



[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 03156755.X

[43] 公开日 2005年6月22日

[11] 公开号 CN 1629508A

[22] 申请日 2003.9.9 [21] 申请号 03156755.X

[71] 申请人 王国斌

地址 100041 北京市石景山区八大处高科技
园区双园路9号北京谊安世纪医疗器
械有限公司研发中心

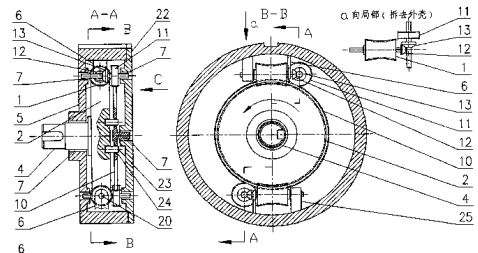
[72] 发明人 王国斌

权利要求书4页 说明书20页 附图10页

[54] 发明名称 无级齿啮合控制型高效大功率离合器

[57] 摘要

无级齿啮合控制型高效大功率离合器，是依据“齿形无级移位原理”、“连续常啮合无级锁定控制原理”设计的“啮合式无级离合”高效大功率离合器、超越离合器、控制式变速器、直线型离合器、控制约束式传动装置，适用于车辆、变速器、脉动变速器、自动变速器、机床及一切需求离合的大功率工况场合，具有“非摩擦、无楔紧、无级齿啮合、零反向空行程”特点，属一种全新概念的大功率非摩擦式无级齿啮合控制离合器，该离合理论一改以往传动理念——具有“运动态不传递功率、静止态传递功率”的神奇效果！属机械传动领域的一次传动观念的概念性改观！且具有加工精度、磨损状况等因素不影响传动精度、性能等特点，可谓离合器领域一次革命性突破！



1. 无级齿啮合控制型高效大功率离合器，由输入轴、输出轴、离合装置等组成，其特征是：

<A> 离合装置是由具有“单向自锁性”及“无级常啮合”特性的机构组成，该机构由主锁件、被锁件、控制器组成，主锁件由控制器驱动形成开环功率流控制，控制主锁件与被锁件的离合状态；

 离合装置是由具有“单向自锁性”及“无级常啮合”特性的机构组成，该机构由主锁件、被锁件、控制传动链组成，主锁件与被锁件之间通过控制传动链衔接形成闭环功率流控制，控制主锁件与被锁件的离合状态；

<C> 控制型超越离合装置是由具有“单向自锁性”及“无级常啮合”特性的机构组成，该机构由主锁件、被锁件、单向控制传动链组成，主锁件与被锁件之间通过单向控制传动链衔接形成闭环功率流控制；控制主锁件与被锁件的离合状态；

<D> 自适应型超越离合装置是由具有“单向自锁性”及“无级常啮合”特性的机构组成，该机构由主锁件、被锁件组成，主锁件与被锁件之间具有单侧自锁性，主锁件与被锁件之间运动方向不同时具有不同锁定特性，一个方向自锁，另一个方向超越。

2. 单向自锁性控制式变速器：由输入轴、输出轴、变速控制装置等组成，其特征是：

<A> 变速控制装置是由具有“单向自锁性（单向控制性）”及“无级常啮合”特性的机构组成，该机构由主锁件、被锁件、控制器组成，主锁件由控制器驱动形成开环功率流控制，实现主锁件与被锁件之间的转速差关系变换；

 变速控制装置是由具有“单向自锁性”及“无级常啮合”特性的自锁机构组成，该机构由主锁件、被锁件、控制传动链组成，主锁件与被锁件之间通过控制传动链衔接形成闭环功率流控制，实现主锁件与被锁件之间的转速差关系变换；

<C> 蜗杆自转型（差动运动合成型）变速控制装置是由：单向自锁机构及相关运动合成机构组成。

3. 直线型离合器，其特征是：由具有“单向自锁性”的自锁性离合机构组成；

(1) 该机构由主锁件、被锁件、控制器组成，主锁件由控制器驱动形成开环功率流控制，控制主锁件与被锁件的离合状态；

(2) 该机构由主锁件、被锁件、控制传动链组成，主锁件与被锁件之间通过控制传动链衔接形成闭环功率流控制，控制主锁件与被锁件的离合状态；

(3) 该机构由主锁件、被锁件、单向控制传动链组成，主锁件与被锁件之间通过单向控制传动链衔接形成闭环功率流控制，控制主锁件与被锁件的离合状态；

(4) 该机构由主锁件、被锁件组成，主锁件与被锁件之间具有单侧自锁性，主锁件与被锁件之间相对运动方向不同时具有不同锁定特性。

4. 控制约束式传动装置：其特征是：主控轴71与单向自锁机构的主锁件相连，受控轴72与单向自锁机构被锁件相连；其主控轴、受控轴旋转角速度可相等，也可不等；单向自锁机构可以是单向滚动自锁机构，也可能是其它自锁机构。

5. 根据权利要求2所述的变速装置，其特征是：输入轴与被锁件相连，输出轴与离合器壳体相连，主锁件通过轴承7安装于离合器壳体5上；

对于变速控制装置<A>，控制器装在壳体内，其控制动力传输于主锁件转轴，用以控制主锁件的旋转角位移进行主动轴、从轴之间转速变化，实现变速输出；

对于变速控制装置，其特征是：输入轴与被锁件相连，输出轴与离合器壳体相连，主锁件通过轴承7安装于离合器壳体5上，并通过一控制传动链将被锁件与主锁件相连；

对于变速控制装置<C>，其特征是：由控制无级变速器控制主锁件运动，经被锁件将此运动引入运动合成机构，通过运动合成机构与主功率流输入端进行运动合成后变为输出轴的转速输出；根据控制功率流的来源分为——（1）“开环功率流控制”：控制用变速器的功率流来自外界动力源（如：控制电机等），其控制系统路径为：外界动力源——控制无级变速器——单向控制装置——运动合成机构；（2）“闭环功率流控制”：在主功率流输入端引入分流机构进行封闭功率流控制合成；其控制系统路径为：主功率动力轴——分流支路——控制无级变速器——单向控制装置——运动合成机构；其单向自锁控制机构可以为滚动自锁机构；如：采取滚动传动型自锁蜗杆蜗轮机构；运动合成机构可以是差动轮系、行星轮系等2自由度机构。

6. 根据权利要求1、3所述的离合装置，其特征是：

对于离合装置<A>，其特征是：输入轴与被锁件相连，输出轴与离合器壳体相连，主锁件通过轴承7安装于离合器壳体5上；控制器装在壳体内，其控制动力传输于主锁件转轴，用以控制主锁件的旋转角位移实现主动轴、从动轴之间离合状态变换；

对于离合装置，其特征是：输入轴与被锁件相连，输出轴与离合器壳体相连，主锁件通过轴承7安装于离合器壳体5上，并通过一控制传动链将被锁件与主锁件相连，其控制传动链是由在其中串加控制式离合器或控制式变速器的传动链组成；

对于控制型超越离合装置<C>，其特征是：输入轴与被锁件相连，输出轴与离合器壳体相连，主锁件通过轴承7安装于离合器壳体5上，并通过一单向控制传动链将被锁件与主锁件相连；

对于自适应型超越离合装置<D>，其特征是：输入轴与被锁件相连，输出轴与离合器壳体相连，主锁件通过轴承7安装于离合器壳体5上，其超越离合装置的单侧自锁性自锁机构中实现两侧锁定特性不同的技术措施为：（1）靠两侧齿面的摩擦系数不同——可通过材料不同或加工粗糙度不同、润滑方式不同来实现；（2）设置单侧滚动传动方式（如：加超越滚轮、循环球道式滚动装置）；（3）分相进行不同润滑效果处理及不同导程角设计；如：采用自锁性蜗杆蜗轮与非自锁性蜗杆蜗轮机构组合设计，自锁性蜗杆齿牙60与自锁性蜗轮齿牙61的工作齿面处于靠近状态，对应的非工作齿面处于远离状态；非自锁性蜗轮齿牙62与非自锁性蜗杆齿牙63的工作齿面处于靠近状态，非工作齿面处于远离状态；其滑动式非自锁蜗杆蜗轮机构可用滚动式非自锁蜗杆蜗轮机构代替；（4）对自锁性、非自锁性蜗轮蜗杆机构在蜗杆轴间增设辅助装置（如：动、静摩擦盘55、56）等技术，上述措施可同时采取其中一种或多种；

对于自适应型直线型离合器，其特征是：单向自适应型丝杆螺母装置，即等效于“单侧滚珠丝杆”装置，在螺母单侧螺纹面上设计滚动装置（如：循环球道式滚珠）；单向自适应型蜗杆蜗条装置，可以在蜗条的齿面一侧装置超越滚轮51方法实现单侧自锁；也可以在蜗杆一侧齿面设置滚动装置，如：加循环球道式滚动装置；也可通过改变两侧齿面摩擦系数来实现单侧自锁；在特定场合，可采取双蜗杆组合方式设计；

对于短行程直线离合器，其特征是，自适应型：被锁移位块89或主锁移位块90的一侧面上安置超越滚轮89，另一侧面则为滑动摩擦接触，具有单侧自锁性，被锁移位块89可与一动夹盘88固连，并与一静夹盘87相对安置，在动夹盘88外侧可加一补偿压紧簧92；控制型：被锁移位块89、主锁移位块90的直线运动量均通过齿轮齿条装置转化为旋转运动，并通过相关传动件与控制式离合器8连接形成封闭的控制传动链；如果此控制离合器8用以单向联轴器代替，则成为单向直线超越离合器；主锁移位块90外侧可加一补偿压紧簧92。

7. 根据权利要求1、2、3、4、5、6所述的自锁机构及控制传动链，其特征是：

自锁机构是由具有自锁特性的蜗杆蜗轮机构、环面蜗杆蜗轮机构（均包括滚动蜗杆蜗轮机构、盘式滚动蜗轮蜗杆机构）、差动轮系、2K-H型正号行星轮系机构、3K型行星轮系、行星轮系、锥蜗杆、交错轴斜齿轮机构、十字交叉斜齿轮机构、等速螺线齿盘齿轮机构、丝杆

螺母机构、蜗杆蜗条机构、斜面无级锁定装置等机构中的至少一种机构组成；其单侧性自锁机构是由：单侧自锁型丝杆螺母机构、蜗杆蜗条机构、环面蜗条蜗杆机构、斜面无级锁定装置等机构中的至少一种机构组成；其自锁机构可采用低摩擦系数材料、采用低摩擦润滑方式及滚动传动等方式来减小摩擦系数；其等速螺线齿盘齿轮机构可以是单向自锁型等速螺线齿盘齿轮机构、单侧自锁型等速螺线齿盘齿轮机构、滚动式等速螺线齿盘齿轮机构；由单向配速联轴器36将行星架H、齿轮m1连接，齿轮m1、m2的齿牙啮合特点为：工作齿面接近，非工作齿面远离；单向配速联轴器36中的单向联轴器工作牙面处于常靠近状态，非工作牙面处于常远离状态；

传动链可以是：由中心齿轮10、齿轮11、锥齿轮12、13等组成，也可由：齿轮、锥齿轮、软轴（如：钢丝软轴）传动，带传动等刚性、挠性传动、配速联轴器等组成；也可以采用非自锁型蜗杆蜗轮机构作为控制传动链；也可以是：螺母76与齿条78相连，齿条78通过齿轮11、锥齿轮传动组73、控制式离合器8、齿轮传动组74与丝杆77相连，构成控制传动链（齿轮11与锥齿轮a同轴固连，且丝杆螺母可互换位置，调位台79或车座与丝杆螺母机构的直线运动被锁件相连）；也可以是：通过非自锁性丝杆螺母机构连接，将直线主功率流路径中的螺母76直线运动直接转化为旋转运动，并经控制离合器8，齿轮传动组74形成闭合控制传动链；——其控制器可以是：控制电机（如：步进电机、伺服电机等）、液压马达、气动马达、电磁牵引、机械牵引设备等；可控驱动源、控制式离合器、变速器、单向联轴器等；单向联轴器工作牙面间可垫加弹性压紧补偿装置；

控制传动链中的单向联轴器可以是：间隙花键型单向联轴器、键传动单向联轴器、牙嵌式单向联轴器、卡盘单向联轴器；也可以是：在蜗轮与中心齿轮之间依靠单向传动销装置实现单向传动；传动销23表面包覆弹性材料，或使用橡胶棒传动销；

单向联轴器设计原则是：只要达到从一个方向旋转时传递扭矩，另一方向旋转时空转，一般为大间隙配合式联轴器，此间隙量按照单向联轴器工作机理、单向联轴器牙面间隙量设计原则”设计；设计原则为：工作牙面一侧紧紧贴合，而相背的另一侧非工作牙面则间隙较大，此间隙量设计原则为：在由超越态向自锁态变化时，单向联轴器反向旋转，工作牙面间隙增大，非工作牙面间隙减小，此非工作牙面间隙量在减小到接触之前蜗杆蜗轮工作齿面已优先啮合，致使非工作牙面不能啮合而使控制链断流，蜗杆不能同步自转而使蜗杆蜗轮系统进入自锁状态；相反：超越态运转时，蜗杆蜗轮非工作齿面未啮合前则单向联轴器工作牙面优先啮合驱动蜗杆进行同步旋转；也即：单向联轴器的工作牙面接触传动态正好是蜗杆蜗轮的工作齿面的虚啮合态；单向联轴器处的自由行程量（游隙量——工作牙面由松弛态向啮合态变化的自由行程量）要小于蜗杆蜗轮工作齿面到相邻非工作齿面间隙量；

单向联轴器中啮合牙、槽、传动键、传动销数量至少为一个，也可为多个；

传动锥齿轮12可以设置在蜗杆的任一侧；

传递主功率流部件蜗轮、壳体可采取单边、双边轴承配合关系装配；主功率流传动件、控制传动链元件均可单边、双边设置轴承配合关系；

输入轴也可采取孔装配连接方式，如在蜗轮中心处开装配孔；也可在壳体上设置输出轴；

自锁机构中蜗杆数量至少一个，对于多蜗杆设计方案，也可采取蜗杆一体控制型方案，可将所有蜗杆转轴通过空间齿轮传动组19或钢丝软轴21等方式连接起来，并将控制传动链与其中一个蜗杆轴连接；

对于单向超越离合器，蜗轮蜗杆的工作齿面可设计为面接触传动以增大承载能力；非工作齿面对加工精度无要求，可以不按标准齿形设计，可在不产生运动干涉前提下尽可能增大齿形强度。

8. 根据权利要求1所述的超越离合装置，其特征是：

(1)控制型超越离合装置是超越、自锁方向可以调节改变的双向可调控型超越离合器；单向联轴器的工作牙面、非工作牙面结构等同，单向联轴器与传动链之间联接固有传动转角

具有可调性，如：可改变蜗杆蜗轮啮合齿面间隙量与单向联轴器凸牙17、凹槽18间隙量相对差；

(2) 自适应型超越离合装置也可是双向可调型，蜗杆蜗轮齿面双向均无自锁性，在蜗杆两侧均设置有动、静摩擦盘静态间隙量可调的动、静摩擦盘装置。

9. 根据权利要求1、2所述的离合装置与变速控制装置，其特征是：其中的单向控制机构不自锁，利用主锁件、被锁件之间的大传动比减速增扭效应，使得通过主锁件可用较小的力控制被锁件的运动，其中的控制器可以是可调制动器（如：电磁离合器、制动器，或制动电动机等）；具有此非自锁性的机构也可通过增加动、静摩擦盘来实现单侧自锁。

10. 根据权利要求1、2、4、9所述的自锁、非自锁机构，其特征是：自锁机构可以是由内齿蜗轮45、鼓面蜗杆46、蜗杆总成基体盘47等组成的内齿式蜗杆蜗轮机构；也可以是由滚动式蜗轮滚柱57内向辐射状分布形成内齿型滚动蜗轮，与非自锁性鼓面蜗杆64啮合传动；二者均可以是自锁型或非自锁型传动机构。

无级齿啮合控制型高效大功率离合器

技术领域

本发明属于机械离合器、控制式变速器，尤其是超越离合器设计及制造技术领域。

背景技术

目前，机械无级离合器一般采取摩擦方式传递功率，工作时主从动盘之间需要很大压紧力，磨损发热现象严重，体积大，传递功率有限。超越离合器是一种特殊的机械离合器，在机械传动中靠主从动元件相对运动速度变化或旋转方向的改变实现自动接合或分离，将往复转矩以单向转矩输出，故又称为单向离合器或单向轴承；由于其离合状态与内外环相对速度有关，所以又称为差速离合器。现有超越离合器类型大致分为：齿式（一般包括棘轮式、牙嵌式）、摩擦式两大类，齿式超越离合器结构简单，工作可靠，对材料、制造精度要求低，但外形尺寸大，属于有级接合，且接合时冲击大，故不适用于高速、高频工况。传统摩擦式超越离合器大致分为：滚柱式、楔块式，其工作循环包括“超越——楔入——楔紧——去楔——超越——”几大过程，在超越行程中楔紧元件与外环之间存在相对滑动磨损，产生大量热量，在楔入和去楔过程中也会消耗不少能量，这将导致离合器功耗、磨损增大，传动效率降低。此外，该类离合器溜滑角较大，在往复转角幅度小的场合效果较差；其加工精度的高低直接影响传动特性，故对元件的加工精度、耐磨性、硬度提出更高要求，且高精度元件数量多，如：离合器楔块、滚柱，内环（一般内环为星轮）、外环的材料硬度、加工精度均很高。更主要者，其摩擦传动的承载能力低是目前摩擦式超越离合器的致命缺陷（例如：制约现有脉动无级变速器应用范围的主要因素就是其关键部件摩擦式超越离合器的承载能力低）。上述综合因素所限，制约了目前超越离合器向高速、高频、高效、大功率领域迈进……

发明内容

本发明针对现有离合器缺憾进行革新改进，在此基础上提供一类新型控制式离合器及超越离合器，以满足、适应现代化工业需求，尤其适用于现有脉动无级变速器、以及专利：03140569. X 03263450. 1——《等角速同形位低副高变速比机械无级变速器》公开的无级变速器场合，由于此关键部件——超越离合器的引入，实现了无级变速领域的概念性变革。达到了近乎完美的“高效大功率非摩擦式匀速无脉动过零超宽区间”无级变速，该发明几乎涵盖了目前所有超越离合器优点，达到了独有的“非摩擦、无楔紧、无级齿啮合、零反向空行程”极佳境界，属一种全新概念的大功率非摩擦式无级齿啮合控制离合器，该离合理论一改以往传动理念——具有“运动态不传递功率、静止态传递功率”的神奇效果！属机械传动领域的一次传动观念的概念性改观！且具有加工精度、磨损状况等因素不影响传动精度、性能等特点，可谓离合器领域一次革命性突破！

该专利提出了一种新的“啮合式无级离合”设计方向、指导思想，开辟了探索研究新领域，不仅具有实际运用价值，还具有理论指导意义……

本发明的技术方案如下：

基本理论：

（以蜗杆蜗轮为例分析；其它自锁机构工作原理等同）——相关解释参见文尾20页：《名词解释》

离合器的设计条件——具有单向自锁特性的常啮合传动机构，即：“无级常啮合”与“单向自锁”两大技术特征；以蜗杆蜗轮机构为例分析说明：蜗杆蜗轮处于常啮合态，当蜗杆导程角小于当量摩擦角具有单向自锁特性时便具备了此条件。“单向自锁”与“无级常啮合”两大技术特征的组合应用设计，适用于直线、曲线（旋转）场合。

另一典型机构——具有自锁性的2K-H型正号行星轮系机构、3K型行星轮系等，同样具有单向自锁性及常啮合特性。

凡可以单向控制另一从动件运行步调的机构，如：蜗杆蜗轮机构、自锁性行星轮系机构、锥蜗杆、交错轴斜齿轮机构等一切可单向自锁的机构均可用于此设计。

基本设计原理

蜗杆齿形无级移位原理（无级常啮合原理）：通过旋转蜗杆自身转轴角位移，可使蜗杆齿形在轴向无级平移。如：在蜗杆蜗轮机构中（包括滚动型），对于蜗轮的任意转角位，蜗杆均可通过无级旋转角位移实现齿形无级平移啮合。同理，在直线蜗杆蜗条机构中，对于蜗条的任意直线位，蜗轮同样可通过旋转变换角位移达到齿形无级移位啮合。

此种靠蜗杆的自身旋转实现“无级改变啮合齿位”的技术原理可用到无级传动场合，解决以往的“一切无级牵引传动均需借助摩擦传动”制约现状，可谓里程性进步！也可通过传感器监测，计算机计算出蜗杆的待啮合方位角后适时通过可控驱动器（如：控制式电机）牵引蜗杆的转角与欲啮合体实现同步无级啮合——又名：齿位同步无级啮合原理。是实现齿轮无级传动的一大关键核心突破口。

连续常啮合无级锁定控制原理（以蜗杆蜗轮机构为例说明）——蜗杆蜗轮总保持常啮合，对于蜗轮的任意角位移处，蜗杆均可以随时对其进行“离合”控制（即：自锁接合、解锁超越两个状态的控制）。

蜗杆蜗轮机构的单向自锁性也称单向控制性，即：蜗杆可以控制蜗轮的运动，通过主锁件对被锁件运行状态的控制实现“离合”功能；换言之，即：利用蜗杆蜗轮的连续常啮合无级锁定控制原理实现“离合”功能；也即：通过对蜗杆的运行状态控制来实现离合变换——当蜗杆随蜗轮同步转动时，整个机构处于运行状态，即：自由分离态（超越态），此时输入轴的转矩不能传递到输出轴；一旦蜗杆停转，整个机构便发生自锁，从蜗轮方向看整个机构成为一体，即：接合锁定态（等效于普通超越离合器的楔紧态），输入轴与输出轴连成一体，功率流由输入轴向输出轴传递输出，这便是蜗杆蜗轮的齿啮合无级离合原理（示意简图见图1）。利用此原理，可以设计控制式离合器、无级齿啮合超越离合器、控制式无级变速器。当蜗杆处于非同步旋转态时，机构呈现半接合打滑状态，此时，输入轴、输出轴之间存在转速差，此功能主要为适应离合器的打滑工况场合。

按控制功率流分类：开环功率流控制、闭环功率流控制；其工作流程图——参见附图27

具体分析：

1、控制式离合器：

(1) 外动力源控制型（开环功率流控制）：具有连续常啮合特性的单向自锁机构，由一控制器适时（根据需求任意时刻、任意方向、速度）驱动主锁件实现与被锁件之间锁定特性的控制变换，进而完成离合状态（分离态、打滑态、接合态）的变换；（解说参见图1相关部分）；

其工作流程图——参见附图28

此类模式也可用于变速器，只要将可控驱动源的控制指令按变速要求执行即可！可参照附图31。

(2) 内动力流控制型（闭环功率流控制）：具有连续常啮合特性的单向自锁机构，由主功率流分出控制功率流引入一控制传动链（串有控制离合器、控制变速器的传动链），通过对控制传动链（控制离合器、控制变速器）的控制适时（根据需求任意时刻、任意方向、速度）驱动主锁件实现与被锁件之间锁定特性的控制变换，进而完成离合器离合状态（分离态、打滑态、接合态）的变换；（详见下文，解说图参见图2——如图2中的控制器8用一控制式离合器、控制式变速器代替即可）。

其工作流程图——参见附图29、附图30

此方案属指令外控制型，可实现双向离合控制，功能与现有普通离合器相似。

与现有普通离合器比较：

a——可控离合传动链中串有控制离合器的类型不可实现打滑传动，只能实现“离”与“合”两个工况——如图29；此类型可代替现有电磁离合器，具有体积小、功率大，工作态不耗能等特点。实施例：将图2中的控制器8用一控制式电磁离合器代替，即成为一无打滑功能的控制式离合器，通过对电磁离合器的通断控制即可实现主离合器的离合状态变换。

b——可控离合传动链中串有控制无级变速器的类型可以实现打滑功能，如图30。

2、控制式变速器、控制式无级变速器

(1) 蜗杆公转型（离合器演变型）

按控制功率流分类，分为：开环功率流控制、闭环功率流控制；

开环功率流控制类的工作流程图可参考图 28；

闭环功率流控制类工作流程图——参见附图 31

为了实现可靠运行，上述控制式离合器、控制式变速器在自锁态向超越态变换时需“启动矩”或“启动隙”（例如：当在传动功率的紧啮合时刻突然导通控制传动链，此时并不能立刻进入空转超越态，因为此时的功率流流向不会因控制链的虚导通而改变流向。解决此问题的办法——1：直接使用驱动源强行产生启动矩克服蜗杆蜗轮齿面的摩擦力，使蜗杆蜗轮齿面分离后再进入同步超越态，如图1所示，可以靠电机强行驱动来产生启动矩，破坏自锁状态；2：靠主动轴减速使蜗杆蜗轮啮合齿面产生微间隙（启动隙）来获得解锁）；在打滑半接合状态，蜗杆蜗轮间需克服啮合齿面摩擦转矩，故应尽量在保持自锁前提下减小蜗杆导程角，以便在锁定特性不变前提下减小蜗杆蜗轮啮合齿面摩擦系数，从而减小摩擦转矩，具体措施包括：采用低摩擦系数材料、采用低摩擦润滑方式及滚动传动等方式来减小摩擦系数。

注：蜗杆公转型是指蜗杆与离合器壳体连成一体作整体旋转类型，蜗杆既做公转又作自转。

(2) 蜗杆自转型（差动运动合成型）：

利用单向自锁机构的单向控制性组成单向控制装置，通过相关运动合成机构，可以设计蜗杆自转型控制式变速器。对于使用液压马达、气动马达、手动无级变速器等驱动器类型，不宜采取蜗杆公转型，应采取蜗杆自转型（参见图23），此时，蜗杆所在位置不变，仅作自转运动，不作公转运动，便于对蜗杆实现控制。注：此处“蜗杆自转型”仅是一定义名称，并不代表机构意义，即：控制机构可以是其他自锁机构（如图23.5中采用自锁型行星轮系）

如图23所示：通过一控制无级变速器控制蜗杆的运动，经蜗轮将此运动引入差动轮系，通过差动轮系与主功率流输入端进行运动合成后变为输出轴的转速输出，通过无级改变控制变速器传动比调节蜗杆转速，即可在输出轴上获得大功率无级变速输出。即：输入端运动与控制端运动经过差动轮系合成后变为输出轴的转速输出。根据控制功率流的来源分为——（1）“开环功率流控制”：控制器的功率流来自外界可控驱动源（如：控制电机、控制用无级变速器设备等），其控制系统路径为：控制器——单向控制装置——运动合成机构；（2）“闭环功率流控制”：在主功率流输入端引入分流机构进行封闭功率流控制合成；其控制系统路径为：主功率动力轴——分流支路——控制无级变速器——单向控制装置——运动合成机构；

本技术关键在于：单向控制系统使功率流不回流，具有单向控制特性。具有单向自锁性的机构均可用于设计单向控制装置，考虑到变速器的非同步工作时间段远远大于离合器，打滑几率大增，为减小磨损，尽可能用滚动自锁机构。如：采取滚动传动型自锁蜗杆蜗轮机构（可参考如图15机构，但条件为：蜗杆导程角小于滚动蜗杆蜗轮当量摩擦角）

3、控制型超越离合器（闭环功率流控制）：具有连续常啮合特性的单向自锁机构，在一单向控制传动链的控制下适时（根据主从动件的旋转方向、相对速度）驱动主锁件实现与被锁件之间锁定特性的控制变换，进而完成离合器超越离合状态（自锁态与超越态）的变换；

（解说详见下文）。以蜗杆蜗轮为例分析：当控制传动链处于断流状态时，主锁件蜗杆静止，此时蜗杆蜗轮系统处于自锁态，离合器处于传递功率状态；当控制传动链处于接合状态时，蜗杆在控制链驱动牵引下同步旋转，此时蜗杆蜗轮系统处于同步空运转状态，即：离合器处于超越状态；换言之：工作态运行时控制传动链隔断、控制链处于断流状态，蜗杆蜗轮自锁状态无法解除，离合器处于自锁接合传递功率态；超越态运行时控制链处于接合态，蜗杆被控制链牵引同步运行解除自锁处于超越空转态。

设计指导思想：构造两个旋转方向的锁定特性不同即可实现超越离合。这与下文的“自适应型超越离合器”指导思想一致。

工作流程图——参见附图32。

对于此类型超越离合器，蜗杆蜗轮接合工作齿面可采用摩擦系数较大材料，在满足自锁前提下尽可能增大蜗杆导程角，以获得较小的传动比，从而使控制链传动比减小，降低在超越态时蜗杆的自转角速度，提高传动效率！

此蜗杆蜗轮超越离合器机构无楔紧现象，仅在锁定时有接触应力，无蜗杆蜗轮间的相对滑移式传动，属静接触传动，在超越态虽然有蜗杆蜗轮的相对运动，但无功率传动关系，为“随动附和”式非接触运动，所以几乎无滑移摩擦功耗！

双向可调控型超越离合器——离合器超越、自锁方向可以调节改变的超越离合器；特点：蜗杆蜗轮的齿形设计采取双向对称设计，即：工作齿面与非工作齿面相同（因为两齿面均可能充当工作齿面，如：顺时针为超越向时的非工作齿面，当变换为逆时针为超越向时则成为工作齿面），单向联轴器的工作牙面、非工作牙面结构等同，且具有传动链传动转角可调性，以图5为例分析：在不改变其它所有元件的运行位置前提下，改变蜗杆蜗轮及单向联轴器凸牙17、凹槽18相对转角，使非工作齿面、非工作牙面靠近，工作齿面、工作牙面远离后再接入传动链中，此时离合器的超越方向将发生改变，变为：逆时针旋转时单向联轴器接合，控制传动链驱动蜗杆同步旋转，离合器进入超越态，顺时针为自锁态。即：通过调节联轴器固有相对转角既可改变离合器超越方向。

4、自适应型超越离合器（又名：单侧自锁型、两侧齿面锁定特性互异型超越离合器）

设计条件：“单侧自锁性”、“无级常啮合”。设计总旨：两个旋转方向的锁定特性不同。

设计原理：蜗杆蜗轮啮合齿面的两侧摩擦系数不同，致使正反向的锁定特性不同，如：正向运行时，不自锁（蜗杆蜗轮啮合齿面摩擦系数小，为滚动传动或低摩擦滑动传动——即：当量摩擦角大于蜗杆导程角）；而反转时则自锁（靠轴向分力使蜗杆轴的动、静摩擦盘面接触；或蜗杆蜗轮啮合齿面间采取高摩擦传动，实现自锁——即：当量摩擦角小于蜗杆导程角），利用此原理可以进行超越离合设计。（详见下文）

由于超越态时啮合齿面间不发生自锁，无功率传递，所以接触应力很小，故可以在此接触面采用降低摩擦系数的方法（如：附着或镶嵌低摩擦系数非金属材料或金属材料，自润滑材料；或改变两侧的润滑方式来获得不同摩擦系数，如：在保证油润滑油不扩散到工作齿面前提下可采取油润滑方式来获得低摩擦系数）来达到两侧齿面的锁定特性不同。此方式成本低，结构简单，不必加滚动装置，仅靠两侧齿面摩擦系数的不同即可达到目的（如图14）。

自适应型的实施方案有：（1）构造两侧齿面的摩擦系数、锁定特性不同；（2）两个方向的蜗杆轴端阻矩（如：加动静摩擦盘）不同，此二者措施可同时使用或分别独立使用，宗旨达到：两个旋转方向的锁定特性不同即可！

如图14、15、16所示：靠动静摩擦片的触合也可实现单侧自锁目的。优点：超越向工作时为滚动接触，自锁接合向工作时靠动、静摩擦盘的摩擦阻矩形成自锁。超越向旋转时机构不自锁，蜗杆蜗轮同步转动，彼此间为轻载滚动接触传动；反方向旋转时，蜗轮在反向转矩下将蜗杆轴向推压，致使动、静摩擦盘触合，起到反向自锁作用。

同理：轴向平行分布式滚柱凸轮机构（盘式滚动蜗杆蜗轮机构）也可用于此设计，根据本原理设计条件，该机构需具有单侧自锁性，可以将超越滚轮与自锁工作齿面组合设置，蜗轮盘体作主动件时机构具有单侧自锁，同时也可增设动、静摩擦盘辅助装置来实现单侧自锁（如图16）。

另外，对于轴向、径向滚柱凸轮机构（即：滚动蜗杆蜗轮机构、盘式滚动蜗杆蜗轮机构），也可去掉超越滚轮装置，仅仅设置自锁工作齿面，靠齿面两侧的润滑方式不同实现单侧自锁，如：一侧为润滑油膜，一侧为干摩擦或牵引油膜；或两侧的啮合齿面材料不同、摩擦系数不同。

对于控制型，蜗杆蜗轮总与紧边接触，远离松边；对于自适应型则距两侧齿面均很近，此时靠两侧摩擦系数不同，致使两个转向的锁定特性不同，一侧超越、另一侧自锁。所以，自适应型有一定的溜滑角。

自适应型超越离合器也可设计为双向可调型，通过调节改变自适应装置的当前工作位置即可改变单侧自锁性方向，如：对于蜗杆蜗轮齿面双向均无自锁性，自锁完全靠动、静摩擦盘阻尼来实现的自适应型离合器，可通过变换不同工作位摩擦盘来实现离合换向。如在蜗杆两侧均设置有动、静摩擦盘间隙量可调的动、静摩擦盘装置，将左侧的动静摩擦盘间隙调小、右侧的动静摩擦盘间隙调大，则蜗杆受蜗轮力矩方向向左时机构自锁，相反，如果右侧的动静摩擦盘间隙调小、左侧的动静摩擦盘间隙调大，则蜗杆受蜗轮力矩方向向右时机构自锁。

注：本专利给出的各类非常规蜗杆机构可视为“变异型蜗杆机构”，对于滚动类型，根据结构可分为：滚柱径向辐射分布式机构（又称：蜗杆凸轮式机构——如图 15 所示）；轴向平行分布式滚柱凸轮机构（又称：圆柱凸轮式机构——如图 16 所示）。为了与本文概念一致，统一命名为：滚动蜗杆蜗轮机构（如图 15 所示）、盘式滚动蜗杆蜗轮机构（如图 16 所示）

注：本文中指的普通蜗杆蜗轮机构除特别指明外，一般指自锁性蜗杆蜗轮机构。

5、非自锁型离合器、变速器：如图1、图23所示，蜗杆蜗轮机构不自锁，利用蜗杆蜗轮的大传动比减速增扭效应，使得通过蜗杆可用较小的力控制蜗轮的运动，属功率放大式离合器、变速器。具体措施为：将图1中的控制器8由制动器（如：电磁离合器、制动器，或制动电动机等）代替。当制动器制动时，机构自锁处于接合态，制动器解除制动时机构处于分离空转态，通过对制动器制动力及制动时间段的控制还可实现打滑传动。可用于各种需求离合的场合，如：汽车主离合器、一切可控离合器。

6、延伸设计——直线型控制离合器：分为：（1）控制型；（2）自适应型。

所有具有单向自锁特性的机构均可用于此无级离合设计，包括：旋转型、直线型，由于此类机构有一特殊的工作特性，即：传递功率过程发生在自锁态，而超越态为空载态，不传递功率，故此不必考虑自锁机构效率问题，且磨损很小。所以一切具有单向自锁功能的机构均可用于此设计（包括所有具有自锁特性的行星传动系列，蜗杆机构、锥蜗杆、交错轴斜齿轮机构、丝杆螺母机构、蜗杆蜗条机构、斜面无级锁定装置等）。由于工作态为静止自锁态，齿形精度仅影响反转空行程（溜滑角）大小及承载强度，应力分布，故对齿形加工精度要求较低，如：对离合器反向空行程大小无太大要求场合则可大大降低加工精度等级，磨损后仅影响溜滑角大小，且可进行调节补偿（如：蜗杆蜗轮磨损使得间隙增大，并导致溜滑角增大后，只要调整单向联轴器的主动、从动轴夹角转角即可达到补偿效果，使蜗杆蜗轮的工作齿面间隙减小或消除；更简单的方式：在单向联轴器凸牙、凹槽间增加垫块即可、或增加弹垫来降低加工精度、消除反向空行程，达到溜滑角等于零境界！），故寿命很长。而现有超越离合器的加工精度等级要求极高，且加工精度、磨损现象直接影响工作特性。

本发明的特点、优点：

本发明采用可控自锁性原理（“可控自锁”与“无级常啮合”）设计，实现了独特的齿啮合无级离合过程，此类离合器属自动离合器，远比液力耦合器及目前所有离合器效率高，全接合态属固联传动，传动效率接近 100%，且具有零部件磨损不影响传动精度及传动扭矩特点。尤其是按此原理设计的单向超越离合器，具有极佳的、现有超越离合器所无法比拟的优越效果。传递功率过程发生在内系统自锁状态，此时，内系统元件呈固连一体相对静止状态，所以此类机构内系统不必考虑传动效率问题，即：具有自锁特性的蜗杆蜗轮的低效率不会影响到超越离合器传动效率。

此类控制式离合器用到汽车上仅在结合分离瞬间产生相对滑动，一般时间工作状态为彻底分离或结合态，所以磨损并不严重！尤其是与专利：03140569.X 03263450.1——《等角速同形位低副高变速比机械无级变速器》公开的无级变速器一体装备后效果极佳，几乎无相对滑动，要么接合、要么分离，工况简单化，变速时离合器并不工作，在正常工作中只有在快速跳档调速时才需离合器工作。这将使离合器的工作特性发挥到最佳境界！在彻底分离或结合状态，该离合器无任何相对滑动，分离态不接触，结合态无摩擦，靠齿啮合传递功率，

所以在同样体积前提下传递功率范围大增。该控制式离合器可用于所有需求离合工况场合（如：汽车离合器），功率放大，用微功率控制大功率离合场合等。

与现有技术相比，具有几大特点：（1）开合特性好，无楔紧现象、无相对滑移摩擦、几乎不发热（弹垫接触补偿式有微量磨损——指：为了达到溜滑角等于零而增设的弹性压紧装置使蜗杆蜗轮间产生微压力接触，此时有微量磨损，但由于力度很小，所以磨损、发热小）；

（2）无级接合超越传动、溜滑角小；（3）零部件数量少，对精度、强度要求低、工作态、超越态均无相对滑动，磨损低且有磨损自动补偿功能——可通过弹垫自动补偿磨损，磨损量较大时还可通过调节单向联轴器垫块厚度及控制链连接转角来补偿，且磨损后仅影响溜滑角大小，不影响传动精度及传动效率、功率，使用寿命长、维护性好、加工精度、材料要求低、制造成本低廉（尤其是单蜗杆工作型要求条件更低）；（4）传递功率时属固联静态非摩擦啮合传动，承载能力大，功率重量比、功率体积比高；（5）传动效率高，98~99%；（6）体积小、接合平稳、噪音低，适应高速、高频场合。

正是上述综合优势，该离合器可以设计的比现有离合器更轻质小巧！此类离合器的附加功耗很低，内部转动惯量小，在超越态虽然有蜗杆蜗轮的相对运动，但无功率传动关系，为“随动附和”式非接触运动，所以几乎无滑移摩擦功耗！此离合器成本远比现有低，控制链元件不要求传动精度、效率，不承载主功率流，只要能牵引蜗杆进行空载运动即可，故控制链元件可按轻载化设计，用冲压件、注塑件等低成本元件制造，同时有利于减小系统转动惯量、噪音、制造成本、体积、质量，降低功耗、提高总体传动效率！而主承载元件（蜗杆蜗轮）在工作时与机体处于一体相对静止态，故所有运动副均可用滑动副，降低成本且缩小体积，增大承载量，静止式工作特点使得对蜗杆蜗轮啮合齿形、材料的要求大大降低，可用普通材料及粉末冶金、锻造、铸造等工艺制造便可直接使用，成本大降（而现有超越离合器的外环、星轮、滚柱、楔块等加工精度要求极高，且磨损后明显影响传动性能。）！工作过程无相对滑动、无楔紧现象，属非摩擦传动，传动效率、承载能力极高（大于同体积的齿轮传动，齿轮工作在旋转态，而蜗杆蜗轮为静止态工作）。无相对摩擦磨损，不发热，且磨损不影响传动精度，致使寿命大大延长！体积、质量、转动惯量小，可适应高速、高频工况，反向空行程（溜滑角）极小甚至为零（溜滑角大小与蜗杆蜗轮啮合齿游隙、蜗杆轴承游隙有关），完全可适应现有离合需求及开拓应用新领域，例如：可彻底突破现有脉动无级变速器的功率障碍，使其应用局限性获得实质性改观！特别是用到专利：03140569.X 03263450.1——《等角速同形位低副高变速比机械无级变速器》公开的无级变速器专利的往复类型中，将达到极佳效果，实现全齿啮合式匀速无级变速！

附图说明

下面结合附图和实施例对本发明进行具体说明：

图1：开环功率流控制式离合器、变速器示意简图

图2：闭环功率流控制式离合器、变速器示意简图

图3：超越离合器示意图

图4：离合器啮合齿形状况分析

图5：环面蜗杆啮合齿形与单向联轴器工作示意分析

图6：蜗杆一体控制型方案

图7：超越离合器装配图（一）

图8：超越离合器装配图（二）

图9：单向联轴器系列

图10：超越离合器控制传动链系列

图11：内齿蜗轮蜗杆超越离合器示意图

图12：滚动自适应型超越离合器（一）

图13：滚动自适应型超越离合器（二）

图14：滑动自适应型超越离合器

图15：动静摩擦盘型超越离合器

图16：自适应型盘式滚动蜗轮蜗杆超越离合器

图17：自适应型分相设计与控制型类比分析图

图18：滚动自适应型分相设计结构图

图19：自适应型内齿蜗轮蜗杆超越离合器

图20：交错轴斜齿轮机构

图21：等速螺旋线齿盘齿轮机构

图22：行星轮系型超越离合器

图23：控制式变速器系列机构简图

图24：控制型直线离合器

图25：自适应型直线离合器

图26：短行程直线离合器

图27、28、29、30、31、32：工作流程方框图

其中:

- | | | |
|------------------------------|-------------------------|-------------|
| 1、蜗杆 | 30、中心齿轮轮毂(含键槽) | 61、自锁性蜗轮齿牙 |
| 2、蜗轮 | 31、蜗轮转轴
(含间隙式单向牵引键槽) | 62、非自锁性蜗轮齿牙 |
| 3、输出轴 | 32、弹垫 | 63、非自锁性蜗杆齿牙 |
| 4、输入轴 | 33、左半联轴器 | 64、非自锁性鼓面蜗杆 |
| 5、机体(壳体) | 34、右半联轴器 | 65、被锁件齿轮 |
| 6、蜗杆支撑 | 35、扇形半联轴器 | 66、主锁件齿轮 |
| 7、轴承(转动副) | 36、单向配速联轴器 | 67、等速螺线齿盘 |
| 8、控制器(或控制式离合器、
变速器) | 37、传动软轴 | 68、弧面齿轮 |
| 9、单向联轴器 | 38、大锥齿轮 | 69、等速螺线齿牙 |
| 10、中心齿轮 | 39、小锥齿轮 | 70、弧面齿牙 |
| 11、齿轮 | 40、锥齿轮、同步带轮固连总成 | 71、主控轴 |
| 12、锥齿轮m | 41、同步带 | 72、受控轴 |
| 13、锥齿轮n | 42、小同步带轮 | 73、锥齿轮传动组 |
| 14、推力径向组合轴承(包括:
滑动、滚动式) | 43、非自锁性蜗轮 | 74、齿轮传动组 |
| 15、径向轴承 | 44、非自锁性蜗杆 | 75、控制无级变速器 |
| 16、环面蜗杆 | 45、内齿蜗轮 | 76、螺母 |
| 17、单向联轴器凸牙 | 46、鼓面蜗杆 | 77、丝杆 |
| 18、单向联轴器凹槽 | 47、蜗杆总成基体盘 | 78、齿条 |
| 19、空间齿轮传动组 | 48、蜗轮自锁工作齿面 | 79、调位台 |
| 20、蜗杆转轴 | 49、全向轴承 | 80、复位簧 |
| 21、钢丝软轴 | 50、蜗轮基体 | 81、非自锁性丝杆 |
| 22、离合器后盖 | 51、超越滚轮 | 82、非自锁性螺母 |
| 23、传动销 | 52、角接触轴承 | 83、蜗条 |
| 24、单向牵引销孔 | 53、循环球道式滚动接触体(或
滚轮) | 84、环面蜗条 |
| 25、加强型蜗杆支撑
(内含推力径向组合轴承14) | 54、普通球轴承 | 85、单侧型滚珠螺母 |
| 26、单向牵引槽 | 55、动摩擦盘 | 86、支架 |
| 27、蜗轮转轴(含键槽) | 56、静摩擦盘 | 87、静夹盘 |
| 28、传动键 | 57、滚动式蜗轮滚柱 | 88、动夹盘 |
| 29、中心齿轮轮毂
(含间隙式单向牵引键槽) | 58、盘式蜗轮自锁工作齿面 | 89、被锁移位块 |
| | 59、蜗轮盘体 | 90、主锁移位块 |
| | 60、自锁性蜗杆齿牙 | 91、移动副 |
| | | 92、补偿压紧簧 |

具体实施方式

图1: 开环功率流控制式离合器、变速器示意简图

如图所示: 输入轴与被锁件蜗轮相连, 输出轴与离合器壳体相连, 蜗杆通过轴承 7 安装于离合器壳体 5 上, 控制器 8 装在壳体内随壳体一起运动, 其控制动力传输于蜗杆转轴, 用以控制蜗杆的旋转角位移。该控制器可以是: 控制电机(一般选步进电机、伺服电机等)、液压马达、气动马达, 以及机械控制装置等。(本图为示意简图, 为清晰表述, 蜗杆蜗轮啮合齿面采取不重叠绘制, 实际中处于常啮合状态)

对于此处控制电机式控制器以及图2中提到的控制离合器(如: 电磁离合器)、控制式变速器(如电控变速器)等, 其外界控制信号可由电刷、滑环等动静衔接装置引入离合器转动体内部; 而对于液压马达、气动马达、手动无级变速器等驱动器, 则不宜采取蜗杆公转型, 应采取蜗杆自转型(参见图23), 此时, 蜗杆所在位置不变, 仅作自转运动, 不作公转运动, 便于对蜗杆实现控制。注: 图23装置也可用于离合器设计, 但蜗杆自转型离合器用场受限。

此结构可用于汽车主离合器, 实现高效非摩擦式离合传动, 具有啮合式接合、分离、打滑特性! 由于自锁式结构不反馈主动力, 所以主功率流的大小几乎不影响控制力的变化(但主功率流负荷量太大时, 蜗杆蜗轮间的齿面接触压力很大, 将导致蜗杆的阻矩增大, 所需控制力增大), 故具有全稳态控制效应特性; 通过控制蜗杆转动量可以实现分离、打滑、接合过程, 尤其适用于只有“接合”、“分离”工况场合, 如: 现有自动离合器中使用的大量离合器、以及电磁离合器均可用此类离合器代替, 具有经济高效、体积小等优势!

特点: 靠外界驱动源提供的功率流控制蜗杆运动类型易实现打滑功能, 如图所示: 可以

时间、速度大小等参数为控制指令对主锁件蜗杆1进行控制以满足多种工况需求，例如：用作机动车辆中主离合器，靠计算机辅助系统实现多元化控制，监测并计算车辆当前工况的转差率/打滑率数据后通过控制器对主锁件进行多元控制，模拟实现现有离合器所有功能。

在打滑工况比较频繁的场所，可采取滚动自锁机构（参见图15），或对蜗杆蜗轮机构采取良好润滑传动，这样可大大减小自锁态的打滑磨损，实现打滑状态轻松控制，使其更好适应于汽车主离合器工况。

根据工况场合需求决定蜗杆装配数量，但在为了实现动平衡及改善受力，一般至少对称装置两个蜗杆（在低速场合也可装置一个，但最好加配重进行动态平衡），在蜗杆不参与公转场合，可以装置一个蜗杆。

在控制式离合器中，需对蜗杆同时具有径向轴向约束定位，可采取全向轴承实现，也可采取径向轴承与推力轴承组合方式设计，但体积较大、结构较复杂；在小功率场合也可采取滑动轴承、滚动轴承（如：深沟球轴承可承受一定轴向载荷）。

但对于超越离合器中（如图5所示），传递主功率发生在自锁态，此时整个离合器自锁连成一体，而在超越态则不传递功率，属空载运动，故不必装置高效轴承，采取滑动轴承即可，自锁工作受力方向一端由于工作在自锁态，为进一步增大可靠性，可采取推力摩擦盘（如图14）代替推力轴承，简化设计，缩小体积，降低成本。

动态分析：蜗杆蜗轮同步旋转则等效于处于空转分离状态，降低蜗杆转速则开始逐步传递功率（等效于半结合状态），直至蜗杆自转角速度等于零时则达到最大传递功率态，即：完全结合态。注：半结合状态时蜗杆蜗轮间有相对滑动，存在摩擦现象，为减小磨损，可采取减摩材料、润滑方式或滚动代替滑动方式优化设计，但要注意蜗杆蜗轮锁定特性的改变问题，通过改变蜗杆导程角可弥补这一点。

图2：闭环功率流控制式离合器、变速器示意简图

输入轴4与蜗轮2相连，并通过一控制传动链与蜗杆1相连构成闭环功率流控制模式。该机构的设计机理是——将主功率流分流引入控制传输链中，通过控制器8的中间衔接，控制蜗杆运动完成对输入转矩的控制输出。本图中控制传动链由中心齿轮10、齿轮11、锥齿轮12、13、控制器8组成，控制器可以是：控制式离合器、控制式变速器。其控制器8可以安装在传动链中的任意位置，如：可以装在中心齿轮10前，以及锥齿轮12与蜗杆1之间，也可以装在锥齿轮13与齿轮11之间。

按控制功率流分为：开环功率流控制、闭环功率流控制；可参见前文——工作流程图。

图3：超越离合器示意图

图4：离合器啮合齿形状况分析

图5：大功率环面蜗杆啮合齿形与单向联轴器工作示意分析

超越离合器结构组成与图2相似，不同之处在于将控制器8用单向联轴器9代替（同理：单向联轴器可以加在控制传动链的任意处），对于超越离合器，只需滤掉反方向及相对低速转矩，其控制动力流无需专门控制源引入，属闭环功率流控制型，该机构的设计机理是——将主功率流分流引入控制传输链中，通过单向联轴器9（严格讲，应叫：短程单向联轴器，或间隙式联轴器，只在一定转角范围内具有单向传动性；可参见如图9所示）的中间衔接，过滤单向动力流控制蜗杆的单向旋转，构造出超越、自锁单向闭合动力链，完成对输入转矩的“超越、离合”传输。

整个机构链的传动过程为：超越状态时，蜗杆蜗轮同步运行，齿面间无功率流的传输；接合自锁态时，整个机构的元件均处于相对静止一体态，输入轴、输出轴接合一起传递功率。

在由自锁接合态向超越态转化时，控制传动链牵动蜗杆开始同步旋转，使得在此超越旋转状态蜗杆蜗轮非工作齿面（如图4、图5中 b 位置齿面）始终不能接触，从而达到超越态自由旋转，而向工作态过渡时控制传动链断流，蜗杆静止机构进入自锁态传递功率。控制链的单向牵引目的是将蜗杆进行单向驱动，超越状态时蜗杆随蜗轮旋转步调方向同步自转，致使蜗轮齿面始终追不上蜗杆齿面，即蜗杆蜗轮不能相互啮合传动功率，二者处于同步空转状态。

注：决定超越离合器的离合条件是：主动轴与从动轴之间的旋转方向或相对转速。

单向联轴器设在蜗轮就近端，控制链的转动惯量大，在由超越态向工作态运行过渡时靠控制链的惯性有利于减小蜗杆蜗轮溜滑角，在由工作态向超越态过渡时靠控制链的惯性则有利于使蜗杆蜗轮啮合齿面分离，消除相对滑动摩擦；但装在靠近蜗杆端响应性强，控制精度较高。

输入轴、输出轴可以互用，一般选转动惯量小的一端作为往复运动联接端。

如图5所示：单向联轴器主动端凸牙传动轴（中心部分）与蜗轮轴（输入轴4）固连，凹槽从动端（剖面部分）与中心齿轮10（双点划线所在位置）相固连。如图所示：顺时针为超越态，逆时针为自锁工作态。

蜗杆蜗轮齿形旋向决定蜗杆蜗轮的相互传动方向，其控制传动链的最终传动旋转方向要与之相协调一致，即：控制传动链的起始端、终末端运动方向与之相协调一致，使蜗杆蜗轮啮合齿面能实现“随动附和、随波逐流”式虚接触运动；所以当由于空间设置因素致使控制传动链最终传动旋向与蜗杆蜗轮传动方向不协调时只要改变蜗杆蜗轮齿形设计旋向即可解决问题，如图2、3、4、所示为右旋方式，图5、5.1、5.2为左旋（图5.2为图5的右视原理图——缩小图）。单向联轴器决定控制链传递运动的通断方向，决定着离合器的离合方向。当输入轴向着单向联轴器的传动方向旋转时，控制链导通，离合器处于超越状态；输入轴向着单向联轴器的隔断方向旋转时，控制链断开，离合器处于自锁接合状态。设计中可根据实际工况所需确定离合方向，至于控制传动链的具体设计可以灵活多变，可参见下文相关部分（图10）。

单向联轴器啮合牙面以及蜗杆蜗轮啮合齿面的配合关系决定着功率流的流向，蜗杆蜗轮的工作齿面（如图4、图5中 a 位置齿面）处于常靠近状态，非工作齿面（如图4、图5中 b 位置齿面）处于常远离状态；同样，单向联轴器的工作牙面（如图5中c位置牙面）处于常靠近状态，非工作牙面（如图5中d位置牙面）处于常远离状态（参见图4、图5）。其运行情况是：超越向旋转时蜗轮未与蜗杆啮合前就先牵动单向联轴器工作，优先驱动蜗杆齿面旋转，所以，在超越态蜗轮非工作齿面始终追不上蜗杆非工作齿面，处于“随波逐流”式空转状态。此特点是构造超越离合器功率流流向的决定因素！依照此理论的指导可以设计更多的单向离合器以及其他功率流导向引导装置。即：接触应力决定功率流流向。离合器自锁态工作时，功率流沿蜗杆蜗轮啮合齿面间流动，而超越态时功率流则是沿着控制传动链传动到蜗杆时便被隔断，由于蜗杆的同步旋转，蜗轮一直不能与蜗杆啮合进行功率传递，于是处于超越空转状态。

当处于工作态时，此离合器内部的一切部件均处于相对静止状态，彼此间无任何滑动，此时可视为输入轴与离合器整体呈固联状态，所以离合器各运动副可使用滑动轴承（包括：控制传动链轴承也可用滑动轴承）以提高承载能力、简化结构、缩小体积、降低成本；而在超越态，各部件为空载状态，不承载主功率，其空转扭矩（超越态扭矩）很小，且无相对滑动。显见：主功率流承载零件只有蜗杆蜗轮，其余零件均为控制件，只在超越态工作，作为控制运动链的传递件，仅传递空转扭矩，属空载运动，且磨损很小，所以可用轻薄料等冲压件制造，也可用非金属件制造。

对于超越离合器，为改善运行性能，应尽可能降低蜗杆蜗轮间的传动比，以减小蜗杆蜗轮间的转速差，方案有：（1）尽可能增大蜗杆蜗轮啮合齿面间的摩擦系数，以在不改变自锁特性基础上增大蜗杆导程角，减小蜗杆蜗轮的传动比，进而减小控制链的传动比；（2）增大蜗杆直径、减小蜗轮直径，在不改变蜗杆导程角基础上减小蜗杆蜗轮传动比（如图5.1），但需适当，当蜗杆直径太大时将增大控制链的负荷量，降低响应性。

对于存在打滑半接合工况的控制式离合器、变速器，为了减小蜗杆蜗轮齿面的摩擦，应尽量减小蜗杆蜗轮齿面的摩擦系数（包括采用低摩擦系数材料、采用低摩擦润滑方式及滚动摩擦等方式来减小摩擦系数），但为了确保自锁特性不发生改变，则需减小蜗杆导程角。如图15所示的滚动蜗杆蜗轮结构中，当蜗杆导程角小到具有单向自锁性时即可用于此设计。

进行机构优化设计后，其整体结构紧凑，质心均匀，无偏心惯量，对于小功率场合，为降低成本，可以仅在单边设置蜗杆，但对于蜗杆部件参与旋转运动型，为了运行平稳，可加

配重进行动平衡处理。为增大承载能力，蜗杆数量可以达四个或更多（如图5所示），一来增大承载能力；二来增大接触面，减小磨损量；再者改善质量分布，使得整个离合器的质量均匀分布，具有更好的平稳性，不仅具有极好的动平衡性，也具有极好的静平衡特性！

采用环面蜗杆结构可大大提高承载能力。

注：图5中的单向联轴器、中心齿轮仅为表现空间位置及局部结构而绘制；其机构相互衔接关系可参见缩小的右视图5.2。

注：控制链结构形式可不拘一格，采取多种方式（参见图10相关部分），只要达到将控制转矩同步传递到蜗杆，使蜗杆实现同步旋转即可。

传动锥齿轮12可以设置在蜗杆的任一侧，如图5所示为：锥齿轮设在自锁态蜗杆轴向承载端（即：安装推力径向组合轴承14一端）的异侧情况，这样在自锁态传递主功率时，蜗杆在蜗轮驱动下使控制链锥齿轮12、13产生远离趋向，避免了载荷传递到锥齿轮上的可能因素，从而保护控制传动链；由于此控制传动系统的载荷很小，仅仅能将蜗杆本身驱动起来即可，所以可用微尺寸缩微化设计，且可用滑动轴承（甚至非金属等材料，可减小质量、转动惯量），缩小空间体积，简化设计，降低成本。自锁态时蜗杆轴向承载端一侧的承载载荷很大，所以此处必考虑强度设计，如图采取径向推力组合轴承14来增大承载强度（也可用下文的全向轴承）。锥齿轮12也可设在自锁态蜗杆轴向承载端，这样有利于在由自锁态向超越态过渡时利用锥齿轮12、13间的传动力产生微量轴向运动来消除蜗杆在自锁承载态的轴向压紧现象（即：产生的微量轴向分力正好解除蜗杆的轴向阻尼！），使控制链驱动蜗杆的启动载荷更小，离合特性、响应性加强！上述因素只是小因素，不影响大局，实际情况中，可视空间条件等具体结构确定传动锥齿轮12的设置方位，使得空间布局更合理、紧凑！

蜗杆蜗轮工作齿面间隙、单向联轴器工作牙面间隙越小，溜滑角越小，响应性越强；另外：蜗轮直径越大，在同样加工精度的前提下溜滑角越小。

由于蜗杆蜗轮是在静止状态下传递主功率，而运动状态下则不传递主功率，处于“超越状态”，所以蜗杆蜗轮啮合齿的齿形无需向蜗杆蜗轮减速器那样设计，可采取简化变异方式设计，为了增大承载量，也可采取环面蜗杆方式设计，或增加蜗杆数量。对于单向超越离合器，蜗杆蜗轮的齿形只有一面为工作齿面，另一面为常分离状态，即：非工作齿面，所以，此侧的齿面对加工精度无要求，可以不按标准齿形设计，只要达到在不产生运动干涉前提下尽可能增大齿形强度即可！如图5所示，而工作齿面也为静接触传动，工作中无相对滑动，故可尽可能设计为面接触传动，以增大承载能力！延长寿命！

单向联轴器工作机理：工作牙面一侧紧紧贴合，而相背的另一侧非工作牙面则间隙较大（解析图见图5），此间隙量设计原则为：在自锁态时，单向联轴器反向旋转，工作牙面间隙增大，非工作牙面间隙减小，此非工作牙面间隙量在减小到接触之前蜗杆蜗轮工作齿面已优先啮合，致使非工作牙面不能啮合而使控制链断流，蜗杆不能同步自转而是蜗杆蜗轮系统进入自锁状态。相反：超越态运转时，蜗杆蜗轮非工作齿面未啮合前则单向联轴器工作牙面优先啮合驱动蜗杆进行同步旋转，致使蜗杆蜗轮不能进入啮合，换句话说：蜗轮的非工作齿面始终追不上蜗杆齿面，于是蜗轮处于超越空转态。

此单向联轴器可用现有多种联轴器、离合器改装，（典型例可参见图5、图9），设计原则：只要达到从一个方向旋转时驱动从动轴，另一方向旋转时有较大间隙，此间隙量按照上一段的“单向联轴器牙面间隙量设计原则”设计。

为降低蜗杆同步旋转角速度，也即：为减小蜗杆蜗轮传动比，减小控制链传动比，降低蜗杆超越转速，提高效率，可以在不改变蜗杆导程角的前提下增大蜗杆直径，减小蜗轮直径，同时这将有利的增大蜗杆蜗轮的接触面，提高承载量！注：只要蜗杆蜗轮的导程角不变，蜗杆直径即使大于蜗轮，其自锁方向仍不会改变，此时将大大降低蜗杆蜗轮的转速差，但是：此时的蜗杆转动惯量很大，将增大控制链的载荷、功耗，增大超越空行程阻矩，降低响应性，所以应尽可能减小蜗杆的质量、转动惯量。为增大承载能力，也可加大蜗杆直径，加厚蜗轮轴向尺寸，获得大面接触。（见图5.1）

一般场合用圆柱蜗杆传动；重载场合用环面蜗杆传动（由于工作时不相对滑动，故无散热问题）；特种场合可用锥蜗杆传动及特种自锁机构（参见下文）。

在某些高精密场合，为了进一步减小反向空行程（溜滑角），可采取将输入转矩经增速装置放大旋转角位移后再输入此超越离合器，等效于采用“精度放大”原理，可达到极高的超越离合功效！另：采取在单向联轴器工作牙面间垫加弹性压紧补偿装置方式也可达到消除反向空行程效果（参见下文——图9）。

图6：蜗杆一体控制型方案

为了简化设计，减小零部件数量，对于多蜗杆设计方案，也可采取蜗杆一体控制型方案，将所有蜗杆转轴通过空间齿轮传动组19或钢丝软轴21等方式连接起来，使所有蜗杆具有同步旋转特性，这样，只需将控制传动链与其中一个蜗杆轴连接即可！此外要注意壳体的动平衡设计。

单向超越离合器的设计指导准则：

一般情况下，只要达到，蜗杆蜗轮的工作齿面与单向联轴器的工作牙面同步“吃紧”即可，即：单向联轴器的工作牙面接触传动态正好是蜗杆蜗轮的工作齿面的虚啮合态（虚啮合态——即将接触状态或微压力虚接触状态、微间隙配合状态、临界虚接触状态）。此微间隙配合量由加工、装配精度决定，精度越高，间隙量越小，即：溜滑角越小。

一般设计原则为：常状态下，蜗杆蜗轮工作齿面、单向联轴器的工作牙面均应处于即将接触或零压力虚接触状态，

在高精密场合，为达到严格消除离合器反向空行程（或者说：使溜滑角等于零），可在单向联轴器主动牙与从动牙之间加装预压弹簧（或弹垫），弹簧预压量的存在使得蜗杆蜗轮工作齿面常接触，也即：弹簧使得蜗杆蜗轮工作齿面总处于啮合压紧状态，以达到消除反转空行程目的。但弹簧预压力不必很大，只要起到使蜗杆蜗轮工作齿面常处于接触啮合状态即可！弹簧预压力太大时将导致蜗杆蜗轮的工作齿面压紧力较大，特别是在超越状态时，蜗杆蜗轮齿面有相对滑动，太大的预压力将导致蜗杆紧紧跟随蜗轮运行，并紧紧磨合，有较大磨损，此摩擦阻力较大时还会造成超越空转阻矩增加，即：超越空转必克服此摩擦才行，所以：为减小此磨损及空转阻矩，应在能使蜗杆蜗轮保持常接触压紧状态前提下，尽可能减小弹簧预压力。在一般场合，增加预压簧可在不增大溜滑角的前提下使蜗杆蜗轮的加工精度降低，即：通过弹性浮动自动补偿效应来适应各齿面的加工波动量，降低精度条件。另外，此弹性浮动自动补偿效应还可自动消除齿面的磨损量，延长使用寿命。此外，增加弹垫也可减小联轴器的传动牙面接触应力，减小冲击噪音！弹簧的弹性系数、固有频率应选择适当，以增大响应性！

注意：单向联轴器处的自由行程量（游隙量——工作牙面由松弛态向啮合态变化的自由行程量）要小于蜗杆蜗轮工作齿面到相邻非工作齿面间隙量，以防止产生超越态自锁现象（超越态自锁现象——在向超越方向旋转时，蜗杆蜗轮非工作齿面已啮合，但单向联轴器的工作牙面还未啮合进入传动，此时蜗杆不能被驱动同步旋转，于是发生自锁，这将导致机构失效，设计中要绝对避免此现象发生。

图7：超越离合器装配图（一） 图8：超越离合器装配图（二）

图7、图8为超越离合器的两种结构装配图，其基本结构与前文（可参见图3、图5）大致相同，不同之处在于控制传动链单向联轴器的设计，此结构简单轻巧，在蜗轮与中心齿轮之间依靠单向传动销装置实现单向传动。

图7中：传动销23与蜗轮固连，在中心齿轮10上对应位置开单向牵引销孔24，如图所示，当输入轴沿箭头方向转动时，传动销不能牵引中心齿轮旋转，控制传动链处于隔断状态，离合器自锁传递功率；当输入轴沿箭头反方向转动时，传动销牵引中心齿轮旋转，控制传动链处于导通状态，离合器进入超越状态。

注：A-A向剖视仅针对箱体而言，以明确表示各零件安装情况。

图中所示为：环面蜗杆类型，也可用直齿蜗杆类型代替。控制链元件可用冲压工艺制造的冲压件。

此传动销23的径向位置尺寸越大，对工艺、配合、安装精度要求越低，传动精度越高。

此结构类型成本低，传递主功率流部件蜗轮、壳体可采取单边轴承配合关系装配（如图所示：采取在蜗轮单侧设置输入轴，并与壳体通过单边轴承装配），降低成本；而控制链元件更是可以采取轻薄料冲压成型；主功率流传动件、控制传动链元件均可单边设置轴承配合关系，装配调试方便简单；当然，蜗轮与壳体之间、控制传动链元件也可采取双边轴承装配（如图8.2中蜗轮为双边轴）；输入轴也可采取孔装配连接方式，如在蜗轮中心处开装配孔，此时的输入轴4为一带键槽的中心装配孔；同理，也可采取在壳体上设置输出轴3（如图7.1）。

如将蜗轮上的传动销23表面包覆弹性材料（如：套一橡胶管或干脆用橡胶棒代替），则可达到弹性补偿压紧效果，使反向空行程（溜滑角）等于零。

图8与图7区别仅在于蜗轮2与中心齿轮10之间单向传动装置的设计不同，图8.1中：传动销23与中心齿轮固连，在蜗轮2对应位置开单向牵引槽26，工作特性与图7相同。图8.2中，蜗轮与中心齿轮之间单向传动键方式实现单向传动，图8.2.1为中心齿轮轮毂、蜗轮转轴与传动键的局部剖视图，A、B、C图分别代表三种单向传动方式：A图中传动键28与中心齿轮轮毂（含键槽）30固连，蜗轮转轴31上开有含间隙式单向牵引键槽，以实现单向传动；B图中传动键28与蜗轮转轴（含键槽）27固连，中心齿轮轮毂29上开有含间隙式单向牵引键槽，以实现单向传动；C图与B图结构类似，不同之处在于C图采取双键对称方式设计，传动受力效果好。注：传动键、传动销数量至少为一个，也可为多个。

图9：单向联轴器系列

——间隙花键型单向联轴器、键传动单向联轴器、牙嵌式单向联轴器、卡盘单向联轴器
图9.1为单向联轴器几种结构（可参见图5、图8.2.1）

间隙花键型单向联轴器：由凸牙传动端、凹槽传动端组合而成，类似花键结构大间隙配合型，如图9.1中A、B图；键传动单向联轴器：如图9.1中C、D图，图8.2.1；

图9.2为增加弹垫的单向联轴器示意图。

图9.3所示为牙嵌式单向联轴器：由两个端面都有凸牙和凹槽的半联轴器组成，且其中一个半联轴器工作牙面附有弹垫（如图中的右半联轴器34牙面有弹垫），图9.3.1中A图为该牙嵌式单向联轴器主视图，B图为两半联轴器牙面相互镶嵌接合相位图，如图所示，两个半联轴器的凸牙两侧并不紧配合，而是在非工作牙面一侧有着大间隙，工作牙面（C处）接触（或靠近），非工作牙面（d处）远离，以实现短程单向传动。图9.3.2为左、右两半联轴器部件图。

图9.4：卡盘单向联轴器，与图9.3不同之处在于：右半联轴器为扇形结构，与左半联轴器配合后结构更紧凑，轴向尺寸减小。

注：弹垫可以是橡胶垫等非刚性材料弹性垫，或弹簧等弹性浮动装置。弹簧（或弹垫）加在单向联轴器的主动工作牙面与从动杆工作牙面之间。单向联轴器可设置在蜗杆至输入轴之间的任一处。

由于单向联轴器仅仅传递空转扭矩，功率很小，故可以为质量很轻巧的结构，以减小转动惯量，牙数量也可以为1~2个，另，如图9.1中C、D图，图8.2.1所示可以为键与键槽方式连接，降低成本。在轻型场合可用冲压件或注塑件制造单向联轴器及控制传动链相关元件。

在单向联轴器内加弹性垫的作用是弥补制造精度的不足，减小或消除反向空行程，但其负面影响是使蜗杆蜗轮齿面产生一定摩擦，使蜗杆蜗轮工作齿面常接触（包括超越态），所以欲使超越态时齿面不接触前提下使反向空行程最小，则宜采取刚性传动，因为刚性传动精度高，响应性强，而采取弹垫传动则响应型稍差，在往复频率较高时会由于惯性力压缩弹簧而使传动滞后（所以在高速场合需用较大刚度弹簧或刚性传动），当然，如果在刚性传动的接触间隙基础上再加弹垫则可达响应性强及空行程等于零的双境界。所以，在制造加

工精度很高时，宜采取刚性单向联轴器；这样在空转时蜗杆蜗轮不接触，阻力小，磨损小！但为了减小制造加工精度、降低装配精度要求及磨损影响，并使空行程等于零，可采取加弹性垫结构，这样在超越空转态时蜗杆蜗轮有接触摩擦力，会有微量磨损及空转阻矩。

图10：超越离合器控制传动链系列

超越离合器的控制传动链可以随意设计，主旨目的达到将控制功率流同步引入到蜗杆转轴牵引蜗杆实现同步旋转即可，其中的单向联轴器可设置在蜗杆至输入轴之间的任一处，使控制传动链具有单向传动特性即可（如输入轴后、蜗杆前范围内的任意处，也可直接从外界引入——属开环功率流控制型）。本图所示为超越离合器控制传动链系列举例。

由于控制链的功率很小，仅用于传递运动，对传动效率无关紧要，故可用软轴传动，带传动等刚性、挠性传动（如图10.3中采取了挠性同步带传动结构）。

图10.1、10.2采用了软轴（如：钢丝软轴）及单向配速联轴器36（其实就是一紧凑化的单向配速传动链）组成单向控制传动链，使结构大为简化，图10.2中增加锥齿轮传动组，缩短了软轴的传动距离，提高传动效率。

注：其余类型的自锁方式机构也均可采取此软轴来封闭动力链，可大大简化机构。

图10.3、图10.4、10.5中采用基本的机械传动方式进行控制运动链的运动衔接，实现运动的空间转换、传动比变换，并通过单向联轴器实现单向传动功能，完成的正是单向配速联轴器及传动软轴的等效综合功能。

图10.6中采用了非自锁型蜗杆蜗轮机构作为控制传动链，此时蜗杆蜗轮机构属传递运动类型，可以不考虑传动效率问题，此结构简化了控制传动链，取消了锥齿轮传动，减少了元件数量，为了提高传动效率，也可采取图15的滚动接触方式。

图11：内齿蜗杆蜗轮超越离合器示意图

本图公开了一种内齿式蜗杆蜗轮机构，不仅可以用于此超越离合器（此时内齿式蜗杆蜗轮机构具有自锁性）设计，也可用于减速器设计，具有传动比大，结构紧凑等特点。

该离合器的工作原理与前文外齿式蜗杆蜗轮超越离合器类型相似，不同之处在于蜗杆蜗轮机构，由：内齿蜗轮45、鼓面蜗杆46、蜗杆总成基体盘47等组成。

图11.1为：内齿蜗杆蜗轮超越离合器机构简图；图11.2为内齿蜗杆蜗轮啮合齿形示意图

注：输入轴、输出轴可以互用，对于输入为非匀速运动的输入场合（如往复转动），一般取转动惯量小的一端为输入轴。超越离合器的工作特性使得其对齿形加工精度几乎无要求，尤其是在小功率场合对齿形加工精度要求更低。

图12：滚动自适应型超越离合器（一）

图14：滑动自适应型超越离合器

图16：自适应型盘式滚动蜗杆蜗轮超越离合器

图18：滚动自适应型分相设计结构图

图13：滚动自适应型超越离合器（二）

图15：动静摩擦盘型超越离合器

图17：自适应型分相设计与控制型类比分析图

图19：自适应型内齿蜗杆蜗轮超越离合器

自适应型超越离合器（又名：单侧自锁型、两侧齿面锁定特性互异型超越离合器），其工作原理参见前文理论部分。

实现两侧传动特性不同的技术措施：（1）靠两侧齿面的摩擦系数不同——可通过材料不同或加工粗糙度不同来实现；（2）设置单侧滚动传动方式（如：加超越滚轮51）；（3）分相进行不同润滑效果处理及不同导程角设计；（4）对非自锁型蜗杆蜗轮机构在蜗杆轴间增设辅助装置（如：动、静摩擦盘55、56）等技术，上述措施可同时采取其中一种或多种均可，只要达到正反旋转方向锁定特性不同实现单向超越离合功能即可。

图12所示为典型的单侧设置滚动传动方案，为了在超越态具有极其轻松的自解锁效果，蜗杆转轴处的约束轴承最好用滚动轴承，而又需满足在自锁态时的可靠自锁，以及承载大的轴向负荷，所以最好用全向轴承（如图12.1），或者用推力径向组合轴承14（最好用滚动式）。也可用角接触轴承（如图12.2）。

由于传递功率发生在自锁态，超越态不传递功率，故仅需对蜗轮自锁工作齿面48进行强化设计，而蜗轮上超越滚轮51设计强度则不必很大，超越滚轮及滚轮轴径可以小巧化设计（如

图12.1)。此超越滚轮轴承也可用滑动轴承。

同理：自适应型也可采取在蜗杆一侧齿面设置滚动装置，如：加循环球道式滚动装置，靠循环球道式滚动接触体或固定滚轮与蜗轮的其一齿面接触实现滚动接触传动，达到两侧齿面锁定特性互异特性，实现超越离合（如图13）。

图14为普通蜗杆蜗轮自适应型，在功率较小时可采取普通滑动齿面蜗杆蜗轮结构型，此时靠两侧齿面摩擦系数不同来实现单侧自锁，一侧自锁传递功率、另一侧打滑超越空转。

具体措施为：（1）蜗杆蜗轮两者或二者其一的齿面两侧材料或材料附着层不同，造就两侧啮合齿面滑动摩擦系数不同，来实现单侧自锁；（2）通过对两侧齿面加工粗糙度不同来实现滑动摩擦系数不同；（3）借助润滑效果的不同来实现单侧自锁（一侧加润滑油系统，一侧加牵引油系统或不作处理，为干摩擦传动）。

此方式可靠性较差，可增加动、静摩擦盘55、56辅助装置来提高可靠性。

此类装置也可采取将导程角加大或降低摩擦系数方式，使蜗杆蜗轮两侧齿面均进入非自锁状态，然后在要求自锁旋向的对应蜗杆端加动、静摩擦盘装置来实现单侧自锁。

图15：动静摩擦盘型超越离合器

此方案中：滚动式蜗杆蜗轮本身双向均不自锁，单侧自锁效应通过装在蜗杆轴位置处的动、静摩擦盘实现。

靠动、静摩擦盘实现单侧自锁的工作方式需要一定轴向游隙，所以不宜用全向轴承，由于自锁工作态的轴向载荷由动静摩擦盘承担，而超越态不传递主功率，故对轴承的轴向承载能力无大的要求，如图所示采取普通滚动轴承。此动、静摩擦盘间隙游动量/游隙应小于滚珠轴向游隙，以达到在自锁态时摩擦盘先接触优先压紧贴合，充分锁定，将全部压紧力均作用到摩擦盘上。动、静摩擦盘处摩擦力必足够大（摩擦力随压力增大而增大，且成正比关系），此处决定传递功率大小（或决定打滑限值）

自适应型的两侧游动空间越小（包括：蜗杆蜗轮啮合齿游隙及各运动副间隙余量、动静摩擦盘的离合间隙行程），反向空行程（溜滑角）越小，离合器精度越高！

图16：自适应型盘式滚动蜗杆蜗轮超越离合器，

此机构与图12中的工作原理相同，超越态运行时靠超越滚轮51与蜗杆接触传动；反向运行时，自锁工作齿面58与蜗杆啮合，机构自锁传递功率。至于动、静摩擦盘装置则属附加装置，只为进一步增进可靠性。

图17：自适应型分相设计与控制型类比分析图

图18：滚动自适应型分相设计与控制型类比分析图

图17.1：机构简图；图17.2：齿形啮合分析图（剖面部分为蜗轮齿形所在位置）

由图14类型分析，为了实现两侧齿面的锁定特性不同，可对两侧齿面采取不同技术处理，以实现单侧自锁，在对单侧齿面采取润滑技术处理时，为了避免润滑油的相互扩散影响，可将两侧齿面分离设计，即：将一个蜗杆蜗轮机构分为两相，而每相蜗杆机构中只用一侧齿面工作，这样可以很好的对每一蜗杆蜗轮机构进行不同润滑处理，此方案还有利于使不同蜗杆机构设计为不同导程角，更便于改变两个方向上的锁定特性关系。

如图17所示：采用了自锁性蜗杆蜗轮与非自锁性蜗杆蜗轮机构组合设计，自锁性蜗杆齿牙60与自锁性蜗轮齿牙61的工作齿面处于靠近状态，对应的非工作齿面处于远离状态；非自锁性蜗轮齿牙62与非自锁性蜗杆齿牙63的工作齿面处于靠近状态，非工作齿面处于远离状态；当输入轴沿箭头方向转动时，自锁性蜗杆齿牙60与自锁性蜗轮齿牙61的工作齿面进入啮合，于是机构自锁；当输入轴沿箭头反方向转动时，自锁性蜗杆齿牙60与自锁性蜗轮齿牙61的工作齿面产生分离趋势，此时，非自锁性蜗轮齿牙62与非自锁性蜗杆齿牙63的工作齿面进入啮合，由于此相蜗杆蜗轮机构不具自锁性，于是驱动蜗杆44旋转输出控制动力流，并经齿轮传动组74牵引蜗杆1同步转动完成解锁，机构处于超越运行态。

图18与图17区别在于：用滚动式非自锁蜗杆蜗轮机构代替了滑动式非自锁蜗杆蜗轮机构，其功能等效于将图12中滚动蜗轮中的超越滚轮51、蜗轮自锁工作面48分离设置。其工作齿面布置关系与图17.2等效，即：滚动式蜗轮滚柱57与非自锁性蜗杆工作齿面接触，远离非工作

齿面，以构造出单向联轴器单向传动功效及单侧自锁效应。

显见：将此自适应型机构分相处理后，该装置就演化为控制型，此时的非自锁性蜗杆蜗轮机构充当了控制链功能，图中的齿轮传动组74与非自锁型蜗杆机构一起组成控制传动链，分开两相彼此间的工作齿面与非工作齿面的啮合齿形布置特点构造了单向传动链功能，兼具了单向联轴器职能（其实，如图17.2中的啮合齿形布局设计其实就是充当了单向联轴器的功能。），与图10.6相比，取消了单向联轴器，简化设计。

通过对自适应型与控制型的相似性分析比较得：——自适应型经分相设计则演化为控制型，所以二者统一，自适应型可视为特殊的控制型，或者说：超短变异型控制链控制型。

图19：自适应型内齿蜗杆蜗轮超越离合器

本图公开一内齿型滚动蜗杆蜗轮机构（可与前文图11滑动型内齿蜗杆蜗轮机构对照）：由滚动式蜗轮滚柱57内向辐射状分布形成内齿型滚动蜗轮，与非自锁性鼓面蜗杆64啮合传动，形成非自锁型传动机构。超越向旋转时机构不自锁，蜗杆蜗轮同步转动，彼此间为轻载滚动接触传动；反转时，蜗轮在反向转矩下将蜗杆向左推压，致使动、静摩擦片贴合，起到反向自锁作用。该内齿型滚动蜗杆蜗轮机构也可通过减小导程角实现单向滚动型自锁功能。

本图为内齿啮合型蜗杆蜗轮机构在自适应型超越离合器中的应用举例，图12—18中的所有自适应型超越离合器类型均可通过此内齿型滚动蜗轮机构转化为内齿传动型。可参见前文相关内容。

注：蜗杆齿面为示意图例，并不代表具体实际形状。

其它自锁型机构在控制式离合器中的应用：

所有具有自锁特性的机构均可用依据前文的所有蜗杆蜗轮设计原理设计相关类型离合器。如：（1）具有单向自锁性的机构可按“控制模式”指导原则设计控制式离合器；（2）还可按照“自适应性”原理构造“单侧自锁”来设计自适应型离合器；（3）具有非自锁性的机构则可通过增加动、静摩擦盘来实现单侧自锁进行设计。

如图20、21、22给出几类具有自锁特性的机构，均可参照前文蜗杆蜗轮设计原则设计各种类型离合器。用下列图中对应的主锁件代替蜗杆，被锁件代替蜗轮即可设计对应的各种离合器。

图20：交错轴斜齿轮机构 图21：等速螺线齿盘齿轮机构

如图20所示为：交错轴斜齿轮机构，一般情况下使用：十字交叉斜齿轮类型

如图20.1、20.2分别为两十字交叉斜齿轮的主视、左视图，由图可见：主锁件齿轮66螺旋角大、被锁件齿轮65的螺旋角小，且主锁件齿轮66的导程角小于两齿面间当量摩擦角，所以：当主锁件齿轮66作为主动件时，机构不自锁；被锁件齿轮65作为主动件时，机构自锁。

该机构与蜗杆蜗轮原理一样，只不过等效于加大了蜗杆直径，使传动比减小，这将有利于在设计控制式离合器时减小控制传动链传动比，提高传动效率，但是，这将使体积增大，结构紧凑性降低，由于控制链的功率很小，仅仅牵动蜗杆旋转即可，所以无所谓效率高低，故可采取图20.2类型；其实：当主锁件齿轮66半径减小时，此机构便演化为典型的蜗杆蜗轮机构，所以此类离合器机构设计与蜗杆蜗轮很类似。可直接照搬设计。

图21：等速螺线齿盘齿轮机构

图21.1：单向自锁型等速螺线齿盘齿轮机构

图21.2：单侧自锁型等速螺线齿盘齿轮机构 图21.3：滚动式等速螺线齿盘齿轮机构

图21中公开一种新型“等速螺线齿盘齿轮机构”，由“等速螺线齿盘67”与“弧面齿轮68”组成；等速螺线齿盘67盘表面设有“等速螺线齿牙69”，顾名思义，齿牙齿形曲线为以盘轴线为中心的等速螺线，而弧面齿轮68的圆周柱面上为对应曲率的弧面齿牙70，其齿形啮合情况如俯视图所示（双点划线部分为等速螺线齿盘、等速螺线齿牙所在位置），当等速螺线齿盘67沿轴线匀速旋转时，弧面齿轮68将输出匀速运动。根据需要设计等速螺线曲率分布，可得到不同传动比、以及不同锁定特性的结构类型。

显见，对于具有自锁性的结构类型，将对应的主锁件弧面齿轮68代替蜗杆，被锁件等速螺线齿盘67代替蜗轮即可设计各种离合器。

图21.2为单侧自锁型等速螺线齿盘齿轮机构，弧面齿牙70的一侧齿面上设置超越滚轮51，以达到单侧滚动传动效果，实现单侧自锁功能。此类机构可参照前文图12等相关图设计自适应型离合器。

图21.3中被锁件弧面齿轮用图15中的滚动蜗轮代替，构成滚动式等速螺线齿盘机构，靠在圆周上径向分布的蜗轮滚柱57与主锁件上等速螺线齿牙70进行啮合传动，具有齿面双侧非自锁特性。可通过增加动、静摩擦盘来实现单侧自锁（参见前文相关内容）

注：等速螺线齿盘齿轮机构属一新型传动机构，可用于其他传动设计及应用场合。

另外：具有自锁特性的“锥蜗杆”传动机构同样适用于设计本专利中各类离合器，如：用锥蜗杆代替普通蜗杆即可设计对应的各种离合器，用于特殊场合。

注：“变异型蜗杆蜗轮机构”与“普通蜗杆蜗轮机构”只要具备相同特性（特指：自锁特性、非自锁特性）时即可互换使用。

变异型蜗杆机构——一般指滚动式蜗杆蜗轮机构，如：滚柱径向辐射分布式——滚动蜗杆蜗轮机构（图15所示）、滚柱轴向平行分布式——盘式滚动蜗杆蜗轮机构（图16所示）

图22：行星轮系型超越离合器

本图公开另一类典型单向自锁常啮合机构——具有自锁性的2K-H型正号行星轮系机构、3K型行星轮系等。

同样，此类具有自锁性的行星轮系传动效率很低，但由于其工作在超越状态，不用于传递功率，传递功率时机构内部处于自锁态，相对静止，等效于固连状态，所以不会影响系统对外工作效率。

图22为一行星轮系型超越离合器机构简图，为了运行平稳，采取两组行星轮 m_2 、 m_3 、 m_2' 、 m_3' 对称设置（2K-H型正号行星轮系的自锁特性分析见图22.1）。通过单向配速联轴器36将行星架H、齿轮 m_1 连接起来，齿轮 m_1 、 m_2 的齿牙啮合特点参见图22.2，总是工作齿面（如图22.2中a位置齿面）接近，非工作齿面（如图22.2中b位置齿面）远离；同样，单向配速联轴器36中的单向联轴器工作牙面（如图5中c位置牙面）处于常靠近状态，非工作牙面（如图5中d位置牙面）处于常远离状态。

其运行情况为：输入轴4沿自锁向旋转时，齿轮 m_1 、 m_2 的工作齿面优先啮合，而使单向配速联轴器36中的单向联轴器非工作牙面不能啮合，配速联轴器处于隔断状态，机构自锁，输入轴、输出轴连成一体处于传递功率状态；输入轴4沿超越向旋转时，在非工作齿面未啮合前单向配速联轴器36就优先工作驱动行星架H旋转了，此时机构不自锁，进入超越态，也即：在超越态时齿轮 m_1 的非工作齿面始终追不上齿轮 m_2 的非工作齿面，无法进入啮合，处于空转状态。

图22.1为具有自锁特性的2K-H型正号行星轮系机构，当行星架H作为主动件时机构不自锁，齿轮 m_1 作为主动件时机构发生自锁。

显见：此机构中同样具有齿轮的非工作齿面不接触，工作齿面静态接触传递功率的特点，所以其齿轮的齿形可按非标齿形设计。但是，注意：虽然啮合点在工作时为静接触，但在不同往复周期中此啮合点位置是随机不定的，即：静态传动时工作齿面的啮合点可能是有效工作齿廓的任一处，所以，为了保证极小的溜滑角及传动精度，工作齿面的齿形最好按标准齿形设计，当然：材料、精度、工艺处理要求可以降低，不必严格按照标准齿轮工艺处理，以尽可能降低成本！如图22.3中所示，齿轮的工作齿面（a位置齿面）与非工作齿面齿形不同（b位置齿面）。

同理：此机构也可用于设计：（1）控制式变速器（如图23）；（2）闭环功率流控制式离合器、变速器，只要用控制式离合器、变速器代替单向配速联轴器36即可（参见前文相关内容）；（3）开环功率流控制式离合器、变速器，将行星架H、齿轮 m_1 的连接断开，用一控制器8代替单向配速联轴器36即可（参见前文相关内容）；

图23：控制式变速器系列机构简图

如图23所示：通过一控制无级变速器控制蜗杆的运动，经蜗轮将此运动引入差动轮系，通过差动轮系与主功率流输入端进行运动合成后变为输出轴的转速输出，通过无级改变控制变速器传动比调节蜗杆转速，即可在输出轴上获得大功率无级变速输出。即：输入轴运动与控制端运动经过差动轮系合成后变为输出轴的转速输出。根据控制功率流的来源分为：开环功率流控制（如图23.1、23.2、23.4）、闭环功率流控制（如图23.5）。

图23.1、图23.2的运动合成机构采用差动轮系机构，图23.2与图23.1区别在于：图23.2采取锥齿轮传动组输出功率，改变了输入输出轴的传动方向。

图23.4中的运动合成装置采用行星轮系的另一结构布局类型，为了运动平稳，图中采用对称设置两行星轮组及两蜗杆。

图23.5为闭环功率流控制类型，在主功率流输入端引入分流机构进行封闭功率流控制合成。此时的单向自锁机构为具有自锁性的2K-H型正号行星轮系机构。

本技术关键在于：单向控制系统使功率流不回流，具有单向控制特性。具有单向自锁性的机构均可用于设计单向控制装置，考虑到变速器的非同步工作时间段远远大于离合器，打滑几率大增，为减小磨损，尽可能用滚动自锁机构。如：采取滚动传动型自锁蜗杆蜗轮机构（可参考如图15机构，但条件为：蜗杆导程角小于滚动蜗杆蜗轮当量摩擦角）。

对于滑动自锁类型，当传递功率很大时，蜗杆处的控制力需较大功率，且存在较大的相对滑动磨损功耗，因为此时蜗杆蜗轮处有较大的啮合力，故此有一定功率损失，不过此损失与蜗杆蜗轮减速器等效，所以能接受！

注：输入输出轴可互相转换使用，即：输入轴也可作输出轴，输出轴也可作输入轴。

注：该机构自由度为2，存在三个运动连接端口，分别对应：功率输入端（输入轴）、功率流输出端（输出轴）、控制装置连接端口（控制装置运动输出轴），此三者连接位置均可互换设置，获取不同功效。凡具有两个自由度的任意机构均可用于此运动合成设计，如：差动轮系等行星轮系列。

注：除特别说明外，一般行星轮系指非自锁型。

图23.3为控制约束式传动装置

如图所示：主控轴71与单向自锁机构（图中为：蜗杆蜗轮机构，也可是其它自锁机构）主锁件（蜗杆）相连，受控轴72与单向自锁机构被锁件（蜗轮）相连。其特点是：主控轴71顺时针或逆时针转动时，受控轴72随主控轴转动，当主控轴停转时受控轴双向锁止，不能自

由转动。即：扭矩只能由主控轴向受控轴输出，而不能由受控轴向主控轴输出。本图中左图为输入、输出轴转速相同型，主控轴、受控轴旋转角速度相等，传动比等于1；右图为普通蜗杆蜗轮型；最好为：单向滚动自锁机构，以减小摩擦。

综述：蜗杆机构、锥蜗杆机构、变异型蜗杆机构、交错轴斜齿轮机构、等速螺旋齿盘齿机构、行星轮系机构等，均可用于设计变速器、离合器、超越离合器。

对于超越离合器，当处于工作状态时，离合器内部的一切部件均处于相对静止状态，彼此间无任何滑动，此时可视为输入轴与离合器整体呈固联状态；而在超越态，各部件为空载状态，不承载主功率，其空转阻矩（超越态阻矩）很小，且无相对滑动。所以离合器各运动副可使用滑动轴承。包括图5中：推力径向组合轴承14采用滑动式即可。而对于存在打滑半接合工况的控制式离合器、变速器，蜗杆轴承可采用全向轴承，也可用角接触轴承（如图12.2）。

（关于全向轴承技术，参见相关专利！）

直线型控制离合器：分为：（1）控制型；（2）自适应型：通过构造单侧自锁性即可实现自适应性离合，原理与全文旋转型类似。

具有单向自锁性的机构均可用于此设计，如：丝杆螺母机构、蜗杆蜗条机构、斜面无级锁定装置等。

丝杆螺母机构：具有自锁性的丝杆螺母装置，与蜗杆蜗轮机构不同，此机构中丝杆、螺母互为主锁件、被锁件，即：丝杆、螺母二者谁作旋转运动，谁就是主锁件，对应作直线运动件则为被锁件。

蜗杆蜗条机构：根据“蜗杆齿形无级移位原理”，可以设计直线无级离合装置。蜗条：齿形与蜗杆啮合的直线型元件，可视为是蜗轮的展开结构，设计思路类似齿轮齿条装置，但特点为：具有单向自锁性，蜗杆为主锁件，蜗条为被锁件。如图24.4所示。

斜面无级锁定装置：详见图26，一般为短行程工况工作。

图24：控制型直线离合器

图24.1：如图所示：丝杆螺母机构为直线主功率流路径，螺母76与齿条78相连，齿条78通过齿轮11、锥齿轮传动组73、控制式离合器8、齿轮传动组74与丝杆77相连，构成控制传动链（齿轮11与锥齿轮a同轴固连）。其工作原理与前文旋转型类似，当控制式离合器8接合时，控制链导通，丝杆螺母机构进入非自锁状态，此时，丝杆的直线位移量通过控制传动链同步牵引螺母旋转，机构不自锁；当离合器8分离时，控制链隔断，丝杆螺母机构进入自锁态（关于启动隙的设计问题参见前文）。

此技术可用于快速夹紧、定位、调速装置/夹具、台钳等手动机构中，以便实现快速调节，提升效率。也可用于变速器快捷调速装置。在机动、自动调节中可用控制电机直接驱动丝杆旋转即可，此时的双向自锁性时刻存在，更加安全可靠！此结构属开环控制，即：螺母直接由一外界动力源根据需求适时驱动，满足丝杆的直线运动。

与图24.1不同，图24.2中的旋转主锁件为螺母（螺母76外表面固连齿轮c），丝杆为直动被锁件，与齿条相连，（特点：丝杆螺母可互换位置），当离合器8处于导通态时，调位台79可以自由上下移动位置，当离合器8处于隔断态时，调位台79位置被锁定。

应用例：用于自行车调位，将图24.2中的调位台79由车座代替并与丝杆77相连，通过一易操纵的控制器对控制离合器8进行离合调控，调位时使离合器8接合导通，车座可上下调节，平时离合器8隔断，机构自锁，车座处于固定态。（注：为了产生调节启动隙进行解锁，实现可靠调节，在向下调座前先让座位在复位簧80作用下向上复位，然后操纵控制钮将控制离合器接合后便可向下调位，向上调位时，则是先将座位向下压使螺纹压紧，然后操纵控制钮将控制离合器接合后便可向上调位，这样做的目的是为了构造螺纹的双向启动隙）。

图24.3：与前方案相比，此方案中的控制传动链通过非自锁性丝杆螺母机构连接，减少零部件数量。注：此时的非自锁性丝杆螺母机构指的是：与具有自锁性的丝杆螺母自锁方向不同的机构，同样，此机构中丝杆、螺母互为主锁件、被锁件，但是与自锁性不同点在于：丝杆、螺母二者谁作直线运动，谁就是主锁件，对应旋转运动件则为被锁件。正是这一特性，才使得此非自锁性丝杆螺母机构可作控制链部件，它可以将直线主功率流路径中的螺母76直线运动直接转化为旋转运动，并经控制离合器8，齿轮传动组74形成闭合控制传动链。

上述几种方案中：如果控制式离合器8用单向联轴器代替，则成为直线超越离合器。其螺纹工作面、非工作面，与单向联轴器的工作牙面、非工作牙面配合性质与前文相似，即：单向联轴器的工作牙面相互靠近，非工作牙面远离，螺纹工作面靠近，螺纹非工作面远离。

图24.4：蜗杆蜗条直线自锁机构

蜗杆蜗条直线自锁机构属蜗条与蜗杆啮合的直线型元件，可视为是蜗杆蜗轮机构将蜗轮展开后的演变结构，其特点为：蜗杆为主动件旋转时，蜗条输出直线运动，蜗条为主动件时机构自锁。即：该机构具有单向自锁性，蜗杆为主锁件，蜗条为被锁件。利用此特性可以设计直线离合器。

工况分析：蜗杆同步旋转时，蜗杆蜗条处于分离态；蜗杆非同步旋转时，蜗杆蜗条处于半接合打滑态；蜗杆停止自转时，蜗杆蜗条处于接合锁定态。

与丝杆螺母机构相比，此机构具有更为灵活的设计特点。可以实现蜗杆蜗条同步引导式

分离与接合。例：在连续旋转型无级变速器中，设：蜗杆为运动输入件，蜗条为运动输出件，当蜗杆当前平动量需输出时，则停止自转，与蜗条固连自锁啮合，传递运动；当蜗杆当前平动量不需输出时，则在控制下同步自转，与蜗条处于等效分离态，不输出运动。

为增大接触面，提高承载能力，可设计为环面蜗条蜗杆机构，参见图24.5。

图25：自适应型直线离合器

依据单侧自锁性原理，直线型离合器也可设计自适应类型，此方式比控制传动型更简单经济，可实施性强。

图25.1：单向自适应型丝杆螺母装置，即等效于“单侧滚珠丝杆”装置，在螺母单侧螺旋面上设计滚动装置（如：循环球道式滚珠），如图25.1中单侧型滚珠螺母85，使机构具有了单侧自锁性，即：两侧的锁定特性不同。如图所示，螺母向右运动时处于超越态，向左运行时机构自锁。

图25.2：单向自适应型蜗杆蜗条装置（一） 图25.3：单向自适应型蜗杆蜗条装置（二）

图25.2、25.3为单向自适应型蜗杆蜗条装置，图25.2中采取在蜗条的齿面一侧装置超越滚轮51方法实现单侧自锁。对于蜗条较长直线类型，一般在蜗杆上设置滚动装置，如图25.3所示在蜗杆一侧齿面设置滚动装置，如：加循环球道式滚动装置，靠循环球道式滚动接触体或固定滚轮与蜗条的其一齿面接触实现滚动接触传动，达到两侧齿面锁定特性互异特性，实现超越离合。也可通过改变两侧齿面摩擦系数来实现单侧自锁。

直线蜗杆蜗条机构的自适应性无级超越离合功能很适应某些场合需求，实现靠二者相对速度变化来自动实现适时离合。

在特定场合，需要在蜗杆的一侧安装机构，为保证受力对称及空间需求，可采取双蜗杆组合方式设计（参见图25.4）。

图26：短行程直线离合器（斜面无级锁定装置）

根据斜面升角小于当量摩擦角时发生自锁的特性，可设计单向自锁机构——短行程直线离合器（斜面无级锁定装置），

如图26.1所示为：自适应型单向离合装置（单向无级锁定装置），被锁移位块89的一侧面安置超越滚轮89，另一侧面则为滑动摩擦接触，具有单侧自锁性，当被锁移位块89向左移动时机构不自锁，此时主锁移位块90可随被锁移位块89运动而运动。当被锁移位块89向右移动时机构自锁，移位块静止。利用此特性，可设计无级锁定装置，如图所示：被锁移位块89与一动夹盘88固连，并与一静夹盘87相对安置，此时，动静夹盘之间便具有单向锁紧功能，即：两夹盘只能向夹紧方向运动，而不能向分离方向运动。如在动夹盘88外侧加一补偿压紧簧92则此机构便成为自动补偿锁紧装置。

如图26.1所示为控制型短行程离合装置，被锁移位块89、主锁移位块90的直线运动量均通过齿轮齿条装置转化为旋转运动，并通过相关传动件与控制式离合器8连接形成封闭的控制传动链。与前文装置一样，此装置具有双向无级离合功能。通过控制离合器8的通断实现双向无级离合锁定。即：离合器8接合时，动静夹盘距离可以随意变化，离合器断开时，动静夹盘距离锁定。

另：如果此控制离合器8用以单向联轴器代替，则成为单向直线超越离合器，其功能与自适应型相似，具有单向无级锁定功能。

其实：在进行动静夹盘的无级锁定时，只要无级推移主锁件主锁移位块90即可实现双向移位及无级锁定。这便是斜面楔块楔合原理。如在主锁移位块90外侧加一补偿压紧簧92则此机构便具有自动补偿锁紧功能。（如图26.3）

此机构可用于设计短行程定位夹具，如：机床夹具、台钳夹具、短程快速锁定装置、自动补偿锁紧装置等。

指导思想：

(1) 应尽可能减少传动链长度，减小参与往复运行的部件数量；并应尽量减小往复系统转动惯量。

(2) 放大输入端角位移，增大精度、灵敏度，减小反向空行程（滑溜角）。

(3) 减小蜗杆蜗轮等单向自锁性机构的传动比，即：增大蜗杆导程角，以减小控制链传动比，降低蜗杆同步运行角速度。

(4) 只要在单向联轴器到蜗杆所在控制传动链区间之外的任意处，均可作为与外界功率流衔接端口。

(5) 为允许承受过载负荷，可与此离合器串接摩擦传动衔接区，起到摩擦传动过载保护功能。

(6) 为减小摩擦，所有滑动副均可用滚动副代替；为简化结构，所有的滚动副可用滑动副代替（滑动副包括：滑动移动副、滑动转动副；滚动副包括：滚动移动副、滚动转动副）。

(7) 对于离合器及非闭环变速器，输入轴、输出轴可以互换使用，如：输出轴可作为输入轴与外界功率衔接；输入轴可作为输出轴与外界功率衔接。

名词解释:

(为便于直观了解,与现有技术概念统一,根据现有超越离合器的相关概念状态命名,所有名词解释在此一并介绍,下文不再解释,请相互参考对照)

控制器(可控驱动源):用来控制主锁件运动状态的设备,一般为:控制电机、液压缸、气缸、电磁牵引、机械牵引设备等,对于闭环功率流控制类型一般为:控制式离合器、控制式变速器、单向联轴器。

控制传动链:装有控制器的传动链,由控制器+传动链组成,一般通过在传动链中加装可控驱动源、或控制式离合器、变速器、联轴器来实现。

单向控制传动链:具有单方向传动扭矩特性的传动链,一般通过在其中加装单向联轴器(控制器)来实现。

单向联轴器:只能传递单一方向扭矩的联轴器。

同步:主锁件、被锁件运动协调配合的运动状态,以蜗杆蜗轮为例说明,指:蜗杆旋转角速度与蜗轮旋转角速度同步对应,不产生干涉,等效于蜗杆蜗轮间的啮合同步运动(同步参数包括:运动方向、运动速度),对于闭环类型,达到此效果的措施是:控制链传动比(以图例2说明:从蜗杆连接端到蜗轮连接端方向上的控制链传动比——也即:锥齿轮12到中心齿轮10传动链间的传动比)与蜗杆蜗轮传动比(与蜗杆减速器定义一样,指的是:蜗杆到蜗轮间的传动比,即:蜗轮齿数与蜗杆头数之比)相同;

配速传动链——使主锁件、被锁件实现同步运动的传动链;

单向配速传动链:具有单向传动特性的配速传动链。

单向配速联轴器:具有配速传动功能的单向联轴器,其实就是紧凑化的单向配速传动链。

* 闭环功率流控制型中属非打滑传动类型的传动链均具有配速传动特点,一般用于控制型超越离合器中。

开环功率流控制:驱动主锁件运动的功率流来自外界动力源的控制方式。对应控制链为:开环控制链。

闭环功率流控制:驱动主锁件运动的功率流来自主功率流分流支路的控制方式。对应控制链为:闭环控制链。

注:按控制论讲,本专利中只有控制型超越离合器属闭环控制,其余均属开环控制,例如:图2中的控制器用控制离合器、或控制变速器取代后,仅仅是控制用功率流属闭环类,但控制指令来自外界,仍属开环控制!但是,即使是本专利的开环控制类型,如果其控制信号采集于离合器处的传感器则又成为闭环控制,所以本文暂不讨论控制理论,本文着重机构设计,本文的开环闭环仅针对控制功率流而言,是为区分本专利机构类型而设的专用概念。

超越态(空转态、分离态)——离合器不传递转矩状态,控制链处于导通状态,由控制链牵动蜗杆同步转动解除自锁效应;

自锁态(接合态)——离合器传递转矩状态,控制链处于断开状态,蜗杆停转,蜗杆蜗轮机构处于自锁状态,依靠蜗杆蜗轮啮合齿面间的压力传递转矩,等效于普通超越离合器的楔紧态。**超越态、自锁态统称为:离合状态、离合过程。**

锁定特性——本文中包括:自锁性、非自锁性,例如下文中自适应型离合器同一齿牙两侧的齿面具有不同的锁定特性,即指:一侧齿面具有自锁性、另一侧齿面则具有非自锁性(或不具有自锁性)。

单向自锁——以蜗杆蜗轮机构为例说明,指:蜗轮为主动件时自锁,蜗杆为主动件时不自锁。

单侧自锁——以蜗杆蜗轮机构为例说明,指:蜗轮为主动件,当向一侧旋转时自锁,向相反方向一侧旋转时不自锁。即:蜗杆蜗轮啮合齿面的两侧摩擦系数不同、锁定特性不同。此功能一般用于自适应型超越离合器中。

正转、反转——即:正向旋转、反向旋转,针对单向联轴器而言,正转:联轴器传递运动的状态,反转:联轴器隔断运动的状态,即:正转传动、反转隔断。

实啮合:用于传递功率的啮合;

虚啮合、名义啮合:不传递功率的啮合,又叫空啮合,一般状态下,啮合齿面之间压力很小或无压力甚至不接触,即使有一定压力但不用于传递功率(如:在超越态虽然有蜗杆蜗轮的相对运动,但无功率传动关系,蜗杆蜗轮的啮合齿面为“随动附和、随波逐流”式虚接触运动;加弹垫后的蜗杆蜗轮在处于超越态时两接触齿面有一定压力但不是用于传递功率,只为消除反向空行程)。工作齿面处于虚啮合态时也可称为:“名义啮合齿面、虚啮合齿面、空啮合齿面”。

工作齿面——传递功率(或传递运动)时的啮合受力齿面(如图4、图5、图17中a位置齿面;对于“自适应型”,一般情况齿牙两侧齿面均为工作齿面,一侧用于自锁态传递功率、如图12中a1齿面,一侧用于超越态传递空转运动、如图12中a2齿面)。

非工作齿面——同一齿形齿牙中工作齿面的背面齿面(如图4、图5、图17中b位置齿面)。

工作牙面、非工作牙面——为便于区别，本专利规定：对于单向联轴器，其用于传动功率的工作面称为：工作牙面（如图5中c位置牙面），非工作面称为：非工作牙面（如图5中d位置牙面）；

常啮合：（包括：实啮合、虚啮合），例举：不论离合器处于分离、接合、打滑状态，蜗杆蜗轮均保持啮合态，其中：结合、打滑态属实啮合、分离态属虚啮合。

主锁件（主控件）：决定机构是否自锁的元件，即：此元件作为主动件时，机构不自锁，如：蜗杆、图22中H件；主锁件的运动状况包括：零——非同步——同步，对应的离合器离合特性表现为：结合——打滑——分离。

被锁件（受控件）：机构发生自锁的被锁元件，即：此元件作为主动件时，机构自锁，如：蜗轮、图22中m1齿轮

解锁：解除自锁状态

反向空行程（溜滑角）——以蜗杆蜗轮机构为例说明，离合器由超越态向接合态过渡时蜗轮相对壳体的空转角度。

启动隙——以图5为例分析说明：离合器由自锁态向超越态过渡时，蜗杆蜗轮的工作齿面由实啮合向虚啮合过渡，此时蜗杆蜗轮的相邻非工作齿面间存在一定的间隙余量，此间隙量使得蜗杆蜗轮可以有一定角度的转动自由量，即：允许蜗轮向超越方向自由旋转，这一微量转动量便使得控制传动链中单向联轴器工作牙面由虚啮合进入实啮合，于是控制传动链进入导通状态，牵引主锁件蜗杆同步旋转，致使蜗杆蜗轮非工作齿面间隙量得到保持，换句话说，使蜗轮的非工作齿面始终追不上蜗杆非工作齿面。此间隙量就叫：启动隙。

启动矩：控制式离合器、变速器在不改变运动方向（或相对运动方向）前提下，由自锁态向超越态（或半接合打滑态）变换时（即：在不改变旋转方向前提下由接合态向分离态、半接合打滑态变换）需要一较大的驱动力来克服蜗杆蜗轮齿面间摩擦力，驱动蜗杆作短暂非同步快速旋转，使蜗杆蜗轮啮合齿面分离产生一间隙量（启动隙）后再进入同步空转分离态。此时克服蜗杆蜗轮齿面间摩擦的力矩就叫：启动矩；显见：启动矩的目的就是为产生启动隙。

对于单向超越离合器，此启动隙可以通过结构设计来解决（如：蜗杆蜗轮工作齿面靠近、单向联轴器工作牙面靠近，非工作齿面、牙面远离的设计正是为构造此启动隙而设计）；但对于双向工作型，此启动隙需通过运动工作过程来解决（如：通过大启动矩让蜗杆克服蜗杆蜗轮啮合齿面间摩擦进行旋转，使啮合齿面分离形成启动隙后，再接合离合器导通控制链方可顺利进入同步运动（开环控制型常采取的方法）；或通过短程反转产生启动隙后再接合离合器进入正转（闭环控制型常采取的方法）；又如图24.2.1中自行车调位过程的操作步骤就是为构造启动隙）。

动静摩擦盘单侧自锁原理——靠蜗轮自锁向转矩的圆周切向推力推动蜗杆致使动静摩擦盘贴合实现单侧自锁。即：超越向旋转时蜗杆在蜗轮齿面的推动下使动静摩擦盘远离，机构不自锁，自锁向旋转时，蜗杆在蜗轮齿面的推动下使动静摩擦盘压合，起到摩擦制动作用。此方式不依靠蜗杆蜗轮啮合齿面间的单向传动自锁效应，属制动阻尼锁定技术措施。

蜗条：齿形与蜗杆啮合的直线型元件，可视为是蜗轮的展开结构。

注释：

注1：本文给出的无级齿啮合式离合、变速理论可用于指导设计，其设计理论、实施模型、结构、示意简图、机构简图、具体实施例等表达形式公开的技术内容均可用于具体设计制造各种类型不同的离合、变速装置，该专利列举的实施机构均属典型示范例，具体实施机构类型在此并未全部列举，凡采取本文公开的任一模型、机构、部件的技术范畴交叉重组、相互借鉴设计、搭配组合机构方案及此技术范畴的各种不同应用领域实例均属该产权保护范围。凡擅自采取此原理用于设计、应用的一切行为均属侵权行为。例如：所有旋转型设计理论、方法均适用于直线型设计。

注2：本专利附图目的仅为简明扼要说明本专利的设施构思、原理结构，旨在用最少附图清楚表现专利公开内容，明确表达重点结构，采取了“详简并茂”表述方式，即：简图详图组合方式绘制；同时，为减小图幅量，相似结构的图示不再画其它方向视图及剖视、放大等详图；且文中的标准件、通用件，无特定意义、无专用功能的零部件，在不同图中均采取了统一名称及件号，以便更简洁明了，如：输入轴、输出轴等，看图时请相互前后参考对照。

注3：本专利附图中齿面齿形为示意图例，只为说明传动装配工作情况，并不代表具体实际齿形加工形状。

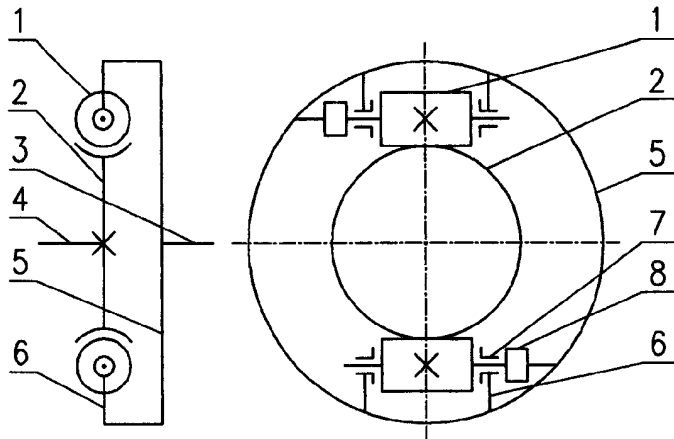


图 1

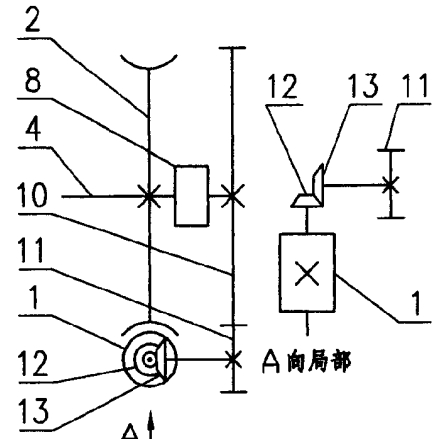


图 2

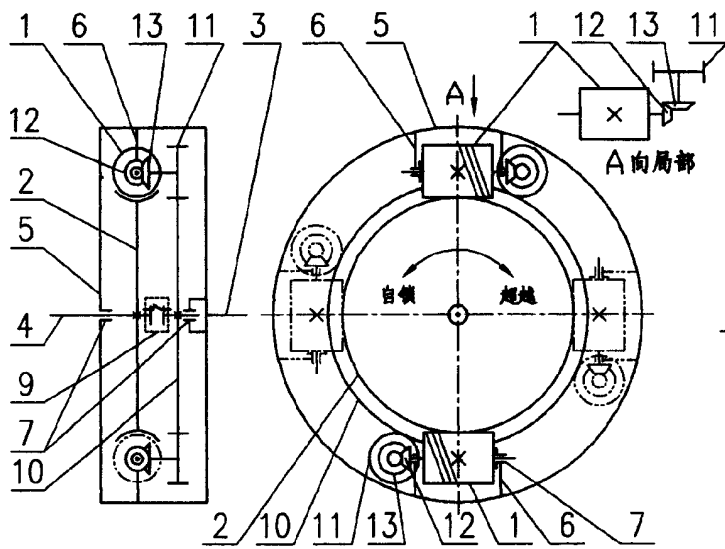


图 3

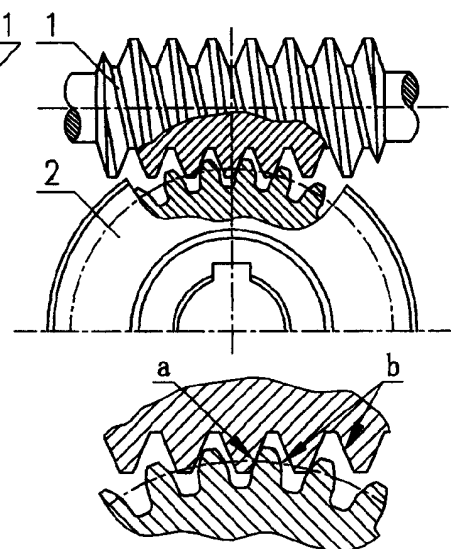


图 4

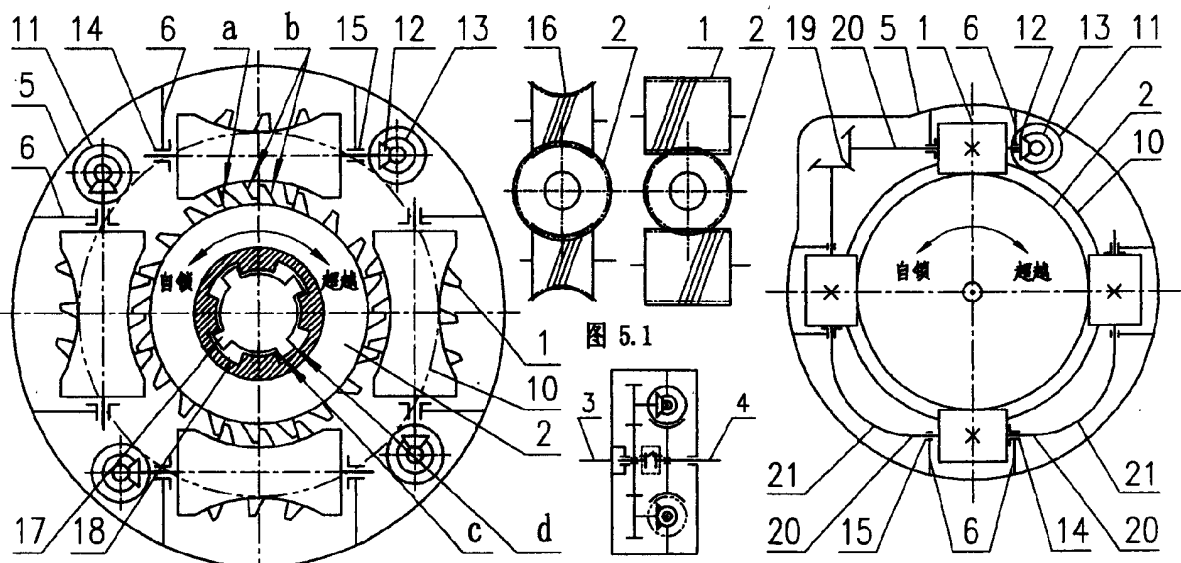


图 5

图 5.1

图 5.2

图 6

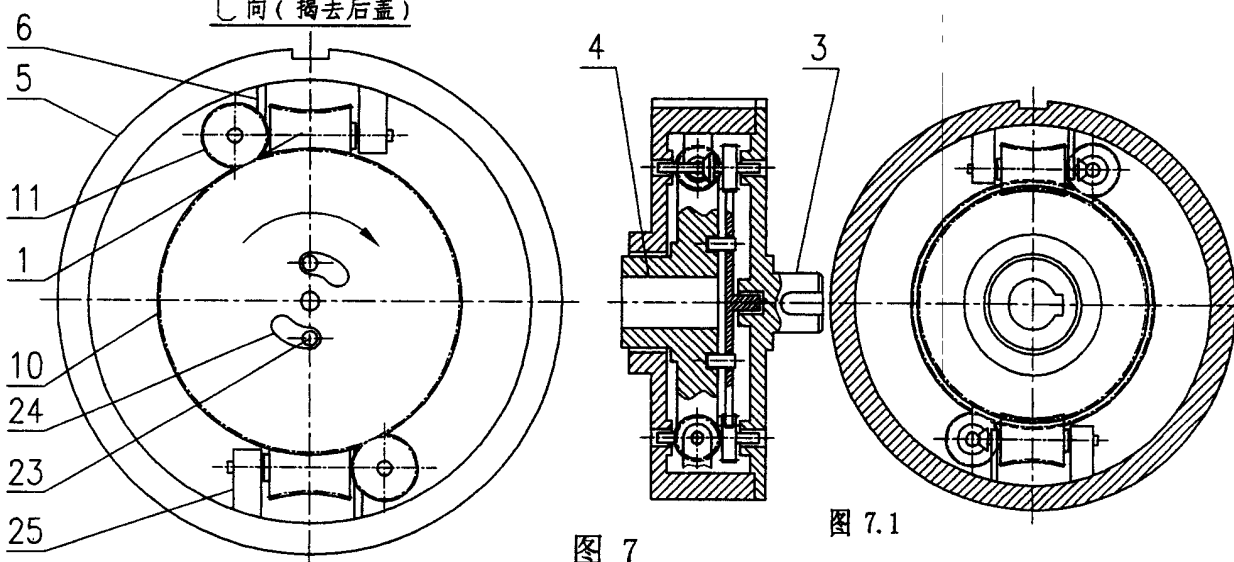
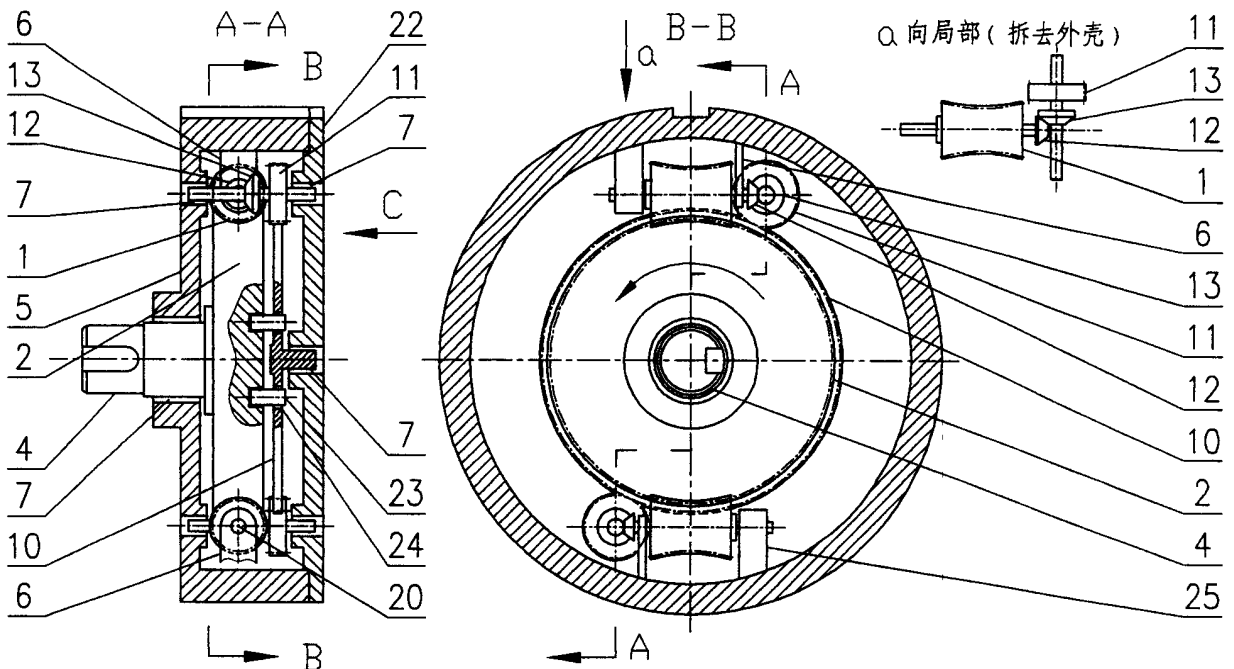


图 7

图 7.1

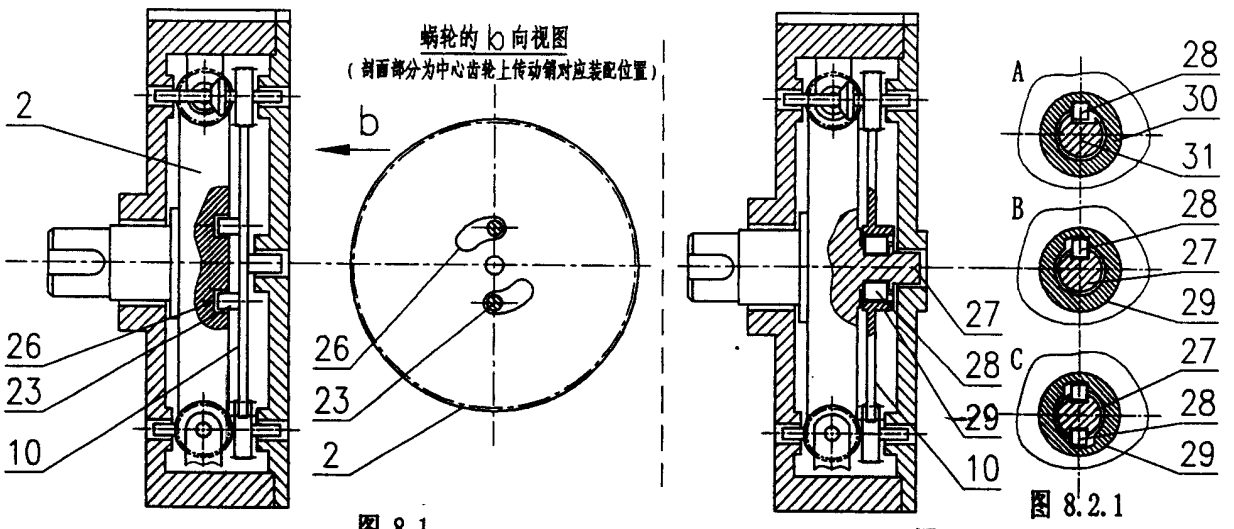


图 8.1

图 8

图 8.2

图 8.2.1

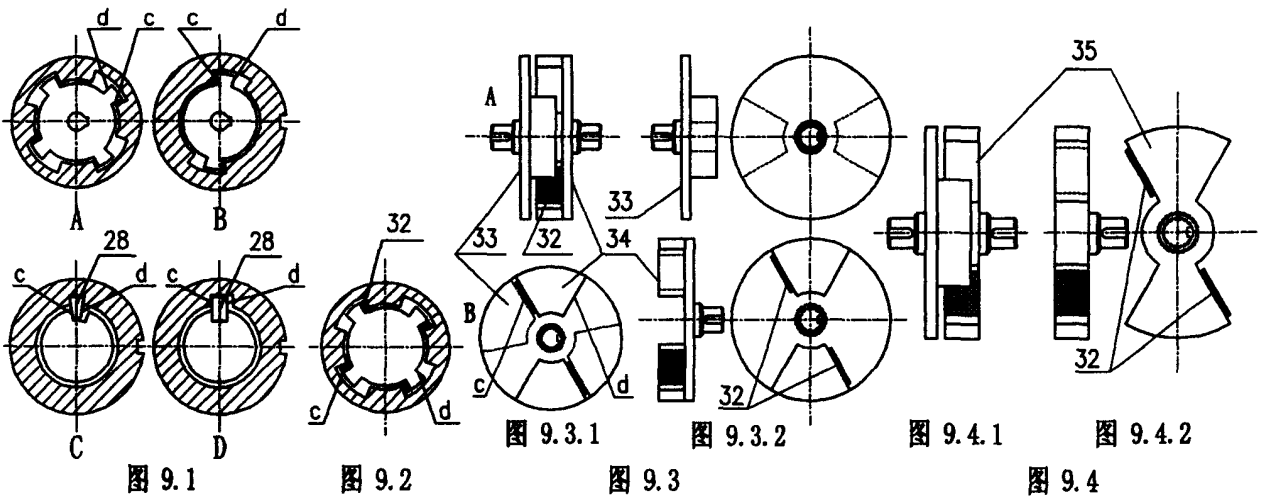


图 9

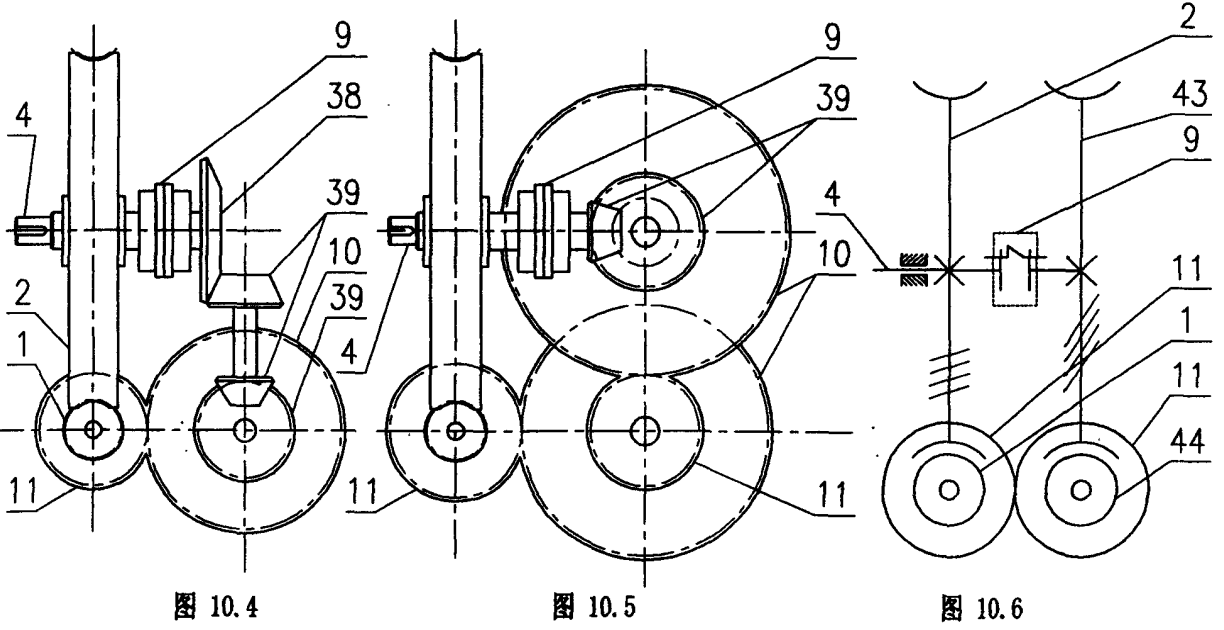
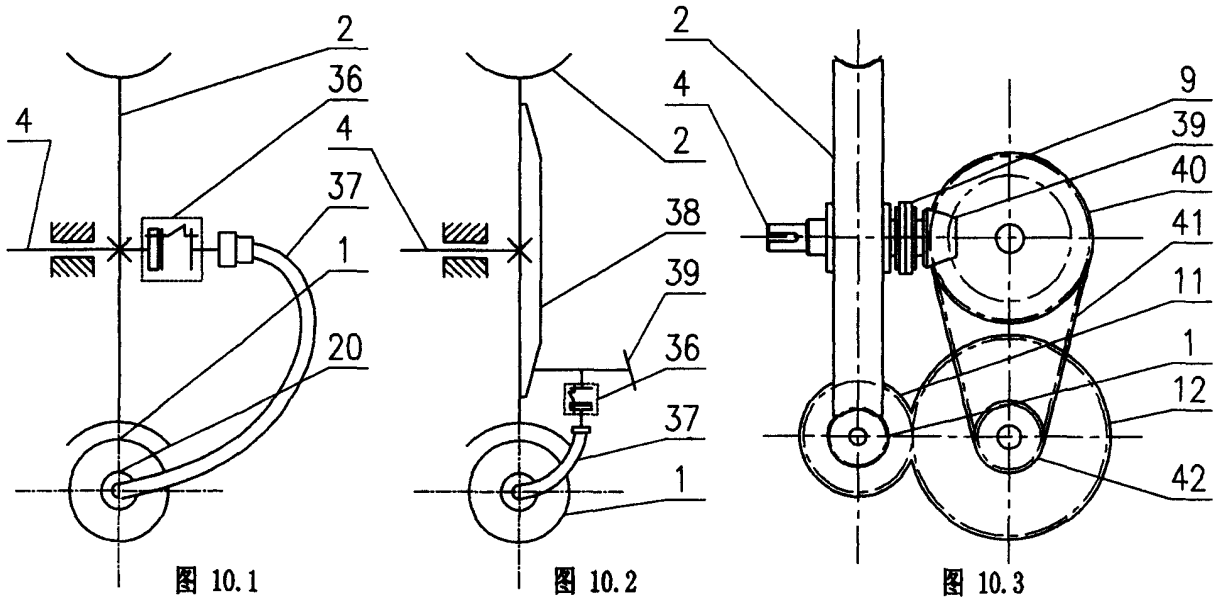


图 10

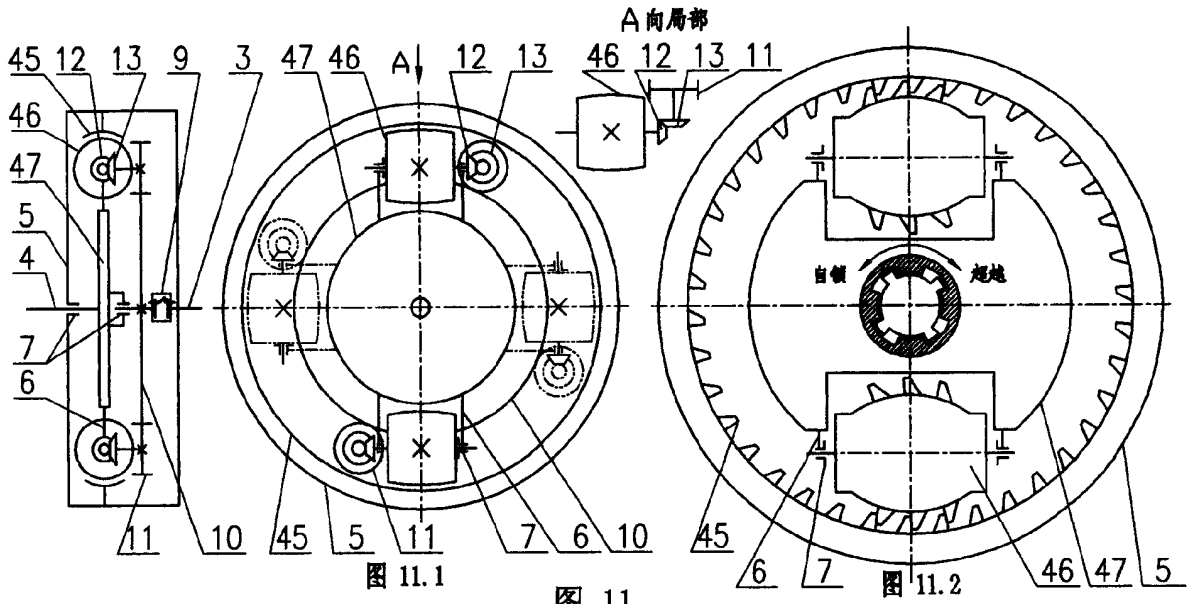


图 11.1

图 11

图 11.2

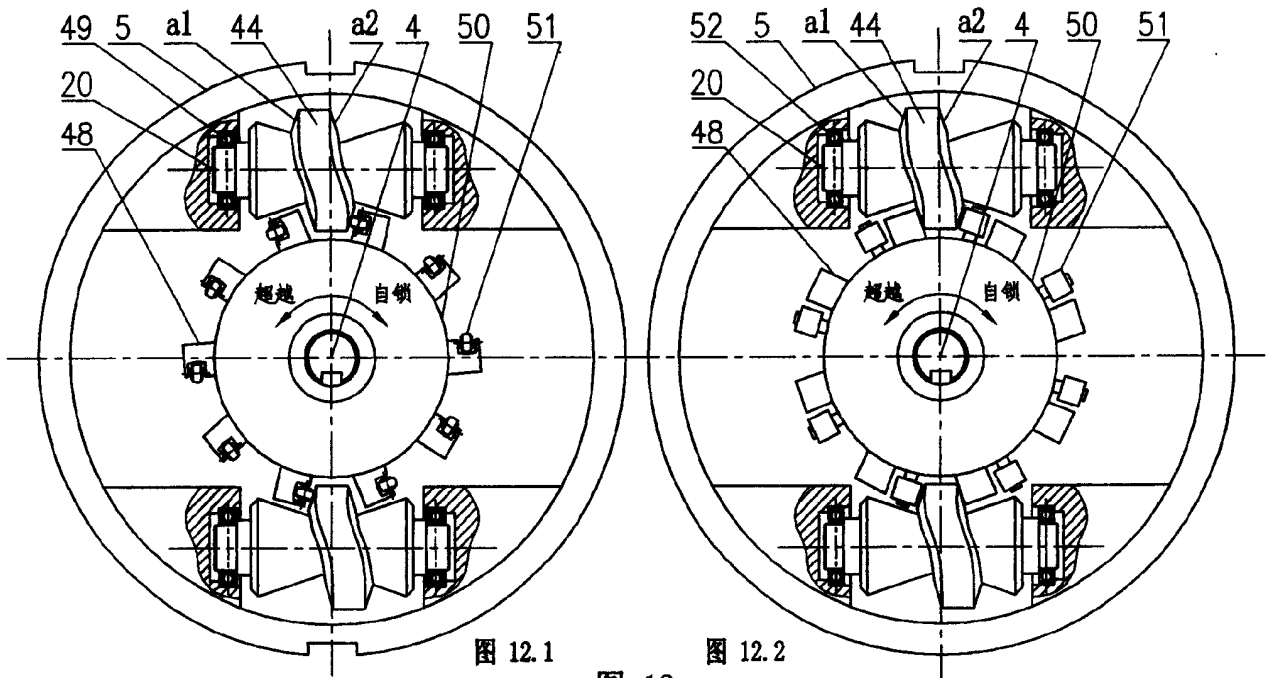


图 12.1

图 12.2

图 12

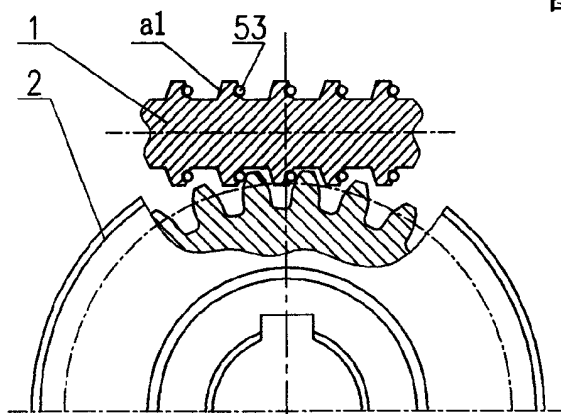


图 13

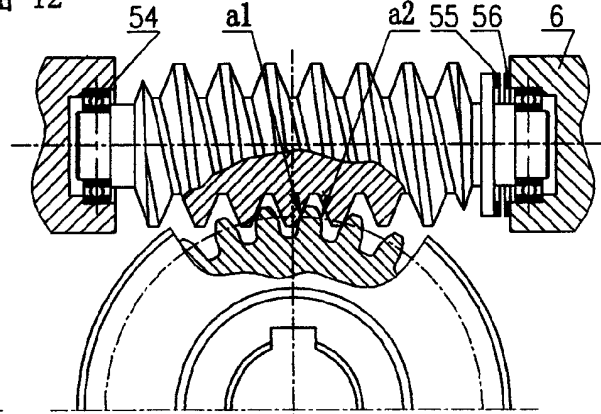


图 14

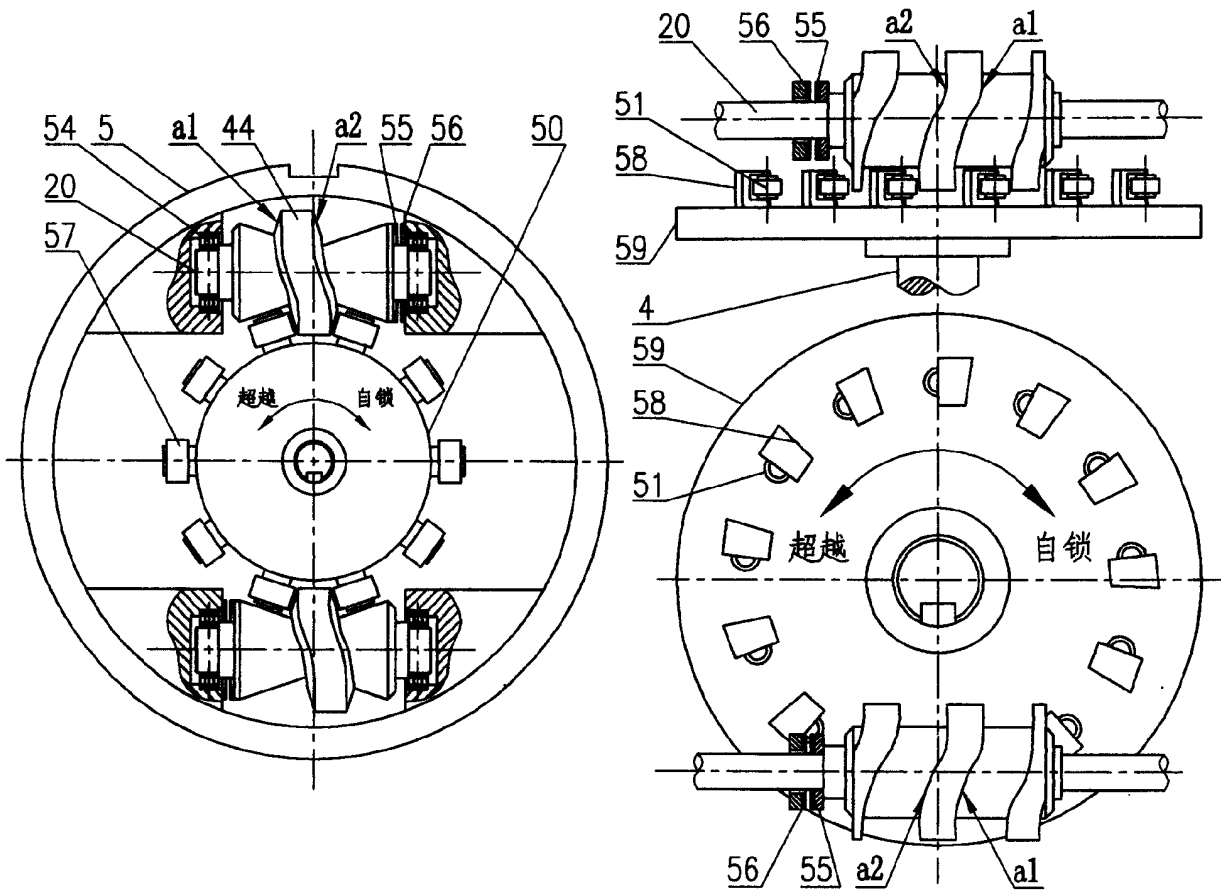


图 15

图 16

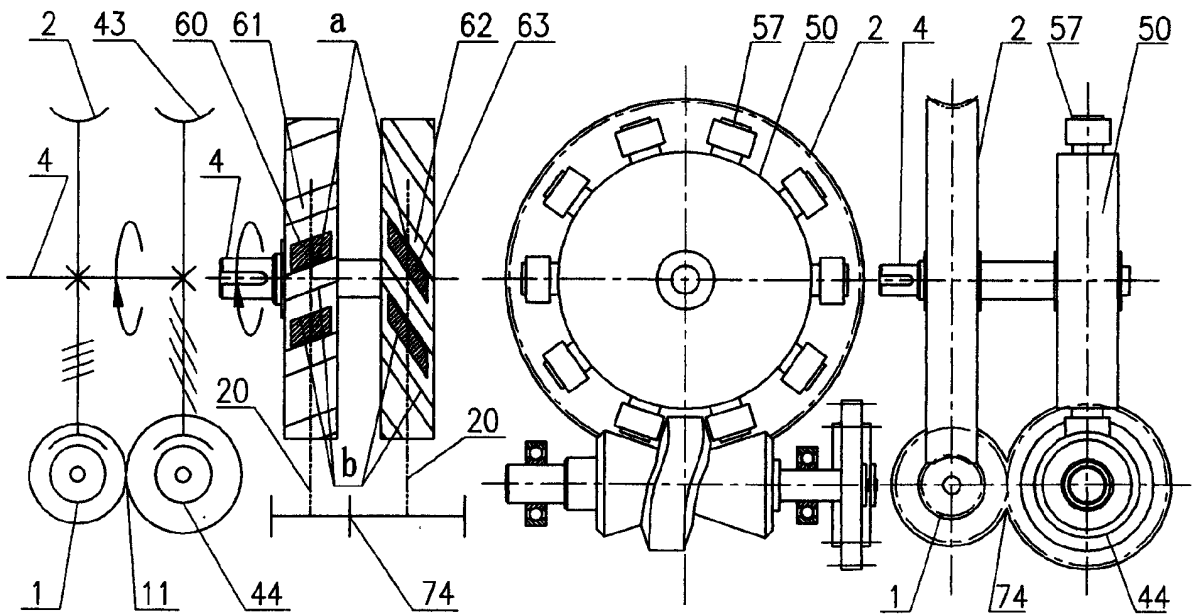


图 17.1

图 17.2

图 17

图 18

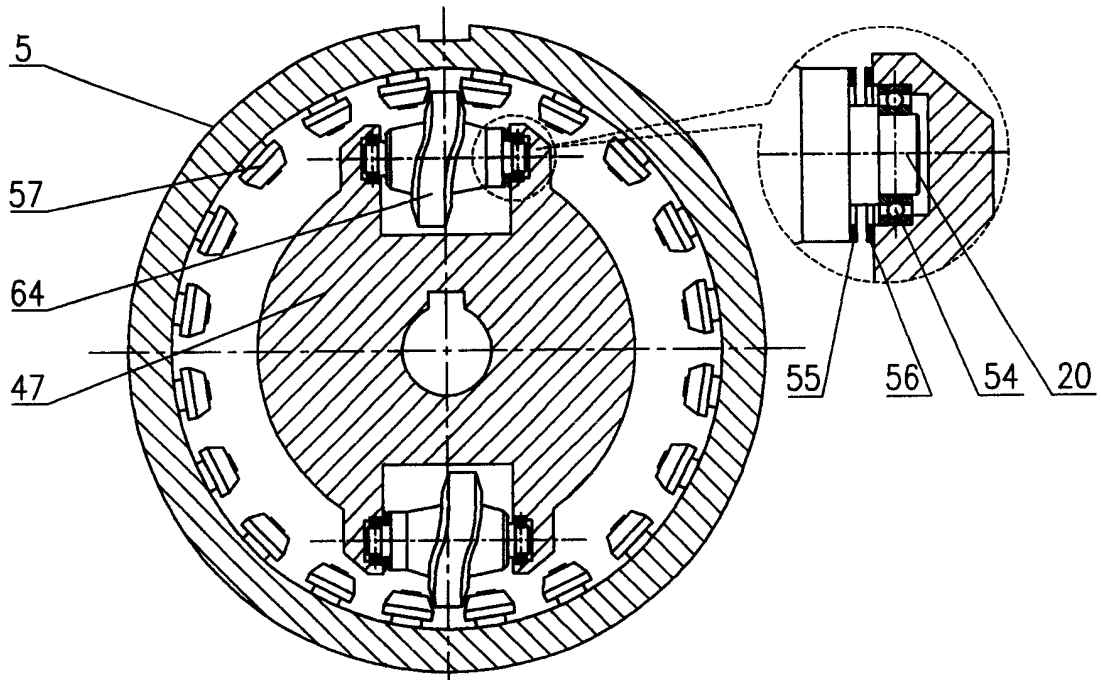


图 19

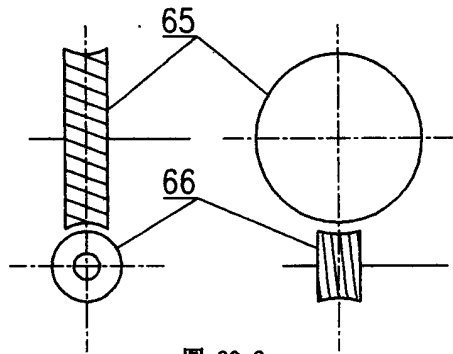
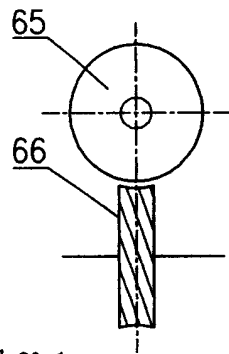
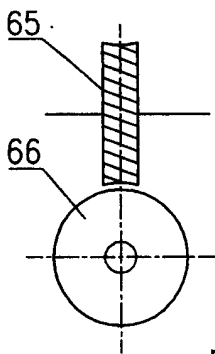


图 20.1

图 20

图 20.2

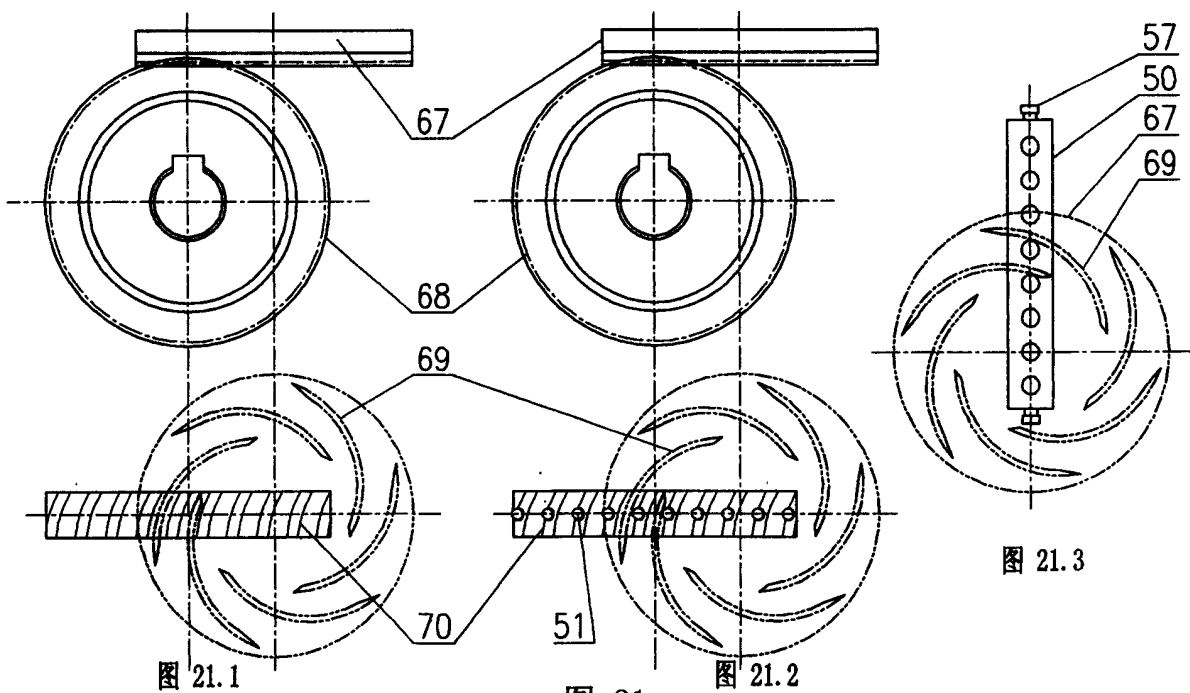


图 21.1

图 21

图 21.2

图 21.3

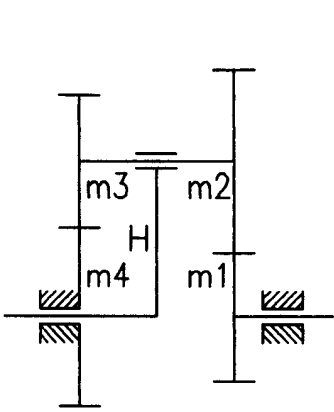


图 22.1

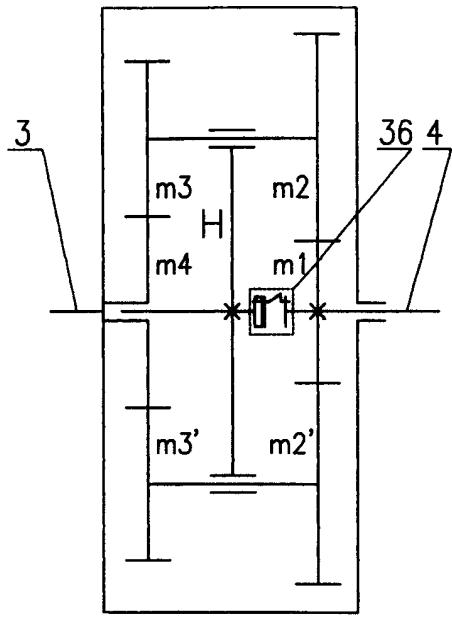


图 22

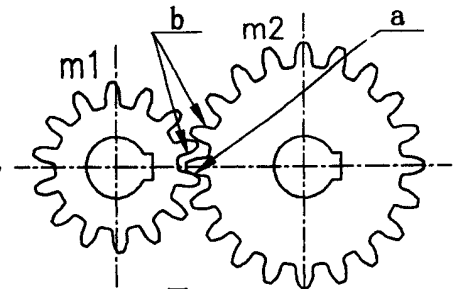


图 22.2

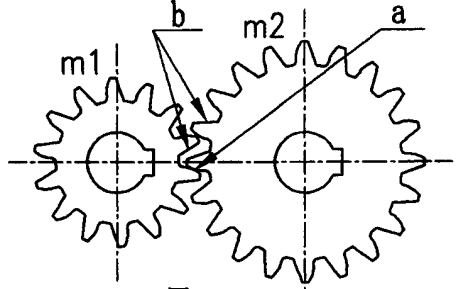


图 22.3

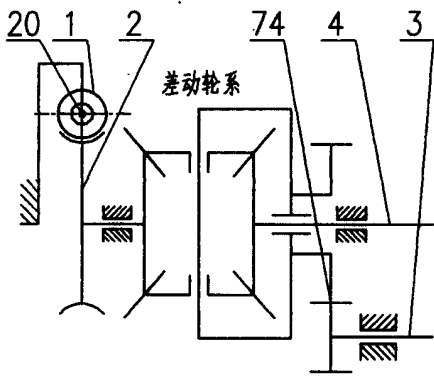


图 23.1

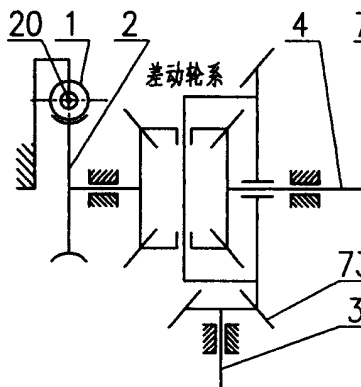


图 23.2

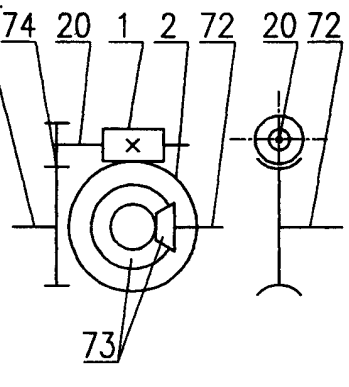


图 23.3

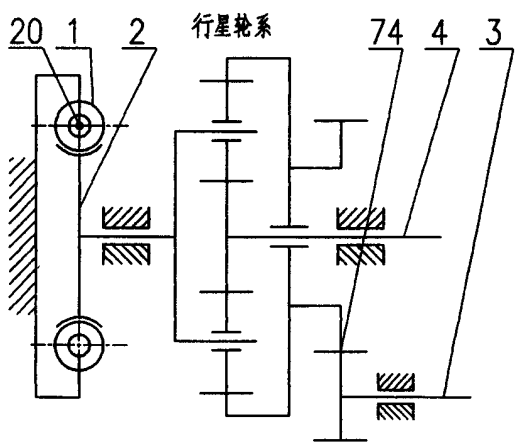


图 23.4

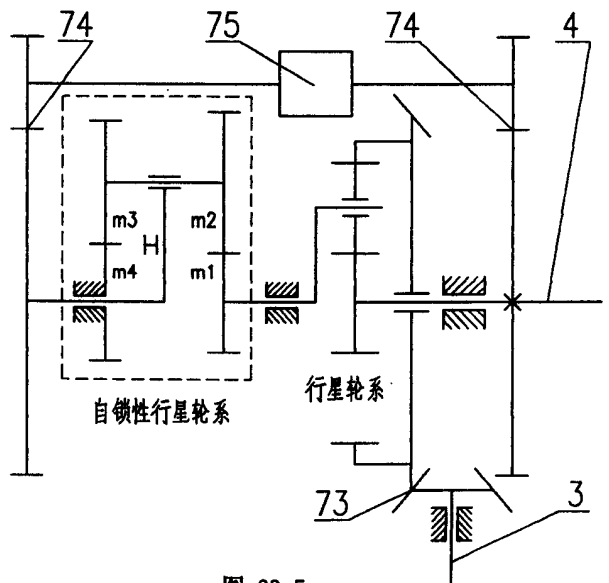


图 23.5

图 23

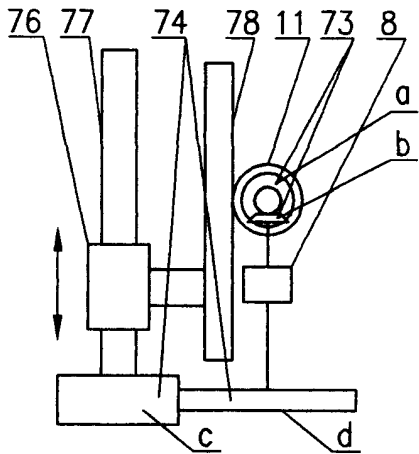


图 24.1

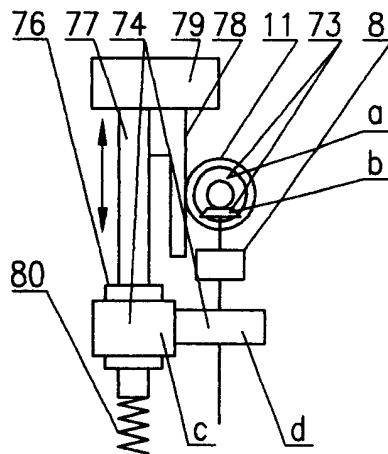


图 24.2

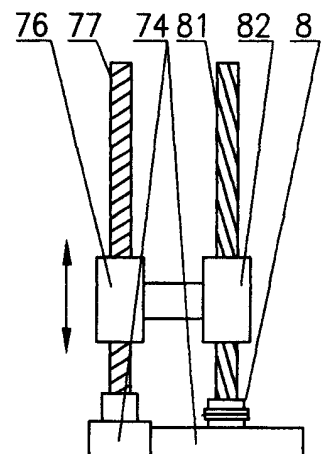


图 24.3

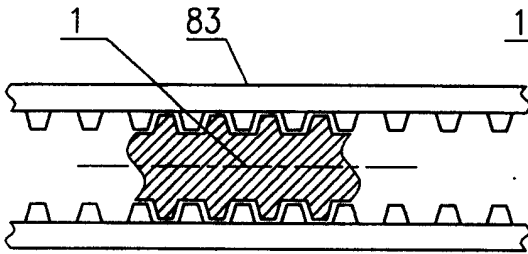


图 24.4

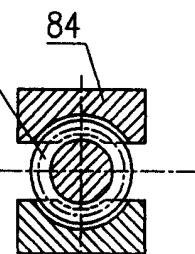
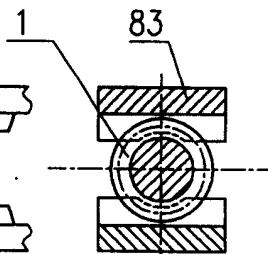


图 24.5

图 24

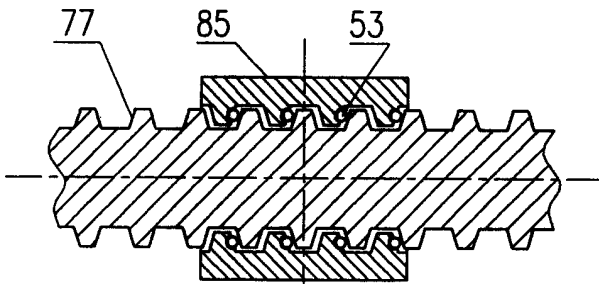


图 25.1

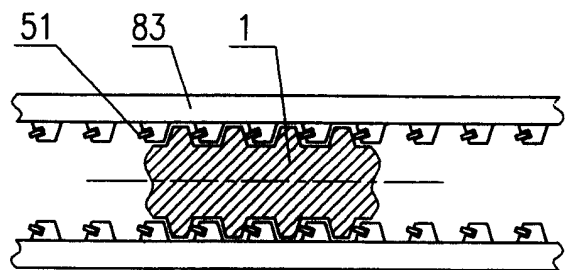


图 25.2

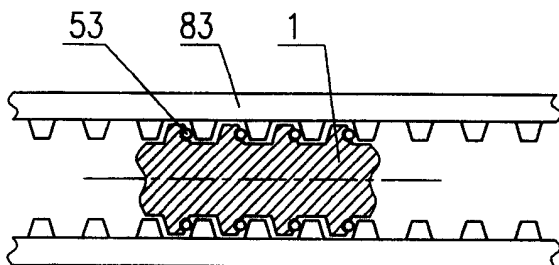


图 25.3

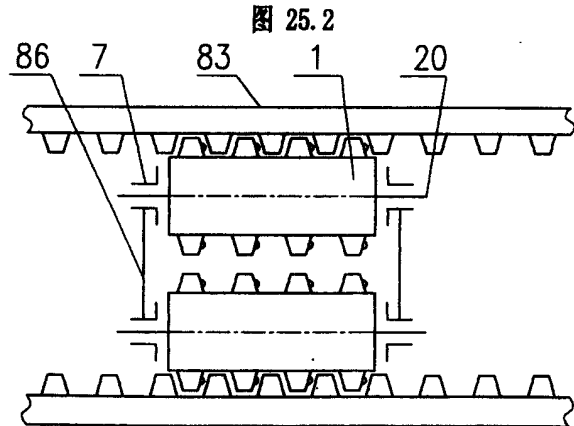


图 25.4

图 25

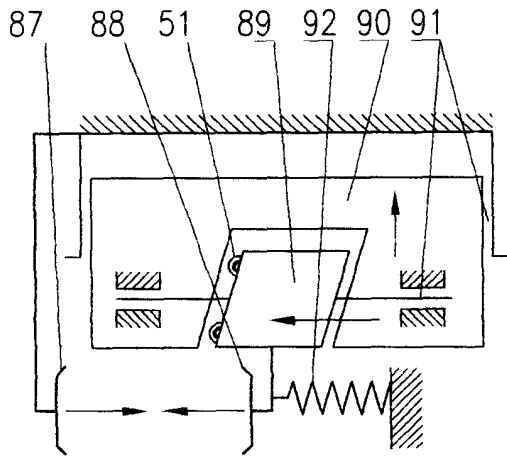


图 26.1

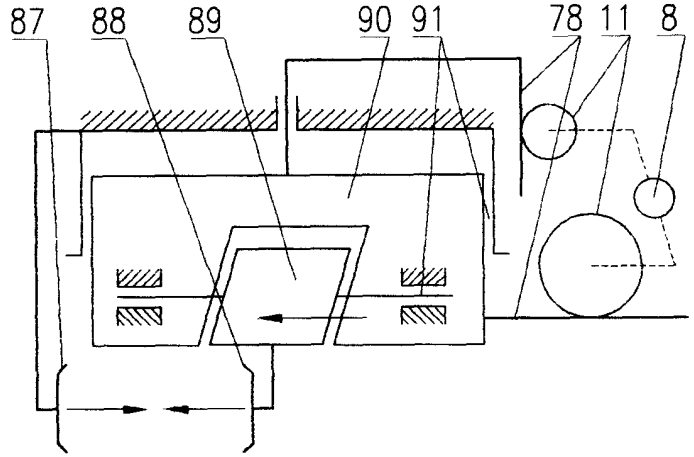


图 26.2

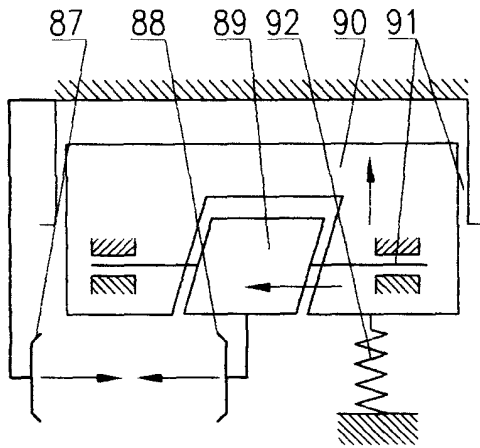


图 26.3

图 26

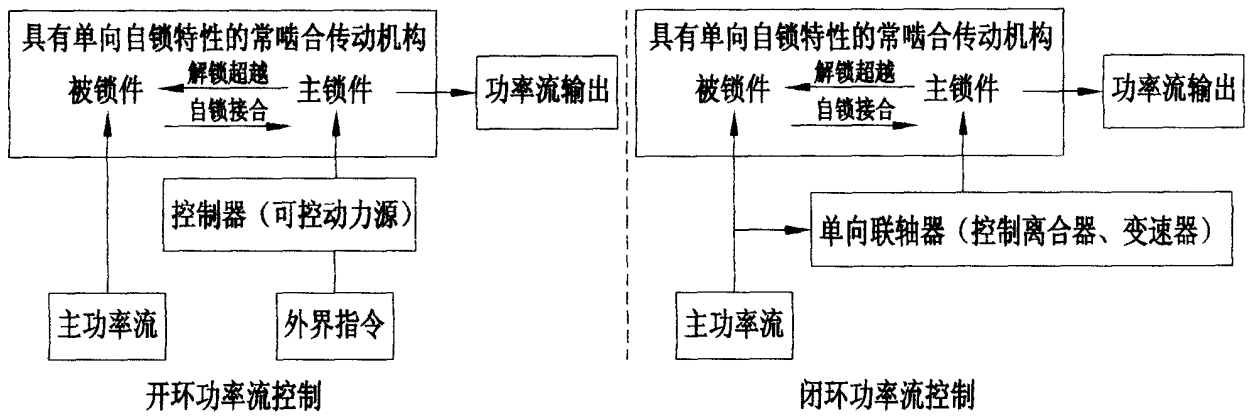


图 27

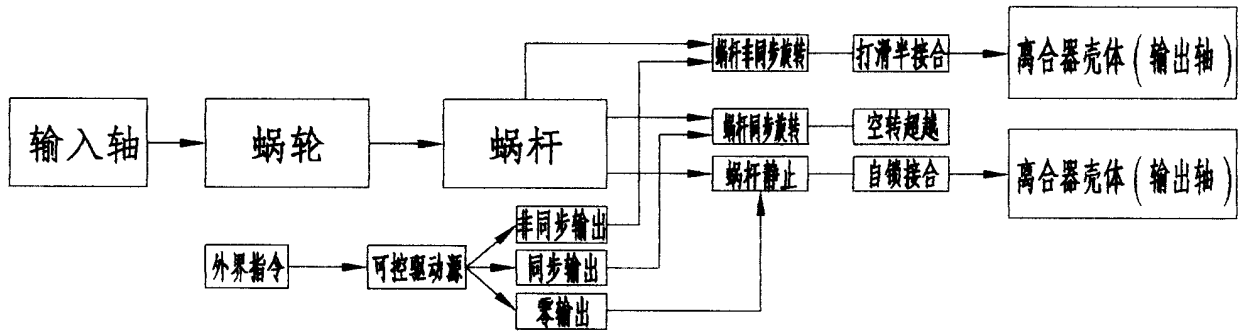


图 28

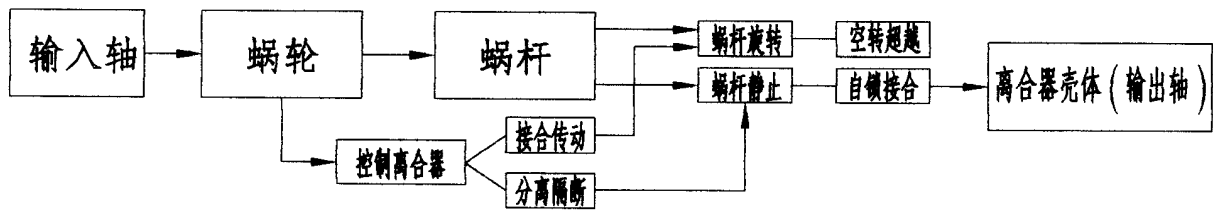


图 29

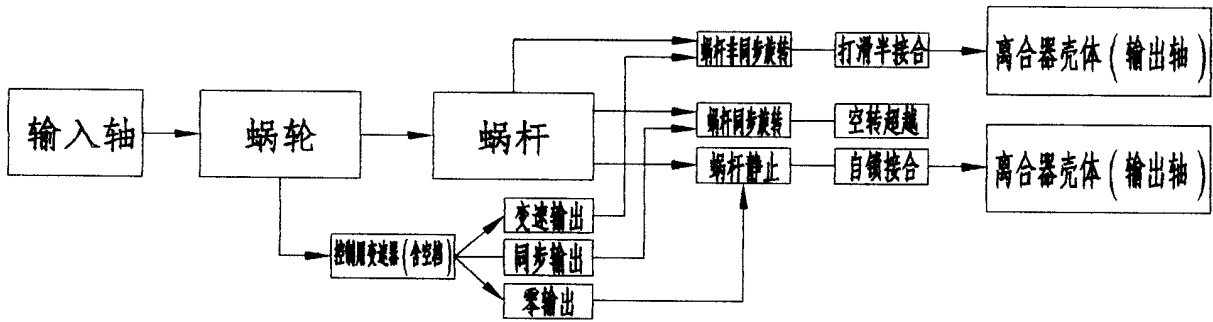


图 30

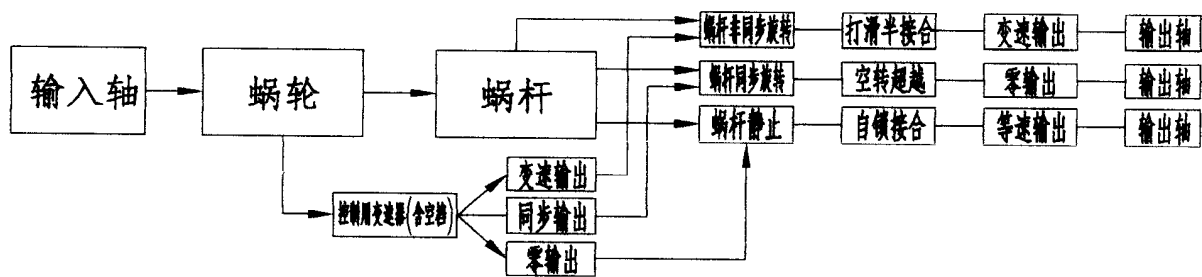


图 31

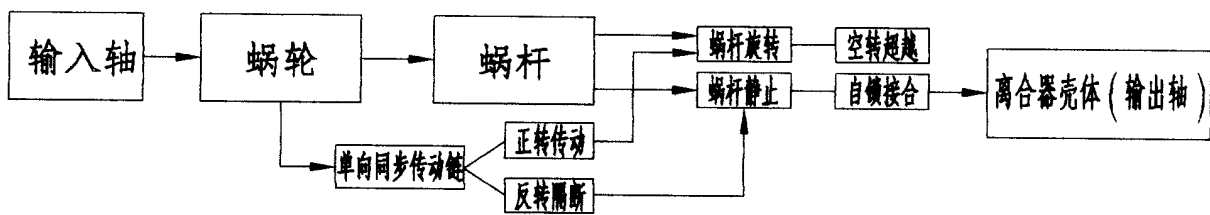


图 32