液压传动、机液传动和机械传动为一体的多模式机液复合传动装置在某种程度上只能适合车辆的起步、作业和转场要求，对于精细化作业要求则尚难满足。

发明内容

针对现有技术中存在的不足，本发明提供了一种功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置，提供一种集液压传动、功率分流机液传动、功率汇流机液传动和机械传动为一体的多模式机液复合传动装置，满足多工况精细作业的要求。

本发明是通过以下技术手段实现上述技术目的的。

一种功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置，包括输入构件、功率分流机构、机械传动机构、功率汇流机构、输出构件、液压传动机构、离合器组件和制动器组件；所述输入构件与功率分流机构连接，所述功率汇流机构与输出构件连接，所述离合器组件将所述功率分流机构的输出端分别连接到机械传动机构的输入端和液压传动机构的输入端，将所述功率汇流机构的输入端分别连接到机械传动机构的输出端和液压传动机构的输出端；所述离合器组件和制动器组件提供输入构件与输出构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和选择性控制所述离合器组件和制动器组件的接合，提供输入构件与输出构件之间的传动方式包括：液压传动、功率分流机液传动、功率汇流机液传动和机械传动。

进一步，所述机械传动机构包括机械传动机构输入轴、前行星齿轮机构和后行星齿轮机构，所述后行星齿轮机构的太阳轮和前行星齿轮机构的齿圈分别与机械传动机构输入轴连接；所述前行星齿轮机构的行星架和后行星齿轮机构的行星架连接；

所述功率分流机构包括功率分流行星轮机构，所述功率分流行星轮机构的齿圈与输入构件连接，所述功率分流行星轮机构的太阳轮与液压传动机构的输入端连接，所述功率分流行

星轮机构的行星架与机械传动机构输入轴连接；

所述功率汇流机构包括功率汇流行星轮机构，所述后行星齿轮机构的齿圈与功率汇流行星轮机构的齿圈连接；所述功率汇流行星轮机构的行星架与输出构件连接，所述功率汇流行星轮机构的太阳轮与液压传动机构的输出端连接。

进一步，所述离合器组件包括离合器 C₂、离合器 C₄、离合器 C₅ 和离合器 C₆；所述离合器 C₂ 选择性的将功率分流行星轮机构的齿圈与功率分流行星轮机构的行星架连接以共同旋转；所述离合器 C₄ 选择性的将功率汇流行星轮机构的齿圈与功率汇流行星轮机构的行星架连接以共同旋转；所述离合器 C₅ 选择性的将功率分流行星轮机构的太阳轮与液压传动机构的输入端连接以共同旋转；所述离合器 C₆ 选择性的将液压传动机构的输出端与功率汇流行星轮机构的太阳轮连接以共同旋转；所述制动器组件包括制动器 B₁、制动器 B₂ 和制动器 B₃，所述制动器 B₁ 用于选择性的将前行星齿轮机构的行星架连接到固定件；所述制动器 B₂ 用于选择性的将前行星齿轮机构的太阳轮连接到固定件；所述制动器 B₃ 用于选择性的将功率汇流行星轮机构的齿圈连接到固定件；通过调节液压传动机构的排量比和选择性控制所述离合器 C₂、离合器 C₄、离合器 C₅、离合器 C₆、制动器 B₁、制动器 B₂ 和制动器 B₃ 的接合，提供输入构件与输出构件之间的连续前进或后退的液压传动。

进一步，接合所述离合器 C₅、离合器 C₆、制动器 B₁ 和制动器 B₂，提供输入构件与输出构件之间后退方向的液压传动；

接合所述离合器 C₅、离合器 C₆、离合器 C₂ 和制动器 B₃，接合所述离合器 C₅、离合器 C₆、离合器 C₂ 和离合器 C₄，分别提供输入构件与输出构件之间前进方向各自相异的液压传动。

进一步，所述离合器组件还包括离合器 C₃，所述离合器 C₃ 选择性的将前行星齿轮机构的齿圈与前行星齿轮机构的太阳轮连接以共同旋转；

接合所述离合器 C₄、离合器 C₅、离合器 C₆ 和制动器 B₁ 提供输入构件与输出构件之间后退方向的功率分流机液传动；

接合所述离合器 C₄、离合器 C₅、离合器 C₆ 和制动器 B₂，接合所述离合器 C₃、离合器 C₄、离合器 C₅ 和离合器 C₆，分别提供输入构件与输出构件之间前进方向各自相异的功率分流机液传动。

进一步，接合所述离合器 C₂、离合器 C₅、离合器 C₆ 和制动器 B₁ 提供输入构件与输出构件之间后退方向的功率汇流机液传动；

接合所述离合器 C₂、离合器 C₅、离合器 C₆ 和制动器 B₂，接合所述离合器 C₂、离合器 C₃、离合器 C₅ 和离合器 C₆，分别提供输入构件与输出构件之间前进方向各自相异的功率汇

流机液传动。

进一步，接合所述离合器 C₂、离合器 C₄ 和制动器 B₁ 提供输入构件与输出构件之间后退方向的机械传动；

接合所述离合器 C₂、离合器 C₄ 和制动器 B₂，接合所述离合器 C₂、离合器 C₃ 和离合器 C₄，分别提供输入构件与输出构件之间前进方向各自相异的机械传动。

进一步，通过调节液压传动机构 7 的排量比和选择性控制所述离合器 C₁、离合器 C₂、离合器 C₃、离合器 C₄、离合器 C₅、离合器 C₆、制动器 B₁ 和制动器 B₂ 的接合，提供前进方向的液压传动分别与前进方向的功率分流机液传动和前进方向的功率汇流机液传动之间的无级调速。

进一步，通过调节液压传动机构 7 的排量比和选择性控制所述离合器 C₁、离合器 C₂、离合器 C₃、离合器 C₄、离合器 C₅、离合器 C₆、制动器 B₁ 和制动器 B₂ 的接合，提供后退方向的液压传动分别与后退方向的功率分流机液传动和后退方向的功率汇流机液传动之间的无级调速。

本发明的有益效果在于：

1. 本发明所述的功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置，为一款集液压传动、机液传动和机械传动为一体的机液复合传动装置。
2. 本发明所述的功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置，机液传动中的功率分流机液传动和功率汇流机液传动满足精细化作业要求。
3. 本发明所述的功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置，采用单向变量泵控定量马达机构与传动装置结构相结合，实现机构的正、负向传动。
4. 本发明所述的功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置，采用较少的离合器组件和制动器组件满足液压传动切换到机液传动。

附图说明

图 1 为本发明所述的功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置的原理图。

图 2 为本发明的 R (H) 档位功率流向示意图。

图 3 为本发明的 F₁ (H) 档位功率流向示意图；

图 4 为本发明的 F₂ (H) 档位功率流向示意图；

图 5 为本发明的 R (HMs) 档位功率流向示意图；

图 6 为本发明的 F₁ (HMs) 档位功率流向示意图；

图 7 为本发明的 F₂ (HMs) 档位功率流向示意图；

图 8 为本发明的 R (HMv) 档位功率流向示意图；

图 9 为本发明的 F_1 (HMv) 档位功率流向示意图;

图 10 为本发明的 F_2 (HMv) 档位功率流向示意图;

图 11 为本发明的 R (M) 档位功率流向示意图;

图 12 为本发明的 F_1 (M) 档位功率流向示意图;

图 13 为本发明的 F_2 (M) 档位功率流向示意图;

图 14 为本发明的调速特性曲线图。

图中:

1-输入轴; 2-主离合器 C_1 ; 3-功率分流机构; 31-功率分流机构输入轴; 32-离合器 C_2 ; 33-功率分流机构齿圈; 34-功率分流机构行星架; 35-功率分流机构太阳轮; 4-机械传动机构; 41-机械传动机构输入轴; 42-离合器 C_3 ; 43-制动器 B_2 ; 44-前行星齿轮机构太阳轮; 45-前行星齿轮机构行星架; 46-制动器 B_1 ; 47-后行星齿轮机构行星架; 48-前行星齿轮机构齿圈; 49-后行星齿轮机构齿圈; 410-后行星齿轮机构太阳轮; 411-机械传动机构输出轴; 5-功率汇流机构; 51-制动器 B_3 ; 52-功率汇流机构齿圈; 53-功率汇流机构行星架; 54-功率汇流机构太阳轮; 55-离合器 C_4 ; 6-输出轴; 7-液压传动机构; 71-离合器 C_5 ; 72-液压传动输入齿轮副; 73-变量泵; 74-液压管道; 75-定量马达; 76-液压传动输出齿轮副; 77-离合器 C_6 。

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。

如图 1 所示,本发明所述的功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置,包括主离合器 C_1 2、输入轴 1、功率分流机构 3、机械传动机构 4、功率汇流机构 5、输出轴 6 和液压传动机构 7。

功率分流机构 3 包括功率分流机构输入轴 31、离合器 C_2 32、功率分流机构齿圈 33、功率分流机构行星架 34 和功率分流机构太阳轮 35,所述功率分流机构齿圈 33 与功率分流机构输入轴 31 固连,并通过主离合器 C_1 2 与输入轴 1 连接;离合器 C_2 32 用于将功率分流机构齿圈 33 和功率分流机构行星架 34 连接在一起;功率分流机构太阳轮 35 与液压传动机构 7 的输入端连接;功率分流机构行星架 34 与机械传动机构 4 连接;

机械传动机构 4 包括机械传动机构输入轴 41、离合器 C_3 42、制动器 B_2 43、前行星齿轮机构太阳轮 44、前行星齿轮机构行星架 45、制动器 B_1 46、后行星齿轮机构行星架 47、前行星齿轮机构齿圈 48、后行星齿轮机构齿圈 49、后行星齿轮机构太阳轮 410 和机械传动机构输出轴 411。所述后行星齿轮机构太阳轮 410、前行星齿轮机构齿圈 48 和功率分流机构行星架 34 分别与机械传动机构输入轴 41 固连;所述离合器 C_3 42 用于连接前行星齿轮机构太阳轮

44 和前行星齿轮机构齿圈 48, 所述制动器 $B_2 43$ 用于固定前行星齿轮机构太阳轮 44; 所述前行星齿轮机构行星架 45 和后行星齿轮机构行星架 47 固连, 并可由制动器 $B_1 46$ 固定; 后行星齿轮机构齿圈 49 与机械传动机构输出轴 411 固连, 并与功率汇流机构 5 连接;

功率汇流机构 5 包括制动器 $B_3 51$ 、功率汇流机构齿圈 52、功率汇流机构行星架 53、功率汇流机构太阳轮 54 和离合器 $C_4 55$ 。所述功率汇流机构齿圈 52 与机械传动机构输出轴 411 固连, 并可由制动器 $B_3 51$ 固定; 所述功率汇流机构行星架 53 与输出轴 6 固连, 并通过离合器 $C_4 55$ 与功率汇流机构齿圈 52 连接; 所述功率汇流机构太阳轮 54 与液压传动机构 7 的输出端连接。

液压传动机构 7 包括离合器 $C_5 71$ 、液压传动输入齿轮副 72、变量泵 73、液压管道 74、定量马达 75、液压传动输出齿轮副 76 和离合器 $C_6 77$ 。功率分流机构 3 传递的动力, 经液压传动输入齿轮副 72 和离合器 $C_5 71$ 传递给变量泵 73, 变量泵 73 通过液压管道 74 向定量马达 75 输出油液, 带动定量马达 75 转动, 定量马达 75 的动力经离合器 $C_6 77$ 、液压传动输出齿轮副 76 和功率汇流机构 5, 传递给输出轴 6。

如表 1 所示, 通过调节液压传动机构 7 的排量比和选择性控制所述离合器组件和制动器组件的接合, 提供发动机与输出构件之间的传动方式包括: 液压传动和功率分流机液传动、功率汇流机液传动和机械传动。

液压传动包括 R (H) 档、 F_1 (H) 档和 F_2 (H) 档, 具体如下:

R (H) 档位功率流向如图 2 所示。当接合离合器 $C_5 71$ 、离合器 $C_6 77$ 、制动器 $B_1 46$ 和制动器 $B_2 43$ 时, 主离合器 $C_1 2$ 接合后传递的发动机动力, 经功率分流机构输入轴 31、功率分流机构齿圈 33、功率分流机构太阳轮 35、液压传动机构 7、功率汇流机构太阳轮 54 和功率汇流机构行星架 53, 从输出轴 6 输出。此时, 输出转速与输入转速关系为:

$$n_o = -\frac{3.5e}{4.5}n_i$$

式中, n_i 为输入转速, n_o 为输出转速, e 为液压传动机构的排量比。

F_1 (H) 档位功率流向如图 3 所示。当接合离合器 $C_2 32$ 、离合器 $C_5 71$ 、离合器 $C_6 77$ 和制动器 $B_3 51$ 时, 功率分流机构 3 固连为一体, 主离合器 $C_1 2$ 接合后传递的发动机动力, 经功率分流机构 3、液压传动机构 7、功率汇流机构太阳轮 54 和功率汇流机构行星架 53, 从输出轴 6 输出。此时, 输出转速与输入转速关系为:

$$n_o = \frac{e}{4.5}n_i。$$

F_2 (H) 档位功率流向如图 4 所示。当接合离合器 $C_2 32$ 、离合器 $C_4 55$ 离合器 $C_5 71$ 和离合器 $C_6 77$ 时, 功率分流机构 3 和功率汇流机构 5 分别固连为一体, 主离合器 $C_1 2$ 接合后传

递的发动机动力，经功率分流机构 3、液压传动机构 7 和功率汇流机构 5，从输出轴 6 输出。此时，输出转速与输入转速关系为：

$$n_o = en_i \quad。$$

功率分流机液传动包括 R (HMs) 档、F₁ (HMs) 档和 F₂ (HMs) 档，具体如下：

R (HMs) 档位功率流向如图 5 所示。当接合离合器 C₄ 55、离合器 C₅ 71、离合器 C₆ 77 和制动器 B₁ 46 时，主离合器 C₁ 2 接合后传递的发动机动力，经功率分流机构输入轴 31 和功率分流机构齿圈 33 后分为两路，一路经功率分流机构太阳轮 35 和液压传动机构 7 传递到功率汇流机构太阳轮 54，一路经功率分流机构行星架 34、机械传动机构输入轴 41、机械传动机构后太阳轮 410、机械传动机构后齿圈 49 和机械传动机构输出轴 411，传递到功率汇流机构齿圈 52，由于功率汇流机构 5 固连为一体，故传递到功率汇流机构太阳轮 54 的液压动力与传递到功率汇流机构齿圈 52 的机械动力，经功率汇流机构 5，从输出轴 6 输出。此时，输出转速与输入转速关系为：

$$n_o = \frac{3.5}{-11.25 - \frac{1}{e}} n_i \quad。$$

F₁ (HMs) 档位功率流向如图 6 所示。当接合离合器 C₄ 55、离合器 C₅ 71、离合器 C₆ 77 和制动器 B₂ 43 时，主离合器 C₁ 2 接合后传递的发动机动力，经功率分流机构输入轴 31 和功率分流机构齿圈 33 后分为两路，一路经功率分流机构太阳轮 35 和液压传动机构 7 传递到功率汇流机构太阳轮 54，一路经功率分流机构行星架 34 传递到机械传动机构输入轴 41，此时机械功率流再次分流，一路经机械传动机构前齿圈 48 和机械传动机构前行星架 45，传递到机械传动机构后行星架 47，一路直接传递到机械传动机构后太阳轮 410，两路机械功率流在机械传动机构后齿圈 49 处汇流，并经机械传动机构输出轴 411 传递到功率汇流机构齿圈 52，由于功率汇流机构 5 固连为一体，故传递到功率汇流机构太阳轮 54 的液压动力与传递到功率汇流机构齿圈 52 的机械动力，经功率汇流机构 5，从输出轴 6 输出。此时，输出转速与输入转速关系为：

$$n_o = \frac{3.5}{9.0 - \frac{1}{e}} n_i \quad。$$

F₂ (HMs) 档位功率流向如图 7 所示。当接合离合器 C₃ 42、离合器 C₄ 55、离合器 C₅ 71 和离合器 C₆ 77 时，主离合器 C₁ 2 接合后传递的发动机动力，经功率分流机构输入轴 31 和功率分流机构齿圈 33 后分为两路，一路经功率分流机构太阳轮 35 和液压传动机构 7 传递到功率汇流机构太阳轮 54，一路经固连为一体的机械传动机构 4 传递到功率汇流机构齿圈 52，由于功率汇流机构 5 固连为一体，故传递到功率汇流机构太阳轮 54 的液压动力与传递到功率汇

流机构齿圈 52 的机械动力, 经功率汇流机构 5, 从输出轴 6 输出。此时, 输出转速与输入转速关系为:

$$n_o = \frac{3.5}{4.5 - \frac{1}{e}} n_i \quad .$$

功率汇流机液传动包括 R (HMv) 档、F₁ (HMv) 档和 F₂ (HMv) 档, 具体如下:

R (HMv) 档位功率流向如图 8 所示。当接合离合器 C₂ 32、离合器 C₅ 71、离合器 C₆ 77 和制动器 B₁ 46 时, 主离合器 C₁ 2 接合后传递的发动机动力, 经固连为一体的功率分流机构 3 后分为两路, 一路经液压传动机构 7 传递到功率汇流机构太阳轮 54, 一路经机械传动机构输入轴 41、机械传动机构后太阳轮 410、机械传动机构后齿圈 49 和机械传动机构输出轴 411, 传递到功率汇流机构齿圈 52, 传递到功率汇流机构太阳轮 54 的液压动力与传递到功率汇流机构齿圈 52 的机械动力, 经功率汇流机构行星架 53, 从输出轴 6 输出。此时, 输出转速与输入转速关系为:

$$n_o = \frac{-1.4 + e}{4.5} n_i \quad .$$

F₁ (HMv) 档位功率流向如图 9 所示。当接合离合器 C₂ 32、离合器 C₅ 71、离合器 C₆ 77 和制动器 B₂ 43 时, 主离合器 C₁ 2 接合后传递的发动机动力, 经固连为一体的功率分流机构 3 后分为两路, 一路经液压传动机构 7 传递到功率汇流机构太阳轮 54, 一路传递到机械传动机构输入轴 41, 此时机械功率流再次分流, 一路经机械传动机构前齿圈 48 和机械传动机构前行星架 45, 传递到机械传动机构后行星架 47, 一路直接传递到机械传动机构后太阳轮 410, 两路机械功率流在机械传动机构后齿圈 49 处汇流, 并经机械传动机构输出轴 411 传递到功率汇流机构齿圈 52, 传递到功率汇流机构太阳轮 54 的液压功率流和传递到功率汇流机构齿圈 52 的机械功率流汇流到功率汇流机构行星架 53, 从输出轴 6 输出。此时, 输出转速与输入转速关系为:

$$n_o = \frac{1.75 + e}{4.5} n_i \quad .$$

F₂ (HMv) 档位功率流向如图 10 所示。当接合离合器 C₂ 32、离合器 C₃ 42、离合器 C₅ 71 和离合器 C₆ 77 时, 主离合器 C₁ 2 接合后传递的发动机动力, 经固连为一体的功率分流机构 3 后分为两路, 一路经液压传动机构 7 传递到功率汇流机构太阳轮 54, 一路经固连为一体的机械传动机构 4 传递到功率汇流机构齿圈 52, 传递到功率汇流机构太阳轮 54 的液压功率流和传递到功率汇流机构齿圈 52 的机械功率流汇流到功率汇流机构行星架 53, 从输出轴 6 输出。此时, 输出转速与输入转速关系为:

$$n_o = \frac{3.5 + e}{4.5} n_i \quad .$$

机械传动包括 R (M) 档、F₁ (M) 档和 F₂ (M) 档，具体如下：

R (M) 档位功率流向如图 11 所示。当接合离合器 C₂ 32、离合器 C₄ 55 和制动器 B₁ 46 时，功率分流机构 3 和功率汇流机构 5 各自固连为一体，主离合器 C₁ 2 接合后传递的发动机动力，经功率分流机构 3、机械传动机构输入轴 41、机械传动机构后太阳轮 410、机械传动机构后齿圈 49、机械传动机构输出轴 411 和功率汇流机构 5，从输出轴 6 输出。此时，输出转速与输入转速关系为：

$$n_o = -0.4n_i \quad \circ$$

F₁ (M) 档位功率流向如图 12 所示。当接合离合器 C₂ 32、离合器 C₄ 55 和制动器 B₂ 43 时，功率分流机构 3 和功率汇流机构 5 各自固连为一体，主离合器 C₁ 2 接合后传递的发动机动力，经功率分流机构 3 和机械传动机构输入轴 41 后分流，一路直接传递到机械传动机构后太阳轮 410，一路经机械传动机构前齿圈 48、机械传动机构前行星架 45 传递到机械传动机构后行星架 47，两路机械功率流经机械传动机构后齿圈 49 汇合后，经机械传动机构输出轴 411 和功率汇流机构 5，从输出轴 6 输出。此时，输出转速与输入转速关系为：

$$n_o = 0.5n_i \quad \circ$$

F₂ (M) 档位功率流向如图 13 所示。当接合离合器 C₂ 32、离合器 C₃ 42 和离合器 C₄ 55 时，功率分流机构 3、机械传动机构 4 和功率汇流机构 5 各自固连为一体，主离合器 C₁ 2 接合后传递的发动机动力，经功率分流机构 3、机械传动机构 4 和功率汇流机构 5，从输出轴 6 输出。此时，输出转速与输入转速关系为：

$$n_o = n_i \quad \circ$$

表 1 各元件接合表

档位	传动方式	换挡执行元件									输出轴转速-输入轴转速关系
		B ₁	B ₂	B ₃	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	C ₅	C ₆	
R (H)	液压传动	▲	▲		▲				▲	▲	$n_o = -\frac{ek_s}{(k_v+1)i_1i_2}n_i$
F ₁ (H)				▲	▲	▲			▲	▲	$n_o = \frac{e}{(k_v+1)i_1i_2}n_i$
F ₂ (H)					▲	▲		▲	▲	▲	$n_o = \frac{e}{i_1i_2}n_i$
R (HMs)	功率分流 机液传动	▲			▲			▲	▲	▲	$n_o = \frac{k_s}{-k_r(k_s+1) - \frac{i_1i_2}{e}}n_i$
F ₁ (HMs)			▲		▲			▲	▲	▲	$n_o = \frac{k_s}{k_r(k_f+1)(k_s+1) - \frac{i_1i_2}{e}}n_i$

F ₂ (HMs)					▲		▲	▲	▲	▲	$n_o = \frac{k_s}{k_s + 1 - i_1 i_2} n_l$
R (HMv)		▲			▲	▲			▲	▲	$n_o = \frac{-\frac{k_v}{k_r} + \frac{e}{i_1 i_2}}{k_v + 1} n_l$
F ₁ (HMv)	功率汇流 机液传动		▲		▲	▲			▲	▲	$n_o = \frac{\frac{k_v(k_f k_r - 1)}{k_r(k_f + 1)} + \frac{e}{i_1 i_2}}{k_v + 1} n_l$
F ₂ (HMv)					▲	▲	▲		▲	▲	$n_o = \frac{k_v + \frac{e}{i_1 i_2}}{k_v + 1} n_l$
R (M)	机械 传动	▲			▲	▲		▲			$n_o = -\frac{1}{k_r} n_l$
F ₁ (M)			▲		▲	▲		▲			$n_o = \frac{k_f k_r - 1}{(k_f + 1)k_r} n_l$
F ₂ (M)					▲	▲	▲	▲			$n_o = n_l$

注：“▲”代表元件处于接合状态；

主要参数： n_o 为输出轴转速， n_e 为发动机转速， e 为液压传动机构的排量比， i 为相关齿轮传动比， k_s 为功率分流行星齿轮特性参数， k_v 为功率汇流行星齿轮特性参数， k_f 为前行星齿轮机构特性参数， k_r 为后行星齿轮机构特性参数； $i_1 i_2 = 1.0$ ， $k_s = 3.5$ ， $k_v = 3.5$ ， $k_f = 1.8$ ， $k_r = 2.5$ 。

“F”代表前进方向，“R”代表后退方向，“H”代表液压传动，“M”代表机械传动，“HM”代表机液传动，“HMs”代表功率分流机液传动，“HMv”代表功率汇流机液传动。

本发明的调速特性曲线如图 14 所示。当 $e \in (0, 1.00)$ 范围内，R (H) 档位的调速范围为 $n_o \in (-0.78, 0)n_l$ ，F₁ (H) 档位的调速范围为 $n_o \in (0, 0.22)n_l$ ，F₂ (H) 档位的调速范围为 $n_o \in (0, 1.00)n_l$ ；当 $e \in (0, 1.00)$ 范围内，R (HMs) 档位调速范围为 $n_o \in (-0.29, 0)n_l$ ；当 $e \in (0.25, 1.00)$ 范围内，F₁ (HMs) 档位调速范围为 $n_o \in (0.44, 0.70)n_l$ ，F₂ (HMs) 档位调速范围为 $n_o \in (1.00, 7.00)n_l$ ；当 $e \in (0, 1.00)$ 范围内，R (HMv) 档位调速范围为 $n_o \in (-0.31, -0.09)n_l$ ，F₁ (HMv) 档位调速范围为 $n_o \in (0.39, 0.61)n_l$ ，F₂ (HMv) 档位调速范围为 $n_o \in (0.78, 1.00)n_l$ ；R (M)、F₁ (M) 和 F₂ (M) 的调速值分别为 $n_o = -0.4n_l$ 、 $n_o = 0.5n_l$ 和 $n_o = n_l$ 。

可由两种液压启动方式，如图 14 (a) 所示。当 $e = 0.50$ 时，F₂ (H) 档位可无动力中断切换到 F₁ (HMs) 档位；当 $e = 1.00$ 时，F₂ (H) 档位可无动力中断切换到 F₂ (HMs) 档位；此时非线性调速，如图 14 (b) 所示。当 $e = 0.50$ 时，F₂ (H) 档位可无动力中断切换到 F₁ (HMv) 档位；当 $e = 1.00$ 时，F₂ (H) 档位可无动力中断切换到 F₂ (HMv) 档位；此时线性调速，如图 14 (c) 所示。当 $e = 0.31$ 时，R (H) 档位可无动力中断切换到 R (HMs) 档位或 R (HMv) 档位，如图 14 (d) 所示。

进一步分析可知, $F_2(H)$ 、 $F_1(HMs)$ 和 $F_1(HMv)$ 在 $e=0.50$ 时可无动力中断换挡, $F_2(H)$ 、 $F_2(HMs)$ 和 $F_2(HMv)$ 在 $e=1.00$ 时可无动力中断换挡, 即以上各档位间可实现无级调速。

传动装置正向传动时, 液压传动采用两个正向档位, $F_1(H)$ 档位主要采用低速大转矩满足动力性要求较高的工况, $F_2(H)$ 档位既可用于连接功率分流机液传动的 $F_1(HMs)$ 档位和 $F_2(HMs)$ 档位, 也可用于连接功率汇流机液传动的 $F_1(HMv)$ 档位和 $F_2(HMv)$ 档位, 实现无级调速。所述 $F_2(H)$ 档位、 $F_1(HMs)$ 档位、 $F_2(HMs)$ 档位、 $F_1(HMv)$ 档位和 $F_2(HMv)$ 档位之间, 可通过调节液压传动机构 7 的传动比和选择性控制所述离合器 $C_1(2)$ 、离合器 $C_2 32$ 、离合器 $C_3 42$ 、离合器 $C_4 55$ 、离合器 $C_5 71$ 、离合器 $C_6 77$ 、制动器 $B_1 46$ 和制动器 $B_2 43$ 的接合, 实现无级调速。

传动装置正向传动时, 液压传动采用 $R(H)$ 档位连接功率分流机液传动的 $R(HMs)$ 档位和功率汇流机液传动的 $R(HMv)$ 档位, 实现无级调速。所述 $R(H)$ 档位、 $R(HMs)$ 档位和 $R(HMv)$ 档位之间, 可通过调节液压传动机构 7 的传动比和选择性控制所述离合器 $C_1 2$ 、离合器 $C_2 32$ 、离合器 $C_3 42$ 、离合器 $C_4 55$ 、离合器 $C_5 71$ 、离合器 $C_6 77$ 、制动器 $B_1 46$ 和制动器 $B_2 43$ 的接合, 实现无级调速。

所述实施例为本发明的优选的实施方式, 但本发明并不限于上述实施方式, 在不背离本发明的实质内容的情况下, 本领域技术人员能够做出的任何显而易见的改进、替换或变型均属于本发明的保护范围。

1. 一种功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置，其特征在于，包括输入构件、功率分流机构（3）、机械传动机构（4）、功率汇流机构（5）、输出构件、液压传动机构（7）、离合器组件和制动器组件；所述输入构件与功率分流机构（3）连接，所述功率汇流机构（5）与输出构件连接，所述离合器组件将所述功率分流机构（3）的输出端分别连接到机械传动机构（4）的输入端和液压传动机构（7）的输入端，将所述功率汇流机构（5）的输入端分别连接到机械传动机构（4）的输出端和液压传动机构（7）的输出端；所述离合器组件和制动器组件提供输入构件与输出构件之间连续的传动比。

2. 根据权利要求 1 所述的功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置，其特征在于，通过调节液压传动机构（7）的排量比和选择性控制所述离合器组件和制动器组件的接合，提供输入构件与输出构件之间的传动方式包括：液压传动、功率分流机液传动、功率汇流机液传动和机械传动。

3. 根据权利要求 2 所述的功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置，其特征在于，所述机械传动机构（4）包括机械传动机构输入轴（41）、前行星齿轮机构和后行星齿轮机构，所述后行星齿轮机构的太阳轮和前行星齿轮机构的齿圈分别与机械传动机构输入轴（41）连接；所述前行星齿轮机构的行星架和后行星齿轮机构的行星架连接；

所述功率分流机构（3）包括功率分流行星轮机构，所述功率分流行星轮机构的齿圈与输入构件连接，所述功率分流行星轮机构的太阳轮与液压传动机构（7）的输入端连接，所述功率分流行星轮机构的行星架与机械传动机构输入轴（41）连接；

所述功率汇流机构（5）包括功率汇流行星轮机构，所述后行星齿轮机构的齿圈与功率汇流行星轮机构的齿圈连接；所述功率汇流行星轮机构的行星架与输出构件连接，所述功率汇流行星轮机构的太阳轮与液压传动机构（7）的输出端连接。

4. 根据权利要求 3 所述的功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置，其特征在于，所述离合器组件包括离合器 C_2 （32）、离合器 C_4 （55）、离合器 C_5 （71）和离合器 C_6 （77）；所述离合器 C_2 （32）选择性的将功率分流行星轮机构的齿圈与功率分流行星轮机构的行星架连接以共同旋转；所述离合器 C_4 （55）选择性的将功率汇流行星轮机构的齿圈与功率汇流行星轮机构的行星架连接以共同旋转；所述离合器 C_5 （71）选择性的将功率分流行星轮机构的太阳轮与液压传动机构（7）的输入端连接以共同旋转；所述离合器 C_6 （77）选择性的将液压传动机构（7）的输出端与功率汇流行星轮机构的太阳轮连接以共同旋转；所述制动器组件包括制动器 B_1 （46）、制动器 B_2 （43）和制动器 B_3 （51），所述制动器 B_1 （46）用于选择性的将前行星齿轮机构的行星架连接到固定件；所述制动器 B_2 （43）用于选择性的将前行星齿轮机构的太阳轮连接到固定件；所述制动器 B_3 （51）用于选择性的将功率汇流行星轮机构的

齿圈连接到固定件；通过调节液压传动机构(7)的排量比和选择性控制所述离合器C₂(32)、离合器C₄(55)、离合器C₅(71)、离合器C₆(77)、制动器B₁(46)、制动器B₂(43)和制动器B₃(51)的接合，提供输入构件与输出构件之间的连续前进或后退的液压传动。

5. 根据权利要求4所述的功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置，其特征在于，接合所述离合器C₅(71)、离合器C₆(77)、制动器B₁(46)和制动器B₂(43)，提供输入构件与输出构件之间后退方向的液压传动；

接合所述离合器C₅(71)、离合器C₆(77)、离合器C₂(32)和制动器B₃(51)，接合所述离合器C₅(71)、离合器C₆(77)、离合器C₂(32)和离合器C₄(55)，分别提供输入构件与输出构件之间前进方向各自相异的液压传动。

6. 根据权利要求4所述的功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置，其特征在于，所述离合器组件还包括离合器C₃(42)，所述离合器C₃(42)选择性的将前行星齿轮机构的齿圈与前行星齿轮机构的太阳轮连接以共同旋转；

接合所述离合器C₄(55)、离合器C₅(71)、离合器C₆(77)和制动器B₁(46)提供输入构件与输出构件之间后退方向的功率分流机液传动；

接合所述离合器C₄(55)、离合器C₅(71)、离合器C₆(77)和制动器B₂(43)，接合所述离合器C₃(42)、离合器C₄(55)、离合器C₅(71)和离合器C₆(77)，分别提供输入构件与输出构件之间前进方向各自相异的功率分流机液传动。

7. 根据权利要求6所述的功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置，其特征在于，接合所述离合器C₂(32)、离合器C₅(71)、离合器C₆(77)和制动器B₁(46)提供输入构件与输出构件之间后退方向的功率汇流机液传动；

接合所述离合器C₂(32)、离合器C₅(71)、离合器C₆(77)和制动器B₂(43)，接合所述离合器C₂(32)、离合器C₃(42)、离合器C₅(71)和离合器C₆(77)，分别提供输入构件与输出构件之间前进方向各自相异的功率汇流机液传动。

8. 根据权利要求6所述的功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置，其特征在于，接合所述离合器C₂(32)、离合器C₄(55)和制动器B₁(46)，提供输入构件与输出构件之间后退方向的机械传动；

接合所述离合器C₂(32)、离合器C₄(55)和制动器B₂(43)，接合所述离合器C₂(32)、离合器C₃(42)和离合器C₄(55)，分别提供输入构件与输出构件之间前进方向各自相异的机械传动。

9. 根据权利要求6所述的功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置，其特征在于，通过调节液压传动机构7的排量比和选择性控制所述离合器C₁(2)、离合器C₂(32)、离合

器 C₃ (42)、离合器 C₄ (55)、离合器 C₅ (71)、离合器 C₆ (77)、制动器 B₁ (46) 和制动器 B₂ (43) 的接合, 提供前进方向的液压传动分别与前进方向的功率分流机液传动和前进方向的功率汇流机液传动之间的无级调速。

10. 根据权利要求 6 所述的功率分流和功率汇流相结合的机液复合传动装置, 其特征在于, 通过调节液压传动机构 7 的排量比和选择性控制所述离合器 C₁ (2)、离合器 C₂ (32)、离合器 C₃ (42)、离合器 C₄ (55)、离合器 C₅ (71)、离合器 C₆ (77)、制动器 B₁ (46) 和制动器 B₂ (43) 的接合, 提供后退方向的液压传动分别与后退方向的功率分流机液传动和后退方向的功率汇流机液传动之间的无级调速。

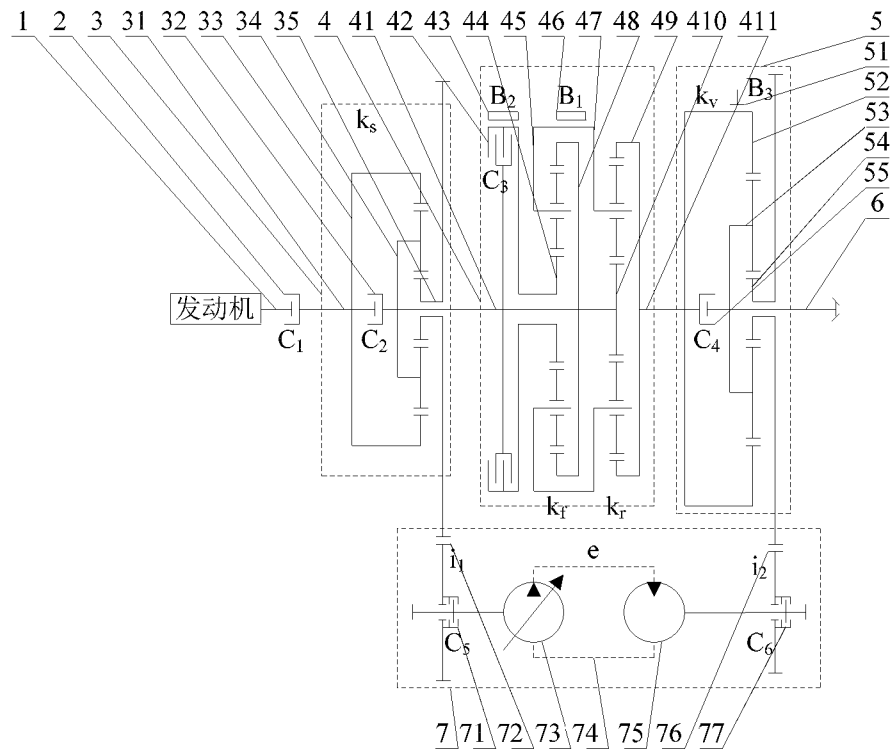


图 1

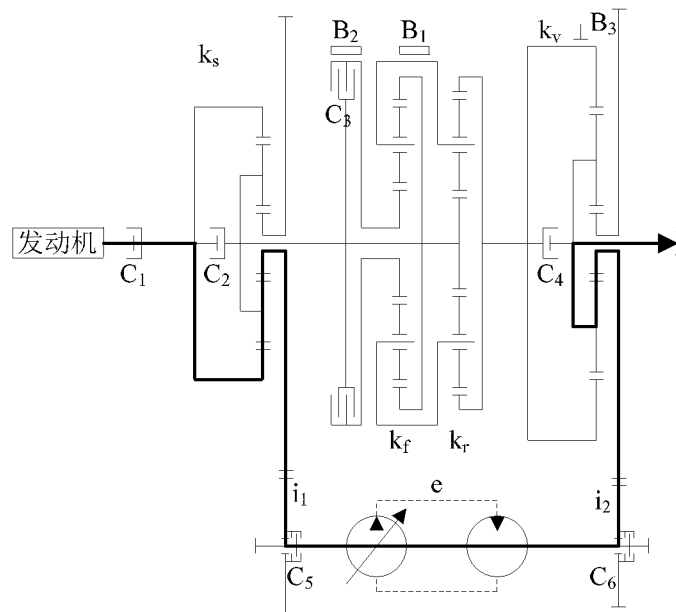


图 2

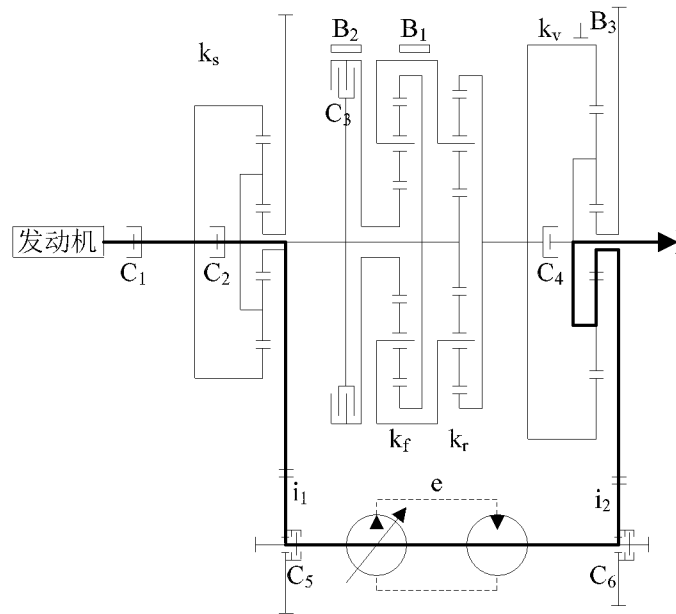


图 3

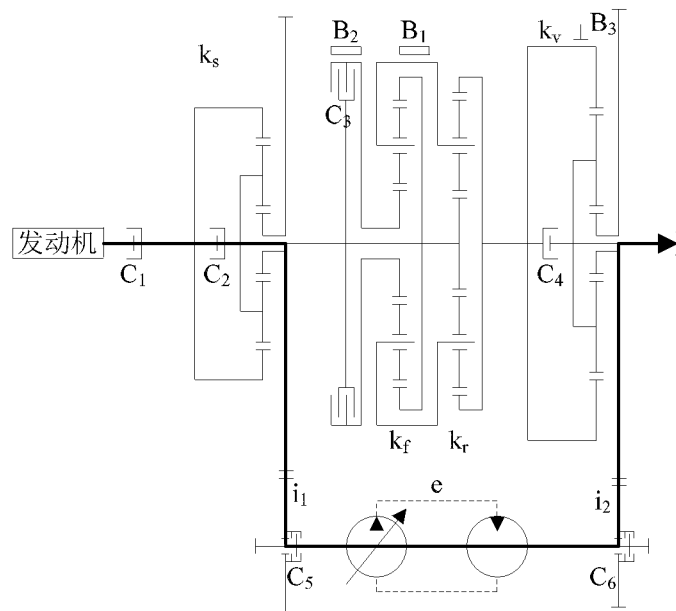


图 4

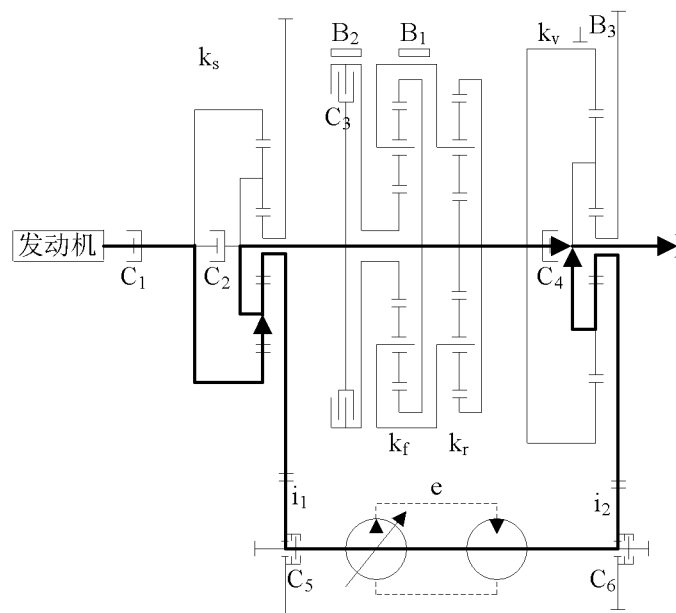


图 7

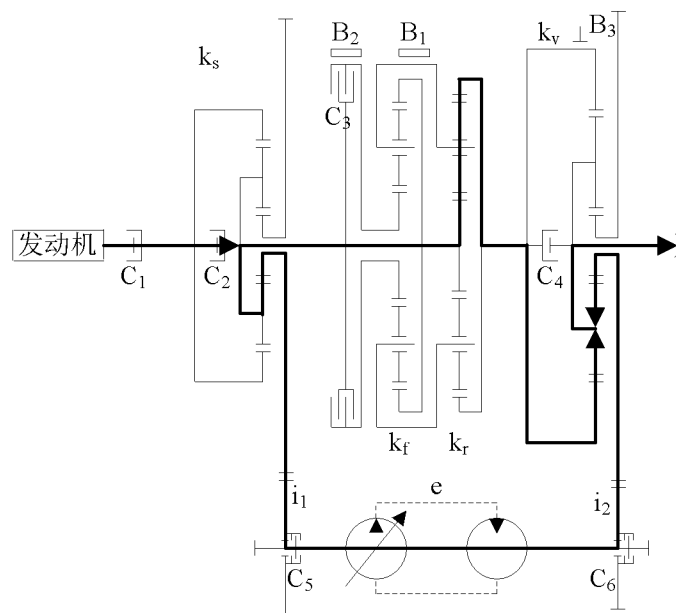


图 8

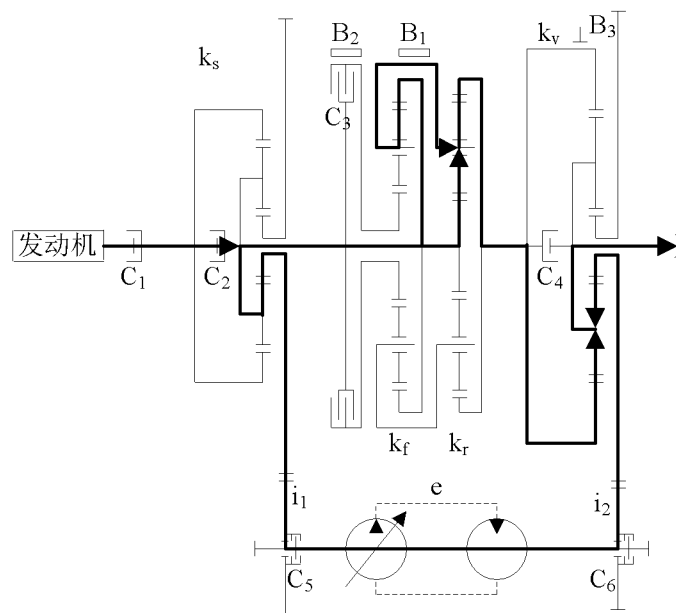


图 9

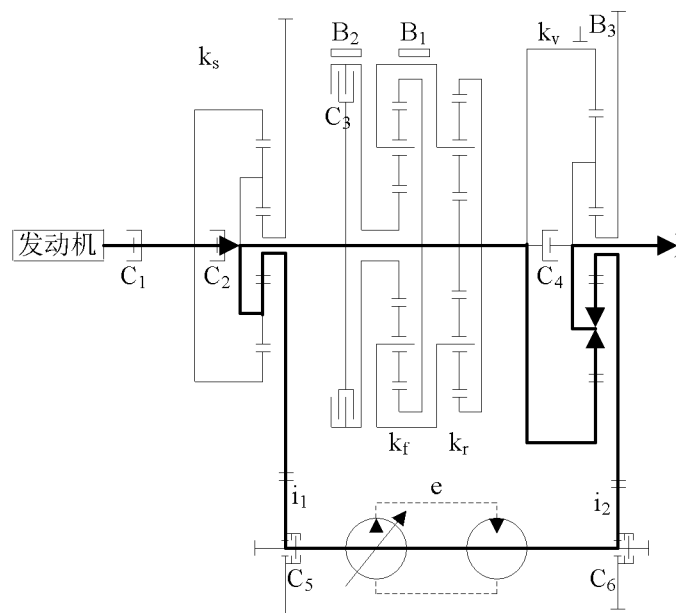


图 10

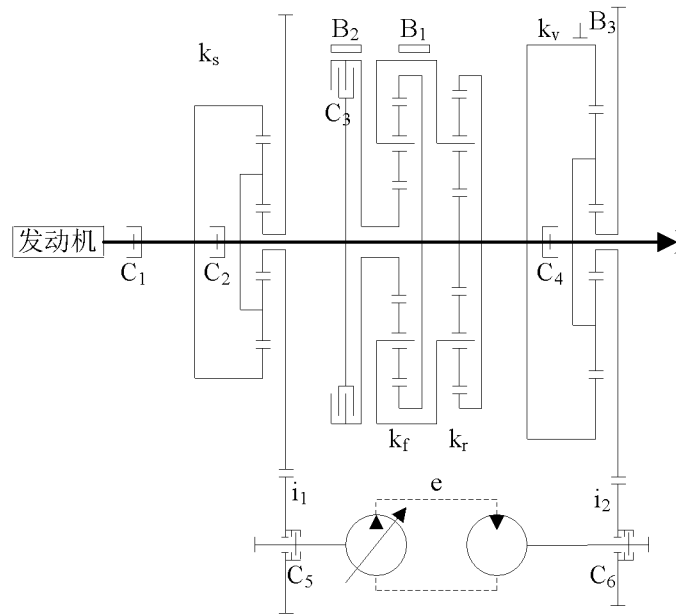
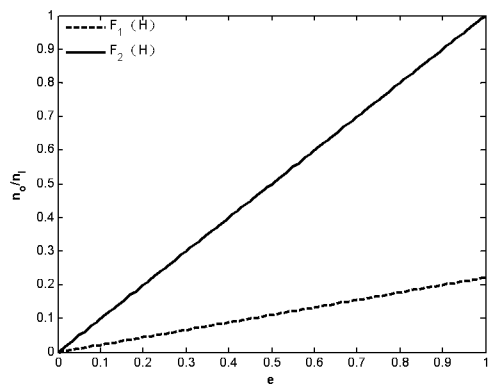
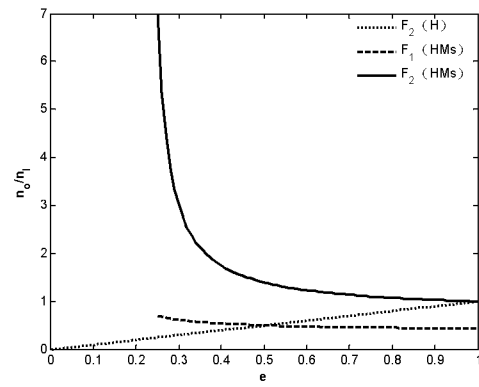


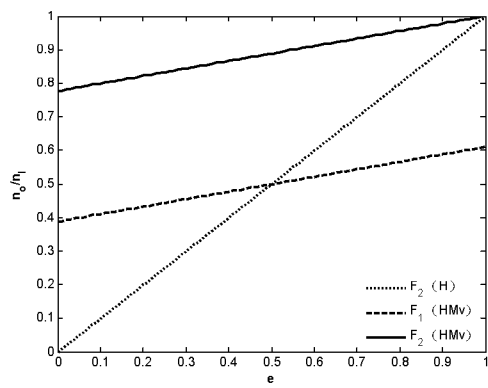
图 13



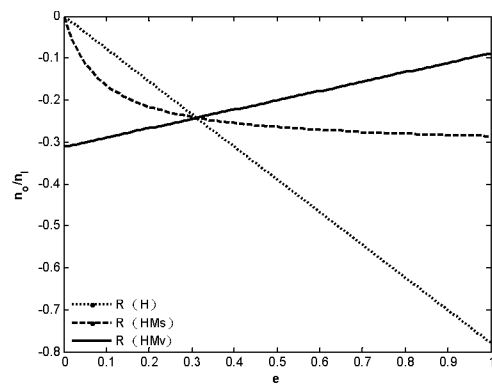
(a) 两类液压传动



(b) 液压传动切换到功率分流机液传动



(c) 液压传动切换到功率汇流机液传动



(d) 负向液压传动切换到机液传动

图 14

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2020/106687

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H 47/04(2006.01)i; F16H 61/00(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

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)

CNABS, CNTXT, CNKI: 机液, 发动机, 分流, 汇流, 行星, 离合器, 制动器, 泵, 马达, 阀; VEN, USTXT, EPTXT, GBTXT, WOTXT: hydraulic, engine, distribute, converge, planet, clutch, brake, pump, motor, valve.

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	CN 110953318 A (JIANGSU UNIVERSITY) 03 April 2020 (2020-04-03) description, paragraphs 78-87, and figures 1-2	1-2
X	CN 110822053 A (JIANGSU UNIVERSITY) 21 February 2020 (2020-02-21) description, paragraphs 133-249, and figures 1-10	1-2
A	JP 2008082540 A (DENSO CORP.) 10 April 2008 (2008-04-10) 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

09 April 2021

Date of mailing of the international search report

27 April 2021

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/CN2020/106687

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)			Publication date (day/month/year)
CN	110953318	A	03 April 2020	None			
CN	110822053	A	21 February 2020	None			
JP	2008082540	A	10 April 2008	DE	102007000466	A1	20 March 2008
				DE	102007000466	B4	24 September 2009
				US	2008047617	A1	28 February 2008

国际检索报告

国际申请号

PCT/CN2020/106687

A. 主题的分类

F16H 47/04(2006.01)i; F16H 61/00(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

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))

CNABS, CNTXT, CNKI:机液, 发动机, 分流, 汇流, 行星, 离合器, 制动器, 泵, 马达, 阀; VEN, USTXT, EPTXT, GBTXT, WOTXT:hydraulic, engine, distribute, converge, planet, clutch, brake, pump, motor, valve.

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
X	CN 110953318 A (江苏大学) 2020年 4月 3日 (2020 - 04 - 03) 说明书第78-87段及附图1-2	1-2
X	CN 110822053 A (江苏大学) 2020年 2月 21日 (2020 - 02 - 21) 说明书第133-249段及附图1-10	1-2
A	JP 2008082540 A (DENSO CORP) 2008年 4月 10日 (2008 - 04 - 10) 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

2021年 4月 9日

国际检索报告邮寄日期

2021年 4月 27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

授权官员

靳文强

电话号码 86-(20)-28958268

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号

PCT/CN2020/106687

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	110953318	A	2020年 4月 3日	无			
CN	110822053	A	2020年 2月 21日	无			
JP	2008082540	A	2008年 4月 10日	DE	102007000466	A1	2008年 3月 20日
				DE	102007000466	B4	2009年 9月 24日
				US	2008047617	A1	2008年 2月 28日