

行政院國家科學委員會專題研究計畫 成果報告

序列型可獨立控制傳動機構之設計與實證 研究成果報告(精簡版)

計畫類別：個別型
計畫編號：NSC 100-2221-E-343-002-
執行期間：100年08月01日至101年07月31日
執行單位：南華大學資訊工程學系

計畫主持人：黃冠雄
共同主持人：蔡得民
計畫參與人員：碩士班研究生-兼任助理人員：林佑安
大專生-兼任助理人員：陳玠璋
大專生-兼任助理人員：尤薪禾
大專生-兼任助理人員：王奇
大專生-兼任助理人員：黃彥棋
大專生-兼任助理人員：林威誌

公開資訊：本計畫可公開查詢

中華民國 101 年 10 月 29 日

中文摘要：本研究計畫提出一序列型可獨立控制傳動機構(series-type independently controllable transmission, ST-ICT)的全新設計與實證。序列型可獨立控制傳動機構是前期研究所提出之並聯型可獨立控制傳動機構(parallel-type independently controllable transmission, PT-ICT)的另一種新的構型。序列型可獨立控制傳動機構同樣具有可獨立控制輸出轉速、不具額外的相互摩擦滑動元件以及無限範圍之連續、可變化輸入與輸出傳動比例等的傳動特性。由於序列型可獨立控制傳動機構可因內部齒輪緊密的排列方式，而使傳動機構的外部整體體積較為緊緻而所需空間較小，故適合應用在空間要求較為嚴苛的使用環境中。此外，當序列型可獨立控制傳動機構應用於可變速風力發電系統中時，亦可將任意變動的扇葉轉速輸入，轉換成穩定的轉速輸出至發電機端，使發電系統產生穩定頻率的電力輸出。序列型可獨立控制傳動機構主要是由二組行星齒輪系(planetary gear train)與二個傳動連接組(transmission-connecting member)來構成，本研究計畫完成其運動、動力特性與功率流(power flow)的分析、理論建立與驗證等研究工作。

中文關鍵詞：序列型可獨立控制傳動機構，並聯型可獨立控制傳動機構，行星齒輪系，傳動連接組，功率流。

英文摘要：An innovative transmission mechanism, referred to as a series-type independently controllable transmission (ST-ICT), is proposed in this study. The series-type ICT is an alternative form of the parallel-type ICT (PT-ICT) proposed in the former researches. It can provide performing functions similar to those of an infinitely variable transmission (IVT) or a continuously variable transmission (CVT), and produce a required and desired angular output velocity that is independently manipulated by a controller and does not depend on the angular velocity of the input shaft. Because of the compact arrangement of the gear members in the ST-ICT, the whole size of the ST-ICT can be reduced more compactly. Therefore, it is suitable to utilize the ST-ICT to a server space application. In addition, while being applied to a variable speed wind power system, the ST-ICT could overcome turbine speed fluctuations and provide a constant speed output to the generator to generate electricity with constant frequency. The ST-ICT is

composed of two planetary gear trains and two transmission-connecting members. Kinematic, dynamic characteristics and power flows of the ST-ICT are investigated, analyzed and verified for application.

英文關鍵詞： series-type independently controllable transmission (ST-ICT), parallel-type independently controllable transmission (PT-ICT), planetary gear train, transmission-connecting member, power flow.

行政院國家科學委員會補助專題研究計畫

期中進度報告
期末報告

序列型可獨立控制傳動機構之設計與實證

計畫類別：個別型計畫 整合型計畫

計畫編號：NSC 100-2221-E-343-002-

執行期間：100年8月1日至101年7月31日

執行機構及系所：南華大學資訊工程學系

計畫主持人：黃冠雄

共同主持人：蔡得民

計畫參與人員：林佑安、陳玠璋、尤薪禾、王奇、黃彥棋、林威誌

本計畫除繳交成果報告外，另含下列出國報告，共 ____ 份：

移地研究心得報告

出席國際學術會議心得報告

國際合作研究計畫國外研究報告

處理方式：除列管計畫及下列情形者外，得立即公開查詢

涉及專利或其他智慧財產權，一年二年後可公開查詢

中華民國 101 年 10 月 26 日

目錄

一、中、英文摘要及關鍵詞 (keywords)	II
二、報告內容	1
1. 前言	1
2. 文獻探討	1
3. 研究目的	1
4. 研究方法	2
5. 結果與討論	10
6. 專有名詞	11
三、參考文獻	13
四、國科會補助專題研究計畫成果報告自評表	14
五、國科會補助計畫衍生研發成果推廣資料表	16
六、附錄	17
七、日本實用新案專利證書	18
八、日本實用新案專利公報	20
九、已發表之期刊論文	40
十、已發表之國際研討會論文	51

中文摘要

本研究計畫提出一序列型可獨立控制傳動機構(series-type independently controllable transmission, ST-ICT)的全新設計與實證。序列型可獨立控制傳動機構是前期研究所提出之並聯型可獨立控制傳動機構(parallel-type independently controllable transmission, PT-ICT)的另一種新的構型。序列型可獨立控制傳動機構同樣具有可獨立控制輸出轉速、不具額外的相互摩擦滑動元件以及無限範圍之連續、可變化輸入與輸出傳動比例等的傳動特性。由於序列型可獨立控制傳動機構可因內部齒輪緊密的排列方式，而使傳動機構的外部整體體積較為緊緻而所需空間較小，故適合應用在空間要求較為嚴苛的使用環境中。此外，當序列型可獨立控制傳動機構應用於可變速風力發電系統中時，亦可將任意變動的扇葉轉速輸入，轉換成穩定的轉速輸出至發電機端，使發電系統產生穩定頻率的電力輸出。序列型可獨立控制傳動機構主要是由二組行星齒輪系(planetary gear train)與二個傳動連接組(transmission-connecting member)來構成，本研究計畫完成其運動、動力特性與功率流(power flow)的分析、理論建立與驗證等研究工作。

關鍵詞： 序列型可獨立控制傳動機構，並聯型可獨立控制傳動機構，行星齒輪系，傳動連接組，功率流。

英文摘要

An innovative transmission mechanism, referred to as a series-type independently controllable transmission (ST-ICT), is proposed in this study. The series-type ICT is an alternative form of the parallel-type ICT (PT-ICT) proposed in the former researches. It can provide performing functions similar to those of an infinitely variable transmission (IVT) or a continuously variable transmission (CVT), and produce a required and desired angular output velocity that is independently manipulated by a controller and does not depend on the angular velocity of the input shaft. Because of the compact arrangement of the gear members in the ST-ICT, the whole size of the ST-ICT can be reduced more compactly. Therefore, it is suitable to utilize the ST-ICT to a server space application. In addition, while being applied to a variable speed wind power system, the ST-ICT could overcome turbine speed fluctuations and provide a constant speed output to the generator to generate electricity with constant frequency. The ST-ICT is composed of two planetary gear trains and two transmission-connecting members. Kinematic, dynamic characteristics and power flows of the ST-ICT are investigated, analyzed and verified for application.

Key words: series-type independently controllable transmission (ST-ICT), parallel-type independently controllable transmission (PT-ICT), planetary gear train, transmission-connecting member, power flow.

報告内容

1. 前言

Due to time varying characteristics of the wind, wind turbines usually provide fluctuating input speeds to the generator. This is because allowing the wind turbine to operate at a varying speed that is proportional to wind speed enables the aerodynamics of the rotor to be optimized. Therefore, variable speed wind turbines can better capture energy and yield higher power output and longer life. Consequently, optimizing aerodynamic performance will likely become a key component of future wind energy systems because of the prospect of increased performance and decreased costs [1,2].

2. 文献探討

Various electrical-mechanical designs have been proposed to enable operation at variable turbine speeds [3]. In the application of transmission mechanism, for example, Mangialardi and Mantriota proposed a wind power system having a continuous variable transmission to improve efficiency levels [4]. Idan and Lior presented the theory and design of a hybrid electro-mechanical variable speed wind turbine transmission and discussed a robust control solution for optimal power output [5]. Zhao and Maïßer proposed an electrically controlled power splitting drive train for variable speed wind turbines [6]. Müller et al., analyzed grid integration aspects of a new type of variable speed wind turbine that directly couples a synchronous generator with hydro-dynamically controlled gearbox, without the need for a power electronics converter [7]. Lahr and Hong proposed the cam-based infinitely variable transmission of ratcheting drive type to be utilized in variable speed wind turbines [8]. Hassan presented the methodology for enumeration of feasible clutching sequences of planetary gear mechanism composed of two or more fundamental gear entities [9].

3. 研究目的

In this study, a series-type independently controllable transmission (ICT) mechanism is proposed to control speed and torque transmission [10]. The series-type ICT is an alternative form of the parallel-type ICT proposed in the former researches [11,12]. By means of the independent manipulation of a controller, the series-type ICT can provide performing functions similar to those of an infinitely variable transmission (IVT) or a continuously variable transmission (CVT), and produce a required and desired output speed that is not affected by the variation of the input speed. It shows a possibility that applying the series-type ICT to variable speed wind power systems could overcome turbine speed fluctuations and provide a constant speed output to the generator to generate electricity with constant frequency. The proposed series-type ICT is composed of two planetary gear trains and two transmission-connecting members. Kinematic and dynamic characteristics of the series-type ICT are investigated and analyzed, and their analytical equations are also derived for application.

4. 研究方法

4.1 Structure of the Series-Type ICT

The conceptual design of the series-type ICT depicted in Fig. 1 illustrates a mechanism with four rotational shafts. Each rotational shaft possesses a specific function, i.e., to connect to the input power source, the output power end, the controller, and the free-transmission end. In the application suggested here, the input power would be obtained from a wind turbine, and the output shaft would transmit power to a generator. A servo motor whose angular velocity is controllable would serve as a controller. The free-transmission end can be either a secondary power input source or an output, depending on the configuration of the mechanism and the speed ratio between the input and output shafts. The speed ratio between the output shaft and the controller is set to be constant and does not depend on the speed of the input shaft. Therefore, the required angular velocity of the output power shaft can be obtained by the independent manipulation of the controller, regardless of the variation of input shaft velocity.

The structure of the series-type ICT, as shown in Fig. 2, is composed of two planetary gear trains, denoted by A and B , and two transmission-connecting members, indicated by D and E . As respectively depicted by AD , OP , AE and BD , CR , BE , each planetary gear train has three rotational shafts, i.e., the shafts of the first sun gear, the carrier, and the second sun gear meshed with the planet gears. In each planetary gear train, two of the three shafts connect to the transmission-connecting members D and E , respectively. For example, shafts AD and BD connect to the transmission-connecting member D , and shafts AE and BE connect to E , as shown in Fig. 2. By means of shaft SD , the transmission-connecting member D can be connected to the source of input power, whereas the transmission-connecting member E connects to the free-transmission end by shaft SE . Finally, the third shaft of the planetary gear train A , i.e., OP , could connect to the output power end, and the

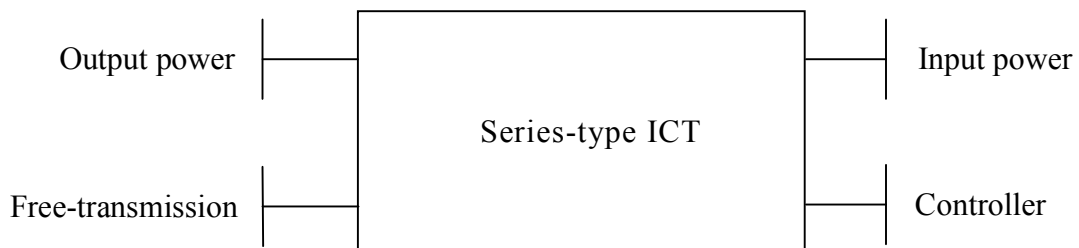


Fig. 1. Conceptual scheme of the series-type ICT.

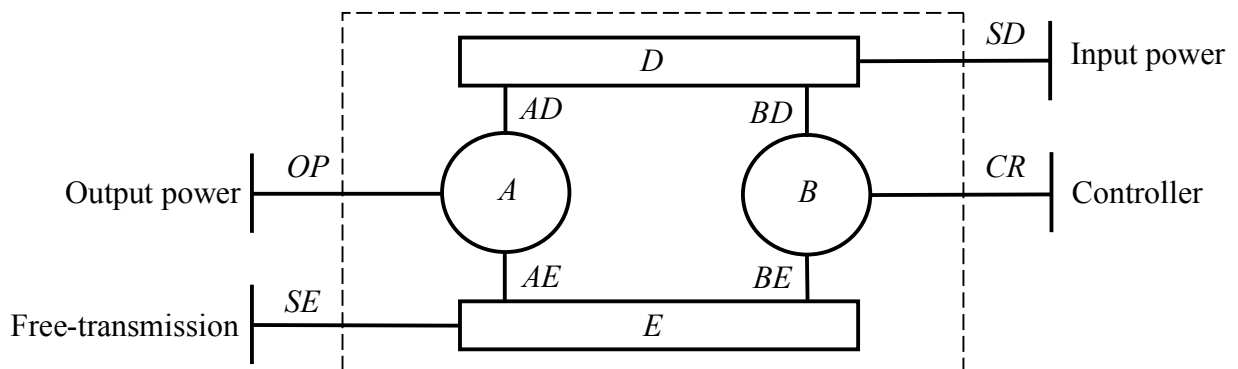


Fig. 2. Structure of the series-type ICT.

third shaft of B , i.e., CR , could connect to the controller.

4.2 Kinematic Analyses of the Series-Type ICT

In this section, the kinematic analyses of the series-type ICT are presented, the design formulas are derived, and the kinematic behaviors are summarized.

4.2.1 Basic Requirements of Kinematics.

As shown in Fig. 2, shafts AD and BD are used to transmit the input power respectively to the planetary gear trains A and B . To achieve the function and performance of the series-type ICT, the relationship of the angular velocities between shafts AD and BD can be set as

$$n_{BD} = \alpha n_{AD}, \quad (1)$$

where n denotes the angular velocity of the rotational shaft indicated by its subscript, and α is a kinematic constant.

Because the angular velocity of the output shaft is independently manipulated by the controller and not affected by the input shaft speeds, the relationship of the angular velocities between the shafts connecting to the output end and controller, i.e., OP and CR , can be set as

$$n_{CR} = \beta n_{OP}, \quad (2)$$

where β is a kinematic constant. The kinematic constants α and β can be used to determine the speed ratios between the rotational shafts, and then the configuration of the ICT mechanism.

Finally, the relationship of the angular velocities between shafts AE and BE are set to be equal, i.e.

$$n_{BE} = n_{AE}. \quad (3)$$

4.2.2 Positive-Ratio Planetary Gear Train.

A positive-ratio planetary gear train, used in this study and shown in Fig. 3, includes a first sun gear $ps1$ mounted on a rotational shaft $pss1$, a second sun gear $ps2$ mounted on a rotational shaft $pss2$, at least one compound planet gear set including gears $pp1$ and $pp2$, which mesh with the first and second sun gears, and a planet gear carrier pa . A positive-ratio planetary gear train means that the shafts of the first and second sun gears, when the carrier is fixed, have the same direction of rotation. Therefore, its basic speed-ratio, which is

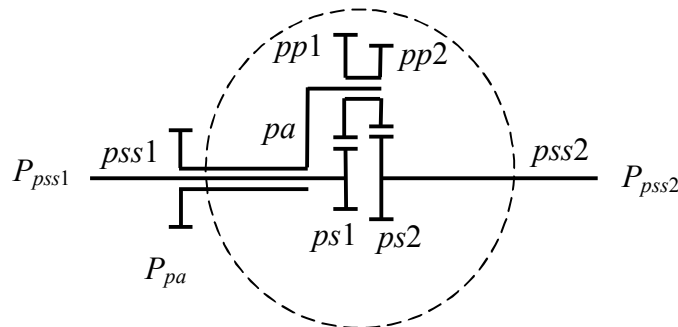


Fig. 3. Positive-ratio planetary gear train.

defined as the ratio of the relative velocities of the two sun gears' shafts respectively with respect to the carrier, is consequently positive and cannot be equal to 1 [13]. The basic speed-ratio of a positive-ratio planetary gear train, denoted by i_0 , can be expressed as

$$i_0 = \frac{n_{pss1} - n_{pa}}{n_{pss2} - n_{pa}} = \frac{N_{pp1} \times N_{ps2}}{N_{ps1} \times N_{pp2}}, \quad (4)$$

where N is the number of teeth on the gear indicated by its subscript. Rearranging Eq. 4 also yields

$$n_{pss2} = \frac{n_{pss1} - (1 - i_0)n_{pa}}{i_0}. \quad (5)$$

4.2.3 Transmission-Connecting member.

A transmission-connecting member used in this study is shown in Fig. 4. The transmission-connecting member comprises gears $cmg1$ and $cmg2$ mounted on a rotational shaft cms , which can connect to either the source of input power or the free-transmission end. Gears $cmg1$ and $cmg2$ are used to respectively connect with the shafts coming from the two planetary gear trains A and B . The capability of the shaft cms is similar to that of the shaft SD or SE shown in Fig. 2. The shafts coming from the two planetary gear trains A and B are just the shafts AD , BD or AE , BE shown in Fig. 2, respectively.

4.2.4 Arrangement of the Series-Type ICT.

Fig. 5 schematically illustrates a practical arrangement of the series-type ICT. In this arrangement, both the planetary gear trains A and B are the positive-ratio types shown in Fig. 3, and the transmission-connecting members D and E are similar to the one shown in Fig. 4. In the planetary gear trains A and B , shafts of the first sun gears, i.e., $pss1A$ and $pss1B$, are similar to the shafts OP and CR shown in Fig. 2 and connect to the output power end and the controller, respectively. The functions of rotational shafts paA , $pss2A$, paB , and $pss2B$ are also similar to those of the shafts AD , AE , BD and BE , respectively. From the previous description, Eq. 1 to Eq. 5 can be rewritten as follows:

$$n_{paB} = \alpha n_{paA}, \quad (6)$$

$$n_{pss1B} = \beta n_{pss1A}, \quad (7)$$

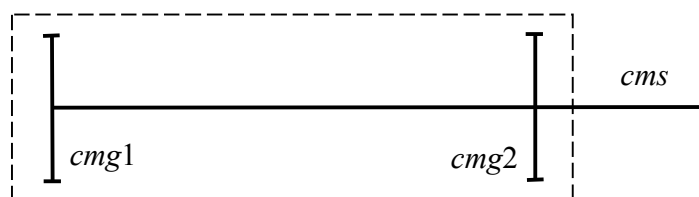


Fig. 4. Transmission-connecting member.

$$n_{pss2B} = n_{pss2A}, \quad (8)$$

$$i_{0A} = \frac{n_{pss1A} - n_{paA}}{n_{pss2A} - n_{paA}} = \frac{N_{pp1A} \times N_{ps2A}}{N_{ps1A} \times N_{pp2A}}, \quad (9)$$

$$i_{0B} = \frac{n_{pss1B} - n_{paB}}{n_{pss2B} - n_{paB}} = \frac{N_{pp1B} \times N_{ps2B}}{N_{ps1B} \times N_{pp2B}}, \quad (10)$$

$$n_{pss2A} = \frac{n_{pss1A} - (1 - i_{0A})n_{paA}}{i_{0A}}, \quad (11)$$

$$n_{pss2B} = \frac{n_{pss1B} - (1 - i_{0B})n_{paB}}{i_{0B}}, \quad (12)$$

where i_{0A} and i_{0B} are the basic speed-ratios of the planetary gear trains A and B .

4.2.5 Design Formulas of the Series-Type ICT.

Substituting Eq. 6 and Eq. 7 into Eq. 12 yields

$$n_{pss2B} = \frac{\beta n_{pss1A} - (1 - i_{0B})\alpha n_{paA}}{i_{0B}}. \quad (13)$$

Simultaneously solving Eq. 8, Eq. 11, and Eq. 13 yields the design formulas of the series-type ICT as follows:

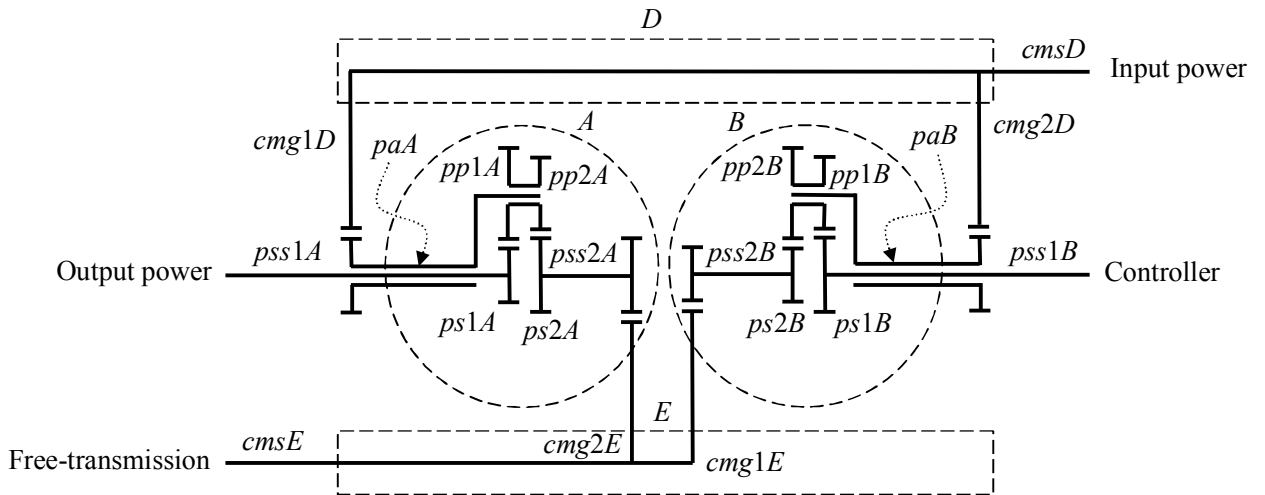


Fig. 5. Arrangement of the series-type ICT.

$$\begin{cases} i_{0A} = \frac{\alpha - \beta}{\beta(\alpha - 1)}, i_{0B} = \frac{\alpha - \beta}{\alpha - 1} & \text{if } \alpha \neq \beta, \alpha \neq 1 \text{ and } \beta \neq 1 \\ i_{0A} = i_{0B} & \text{if } \alpha = \beta = 1 \end{cases} \quad (14)$$

According to the arrangement shown in Fig. 5 and the design formulas shown in Eq. 14, Fig. 6 illustrates a schematic prototype of the series-type ICT for future demonstration and application. By adjusting the kinematic constants α and β , the configuration, the kinematic and dynamic behaviors of the series-type ICT can be modified according to the requirements of design.

4.2.6 Summary of Kinematics.

Basing on the description and discussion shown previously, this study summarizes the kinematic behaviors of the series-type ICT in this section. First according to Eq. 2 or Eq. 7, the angular velocity of the output power shaft can be obtained as

$$n_{output} = \begin{cases} \frac{1}{\beta} n_{controller} & \text{if } \alpha \neq \beta, \alpha \neq 1 \text{ and } \beta \neq 1 \\ n_{controller} & \text{if } \alpha = \beta = 1 \end{cases}, \quad (15)$$

since $n_{output} = n_{OP} = n_{pss1A}$ and $n_{controller} = n_{CR} = n_{pss1B}$.

Second, by referring to the results of Eq. 7, Eq. 11, and Eq. 14, the angular velocity of the free-transmission shaft can be derived as

$$\begin{aligned} n_{free-transmission} = n_{cmsE} &= -\frac{N_{pss2A}}{N_{cmg2E}} \cdot n_{pss2A} \\ &= \begin{cases} \frac{\alpha(1-\beta)}{\alpha-\beta} \cdot \frac{N_{pss2A}}{N_{cmg2E}} \cdot \frac{N_{cmg1D}}{N_{paA}} n_{input} + \frac{1-\alpha}{\alpha-\beta} \cdot \frac{N_{pss2A}}{N_{cmg2E}} \cdot n_{controller} & \text{if } \alpha \neq \beta, \alpha \neq 1 \text{ and } \beta \neq 1, \\ \frac{i_{0A}-1}{i_{0A}} \cdot \frac{N_{pss2A}}{N_{cmg2E}} \cdot \frac{N_{cmg1D}}{N_{paA}} \cdot n_{input} - \frac{1}{i_{0A}} \cdot \frac{N_{pss2A}}{N_{cmg2E}} \cdot n_{controller} & \text{if } \alpha = \beta = 1 \end{cases} \end{aligned} \quad (16)$$

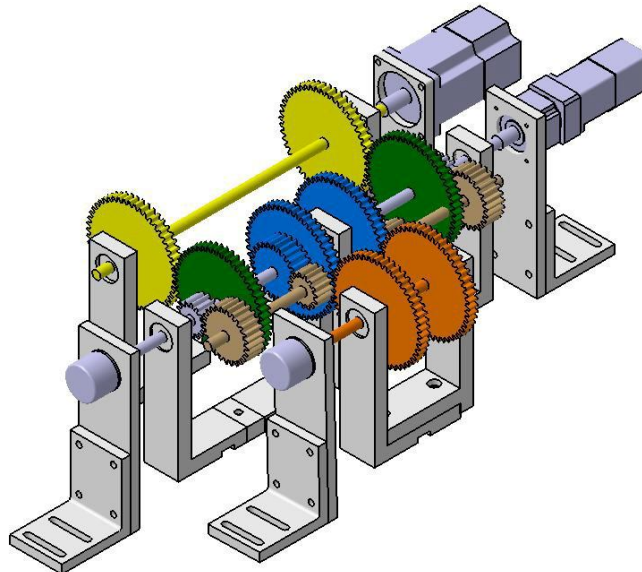


Fig. 6. Schematic prototype of the series-type ICT.

$$\text{since } n_{paA} = -\frac{N_{cmg1D}}{N_{paA}} \cdot n_{input}.$$

4.3 Dynamic Analyses of the Series-Type ICT

In this study, an input shaft is defined as introducing a positive power into the series-type ICT, and consequently the torque and the speed have the same direction of rotation and carry the same sign. On the contrary, an output shaft introduces a negative power while the torque and the speed carry opposite signs. The power introduced by a shaft in the series-type ICT can be expressed as

$$P_X = T_X n_X, \quad (17)$$

where P_X and T_X respectively denote the power and torque introduced by the shaft indicated by its subscript.

4.3.1 Power Flows and Torque Analyses of a Planetary Gear Train.

While neglecting friction losses, the sum of power introduced by a planetary gear train shown in Fig. 3 will be zero according to the conservation of energy, i.e.

$$\sum P = P_{pss1} + P_{pss2} + P_{pa} = 0. \quad (18)$$

In a stationary operating condition, a planetary gear train will also yield the equilibrium condition that the sum of all external torques acting on its shafts is equal to zero [13,14], i.e.

$$\sum T = T_{pss1} + T_{pss2} + T_{pa} = 0. \quad (19)$$

By referring to Eq. 4, and Eq. 17 to Eq. 19, the following results can be also obtained:

$$T_{pss2} = -i_0 T_{pss1}, \quad (20)$$

$$T_{pa} = (i_0 - 1) T_{pss1}. \quad (21)$$

4.3.2 Power Flows and Torque Analyses of the Series-Type ICT.

When considering the series-type ICT shown in Fig. 5 and referring to Eq. 7, the power introduced by the controller shaft can be expressed as

$$P_{controller} = T_{controller} n_{controller} = T_{pss1B} n_{pss1B} = \beta T_{pss1B} n_{pss1A}. \quad (22)$$

The input power is transmitted into the planetary gear trains A and B by the shafts paA and paB , therefore it can be expressed as

$$P_{input} = T_{input} n_{input} = T_{cmsD} n_{cmsD} = T_{paA} n_{paA} + T_{paB} n_{paB}. \quad (23)$$

Referring to Eq. 21 yields

$$T_{paA} = (i_{0A} - 1) T_{pss1A}, \quad (24)$$

$$T_{paB} = (i_{0B} - 1) T_{pss1B}. \quad (25)$$

By substituting the results shown in Eq. 6, Eq. 24, and Eq. 25 into Eq. 23, the expression of the input power can be rewritten as

$$P_{input} = (i_{0A} - 1) T_{pss1A} n_{paA} + \alpha (i_{0B} - 1) T_{pss1B} n_{paA}. \quad (26)$$

The torque introduced by the shaft $pss1A$ can be derived by rearranging Eq. 26, and the result is

$$T_{pss1A} = \frac{1}{(i_{0A} - 1) n_{paA}} \cdot P_{input} - \frac{\alpha (i_{0B} - 1)}{i_{0A} - 1} \cdot T_{pss1B}. \quad (27)$$

From Fig. 5, the output power transmitted by the series-type ICT can be expressed as

$$P_{output} = T_{output} n_{output} = T_{pss1A} n_{pss1A}. \quad (28)$$

Substituting the result of Eq. 27 and referring to Eq. 14 and Eq. 22 can further rewrite Eq. 28, the output power transmitted by the series-type ICT, to be

$$P_{output} = \begin{cases} \frac{\beta(\alpha - 1)}{\alpha(1 - \beta)} \cdot \frac{n_{pss1A}}{n_{paA}} \cdot P_{input} - P_{controller} & \text{if } \alpha \neq \beta, \alpha \neq 1 \text{ and } \beta \neq 1 \\ \frac{1}{i_{0A} - 1} \cdot \frac{n_{pss1A}}{n_{paA}} \cdot P_{input} - P_{controller} & \text{if } \alpha = \beta = 1 \end{cases}. \quad (29)$$

Referring to Fig. 5, the power introduced by the free-transmission end is

$$P_{free-transmission} = T_{free-transmission} n_{free-transmission} = T_{cmsE} n_{cmsE} = T_{pss2A} n_{pss2A} + T_{pss2B} n_{pss2B}. \quad (30)$$

Eq. 20 can be also rewritten as follows:

$$T_{pss2A} = -i_{0A} T_{pss1A}, \quad (31)$$

$$T_{pss2B} = -i_{0B} T_{pss1B}. \quad (32)$$

Substituting the results shown in Eq. 11, Eq. 31, and Eq. 32 into Eq. 30 and referring to the results shown in Eq. 8, Eq. 14 and Eq. 27 can also further rewrite Eq. 30, the power introduced by the free-transmission end, to be

$$P_{free-transmission} = \begin{cases} \left(\frac{\beta(\alpha-1)}{\alpha(\beta-1)} \cdot \frac{n_{pss1A}}{n_{paA}} - 1 \right) P_{input} & \text{if } \alpha \neq \beta, \alpha \neq 1 \text{ and } \beta \neq 1 \\ \left(\frac{1}{1-i_{0A}} \cdot \frac{n_{pss1A}}{n_{paA}} - 1 \right) P_{input} & \text{if } \alpha = \beta = 1 \end{cases}. \quad (33)$$

4.3.3 Summary of Dynamics.

Basing on the description and discussion shown previously, this study can summarize the dynamic behaviors of the series-type ICT in this section. First, the power flows of the series-type ICT are shown in Eq. 29 and Eq. 33.

Second, the output torque transmitted by the output power shaft can be further obtained from Eq. 27, i.e.

$$T_{output} = T_{pss1A} = \begin{cases} \frac{\beta(\alpha-1)}{\alpha(\beta-1)} \cdot \frac{N_{paA}}{N_{cmg1D}} \cdot T_{input} - \beta T_{controller} & \text{if } \alpha \neq \beta, \alpha \neq 1 \text{ and } \beta \neq 1 \\ \frac{1}{1-i_{0A}} \cdot \frac{N_{paA}}{N_{cmg1D}} \cdot T_{input} - T_{controller} & \text{if } \alpha = \beta = 1 \end{cases}. \quad (34)$$

Third, the torque introduced by the free-transmission shaft can be also obtained from Eq. 33, i.e.

$$T_{free-transmission} = T_{cmsE} = \begin{cases} \frac{\alpha-\beta}{\alpha(\beta-1)} \cdot \frac{N_{cmg2E}}{N_{pss2A}} \cdot \frac{N_{paA}}{N_{cmg1D}} \cdot T_{input} & \text{if } \alpha \neq \beta, \alpha \neq 1 \text{ and } \beta \neq 1 \\ \frac{i_{0A}}{1-i_{0A}} \cdot \frac{N_{cmg2E}}{N_{pss2A}} \cdot \frac{N_{paA}}{N_{cmg1D}} \cdot T_{input} & \text{if } \alpha = \beta = 1 \end{cases}. \quad (35)$$

4.4 Demonstrating Example

In this section, one design example of the Series-Type ICT is proposed for the demonstration of application.

4.4.1 Design Conditions with $\alpha \neq \beta$, $\alpha \neq 1$, and $\beta \neq 1$.

In this example, the kinematic constants shown in Eq. 6 and Eq. 7 are chosen to be $\alpha = 2$ and $\beta = 1.5$, respectively. Then, according to Eq. 14, the basic speed-ratios of the two planetary gear trains A and B can be obtained as $i_{0A} = 1/3$ and $i_{0B} = 0.5$, respectively. From Eq. 6 and Eq. 8 to Eq. 10, the number of teeth on

each gear used in this series-type ICT example can be chosen and listed in Table 1. The schematic prototype of the series-type ICT can also refer to Fig. 6.

Table 1. Number of teeth on each gear used in the demonstrating example.

Gear	$cmg1_D$	$cmg2_D$	paA	$ps1A$	$ps2A$	$pp1A$	$pp2A$	$pss2A$
Number of teeth	60	80	60	45	30	15	30	60
Gear	$cmg1E$	$cmg2E$	paB	$ps1B$	$ps2B$	$pp1B$	$pp2B$	$pss2B$
Number of teeth	60	60	40	40	30	20	30	60

According to the analytical results shown in Eq. 15, Eq. 16, Eq. 34, and Eq. 35, the kinematic and dynamic behaviors of this series-type ICT example can be summarized as follows:

$$n_{output} = \frac{2}{3}n_{controller} \quad (36)$$

$$n_{free-transmission} = -2n_{input} - 2n_{controller} \quad (37)$$

$$T_{output} = 1.5T_{input} - 1.5T_{controller} \quad (38)$$

$$T_{free-transmission} = 0.5T_{input} \quad (39)$$

5. 結果與討論

This study proposes an innovative design of the series-type ICT. The kinematic and dynamic analyses of the series-type ICT are investigated and their analytical equations are derived. The series-type ICT can provide similar functions to those of an IVT or a CVT, and produce a required and desired output angular velocity, which is independently manipulated by a controller and not affected by the input angular velocity. It also means that the series-type ICT can overcome the input speed fluctuations and provide a steady-speed output. By means of its kinematic characteristics, the series-type ICT also shows a possibility of application that it could transmit a steady-speed output to the generator to generate electricity with stable frequency while

being applied to variable speed wind turbines. Further researches about the demonstration and verification about the performance and application of the series-type ICT are also proceeding.

6. 專有名詞

A	first planetary gear train
AD	one of the rotational shafts of A and it connects to D
AE	one of the rotational shafts of A and it connects to E
B	second planetary gear train
BD	one of the rotational shafts of B and it connects to D
BE	one of the rotational shafts of B and it connects to E
$cmg1$	one of the gears mounted on cms
$cmg1D$	one of the gears mounted on $cmsD$
$cmg1E$	one of the gears mounted on $cmsE$
$cmg2$	one of the gears mounted on cms
$cmg2D$	one of the gears mounted on $cmsD$
$cmg2E$	one of the gears mounted on $cmsE$
cms	rotational shaft of the transmission-connecting member
$cmsD$	rotational shaft of D and it connects to the input power source
$cmsE$	rotational shaft of E and it connects to the free-transmission end
CR	rotational shaft connected to the controller
D	first transmission-connecting member
E	second transmission-connecting member
i_0	basic speed-ratio of a planetary gear train
i_{0A}	basic speed-ratio of A
i_{0B}	basic speed-ratio of B
n_x	angular velocity of the rotational shaft indicated by its subscript
N_x	number of teeth of the gear indicated by its subscript
OP	rotational shaft connected to the output power end
pa	planet gear carrier
paA	planet gear carrier of A
paB	planet gear carrier of B
$pp1$	one of the gears of the compound planet gear set
$pp1A$	one of the gears of the compound planet gear set in A
$pp1B$	one of the gears of the compound planet gear set in B
$pp2$	one of the gears of the compound planet gear set
$pp2A$	one of the gears of the compound planet gear set in A
$pp2B$	one of the gears of the compound planet gear set in B
$ps1$	first sun gear
$ps1A$	first sun gear of A
$ps1B$	first sun gear of B
$ps2$	second sun gear
$ps2A$	second sun gear of A

$ps2B$	second sun gear of B
$pss1$	rotational shaft on which $ps1$ is mounted
$pss1A$	rotational shaft on which $ps1A$ is mounted
$pss1B$	rotational shaft on which $ps1B$ is mounted
$pss2$	rotational shaft on which $ps2$ is mounted
$pss2A$	rotational shaft on which $ps2A$ is mounted
$pss2B$	rotational shaft on which $ps2B$ is mounted
P_x	power introduced by the rotational shaft indicated by its subscript
SD	rotational shaft connected to the input power source
SE	rotational shaft connected to the free-transmission end
T_x	torque introduced by the rotational shaft indicated by its subscript
α	kinematic constant between the angular velocities of AD and BD
β	kinematic constant between the angular velocities of CR and OP

參考文獻

- [1] P.W. Carlin, A.S. Laxson, E.B. Muljadi, The history and state of the art of variable-speed wind turbine technology, NREL/TP-500-28607, (2001).
- [2] A.D. Şahin, Progress and recent trends in wind energy, *Progress in Energy and Combustion Science*, 30(5) (2004) 501-543.
- [3] M. Balat, A review of modern wind turbine technology, *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 31(17) (2009) 1561-1572.
- [4] L. Mangialardi, G. Mantriota, Dynamic behavior of wind power systems equipped with automatically regulated continuously variable transmission, *Renewable Energy*, 7(2) (1996) 185-203.
- [5] M. Idan, D. Lior, Continuous variable speed wind turbine: Transmission Concept and Robust Control, *Wind Engineering*, 24(3) (2000) 151-167.
- [6] X. Zhao, P. Maißer, A novel power splitting drive train for variable speed wind power generators, *Renewable Energy*, 28(13) (2003) 2001-2011.
- [7] H. Müller, M. Pöller, A. Basteck, M. Tilscher, J. Pfister, Grid compatibility of variable speed wind turbines with directly coupled synchronous generator and hydro-dynamically controlled gearbox, Sixth Int'l Workshop on Large-Scale Integration of Wind Power and Transmission Networks for Offshore Wind Farms, Delft, NL, (2006) 307-315.
- [8] D. Lahr, D. Hong, Operation and kinematic analysis of a cam-based infinitely variable transmission, *ASME J. Mech. Des.*, 131(8) (2009) 081009-1-081009-7.
- [9] S.S. Hassan, Enumeration of feasible clutching sequences of epicyclic gear mechanisms, *ASME J. Mech. Des.*, 132(7) (2010) 071002-1-071002-8.
- [10] G.S. Hwang, D.M. Tsay, J.H. Kuang, T.L. Chern, Independently controllable transmission with series types, Japan Patent 3172333 (in Japanese) (2011).
- [11] G.S. Hwang, D.M. Tsay, W.H. Liao, J.H. Kuang, T.L. Chern, Kinematic analysis of an independently controllable transmission with a parallel type, *International Journal of Automation and Smart Technology*, 1(1) (2011) 87-92.
- [12] G.S. Hwang, D.M. Tsay, Independently controllable transmission mechanism, Taiwan Patent I329173 (in Chinese) (2010).
- [13] H.W. Müller, *Epicyclic drive trains, analysis, synthesis, and applications*, Wayne State University Press, Detroit, 1982.
- [14] E. Pennestri, F. Freudenstein, A systematic approach to power-flow and static-force analysis in epicyclic spur-gear trains, *ASME J. Mech. Des.*, 115(3) (1993) 639-644.

國科會補助專題研究計畫成果報告自評表

請就研究內容與原計畫相符程度、達成預期目標情況、研究成果之學術或應用價值（簡要敘述成果所代表之意義、價值、影響或進一步發展之可能性）、是否適合在學術期刊發表或申請專利、主要發現或其他有關價值等，作一綜合評估。

1. 請就研究內容與原計畫相符程度、達成預期目標情況作一綜合評估

- 達成目標
- 未達成目標（請說明，以 100 字為限）
- 實驗失敗
 - 因故實驗中斷
 - 其他原因

說明：

2. 研究成果在學術期刊發表或申請專利等情形：

- 論文：已發表 未發表之文稿 撰寫中 無
- 專利：已獲得 申請中 無
- 技轉：已技轉 洽談中 無
- 其他：（以 100 字為限）

3. 請依學術成就、技術創新、社會影響等方面，評估研究成果之學術或應用價值（簡要敘述成果所代表之意義、價值、影響或進一步發展之可能性）（以500字為限）

在學術成就方面，本研究計畫的研究成果已發表了一篇國際期刊論文以及二篇國際研討會論文：

(A) 期刊論文

1. Hwang, G. S. *, Tsay, D. M., Kuang, J. H., and Chern, T. L., 2012, "Kinematic and Dynamic Analyses of a Series-Type Independently Controllable Transmission," *Advanced Materials Research*, Vol. 579, pp. 483-493, 計畫編號：NSC 101-3113-E-110-001, NSC 100-2221-E-343-002. (EI)

(B) 國際研討會論文

1. Hwang, G. S. *, Tsay, D. M., Kuang, J. H., Chern, T. L., and Kuo, T. C., 2012, "Design of a Series-Type Independently Controllable Transmission Mechanism," *the ASME 11th Biennial Conference On Engineering Systems Design And Analysis*, July 2-4, Nantes, France, 計畫編號：NSC 100-2221-E-343-002, NSC 100-3113-E-110-001.
2. Hwang, G. S. *, Tsay, D. M., Kuang, J. H., and Chern, T. L., 2012, "Kinematic and Dynamic Analyses of a Series-Type Independently Controllable Transmission Mechanism," *International Conference on Advanced Manufacturing*, 4-8 March, Yilan, Taiwan, 計畫編號：NSC 100-2221-E-343-002, NSC 101-3113-E-110-001.

在技術創新方面，本研究計畫的研究成果已獲得一件日本實用新案專利的認證，另外還有三件發明專利仍在審查中：

(C) 專利

1. 黃冠雄、蔡得民、光灼華與陳遵立，2011，シリーズ式独立制御できる伝動機構，日本實用新案，登録番号：實用新案登録第3172333号(U3172333)。
2. Hwang, G. S., Tsay, D. M., Kuang, J. H. and Chern, T. L., 2011, Independently Controllable Transmission Mechanisms with Series Types, submitted to US patent, Application No. 13/251,347.
3. 黃冠雄、蔡得民、光灼華與陳遵立，2010，序列型可獨立控制傳動機構，中華民國發明專利審查中，申請案號：099136938。
4. 黃冠雄、蔡得民、光灼華與陳遵立，2011，序列型可獨立控制傳動機構，中國發明專利審查中，申請案號：201110240125.8。

在社會影響方面，本研究計畫成功地結合國立中山大學與南華大學的研究人力，完成了本研究計畫的執行；而參與本研究計畫的學生，也可以在研究計畫執行的過程中，獲得相關學術理論的學習與知識，以及分析問題與尋求解決方案的專業訓練，同時也可使其成為所屬工程領域中之專業人才。藉由本研究計畫的研究成果，可以將理論與實務結合，以提昇國內在傳動機構、變速箱等相關產業之自主研發能力，降低相關產業設備之生產成本並提高產能，以增加企業獲利，並使學術研究得以奠定更深厚的研究基礎與動力。期待本研究計畫之研究成果可與產業界交流合作，使學術發展得以實際應用，為產學合作立下良好基礎與互動。

附錄

本研究計畫的研究成果已獲得一件日本實用新案專利的認證，另外還有三件發明專利仍在審查中；此外，亦已發表了一篇國際期刊論文以及二篇國際研討會論文：

(A) 專利

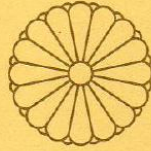
1. 黃冠雄、蔡得民、光灼華與陳遵立，2011，シリーズ式独立制御できる伝動機構，日本實用新案，登録番号：實用新案登録第 3172333 号(U3172333)。
2. Hwang, G. S., Tsay, D. M., Kuang, J. H. and Chern, T. L., 2011, Independently Controllable Transmission Mechanisms with Series Types, submitted to US patent, Application No. 13/251,347.
3. 黃冠雄、蔡得民、光灼華與陳遵立，2010，序列型可獨立控制傳動機構，中華民國發明專利審查中，申請案號：099136938。
4. 黃冠雄、蔡得民、光灼華與陳遵立，2011，序列型可獨立控制傳動機構，中國發明專利審查中，申請案號：201110240125.8。

(B) 期刊論文

1. Hwang, G. S.*, Tsay, D. M., Kuang, J. H., and Chern, T. L., 2012, “Kinematic and Dynamic Analyses of a Series-Type Independently Controllable Transmission,” *Advanced Materials Research*, Vol. 579, pp. 483-493, 計畫編號：NSC 101-3113-E-110-001, NSC 100-2221-E-343-002. (EI)

(C) 國際研討會論文

1. Hwang, G. S.*, Tsay, D. M., Kuang, J. H., Chern, T. L., and Kuo, T. C., 2012, “Design of a Series-Type Independently Controllable Transmission Mechanism,” *the ASME 11th Biennial Conference On Engineering Systems Design And Analysis*, July 2-4, Nantes, France, 計畫編號：NSC 100-2221-E-343-002, NSC 100-3113-E-110-001.
2. Hwang, G. S.*, Tsay, D. M., Kuang, J. H., and Chern, T. L., 2012, “Kinematic and Dynamic Analyses of a Series-Type Independently Controllable Transmission Mechanism,” *International Conference on Advanced Manufacturing*, 4-8 March, Yilan, Taiwan, 計畫編號：NSC 100-2221-E-343-002, NSC 101-3113-E-110-001.



実用新案登録証

(CERTIFICATE OF UTILITY MODEL REGISTRATION)

登録第 3 1 7 2 3 3 3 号
(REGISTRATION NUMBER)

考案の名称
(TITLE OF THE DEVICE)

シリーズ式独立制御できる伝動機構

実用新案権者
(OWNER OF
THE UTILITY MODEL RIGHT)

台湾高雄市鼓山区蓮海路70号
国籍 台湾
國立中山大學

考案者
(CREATOR OF DEVICE)

黄 冠雄
蔡 得民
光 灼華

出願番号
(APPLICATION NUMBER)

実願 2 0 1 1 - 0 0 5 7 3 8

その他別紙記載

出願日
(FILING DATE)

平成 2 3 年 9 月 3 0 日 (September 30, 2011)

登録日
(REGISTRATION DATE)

平成 2 3 年 1 1 月 2 4 日 (November 24, 2011)

この考案は、登録するものと確定し、実用新案原簿に登録されたことを証する。
(THIS IS TO CERTIFY THAT THE UTILITY MODEL IS REGISTERED ON THE REGISTER OF THE JAPAN PATENT OFFICE.)

平成 2 3 年 1 1 月 2 4 日 (November 24, 2011)

特許庁長官
(COMMISSIONER, JAPAN PATENT OFFICE)

岩井良行



實用新案登録証

(CERTIFICATE OF UTILITY MODEL REGISTRATION)

(続葉 1)

登録第3172333号 (REGISTRATION NUMBER)

実願2011-005738 (APPLICATION NUMBER)

考案者
(CREATOR OF DEVICE)

陳 遵立

[以下余白]

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 登録実用新案公報(U)

(11) 実用新案登録番号
実用新案登録第3172333号
(U3172333)

(45) 発行日 平成23年12月15日(2011. 12. 15)

(24) 登録日 平成23年11月24日(2011. 11. 24)

(51) Int. Cl. F 1
F 1 6 H 3/66 (2006. 01) F 1 6 H 3/66 A

評価書の請求 未請求 請求項の数 10 O L (全 20 頁)

(21) 出願番号 実願2011-5738 (U2011-5738)
 (22) 出願日 平成23年9月30日(2011. 9. 30)

(73) 実用新案権者 505171997
 国立中山大學
 台湾高雄市鼓山区蓮海路70号
 (74) 代理人 110000659
 特許業務法人広江アソシエイツ特許事務所
 (72) 考案者 黄 冠雄
 台湾 高雄市 80424 鼓山区蓮海路
 70号 国立中山大學内
 (72) 考案者 蔡 得民
 台湾 高雄市 80424 鼓山区蓮海路
 70号 国立中山大學内
 (72) 考案者 光 灼華
 台湾 高雄市 80424 鼓山区蓮海路
 70号 国立中山大學内

最終頁に続く

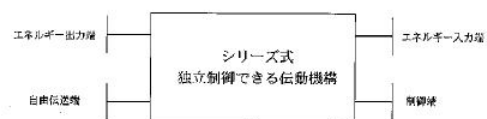
(54) 【考案の名称】 シリーズ式独立制御できる伝動機構

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】直列に位置する二つの遊星歯車セット及び二つの伝動接続セットを利用してエネルギー入力及びエネルギー出力を可変的に制御するシリーズ式独立制御できる伝動機構を提供する。

【解決手段】第一の遊星歯車セット、第二の遊星歯車セット、第一の伝動接続セット及び第二の伝動接続セットを備えるシリーズ式独立制御できる伝動機構であり、かつ前記第一の遊星歯車セットが前記第二の遊星歯車セットと直列に位置する。前記第一の遊星歯車セット及び前記第二の遊星歯車セットは、それぞれ前記第一の伝動接続セット及び前記第二の伝動接続セットに機械的に接続している。前記第一の遊星歯車セットはエネルギー出力端を有し、前記第二の遊星歯車セットは制御端を有し、前記第一の伝動接続セットはエネルギー入力端を有し、前記第二の伝動接続セットは自由伝送端を有する。前記制御端は、前記自由伝送端を前記エネルギー入力端かまたは前記エネルギー出力端に自在に切り替えるように制御する。

【選択図】 図1



【実用新案登録請求の範囲】

【請求項 1】

エネルギー出力端を有する第一の遊星歯車セットと、
 前記第一の遊星歯車セットと直列に位置し、制御端を有する第二の遊星歯車セットと、
 前記第一の遊星歯車セット及び前記第二の遊星歯車セットに接続され、エネルギー入力端を有する第一の伝動接続セットと、
 前記第一の遊星歯車セット及び前記第二の遊星歯車セットに接続され、自由伝送端を有する第二の伝動接続セットと、を備えるシリーズ式独立制御できる伝動機構であって、
 前記制御端は、前記自由伝送端を前記エネルギー入力端かまたは前記エネルギー出力端に自在に切り替えるように制御することを特徴とするシリーズ式独立制御できる伝動機構

10

【請求項 2】

前記第一の遊星歯車セット及び前記第二の遊星歯車セットが正速度比を有し、または前記第一の遊星歯車セット及び前記第二の遊星歯車セットが負速度比を有し、または前記第一の遊星歯車セットが正速度比を有して前記第二の遊星歯車セットが負速度比を有し、または前記第一の遊星歯車セットが負速度比を有して前記第二の遊星歯車セットが正速度比を有することを特徴とする請求項 1 に記載のシリーズ式独立制御できる伝動機構。

【請求項 3】

前記第一の遊星歯車セットが第一の回転軸、第二の回転軸及び第三の回転軸を備え、前記第二の遊星歯車セットが第一の回転軸、第二の回転軸及び第三の回転軸を備え、前記第一の遊星歯車セットの前記第一の回転軸が前記シリーズ式独立制御できる伝動機構のエネルギー出力端であり、前記第一の遊星歯車セットの前記第二の回転軸が前記第一の伝動接続セットに接続され、前記第一の遊星歯車セットの前記第三の回転軸が前記第二の伝動接続セットに接続され、前記第二の遊星歯車セットの前記第一の回転軸が前記シリーズ式独立制御できる伝動機構の制御端であり、前記第二の遊星歯車セットの前記第二の回転軸が前記第一の伝動接続セットに接続され、前記第二の遊星歯車セットの前記第三の回転軸が前記第二の伝動接続セットに接続され、前記第一の伝動接続セットが前記エネルギー入力端とする回転軸を有し、前記第二の伝動接続セットが前記自由伝送端とする回転軸を有していることを特徴とする請求項 1 に記載のシリーズ式独立制御できる伝動機構。

20

【請求項 4】

制御端を有する第一の遊星歯車セットと、
 前記第一の遊星歯車セットと直列に位置し、エネルギー出力端を有する第二の遊星歯車セットと、
 前記第一の遊星歯車セット及び前記第二の遊星歯車セットに接続され、エネルギー入力端を有する第一の伝動接続セットと、
 前記第一の遊星歯車セット及び前記第二の遊星歯車セットに接続され、自由伝送端を有する第二の伝動接続セットと、を備えるシリーズ式独立制御できる伝動機構であって、
 前記制御端は、前記自由伝送端を前記エネルギー入力端かまたは前記エネルギー出力端に自在に切り替えるように制御することを特徴とするシリーズ式独立制御できる伝動機構

30

40

【請求項 5】

前記第一の遊星歯車セット及び前記第二の遊星歯車セットが正速度比を有し、または前記第一の遊星歯車セット及び前記第二の遊星歯車セットが負速度比を有し、または前記第一の遊星歯車セットが正速度比を有して前記第二の遊星歯車セットが負速度比を有し、または前記第一の遊星歯車セットが負速度比を有して前記第二の遊星歯車セットが正速度比を有することを特徴とする請求項 4 に記載のシリーズ式独立制御できる伝動機構。

【請求項 6】

前記第一の遊星歯車セットが第一の回転軸、第二の回転軸及び第三の回転軸を備え、前記第二の遊星歯車セットが第一の回転軸、第二の回転軸及び第三の回転軸を備え、前記第一の遊星歯車セットの前記第一の回転軸が前記シリーズ式独立制御できる伝動機構の制御

50

端であり、前記第一の遊星歯車セットの前記第二の回転軸が前記第一の伝動接続セットに接続され、前記第一の遊星歯車セットの前記第三の回転軸が前記第二の伝動接続セットに接続され、前記第二の遊星歯車セットの前記第一の回転軸が前記シリーズ式独立制御できる伝動機構のエネルギー出力端であり、前記第二の遊星歯車セットの前記第二の回転軸が前記第一の伝動接続セットに接続され、前記第二の遊星歯車セットの前記第三の回転軸が前記第二の伝動接続セットに接続され、前記第一の伝動接続セットが前記エネルギー入力端とする回転軸を有し、前記第二の伝動接続セットが前記自由伝送端とする回転軸を有していることを特徴とする請求項4に記載のシリーズ式独立制御できる伝動機構。

【請求項7】

直列に位置する二つの遊星歯車セットと、
前記二つの遊星歯車セットに接続される二つの伝動接続セットと、
前記二つの遊星歯車セットに設置されるエネルギー出力端と、
前記二つの遊星歯車セットに設置される制御端と、
前記二つの伝動接続セットに設置されるエネルギー入力端と、
前記二つの伝動接続セットに設置される自由伝送端と、を備えるシリーズ式独立制御できる伝動機構であって、

前記制御端は、前記自由伝送端を前記エネルギー入力端かまたは前記エネルギー出力端に自在に切り替えるように制御することを特徴とするシリーズ式独立制御できる伝動機構。

【請求項8】

前記二つの遊星歯車セットが正速度比を有し、または前記二つの遊星歯車セットが負速度比を有し、または前記遊星歯車セットの一つが正速度比を有して前記遊星歯車セットのもう一つが負速度比を有することを特徴とする請求項7に記載のシリーズ式独立制御できる伝動機構。

【請求項9】

前記二つの遊星歯車セットが第一の回転軸、第二の回転軸、第三の回転軸、第四の回転軸、第五の回転軸及び第六の回転軸を備え、前記第一の回転軸が前記シリーズ式独立制御できる伝動機構のエネルギー出力端であり、前記第二及び第三の回転軸が前記伝動接続セットに接続され、前記第四の回転軸が前記シリーズ式独立制御できる伝動機構の制御端であり、前記第五及び第六の回転軸が前記伝動接続セットに接続され、前記二つの伝動接続セットが前記エネルギー入力端とする回転軸及び前記自由伝送端とする回転軸を備えることを特徴とする請求項7に記載のシリーズ式独立制御できる伝動機構。

【請求項10】

前記エネルギー出力端が前記自由伝送端に沿って並行に伸び、前記制御端が前記エネルギー入力端に沿って並行に伸びることを特徴とする請求項1、4または7に記載のシリーズ式独立制御できる伝動機構。

【考案の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本考案は、概ね、シリーズ式独立制御できる伝動機構に関し、より詳細には、直列に位置している二つの遊星歯車セット及び二つの伝動接続セットを利用してエネルギー入力及びエネルギー出力を可変的に制御する独立制御できる伝動機構に関する。

【背景技術】

【0002】

従来伝動機構として、例えば特許文献1には主軸にスライドが設置された車用変速機構について提案されている。前記スライドの両側に前進歯車及び駆動歯車が設置されており、連動軸に後退スライドが設置されている。前記後退スライド側に位置した前記連動軸に後退かさ歯車及び前進かさ歯車が設置されており、かつ前記後退かさ歯車と前記前進かさ歯車との間に軸によって伝動される最終軸が設置されている。前記最終軸を前記後退かさ歯車と前記前進かさ歯車との間に位置させ、かつ前記駆動歯車及び前記前進歯車を前

記後退かさ歯車と前記前進かさ歯車との間に位置させることにより、前記変速機の幅を小さくする。それとともに、前記連動軸の後退かさ歯車及び前進かさ歯車を前記最終軸の伝動かさ歯車に係合させることにより、前記変速機を小型化する。しかし、前記変速機に、摩擦で滑る前記スライドが設置されているため、伝動効率が低くなる。

【0003】

他の伝動機構として、例えば特許文献2には連続可変伝動セットについて提案されている。前記連続可変伝動セットは、第一モーター及び第二モーターの動力を伝動軸に転送させるために使用される第一の遊星歯車セット及び第二の遊星歯車セットを備える。しかし、前記連続可変伝動セットは、前記第一モーター及び前記第二モーターの動力を固定的に前記第一の遊星歯車セット及び前記第二の遊星歯車セットを介して前記伝動軸に転送する。言い換えれば、前記連続可変伝動セットは、前記第一モーター及び前記第二モーターを二つの動力入力端に固定的に設定し、かつ前記伝動軸を単独の動力出力端に固定的に設定する。簡単に言えば、動力伝動において、異なる動力伝動の要求を満たすために、エネルギー入力及びエネルギー出力を可変的に制御できる伝動機構をさらに提供する必要がある。

10

【0004】

従って、本考案は、前記欠点を改善し、または前記要求を満たすため、シリーズ式独立制御できる伝動機構を提供する。前記伝動機構は、直列に位置する二つの遊星歯車セット及び二つの伝動接続セットを利用してエネルギー入力及びエネルギー出力を可変的に制御する。前記伝動機構は、エネルギー出力端、制御端、エネルギー入力端及び自由伝送端を備える。前記制御端は、前記自由伝送端をエネルギー入力端かまたはエネルギー出力端に自在に切り替えるように制御し、伝動を独立制御する及び伝動効率を高める目的を達成する。なお、前記伝動機構は、他の摩擦摺動部材を使用せず、伝動効率を高める目的を達成できる。

20

【特許文献1】台湾特許第1242521号明細書

【特許文献2】米国特許第6387004号明細書

【考案の概要】**【0005】**

本考案の目的は、直列に位置する二つの遊星歯車セット及び二つの伝動接続セットを利用してエネルギー入力及びエネルギー出力を可変的に制御するシリーズ式独立制御できる伝動機構を提供することにある。

30

【0006】

本考案の他の目的は、直列に位置する二つの遊星歯車セット及び二つの伝動接続セットを利用してエネルギー入力及びエネルギー出力を可変的に制御するシリーズ式独立制御できる伝動機構を提供することにある。前記伝動機構は、他の摩擦摺動部材を使用せず、エネルギー伝送効率を向上させる目的を達成できる。

【0007】

本考案の他の目的は、直列に位置した二つの遊星歯車セット及び二つの伝動接続セットの配置によって、部品のサイズを減少し、全体のサイズを小さくする目的を達成する。

【0008】

上記目的を達成するために、本考案のシリーズ式独立制御できる伝動機構は、第一の遊星歯車セット、第二の遊星歯車セット、第一の伝動接続セット及び第二の伝動接続セットを備え、かつ前記第一の遊星歯車セットが前記第二の遊星歯車セットと直列に位置する。前記独立制御できる伝動機構は、エネルギー出力端、制御端、エネルギー入力端及び自由伝送端を備える。前記エネルギー出力端が前記第一の遊星歯車セットに設置され、前記制御端が前記第二の遊星歯車セットに設置され、前記エネルギー入力端が前記第一の伝動接続セットに設置され、前記自由伝送端が前記第二の伝動接続セットに設置される。前記制御端は、前記自由伝送端を前記エネルギー入力端かまたは前記エネルギー出力端に自在に切り替えるように制御する。

40

【0009】

50

本考案の実施形態によって、前記第一の遊星歯車セットが、第一の回転軸、第二の回転軸及び第三の回転軸を備える。

【0010】

本考案の実施形態によって、前記第一の遊星歯車セットの第一の回転軸が、前記シリーズ式独立制御できる伝動機構のエネルギー出力端である。

【0011】

本考案の実施形態によって、前記第一の遊星歯車セットの第二の回転軸が、前記第一の伝動接続セットに接続される。

【0012】

本考案の実施形態によって、前記第一の遊星歯車セットの第三の回転軸が、前記第二の伝動接続セットに接続される。

10

【0013】

本考案の実施形態によって、前記第一の遊星歯車セットが、正速度比または負速度比を有している。

【0014】

本考案の実施形態によって、前記第二の遊星歯車セットが、第一の回転軸、第二の回転軸及び第三の回転軸を備える。

【0015】

本考案の実施形態によって、前記第二の遊星歯車セットの第一の回転軸が、前記シリーズ式独立制御できる伝動機構の制御端である。

20

【0016】

本考案の実施形態によって、前記第二の遊星歯車セットの第二の回転軸が、前記第一の伝動接続セットに接続される。

【0017】

本考案の実施形態によって、前記第二の遊星歯車セットの第三の回転軸が、前記第二の伝動接続セットに接続される。

【0018】

本考案の実施形態によって、前記第二の遊星歯車セットが、正速度比または負速度比を有している。

【0019】

本考案の実施形態によって、前記第一の伝動接続セットが、前記シリーズ式独立制御できる伝動機構のエネルギー入力端とする回転軸を有する。

30

【0020】

本考案の実施形態によって、前記第二の伝動接続セットが、前記シリーズ式独立制御できる伝動機構の自由伝送端とする回転軸を有する。

【0021】

本考案の実施形態によって、前記エネルギー出力端が前記自由伝送端に沿って並行に伸び、前記制御端が前記エネルギー入力端に沿って並行に伸びる。

【考案の効果】

【0022】

前記伝動機構は、制御端を利用して自由伝送端をエネルギー入力端かまたはエネルギー出力端に自在に切り替えるように制御し、伝動を独立制御する及びエネルギー伝送効率を向上させる効果がある。

40

【図面の簡単な説明】

【0023】

【図1】本考案の第一の実施形態によるシリーズ式独立制御できる伝動機構の概略図である。

【図2】本考案の第一の実施形態によるシリーズ式独立制御できる伝動機構の内部図である。

【図3A-3B】本考案の好ましい実施形態によるシリーズ式独立制御できる伝動機構に

50

使用される遊星歯車セットの内部図である。

【図 4】本考案の好ましい実施形態によるシリーズ式独立制御できる伝動機構に使用される伝動接続セットの内部図である。

【図 5 - 29】本考案の第一の実施形態～第二十五の実施形態によるシリーズ式独立制御できる伝動機構の二つの遊星歯車セット及び二つの伝動接続セットの組み合わせの内部図である。

【考案を実施するための形態】

【0024】

本考案は、添付図面に関連して行われる以下の好ましい実施形態の詳細な説明から一層明らかとなろう。

【0025】

本考案の実施形態によるシリーズ式独立制御できる伝動機構は、例えば水力発電機、風力発電機またはハイブリッド車の伝動変速機等さまざまな変速伝動装置に適用できるが、本考案のシリーズ式独立制御できる伝動機構の適用範囲をこれらに限定するものではない。

【0026】

図 1 は、本考案の好ましい実施形態によるシリーズ式独立制御できる伝動機構の概略図であり、図 2 は、本考案の好ましい実施形態によるシリーズ式独立制御できる伝動機構の内部図である。図 1 及び 2 を参照して、本考案の好ましい実施形態によるシリーズ式独立制御できる伝動機構は、主に第一の遊星歯車セット 1、第二の遊星歯車セット 2、第一の伝動接続セット 3 及び第二の伝動接続セット 4 を備え、かつ前記第一の遊星歯車セット 1 が前記第二の遊星歯車セット 2 と直列的に位置し、部品のサイズを小さくする。前記第一の遊星歯車セット 1 及び前記第二の遊星歯車セット 2 は、それぞれ前記第一の伝動接続セット 3 及び前記第二の伝動接続セット 4 に機械的に接続している。

【0027】

図 1 及び 2 を参照して、本考案の好ましい実施形態によるシリーズ式独立制御できる伝動機構は、エネルギー出力端、制御端、エネルギー入力端及び自由伝送端を備える。前記二つの遊星歯車セットを直列に位置させることによって、前記エネルギー出力端が前記自由伝送端に沿って平行に伸び、前記制御端が前記自由エネルギー入力端に沿って平行に伸びている。

【0028】

図 2 を参照して、前記第一の遊星歯車セット 1 は、第一の回転軸 O P、第二の回転軸 A D 及び第三の回転軸 A E を備える。前記第一の遊星歯車セット 1 の前記第一の回転軸 O P が前記シリーズ式独立制御できる伝動機構のエネルギー出力端であり、前記第一の遊星歯車セット 1 の前記第二の回転軸 A D が前記第一の伝動接続セット 3 に接続され、前記第一の遊星歯車セット 1 の前記第三の回転軸 A E が前記第二の伝動接続セット 4 に接続されている。一方、前記第二の遊星歯車セット 2 は、第一の回転軸 C R、第二の回転軸 B D 及び第三の回転軸 B E を備える。前記第二の遊星歯車セット 2 の前記第一の回転軸 C R が前記シリーズ式独立制御できる伝動機構の制御端であり、前記第二の遊星歯車セット 2 の前記第二の回転軸 B D が前記第一の伝動接続セット 3 に接続され、前記第二の遊星歯車セット 2 の前記第三の回転軸 B E が前記第二の伝動接続セット 4 に接続されている。また、前記第一の伝動接続セット 3 は、前記シリーズ式独立制御できる伝動機構のエネルギー入力端とすることができる回転軸 S D を有し、前記第二の伝動接続セット 4 は、前記シリーズ式独立制御できる伝動機構の自由伝送端とすることができる回転軸 S E を有している。

【0029】

図 1 及び 2 を参照して、本考案の第一の実施形態によるシリーズ式独立制御できる伝動機構は、前記第二の遊星歯車セット 2 の制御端（第一の回転軸 C R）を利用し、前記第二の伝動接続セット 4 の自由伝送端 S E をエネルギー入力端かまたはエネルギー出力端に自在に切り替えるように制御する。前記第二の伝動接続セット 4 の自由伝送端 S E がエネルギー入力端に切り替えた場合、前記第二の伝動接続セット 4 の自由伝送端 S E 及び前記第

10

20

30

40

50

一の伝動接続セット3のエネルギー入力端SDは共にエネルギーを入力する。また、前記第二の伝動接続セット4の自由伝送端SEがエネルギー出力端に切り替えた場合、前記第二の伝動接続セット4の自由伝送端SE及び前記第一の遊星歯車セット1のエネルギー出力端(第一の回転軸OP)は共にエネルギーを出力する。

【0030】

図3A及び3Bは、本考案の好ましい実施形態によるシリーズ式独立制御できる伝動機構に使用される遊星歯車セットの内部図である。その内部図には、二種類の遊星歯車セットの内部構造を含むが、本考案をそれらに限定するものではない。

【0031】

図3Aを参照して、前記遊星歯車セットは、太陽歯車 p_{s1} 、太陽歯車の回転軸 p_{ss1} 、中央歯車 p_{s2} 、中央歯車の回転軸 p_{ss2} 、遊星キャリアの回転軸 p_a 及び少なくとも一つの複合遊星歯車を備え、前記複合遊星歯車は、第一の遊星歯車 p_{p1} 及び第二の遊星歯車 p_{p2} を備える。前記第一の遊星歯車 p_{p1} 及び前記第二の遊星歯車 p_{p2} は、前記太陽歯車 p_{s1} 及び前記中央歯車 p_{s2} に係合している。前記遊星キャリアの回転軸 p_a が固定された場合、前記太陽歯車の回転軸 p_{ss1} 及び中央歯車の回転軸 p_{ss2} の回転方向は同方向であり、かつ正回転速度比を有している。すなわち、前記遊星歯車セットは、正速度比を有している。

10

【0032】

図2及び3Aを参照して、前記太陽歯車の回転軸 p_{ss1} 、中央歯車の回転軸 p_{ss2} 及び遊星キャリアの回転軸 p_a は、自在に前記第一の遊星歯車セット1の第一の回転軸OP、第二の回転軸AD及び第三の回転軸AEとすることができる。また、前記太陽歯車の回転軸 p_{ss1} 、中央歯車の回転軸 p_{ss2} 及び遊星キャリアの回転軸 p_a は、自在に前記第二の遊星歯車セット2の第一の回転軸CR、第二の回転軸BD及び第三の回転軸BEとすることができる。

20

【0033】

図3Bを参照して、前記遊星歯車セットは、太陽歯車 n_s 、太陽歯車の回転軸 n_{ss} 、リングギア n_r 、リングギアの回転軸 n_{rs} 、遊星キャリアの回転軸 n_a 及び少なくとも一つの遊星歯車 n_p を備える。前記遊星歯車 n_p は、前記太陽歯車 n_s 及び前記リングギア n_r に係合している。前記遊星キャリアの回転軸 n_a が固定された場合、前記太陽歯車の回転軸 n_{ss} 及びリングギアの回転軸 n_{rs} の回転方向は逆方向であり、かつ負回転速度比を有している。すなわち、前記遊星歯車セットは、負速度比を有している。

30

【0034】

図2及び3Bを参照して、前記太陽歯車の回転軸 n_{ss} 、リングギアの回転軸 n_{rs} 及び遊星キャリアの回転軸 n_a は、自在に前記第一の遊星歯車セット1の第一の回転軸OP、第二の回転軸AD及び第三の回転軸AEとすることができる。また、前記太陽歯車の回転軸 n_{ss} 、リングギアの回転軸 n_{rs} 及び遊星キャリアの回転軸 n_a は、自在に前記第二の遊星歯車セット2の第一の回転軸CR、第二の回転軸BD及び第三の回転軸BEとすることができる。

【0035】

図4は、本考案の好ましい実施形態によるシリーズ式独立制御できる伝動機構に使用される伝動接続セットの内部図であり、本考案をそれに限定するものではない。図4を参照して、前記伝動接続セットは、回転軸 c_{ms} 、第一の歯車 c_{mg1} 及び第二の歯車 c_{mg2} を備える。

40

【0036】

図2及び4を参照して、前記伝動接続セットの回転軸 c_{ms} が前記第一の伝動接続セット3のエネルギー出力端SDに切り替えた場合、前記第一の歯車 c_{mg1} 及び前記第二の歯車 c_{mg2} は、前記第一の遊星歯車セット1の第二の回転軸AD及び前記第二の遊星歯車セット2の第二の回転軸BDと同時に接続する。前記伝動接続セットの回転軸 c_{ms} が前記第二の伝動接続セット4の自由伝送端に切り替えた場合、前記第二の歯車 c_{mg2} 及び前記第一の歯車 c_{mg1} は、前記第一の遊星歯車セット1の第三の回転軸AE及び前記

50

第二の遊星歯車セット2の第三の回転軸BEと同時に接続する。

【0037】

図2参照して、本考案のシリーズ式独立制御できる伝動機構は、前記第一の遊星歯車セット1の第二の回転軸ADの回転速度と前記第二の遊星歯車セット2の第二の回転軸BDの回転速度との回転速度比を

$$[数1] n_{BD} = \alpha n_{AD}$$

に設定し、ここで n_{AD} 及び n_{BD} は、それぞれ前記第一の遊星歯車セット1の第二の回転軸ADの回転速度及び前記第二の遊星歯車セット2の第二の回転軸BDの回転速度であり、 α は第一のパラメーターである。

【0038】

一方、本考案のシリーズ式独立制御できる伝動機構は、前記第一の遊星歯車セット1の第一の回転軸OP（エネルギー出力端）の回転速度と前記第二の遊星歯車セット2の第一の回転軸CR（制御端）の回転速度との回転速度比を

$$[数2] n_{CR} = \beta n_{OP}$$

に設定し、ここで n_{OP} 及び n_{CR} は、それぞれ前記第一の遊星歯車セット1の第一の回転軸OPの回転速度及び前記第二の遊星歯車セット2の第一の回転軸CRの回転速度であり、 β は第二のパラメーターである。

【0039】

一方、本考案のシリーズ式独立制御できる伝動機構は、前記第一の遊星歯車セット1の第三の回転軸AEの回転速度と前記第二の遊星歯車セット2の第三の回転軸BEの回転速度との回転速度比を

$$[数3] n_{AE} = n_{BE}$$

に設定し、 n_{AE} 及び n_{BE} は、それぞれ前記第一の遊星歯車セット1の第三の回転軸AEの回転速度及び前記第二の遊星歯車セット2の第三の回転軸BEの回転速度である。

【0040】

図5～図29は、本考案の第一の実施形態～第二十五の実施形態によるシリーズ式独立制御できる伝動機構の二つの遊星歯車セット及び二つの伝動接続セットの組み合わせの内部図であり、二十五種類の組み合わせを含むが、本考案をこれらに限定するものではない。図5～図29を参照して、本考案の第一の実施形態～第二十五の実施形態によるシリーズ式独立制御できる伝動機構は、二つの遊星歯車セット（円形の破線で表示され、図3A及び3Bと対比）及び二つの伝動接続セット（長方形の破線で表示され、図4と対比）を備え、その詳しい内部構造は、図3A、3B及び4に表示されており、その詳細な説明は省略する。

【0041】

図2及び5を参照して、本考案の第一の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット1及び前記第二の遊星歯車セット2と関連し、かつ正速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット3及び前記第二の伝動接続セット4と関連する。前記二つの遊星歯車セットの二つの太陽歯車の回転軸 p_{s1A} 及び p_{s1B} は、前記第一の遊星歯車セット1のエネルギー出力端（第一の回転軸OP）または前記第二の遊星歯車セット2の制御端（第一の回転軸CR）に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの二つの遊星キャリアの回転軸 p_{aA} 及び p_{aB} 、二つの中央歯車の回転軸 p_{s2A} 及び p_{s2B} が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 c_{m1} は、前記第一の伝動接続セット3の回転軸SD（図2のエネルギー入力端）または前記第二の伝動接続セット4の回転軸SE（図2の自由伝送端）に自在になることができる。

【0042】

図2及び6を参照して、本考案の第二の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット1及び前記第二の遊星歯車セット2と関連し、かつその一つは正速度比を有し、もう一つは負速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット3及び前記第二の伝動接続セット4と関連す

10

20

30

40

50

る。前記二つの遊星歯車セットの二つの太陽歯車の回転軸 $p s s 1$ 及び $n s s$ は、前記第一の遊星歯車セット 1 のエネルギー出力端（第一の回転軸 $O P$ ）または前記第二の遊星歯車セット 2 の制御端（第一の回転軸 $C R$ ）に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの二つの遊星キャリアの回転軸 $p a$ 及び $n a$ 、中央歯車の回転軸 $p s s 2$ 及びリングギアの回転軸 $n r s$ が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 $c m s$ は、前記第一の伝動接続セット 3 の回転軸 $S D$ （図 2 のエネルギー入力端）または前記第二の伝動接続セット 4 の回転軸 $S E$ （図 2 の自由伝送端）に自在になることができる。

【0043】

図 2 及び 7 を参照して、本考案の第三の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット 1 及び前記第二の遊星歯車セット 2 と関連し、かつ負速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット 3 及び前記第二の伝動接続セット 4 と関連する。前記二つの遊星歯車セットの二つの太陽歯車の回転軸 $n s s A$ 及び $n s s B$ は、前記第一の遊星歯車セット 1 のエネルギー出力端（第一の回転軸 $O P$ ）または前記第二の遊星歯車セット 2 の制御端（第一の回転軸 $C R$ ）に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの二つの遊星キャリアの回転軸 $n a A$ 及び $n a B$ 、二つのリングギアの回転軸 $n r s A$ 及び $n r s B$ が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 $c m s$ は、前記第一の伝動接続セット 3 の回転軸 $S D$ （図 2 のエネルギー入力端）または前記第二の伝動接続セット 4 の回転軸 $S E$ （図 2 の自由伝送端）に自在になることができる。

【0044】

図 2 及び 8 を参照して、本考案の第四の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット 1 及び前記第二の遊星歯車セット 2 と関連し、かつその一つは正速度比を有し、もう一つは負速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット 3 及び前記第二の伝動接続セット 4 と関連する。前記二つの遊星歯車セットの太陽歯車の回転軸 $p s s 1$ 及びリングギアの回転軸 $n r s$ は、前記第一の遊星歯車セット 1 のエネルギー出力端（第一の回転軸 $O P$ ）または前記第二の遊星歯車セット 2 の制御端（第一の回転軸 $C R$ ）に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの二つの遊星キャリアの回転軸 $p a$ 及び $n a$ 、中央歯車の回転軸 $p s s 2$ 及び太陽歯車の回転軸 $n s s$ が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 $c m s$ は、前記第一の伝動接続セット 3 の回転軸 $S D$ （図 2 のエネルギー入力端）または前記第二の伝動接続セット 4 の回転軸 $S E$ （図 2 の自由伝送端）に自在になることができる。

【0045】

図 2 及び 9 を参照して、本考案の第五の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット 1 及び前記第二の遊星歯車セット 2 と関連し、かつ負速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット 3 及び前記第二の伝動接続セット 4 と関連する。前記二つの遊星歯車セットの太陽歯車の回転軸 $n s s A$ 及びリングギアの回転軸 $n r s B$ は、前記第一の遊星歯車セット 1 のエネルギー出力端（第一の回転軸 $O P$ ）または前記第二の遊星歯車セット 2 の制御端（第一の回転軸 $C R$ ）に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの二つの遊星キャリアの回転軸 $n a A$ 及び $n a B$ 、リングギアの回転軸 $n r s A$ 及び太陽歯車の回転軸 $n s s B$ が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 $c m s$ は、前記第一の伝動接続セット 3 の回転軸 $S D$ （図 2 のエネルギー入力端）または前記第二の伝動接続セット 4 の回転軸 $S E$ （図 2 の自由伝送端）に自在になることができる。

【0046】

図 2 及び 10 を参照して、本考案の第六の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット 1 及び前記第二の遊星歯車セット 2 と関連し、かつ負速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続

10

20

30

40

50

セット 3 及び前記第二の伝動接続セット 4 と関連する。前記二つの遊星歯車セットの二つのリングギアの回転軸 $nrsA$ 及び $nrsB$ は、前記第一の遊星歯車セット 1 のエネルギー出力端（第一の回転軸 OP ）または前記第二の遊星歯車セット 2 の制御端（第一の回転軸 CR ）に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの二つの遊星キャリアの回転軸 naA 及び naB 、二つの太陽歯車の回転軸 $nsaA$ 及び $nsaB$ が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 cms は、前記第一の伝動接続セット 3 の回転軸 SD （図 2 のエネルギー入力端）または前記第二の伝動接続セット 4 の回転軸 SE （図 2 の自由伝送端）に自在になることができる。

【0047】

図 2 及び 11 を参照して、本考案の第七の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット 1 及び前記第二の遊星歯車セット 2 と関連し、かつ正速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット 3 及び前記第二の伝動接続セット 4 と関連する。前記二つの遊星歯車セットの太陽歯車の回転軸 $psaA$ 及び中央歯車の回転軸 $psaB$ は、前記第一の遊星歯車セット 1 のエネルギー出力端（第一の回転軸 OP ）または前記第二の遊星歯車セット 2 の制御端（第一の回転軸 CR ）に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの遊星キャリアの回転軸 paA 及び太陽歯車の回転軸 $psaB$ 、中央歯車の回転軸 $psaA$ 及び遊星キャリアの回転軸 paB が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 cms は、前記第一の伝動接続セット 3 の回転軸 SD （図 2 のエネルギー入力端）または前記第二の伝動接続セット 4 の回転軸 SE （図 2 の自由伝送端）に自在になることができる。

【0048】

図 2 及び 12 を参照して、本考案の第八の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット 1 及び前記第二の遊星歯車セット 2 と関連し、かつその一つは正速度比を有し、もう一つは負速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット 3 及び前記第二の伝動接続セット 4 と関連する。前記二つの遊星歯車セットの二つの太陽歯車の回転軸 $psaA$ 及び $psaB$ は、前記第一の遊星歯車セット 1 のエネルギー出力端（第一の回転軸 OP ）または前記第二の遊星歯車セット 2 の制御端（第一の回転軸 CR ）に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの遊星キャリアの回転軸 paA 及びリングギアの回転軸 $nrsA$ 、中央歯車の回転軸 $psaB$ 及び遊星キャリアの回転軸 paB が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 cms は、前記第一の伝動接続セット 3 の回転軸 SD （図 2 のエネルギー入力端）または前記第二の伝動接続セット 4 の回転軸 SE （図 2 の自由伝送端）に自在になることができる。

【0049】

図 2 及び 13 を参照して、本考案の第九の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット 1 及び前記第二の遊星歯車セット 2 と関連し、かつその一つは正速度比を有し、もう一つは負速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット 3 及び前記第二の伝動接続セット 4 と関連する。前記二つの遊星歯車セットの太陽歯車の回転軸 $psaA$ 及びリングギアの回転軸 $nrsA$ は、前記第一の遊星歯車セット 1 のエネルギー出力端（第一の回転軸 OP ）または前記第二の遊星歯車セット 2 の制御端（第一の回転軸 CR ）に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの遊星キャリアの回転軸 paA 及び太陽歯車の回転軸 $psaB$ 、中央歯車の回転軸 $psaA$ 及び遊星キャリアの回転軸 paB が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 cms は、前記第一の伝動接続セット 3 の回転軸 SD （図 2 のエネルギー入力端）または前記第二の伝動接続セット 4 の回転軸 SE （図 2 の自由伝送端）に自在になることができる。

【0050】

図 2 及び 14 を参照して、本考案の第十の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット 1 及び前記第二の遊星歯車セット 2 と関連し、かつ負速

10

20

30

40

50

度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット3及び前記第二の伝動接続セット4と関連する。前記二つの遊星歯車セットの二つの太陽歯車の回転軸 $n s s A$ 及び $n s s B$ は、前記第一の遊星歯車セット1のエネルギー出力端（第一の回転軸 $O P$ ）または前記第二の遊星歯車セット2の制御端（第一の回転軸 $C R$ ）に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの遊星キャリアの回転軸 $n a A$ 及びリングギアの回転軸 $n r s B$ 、リングギアの回転軸 $n r s A$ 及び遊星キャリアの回転軸 $n a B$ が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 $c m s$ は、前記第一の伝動接続セット3の回転軸 $S D$ （図2のエネルギー入力端）または前記第二の伝動接続セット4の回転軸 $S E$ （図2の自由伝送端）に自在になることができる。

10

【0051】

図2及び15を参照して、本考案の第十一の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット1及び前記第二の遊星歯車セット2と関連し、かつ負速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット3及び前記第二の伝動接続セット4と関連する。前記二つの遊星歯車セットの太陽歯車の回転軸 $n s s A$ 及びリングギアの回転軸 $n r s B$ は、前記第一の遊星歯車セット1のエネルギー出力端（第一の回転軸 $O P$ ）または前記第二の遊星歯車セット2の制御端（第一の回転軸 $C R$ ）に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの遊星キャリアの回転軸 $n a A$ 及び太陽歯車の回転軸 $n s s B$ 、リングギアの回転軸 $n r s A$ 及び遊星キャリアの回転軸 $n a B$ が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 $c m s$ は、前記第一の伝動接続セット3の回転軸 $S D$ （図2のエネルギー入力端）または前記第二の伝動接続セット4の回転軸 $S E$ （図2の自由伝送端）に自在になることができる。

20

【0052】

図2及び16を参照して、本考案の第十二の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット1及び前記第二の遊星歯車セット2と関連し、かつ負速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット3及び前記第二の伝動接続セット4と関連する。前記二つの遊星歯車セットの二つのリングギアの回転軸 $n r s A$ 及び $n r s B$ は、前記第一の遊星歯車セット1のエネルギー出力端（第一の回転軸 $O P$ ）または前記第二の遊星歯車セット2の制御端（第一の回転軸 $C R$ ）に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの遊星キャリアの回転軸 $n a A$ 及び太陽歯車の回転軸 $n s s B$ 、太陽歯車の回転軸 $n s s A$ 及び遊星キャリアの回転軸 $n a B$ が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 $c m s$ は、前記第一の伝動接続セット3の回転軸 $S D$ （図2のエネルギー入力端）または前記第二の伝動接続セット4の回転軸 $S E$ （図2の自由伝送端）に自在になることができる。

30

【0053】

図2及び17を参照して、本考案の第十三の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット1及び前記第二の遊星歯車セット2と関連し、かつ正速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット3及び前記第二の伝動接続セット4と関連する。前記二つの遊星歯車セットの太陽歯車の回転軸 $p s s 1 A$ 及び遊星キャリアの回転軸 $p a B$ は、前記第一の遊星歯車セット1のエネルギー出力端（第一の回転軸 $O P$ ）または前記第二の遊星歯車セット2の制御端（第一の回転軸 $C R$ ）に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの遊星キャリアの回転軸 $p a A$ 及び太陽歯車の回転軸 $p s s 1 B$ 、二つの中央歯車の回転軸 $p s s 2 A$ 及び $p s s 2 B$ が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 $c m s$ は、前記第一の伝動接続セット3の回転軸 $S D$ （図2のエネルギー入力端）または前記第二の伝動接続セット4の回転軸 $S E$ （図2の自由伝送端）に自在になることができる。

40

【0054】

50

図2及び18を参照して、本考案の第十四の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット1及び前記第二の遊星歯車セット2と関連し、かつその一つは正速度比を有し、もう一つは負速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット3及び前記第二の伝動接続セット4と関連する。前記二つの遊星歯車セットの太陽歯車の回転軸 $p s s 1$ 及び遊星キャリアの回転軸 $n a$ は、前記第一の遊星歯車セット1のエネルギー出力端（第一の回転軸 $O P$ ）または前記第二の遊星歯車セット2の制御端（第一の回転軸 $C R$ ）に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの遊星キャリアの回転軸 $p a$ 及び太陽歯車の回転軸 $n s s$ 、中央歯車の回転軸 $p s s 2$ 及びリングギアの回転軸 $n r s$ が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 $c m s$ は、前記第一の伝動接続セット3の回転軸 $S D$ （図2のエネルギー入力端）または前記第二の伝動接続セット4の回転軸 $S E$ （図2の自由伝送端）に自在になることができる。

10

【0055】

図2及び19を参照して、本考案の第十五の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット1及び前記第二の遊星歯車セット2と関連し、かつその一つは正速度比を有し、もう一つは負速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット3及び前記第二の伝動接続セット4と関連する。前記二つの遊星歯車セットの太陽歯車の回転軸 $p s s 1 A$ 及び遊星キャリアの回転軸 $n a$ は、前記第一の遊星歯車セット1のエネルギー出力端（第一の回転軸 $O P$ ）または前記第二の遊星歯車セット2の制御端（第一の回転軸 $C R$ ）に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの遊星キャリアの回転軸 $p a$ 及びリングギアの回転軸 $n r s$ 、中央歯車の回転軸 $p s s 2$ 及び太陽歯車の回転軸 $n s s$ が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 $c m s$ は、前記第一の伝動接続セット3の回転軸 $S D$ （図2のエネルギー入力端）または前記第二の伝動接続セット4の回転軸 $S E$ （図2の自由伝送端）に自在になることができる。

20

【0056】

図2及び20を参照して、本考案の第十六の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット1及び前記第二の遊星歯車セット2と関連し、かつその一つは正速度比を有し、もう一つは負速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット3及び前記第二の伝動接続セット4と関連する。前記二つの遊星歯車セットの遊星キャリアの回転軸 $p a$ 及び太陽歯車の回転軸 $n s s$ は、前記第一の遊星歯車セット1のエネルギー出力端（第一の回転軸 $O P$ ）または前記第二の遊星歯車セット2の制御端（第一の回転軸 $C R$ ）に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの太陽歯車の回転軸 $p s s 1$ 及び遊星キャリアの回転軸 $n a$ 、中央歯車の回転軸 $p s s 2$ 及びリングギアの回転軸 $n r s$ が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 $c m s$ は、前記第一の伝動接続セット3の回転軸 $S D$ （図2のエネルギー入力端）または前記第二の伝動接続セット4の回転軸 $S E$ （図2の自由伝送端）に自在になることができる。

30

【0057】

図2及び21を参照して、本考案の第十七の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット1及び前記第二の遊星歯車セット2と関連し、かつその一つは正速度比を有し、もう一つは負速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット3及び前記第二の伝動接続セット4と関連する。前記二つの遊星歯車セットの遊星キャリアの回転軸 $p a$ 及びリングギアの回転軸 $n r s$ は、前記第一の遊星歯車セット1のエネルギー出力端（第一の回転軸 $O P$ ）または前記第二の遊星歯車セット2の制御端（第一の回転軸 $C R$ ）に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの太陽歯車の回転軸 $p s s 1$ 及び遊星キャリアの回転軸 $n a$ 、中央歯車の回転軸 $p s s 2$ 及び太陽歯車の回転軸 $n s s$ が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 $c m s$ は、前記第一の伝動接続セット3の回転軸 $S D$ （図2のエネルギー入力端）または前記第二の伝動接続セット4の回

40

50

転軸 S E (図 2 の自由伝送端) に自在になることができる。

【0058】

図 2 及び 2 2 を参照して、本考案の第十八の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット 1 及び前記第二の遊星歯車セット 2 と関連し、かつ負速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット 3 及び前記第二の伝動接続セット 4 と関連する。前記二つの遊星歯車セットの太陽歯車の回転軸 $n s s A$ 及び遊星キャリアの回転軸 $n a B$ は、前記第一の遊星歯車セット 1 のエネルギー出力端 (第一の回転軸 O P) または前記第二の遊星歯車セット 2 の制御端 (第一の回転軸 C R) に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの遊星キャリアの回転軸 $n a A$ 及び太陽歯車の回転軸 $n s s B$ 、二つのリングギアの回転軸 $n r s A$ 及び $n r s B$ が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 $c m s$ は、前記第一の伝動接続セット 3 の回転軸 S D (図 2 のエネルギー入力端) または前記第二の伝動接続セット 4 の回転軸 S E (図 2 の自由伝送端) に自在になることができる。

10

【0059】

図 2 及び 2 3 を参照して、本考案の第十九の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット 1 及び前記第二の遊星歯車セット 2 と関連し、かつ負速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット 3 及び前記第二の伝動接続セット 4 と関連する。前記二つの遊星歯車セットのリングギアの回転軸 $n r s A$ 及び遊星キャリアの回転軸 $n a B$ は、前記第一の遊星歯車セット 1 のエネルギー出力端 (第一の回転軸 O P) または前記第二の遊星歯車セット 2 の制御端 (第一の回転軸 C R) に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの遊星キャリアの回転軸 $n a A$ 及び太陽歯車の回転軸 $n s s B$ 、太陽歯車の回転軸 $n s s A$ 及びリングギアの回転軸 $n r s B$ が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 $c m s$ は、前記第一の伝動接続セット 3 の回転軸 S D (図 2 のエネルギー入力端) または前記第二の伝動接続セット 4 の回転軸 S E (図 2 の自由伝送端) に自在になることができる。

20

【0060】

図 2 及び 2 4 を参照して、本考案の第二十の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット 1 及び前記第二の遊星歯車セット 2 と関連し、かつそ負速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット 3 及び前記第二の伝動接続セット 4 と関連する。前記二つの遊星歯車セットの太陽歯車の回転軸 $n s s A$ 及び遊星キャリアの回転軸 $n a B$ は、前記第一の遊星歯車セット 1 のエネルギー出力端 (第一の回転軸 O P) または前記第二の遊星歯車セット 2 の制御端 (第一の回転軸 C R) に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの遊星キャリアの回転軸 $n a A$ 及びリングギアの回転軸 $n r s B$ 、リングギアの回転軸 $n r s A$ 及び太陽歯車の回転軸 $n s s B$ が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 $c m s$ は、前記第一の伝動接続セット 3 の回転軸 S D (図 2 のエネルギー入力端) または前記第二の伝動接続セット 4 の回転軸 S E (図 2 の自由伝送端) に自在になることができる。

30

【0061】

図 2 及び 2 5 を参照して、本考案の第二十一の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット 1 及び前記第二の遊星歯車セット 2 と関連し、かつ負速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット 3 及び前記第二の伝動接続セット 4 と関連する。前記二つの遊星歯車セットのリングギアの回転軸 $n r s A$ 及び遊星キャリアの回転軸 $n a B$ は、前記第一の遊星歯車セット 1 のエネルギー出力端 (第一の回転軸 O P) または前記第二の遊星歯車セット 2 の制御端 (第一の回転軸 C R) に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの遊星キャリアの回転軸 $n a A$ 及びリングギアの回転軸 $n r s B$ 、二つの太陽歯車の回転軸 $n s s A$ 及び $n s s B$ が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セッ

40

50

トの二つの回転軸 $c m s$ は、前記第一の伝動接続セット 3 の回転軸 $S D$ (図 2 のエネルギー入力端) または前記第二の伝動接続セット 4 の回転軸 $S E$ (図 2 の自由伝送端) に自在になることができる。

【0062】

図 2 及び 26 を参照して、本考案の第二十二の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット 1 及び前記第二の遊星歯車セット 2 と関連し、かつ正速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット 3 及び前記第二の伝動接続セット 4 と関連する。前記二つの遊星歯車セットの二つの遊星キャリアの回転軸 $p a A$ 及び $p a B$ は、前記第一の遊星歯車セット 1 のエネルギー出力端 (第一の回転軸 $O P$) または前記第二の遊星歯車セット 2 の制御端 (第一の回転軸 $C R$) に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの二つの太陽歯車の回転軸 $p s s 1 A$ 及び $p s s 1 B$ 、二つの中央歯車の回転軸 $p p 2 A$ 及び $p p 2 B$ が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 $c m s$ は、前記第一の伝動接続セット 3 の回転軸 $S D$ (図 2 のエネルギー入力端) または前記第二の伝動接続セット 4 の回転軸 $S E$ (図 2 の自由伝送端) に自在になることができる。

10

【0063】

図 2 及び 27 を参照して、本考案の第二十三の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット 1 及び前記第二の遊星歯車セット 2 と関連し、かつその一つは正速度比を有し、もう一つは負速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット 3 及び前記第二の伝動接続セット 4 と関連する。前記二つの遊星歯車セットの二つの遊星キャリアの回転軸 $p a$ 及び $n a$ は、前記第一の遊星歯車セット 1 のエネルギー出力端 (第一の回転軸 $O P$) または前記第二の遊星歯車セット 2 の制御端 (第一の回転軸 $C R$) に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの太陽歯車の回転軸 $p s s 1$ 及びリングギアの回転軸 $n r s$ 、中央歯車の回転軸 $p s s 2$ 及び太陽歯車の回転軸 $n s s$ が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 $c m s$ は、前記第一の伝動接続セット 3 の回転軸 $S D$ (図 2 のエネルギー入力端) または前記第二の伝動接続セット 4 の回転軸 $S E$ (図 2 の自由伝送端) に自在になることができる。

20

【0064】

図 2 及び 28 を参照して、本考案の第二十四の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット 1 及び前記第二の遊星歯車セット 2 と関連し、かつ負速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット 3 及び前記第二の伝動接続セット 4 と関連する。前記二つの遊星歯車セットの二つの遊星キャリアの回転軸 $n a A$ 及び $n a B$ は、前記第一の遊星歯車セット 1 のエネルギー出力端 (第一の回転軸 $O P$) または前記第二の遊星歯車セット 2 の制御端 (第一の回転軸 $C R$) に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの二つのリングギアの回転軸 $n r s A$ 及び $n r s B$ 、二つの太陽歯車の回転軸 $n s s A$ 及び $n s s B$ が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの二つの回転軸 $c m s$ は、前記第一の伝動接続セット 3 の回転軸 $S D$ (図 2 のエネルギー入力端) または前記第二の伝動接続セット 4 の回転軸 $S E$ (図 2 の自由伝送端) に自在になることができる。

30

【0065】

図 2 及び 29 を参照して、本考案の第二十五の実施形態において、前記二つの遊星歯車セットは、前記第一の遊星歯車セット 1 及び前記第二の遊星歯車セット 2 と関連し、かつ負速度比を有している。前記二つの遊星歯車セットは、直列に配置されて前記第一の伝動接続セット 3 及び前記第二の伝動接続セット 4 と関連する。前記二つの遊星歯車セットの二つの遊星キャリアの回転軸 $n a A$ 及び $n a B$ は、前記第一の遊星歯車セット 1 のエネルギー出力端 (第一の回転軸 $O P$) または前記第二の遊星歯車セット 2 の制御端 (第一の回転軸 $C R$) に自在になることができる。前記二つの遊星歯車セットの太陽歯車の回転軸 $n s s A$ 及びリングギアの回転軸 $n r s B$ 、リングギアの回転軸 $n r s A$ 及び太陽歯車の回転軸 $n s s B$ が、前記二つの伝動接続セットに接続される。前記二つの伝動接続セットの

40

50

二つの回転軸 $c m s$ は、前記第一の伝動接続セット 3 の回転軸 $S D$ (図 2 のエネルギー入力端) または前記第二の伝動接続セット 4 の回転軸 $S E$ (図 2 の自由伝送端) に自在になることができる。

【0066】

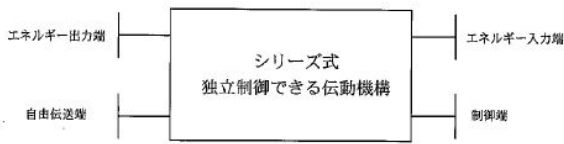
以上本考案を好ましい実施形態に関して説明してきたが、それは本考案を限定するためのものではない。以下の請求項に記載の本考案の主旨及び範囲を逸脱することなく、当業者が、その他の多様な変更及び変形を行いうることは理解できよう。

【符号の説明】

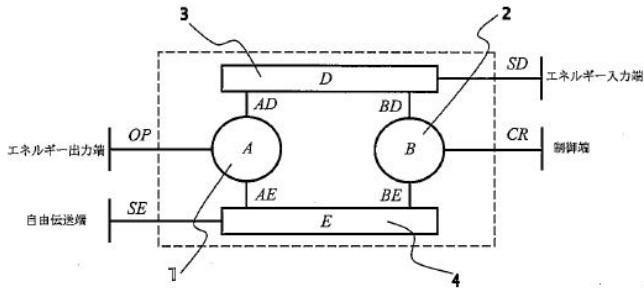
【0067】

1	第一の遊星歯車セット	10
2	第二の遊星歯車セット	
3	第一の伝動接続セット	
4	第二の伝動接続セット	
OP、CR	第一の回転軸	
AD、BD	第二の回転軸	
AE、BE	第三の回転軸	
SD	エネルギー入力端	
SE	自由伝送端	
ps1、ns	太陽歯車	
ps1、ns1、ns2	太陽歯車の回転軸	20
ps2	中央歯車	
ps2	中央歯車の回転軸	
pp1	第一の遊星歯車	
pp2	第二の遊星歯車	
pa、na	遊星キャリアの回転軸	
nr	リングギア	
nr1	リングギアの回転軸	
np	遊星歯車	
cmg1	第一の歯車	
cmg2	第二の歯車	30
cms	回転軸	

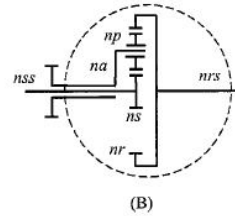
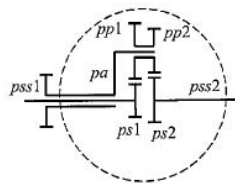
【図 1】



【図 2】



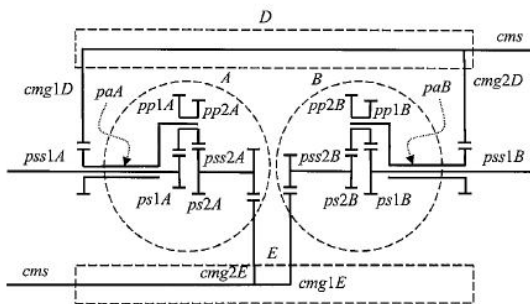
【図 3】



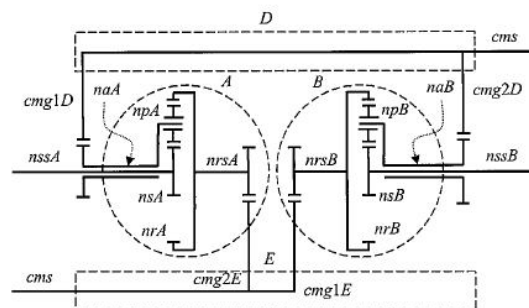
【図 4】



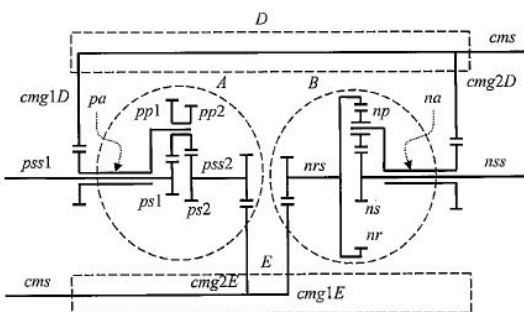
【図 5】



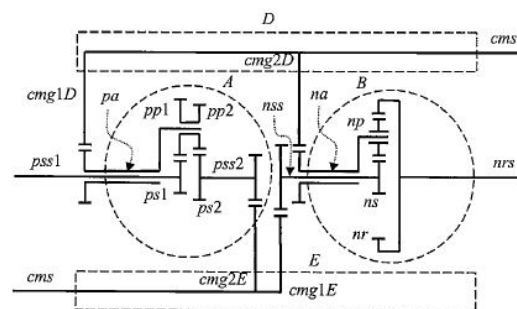
【図 7】



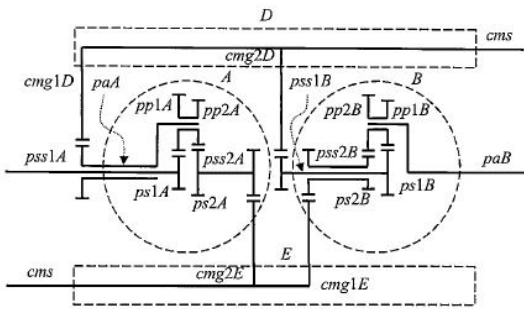
【図 6】



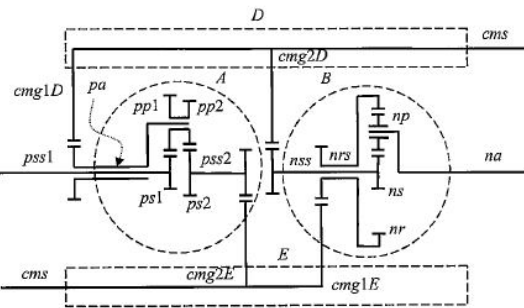
【図 8】



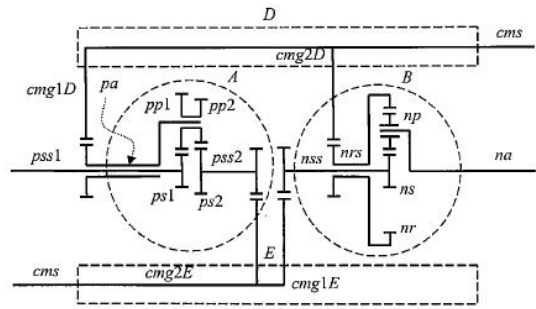
【図17】



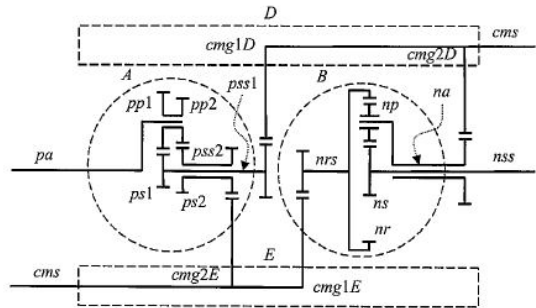
【図18】



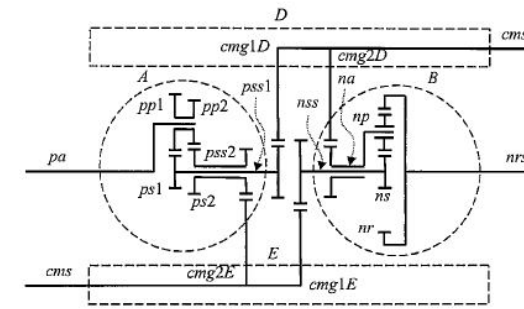
【図19】



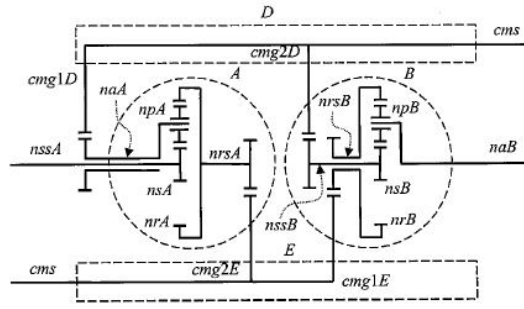
【図20】



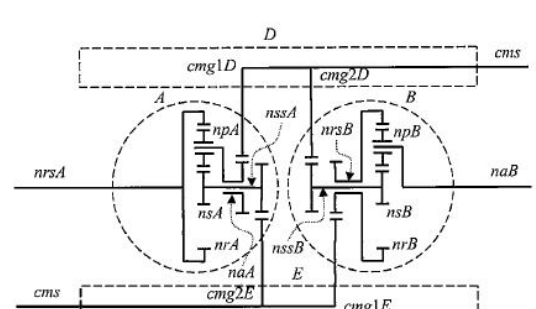
【図21】



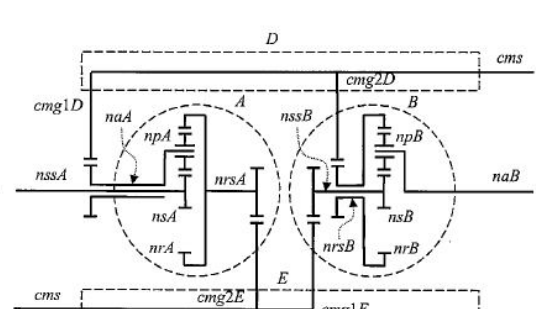
【図22】



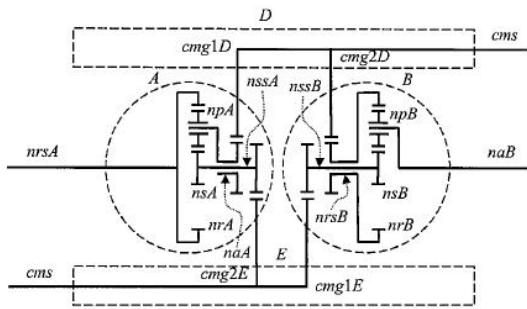
【図23】



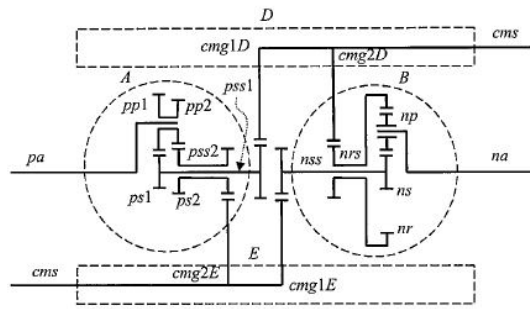
【図24】



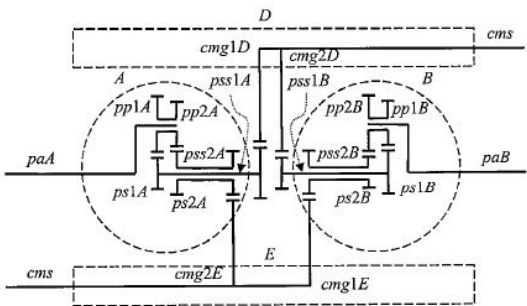
【図 2 5】



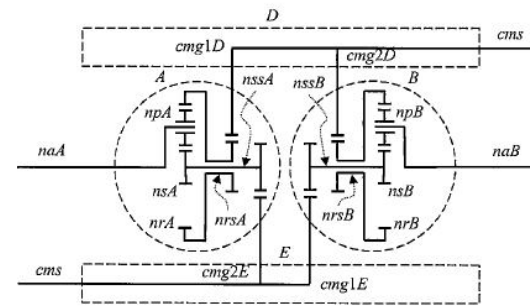
【図 2 7】



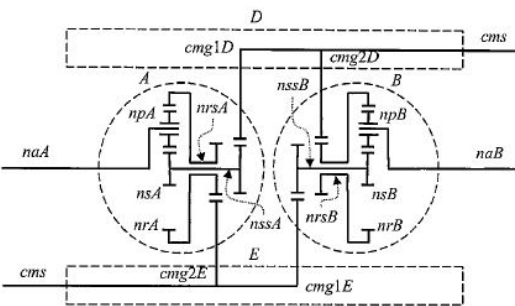
【図 2 6】



【図 2 8】



【図 2 9】



フロントページの続き

(72)考案者 陳 遵立

台湾 高雄市 80424 鼓山区蓮海路70号 國立中山大學内

Kinematic and Dynamic Analyses of a Series-Type Independently Controllable Transmission Mechanism

Guan-Shyong Hwang^{1, a}, Der-Min Tsay^{2, b}, Jao-Hwa Kuang^{2, c},
and Tzuen-Lih Chern^{3, d}

¹Department of Computer Science and Information Engineering, Nanhua University, No. 55, Sec. 1, Nanhua Rd., Dalin Township, Chia-yi County 62249, Taiwan

²Department of Mechanical & Electro-Mechanical Engineering, National Sun Yat-Sen University, No. 70, Lienhai Rd., Kaohsiung 80424, Taiwan

³Department of Electrical Engineering, National Sun Yat-Sen University, No. 70, Lienhai Rd., Kaohsiung 80424, Taiwan

^agshwang@mail.nhu.edu.tw, ^bdermin@mail.nsysu.edu.tw, ^ckuang@faculty.nsysu.edu.tw,
^dtlchen@ee.nsysu.edu.tw

Keywords: independently controllable transmission (ICT), series-type, parallel-type, planetary gear train.

Abstract. An innovative transmission mechanism, referred to as a series-type independently controllable transmission (ICT), is proposed in this study. The series-type ICT is an alternative form of the parallel-type ICT proposed in the former researches. It can provide performing functions similar to those of an infinitely variable transmission (IVT) or a continuously variable transmission (CVT), and produce a required and desired angular output velocity that is independently manipulated by a controller and does not depend on the angular velocity of the input shaft. While being applied to variable speed wind power systems, the ICT mechanisms could overcome turbine speed fluctuations and provide a constant speed output to the generator to generate electricity with constant frequency. The series-type ICT is composed of two planetary gear trains and two transmission-connecting members. Kinematic and dynamic characteristics of the series-type ICT are investigated and analyzed, and their analytical equations are also derived for application.

Introduction

Due to time varying characteristics of the wind, wind turbines usually provide fluctuating input speeds to the generator. This is because allowing the wind turbine to operate at a varying speed that is proportional to wind speed enables the aerodynamics of the rotor to be optimized. Therefore, variable speed wind turbines can better capture energy and yield higher power output and longer life. Consequently, optimizing aerodynamic performance will likely become a key component of future wind energy systems because of the prospect of increased performance and decreased costs [1,2].

Various electrical-mechanical designs have been proposed to enable operation at variable turbine speeds [3]. In the application of transmission mechanism, for example, Mangialardi and Mantriota proposed a wind power system having a continuous variable transmission to improve efficiency levels [4]. Idan and Lior presented the theory and design of a hybrid electro-mechanical variable speed wind turbine transmission and discussed a robust control solution for optimal power output [5]. Zhao and Maißer proposed an electrically controlled power splitting drive train for variable speed wind turbines [6]. Müller et al., analyzed grid integration aspects of a new type of variable speed wind turbine that directly couples a synchronous generator with hydro-dynamically controlled gearbox, without the need for a power electronics converter [7]. Lahr and Hong proposed the cam-based infinitely variable transmission of ratcheting drive type to be utilized in variable speed wind turbines [8]. Hassan presented the methodology for enumeration of feasible clutching sequences of planetary gear mechanism composed of two or more fundamental gear entities [9].

In this study, a series-type independently controllable transmission (ICT) mechanism is proposed to control speed and torque transmission [10]. The series-type ICT is an alternative form of the parallel-type ICT proposed in the former researches [11,12]. By means of the independent manipulation of a controller, the series-type ICT can provide performing functions similar to those of an infinitely variable transmission (IVT) or a continuously variable transmission (CVT), and produce a required and desired output speed that is not affected by the variation of the input speed. It shows a possibility that applying the series-type ICT to variable speed wind power systems could overcome turbine speed fluctuations and provide a constant speed output to the generator to generate electricity with constant frequency. The proposed series-type ICT is composed of two planetary gear trains and two transmission-connecting members. Kinematic and dynamic characteristics of the series-type ICT are investigated and analyzed, and their analytical equations are also derived for application.

Structure of the Series-Type ICT

The conceptual design of the series-type ICT depicted in Fig. 1 illustrates a mechanism with four rotational shafts. Each rotational shaft possesses a specific function, i.e., to connect to the input power source, the output power end, the controller, and the free-transmission end. In the application suggested here, the input power would be obtained from a wind turbine, and the output shaft would transmit power to a generator. A servo motor whose angular velocity is controllable would serve as a controller. The free-transmission end can be either a secondary power input source or an output, depending on the configuration of the mechanism and the speed ratio between the input and output shafts. The speed ratio between the output shaft and the controller is set to be constant and does not depend on the speed of the input shaft. Therefore, the required angular velocity of the output power shaft can be obtained by the independent manipulation of the controller, regardless of the variation of input shaft velocity.

The structure of the series-type ICT, as shown in Fig. 2, is composed of two planetary gear trains, denoted by A and B , and two transmission-connecting members, indicated by D and E . As respectively depicted by AD , OP , AE and BD , CR , BE , each planetary gear train has three rotational

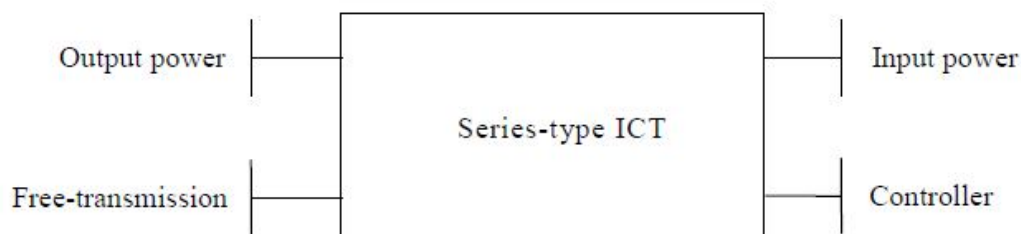


Fig. 1. Conceptual scheme of the series-type ICT.

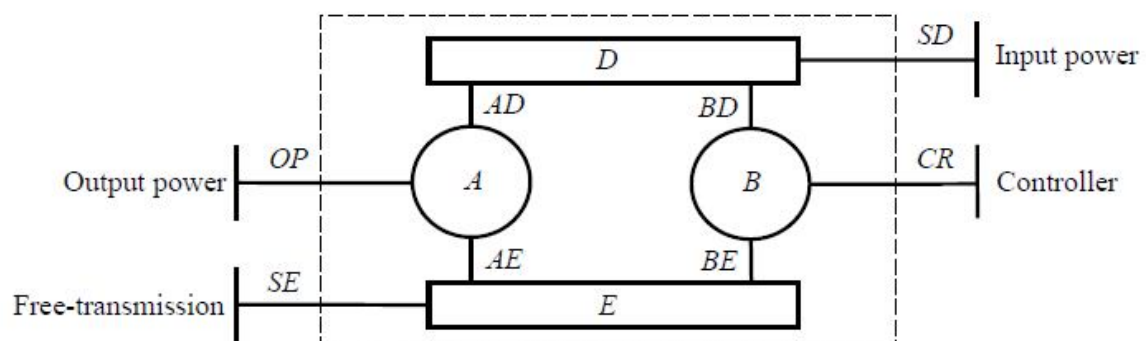


Fig. 2. Structure of the series-type ICT.

shafts, i.e., the shafts of the first sun gear, the carrier, and the second sun gear meshed with the planet gears. In each planetary gear train, two of the three shafts connect to the transmission-connecting members D and E , respectively. For example, shafts AD and BD connect to the transmission-connecting member D , and shafts AE and BE connect to E , as shown in Fig. 2. By means of shaft SD , the transmission-connecting member D can be connected to the source of input power, whereas the transmission-connecting member E connects to the free-transmission end by shaft SE . Finally, the third shaft of the planetary gear train A , i.e., OP , could connect to the output power end, and the third shaft of B , i.e., CR , could connect to the controller.

Kinematic Analyses of the Series-Type ICT

In this section, the kinematic analyses of the series-type ICT are presented, the design formulas are derived, and the kinematic behaviors are summarized.

Basic Requirements of Kinematics. As shown in Fig. 2, shafts AD and BD are used to transmit the input power respectively to the planetary gear trains A and B . To achieve the function and performance of the series-type ICT, the relationship of the angular velocities between shafts AD and BD can be set as

$$n_{BD} = \alpha n_{AD}, \quad (1)$$

where n denotes the angular velocity of the rotational shaft indicated by its subscript, and α is a kinematic constant.

Because the angular velocity of the output shaft is independently manipulated by the controller and not affected by the input shaft speeds, the relationship of the angular velocities between the shafts connecting to the output end and controller, i.e., OP and CR , can be set as

$$n_{CR} = \beta n_{OP}, \quad (2)$$

where β is a kinematic constant. The kinematic constants α and β can be used to determine the speed ratios between the rotational shafts, and then the configuration of the ICT mechanism.

Finally, the relationship of the angular velocities between shafts AE and BE are set to be equal, i.e.

$$n_{BE} = n_{AE}. \quad (3)$$

Positive-Ratio Planetary Gear Train. A positive-ratio planetary gear train, used in this study and shown in Fig. 3, includes a first sun gear $ps1$ mounted on a rotational shaft $pss1$, a second sun gear $ps2$ mounted on a rotational shaft $pss2$, at least one compound planet gear set including gears $pp1$ and $pp2$, which mesh with the first and second sun gears, and a planet gear carrier pa . A positive-ratio planetary gear train means that the shafts of the first and second sun gears, when the carrier is fixed, have the

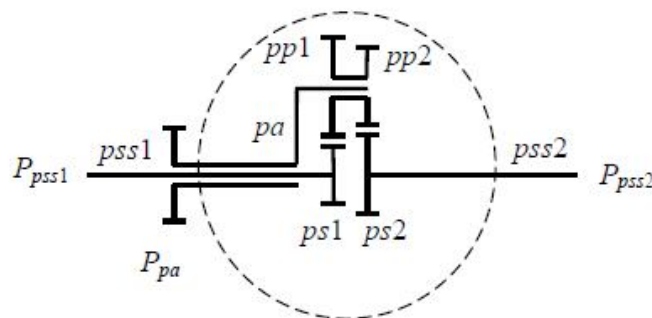


Fig. 3. Positive-ratio planetary gear train.

same direction of rotation. Therefore, its basic speed-ratio, which is defined as the ratio of the relative velocities of the two sun gears' shafts respectively with respect to the carrier, is consequently positive and cannot be equal to 1 [13]. The basic speed-ratio of a positive-ratio planetary gear train, denoted by i_0 , can be expressed as

$$i_0 = \frac{n_{pss1} - n_{pa}}{n_{pss2} - n_{pa}} = \frac{N_{pp1} \times N_{ps2}}{N_{ps1} \times N_{pp2}}, \quad (4)$$

where N is the number of teeth on the gear indicated by its subscript. Rearranging Eq. 4 also yields

$$n_{pss2} = \frac{n_{pss1} - (1 - i_0)n_{pa}}{i_0}. \quad (5)$$

Transmission-Connecting member. A transmission-connecting member used in this study is shown in Fig. 4. The transmission-connecting member comprises gears $cmg1$ and $cmg2$ mounted on a rotational shaft cms , which can connect to either the source of input power or the free-transmission end. Gears $cmg1$ and $cmg2$ are used to respectively connect with the shafts coming from the two planetary gear trains A and B . The capability of the shaft cms is similar to that of the shaft SD or SE shown in Fig. 2. The shafts coming from the two planetary gear trains A and B are just the shafts AD , BD or AE , BE shown in Fig. 2, respectively.

Arrangement of the Series-Type ICT. Fig. 5 schematically illustrates a practical arrangement of the series-type ICT. In this arrangement, both the planetary gear trains A and B are the positive-ratio types shown in Fig. 3, and the transmission-connecting members D and E are similar to the one shown in Fig. 4. In the planetary gear trains A and B , shafts of the first sun gears, i.e., $pss1A$ and $pss1B$, are similar to the shafts OP and CR shown in Fig. 2 and connect to the output power end and the

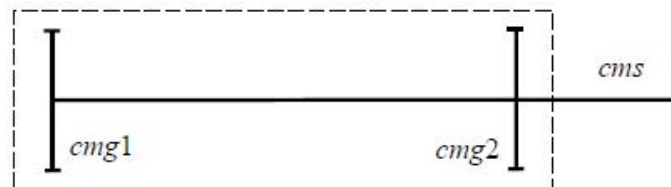


Fig. 4. Transmission-connecting member.

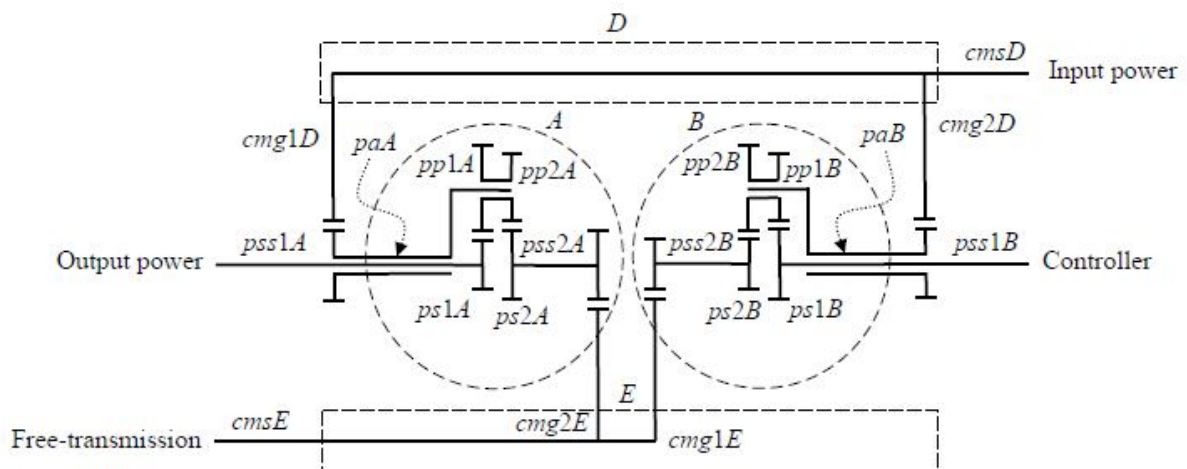


Fig. 5. Arrangement of the series-type ICT.

controller, respectively. The functions of rotational shafts paA , $pss2A$, paB , and $pss2B$ are also similar to those of the shafts AD , AE , BD and BE , respectively. From the previous description, Eq. 1 to Eq. 5 can be rewritten as follows:

$$n_{paB} = \alpha n_{paA}, \quad (6)$$

$$n_{pss1B} = \beta n_{pss1A}, \quad (7)$$

$$n_{pss2B} = n_{pss2A}, \quad (8)$$

$$i_{0A} = \frac{n_{pss1A} - n_{paA}}{n_{pss2A} - n_{paA}} = \frac{N_{pp1A} \times N_{ps2A}}{N_{ps1A} \times N_{pp2A}}, \quad (9)$$

$$i_{0B} = \frac{n_{pss1B} - n_{paB}}{n_{pss2B} - n_{paB}} = \frac{N_{pp1B} \times N_{ps2B}}{N_{ps1B} \times N_{pp2B}}, \quad (10)$$

$$n_{pss2A} = \frac{n_{pss1A} - (1 - i_{0A})n_{paA}}{i_{0A}}, \quad (11)$$

$$n_{pss2B} = \frac{n_{pss1B} - (1 - i_{0B})n_{paB}}{i_{0B}}, \quad (12)$$

where i_{0A} and i_{0B} are the basic speed-ratios of the planetary gear trains A and B .

Design Formulas of the Series-Type ICT. Substituting Eq. 6 and Eq. 7 into Eq. 12 yields

$$n_{pss2B} = \frac{\beta n_{pss1A} - (1 - i_{0B})\alpha n_{paA}}{i_{0B}}, \quad (13)$$

Simultaneously solving Eq. 8, Eq. 11, and Eq. 13 yields the design formulas of the series-type ICT as follows:

$$\begin{cases} i_{0A} = \frac{\alpha - \beta}{\beta(\alpha - 1)}, i_{0B} = \frac{\alpha - \beta}{\alpha - 1} & \text{if } \alpha \neq \beta, \alpha \neq 1 \text{ and } \beta \neq 1 \\ i_{0A} = i_{0B} & \text{if } \alpha = \beta = 1 \end{cases} \quad (14)$$

According to the arrangement shown in Fig. 5 and the design formulas shown in Eq. 14, Fig. 6 illustrates a schematic prototype of the series-type ICT for future demonstration and application. By adjusting the kinematic constants α and β , the configuration, the kinematic and dynamic behaviors of the series-type ICT can be modified according to the requirements of design.

Summary of Kinematics. Basing on the description and discussion shown previously, this study summarizes the kinematic behaviors of the series-type ICT in this section. First according to Eq. 2 or Eq. 7, the angular velocity of the output power shaft can be obtained as

$$n_{output} = \begin{cases} \frac{1}{\beta} n_{controller} & \text{if } \alpha \neq \beta, \alpha \neq 1 \text{ and } \beta \neq 1 \\ n_{controller} & \text{if } \alpha = \beta = 1 \end{cases}, \quad (15)$$

since $n_{output} = n_{OP} = n_{pss1A}$ and $n_{controller} = n_{CR} = n_{pss1B}$.

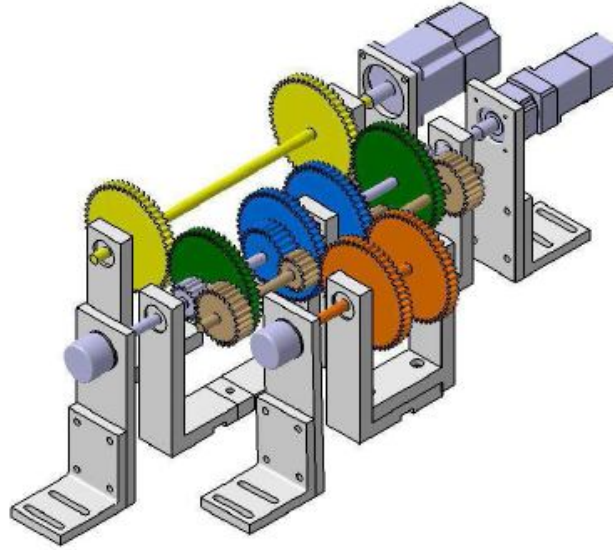


Fig. 6. Schematic prototype of the series-type ICT.

Second, by referring to the results of Eq. 7, Eq. 11, and Eq. 14, the angular velocity of the free-transmission shaft can be derived as

$$n_{free-transmission} = n_{cmzE} = -\frac{N_{pss2A}}{N_{cmg2E}} \cdot n_{pss2A}$$

$$= \begin{cases} \frac{\alpha(1-\beta)}{\alpha-\beta} \cdot \frac{N_{pss2A}}{N_{cmg2E}} \cdot \frac{N_{cmg1D}}{N_{paA}} \cdot n_{input} + \frac{1-\alpha}{\alpha-\beta} \cdot \frac{N_{pss2A}}{N_{cmg2E}} \cdot n_{controller} & \text{if } \alpha \neq \beta, \alpha \neq 1 \text{ and } \beta \neq 1, \\ \frac{i_{0A}-1}{i_{0A}} \cdot \frac{N_{pss2A}}{N_{cmg2E}} \cdot \frac{N_{cmg1D}}{N_{paA}} \cdot n_{input} - \frac{1}{i_{0A}} \cdot \frac{N_{pss2A}}{N_{cmg2E}} \cdot n_{controller} & \text{if } \alpha = \beta = 1 \end{cases} \quad (16)$$

$$\text{since } n_{paA} = -\frac{N_{cmg1D}}{N_{paA}} \cdot n_{input}.$$

Dynamic Analyses of the Series-Type ICT

In this study, an input shaft is defined as introducing a positive power into the series-type ICT, and consequently the torque and the speed have the same direction of rotation and carry the same sign. On the contrary, an output shaft introduces a negative power while the torque and the speed carry opposite signs. The power introduced by a shaft in the series-type ICT can be expressed as

$$P_X = T_X n_X, \quad (17)$$

where P_X and T_X respectively denote the power and torque introduced by the shaft indicated by its subscript.

Power Flows and Torque Analyses of a Planetary Gear Train. While neglecting friction losses, the sum of power introduced by a planetary gear train shown in Fig. 3 will be zero according to the conservation of energy, i.e.

$$\sum P = P_{pss1} + P_{pss2} + P_{pa} = 0. \quad (18)$$

In a stationary operating condition, a planetary gear train will also yield the equilibrium condition that the sum of all external torques acting on its shafts is equal to zero [13,14], i.e.

$$\sum T = T_{pss1} + T_{pss2} + T_{pa} = 0. \quad (19)$$

By referring to Eq. 4, and Eq. 17 to Eq. 19, the following results can be also obtained:

$$T_{pss2} = -i_0 T_{pss1}, \quad (20)$$

$$T_{pa} = (i_0 - 1)T_{pss1}. \quad (21)$$

Power Flows and Torque Analyses of the Series-Type ICT. When considering the series-type ICT shown in Fig. 5 and referring to Eq. 7, the power introduced by the controller shaft can be expressed as

$$P_{controller} = T_{controller} n_{controller} = T_{pss1B} n_{pss1B} = \beta T_{pss1B} n_{pss1A}. \quad (22)$$

The input power is transmitted into the planetary gear trains *A* and *B* by the shafts *paA* and *paB*, therefore it can be expressed as

$$P_{input} = T_{input} n_{input} = T_{cmsD} n_{cmsD} = T_{paA} n_{paA} + T_{paB} n_{paB}. \quad (23)$$

Referring to Eq. 21 yields

$$T_{paA} = (i_{0A} - 1)T_{pss1A}, \quad (24)$$

$$T_{paB} = (i_{0B} - 1)T_{pss1B}. \quad (25)$$

By substituting the results shown in Eq. 6, Eq. 24, and Eq. 25 into Eq. 23, the expression of the input power can be rewritten as

$$P_{input} = (i_{0A} - 1)T_{pss1A} n_{paA} + \alpha(i_{0B} - 1)T_{pss1B} n_{paA}. \quad (26)$$

The torque introduced by the shaft *pss1A* can be derived by rearranging Eq. 26, and the result is

$$T_{pss1A} = \frac{1}{(i_{0A} - 1)n_{paA}} \cdot P_{input} - \frac{\alpha(i_{0B} - 1)}{i_{0A} - 1} \cdot T_{pss1B}. \quad (27)$$

From Fig. 5, the output power transmitted by the series-type ICT can be expressed as

$$P_{output} = T_{output} n_{output} = T_{pss1A} n_{pss1A}. \quad (28)$$

Substituting the result of Eq. 27 and referring to Eq. 14 and Eq. 22 can further rewrite Eq. 28, the output power transmitted by the series-type ICT, to be

$$P_{output} = \begin{cases} \frac{\beta(\alpha - 1)}{\alpha(1 - \beta)} \cdot \frac{n_{pss1A}}{n_{paA}} \cdot P_{input} - P_{controller} & \text{if } \alpha \neq \beta, \alpha \neq 1 \text{ and } \beta \neq 1 \\ \frac{1}{i_{0A} - 1} \cdot \frac{n_{pss1A}}{n_{paA}} \cdot P_{input} - P_{controller} & \text{if } \alpha = \beta = 1 \end{cases}. \quad (29)$$

Referring to Fig. 5, the power introduced by the free-transmission end is

$$P_{free-transmission} = T_{free-transmission} n_{free-transmission} = T_{cmsE} n_{cmsE} = T_{pss2A} n_{pss2A} + T_{pss2B} n_{pss2B} \quad (30)$$

Eq. 20 can be also rewritten as follows:

$$T_{pss2A} = -i_{0A} T_{pss1A} \quad (31)$$

$$T_{pss2B} = -i_{0B} T_{pss1B} \quad (32)$$

Substituting the results shown in Eq. 11, Eq. 31, and Eq. 32 into Eq. 30 and referring to the results shown in Eq. 8, Eq. 14 and Eq. 27 can also further rewrite Eq. 30, the power introduced by the free-transmission end, to be

$$P_{free-transmission} = \begin{cases} \left(\frac{\beta(\alpha-1)}{\alpha(\beta-1)} \cdot \frac{n_{pss1A}}{n_{paA}} - 1 \right) P_{input} & \text{if } \alpha \neq \beta, \alpha \neq 1 \text{ and } \beta \neq 1 \\ \left(\frac{1}{1-i_{0A}} \cdot \frac{n_{pss1A}}{n_{paA}} - 1 \right) P_{input} & \text{if } \alpha = \beta = 1 \end{cases} \quad (33)$$

Summary of Dynamics. Basing on the description and discussion shown previously, this study can summarize the dynamic behaviors of the series-type ICT in this section. First, the power flows of the series-type ICT are shown in Eq. 29 and Eq. 33.

Second, the output torque transmitted by the output power shaft can be further obtained from Eq. 27, i.e.

$$T_{output} = T_{pss1A} = \begin{cases} \frac{\beta(\alpha-1)}{\alpha(\beta-1)} \cdot \frac{N_{paA}}{N_{cmg1D}} \cdot T_{input} - \beta T_{controller} & \text{if } \alpha \neq \beta, \alpha \neq 1 \text{ and } \beta \neq 1 \\ \frac{1}{1-i_{0A}} \cdot \frac{N_{paA}}{N_{cmg1D}} \cdot T_{input} - T_{controller} & \text{if } \alpha = \beta = 1 \end{cases} \quad (34)$$

Third, the torque introduced by the free-transmission shaft can be also obtained from Eq. 33, i.e.

$$T_{free-transmission} = T_{cmsE} = \begin{cases} \frac{\alpha-\beta}{\alpha(\beta-1)} \cdot \frac{N_{cmg2E}}{N_{pss2A}} \cdot \frac{N_{paA}}{N_{cmg1D}} \cdot T_{input} & \text{if } \alpha \neq \beta, \alpha \neq 1 \text{ and } \beta \neq 1 \\ \frac{i_{0A}}{1-i_{0A}} \cdot \frac{N_{cmg2E}}{N_{pss2A}} \cdot \frac{N_{paA}}{N_{cmg1D}} \cdot T_{input} & \text{if } \alpha = \beta = 1 \end{cases} \quad (35)$$

Demonstrating Example

In this section, one design example of the Series-Type ICT is proposed for the demonstration of application.

Design Conditions with $\alpha \neq \beta$, $\alpha \neq 1$, and $\beta \neq 1$. In this example, the kinematic constants shown in Eq. 6 and Eq. 7 are chosen to be $\alpha = 2$ and $\beta = 1.5$, respectively. Then, according to Eq. 14, the basic speed-ratios of the two planetary gear trains *A* and *B* can be obtained as $i_{0A} = 1/3$ and $i_{0B} = 0.5$, respectively. From Eq. 6 and Eq. 8 to Eq. 10, the number of teeth on each gear used in this series-type ICT example can be chosen and listed in Table 1. The schematic prototype of the series-type ICT can also refer to Fig. 6.

Table 1. Number of teeth on each gear used in the demonstrating example.

Gear	<i>cmg1D</i>	<i>cmg2D</i>	<i>paA</i>	<i>ps1A</i>	<i>ps2A</i>	<i>pp1A</i>	<i>pp2A</i>	<i>pss2A</i>
Number of teeth	60	80	60	45	30	15	30	60
Gear	<i>cmg1E</i>	<i>cmg2E</i>	<i>paB</i>	<i>ps1B</i>	<i>ps2B</i>	<i>pp1B</i>	<i>pp2B</i>	<i>pss2B</i>
Number of teeth	60	60	40	40	30	20	30	60

According to the analytical results shown in Eq. 15, Eq. 16, Eq. 34, and Eq. 35, the kinematic and dynamic behaviors of this series-type ICT example can be summarized as follows:

$$n_{output} = \frac{2}{3}n_{controller}, \quad (36)$$

$$n_{free-transmission} = -2n_{input} - 2n_{controller}, \quad (37)$$

$$T_{output} = 1.5T_{input} - 1.5T_{controller}, \quad (38)$$

$$T_{free-transmission} = 0.5T_{input}, \quad (39)$$

Conclusion

This study proposes an innovative design of the series-type ICT. The kinematic and dynamic analyses of the series-type ICT are investigated and their analytical equations are derived. The series-type ICT can provide similar functions to those of an IVT or a CVT, and produce a required and desired output angular velocity, which is independently manipulated by a controller and not affected by the input angular velocity. It also means that the series-type ICT can overcome the input speed fluctuations and provide a steady-speed output. By means of its kinematic characteristics, the series-type ICT also shows a possibility of application that it could transmit a steady-speed output to the generator to generate electricity with stable frequency while being applied to variable speed wind turbines. Further researches about the demonstration and verification about the performance and application of the series-type ICT are also proceeding.

Acknowledgement

The financial support of the National Science Council of Taiwan under the grants (NSC 101-3113-E-110-001, NSC 100-2221-E-343-002) is gratefully acknowledged.

Nomenclature

<i>A</i>	first planetary gear train
<i>AD</i>	one of the rotational shafts of <i>A</i> and it connects to <i>D</i>
<i>AE</i>	one of the rotational shafts of <i>A</i> and it connects to <i>E</i>
<i>B</i>	second planetary gear train
<i>BD</i>	one of the rotational shafts of <i>B</i> and it connects to <i>D</i>

BE	one of the rotational shafts of B and it connects to E
$cmg1$	one of the gears mounted on cms
$cmg1D$	one of the gears mounted on $cmsD$
$cmg1E$	one of the gears mounted on $cmsE$
$cmg2$	one of the gears mounted on cms
$cmg2D$	one of the gears mounted on $cmsD$
$cmg2E$	one of the gears mounted on $cmsE$
cms	rotational shaft of the transmission-connecting member
$cmsD$	rotational shaft of D and it connects to the input power source
$cmsE$	rotational shaft of E and it connects to the free-transmission end
CR	rotational shaft connected to the controller
D	first transmission-connecting member
E	second transmission-connecting member
i_0	basic speed-ratio of a planetary gear train
i_{0A}	basic speed-ratio of A
i_{0B}	basic speed-ratio of B
n_x	angular velocity of the rotational shaft indicated by its subscript
N_x	number of teeth of the gear indicated by its subscript
OP	rotational shaft connected to the output power end
pa	planet gear carrier
paA	planet gear carrier of A
paB	planet gear carrier of B
$pp1$	one of the gears of the compound planet gear set
$pp1A$	one of the gears of the compound planet gear set in A
$pp1B$	one of the gears of the compound planet gear set in B
$pp2$	one of the gears of the compound planet gear set
$pp2A$	one of the gears of the compound planet gear set in A
$pp2B$	one of the gears of the compound planet gear set in B
$ps1$	first sun gear
$ps1A$	first sun gear of A
$ps1B$	first sun gear of B
$ps2$	second sun gear
$ps2A$	second sun gear of A
$ps2B$	second sun gear of B
$pss1$	rotational shaft on which $ps1$ is mounted
$pss1A$	rotational shaft on which $ps1A$ is mounted
$pss1B$	rotational shaft on which $ps1B$ is mounted
$pss2$	rotational shaft on which $ps2$ is mounted
$pss2A$	rotational shaft on which $ps2A$ is mounted
$pss2B$	rotational shaft on which $ps2B$ is mounted
P_x	power introduced by the rotational shaft indicated by its subscript
SD	rotational shaft connected to the input power source
SE	rotational shaft connected to the free-transmission end
T_x	torque introduced by the rotational shaft indicated by its subscript
α	kinematic constant between the angular velocities of AD and BD
β	kinematic constant between the angular velocities of CR and OP

References

- [1] P.W. Carlin, A.S. Laxson, E.B. Muljadi, The history and state of the art of variable-speed wind turbine technology, NREL/TP-500-28607, (2001).
- [2] A.D. Şahin, Progress and recent trends in wind energy, *Progress in Energy and Combustion Science*, 30(5) (2004) 501-543.
- [3] M. Balat, A review of modern wind turbine technology, *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 31(17) (2009) 1561-1572.
- [4] L. Mangialardi, G. Mantriota, Dynamic behavior of wind power systems equipped with automatically regulated continuously variable transmission, *Renewable Energy*, 7(2) (1996) 185-203.
- [5] M. Idan, D. Lior, Continuous variable speed wind turbine: Transmission Concept and Robust Control, *Wind Engineering*, 24(3) (2000) 151-167.
- [6] X. Zhao, P. Maißer, A novel power splitting drive train for variable speed wind power generators, *Renewable Energy*, 28(13) (2003) 2001-2011.
- [7] H. Müller, M. Pöller, A. Basteck, M. Tilscher, J. Pfister, Grid compatibility of variable speed wind turbines with directly coupled synchronous generator and hydro-dynamically controlled gearbox, Sixth Int'l Workshop on Large-Scale Integration of Wind Power and Transmission Networks for Offshore Wind Farms, Delft, NL, (2006) 307-315.
- [8] D. Lahr, D. Hong, Operation and kinematic analysis of a cam-based infinitely variable transmission, *ASME J. Mech. Des.*, 131(8) (2009) 081009-1-081009-7.
- [9] S.S. Hassan, Enumeration of feasible clutching sequences of epicyclic gear mechanisms, *ASME J. Mech. Des.*, 132(7) (2010) 071002-1-071002-8.
- [10] G.S. Hwang, D.M. Tsay, J.H. Kuang, T.L. Chern, Independently controllable transmission with series types, Japan Patent 3172333 (in Japanese) (2011).
- [11] G.S. Hwang, D.M. Tsay, W.H. Liao, J.H. Kuang, T.L. Chern, Kinematic analysis of an independently controllable transmission with a parallel type, *International Journal of Automation and Smart Technology*, 1(1) (2011) 87-92.
- [12] G.S. Hwang, D.M. Tsay, Independently controllable transmission mechanism, Taiwan Patent I329173 (in Chinese) (2010).
- [13] H.W. Müller, *Epicyclic drive trains, analysis, synthesis, and applications*, Wayne State University Press, Detroit, 1982.
- [14] E. Pennestri, F. Freudenstein, A systematic approach to power-flow and static-force analysis in epicyclic spur-gear trains, *ASME J. Mech. Des.*, 115(3) (1993) 639-644.

ESDA2012-82131

**DESIGN OF A SERIES-TYPE INDEPENDENTLY CONTROLLABLE TRANSMISSION
MECHANISM**

Guan-Shyong Hwang*

Department of Computer Science and Information
Engineering, Nanhua University
Chia-yi 62248, Taiwan

Der-Min Tsay

Department of Mechanical & Electro-Mechanical
Engineering, National Sun Yat-Sen University
Kaohsiung 80424, Taiwan

Jao-Hwa Kuang

Department of Mechanical &
Electro-Mechanical Engineering,
National Sun Yat-Sen University
Kaohsiung 80424, Taiwan

Tzuen-Lih Chern

Department of Electrical
Engineering, National Sun Yat-
Sen University
Kaohsiung 80424, Taiwan

Tsu-Chi Kuo

Department of Mechanical &
Electro-Mechanical Engineering,
National Sun Yat-Sen University
Kaohsiung 80424, Taiwan

ABSTRACT

This study proposes a design of transmission mechanism which is referred to as a series-type independently controllable transmission (ICT). The series-type ICT is an alternative form of the parallel-types proposed in the former researches. The series-type ICT can serve as a continuously or an infinitely variable transmission mechanism, and it can also produce a required angular output velocity that can be independently manipulated by a controller and not affected by the angular velocity of the input shaft. The series-type ICT mechanism is composed of two planetary gear trains and two transmission-connecting members. Kinematic and dynamic characteristics of the ICT mechanism are analyzed and their analytical equations are derived for application in this study.

INTRODUCTION

Being capable of providing any speed ratio between output and input ends, an infinitely variable transmission (IVT) or a continuously variable transmission (CVT) mechanism has been widely employed in many automation engineering applications. The IVT and CVT can also achieve the optimal condition of power transmission by their continuous range of transmission ratios and independent transmission of selected torques. Therefore, it is frequently an important and interesting topic for many researches to design an efficient IVT or CVT.

Various researches have focused on the design of IVT and CVT. For example, Gott classified continuously variable

transmissions to be four different categories: traction, belt, ratcheting, and hydraulic systems [1]. Mucino et al., presented a system of continuously variable power split transmission (CVPST), which consists of a variable pulley set coupling a planetary gear train [2]. Kim et al., designed a spherical continuously variable transmission (S-CVT) [3]. Parrish proposed CVT mechanisms comprising first and second planetary gear sets [4]. Benitez et al., described an IVT including one-way clutches and two planetary gear trains [5]. Kazerounian and Furu-Szekely presented a parallel disk CVT (PDCVT) consisting of three disks [6]. Miller et al., illustrated and described a variable speed transmission having a plurality of tilting balls and opposing input and output disks [7]. Bottiglione and Mantriota proposed a MG-IVT, which is composed of the coupling of a CVT, a planetary gear train and two ordinary transmissions with a constant transmission ratio [8]. Lahr and Hong designed a cam-based IVT of ratcheting drive type [9]. Hassan presented the methodology for enumeration of feasible clutching sequences of planetary gear mechanism composed of two or more fundamental gear entities [10].

In this study, a series-type independently controllable transmission (ICT) mechanism is proposed to control speed and torque transmission [11]. The series-type ICT is an alternative form of the parallel-types proposed in the former researches [12-13]. Being similar to the parallel-type, the series-type ICT can serve as a continuously or an infinitely variable transmission mechanism. The series-type ICT can also produce a required output speed that can be independently controlled by

*Corresponding author

a controller and not affected by the angular velocity of the input power shaft. The proposed series-type ICT is composed of two planetary gear trains and two transmission-connecting members. Kinematic and dynamic characteristics of the series-type ICT are analyzed and their analytical equations are derived for application in this study.

STRUCTURE OF THE SERIES-TYPE ICT

The conceptual design of the series-type ICT schematically depicted in Fig. 1 consists of a mechanism possessing four rotational shafts with specific functions, i.e., to connect to the input power source, the output power end, the controller, and the free-transmission end. The input power would be obtained from an engine or a wind turbine, and the output shaft would transmit power to a car's wheels or a generator. A servo motor whose angular velocity is controllable would serve as a controller. The free-transmission end can be either a secondary power input source or an output end, depending on the configuration of the ICT and the speed ratio between the input and output shafts. The speed ratio between the output shaft and the controller is set as a constant and does not depend on the speed of the input shaft. Therefore, the required angular velocity of the output shaft can be obtained by the independent manipulation of the controller, regardless of the variation of the input shaft velocity.

The structure of the series-type ICT, as shown in Fig. 2, is composed of two planetary gear trains, denoted by A and B , and two transmission-connecting members, indicated by D and E . As respectively depicted by AD , OP , AE and BD , CR , BE , each planetary gear train has three rotational shafts, and two of these three shafts are connected to the transmission-connecting members D and E , respectively. For example, shafts AD and BD are connected to the transmission-connecting member D , and shafts AE and BE are connected to E , as shown in Fig. 2. The third shaft of the planetary gear train A , i.e., OP , can be

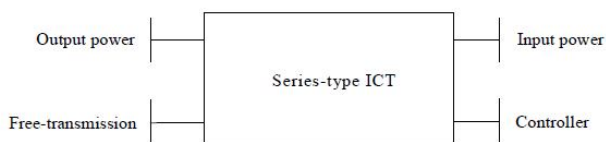


Fig. 1. Conceptual scheme of series-type ICT.

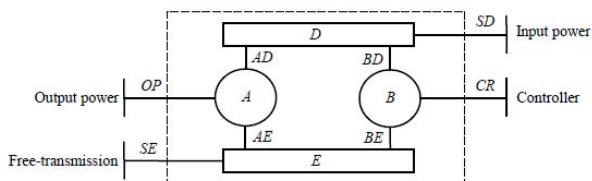


Fig. 2. Structure of series-type ICT.

connected to the output power end, and the third shaft of B , i.e., CR , can be connected to the controller. Finally, by means of shaft SD , the transmission-connecting member D can be connected to the source of input power, whereas the transmission-connecting member E can be connected to the free-transmission end by shaft SE .

KINEMATIC ANALYSES OF THE SERIES-TYPE ICT

In this section, this study analyzes the kinematic behavior, derives the kinematic equations, and establishes the design formulas of the series-type ICT.

A. Basic Requirements of Kinematics

To achieve the function and performance of the series-type ICT, the relationship of the angular velocities of shafts AD and BD shown in Fig. 2, which are used to transmit the input power respectively to the planetary gear trains A and B , can be set as

$$n_{BD} = \alpha n_{AD} \quad (1)$$

where n denotes the angular velocity of the rotational shaft indicated by its subscript, and α is a constant.

Since the angular velocity of the output shaft is independently manipulated by the controller and not affected by the angular velocity of the input power shaft, the relationship of the angular velocities of the shafts connected to the output end and the controller, i.e., OP and CR , can be set as

$$n_{CR} = \beta n_{OP} \quad (2)$$

where β is a constant. The kinematic parameters α and β can be used to determine the speed ratios between the rotational shafts, and then the configuration of the series-type ICT.

Finally, the angular velocities of the shafts AE and BE are set to be equal to each other, i.e.

$$n_{BE} = n_{AE} \quad (3)$$

B. Positive-Ratio Planetary Gear Train

A positive-ratio planetary gear train, used in this study and shown in Fig. 3, includes a first sun gear $ps1$ mounted on the rotational shaft $pss1$, a second sun gear $ps2$ mounted on the rotational shaft $pss2$, at least one compound planet gear set which includes gears $pp1$, $pp2$ and meshes with the first and second sun gears, and a planet gear carrier pa . The shafts of the first sun gear, the second sun gear, and the carrier are the rotational shafts of each planetary gear train in the series-type

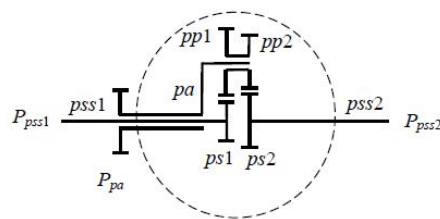


Fig. 3. Positive-ratio planetary gear train

ICT, namely AD , OP , and AE , or BD , CR , and BE , as shown in Fig. 2, respectively. A positive-ratio planetary gear train means that the shafts of the first and second sun gears, when the carrier is fixed, have the same direction of rotation. Therefore, its basic speed-ratio, which is defined as the ratio of the relative shaft velocities of the two sun gears respectively with respect to the carrier, is consequently positive and cannot be equal to 1 [14]. The basic speed-ratio of a positive-ratio planetary gear train, denoted by i_0 , can be also expressed as

$$i_0 = \frac{n_{ps1} - n_{pa}}{n_{ps2} - n_{pa}} = \frac{N_{pp1} \times N_{ps2}}{N_{ps1} \times N_{pp2}} \quad (4)$$

where N is the number of teeth on the gear indicated by its subscript.

Rearranging Eq. (4) also yields

$$n_{ps2} = \frac{n_{ps1} - (1 - i_0)n_{pa}}{i_0} \quad (5)$$

$$n_{pa} = \frac{n_{ps1} - i_0 n_{ps2}}{1 - i_0} \quad (6)$$

C. Transmission-Connecting member

A transmission-connecting members used in this study is shown in Fig. 4. The transmission-connecting member comprises gears $cmg1$ and $cmg2$ mounted on the rotational shaft cms which can be used to connect to either the source of input power or the free-transmission end. Gears $cmg1$ and $cmg2$ are used to respectively connect with the shafts coming from the two planetary gear trains A and B . The capability of shaft cms is similar to that of the shaft SD or SE shown in Fig. 2, and the shafts coming from the two planetary gear trains A and B are just the shafts AD , BD or AE , BE shown in Fig. 2, respectively.

D. Arrangement of the Series-Type ICT

A practical arrangement of the series-type ICT is schematically shown in Fig. 5. In this ICT arrangement, both the planetary gear trains A and B are positive-ratio types shown in Fig. 3, and the transmission-connecting members D and E are as the one shown in Fig. 4. In the planetary gear trains A and B , the shafts of the first sun gear $ps1A$ and the second sun gear $ps2B$, similar to the shafts OP and CR shown in Fig. 2, are respectively connected to the output power end and the controller. The function of the rotational shafts paA , $ps2A$, $ps1B$, and paB are also similar to those of the shafts AD , AE , BD and BE , respectively. From the previous description, Eqs. (1)-(6) can be rewritten as follows:

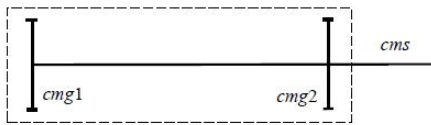


Fig. 4. Transmission-connecting member.

$$n_{ps1B} = \alpha n_{paB} \quad (7)$$

$$n_{ps2B} = \beta n_{ps1A} \quad (8)$$

$$n_{paB} = n_{ps2A} \quad (9)$$

$$i_{0A} = \frac{n_{ps1A} - n_{paA}}{n_{ps2A} - n_{paA}} = \frac{N_{pp1A} \times N_{ps2A}}{N_{ps1A} \times N_{pp2A}} \quad (10)$$

$$i_{0B} = \frac{n_{ps1B} - n_{paB}}{n_{ps2B} - n_{paB}} = \frac{N_{pp1B} \times N_{ps2B}}{N_{ps1B} \times N_{pp2B}} \quad (11)$$

$$n_{ps2A} = \frac{n_{ps1A} - (1 - i_{0A})n_{paA}}{i_{0A}} \quad (12)$$

$$n_{paB} = \frac{n_{ps1B} - i_{0B}n_{ps2B}}{1 - i_{0B}} \quad (13)$$

where i_{0A} and i_{0B} are respectively the basic speed-ratios of the planetary gear trains A and B .

E. Design Formulas of the Series-Type ICT

Substituting Eqs. (7) and (8) into Eq. (13) yields

$$n_{paB} = \frac{\alpha n_{paA} - i_{0B} \beta n_{ps1A}}{1 - i_{0B}} \quad (14)$$

Referring to Eq. (9), the design formulas of the series-type ICT can be derived by equating Eqs. (12) and (14), and the results are

$$\begin{cases} i_{0A} = \frac{\alpha - \beta}{\beta(\alpha - 1)}, i_{0B} = \frac{\alpha - 1}{\beta - 1} & \text{if } \alpha \neq \beta, \alpha \neq 1 \text{ and } \beta \neq 1 \\ i_{0A} = 1 - \frac{1}{i_{0B}} & \text{if } \alpha = \beta = 1 \end{cases} \quad (15)$$

According to the arrangement shown in Fig. 5 and the design formulas shown in Eq. 15, Fig. 6 illustrates a schematic prototype of the series-type ICT for future demonstration and application.

F. Summary of Kinematics

Basing on the description and discussion shown previously, the kinematic behavior of the series-type ICT can be summarized in this section. First, according to Eq. (2) or (8),

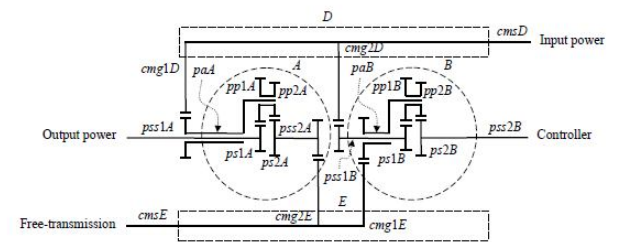


Fig. 5. Arrangement of series-type ICT.

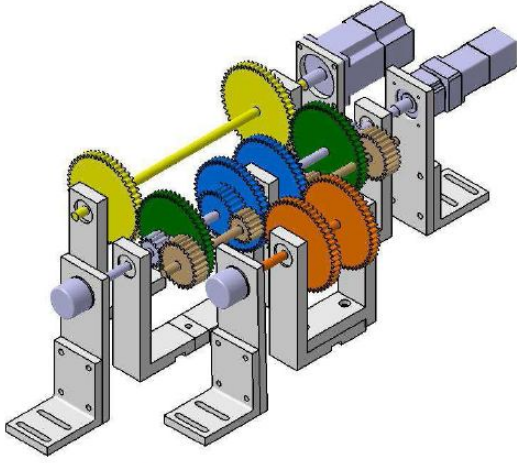


Fig. 6. Schematic prototype of the series-type ICT.

the angular velocity of the output power shaft can be obtained as

$$n_{output} = \frac{1}{\beta} \cdot n_{controller} \quad (16)$$

where $n_{controller} = n_{pss2B} = n_{CR}$ and $n_{output} = n_{pss1A} = n_{OP}$.

Second, referring to Fig. 5 and the results of Eqs. (12), (15), and (16), the angular velocity of the free-transmission shaft can be obtained as

$$n_{free-transmission} = -\frac{N_{pss2A}}{N_{cmg2E}} \cdot n_{pss2A} \quad (17)$$

$$= \frac{1-\alpha}{\alpha-\beta} \cdot \frac{N_{pss2A}}{N_{cmg2E}} \cdot n_{controller} + \frac{\alpha(1-\beta)}{\alpha-\beta} \cdot \frac{N_{pss2A}}{N_{cmg2E}} \cdot \frac{N_{cmg1D}}{N_{paA}} \cdot n_{input}$$

where $n_{paA} = -\frac{N_{cmg1D}}{N_{paA}} \cdot n_{input}$.

DYNAMIC ANALYSES OF THE SERIES-TYPE ICT

In this study, an input shaft is defined as introducing a positive power into the series-type ICT and consequently the torque and the speed have the same sense of rotation and carry the same sign. Conversely, an output shaft introduces a negative power while the torque and the speed carry opposite signs. The power introduced by the shaft of the ICT can be expressed as

$$P_x = T_x n_x \quad (18)$$

where P and T denote the power and torque introduced by the shaft indicated by its subscript, respectively.

A. Power Flows and Torque Analyses of a Planetary Gear Train

While neglecting friction losses, the sum of power introduced by a planetary gear train shown in Fig. 3 will be zero according to the conservation of energy, i.e.

$$\sum P = P_{pss1} + P_{pss2} + P_{pa} = 0 \quad (19)$$

In a stationary operating condition, a planetary gear train will also yield the equilibrium condition that the sum of all external torques acting on the shafts is equal to zero, i.e. [14-15]

$$\sum T = T_{pss1} + T_{pss2} + T_{pa} = 0 \quad (20)$$

By referring to Eqs. (4), (18)-(20), the following results can be also obtained:

$$T_{pa} = (i_0 - 1)T_{pss1} \quad (21)$$

$$T_{pss2} = -i_0 T_{pss1} \quad (22)$$

B. Power Flows and Torque Analyses of the Series-Type ICT

When considering the series-type ICT shown in Fig. 5 and referring to Eq. (8), the power introduced by the controller shaft can be expressed as

$$P_{controller} = T_{controller} n_{controller} = T_{pss2B} n_{pss2B} \quad (23)$$

$$= \beta T_{pss2B} n_{pss1A}$$

The input power is transmitted respectively into the planetary gear trains A and B by the shafts paA and $pss1B$, therefore it can be expressed as

$$P_{input} = T_{input} n_{input} = T_{cmsD} n_{cmsD} \quad (24)$$

$$= T_{paA} n_{paA} + T_{pss1B} n_{pss1B}$$

Referring to Eqs. (15), Eqs. (21) and (22) can be also rewritten as

$$T_{paA} = (i_{0A} - 1)T_{pss1A} = \frac{\alpha(1-\beta)}{\beta(\alpha-1)} \cdot T_{pss1A} \quad (25)$$

$$T_{pss1B} = -\frac{1}{i_{0B}} \cdot T_{pss2B} = \frac{1-\beta}{\alpha-1} \cdot T_{pss2B} \quad (26)$$

By substituting the results of Eqs. (7), (25), and (26) into Eq. (24), the expression of the input power can be rewritten as

$$P_{input} = \frac{\alpha(1-\beta)}{\beta(\alpha-1)} \cdot T_{pss1A} n_{paA} + \frac{\alpha(1-\beta)}{\alpha-1} \cdot T_{pss2B} n_{paA} \quad (27)$$

The torque introduced by the shaft $pss1A$ can be derived by rearranging Eq. (27), and the result is

$$T_{pss1A} = \frac{\beta(\alpha-1)}{\alpha(1-\beta)} \cdot \frac{P_{input}}{n_{paA}} - \beta T_{pss2B} \quad (28)$$

Referring to Fig. 5, the output power transmitted by the series-type ICT and the power introduced by the free-transmission end can be expressed as follows:

$$P_{output} = T_{output} n_{output} = T_{pss1A} n_{pss1A} \quad (29)$$

$$P_{free-transmission} = T_{free-transmission} n_{free-transmission} = T_{cmsE} n_{cmsE} \quad (30)$$

$$= T_{pss2A} n_{pss2A} + T_{paB} n_{paB}$$

Substituting the result of Eq. (15) into Eqs. (12) and (22) also yields

$$n_{pss2A} = \frac{\beta(\alpha-1)}{\alpha-\beta} \cdot n_{pss1A} + \frac{\alpha(1-\beta)}{\alpha-\beta} \cdot n_{paA} \quad (31)$$

$$T_{pss2A} = -i_{0A} T_{pss1A} = -\frac{\beta-\alpha}{\beta(\alpha-1)} \cdot T_{pss1A} \quad (32)$$

Substituting the results of Eqs. (15) and (26) into Eq. (21) also yields

$$T_{paB} = (i_{0B} - 1) T_{pss1B} = \frac{1-i_{0B}}{i_{0B}} \cdot T_{pss2B} = \frac{\beta-\alpha}{\alpha-1} \cdot T_{pss2B} \quad (33)$$

C. Summary of Dynamics

Basing on the description and discussion shown previously, the dynamic behavior of the series-type ICT can be summarized in this section. First, substituting the result of Eq. (28) into Eq. (29) and referring to the result of Eq. (23) can rewrite the equation of the output power transmitted by the series-type ICT, and the result is

$$P_{output} = \frac{\beta(\alpha-1)}{\alpha(1-\beta)} \cdot \frac{n_{pss1A}}{n_{paA}} \cdot P_{input} - P_{controller} \quad (34)$$

Second, substituting the results shown in Eqs. (31)-(33) into Eq. (30) and referring to the results of Eqs. (9) and (28) can rewrite the equation of the power introduced by the free-transmission end, and the result is

$$P_{free-transmission} = \left(\frac{\beta(\alpha-1)}{\alpha(\beta-1)} \cdot \frac{n_{pss1A}}{n_{paA}} - 1 \right) P_{input} \quad (35)$$

Third, the output torque transmitted by the output power shaft can be further obtained from Eqs. (29) and (34), and the result is

$$T_{output} = T_{pss1A} = \frac{\beta(\alpha-1)}{\alpha(\beta-1)} \cdot \frac{N_{paA}}{N_{cmg1D}} \cdot T_{input} - \beta T_{controller} \quad (36)$$

where $n_{input} = n_{cmsD} = -\frac{N_{paA}}{N_{cmg1D}} \cdot n_{paA}$.

Forth, the torque introduced by the free-transmission shaft can be also obtained by referring to the results of Eqs. (17) and (35), and the result is

$$T_{free-transmission} = T_{cmsE} = \frac{\alpha-\beta}{\alpha(\beta-1)} \cdot \frac{N_{cmg2E}}{N_{pss2A}} \cdot \frac{N_{paA}}{N_{cmg1D}} \cdot T_{input} \quad (37)$$

where $n_{free-transmission} = n_{cmsE} = -\frac{N_{pss2A}}{N_{cmg2E}} \cdot n_{pss2A}$.

CONCLUSION

This study proposes an innovative design of the series-type ICT. The kinematic and dynamic analyses of the series-type ICT

are investigated and their analytical equations are derived. The ICT mechanism can produce a required output angular velocity, which is independently manipulated by a controller and not affected by the input angular velocity. By means of its kinematic characteristics, the series-type ICT shows not only the feasibility of serving as an IVT or a CVT, but also the possibility of application that it can transmit a steady-speed output to a generator to generate the electricity with stable frequency while being applied to variable speed wind turbines. Further researches about the performance and application of the series-type ICT are also proceeding.

NOMENCLATURE

<i>A</i>	first planetary gear train
<i>AD</i>	rotational shaft of <i>A</i> connected to <i>D</i>
<i>AE</i>	rotational shaft of <i>A</i> connected to <i>E</i>
<i>B</i>	second planetary gear train
<i>BD</i>	rotational shaft of <i>B</i> connected to <i>D</i>
<i>BE</i>	rotational shaft of <i>B</i> connected to <i>E</i>
<i>cmg1</i>	gear in transmission-connecting member, which is mounted on <i>cms</i>
<i>cmg1D</i>	gear in <i>D</i> , which is mounted on <i>cmsD</i>
<i>cmg1E</i>	gear in <i>E</i> , which is mounted on <i>cmsE</i>
<i>cmg2</i>	gear in transmission-connecting member, which is mounted on <i>cms</i>
<i>cmg2D</i>	gear in <i>D</i> , which is mounted on <i>cmsD</i>
<i>cmg2E</i>	gear in <i>E</i> , which is mounted on <i>cmsE</i>
<i>cms</i>	rotational shaft of transmission-connecting member
<i>cmsD</i>	rotational shaft of <i>D</i> , which is used to connect to input power source
<i>cmsE</i>	rotational shaft of <i>E</i> , which is used to connect to free-transmission end
<i>CR</i>	rotational shaft connected to controller
<i>D</i>	first transmission-connecting member
<i>E</i>	second transmission-connecting member
<i>i₀</i>	basic speed-ratio of planetary gear train
<i>i_{0A}</i>	basic speed-ratio of <i>A</i>
<i>i_{0B}</i>	basic speed-ratio of <i>B</i>
<i>n_x</i>	angular velocity of the shaft indicated by its subscript
<i>N_x</i>	number of teeth on the gear indicated by its subscript
<i>OP</i>	rotational shaft connected to output power end
<i>P_x</i>	power introduced by the shaft indicated by its subscript
<i>pa</i>	planet gear carrier
<i>paA</i>	planet gear carrier of <i>A</i>
<i>paB</i>	planet gear carrier of <i>B</i>
<i>pp1</i>	gear of compound planet gear set
<i>pp1A</i>	gear of compound planet gear set of <i>A</i>
<i>pp1B</i>	gear of compound planet gear set of <i>B</i>
<i>pp2</i>	gear of compound planet gear set
<i>pp2A</i>	gear of compound planet gear set of <i>A</i>
<i>pp2B</i>	gear of compound planet gear set of <i>B</i>
<i>ps1</i>	first sun gear
<i>ps1A</i>	first sun gear of <i>A</i>

$ps1B$	first sun gear of B
$ps2$	second sun gear
$ps2A$	second sun gear of A
$ps2B$	second sun gear of B
$ps1$	rotational shaft on which $ps1$ is mounted
$ps1A$	rotational shaft on which $ps1A$ is mounted
$ps1B$	rotational shaft on which $ps1B$ is mounted
$ps2$	rotational shaft on which $ps2$ is mounted
$ps2A$	rotational shaft on which $ps2A$ is mounted
$ps2B$	rotational shaft on which $ps2B$ is mounted
SD	rotational shaft connected to input power source
SE	rotational shaft connected to free-transmission end
T_x	torque introduced by the shaft indicated by its subscript
α	constant of angular velocity between AD and BD
β	constant of angular velocity between CR and OP

ACKNOWLEDGMENTS

The financial support of the National Science Council of Taiwan under the grants (NSC 100-3113-E-110-001 and NSC 100-2221-E-343-002) is gratefully acknowledged.

REFERENCES

- [1] Gott, P. G., 1991, "Changing gears: The development of the automotive transmissions," *SAE, Warrendale, PA*.
- [2] Mucino, V. H., Lu, Z., Smith, J. E., Kimcikiewicz, M., and Cowan B., 2001, "Design of continuously variable power split transmission systems for automotive applications," *Proc. IMechE, Part D: J. Automobile Engineering*, 215(4), pp. 469-478.
- [3] Kim, J., Park, F. C., Park, Y., and Shizuo, M., 2002, "Design and analysis of a spherical continuously variable transmission," *ASME J. Mech. Des.*, 124(1), pp. 21-29.
- [4] Parrish, B. E., 2002, "Continuously variable transmission," *US Patent 6387004 B1*.
- [5] Benitez, F. G., Madrigal, J. M., and del Castillo, J. M., 2004, "Infinitely variable transmission of ratcheting drive type based on one-way clutches," *ASME J. Mech. Des.*, 126(7), pp. 673-682.
- [6] Kazerounian, K. and Furu-Szekely, Z., 2006 "Parallel disk continuously variable transmission (PDCVT)," *Mechanism and Machine Theory*, 41(5), pp. 537-566.
- [7] Miller, D. C., Allen, D. J., and Smithson, R. A., 2007 "Continuous variable transmission," *US patent 7288042 B2*.
- [8] Bottiglione, F. and Manriota, G., 2008, "MG-IVT: An infinitely variable transmission with optimal power flows," *ASME J. Mech. Des.*, 130(11), pp. 112603-1-112603-10.
- [9] Lahr D. and Hong D., 2009, "Operation and kinematic analysis of a cam-based infinitely variable transmission," *ASME J. Mech. Des.*, 131(8), pp. 081009-1-081009-7.
- [10] Hassan, S. S., 2010, "Enumeration of feasible clutching sequences of epicyclic gear mechanisms," *ASME J. Mech. Des.*, 132(7), pp. 071002-1-071002-8.
- [11] Hwang, G. S., Tsay, D. M., Kuang, J. H., and Chern, T. L., 2011, "Independently controllable transmission with series types," *Japan Patent 3172333* (in Japanese).
- [12] Hwang, G. S., Tsay, D. M., Liao, W. H., Kuang, J. H., and Chern, T. L., 2011, "Kinematic analysis of an independently controllable transmission with a parallel type," *International Journal of Automation and Smart Technology*, 1(1), pp. 87-92.
- [13] Hwang, G. S. and Tsay, D. M., 2010, "Independently controllable transmission mechanism," *Taiwan Patent I329173* (in Chinese).
- [14] Müller H. W., 1982, *Epicyclic drive trains, analysis, synthesis, and applications*, Detroit, Wayne State University Press, pp. 48-63.
- [15] Pennestri, E. and Freudenstein, F., 1993, "A systematic approach to power-flow and static-force analysis in epicyclic spur-gear trains," *ASME J. Mech. Des.*, 115(3), pp. 639-644.

國科會補助計畫衍生研發成果推廣資料表

日期:2012/10/29

國科會補助計畫	計畫名稱: 序列型可獨立控制傳動機構之設計與實證		
	計畫主持人: 黃冠雄		
	計畫編號: 100-2221-E-343-002-	學門領域: 機構與傳動	
研發成果名稱	(中文) 序列型可獨立控制傳動機構		
	(英文) INDEPENDENTLY CONTROLLABLE TRANSMISSION MECHANISM WITH SERIES TYPES		
成果歸屬機構	南華大學	發明人 (創作人)	黃冠雄, 蔡得民, 光灼華, 陳遵立
	<p>(中文) 一種序列型可獨立控制傳動機構包含一第一行星齒輪組、一第二行星齒輪組、一第一傳動連接組及一第二傳動連接組，且該第一行星齒輪組及第二行星齒輪組形成一序列排列型式。該第一行星齒輪組與第二行星齒輪組以機械式分別連接至該第一傳動連接組及第二傳動連接組。該第一行星齒輪組具有一能量輸出端，該第二行星齒輪組具有一控制端，該第一傳動連接組具有一能量輸入端，該第二傳動連接組具有一自由傳輸端。該控制端控制該自由傳輸端，以自由切換該自由傳輸端做為能量輸入端或能量輸出端。</p> <p>(英文) The primary objective of this invention is to provide an independently controllable transmission mechanism. Two serially-connected planetary gear trains and two transmission-connecting sets are utilized to variably control power input and output. The transmission mechanism includes a power output end, a transmission control end, a power input end and a free transmission end. The transmission mechanism is capable of shifting the free transmission end between a power input end and a power output end for independently controlling the power transmission. Accordingly, independently controlling the power transmission of the transmission mechanism can be successfully achieved.</p>		
產業別	機械製造業；電機及電子機械器材業；運輸工具製造業；電力供應業；機電工程業		
技術/產品應用範圍	本發明所提出的序列型可獨立控制傳動機構可以廣泛地使用在許多的工程應用中，例如海洋、風力發電系統中的變速機構設備、車輛的變速箱機構以及各式各樣產業機器的變速機構等，因此其可應用的範圍很廣。		
技術移轉可行性及預期效益	以技術移轉至風力發電系統製造業為例，現有風力發電系統皆為變動輸入再經由交流變頻系統將發電系統所產生的電變成穩定輸出，然而電子產品的可靠度必相對低於機構，若可以用機械的方式將發電品質達到穩定，可以有效提高國內風機產業國際競爭力。		

註：本項研發成果若尚未申請專利，請勿揭露可申請專利之主要內容。

100 年度專題研究計畫研究成果彙整表

計畫主持人：黃冠雄		計畫編號：100-2221-E-343-002-					
計畫名稱：序列型可獨立控制傳動機構之設計與實證							
成果項目		量化			單位	備註(質化說明：如數個計畫共同成果、成果列為該期刊之封面故事...等)	
		實際已達成數(被接受或已發表)	預期總達成數(含實際已達成數)	本計畫實際貢獻百分比			
國內	論文著作	期刊論文	0	0	100%	篇	
		研究報告/技術報告	0	0	100%		
		研討會論文	0	0	100%		
		專書	0	0	100%		
	專利	申請中件數	1	0	100%	件	國科會計畫：NSC 100-2221-E-343-002, NSC 100-3113-E-110-001 共有。
		已獲得件數	0	0	100%		
	技術移轉	件數	0	0	100%	件	
		權利金	0	0	100%	千元	
	參與計畫人力(本國籍)	碩士生	1	2	100%	人次	
		博士生	0	0	100%		
		博士後研究員	0	0	100%		
		專任助理	0	0	100%		
國外	論文著作	期刊論文	1	1	100%	篇	國科會計畫：NSC 100-2221-E-343-002, NSC 101-3113-E-110-001 共有。
		研究報告/技術報告	0	0	100%		
		研討會論文	2	1	100%		
		專書	0	0	100%		
	專利	申請中件數	2	1	100%	件	國科會計畫：NSC 100-2221-E-343-002, NSC 100-3113-E-110-001 共有。
		已獲得件數	1	0	100%		

							NSC 100-3113-E-110-001 共有。
技術移轉	件數	0	0	100%	件		
	權利金	0	0	100%	千元		
參與計畫人力 (外國籍)	碩士生	0	0	100%	人次		
	博士生	0	0	100%			
	博士後研究員	0	0	100%			
	專任助理	0	0	100%			

其他成果 (無法以量化表達之 成果如辦理學術活 動、獲得獎項、重要 國際合作、研究成果 國際影響力及其他協 助產業技術發展之具 體效益事項等，請以 文字敘述填列。)	無						
--	---	--	--	--	--	--	--

	成果項目	量化	名稱或內容性質簡述
科 教 處 計 畫 加 填 項 目	測驗工具(含質性與量性)	0	
	課程/模組	0	
	電腦及網路系統或工具	0	
	教材	0	
	舉辦之活動/競賽	0	
	研討會/工作坊	0	
	電子報、網站	0	
	計畫成果推廣之參與(閱聽)人數	0	

國科會補助專題研究計畫成果報告自評表

請就研究內容與原計畫相符程度、達成預期目標情況、研究成果之學術或應用價值（簡要敘述成果所代表之意義、價值、影響或進一步發展之可能性）、是否適合在學術期刊發表或申請專利、主要發現或其他有關價值等，作一綜合評估。

1. 請就研究內容與原計畫相符程度、達成預期目標情況作一綜合評估

達成目標

未達成目標（請說明，以 100 字為限）

實驗失敗

因故實驗中斷

其他原因

說明：

2. 研究成果在學術期刊發表或申請專利等情形：

論文： 已發表 未發表之文稿 撰寫中 無

專利： 已獲得 申請中 無

技轉： 已技轉 洽談中 無

其他：（以 100 字為限）

3. 請依學術成就、技術創新、社會影響等方面，評估研究成果之學術或應用價值（簡要敘述成果所代表之意義、價值、影響或進一步發展之可能性）（以 500 字為限）

在學術成就方面，本研究計畫的研究成果已發表了一篇國際期刊論文以及二篇國際研討會論文：

(A) 期刊論文

1. Hwang, G. S.*, Tsay, D. M., Kuang, J. H., and Chern, T. L., 2012, 'Kinematic and Dynamic Analyses of a Series-Type Independently Controllable Transmission,' *Advanced Materials Research*, Vol. 579, pp. 483-493, 計畫編號：NSC 101-3113-E-110-001, NSC 100-2221-E-343-002. (EI)

(B) 國際研討會論文

1. Hwang, G. S.*, Tsay, D. M., Kuang, J. H., Chern, T. L., and Kuo, T. C., 2012, 'Design of a Series-Type Independently Controllable Transmission Mechanism,' the ASME 11th Biennial Conference On Engineering Systems Design And Analysis, July 2-4, Nantes, France, 計畫編號：NSC 100-2221-E-343-002, NSC 100-3113-E-110-001.

2. Hwang, G. S.*, Tsay, D. M., Kuang, J. H., and Chern, T. L., 2012, 'Kinematic and Dynamic Analyses of a Series-Type Independently Controllable Transmission Mechanism,' International Conference on Advanced Manufacturing, 4-8 March, Yilan, Taiwan, 計畫編號：NSC 100-2221-E-343-002, NSC 101-3113-E-110-001.

在技術創新方面，本研究計畫的研究成果已獲得一件日本實用新案專利的認證，另外

還有三件發明專利仍在審查中：

(C) 專利

1. 黃冠雄、蔡得民、光灼華與陳遵立，2011，シリーズ式独立制御できる伝動機構，日本実用新案，登録番号：実用新案登録第 3172333 号(U3172333)。
2. Hwang, G. S., Tsay, D. M., Kuang, J. H. and Chern, T. L., 2011, Independently Controllable Transmission Mechanisms with Series Types, submitted to US patent, Application No. 13/251,347.
3. 黃冠雄、蔡得民、光灼華與陳遵立，2010，序列型可獨立控制傳動機構，中華民國發明專利審查中，申請案號：099136938。
4. 黃冠雄、蔡得民、光灼華與陳遵立，2011，序列型可獨立控制傳動機構，中國發明專利審查中，申請案號：201110240125.8。

在社會影響方面，本研究計畫成功地結合國立中山大學與南華大學的研究人力，完成了本研究計畫的執行；而參與本研究計畫的學生，也可以在研究計畫執行的過程中，獲得相關學術理論的學習與知識，以及分析問題與尋求解決方案的專業訓練，同時也可使其成為所屬工程領域中之專業人才。藉由本研究計畫的研究成果，可以將理論與實務結合，以提昇國內在傳動機構、變速箱等相關產業之自主研發能力，降低相關產業設備之生產成本並提高產能，以增加企業獲利，並使學術研究得以奠定更深厚的研究基礎與動力。期待本研究計畫之研究成果可與產業界交流合作，使學術發展得以實際應用，為產學合作立下良好基礎與互動。