



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 111918816 A

(43) 申请公布日 2020.11.10

(21) 申请号 201980017359.0

(51) Int.Cl.

(22) 申请日 2019.03.07

B62M 11/14 (2006.01)

F16H 3/72 (2006.01)

(85) PCT国际申请进入国家阶段日
2020.09.04

(86) PCT国际申请的申请数据
PCT/EP2019/055734 2019.03.07

(87) PCT国际申请的公布数据
W02019/175022 DE 2019.09.19

(71) 申请人 博泽柏林驱动技术两合公司
地址 德国柏林

(72) 发明人 彼得·滕贝格 米克·约尔丹

(74) 专利代理机构 中原信达知识产权代理有限
责任公司 11219

代理人 潘小军 贾翼鸥

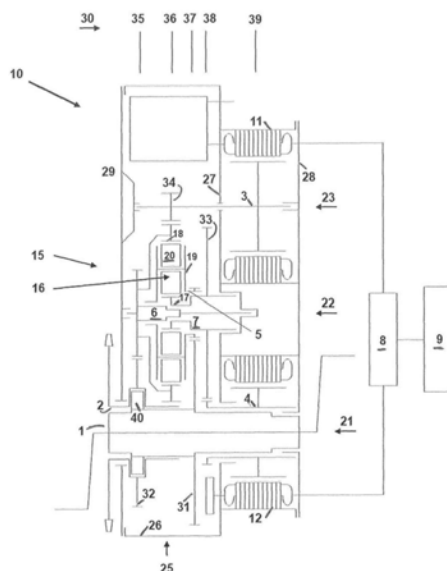
权利要求书3页 说明书11页 附图4页

(54) 发明名称

驱动系统

(57) 摘要

所建议的解决方案涉及一种驱动系统(10)，在该驱动系统中，-驱动轴(1)和输出轴(2)以及第二马达(12)及其第二转子轴(4)同轴地布置在第一轴系(21)上，-驱动系统(10)的具有太阳轮(17)、齿圈(18)和行星架(19)的多级的叠加式变速器(15)仅设计成布置在平行于第一轴系(21)的第二轴系(22)上的三轴的行星齿轮级，并且-第一马达(11)及其第一转子轴(3)布置在平行于第一轴系(21)和第二轴系(22)的第三轴系(23)上。



1. 驱动系统(10),所述驱动系统具有
 - 变速器壳体(25),
 - 驱动轴(1),
 - 输出轴(2),
 - 多级的叠加式变速器(15),所述驱动轴(1)和所述输出轴(2)通过所述多级的叠加式变速器与第一马达(11)的第一转子轴(3)并且与第二马达(12)的第二转子轴(4)连接,
 - 功率控制机构(8),两个马达(11、12)通过所述功率控制机构联接成无级的调整变速器,和
 - 蓄能器(9),所述两个马达(11、12)与所述蓄能器连接,其中,所述多级的叠加式变速器(15)具有行星齿轮级(16),所述行星齿轮级具有太阳轮(17)、齿圈(18)和带多个行星轮(20)的行星架(19),
其特征在于,
 - 所述驱动轴(1)、所述输出轴(2)和所述第二马达(12)及其第二转子轴(4)同轴地布置在第一轴系(21)上,
 - 具有所述太阳轮(17)、所述齿圈(18)和所述行星架(19)的所述多级的叠加式变速器(15)仅设计成布置在平行于所述第一轴系(21)的第二轴系(22)上的三轴的行星齿轮级,并且
 - 所述第一马达(11)及其第一转子轴(3)布置在平行于所述第一轴系(21)和所述第二轴系(22)的第三轴系(23)上。
2. 按照权利要求1所述的驱动系统(10),其特征在于,
 - 所述第一轴系(21)上的所述驱动轴(1)经由第一圆柱齿轮级(31)与所述第二轴系(22)上的第一联接轴(5)处于连接,
 - 所述第一轴系(21)上的所述输出轴(2)经由第二圆柱齿轮级(32)与所述第二轴系(22)上的第二联接轴(6)处于连接,
 - 所述第一轴系(21)上的所述第二马达(12)的第二转子轴(4)经由第三圆柱齿轮级(33)与所述第二轴系(22)上的第三联接轴(7)处于连接,所述第三联接轴与所述太阳轮(17)连接,
 - 并且所述第三轴系(23)上的所述第一马达(11)的第一转子轴(3)经由第四圆柱齿轮级(34)与所述第二轴系(22)上的所述齿圈(18)处于连接。
3. 按照权利要求1至2中至少一项所述的驱动系统(10),其特征在于,在所述第二轴系(22)上,所述第一联接轴(5)与所述行星架(19)连接,并且所述第二联接轴(6)与所述行星齿轮级(16)的齿圈(18)连接。
4. 按照权利要求1至2中至少一项所述的驱动系统(10),其特征在于,在所述第二轴系(22)上,所述第一联接轴(5)与所述齿圈(18)连接,并且所述第二联接轴(6)与所述行星齿轮级(16)的行星架(19)连接。
5. 按照权利要求1至4中至少一项所述的驱动系统(10),其特征在于,
 - 所述第二圆柱齿轮级(32)处在第一布置平面(35)中,
 - 所述行星齿轮级(16)和所述第四圆柱齿轮级(34)处在第二布置平面(36)中,所述第二布置平面平行于所述第一布置平面(35)地沿轴向(30)偏移,所述轴向从所述输出轴(2)

的从所述变速器壳体 (25) 突出的输出端起指向所述变速器壳体 (25) 内,

- 所述第一圆柱齿轮级 (31) 处在第三布置平面 (37) 中,所述第三布置平面同样沿轴向 (30) 相对所述第二布置平面 (36) 偏移,

- 所述第三圆柱齿轮级 (33) 处在第四布置平面 (38) 中,所述第四布置平面同样沿轴向 (30) 相对所述第三布置平面 (37) 偏移,

- 并且所述两个马达 (11、12) 处在第五布置平面 (39) 中,所述第五布置平面同样沿轴向 (30) 相对所述第四布置平面 (38) 偏移。

6.按照权利要求1至5中至少一项所述的驱动系统 (10),其特征在于,所述第二轴系 (22) 上的所述第四圆柱齿轮级 (34) 的齿轮具有比所述三轴的行星齿轮级 (16) 的齿圈 (18) 更大的节圆半径。

7.按照权利要求1至6中至少一项所述的驱动系统 (10),其特征在于,所述第一联接轴 (5) 上的所述第一圆柱齿轮级 (31) 的齿轮具有比所述第三联接轴 (7) 的太阳轮 (17) 更大的节圆半径。

8.按照权利要求1至7中至少一项所述的驱动系统 (10),其特征在于,所述变速器壳体 (25) 具有带中间接片 (27) 的主壳体 (26)、与所述主壳体 (27) 连接的马达盖 (28) 和与所述主壳体 (26) 连接的变速器盖 (29)。

9.按照权利要求5和8所述的驱动系统 (10),其特征在于,所述马达盖 (28) 在所述变速器壳体 (25) 的一侧上设置在所述第五布置平面 (39) 处并且所述变速器盖 (29) 在所述变速器壳体 (25) 的一侧上设置在所述第一布置平面 (35) 处,所述输出轴 (2) 穿过所述变速器盖从所述变速器壳体 (25) 伸出。

10.按照权利要求8或9所述的驱动系统 (10),其特征在于,

- 所述驱动轴 (1) 经由第一轴承 (41) 支撑在所述输出轴 (2) 中并且经由第二轴承 (42) 支撑在所述马达盖 (28) 中,

- 所述驱动轴 (1) 在两侧处从所述变速器壳体 (25) 伸出,

- 并且所述输出轴 (2) 经由第三轴承 (43) 支撑在所述变速器盖 (29) 中并且经由第四轴承 (44) 支撑在所述驱动轴 (1) 上。

11.按照权利要求8至10中至少一项所述的驱动系统 (10),其特征在于,所述第一转子轴 (3) 经由第五轴承 (45) 支撑在所述变速器盖 (29) 中并且经由第六轴承 (46) 支撑在中间接片或所述马达盖 (28) 中。

12.按照权利要求8至11中至少一项所述的驱动系统 (10),其特征在于,所述第二转子轴 (4) 经由第七轴承 (47) 支承在所述驱动轴 (1) 上或所述中间接片 (27) 中并且经由第八轴承 (48) 支承在所述驱动轴 (1) 上或所述马达盖 (28) 中。

13.按照权利要求2和权利要求8至12中至少一项所述的驱动系统 (10),其特征在于,

- 所述第二轴系 (22) 上的所述第二联接轴 (6) 经由第九轴承 (49) 支承在所述变速器盖 (29) 中并且经由第十轴承 (50) 支承在所述中间接片 (27) 中或所述马达盖 (28) 中,

- 所述第三联接轴 (7) 经由第十一轴承 (51) 支撑在所述第二联接轴 (6) 上并且经由第十二轴承 (52) 支撑在所述中间接片 (27) 中,

- 所述第一联接轴 (5) 经由第十三轴承 (53) 支撑在所述第三联接轴 (7) 上并且经由第十四轴承 (54) 支撑在第二联接轴 (6) 上,

- 第十五轴承(55)在所述第三联接轴(7)和所述中间接片(27)之间传递轴向力,
- 并且第十六轴承(56)在所述第一联接轴(5)和所述第三联接轴(7)之间传递轴向力。

14.按照权利要求9或权利要求10至13中至少一项所述的驱动系统(10),其特征在于,在所述第一轴承(41)和所述第四轴承(44)之间,有自由轮(40)安置在所述驱动轴(1)和所述输出轴(2)之间,所述自由轮阻止了所述驱动轴(1)相对所述输入轴(2)的更快转动。

15.按照权利要求1至14中至少一项所述的驱动系统(10),其特征在于,具有用于测量角位置和转速的传感器和传感轮的第一旋转变压器(57)安置在所述第一转子轴(3)处和所述第一转子轴上,和/或具有用于测量角位置和转速的传感器和传感轮的第二旋转变压器(58)安置在所述第二转子轴(4)处和所述第一转子轴上,和/或转速传感器(59)安置在所述驱动轴处和所述驱动轴上,和/或加速度传感器和/或倾斜传感器(24)安置在所述变速器壳体(25)上。

- 16.电动支持的自行车,具有按照权利要求1至15中任一项所述的驱动系统。

驱动系统

技术领域

[0001] 所建议的解决方案涉及一种在变速器壳体中在驱动轴和输出轴之间的驱动系统，驱动轴和输出轴通过多级的叠加式变速器与电气或液压的第一马达的第一转子轴连接以及电气或液压的第二马达的第二转子轴连接，其中，两个马达通过功率控制机构联接成无级的调整变速器并且与作为蓄能器的电池或蓄压器连接，并且其中，多级的叠加式变速器具有至少一个三轴的行星齿轮级，该行星齿轮级具有太阳轮、齿圈和带多个行星轮的行星架。

背景技术

[0002] 按照权利要求1的前序部分的驱动系统在此由DE 199 25 229 A1公知。在该文献的图1中，驱动轴127和输出轴114通过多级的叠加式变速器联接，多级的叠加式变速器具有三轴的行星齿轮级120，该行星齿轮级具有太阳轮121、齿圈122和带多个行星轮123的行星架124。输出轴114借助多级的分动器与齿圈122以恒定不变的传动比连接。驱动轴127与行星架124连接。第一马达的、在此为电动马达的第一转子轴132与太阳轮121连接，并且第二马达的、在此同样为电动马达的第二转子轴，则如输出轴114那样与齿圈122连接。两个马达通过功率控制机构联接成无级的调整变速器并且在此与作为蓄能器的电池连接。通过在调整变速器内无级地改变传动比，也产生了无级地改变驱动转速与输出转速之比。通过这样一个驱动系统的精巧的设计，使得仅一小部分驱动功率以相当低的效率通过调整变速器流动，并且驱动系统的总效率有所提升。

[0003] 具有与输出轴连接的电气的或液压的马达的这种驱动系统，在现有技术中也作为具有输出侧的功率分支的联接变速器加以说明。与之相反的是，具有与输出轴连接的电气的或液压的马达的这种驱动系统，也作为具有驱动侧的功率分支的联接变速器加以说明。

[0004] DE 31 47 447 A1因此说明了一种具有驱动侧的功率分支的驱动系统。在这个文献的图1中，驱动轴1和输出轴2经由多级的叠加式变速器与第一液压马达a的第一转子轴并且与第二液压马达b的第二转子轴连接。两个液压马达a和b经由没有在这个图1中示出的、但也由现有技术公知的功率控制机构联接成无级的调整变速器，该调整变速器也按照现有技术可以连接到作为蓄能器的蓄压器上。多级的叠加式变速器在这个文献中也包含行星齿轮级I，该行星齿轮级具有太阳轮1'、齿圈2'和带多个行星轮p'的行星架s。行星架s经由多个能切换的变速器级能与输出轴2连接。多级的叠加式变速器也包含另一个行星齿轮级II，该另一个行星齿轮级具有太阳轮1''、齿圈2''和带多个行星轮p''的行星架s'。齿圈2''经由另外的能切换的变速器级与第一液压马达a和齿圈2'以及行星架s'连接。按照这个文献的驱动系统使用在工程机械的和拖拉机的驱动器中。

[0005] 按照DE 31 47 447 A1的驱动系统要比按照DE 199 25 229 A1的驱动系统复杂得多。原因是，多个能切换的挡实现了这样一种设计，在该设计中，经由无级的调整变速器流动的功率份额，随着挡数量的渐增而变小。因此这样一种驱动系统即使在非常大的驱动扭矩和输出扭矩下也能用调整变速器中的小型马达应付。

[0006] 按照前序部分所述的、具有电动马达的驱动系统已经由1924年的US 5,151,321 A作为“电磁的变速器”公知。驱动系统按照这个文献的图1处在壳体84中并且处在与驱动法兰11连接的驱动轴10和输出轴12之间。驱动轴10和输出轴12经由多级的叠加式变速器与第一电动马达20的第一转子轴47以及与第二电动马达25的第二转子轴44连接。第一转子轴47固定地与驱动轴10连接,这在此涉及驱动侧的功率分支。

[0007] 多级的叠加式变速器由两个已联接的行星齿轮级构成,所述行星齿轮级具有各一个太阳轮、齿圈和行星架,其中,行星架固定地相互连接并且一些行星轮联接成所谓的多级行星齿轮。驱动轴10与第一行星齿轮级的太阳轮53连接。输出轴12与这个行星齿轮级的齿圈联接。第二电动马达25经由第二行星齿轮级的太阳轮62作用到共同的行星架上。

[0008] 在US 3 623 568 A中也说明了一种按照前序部分所述的、具有两个电动马达的驱动系统。在该文献的图1中,驱动轴10与叠加式系统的行星齿轮级的行星架20连接,第一电动马达15与齿圈22连接并且第二电动马达12在太阳轮21和齿圈22之间作用。输出轴11也与齿圈22连接。这个驱动系统也具有两个转速传感器。第一转速传感器30测量驱动轴10的转速,该转速等于行星架20的转速。第二转速传感器31测量输出轴11的转速,该转速等于齿圈22的转速。因此通过三轴行星齿轮级的运动学的基本关系也确定了太阳轮的转速。按照现有技术,这些转速传感器每一圈都探测至少一个参考角,因而用这些参考角和集成的转速信号得出了驱动系统中其余的轴的准确的角位置。这对于在两个电动马达中准确地控制相电流十分重要。由转速信号的时间导数得出了系统中的转动加速度作为对外部的扭矩的反应。

[0009] 用于自行车的驱动系统包含驱动轴和输出轴之间的多级的、大多机械的变速器。用于电气支持的自行车的驱动系统额外具有电动马达,该电动马达作为主驱动单元按需支持驾驶员。自从例如使用按DE 199 25 229 A1的驱动系统的混动驱动器在市场上取得成功后,就存在对用于自行车的经无级地、电气地功率分支的驱动系统的若干考虑。电气支持的自行车在市场上的成功使得这种发展更加容易想到。

[0010] 在US 9,254,890 B2中说明了用于使用在自行车中的、按照前序部分所述的、具有两个电动马达的驱动系统。该文献的图19示出了驱动系统的元件的非常详细陈述的布置。驱动系统在变速器壳体中安置在驱动轴111和与之同轴布置的输出轴123之间。和在自行车使用时一样,驱动轴111通常沿轴线穿过驱动系统,因而在两个端部处可以安装驱动曲柄。多级的叠加式变速器包含行星齿轮级,该行星齿轮级具有太阳轮113、齿圈112'和带多个行星轮15的行星架114,行星轮在此也设计成多级行星齿轮,这些多级行星齿轮中,较大的级与太阳轮113啮合并且较小的级与齿圈112'啮合。驱动轴111经由变速器级与带第一电动马达104和齿圈112处于连接。太阳轮113直接地并且同轴地与第二电动马达105处于连接。输出轴123与行星架连接。这个布置因此涉及驱动侧的功率分支。

[0011] 由于驱动系统的可用的轴向长度很短,太阳轮处的高扭矩要求在第二电动马达105处的大的空气间隙直径。因此这个马达构建成为外转子马达。第一电动马达104沿径向在第二电动马达105外部布置在与驱动轴平行的轴线上。这个第一电动马达传统地构建有外置的定子。由于其最大的扭矩很小,所以其需要到行星齿轮级的齿圈的很大的传动比。这个传动比在此鉴于有限的轴向的结构空间而借助仅一个变速器级实施,这导致了极大的齿轮112。这在使用自行车中不利地减小了变速箱与车道以及与后轮的间距。大部分的轴向的结

构空间在这个驱动系统中都用于行星齿轮级的多级行星齿轮。但在此需要这些多级行星齿轮,以便达到在较大的太阳轮和齿圈之间的足够大的定轴传动比。太阳轮在这个实施方案中必须很大,因为无论是驱动轴还是输出轴,均穿过太阳轮。多级行星齿轮此外不仅需要很多轴向空间,而且制造和安装也很昂贵并且特别是很难支承在小的级上。

[0012] 由EP 2 218 634 B1最后还说明了用于使用在自行车中的、按照前序部分所述的、具有两个电动马达的另一个驱动系统。这个文献的唯一附图再现了这个驱动系统的重要的特征。该驱动系统又安置在驱动轴2和与之同轴布置的输出轴32之间。驱动轴2又沿轴向穿过驱动系统。叠加式系统又包含三轴的行星齿轮级,该行星齿轮级具有在太阳轮轴18处的太阳轮、在齿圈轴20处的齿圈和带多个简单的行星轮16的行星架12。行星架12抗扭地与驱动轴2连接。太阳轮轴18经由第一变速器级与第一电动马达22的转子轴26处于连接。齿圈轴20经由第二变速器级与第二电动马达24的转子轴28处于连接并且与输出轴处于连接。因此在此又涉及输出侧的功率分支。两个电动马达22和24经由功率控制机构30彼此连接并且与电池31连接。

[0013] 由于两个电动马达22和24的最大的扭矩很小,在此又需要有在转子轴26或28和附属的至行星齿轮级的连接轴18或20之间的很大的传动比的变速器级。这在此也不利地导致了与驱动轴同轴的很大的变速器轮并且因此导致了围绕驱动轴的大的径向的结构空间。

发明内容

[0014] 在现有技术的背景下,还存在针对经改进的驱动系统、特别是设置和规定用于使用在自行车处的驱动系统的需求。

[0015] 在此通过权利要求1的驱动系统提供了一种经改进的驱动系统。

[0016] 按照所建议的解决方案,驱动轴、输出轴和第二马达及其第二转子轴同轴地布置在第一轴系上并且多级的叠加式变速器具有仅一个三轴的行星齿轮级,该行星齿轮级具有太阳轮、齿圈和行星架,行星架布置在平行于第一轴系的第二轴系上。此外,第一马达及其第一转子轴布置在平行于第一轴系和第二轴系的第三轴系上。

[0017] 与迄今为止公知的解决方案相比,所建议的驱动系统在此可以特别是为了使用在自行车中而可以在结构空间、重量、功率流和效率方面有所改进并且在此考虑到了不同的要求,如:

[0018] -行星齿轮级需要很大的定轴传动比,但在轴向和径向应当构建得很小并且因此不应具有昂贵的多级行星齿轮;

[0019] -所使用的变速器级不应具有大的传动比,需要径向尺寸很大的大的齿轮;

[0020] -驱动系统的所有元件均应尽量彼此嵌套地布置,使得得到最小的轴向的和径向的结构长度,

[0021] -在驱动系统的壳体和车架之间的离地距离应当变得最大,并且

[0022] -驱动轴应当尽可能穿过驱动系统并且应当与输出轴同轴。

[0023] 当使用在自行车中时,所建议的驱动系统的特征导致了驱动系统的一种特别紧凑的结构,该驱动系统具有特别是在第一轴系处的尽可能短的径向的伸展长度。行星齿轮级布置到平行于具有同轴的驱动器和从动器的第一轴系的第二轴系上允许了很小的太阳轮直径。在三轴的行星齿轮级中的负的定轴传动比有利地较大时,齿圈直径在没有使用昂贵

的多级行星齿轮的情况下也保持在很小。

[0024] 在所建议的驱动系统的一个实施例中,例如达到了大于-4的数值上较大的定轴传动比。驱动系统可以特别是在这个实施例中这样配置和设计,使得通过(第一)变速器级将驱动轴的转速提高到第一联接轴的约三倍的较大的绝对转速,所述第一联接轴经由行星齿轮级与第二联接轴处于连接,和/或第二联接轴的转速经由(第二)变速器级传递给输出轴的约30%的较小的转速。

[0025] 在第一轴系和第二轴系之间的轴偏移可以用于在自行车应用中的极为缓慢地运行的驱动轴和行星齿轮级之间的转速提高,由此进一步减小了最大的扭矩负荷并且因此减小了行星齿轮级的结构尺寸。由此也降低了无级的调整变速器中在中速转动的行星齿轮级和快速转动的小型马达之间的所需的传动比。

[0026] 在所建议的解决方案的另一种设计方案中规定,a)第一轴系上的驱动轴经由第一圆柱齿轮级与第二轴系上的第一联接轴处于连接,b)第一轴系上的输出轴经由第二圆柱齿轮级与第二轴系上的第二联接轴处于连接,c)第一轴系上的第二马达的第二转子轴经由第三圆柱齿轮级与第二轴系上的第三联接轴处于连接,该第三联接轴与太阳轮连接,并且d)第三轴系上的第一马达的第一转子轴经由第四圆柱齿轮级与第二轴系上的齿圈处于连接。

[0027] 第一圆柱齿轮级在一个实施变型方案中将驱动轴的转速提高到第一联接轴的约三倍的更大的绝对转速,所述第一联接轴经由行星齿轮级与第二联接轴处于连接。第二联接轴的转速用第二圆柱齿轮级的传动比变换为输出轴的转速。第一圆柱齿轮级和第二圆柱齿轮级的传动比之比总是定义为第二轴系上的齿轮的转速与第一轴系上的齿轮的转速之比,并且在此定义了在第一联接轴和第二联接轴之间的最大的调整联接传动比,所述联接轴所建议的驱动系统的实施变型方案而定与行星齿轮级的其它元件连接。

[0028] 按照第一实施变型方案,在第二轴系上,第一联接轴与行星架连接并且第二联接轴与行星齿轮级的齿圈连接。备选在第二轴系上,第一联接轴与齿圈连接并且第二联接轴与行星架连接。因为第一马达的第一转子轴在之前所述的第一实施变型方案中始终与齿圈连接,所以第一实施变型方案具有输出侧的功率分支。之前所说明的第二实施变型方案则与此相对具有驱动侧的功率分支。

[0029] 行星齿轮级在两个马达的转子轴之间的径向的布置在一个实施例中与变速器级的轴向的布置组合成一个总体上最为紧凑的布置。为此定义了五个布置平面。第二圆柱齿轮级然后例如处在第一布置平面中并且行星齿轮级和第四圆柱齿轮级处在第二布置平面中,该第二布置平面平行于第一布置平面地沿轴向偏移,轴向从输出轴的从变速器壳体突出的输出端起指向该变速器壳体中。第一圆柱齿轮级处在第三布置平面中,该第三布置平面同样沿轴向相对第二布置平面偏移,并且第三圆柱齿轮级处在第四布置平面中,该第四布置平面也沿轴向相对第三布置平面偏移。两个马达又处在第五布置平面中,该第五布置平面同样沿轴向相对第四布置平面偏移。

[0030] 为了不需要其它布置平面以达到较短的轴向结构长度的目的,可以规定,在第二轴系上的第四圆柱齿轮级的齿轮具有比三轴的行星齿轮级的齿圈更大的节圆半径。齿圈由此放置在第二布置平面中第四圆柱齿轮级的这个齿轮内。

[0031] 为了进一步支持简单的安装和支承,在第一联接轴上的第一圆柱齿轮级的齿轮具有比在第三联接轴上的太阳轮更大的节圆半径。由此可以在安装驱动系统时使太阳轮插塞

穿过在第一联接轴上的齿轮。

[0032] 为了简单地安装驱动系统的其余元件和它们在变速器壳体中的支承,变速器壳体可以构建成由多部分组成并且例如具有四个重要的壳体部分。因此变速器壳体可以具有带(必要时与主壳体能拆卸地连接的)中间接片的主壳体、与主壳体连接的马达盖和与主壳体连接的变速器盖。参照之前阐释的布置平面,马达盖可以例如在变速器壳体的一侧上设置在第五布置平面处并且变速器盖可以在变速器壳体的一侧上设置在第一布置平面处,输出轴穿过变速器盖从变速器壳体伸出。

[0033] 为了所有轴在驱动系统内的少噪音和少损耗的运行,有利地在有足够大的轴承间距的尽可能小的轴承中将所有轴静态地按规定支承在变速器壳体中或其它轴上。

[0034] 驱动轴可以经由第一轴承支撑在输出轴中并且经由第二轴承支撑在马达盖中。输出轴可以又经由第三轴承支撑在变速器盖中并且经由第四轴承支撑在驱动轴上。驱动轴原则上可以在两侧处从变速器壳体伸出。

[0035] 第一转子轴在一个实施例中经由第五轴承支撑在变速器盖中并且经由第六轴承支撑在中间接片中或马达盖中。

[0036] 在支承结构的另一个设计方案中可以规定,第二转子轴经由第七轴承支承在驱动轴上或中间接片中并且经由第八轴承支承在驱动轴上或马达盖中。

[0037] 涉及到联接轴在第二轴系上的支承,例如规定,a)第二轴系上的第二联接轴经由第九轴承支承在变速器盖中并且经由第十轴承支承在中间接片中或马达盖中,b)第三联接轴经由第十一轴承支撑在第二联接轴上并且经由第十二轴承支撑在中间接片中,c)第一联接轴经由第十三轴承支撑在第三联接轴上并且经由第十四轴承支撑在第二联接轴上,d)第十五轴承在第三联接轴和中间接片之间传递轴向力和e)第十六轴承在第一联接轴和第三联接轴之间传递轴向力。

[0038] 针对有驱动系统中在驱动轴的转速和输出轴的转速之间的最大传动比的纯机械的基本功能,可以规定,在第一轴承和第四轴承之间,有自由轮安置在驱动轴和输出轴之间,该自由轮阻止了驱动轴相对输出轴的快速转动。当按本发明的驱动系统使用在自行车中时,驾驶员也可以在电气系统或控制机构完全故障时用很小的速度和最大的传动比也在困难的地形中继续行驶。

[0039] 为了用很高的驱动舒适性精准和可靠地调节驱动系统,控制机构在短的周期内需要精准的信号。为此,按照一个实施例例如规定,在第一转子轴处和第一转子轴上安置具有用于(准确地)测量角位置和转速的传感器和传感轮的第一旋转变压器(Resolver)和/或在第二转子轴上安置具有用于(准确地)测量角位置和转速的传感器和传感轮的第二旋转变压器和/或将转速测量系统安置在驱动轴处和驱动轴上和/或将加速度传感器和/或倾斜传感器安置在变速器壳体上。

[0040] 高精度的旋转变压器例如实现了在两个马达处的准确的转速调节和/或扭矩调节,视驱动系统的运行方式而定。附加的(可选的)转速测量系统可以在驱动轴处和驱动轴上实现用于更高的系统安全性的一定的冗余。由一个或多个传感器的加速度信号和倾斜信号可以结合对所传递的功率的认识推断出系统重量和驱动扭矩的动力。这个信息可以在功率控制机构中用于更为快速和更为舒适的调节。

[0041] 所建议的解决方案原则上并不局限于前述的和接下来说明的细节,而是也涉及效

果相同的解决方案。例如适用的是，

[0042] -圆柱齿轮-变速器级可以被齿形皮带-变速器级取代，

[0043] -用于联合支撑径向力和轴向力的球轴承可以被纯粹的径向轴承和轴向轴承取代，和/或

[0044] -滚动轴承可以被滑动轴承取代。

附图说明

[0045] 附图示例性地阐明了所建议的解决方案的可能的实施变型方案。

[0046] 附图中：

[0047] 图1示出按照用于使用在电气支持的自行车中的所建议的驱动系统的第一实施变型方案所述的具有输出侧的功率分支的变速器结构；

[0048] 图2示出用于示出诸如轴、变速器级和支承结构之类的重要的机械构件彼此间的相对姿态的按图1的驱动系统的结构设计草图；

[0049] 图3示出按照用于使用在电气支持的自行车中的所建议的驱动系统的第二实施变型方案所述的具有驱动侧的功率分支的变速器结构；

[0050] 图4示出用于示出诸如轴、变速器级和支承结构之类的重要的机械构件彼此间的相对姿态的按图3的驱动系统的结构设计草图。

具体实施方式

[0051] 图1和2示出了变速器结构和用于使用在电气支持的自行车中的在变速器壳体25中在驱动轴1和输出轴2之间的按本发明的驱动系统10的第一实施变型方案的2D结构设计草图。驱动轴1穿过变速器壳体25并且在每一侧上与脚踏曲柄连接，驾驶员通过脚踏曲柄驱动所述驱动系统10。输出轴2仅在一侧从变速器壳体25伸出并且与链轮或者齿形皮带盘连接，以便从那里起驱动自行车的后轮。

[0052] 驱动系统10具有带第一转子轴3的第一马达11。该马达在这个应用中设计成电动马达。驱动系统10也具有带第二转子轴4的第二马达12。第二马达在这个应用中也设计成电动马达。两个电动马达11和12通过功率控制机构8连接并且因此形成了无级的电气的调整变速器。功率控制机构8也与形式为电池的蓄能器9处于连接。因此输出轴2通过第一电动马达11也被纯电地驱动。当在输出轴2处制动功率流入驱动系统10时，蓄能器9然后也可以用作制动蓄能器。

[0053] 驱动轴1、输出轴2和两个转子轴3和4通过多级的叠加式变速器15联接，该多级的叠加式变速器具有自由度为1的多个变速器级和自由度为2的至少一个行星齿轮级16。变速器级在此也设计成圆柱齿轮级。但也可以考虑齿形皮带-变速器级。三轴的行星齿轮级16具有太阳轮17、齿圈18和带多个行星齿轮20的行星架19，行星齿轮支承在行星齿轮销轴上。

[0054] 驱动系统10的元件分布在三个轴系21、22和23上，所述轴系全部平行于彼此地布置在变速器壳体25的可用的结构空间中。

[0055] 驱动轴1、输出轴2和第二电动马达12的第二转子轴4同轴地布置在第一轴系21上。多级的叠加式变速器的三轴的行星齿轮级布置在第二轴系22上。第一电动马达11的第一转子轴3布置在第三轴系23上。

[0056] 在第一轴系21上,外置的输出轴2在变速器壳体25的一侧上包围内置的驱动轴1并且第二转子轴4在变速器壳体25的另一侧上包围驱动轴1。

[0057] 三轴的行星齿轮级16在第二轴系上的布置使得能使用直径很小的太阳轮17。在齿圈18还相当大时,这又实现了一个大于 $|-4|$ 的数值较大的定轴传动比。在这样大的负的定轴传动比下,简单的并且因此狭窄的行星齿轮20变得很大,使得在此有空间容纳作为行星齿轮轴承的足够大的狭窄的球轴承。这总体上导致了在轴向有利地构造得极短的行星齿轮级16。

[0058] 四个设计成圆柱齿轮级的变速器级用于在运动学上联接驱动系统10的分布在三个轴系21、22和23上的元件。第一轴系21上的驱动轴1经由第一圆柱齿轮级31与第二轴系22上的第一联接轴5连接。第一轴系21上的输出轴2经由第二圆柱齿轮级32与第二轴系22上的第二联接轴6连接。第一轴系21上的第二电动机12的第二转子轴4经由第三圆柱齿轮级33与第二轴系22上的第三联接轴7连接。这个第三联接轴也承载太阳轮17。第三轴系23上的第一电动机11的第一转子轴3经由第四圆柱齿轮级与第二轴系22上的行星齿轮级16的齿圈18连接。

[0059] 第一圆柱齿轮级31将驱动轴1的转速提高到第一联接轴6的约三倍的较大的绝对转速,所述第一联接轴经由行星齿轮级16与第二联接轴6处于连接。第二联接轴6的转速以第二圆柱齿轮级32的传动比变换到输出轴2的约30%的更小的转速。第一圆柱齿轮级31和第二圆柱齿轮级32的传动比之比,其总是定义为第二轴系22上的齿轮的转速与第一轴系21上的齿轮的转速之比,并且定义了在第一联接轴5和第二联接轴6之间的最大的调整联接传动比。对在调整范围内的调整联接传动比之上的高效率变化而言有利的是,最大的和最小的调整联接传动比近似互为倒数。这可以用这种设计轻易地达到。

[0060] 在第二轴系22上,第一联接轴5与行星齿轮级16的行星架19连接,第二联接轴6与齿圈18连接并且第三联接轴与太阳轮17连接。因为第一马达11的第一转子轴3与齿圈18并且因此与输出轴2连接,所以第一实施变型方案具有输出侧的功率分支。

[0061] 在图1中标注了五个布置平面35、36、37、38和39,它们的编号沿轴向30增加。轴向30从输出轴2从变速器壳体25出来的部位指向变速器壳体25内。在图1中然后能清楚地看到,第二圆柱齿轮级32处在第一布置平面35中并且行星齿轮级16和第四圆柱齿轮级34处在平行于第一布置平面35地沿轴向30偏移的第二布置平面36中,并且第一圆柱齿轮级31处在也沿轴向30相对第二布置平面36偏移的第三布置平面中,并且第三圆柱齿轮级33处在也沿轴向30相对第三布置平面37偏移的第四布置平面38中,并且两个马达11和12处在同样沿轴向30相对第四布置平面38偏移的第五布置平面39中。

[0062] 行星齿轮级16和第四圆柱齿轮级34可以处在相同的第二布置平面36中,因为第四圆柱齿轮级34的齿轮在第二轴系22上具有比三轴的行星齿轮级16的齿圈18更大的节圆半径。齿圈18因此置放在第二布置平面36中第四圆柱齿轮级34的这个齿轮内。

[0063] 圆柱齿轮级31、32、33和34在第二轴系22上在行星齿轮级16的周围环境中的这种轴向的布置,结合驱动元件到三个轴系21、22和23上的按本发明的分配,导致了一种极为紧凑的多级的叠加式变速器15。这为具有竞争力的轻便的和小型的驱动系统10提供了重要的先决条件。

[0064] 由图1和2还可以看到,第一联接轴5上的第一圆柱齿轮级31的齿轮具有比第三联

接轴7上的太阳轮17更大的节圆半径。因此在安装驱动系统10时,太阳轮17可以插塞穿过第一联接轴5上的齿轮。

[0065] 为了简单地安装驱动系统10的其余元件和并且为了它们在变速器壳体25中的支承,变速器壳体25具有四个重要的壳体部分。变速器壳体25构成如下:主壳体26,其具有能与或者与该主壳体连接的中间接片27;在第五布置平面39的一侧上能与或者与该主壳体26连接的马达盖28;和在第一布置平面35的一侧上能与或者与主壳体26连接的变速器盖29,输出轴2穿过该变速器盖从变速器壳体25伸出。

[0066] 在图2中示出的结构设计草图阐明了驱动系统10的所有的轴在变速器壳体25中或其它轴上的可能的支承结构。在此,目标是实现具有大的轴承间距和小的轴承尺寸的静态地规定的支承结构。这是所有的轴的少噪音和少损耗的运行的良好的先决条件。

[0067] 在第一轴系21上,驱动轴1经由第一轴承41支撑在输出轴2中并且经由第二轴承42支撑在马达盖28中。驱动轴1在两侧处从变速器壳体25伸出并且由于驱动而经受了大的径向的负荷。轴承41和42具有最大的间距以用于最优地支承驱动轴1。输出轴2经由第三轴承43支撑在变速器盖29中并且经由第四轴承44支撑在驱动轴上。轴承41和43近似径向地相互围绕,因而轴承41的径向的轴承负荷直接经由轴承43支撑在变速器壳体25中。

[0068] 第一转子轴3经由第五轴承45支撑在变速器盖29中并且经由第六轴承46支撑在马达盖28中。但轴承46也可以以类似的良好功能置放在中间接片27和转子轴3之间。

[0069] 第二转子轴4经由第七轴承47和第八轴承48支承在驱动轴1上。但轴承47也可以安置在转子轴4和中间接片27之间,但然后也具有更大的直径。轴承48也可以安置在转子轴4和马达盖28之间,但这也要求更多的轴向和径向的结构空间。

[0070] 在第二轴系22上,多个轴嵌套地、但最终支承在变速器壳体25中。第二联接轴6是在第二轴系22上承受负荷最大的轴并且因此设计成最里面的轴,该轴经由第九轴承49支承在变速器盖29中并且经由第十轴承50支承在中间接片27中。由此产生了有利地很大的轴承间距。轴承50备选甚至也安置在马达盖28中,虽然这还进一步扩大了轴承间距,却是以第二联接轴6的抗弯刚度为代价。

[0071] 第三联接轴7经由第十一轴承51支撑在第二联接轴6上并且经由第十二轴承52支撑在中间接片27上。第一联接轴6经由第十三轴承53支撑在第三联接轴7上并且经由第十四轴承54支撑在第二联接轴6上。第十五轴承55此外在第三联接轴7和中间接片27之间传递轴向力并且第十六轴承56在第一联接轴5和第三联接轴7之间传递轴向力。

[0072] 在具有两个圆柱齿轮级32的第一布置平面35中,自由轮40处在驱动轴1和输出轴2之间。这优选是夹紧体自由轮,因为自由轮的这种构造形式具有高扭矩容量并且可以一同使用有待联接的轴的硬化的柱体表面。但在按图2的结构设计方案中,自由轮具有自己的内圈和自己的外圈。

[0073] 在使用自行车时,强壮有力的驾驶员可以完全将大的负荷冲击式地经由脚踏曲柄施加到驱动轴上。因此在剧烈的加速和陡峭的上坡行驶时,即在有大的变速器传动比的行驶状况下,尤其会发生这种情况。在这些行驶状况中,自由轮40现在保护驱动系统,因为自由轮在最大的变速器传动比下将驱动轴1直接与输出轴2连接起来。

[0074] 当在功率控制机构8中的调节能限制了第二马达12的最大扭矩时,过大的、不再能通过第二马达12支撑的驱动扭矩使驱动轴1加速直至自由轮40将驱动轴1与输出轴2自动力锁

合地联接。自由轮40因此一方面用作驱动系统的过载保护并且另一方面自由轮在电气系统出问题、例如在电压下降时,或者在控制/调节出问题、例如在传感器故障时,保证了驱动的机械的基本功能。

[0075] 为了以高度的驱动舒适性精准且可靠地调节驱动系统,控制机构在短周期内需要精确的信号。为此将具有用于精确地测量角位置和转速的传感器和传感轮的第一旋转变压器57安置在第一转子轴3处和第一转子轴3上。第二旋转变压器58则安置在第二转子轴4处和上。简单的转速测量系统59此外还测量驱动轴1的转速。高精度的旋转变压器57和58是用于在两个马达11和12处的精确的转速调节和/或扭矩调节的先决条件。在驱动轴处和驱动轴上的附加的并且可选的转速测量系统58实现了针对更高的系统安全性的一定的冗余。该转速测量系统可以例如用于旋转变压器信号的可信度测试并且实现了在旋转变压器故障时的功能减少的紧急功能。

[0076] 在图2中,在变速器壳体25处还安装有当前例如在许多智能手机中使用的加速度和倾斜传感器24。由加速度和倾斜信号可以结合对所传递的功率的认识而推断出系统重量和驱动扭矩的动力。这个信息可以在功率控制机构中用于更快和更为舒适地调节。

[0077] 在图3和4中示出了用于使用在电气支持的自行车中的在变速器壳体25中在驱动轴1和输出轴2之间的按本发明的驱动系统10的第二实施变型方案的变速器结构和2D的结构设计草图。

[0078] 在第一实施变型方案中,第一联接轴5与行星架9连接并且第二联接轴6与行星齿轮级20的齿圈18连接。在第二实施变型方案中,第一联接轴5与齿圈18连接并且第二联接轴6与行星齿轮级20的行星架联接。这是两个实施变型方案的唯一的结构上的区别。

[0079] 因为第一马达11的第一转子3在两个实施变型方案中通过第四圆柱齿轮级34与齿圈18处于连接(在 $|-8|$ 范围内的传动比),所以在第一实施变型方案中,输出轴2的转速和第一转子轴3的转速是成比例的。在第二实施变型方案中,驱动轴1的转速和第一转子轴3的转速是成比例的。两个变型方案在技术上是合理的。在电气支持的自行车驱动器中,电气支持程度越高,第一实施变型方案就越有利,因为电气支持功率然后能以更为直接的方式从蓄能器9主要经由第一马达11作用到经驱动的车轮上。

[0080] 就结构设计方案而言,关于三个联接轴彼此间的支承仅存在最小的差别。这主要涉及轴承51和54的设计方案。

[0081] 附图标记列表

[0082] 1 驱动轴

[0083] 2 输出轴

[0084] 3 第一转子轴

[0085] 4 第二转子轴

[0086] 5 第一联接轴

[0087] 6 第二联接轴

[0088] 7 第三联接轴

[0089] 8 功率控制机构

[0090] 9 蓄能器(电池或蓄压器)

[0091] 10 驱动系统

- [0092] 11 第一(电气的或液压的) 马达
- [0093] 12 第二(电气的或液压的) 马达
- [0094] 13 第一定子
- [0095] 14 第二定子
- [0096] 15 叠加式变速器
- [0097] 16 三轴的行星齿轮级PG
- [0098] 17 太阳轮
- [0099] 18 齿圈
- [0100] 19 行星架
- [0101] 20 行星轮
- [0102] 21 第一轴系
- [0103] 22 第二轴系
- [0104] 23 第三轴系
- [0105] 24 加速度和倾斜传感器
- [0106] 25 变速器壳体
- [0107] 26 主壳体
- [0108] 27 中间接片
- [0109] 28 马达盖
- [0110] 29 变速器盖
- [0111] 30 轴向
- [0112] 31 第一圆柱齿轮级
- [0113] 32 第二圆柱齿轮级
- [0114] 33 第三圆柱齿轮级
- [0115] 34 第四圆柱齿轮级
- [0116] 35 第一布置平面
- [0117] 36 第二布置平面
- [0118] 37 第三布置平面
- [0119] 38 第四布置平面
- [0120] 39 第五布置平面
- [0121] 40 自由轮
- [0122] 41 第一轴承
- [0123] 42 第二轴承
- [0124] 43 第三轴承
- [0125] 44 第四轴承
- [0126] 45 第五轴承
- [0127] 46 第六轴承
- [0128] 47 第七轴承
- [0129] 48 第八轴承
- [0130] 49 第九轴承

- [0131] 50 第十轴承
- [0132] 51 第十一轴承
- [0133] 52 第十二轴承
- [0134] 53 第十三轴承
- [0135] 54 第十四轴承
- [0136] 55 第十五轴承
- [0137] 56 第十六轴承
- [0138] 57 具有传感器和传感轮的第一旋转变压器
- [0139] 58 具有传感器和传感轮的第二旋转变压器
- [0140] 59 转速测量系统

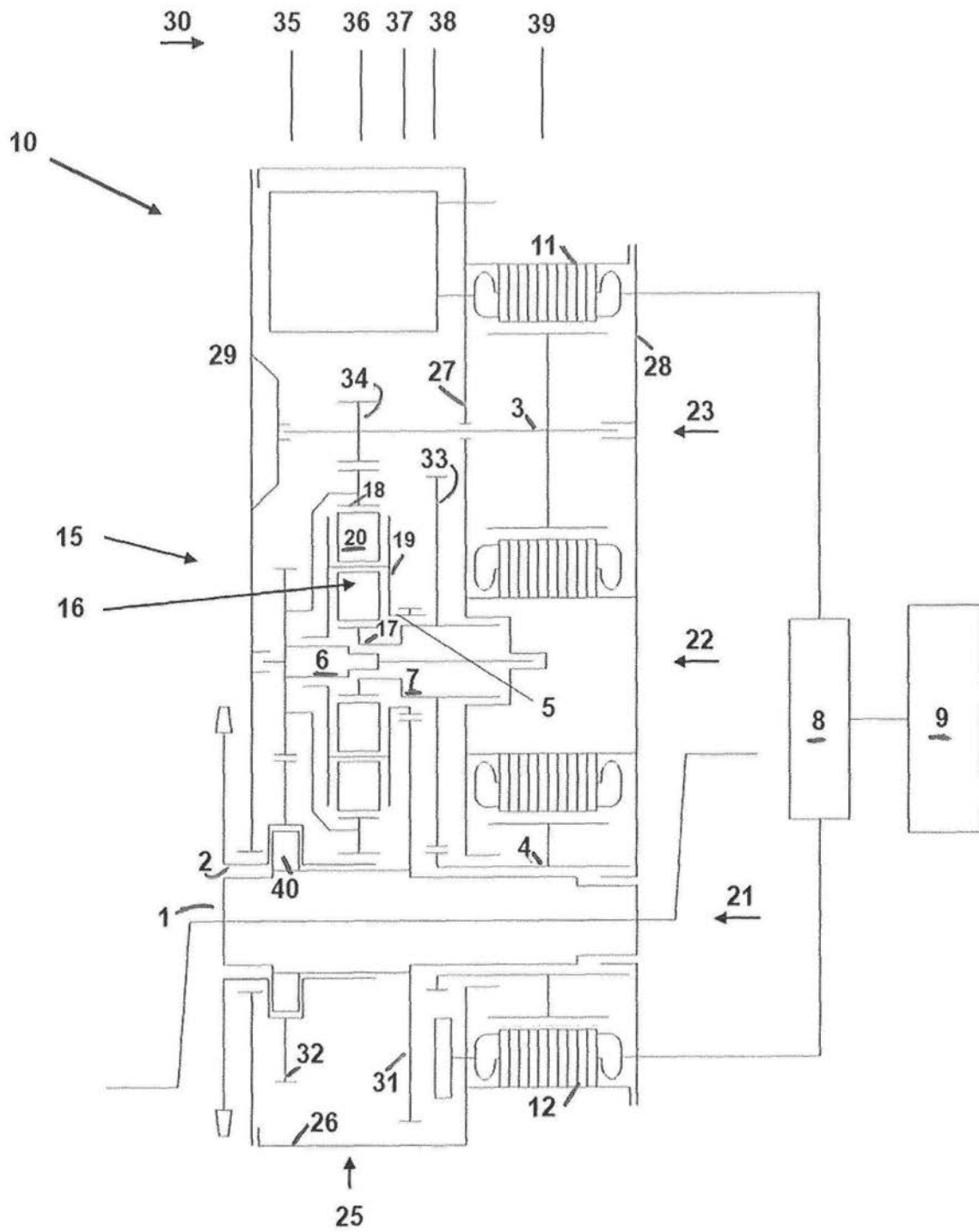


图1

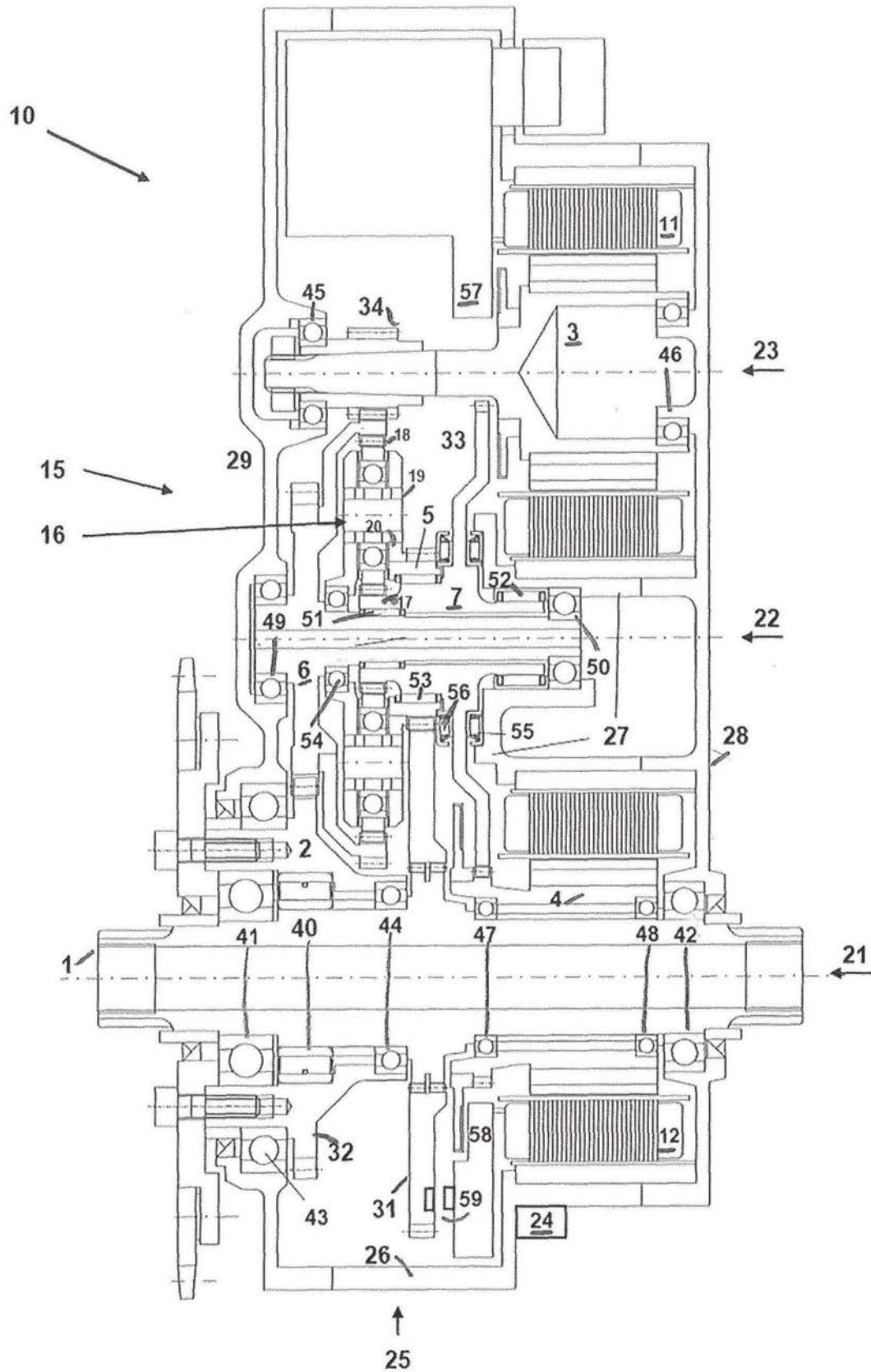


图2

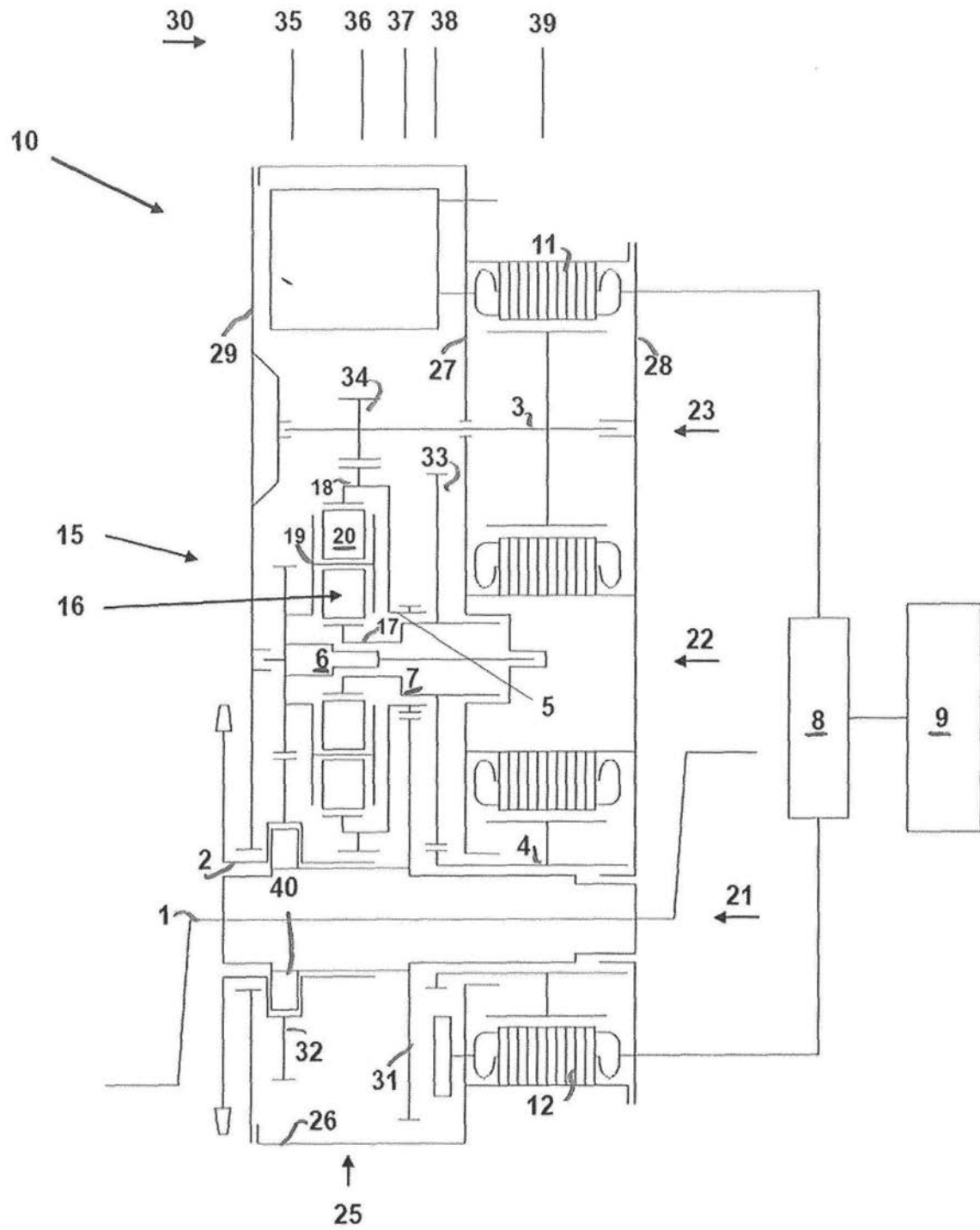


图3

