[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.
F16H 45/02 (2006.01)
F16F 15/123 (2006.01)

[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200680042064.1

[43] 公开日 2008 年 11 月 12 日

[11] 公开号 CN 101305211A

[22] 申请日 2006.10.16
[21] 申请号 200680042064.1
[30] 优先权
[32] 2005.11.10 [33] DE [31] 102005053605.0
[86] 国际申请 PCT/DE2006/001816 2006.10.16
[87] 国际公布 WO2007/054050 德 2007.5.18
[85] 进入国家阶段日期 2008.5.12
[71] 申请人 卢克摩擦片和离合器两合公司
地址 德国布尔
[72] 发明人 M·德格勒 S·马伊恩沙因
J·罗克斯特曼 T·克劳泽
[74] 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司
代理人 侯鸣慧

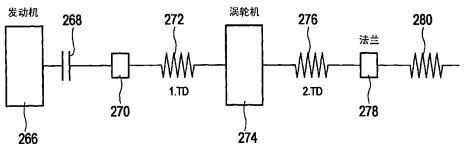
权利要求书 3 页 说明书 22 页 附图 5 页

[54] 发明名称

具有四缸发动机的机动车动力总成系统

[57] 摘要

本发明涉及一种机动车动力总成系统，该机动车动力总成系统具有一个构造成四缸发动机的内燃机(266)以及一个液力变矩器装置，该液力变矩器装置具有一个由两个能量储存装置(272，276)组成的扭转振动减振器和一个变矩器跨接偶合器(268)。涡轮(274)设置在这两个能量储存装置(272，276)之间。根据权利要求 1 的特征部分，要求下列参数的值范围或关系范围的权利：最大发动机力矩 $M_{mot,\ max}$(266)，弹簧刚度 C_1(272)，惯性矩 J_1(274)，弹簧刚度 C_2(276)，惯性矩 J_2(278)和变速器输入轴(280)的弹簧刚度 C_{GEW}。根据说明书，要在这两个能量储存装置(272，276)之间设置大的惯性矩 J_1并且要在扭转振动减振器与变速器输入轴之间设置尽可能小的质量。图 5 示出了在变矩器跨接偶合器(268)闭合的情况下弹簧－质量等效线路图。



1.机动车动力总成系统，该机动车动力总成系统具有：一个构造成四缸发动机的内燃机（250），该内燃机具有最大发动机力矩 $M_{mot,max}$；一个发动机输出轴或曲轴（18）；一个变速器输入轴（66）；一个变矩器装置（1），该变矩器装置具有一个变矩器壳体（16），该变矩器壳体与该发动机输出轴或曲轴（18）尤其是无相对转动地相耦合，其中，该变矩器装置（1）具有一个变矩器跨接偶合器（14）、一个扭转振动减振器（10）以及一个由泵轮（20）、涡轮（24）和导轮（22）构成的变矩器循环圆（12），其中，该扭转振动减振器（10）还具有一个第一能量储存装置（38）以及一个第二能量储存装置（40），该第一能量储存装置具有一个或多个第一能量储存器（42），该第二能量储存装置具有一个或多个第二能量储存器（44）并且该第二能量储存装置与该第一能量储存装置（38）串联连接，其中，在该第一能量储存装置（38）与该第二能量储存装置（40）之间设置有一个与这两个能量储存装置（38，40）串联连接的第一构件（46），其中，该涡轮（24）具有一个外部的涡轮机壳（26），该外部的涡轮机壳与该第一构件（46）无相对转动地相连接，其中，该变矩器装置（1）还具有一个第三构件（62），该第三构件尤其是无相对转动地与该变速器输入轴（66）相耦合并且与该第二能量储存装置（40）和该变速器输入轴（66）串联连接，由此，转矩可从该第二能量储存装置（40）通过该第三构件（62）传递给该变速器输入轴（66），该变速器输入轴尤其是与该变矩器装置（1）相邻接，其中，在通过该第一构件（46）传递转矩时第一惯性矩 J_1 抵抗所述通过该第一构件（46）传递的转矩的变化，其中，在通过该第三构件（62）传递转矩时第二惯性矩 J_2 抵抗所述通过该第三构件（62）传递的转矩的变化，其特征在于：该第一能量储存装置（38）的弹簧刚度 c_1[单位为 Nm/°]大于或等于该内燃机（250）的最大发动机力矩 $M_{mot,max}$[单位为 Nm]与因子 0.014[1/°]的乘积并且小于或等于该内燃机（250）的最大发动机力矩 $M_{mot,max}$[单位为 Nm]与因子 0.068[1/°]的乘积；该第二能量储存装置（40）的弹簧刚度 c_2[单位为 Nm/°]大于或等于该内燃机（250）的最大发动机力矩 $M_{mot,max}$[单位为 Nm]与因子 0.035[1/°]的乘积并且小于或等于该内燃机（250）的最大发动机

力矩 $M_{mot,max}$[单位为 Nm]与因子 0.158[1/°]的乘积；由一方面该第一能量储存装置（38）的弹簧刚度 c_1[单位为 Nm/rad]与该第二能量储存装置（40）的弹簧刚度 c_2[单位为 Nm/rad]之和与另一方面该第一惯性矩 J_1[单位为 $kg\cdot m^2$]所构成的商大于或等于 14037N·m/(rad·kg·m^2)并且小于或等于 49348N·m/(rad·kg·m^2)；由一方面该第二能量储存装置（40）的弹簧刚度 c_2[单位为 1/rad]与该变速器输入轴（66）的弹簧刚度 c_{GEW}[单位为 1/rad]之和与另一方面该第二惯性矩 J_2[单位为 $kg\cdot m^2$]所构成的商大于或等于 1403677N·m/(rad·kg·m^2)并且小于或等于 5614708N·m/(rad·kg·m^2)。

2.根据权利要求 1 的机动车动力总成系统，其特征在于：该变速器输入轴（66）的弹簧刚度 c_{GEW} 处于 100Nm/°至 350Nm/°的范围内。

3.根据上述权利要求中一项的机动车动力总成系统，其特征在于：该第一能量储存装置（38）具有多个关于该扭转振动减振器（10）的转动轴线（36）的周向方向在周向上间隔开的并联连接的第一能量储存器（42）。

4.根据上述权利要求中一项的机动车动力总成系统，其特征在于：所述第一能量储存器（42）是螺线弹簧或弓形弹簧。

5.根据上述权利要求中一项的机动车动力总成系统，其特征在于：该第二能量储存装置（40）具有多个关于该扭转振动减振器（10）的转动轴线（36）的周向方向在周向上间隔开的并联连接的第二能量储存器（44）。

6.根据上述权利要求中一项的机动车动力总成系统，其特征在于：所述第二能量储存器（44）是螺线弹簧或直弹簧或压力弹簧。

7.尤其是根据上述权利要求中一项的机动车动力总成系统，该机动车动力总成系统具有：一个构造成四缸发动机的内燃机（250），该内燃机具有最大发动机力矩 $M_{mot,max}$；一个变矩器装置（1），该变矩器装置具有一个变矩器跨接偶合器（14）、一个扭转振动减振器（10）以及一个由泵轮（20）、涡轮（24）和导轮（22）构成的变矩器循环圆（12），其中，该扭转振动减振器（10）还具有一个第一能量储存装置（38）以及一个第二能量储存装置（40），该第一能量储存装置具有一个或多个第一能量储存器（42），该第二能量储存装置具有一个或多个第二能量储存器（44）并且该第二能量储存装置与该第一能量储存装置（38）串联连接，其中，在该第一能量储存装置（38）与该第二能量储存装置（40）之间设置有一个与这两个能量

储存装置（38，40）串联连接的第一构件（46），该第一构件尤其是构造成板，其中，该涡轮（24）具有一个外部的涡轮机壳（26），该外部的涡轮机壳与该第一构件（46）通过一个携动件（50）无相对转动地相连接，该携动件尤其是构造成板，其特征在于：该第一构件（46）和/或该携动件（50）为了形成附加质量或者为了形成在这些能量储存装置（38，40）之间起作用的大的惯性矩J_1而被构造得与为通过该第一构件(46)和/或该携动件(50)传递转矩所需的壁厚相比壁明显较厚，尤其是至少两倍或至少三倍或至少五倍或至少十倍或至少二十倍，和/或被构造得与为通过该第一构件（46）和/或该携动件（50）传递转矩所需的刚度相比刚度明显较大，尤其是至少两倍或至少三倍或至少五倍或至少十倍或至少二十倍。

具有四缸发动机的机动车动力总成系统

本发明涉及一种机动车动力总成系统，该机动车动力总成系统具有一个构造成四缸发动机的内燃机，其中，该机动车动力总成系统具有一个变矩器装置，该变矩器装置具有一个变矩器跨接偶合器、一个扭转振动减振器以及一个由泵轮、涡轮和导轮构成的变矩器循环圆，其中，该扭转振动减振器还具有一个第一能量储存装置以及一个第二能量储存装置，其中，在该第一能量储存装置与该第二能量储存装置之间设置有一个与这两个能量储存装置串联连接的第一构件，其中，该涡轮具有一个外部的涡轮机壳，该外部的涡轮机壳与第一构件无相对转动地相连接。

由 DE 103 58 901 A1 公知了一种变矩器装置，该变矩器装置具有一个变矩器跨接偶合器、一个扭转振动减振器以及一个由泵轮、涡轮和导轮构成的变矩器循环圆，该变矩器装置可能被确定用于机动车动力总成系统。在根据 DE 103 58 901 A1 的图 1、图 4 和图 5 的构型中看起来还在扭转振动减振器的第一能量储存装置与第二能量储存装置之间设置有一个与这两个能量储存装置串联连接的第一构件，该第一构件与涡轮的外部的涡轮机壳无相对转动地相连接。

本发明的任务在于，这样构造一种具有四缸发动机的机动车动力总成系统——该机动车动力总成系统具有一个变矩器装置，使得该机动车动力总成系统在其振动特性或扭转振动特性方面良好地适用于机动车，这种机动车应提供适意的行驶舒适性。

根据本发明，尤其是提出了一种根据权利要求 1 或根据权利要求 7 的机动车动力总成系统。优选的构型是从属权利要求的主题。

因此，尤其是提出了一种机动车动力总成系统，该机动车动力总成系统具有一个四缸发动机或一个构造成四缸发动机的内燃机。该内燃机或该四缸发动机具有最大发动机力矩 $M_{mot,max}$。另外，该机动车动力总成系统具有一个发动机输出轴或曲轴以及一个变速器输入轴。另外，该机动车动力总成系统具有一个变矩器装置。该变矩器装置具有一个变矩器壳体，该变

矩器壳体与发动机输出轴或曲轴优选无相对转动地相耦合。另外，变矩器装置具有一个变矩器跨接偶合器、一个扭转振动减振器以及一个由泵轮、涡轮和导轮构成的变矩器循环圆。该扭转振动减振器具有一个第一能量储存装置以及一个与该第一能量储存装置串联连接的第二能量储存装置。第一能量储存装置具有一个或多个第一能量储存器或者由一个或多个第一能量储存器构成，第二能量储存装置具有一个或多个第二能量储存器或者由一个或多个第二能量储存器构成。在该第一能量储存装置与该第二能量储存装置之间设置有一个与这两个能量储存装置串联连接的第一构件。这尤其是这样的：转矩可从第一能量储存装置通过该第一构件传递给第二能量储存装置。

需要注意的是，在此被称为“变矩器循环圆”的装置在在先公开文献中有时被称为“（液力）变矩器”；但概念“（液力）变矩器”在在先公开文献中有时也用于这样的装置：这种装置具有一个扭转振动减振器、一个变矩器跨接偶合器以及一个由泵轮、涡轮和导轮构成的装置或者一个变矩器循环圆——用本公开文献的措辞表达。在此背景下，在本公开文献中为了可更好地区别而使用概念“（液力）变矩器装置”和“变矩器循环圆”。

涡轮具有一个外部的涡轮机壳，该外部的涡轮机壳与第一构件无相对转动地相连接。另外，变矩器装置具有一个第三构件，该第三构件优选无相对转动地与变速器输入轴相耦合，该变速器输入轴尤其是与变矩器装置相邻接。例如可提出，第三构件直接与变速器输入轴尤其是无相对转动地相耦合。但也可提出，第三构件通过一个或多个连接在中间的构件与变速器输入轴尤其是无相对转动地相耦合。第三构件与第二能量储存装置和变速器输入轴串联连接，由此，转矩可从第二能量储存装置通过第三构件传递给变速器输入轴。第三构件因此尤其是设置在第二能量储存装置与变速器输入轴之间。

在通过第一构件传递转矩时第一惯性矩抵抗所述通过第一构件传递的转矩的变化。第一惯性矩因此尤其是由第一构件的惯性矩以及一个或多个可能的其它构件的惯性矩组成，所述其它构件与第一构件这样相耦合，使得所述其它构件的各自惯性矩在通过第一构件传递转矩时（也）抵抗所述通过第一构件传递的转矩的变化。这种耦合例如可以是尤其就绕扭转振动

减振器的转动轴线的转动而言无相对转动的耦合。先前已经说明，第一惯性矩在通过第一构件传递转矩时抵抗所述通过第一构件传递的转矩的变化；需要注意的是，尤其是也提出，当没有转矩通过第一构件传递时第一惯性矩抵抗通过第一构件的转矩传递。第一构件优选是法兰或板，其中，尤其优选提出，外部的涡轮机壳和/或内部的涡轮机壳和/或涡轮或涡轮机的叶片或叶片组是一个构件或多个构件中的一个构件，该构件或这些构件与第一构件这样相耦合，使得该构件的或这些构件的惯性矩加入到第一惯性矩中，确切地说尤其是各作为多个加数中的一个加数。

在通过第三构件传递转矩时第二惯性矩抵抗所述通过第三构件传递的转矩的变化。第二惯性矩因此尤其是由第三构件的惯性矩以及一个或多个可能的其它构件的惯性矩组成，所述其它构件与第三构件这样相耦合，使得所述其它构件的各自惯性矩在通过第三构件传递转矩时（也）抵抗所述通过第三构件传递的转矩的变化。这种耦合例如可以是尤其就绕扭转振动减振器的转动轴线的转动而言无相对转动的耦合。先前已经说明，第二惯性矩在通过第三构件传递转矩时抵抗所述通过第三构件传递的转矩的变化；需要注意的是，尤其是也提出，当没有转矩通过第三构件传递时第二惯性矩抵抗通过第三构件的转矩传递。

本发明提出，这样构造机动车动力总成系统或变矩器装置或扭转振动减振器或第一能量储存装置，使得第一能量储存装置的弹簧刚度[单位为Nm/°]大于或等于四缸发动机的最大发动机力矩[单位为 Nm]与因子0.014[1/°]的乘积并且小于或等于四缸发动机的最大发动机力矩[单位为 Nm]与因子 0.068[1/°]的乘积。用公式表达即存在：$(M_{mot,max}[Nm]\cdot 0.014\cdot 1/°) \leqslant c_1 \leqslant (M_{mot,max}[Nm]\cdot 0.068\cdot 1/°)$，其中 $M_{mot,max}[Nm]$是动力总成系统的内燃机或四缸发动机的最大发动机力矩，其单位为“牛顿乘以米”（Nm），其中 c_1：是第一能量储存装置的弹簧刚度，其单位为“牛顿乘以米除以度”（Nm/°）。

另外，本发明提出，这样构造机动车动力总成系统或变矩器装置或扭转振动减振器或第二能量储存装置，使得第二能量储存装置的弹簧刚度[单位为 Nm/°]大于或等于四缸发动机的最大发动机力矩[单位为 Nm]与因子0.035[1/°]的乘积并且小于或等于四缸发动机的最大发动机力矩[单位为 Nm]与因子 0.158[1/°]的乘积。用公式表达即存在：$(M_{mot,max}[Nm]\cdot 0.035\cdot 1/°) \leqslant c_2$

≤($M_{mot,max}$[Nm]·0.158·1/°)，其中 $M_{mot,max}$[Nm]是动力总成系统的内燃机或四缸发动机的最大发动机力矩，其单位为“牛顿乘以米”（Nm），其中 c_2：是第二能量储存装置的弹簧刚度，其单位为“牛顿乘以米除以度”（Nm/°）。

另外，本发明提出，这样构造机动车动力总成系统或变矩器装置或扭转振动减振器，使得由一方面第一能量储存装置的弹簧刚度[单位为 Nm/rad]与第二能量储存装置的弹簧刚度[单位为 Nm/rad]之和与另一方面第一惯性矩[单位为 kg·m²]所构成的商大于或等于 14037N·m/(rad·kg·m²)并且小于或等于 49348N·m/(rad·kg·m²)。用公式表达即提出：14037N·m/(rad·kg·m²)≤(c_1+c_2)/J_1≤49348N·m/(rad·kg·m²)，其中 c_1：是第一能量储存装置的弹簧刚度[单位为 Nm/rad]；其中 c_2：是第二能量储存装置的弹簧刚度[单位为 Nm/rad]；其中 J_1：是第一惯性矩[单位为 kg·m²]。众所周知，“rad”表示弧度。

另外，本发明提出，这样构造机动车动力总成系统或变矩器装置或扭转振动减振器或变速器输入轴，使得由一方面第二能量储存装置的弹簧刚度[单位为 Nm/rad]与变速器输入轴的弹簧刚度[单位为 Nm/rad]之和与另一方面第二惯性矩[单位为 kg·m²]所构成的商大于或等于 1403677N·m/(rad·kg·m²)并且小于或等于 5614708N·m/(rad·kg·m²)。用公式表达即提出：1403677N·m/(rad·kg·m²)≤(c_2+c_{GEW})/J_2≤5614708N·m/(rad·kg·m²)，其中 c_2：是第二能量储存装置的弹簧刚度[单位为 Nm/rad]；其中 c_{GEW}：是变速器输入轴的弹簧刚度[单位为 Nm/rad]；其中 J_2：是第二惯性矩[单位为 kg·m²]。

根据一个优选的构型在此提出，这样构造变速器输入轴，使得变速器输入轴的弹簧刚度大于或等于 100Nm/°并且小于或等于 350Nm/°。用公式表达即优选存在：100Nm/°≤c_{GEW}≤350Nm/°，其中 c_{GEW}：是变速器输入轴的弹簧刚度[单位为 Nm/°]。尤其是存在：120Nm/°≤c_{GEW}≤300Nm/°；根据另一个优选的构型存在 120Nm/°≤c_{GEW}≤210Nm/°；根据另一个优选的构型存在 130Nm/°≤c_{GEW}≤150Nm/°。特别优选变速器输入轴的弹簧刚度 c_{GEW} 大约处于 140N·m/°的范围中或者取值为 140N·m/°。变速器输入轴的弹簧刚度 c_{GEW} 的这些值尤其涉及扭转负荷或绕变速器输入轴的中心纵向轴线的扭转负荷，或者变速器输入轴的弹簧刚度 c_{GEW} 是该变速器输入轴的在扭转负

荷或绕变速器输入轴的中心纵向轴线的扭转负荷下起作用或给出或出现的弹簧刚度。变速器输入轴可转动地被支承着，确切地说绕其中心纵向轴线或转动轴线。

尤其是提出，扭转振动减振器可绕（该扭转振动减振器的）转动轴线转动。扭转振动减振器的转动轴线在有利的构型中相应于变速器输入轴的转动轴线。

优选设置有一个第二构件，该第二构件例如构造成板或法兰，该第二构件与第一能量储存装置和第一构件串联连接。在此尤其是提出，第一能量储存装置设置在该第二构件与第一构件之间，由此，转矩可从第二构件通过第一能量储存装置传递给第一构件。该第二构件在此优选设置在变矩器跨接偶合器与第一能量储存装置之间，由此，在变矩器跨接偶合器闭合的情况下，通过该变矩器跨接偶合器传递的转矩可通过第二构件传递给第一能量储存装置。变矩器跨接偶合器可与变矩器壳体无相对转动地或固定地相连接，由此，在变矩器跨接偶合器闭合的情况下，转矩可从该变矩器壳体通过变矩器跨接偶合器传递。变矩器跨接偶合器例如可构造成片式离合器。该片式离合器在此可具有一个压紧件或一个例如可轴向运动地设置并且例如可液压加载的活塞，借助于该压紧件或活塞可使片式离合器闭合。在此例如可提出，第二构件是片式离合器的压紧件或活塞或者与该压紧件或活塞无相对转动地相连接。

第一构件在有利的构型中是板或法兰。第三构件在有利的构型中是板或法兰。第三构件例如可构成一个轮毂或与一个轮毂无相对转动地相耦合。该轮毂例如可无相对转动地与变速器输入轴相耦合，或者无相对转动地与变速器输入轴相配合。

优选提出，第二构件或一个与该第二构件无相对转动地相耦合的构件形成第一能量储存装置的输入件。尤其是可提出，该第二构件或一个与该第二构件无相对转动地相耦合的构件确切地说尤其是在输入侧插入到第一能量储存装置的第一能量储存器中或作用在第一能量储存装置的（第一）端侧上。另外尤其是提出，第一构件或一个与该第一构件无相对转动地相连接的构件确切地说尤其是在输出侧插入到第一能量储存装置的第一能量储存器中或作用在第一能量储存装置的第一能量储存器的（与第一端侧不

同的第二）端侧上。另外尤其是提出，该第一构件或一个（必要时另外的）与该第一构件无相对转动地相连接的构件确切地说尤其是在输入侧插入到第二能量储存装置的第二能量储存器中或作用在第二能量储存装置的第二能量储存器的（第一）端侧上。此外尤其是提出，第三构件或一个与该第三构件无相对转动地相连接的构件确切地说尤其是在输出侧插入到第二能量储存装置的第二能量储存器中或作用在第二能量储存装置的（与第一端侧不同的第二）端侧上。

根据一个优选的构型，第一能量储存装置具有多个第一能量储存器，或者由多个第一能量储存器构成。第一能量储存器根据一个优选的构型是螺线弹簧或弓形弹簧。可提出，这些第一能量储存器中的全部被并联连接。根据一个进一步构型，这些或全部第一能量储存器关于扭转振动减振器的转动轴线的周向方向在周向上分布地或间隔开地布置。但也可提出，多个第一能量储存器关于扭转振动减振器的转动轴线的周向方向在周向上分布地或间隔开地布置，其中，这些在周向上分布地或间隔开地布置的第一能量储存器构造成弓形弹簧或螺线弹簧，并且在这些第一能量储存器的内部各接收有一个或多个另外的第一能量储存器。在最后所述形式的构型中可提出，在第一能量储存装置从未承受负荷的状态承受逐渐提高的负荷时，首先仅在其内部接收一个或多个另外的第一能量储存器的那些第一能量储存器储存能量，并且被接收在所述内部中的第一能量储存器仅当第一能量储存装置的负荷高于预确定的极限负荷或高于预确定的极限力矩时才储存能量，或者反之。

根据一个优选的构型，第二能量储存装置具有多个第二能量储存器，或者由多个第二能量储存器构成。第二能量储存器根据一个优选的构型是螺线弹簧或压力弹簧或直弹簧。可提出，这些第二能量储存器中的全部被并联连接。根据一个进一步构型，这些或全部第二能量储存器关于扭转振动减振器的转动轴线的周向方向在周向上分布地或间隔开地布置。但也可提出，多个第二能量储存器关于扭转振动减振器的转动轴线的周向方向在周向上分布地或间隔开地布置，其中，这些在周向上分布地或间隔开地布置的第二能量储存器构造成压力弹簧或直弹簧或弓形弹簧，并且在这些第二能量储存器的内部各接收有一个或多个另外的第二能量储存器。在最后

所述形式的构型中可提出，在第二能量储存装置从未承受负荷的状态承受逐渐提高的负荷时，首先仅在其内部接收一个或多个另外的第二能量储存器的那些第二能量储存器储存能量，并且被接收在所述内部中的第二能量储存器仅当第二能量储存装置的负荷高于预确定的极限负荷或高于预确定的极限力矩时才储存能量，或者反之。

优选第一能量储存器或第一能量储存装置设置在第二能量储存器或第二能量储存装置的径向外部。这尤其涉及扭转振动减振器的转动轴线的径向方向。

第一能量储存装置的弹簧刚度尤其是在该第一能量储存装置承受转矩负荷时、确切地说尤其是在承受绕扭转振动减振器的转动轴线作用在第一能量储存装置上的转矩负荷时起作用或给出或出现的弹簧刚度或等效弹簧刚度。第一能量储存装置的弹簧刚度尤其是通过第一能量储存器的弹簧刚度及其布置或其连接来确定；第一能量储存装置的弹簧刚度因此尤其是通过第一能量储存器的弹簧刚度及其布置或其连接来确定的等效弹簧刚度。如已所述，第一能量储存器在有利的构型中并联连接；但例如也可提出，这样连接第一能量储存器，使得这些第一能量储存器原则上形成并联连接线路，其中，在该并联连接线路的由此构形成的并联支路中串联连接一些第一能量储存器。

第二能量储存装置的弹簧刚度尤其是在该第二能量储存装置承受转矩负荷时、确切地说尤其是在承受绕扭转振动减振器的转动轴线作用在第二能量储存装置上的转矩负荷时起作用或给出或出现的弹簧刚度或等效弹簧刚度。第二能量储存装置的弹簧刚度尤其是通过第二能量储存器的弹簧刚度及其布置或其连接来确定；第二能量储存装置的弹簧刚度因此尤其是通过第二能量储存器的弹簧刚度及其布置或其连接来确定的等效弹簧刚度。如已所述，第二能量储存器在有利的构型中并联连接；但例如也可提出，这样连接第二能量储存器，使得这些第二能量储存器原则上形成并联连接线路，其中，在该并联连接线路的并联支路中串联连接一些第二能量储存器。

第一惯性矩尤其涉及扭转振动减振器的转动轴线。第一构件例如是板。可提出，外部的涡轮机壳与第一构件借助于一个或多个携动件无相对转动

地相连接。在此尤其是提出，这样一个携动件或这样一些携动件的惯性矩（一起）确定第一惯性矩，确切地说尤其是作为加数。尤其是提出，这样一个构件、尤其是第一构件或这样一些构件的惯性矩确定或一起确定第一惯性矩：通过该构件或这些构件使转矩从第一能量储存装置的第一能量储存器传递给第二能量储存装置的第二能量储存器或者这些构件连接在第一能量储存装置的第一能量储存器与第二能量储存装置的第二能量储存器之间。上述惯性矩尤其是各涉及扭转振动减振器的转动轴线。

第二惯性矩尤其涉及扭转振动减振器的转动轴线。第三构件例如是板。

优选这样构造机动车动力总成系统或变矩器装置或扭转振动减振器或第一能量储存装置，使得存在：$(M_{mot,max}[Nm]\cdot 0.02\cdot 1/°) \leqslant c_1 \leqslant (M_{mot,max}[Nm]\cdot 0.06\cdot 1/°)$；或者使得存在：$(M_{mot,max}[Nm]\cdot 0.03\cdot 1/°) \leqslant c_1 \leqslant (M_{mot,max}[Nm]\cdot 0.05\cdot 1/°)$。

优选这样构造机动车动力总成系统或变矩器装置或扭转振动减振器或第二能量储存装置，使得存在：$(M_{mot,max}[Nm]\cdot 0.04\cdot 1/°) \leqslant c_2 \leqslant (M_{mot,max}[Nm]\cdot 0.15\cdot 1/°)$；或者使得存在：$(M_{mot,max}[Nm]\cdot 0.05\cdot 1/°) \leqslant c_2 \leqslant (M_{mot,max}[Nm]\cdot 0.13\cdot 1/°)$；或者使得存在：$(M_{mot,max}[Nm]\cdot 0.06\cdot 1/°) \leqslant c_2 \leqslant (M_{mot,max}[Nm]\cdot 0.1\cdot 1/°)$。

优选这样构造机动车动力总成系统或变矩器装置或扭转振动减振器，使得存在：

$17000N\cdot m/(rad\cdot kg\cdot m^2) \leqslant (c_1+c_2)/J_1 \leqslant 46000N\cdot m/(rad\cdot kg\cdot m^2)$；

或者使得存在：$20000N\cdot m/(rad\cdot kg\cdot m^2) \leqslant (c_1+c_2)/J_1 \leqslant 43000N\cdot m/(rad\cdot kg\cdot m^2)$；

或者使得存在：$23000N\cdot m/(rad\cdot kg\cdot m^2) \leqslant (c_1+c_2)/J_1 \leqslant 40000N\cdot m/(rad\cdot kg\cdot m^2)$。

优选这样构造机动车动力总成系统或变矩器装置或扭转振动减振器或变速器输入轴，使得存在：

$1800000N\cdot m/(rad\cdot kg\cdot m^2) \leqslant (c_2+c_{GEW})/J_2 \leqslant 5200000N\cdot m/(rad\cdot kg\cdot m^2)$；

或者使得存在：$2200000N\cdot m/(rad\cdot kg\cdot m^2) \leqslant (c_2+c_{GEW})/J_2 \leqslant 4800000N\cdot m/(rad\cdot kg\cdot m^2)$；

或者使得存在：$2400000N\cdot m/(rad\cdot kg\cdot m^2) \leqslant (c_2+c_{GEW})/J_2 \leqslant$

4400000N·m/(rad·kg·m^2)；

或者使得存在：2800000N·m/(rad·kg·m^2) ≤ $(c_2+c_{GEW})/J_2$ ≤ 4000000N·m/(rad·kg·m^2)。

下面借助于附图对根据本发明的示例性构型进行描述。附图表示：

图 1 根据本发明的示例性的机动车动力总成系统的示意性视图；

图 2 具有示例性的第一液力变矩器装置的根据本发明的示例性的机动车动力总成系统的视图；

图 3 具有示例性的第二液力变矩器装置的根据本发明的示例性的机动车动力总成系统的视图；

图 4 具有示例性的第三液力变矩器装置的根据本发明的示例性的机动车动力总成系统的视图；以及

图 5 对于变矩器跨接偶合器闭合的情况根据本发明的示例性的机动车动力总成系统的一个区段的弹簧-（转动）质量等效线路图。

图 1 示出了一个根据本发明的示例性的机动车动力总成系统 2 的示意性视图。机动车动力总成系统 2 具有一个内燃机 250 以及一个可由内燃机 250 转动驱动的驱动轴或发动机输出轴或曲轴 18。内燃机 250 具有刚好四个缸 252 或者是一个四缸发动机 250。四缸发动机 250 具有最大发动机力矩 $M_{mot,max}$ 或者最大可将相应于该最大发动机力矩 $M_{mot,max}$ 的力矩引入到动力总成系统 2 中。

机动车动力总成系统 2 具有一个变矩器装置 1，该变矩器装置按照借助于图 2 至图 4 所描述的构型之一来构造。

另外，机动车动力总成系统 2 具有一个变速器 254，该变速器例如是一个自动变速器。另外，机动车动力总成系统 2 可具有一个变速器输出轴 256、一个差速器 258 以及一个或多个驱动桥 260。另外，机动车动力总成系统 2 在变矩器装置 1 与变速器 254 之间具有一个变速器输入轴 66。变矩器装置 1 或该变矩器装置 1 的一个构件如轮毂 64 与该变速器输入轴 66 无相对转动地相连接。发动机输出轴或曲轴 18 无相对转动地与该变矩器装置 1 的变矩器壳体 16 相耦合。因此，转矩可从驱动轴或发动机输出轴或曲轴 18 通过变矩器装置 1 传递给变速器输入轴 66。

图 2 至图 4 示出了不同的示例性的液力变矩器装置 1，这些液力变矩器

装置可在根据本发明的示例性的机动车动力总成系统 2 中或者在根据图 1 的机动车动力总成系统 2 中存在。

图 2 至图 4 中所示的构型是根据本发明的示例性的机动车动力总成系统 2 的组成部分，该机动车动力总成系统具有一个在图 2 至图 4 中未示出的四缸发动机 250 或者一个在图 2 至图 4 中未示出的内燃机 250，该内燃机构造成四缸发动机并且由此具有四个缸 252。液力变矩器装置 1 具有一个扭转振动减振器 10、一个由泵轮 20、涡轮 24 和导轮 22 构成的变矩器循环圆 12 以及一个变矩器跨接偶合器 14。

扭转振动减振器 10、变矩器循环圆 12 以及变矩器跨接偶合器 14 被接收在一个变矩器壳体 16 中。变矩器壳体 16 基本上无相对转动地与一个驱动轴 18 相连接，该驱动轴例如是内燃机的曲轴或发动机输出轴。

变矩器循环圆 12 如所述的那样具有一个泵或一个泵轮 20、一个导轮 22 以及一个涡轮机或一个涡轮 24，它们以公知方式共同作用。变矩器循环圆 12 以公知方式具有一个变矩器循环圆内部空间或一个循环圆内部 28，该变矩器循环圆内部空间或该循环圆内部被设置用于接收油或用于流过油。涡轮 24 具有一个外部的涡轮机壳 26，该外部的涡轮机壳构成一个直接与循环圆内部 28 相邻接并且被设置用于限定循环圆内部 28 的边界的壁区段 30。另外，涡轮 24 以公知方式具有一个内部的涡轮机壳 262 以及一些（涡轮）叶片。在直接与循环圆内部 28 相邻接的壁区段 30 上连接着外部的涡轮机壳 26 的延续部 32。该延续部 32 具有一个直的或环状地构造的区段 34。延续部 32 的该直地或环状地构造的区段 34 例如可以是这样的：该区段在扭转振动减振器 10 的转动轴线 36 的径向方向上基本上是直的并且尤其是作为环状的区段处于一个相对于转动轴线 36 垂直的平面中或展开该平面。

扭转振动减振器 10 具有一个第一能量储存装置 38 以及一个第二能量储存装置 40。第一能量储存装置 38 和/或第二能量储存装置 40 尤其是成弹簧装置。

在根据图 2 至图 4 的实施例中提出，第一能量储存装置 38 在绕转动轴线 36 延伸的周向方向上具有多个尤其是彼此间隔开地布置的第一能量储存器 42、如螺线弹簧或弓形弹簧或者由这些第一能量储存器构成。可提出，全部第一能量储存器 42 构造得相同。也可提出，设置构造得不同的第一能

量储存器42。

第一能量储存装置38的弹簧刚度c_1[单位为Nm/°]大于或等于四缸发动机250的最大发动机力矩$M_{mot,max}$[单位为Nm]与因子0.014[1/°]的乘积并且小于或等于该四缸发动机250的最大发动机力矩[单位为Nm]与因子0.068[1/°]的乘积。即存在：$(M_{mot,max}[Nm]\cdot 0.014\cdot 1/°) \leqslant c_1 \leqslant (M_{mot,max}[Nm]\cdot 0.068\cdot 1/°)$，其中$M_{mot,max}$[Nm]是动力总成系统2的内燃机或四缸发动机250的最大发动机力矩，其单位为“牛顿乘以米”(Nm)，其中c_1：是第一能量储存装置38的弹簧刚度，其单位为“牛顿乘以米除以度”(Nm/°)。但所给出的值或范围例如也可如在本公开文献其它位置所述的那样。

第二能量储存装置40具有多个例如各构造成螺线弹簧或压力弹簧或直弹簧的第二能量储存器44或者由这些第二能量储存器构成。在此，在可优选的构型中，多个第二能量储存器44关于转动轴线36的周向方向在周向上彼此间隔开地布置。可提出，第二能量储存器44各构造得相同；但不同的第二能量储存器44也可构造得不同。

第二能量储存装置40的弹簧刚度c_2[单位为Nm/°]大于或等于四缸发动机250的最大发动机力矩$M_{mot,max}$[单位为Nm]与因子0.035[1/°]的乘积并且小于或等于四缸发动机250的最大发动机力矩$M_{mot,max}$[单位为Nm]与因子0.158[1/°]的乘积。即存在：$(M_{mot,max}[Nm]\cdot 0.035\cdot 1/°) \leqslant c_2 \leqslant (M_{mot,max}[Nm]\cdot 0.158\cdot 1/°)$，其中$M_{mot,max}$[Nm]是动力总成系统2的内燃机或四缸发动机250的最大发动机力矩，其单位为“牛顿乘以米”(Nm)，其中c_2：是第二能量储存装置的弹簧刚度，其单位为“牛顿乘以米除以度”(Nm/°)。但所给出的值或范围例如也可如在本公开文献其它位置所述的那样。

根据图2至图4的实施例，第二能量储存装置40关于转动轴线36的径向方向设置在第一能量储存装置38的径向内部。第一能量储存装置38以及第二能量储存装置40串联连接。扭转振动减振器10具有一个第一构件46，该第一构件设置在第一能量储存装置38与第二能量储存装置40之间或与这些能量储存装置38、40串联连接。因此尤其是提出，例如在变矩器跨接偶合器14闭合的情况下，转矩可从第一能量储存装置38通过第一构件46传递给第二能量储存装置40；第一构件46也可被称为中间件46，

在下面也是这样。

在根据图 2 至图 4 的实施例中提出，外部的涡轮机壳 26 与该中间件 46 这样相连接，使得负荷、尤其是转矩和/或扭力可从外部的涡轮机壳 26 传递给中间件 46。

在外部的涡轮机壳 26 与中间件 46 之间或在外部的涡轮机壳 26 与中间件 46 之间的负荷流、尤其是转矩流或力流中设置有一个携动件 50。也可提出，延续部 32 也构成中间件 46 和/或携动件 50，或者承担其功能。也可提出，携动件 50 构成一个第一构件或中间件，该第一构件或中间件在转矩流中串联连接在能量储存装置 38、40 之间。另外提出，沿着负荷传递路径 48 设置有至少一个连接装置 52、56 或者 54，负荷或转矩可通过该负荷传递路径从外部的涡轮机壳 26 传递到中间件 46。这种连接装置 52、56 或者 54 例如可以是插接连接装置或铆接连接装置或销栓连接装置（参见图 2 至图 4 中的参考标号 56）或焊接连接装置（参见图 2 至图 4 中的参考标号 52）或类似连接装置。需要注意的是，在图 4 中在形成焊接连接装置 52 的部位上，为了表示作为替换方案的构型可能性，附加地绘入了铆接连接装置或销栓连接装置 54。也要说明的是，所述连接装置也可构造成其它的或也可组合成其它的。借助于相应的连接装置 52、54、56 各使所述负荷传递路径 48 的彼此相邻接的构件彼此相耦合，负荷可通过该负荷传递路径从外部的涡轮机壳 26 传递到中间件 46。因此在根据图 2 至图 4 的构型中外部的涡轮机壳 26 的延续部 32 与携动件 50 各通过一个构造成焊接连接装置的连接装置 52 无相对转动地相耦合（该连接装置根据图 4 作为替换方案可以是铆接连接装置或销栓连接装置），并且该携动件 50 与中间件 46 各通过一个构造成铆接连接装置或销栓连接装置的连接装置 56 无相对转动地相耦合。

本发明提出，全部连接装置 52、54、56 与外部的涡轮机壳 26 的直接与循环圆内部 28 相邻接的壁区段 30 间隔开，借助于这些连接装置沿着外部的涡轮机壳 26 与中间件 46 之间的负荷传递路径 48 使彼此相邻接的构件（如延续部 32 与携动件 50 或携动件 50 与中间件 46）相连接。这至少根据这些实施例可实现可能的连接装置的带宽增大。因此例如作为焊接方法不仅可使用薄板焊接或 MAG 焊接或激光焊接或点焊，而且例如也可使用摩擦焊接。

一个第二构件 60 以及一个第三构件 62 与第一能量储存装置 38、第二能量储存装置 40 以及设置在这两个能量储存装置 38、40 之间的中间件 46 串联连接。第二构件 60 构成第一能量储存装置 38 的输入件，第三构件 62 构成第二能量储存装置 40 的输出件。从第二构件 60 引入到第一能量储存装置 38 中的负荷或转矩由此可在该第一能量储存装置 38 的输出侧通过中间件 46 和第二能量储存装置 40 传递到第三构件 62。

第三构件 62 在形成无相对转动的连接的情况下插入到一个轮毂 64 中，该轮毂又与变矩器装置 1 的输出轴 66 无相对转动地相耦合，该输出轴例如是机动车变速器的变速器输入轴 66。但作为替换方案例如也可提出，第三构件 62 构成轮毂 64。外部的涡轮机壳 26 借助于一个支撑区段 68 在径向上支撑在轮毂 64 上。尤其是在径向上支撑在轮毂 64 上的支撑区段 68 基本上构造成套筒状。

需要注意的是，外部的涡轮机壳 26 借助于支撑区段 68 在径向上的所述支撑是这样的：使得在此作用在外部的涡轮机壳 26 上的支撑力不通过第一或第二能量储存装置 38、40 从支撑区段 68 引导到外部的涡轮机壳 26。支撑区段 68 可相对于轮毂 64 转动运动。可提出，在轮毂 64 与支撑区段 68 之间设置一个滑动轴承或滑动轴承套或滚动轴承或用于在径向上支撑的类似装置。另外，可设置用于在轴向上支撑的相应轴承。外部的涡轮机壳 26 与中间件 46 之间的上面已经说明的连接是这样的：使得可从外部的涡轮机壳 26 传递给中间件 46 的转矩可从外部的涡轮机壳 26 传递给该中间件 46，而无需沿着相应的负荷传递路径 48 设置能量储存装置 38、40 中的一个。从外部的涡轮机壳 26 到中间件 46 的这种转矩传递（通过负荷传递路径 48）因此尤其是可借助于基本上刚性的连接来产生。

在根据图 2 至图 4 的实施例中，沿着外部的涡轮机壳 26 与中间件 46 之间的负荷或力或转矩传递路径 48 各设置有两个连接装置，确切地说一个第一连接装置 52 或 54 以及一个第二连接装置 56。需要注意的是，关于转动轴线36的周向方向在周向方向上可设置或优选设置有多个分布地布置的第一连接装置 52 或第二连接装置 56。该或这些第一连接装置 52 或 54（下面为了简化而讨论“该第一连接装置 52”）使延续部 32 与携动件 50 尤其是无相对转动地相连接，该或这些第二连接装置 56（下面为了简化而讨论“该

第二连接装置 54”）使携动件 50 与中间件 46 尤其是无相对转动地相连接。

如图 2 至图 4 所示，套筒状的支撑区域 68 例如可以是携动件 50 的一个关于转动轴线 36 的径向方向处于径向内部的区段。

变矩器跨接偶合器 14 在根据图 2 至图 4 的构型中各构造成片式离合器并且具有一个第一片承载件 72 以及一个第二片承载件 76，由该第一片承载件无相对转动地接收第一片 74，由该第二片承载件无相对转动地接收第二片 78。在片式离合器 14 打开的情况下，第一片承载件 72 可相对于第二片承载件 76 相对运动，确切地说这样相对运动：第一片承载件 72 可相对于第二片承载件 76 扭转。第二片承载件 76 在此关于轴线 36 的径向方向设置在第一片承载件 72 的径向内部，但这也可颠倒过来给出。第一片承载件 72 固定地与变矩器壳体 16 相连接。为了操作片式离合器 14，该片式离合器具有一个可轴向移动地设置并且为了操作片式离合器 14 例如可被液压加载的活塞 80。活塞 80 固定地或无相对转动地与第二片承载件 76 相连接，这例如可借助于焊接连接来产生。第一片 74 和第二片 78 在转动轴线 36 的纵向方向上观察彼此交替。在借助于活塞 80 对由第一片 74 和第二片 78 构成的片组 79 加载时，该片组 79 在片组 79 的位于活塞 80 对面的侧上支撑在变矩器壳体 16 的内侧的一个区段上。在相邻的片 74、78 之间以及在两侧在片组 79 端部侧设置有摩擦片衬 81，这些摩擦片衬例如保持在片 74 和/或 78 上。设置在片组 79 端部侧的摩擦片衬 81 在一侧和/或另一侧上也可保持在变矩器壳体 16 的内侧上或保持在活塞 80 上。

在根据图 2 和图 3 的实施例中，活塞 80 与第二构件 60、即第一能量储存装置 38 的输入件构造成一体。在根据图 4 的实施例中，活塞 80 无相对转动地或固定地与第二构件 60 或第一能量储存装置 38 的输入件相连接，其中，这种固定的连接在此例如通过焊接部进行。无相对转动的连接原则上也可用其它方式进行；在根据图 2 和图 3 的实施例中，在作为替换方案的构型中活塞 80 和第一能量储存装置 38 的输入件 60 也可构造成分开的、彼此间例如通过焊接部或铆钉或销栓固定地或无相对转动地相连接的件。在根据图 4 的实施例中，为了产生这种（固定的或无相对转动的）连接，取代焊接连接装置也可在活塞 80 与输入件 60 之间设置其它合适的连接装置，例如销栓连接装置或铆接连接装置或插接连接装置，或者作为替换方

案也可一体地用一个件来制造活塞 80 与输入件 60。

活塞 80 或第二构件 60、第一构件或中间件 46、携动件 50 以及第三构件 62 各由板构成。第二构件 60 尤其是法兰。第一构件 46 尤其是法兰。第三构件 62 尤其是法兰。

在根据图 3 的实施例中，携动件 50 的板厚度大于活塞 80 或第一能量储存装置 38 的输入件 60 的板厚度。此外，在根据图 2 至图 4 的实施例中可提出，携动件 50 的惯性矩大于活塞 80 或输入件 60 或由这些件 60、80 组成的单元的惯性矩。

为第一能量储存器 42 各构造一种壳体 82，该壳体关于转动轴线 36 的径向方向以及轴向方向至少部分地在轴向上在两侧以及在径向外部绕对应的第一能量储存器 42 延伸。在根据图 2 至图 4 的实施形式中，该壳体 82 设置在携动件 50 上。在大多数应用情况中，在携动件 50 上或在外部的涡轮机壳26上的所述无相对转动的设置从振动技术方面考察比例如在第二构件 60 上的无相对转动的设置更有利。壳体 82 在此具有一个例如被焊接上的盖 264。

在根据图 4 的实施例中，第一能量储存器 42 各可通过一个具有滚动体如滚珠或滚子的装置 84 支撑在所述壳体 82 上以减小摩擦，该装置也可被称为滚动靴 84。尽管这在图 2 和图 3 中未示出，但也可在根据图 2 和图 3 的构型中以相应方式设置用于支撑第一能量储存器42或用于减小摩擦的这种具有滚动体如滚珠或滚子的装置 84。但根据图 2 和图 3，取而代之在此设置一个滑动壳或滑动靴94来取代这种用于低摩擦地支撑第一能量储存器 42 的滚动靴 84。

另外，在根据图 2 至图 4 的构型中设置有一个用于第二能量储存装置 40 的第二扭转角度限制装置 92，借助于该第二扭转角度限制装置限制第二能量储存装置 40 或第二能量储存装置 40 的输入件相对于第二能量储存装置 40 的输出件的最大扭转角度或相对扭转角度。这在此是这样的：借助于该第二扭转角度限制装置 92 这样限制第二能量储存装置 40 的最大扭转角度，使得避免第二能量储存器 44 在转矩负荷相应高的情况下压实，这些第二能量储存器尤其是弹簧。第二扭转角度限制装置 92 如图 2 至图 4 所示例如是这样的：携动件 50 与中间件 46 通过一个尤其是连接装置 56 的组成部

分的销栓无相对转动地相连接，其中，该销栓延伸通过一个长形孔，该长形孔设置在第二能量储存装置 40 的输出件中或第三构件 62 中。也可设置一个用于第一能量储存装置38的第一扭转角度限制装置——这在这些图中未示出，借助于该第一扭转角度限制装置这样限制第一能量储存装置 38 的最大扭转角度，使得避免尤其是各构造成弹簧的第一能量储存器 42 压实。尤其是当第二能量储存器 44 是直（压力）弹簧并且第一能量储存器 42 是弓形弹簧时——有利的方式就是这种情况，可提出，如图 2 至图 4 中所示，仅设置一个用于第二能量储存装置 40 的第二扭转角度限制装置，因为在这种构型中在压实时损坏危险在弓形弹簧的情况下比在直弹簧的情况下小，并且附加的第一扭转角度限制装置会增加构件的数量或制造成本。

在特别有利的设计中，在根据图 2 至图 4 的构型中提出，第一能量储存装置 38 的扭转角度被限制到最大第一扭转角度内，第二能量储存装置 40 的扭转角度被限制到最大第二扭转角度内，其中，当在第一能量储存装置 38 上施加第一极限转矩时，第一能量储存装置 38 达到其最大第一扭转角度，其中，当在第二能量储存装置 40 上施加第二极限转矩时，该第二能量储存装置 40 达到其最大第二扭转角度，其中，该第一极限转矩小于该第二极限转矩。这尤其是可通过这两个能量储存装置 38、40 或这两个能量储存装置 38、40 的能量储存器 42、44 的相应协调来实现——必要时或尤其是也通过第一扭转角度限制装置和/或第二扭转角度限制装置。可提出，第一能量储存器 42 在第一极限转矩时压实，由此使第一能量储存装置 38 达到其最大第一扭转角度，并且借助于用于第二能量储存装置 40 的第二扭转角度限制装置来使第二能量储存装置40在第二极限转矩时达到其最大第二扭转角度，其中，当第二扭转角度限制装置达到止挡位置时，达到该最大第二扭转角度。

以此方式尤其是可获得部分负荷工况的良好协调。

需要注意的是，第一能量储存装置 38 或第二能量储存装置 40 的扭转角度在此严格来讲是关于扭转振动减振器 10 的转动轴线 36 的周向方向的相对扭转角度——相应的也适用于最大第一扭转角度或最大第二扭转角度，该相对扭转角度相对于在输入侧和输出侧为了传递转矩各直接与所涉及的能量储存装置 38 或 40 相邻接的构件之间的未承受负荷的静止位置形

成。尤其是以所述方式通过对应的最大第一扭转角度或最大第二扭转角度来限制的所述扭转角度尤其是可通过所涉及的能量储存装置 38 或 40 的能量储存器 42 或 44 吸收能量或释放所储存的能量来变化。

在变矩器循环圆 12 中以及在变矩器循环圆 12 外部、变矩器壳体 16 内部尤其是存在油。

在根据图 2 至图 4 的构型中，活塞 80 或第二构件或第一能量储存装置 38 的输入件 60 构成多个在周向上分布地布置的接片 86，这些接片各具有一个非自由端部 88 和一个自由端部 90，并且这些接片被设置用于对对应的第一能量储存器 42 在端侧、输入侧施加负荷。非自由端部 88 在此关于转动轴线 36 的径向方向设置在对应的接片 86 的自由端部 90 的径向内部。

如图 2 至图 4 所示，关于扭转振动减振器 10 的轴线 36 的径向方向，携动件 50 的径向伸展可大于该或这些第一能量储存器 42 与该或这些第二能量储存器 44 的平均径向距离。

在根据图 2 至图 4 的构型中分别提出，这样构造变速器输入轴 66，使得变速器输入轴 66 的弹簧刚度 c_{GEW} 处于 100Nm/°至 350N·m/°的范围内。但所给出的值或范围例如也可如在本公开文献其它位置所述的那样。变速器输入轴 66 的弹簧刚度 c_{GEW} 在此尤其是当变速器输入轴 66 绕其中心纵向轴线承受扭转负载时起作用的弹簧刚度。

在通过第一构件 46 传递转矩时第一惯性矩 J_1 抵抗所述通过第一构件 46 传递的转矩的变化。在通过第三构件 62 传递转矩时第二惯性矩 J_2 抵抗所述通过第三构件 62 传递的转矩的变化。

在根据图 2 至图 4 的构型中分别提出，这样构造机动车动力总成系统 2 或变矩器装置 1 或扭转振动减振器 10，使得由一方面第一能量储存装置 38 的弹簧刚度 c_1[单位为 Nm/rad]与第二能量储存装置 40 的弹簧刚度 c_2[单位为 Nm/rad]之和(c_1+c_2)与另一方面第一惯性矩 J_1[单位为 $kg\cdot m^2$]所构成的商大于或等于 14037N·m/(rad·$kg\cdot m^2$)并且小于或等于 49348N·m/(rad·$kg\cdot m^2$)。用公式表达即提出：14037N·m/(rad·$kg\cdot m^2$) $\leqslant (c_1+c_2)/J_1 \leqslant$ 49348N·m/(rad·$kg\cdot m^2$)，其中 c_1：是第一能量储存装置 38 的弹簧刚度[单位为 Nm/rad]；其中 c_2：是第二能量储存装置 40 的弹簧刚度[单位为 Nm/rad]；其中 J_1：是第一惯性矩[单位为 $kg\cdot m^2$]。但所给出的值或范围例如也可如在本公开文献其它位置所

述的那样。

另外，在根据图 2 至图 4 的构型中分别提出，这样构造机动车动力总成系统 2 或变矩器装置 1 或扭转振动减振器 10，使得由一方面第二能量储存装置 40 的弹簧刚度 c_2[单位为 Nm/rad]与变速器输入轴 66 的弹簧刚度 c_{GEW}[单位为 Nm/rad]之和(c_1+c_{GEW})与另一方面第二惯性矩 J_2[单位为 $kg\cdot m^2$]所构成的商大于或等于 $1403677N\cdot m/(rad\cdot kg\cdot m^2)$ 并且小于或等于 $5614708N\cdot m/(rad\cdot kg\cdot m^2)$。用公式表达即提出：$1403677N\cdot m/(rad\cdot kg\cdot m^2)\leqslant(c_2+c_{GEW})/J_2\leqslant 5614708N\cdot m/(rad\cdot kg\cdot m^2)$，其中 c_2：是第二能量储存装置 40 的弹簧刚度[单位为 Nm/rad]；其中 c_{GEW}：是变速器输入轴 66 的弹簧刚度[单位为 Nm/rad]；其中 J_2：是第二惯性矩[单位为 $kg\cdot m^2$]。但所给出的值或范围例如也可如在本公开文献其它位置所述的那样。

在根据图 2 至图 4 的构型中尤其是可提出，第一惯性矩 J_1 基本上由下列构件的惯性矩组成：带有延续部 32 的外部的涡轮机壳 26，内部的涡轮机壳 262，涡轮机或涡轮 24 的涡轮叶片或叶片组，带有壳体 82 和壳体盖 264 的携动件 50，第一构件 46，多个或一个第一连接装置 52 或 54，一个或多个第二连接装置 56，滑动壳 94 或滚动靴 84，必要时分摊弓形弹簧 42，必要时分摊压力弹簧 44，必要时分摊油或处于一个弓形弹簧通道或一些弓形弹簧通道中的油，以及必要时分摊油或关于涡轮机或处于涡轮机中的油。这些惯性矩在此尤其是涉及转动轴线 36。

另外，在根据图 2 至图 4 的构型中尤其是可提出，第二惯性矩 J_2 基本上由下列构件的惯性矩组成：法兰或第三构件 62，轮毂 64——该轮毂此外也可与法兰 62 构造成一体，必要时分摊变速器输入轴 66，必要时分摊压力弹簧 44，必要时用于有目的的迟滞的未示出的碟形弹簧，必要时轴挡圈和/或密封元件。

图 5 示出了对于变矩器跨接偶合器闭合的情况根据本发明的示例性的机动车动力总成系统 2 或根据图 1 的构型与根据图 2 或根据图 3 或根据图 4 的构型的一部分的弹簧-（转动）质量等效线路图。

尤其是理想地考察，该系统可看作具有发动机侧的第一（转动）质量 266、离合器 268、在第一弹簧 272 的输入侧连接在离合器 268 与该第一弹簧 272 之间的（第二）（转动）质量 270、已经说明的第一弹簧 272、连接

在第一弹簧 272 与第二弹簧 276 之间的（第三）（转动）质量 274、已经说明的第二弹簧 276、连接在该第二弹簧 276 与第三弹簧 280 之间的（第四）（转动）质量 278、以及已经说明的第三弹簧 280 的串联连接线路。

尤其是理想地考察，由第一弹簧 272、（第三）（转动）质量 274、第二弹簧 276、（第四）（转动）质量 278 以及（第三）弹簧 280 的串联连接线路构成的区段在此构成一个用于第一能量储存装置 38、第一能量储存装置 38 和第二能量储存装置 40 的连接装置、第二能量储存装置 40、第二能量储存装置 40 与变速器输入轴 66 的连接装置以及变速器输入轴 66 的弹簧-（转动）质量等效线路图。

现在在下面有时在重复的情况下还要描述先前借助于附图描述的根据本发明的示例性的至少在本发明进一步构型中可给出或已给出的构型或优点或作用的示例性进一步构型：

通常在跨接偶合器完全闭合的情况下要求良好或者甚至尽可能最好的隔离特性以达到低或者甚至尽可能最小的燃料消耗或 CO_2 排出。在此值得期望的可以是，该目标在确定的部分负荷范围内实现，内燃发动机主要在该部分负荷范围中工作。良好的噪声和振动舒适性所需的隔离在较少有地出现的高负荷下以及在全负荷下可借助于附加地打滑的跨接偶合器来实现。

具有扭转减振器或能量储存装置 38、40 的变矩器装置 1 或变矩器 1 与发动机 250 和车辆动力总成系统 2 构成一个扭转振动系统。该扭转振动系统的固有模态由于内燃发动机 250 的转动不均匀性而被激励。系统的每个固有模态具有所属的固有频率。当所述固有频率与内燃发动机 250 的转动频率重叠时，系统共振振动，即以最大的振幅振动。通常符合目的的是应该避免高的振幅，因为这种高的振幅可被察觉为干扰性振动和噪声。系统的固有频率与系统中的转动刚度和转动质量相关。因此，一方面尤其是这样构造引导弹簧的件，使得在扭转减振器或能量储存装置 38、40 之间存在大的质量或大的惯性矩。另一方面，这样构造变矩器跨接偶合器 14 与扭转减振器 10 之间和扭转减振器与变速器输入轴之间的引导弹簧的件，使得在此存在尽可能小的质量。系统的固有频率由此在内燃发动机 250 的工作范围中以很小的程度被激励。基于减振器支持的隔离在初级侧与次级侧之间

进行（=>涡轮机抵抗提高的惯性矩）。

通过设置双减振器或扭转振动减振器 10，在离合器闭合的情况下通过处于外部的减振器或第一能量储存装置38以及串联连接的内部减振器或第二能量储存装置 40 的低至中等的刚度实现转速低的情况下的改善的隔离。

在转速较高的情况下，摩擦的提高使得外部减振器或第一能量储存装置 38 的刚度增大；在此，串联连接的内部减振器或第二能量储存装置 40（尤其是无摩擦地）使得高转速范围中的振动特性较有利。

双减振器或扭转振动减振器10的显著改善通过专门针对部分负荷范围（低力矩）构造扭转减振器或能量储存装置来进行，由此在该范围中可实现扭转减振器或能量储存装置的非常低的弹簧刚度。由此，从弹性元件到壳体（壳）的起作用的偏转力变得较小，此外，弹簧元件的质量变得较小并且由此（降低的离心力）产生对壳体（壳）的很小摩擦。由此使隔离得到改善。通过这些措施获得变矩器壳体相对于涡轮机的有目的的双质量振动特性。

通过使用滑动或滚动体支承装置（滑动靴/滚珠转动靴或滚动靴），处于外部的弹性元件或第一能量储存器 42 的摩擦在完整的转速范围上降低。由此与串联连接的内部减振器或第二能量储存装置40相组合地使隔离得到进一步改善。

参考标号清单

1 液力变矩器装置

2 机动车动力总成系统

10 扭转振动减振器

12 变矩器循环圆

14 变矩器跨接偶合器

16 变矩器壳体

18 驱动轴，如内燃机的发动机输出轴

20 泵或泵轮

22 导轮

24 涡轮机或涡轮

26 外部的涡轮机壳

28 循环圆内部

30 26 的壁区段

32 26 的 30 上的延续部

34 32 的直的区段或 32 的环形盘状的区段

36 10 的转动轴线

38 第一能量储存装置

40 第二能量储存装置

42 第一能量储存器

44 第二能量储存器

46 10 的第一构件

48 负荷传递路径

50 携动件

52 在 48 中 32 与 50 之间的连接装置或焊接连接装置

54 在 48 中 32 与 50 之间的连接装置或销栓连接装置或铆接连接装置

56 在 48 中 50 与 46 之间的连接装置或销栓连接装置或铆接连接装置

60 第二构件

62 第三构件

64 轮毂

66 输出轴，变速器输入轴

68 支撑区段

72 14 的第一片承载件

74 14 的第一片

76 14 的第二片承载件

78 14 的第二片

79 14 的片组

80 用于操作 14 的活塞

81 14 的摩擦片衬

82 壳体

84 滚动靴

86 接片

88 82 的非自由端部

90 82 的自由端部

92 40 的第二扭转角度限制装置

94 滑动靴

250 内燃机，四缸发动机

252 250 的缸

254 变速器

256 变速器输出轴

258 差速器

260 驱动桥

262 内部的涡轮机壳

264 盖

266 发动机侧的（转动）质量，第一（转动）质量

268 离合器

270 连接装置的（转动）质量，第二（转动）质量

272 第一弹簧

274 272 与 276 之间的连接装置的（转动）质量，第三（转动）质量

276 第二弹簧

278 276 与 280 之间的连接装置的（转动）质量，第四（转动）质量

280 第三弹簧

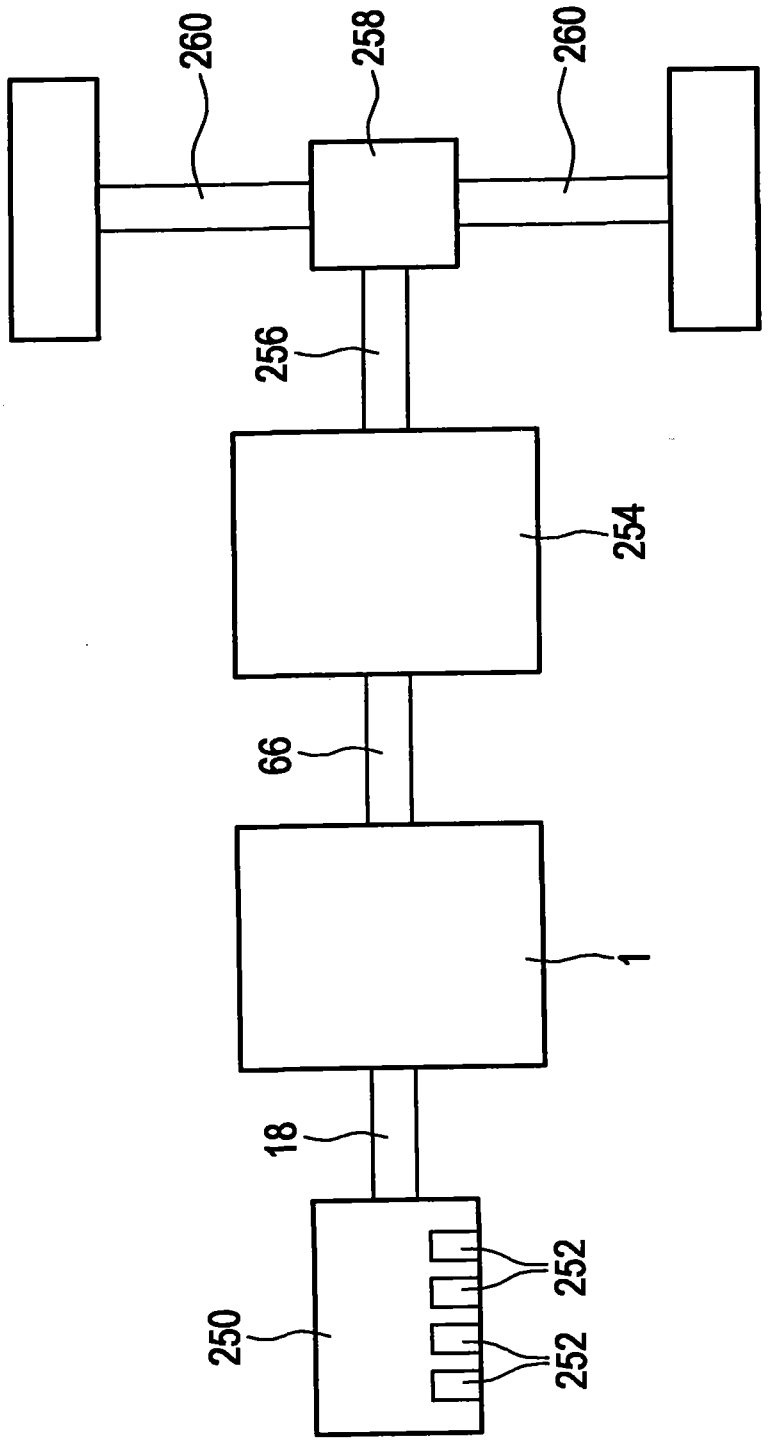


图1

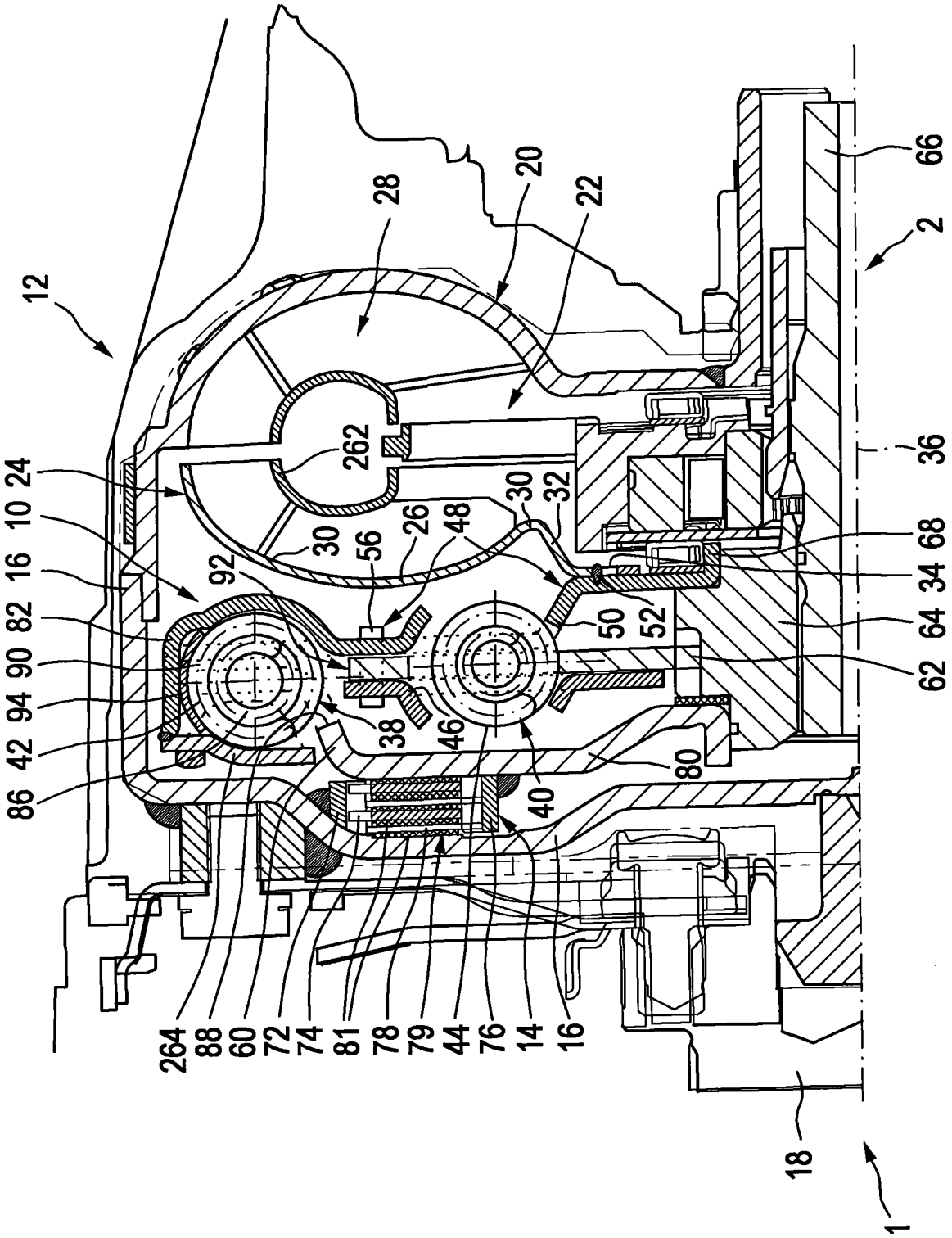

12
24
10
16
82
90
94
42
86
264
88
60
72
74
81
78
79
44
76
14
16
18
1
92
38
46
40
80
30
56
26
48
30
32
262
28
20
22
50
52
62
64
34
68
36
2
66

图2

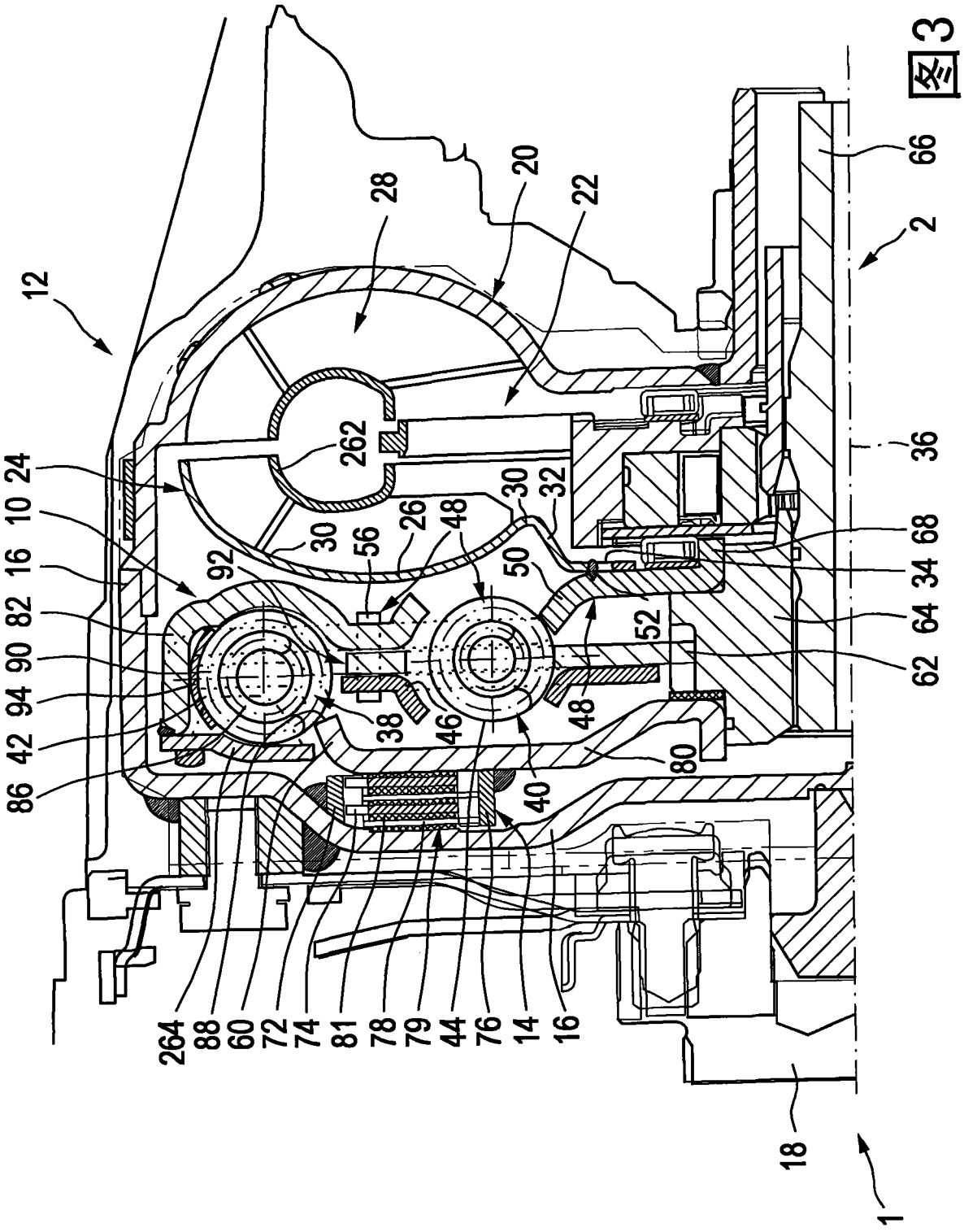

12
24
10
16
82
90
94
42
86
264
88
60
72
74
81
78
79
44
76
14
16
18
1
2
36
66
68
34
64
62
28
20
22
262
30
56
26
48
92
38
46
40
50
52
48
80
30
32

图3

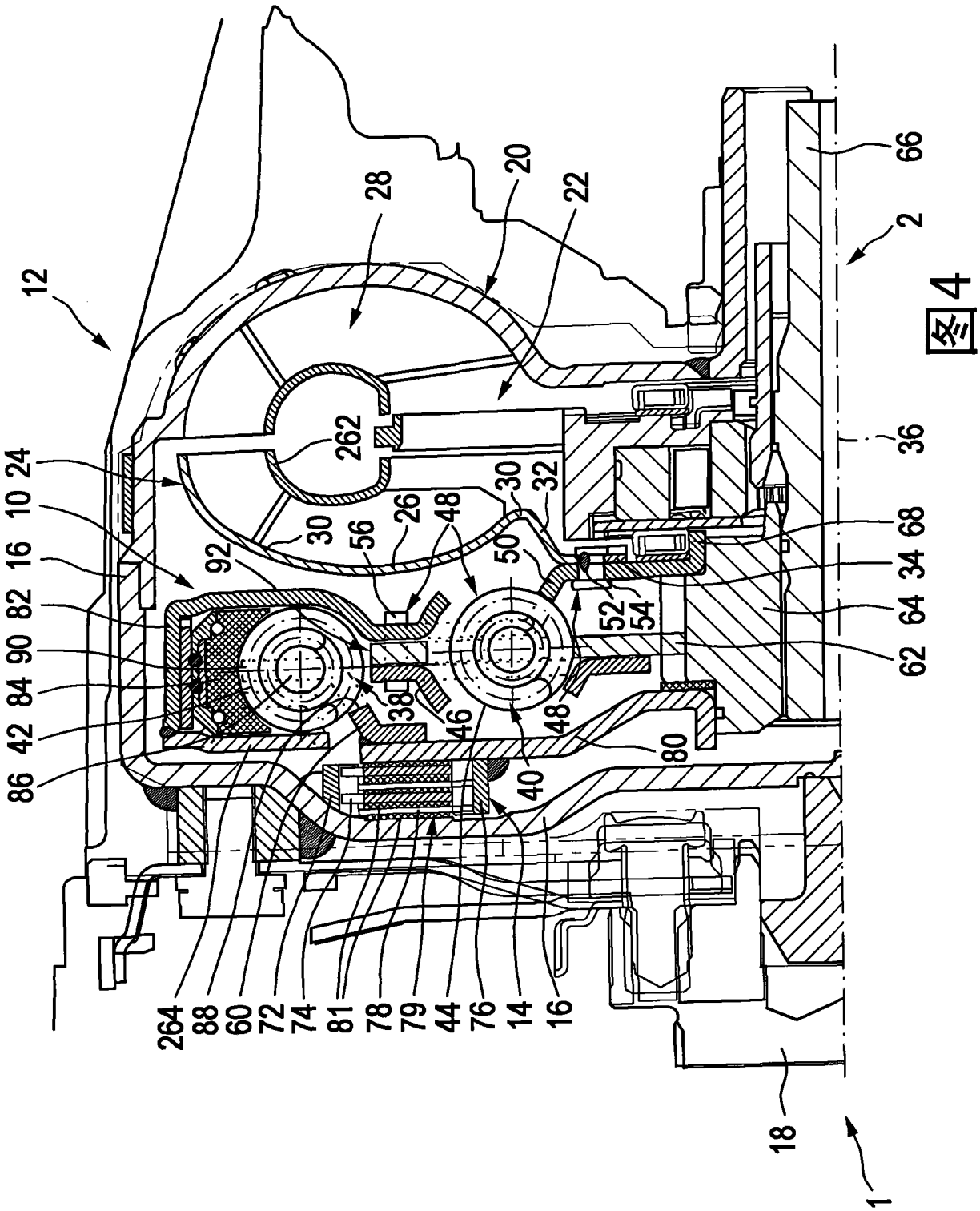

12
24
10
16
82
90
84
42
86
264
88
60
72
74
81
78
79
44
76
14
16
18
1
92
30
56
26
48
38
46
40
48
80
28
262
20
22
30
32
50
52
54
62
64
34
68
36
2
66

图4

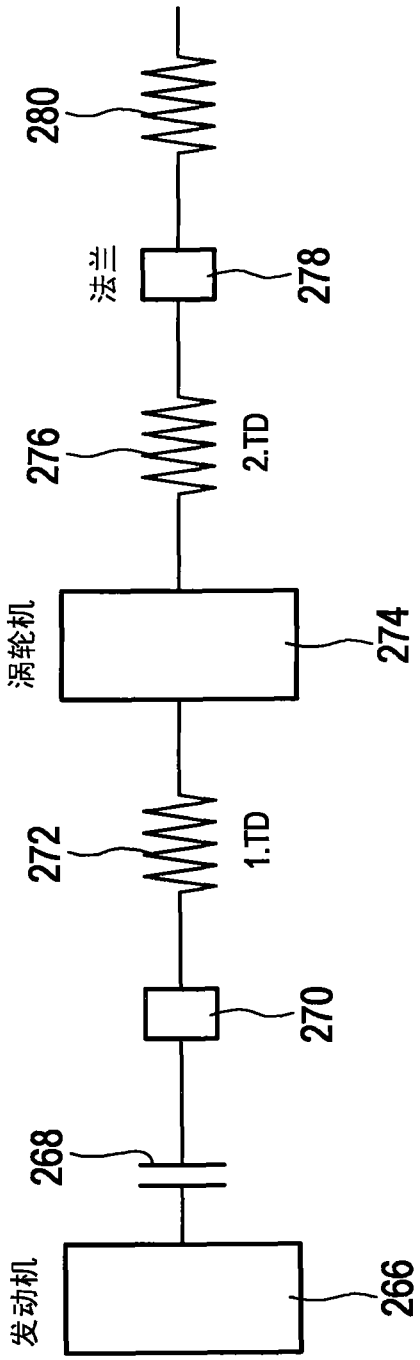


图5