



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 103671802 A

(43) 申请公布日 2014. 03. 26

(21) 申请号 201310423003. 1

(22) 申请日 2013. 09. 17

(30) 优先权数据

61/702033 2012. 09. 17 US

13/950859 2013. 07. 25 US

(71) 申请人 通用汽车环球科技运作有限责任公司

地址 美国密执安州

(72) 发明人 J. M. 施维策尔 S. 周

(74) 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司 72001

代理人 冯春时 傅永霄

(51) Int. Cl.

F16H 41/04(2006. 01)

F16H 41/26(2006. 01)

F16H 41/24(2006. 01)

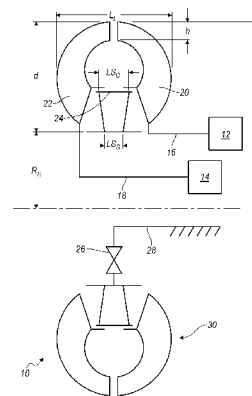
权利要求书2页 说明书7页 附图8页

(54) 发明名称

起步环体扭矩变换器

(57) 摘要

本发明提供一种起步环体扭矩变换器。该扭矩变换器具有叶轮、涡轮和设置在叶轮与涡轮之间的定子。扭矩变换器具有沿轴向较薄的设计,例如具有大约 0.15 至 0.17 的环体宽度与扭矩变换器直径之比。在一些变型中,定子具有扭转的叶片,其在入口和出口两者处相对于扭矩变换器流的中心线具有比芯部叶片角更小的壳体叶片角。



1. 一种用于机动车辆的扭矩变换器,所述扭矩变换器包括:
叶轮部件,构造成由所述机动车辆的原动机液压地驱动;
涡轮部件,构造成从所述叶轮部件接收流体能量以及将所述流体能量转换成机械能量,所述涡轮部件设置成与所述叶轮部件相对,所述叶轮部件和所述涡轮部件协作来限定环体宽度 L_t 和扭矩变换器直径 D ;以及
定子部件,设置在所述叶轮部件与所述涡轮部件之间,所述定子部件构造成增大所述扭矩变换器的扭矩倍增,其中
所述扭矩变换器具有在大约 0.15 至大约 0.17 的范围内的环体宽度 L_t 与扭矩变换器直径 D 之比 (L_t/D)。
2. 根据权利要求 1 所述的扭矩变换器,其特征在于,所述定子部件具有多个定子叶片,该多个定子叶片包括大约 20 至大约 42 个定子叶片。
3. 根据权利要求 2 所述的扭矩变换器,其特征在于,所述叶轮部件和所述涡轮部件协作来限定环体高度 d ,所述扭矩变换器具有在大约 0.73 至大约 0.78 的范围内的宽高比(环体宽度 L_t 除以环体高度 d , L_t/d)。
4. 根据权利要求 3 所述的扭矩变换器,其特征在于,所述扭矩变换器具有大约 0.053 至大约 0.057 的环体通道高度 h 与扭矩变换器直径 D 之比 (h/D)。
5. 根据权利要求 4 所述的扭矩变换器,其特征在于,所述定子部件限定了定子壳体半径 R_s ,所述扭矩变换器具有在大约 0.55 至大约 0.61 的范围内的环体位置 (2 乘以所述定子壳体半径 R_s 除以所述扭矩变换器直径 D , $2R_s/D$)。
6. 根据权利要求 5 所述的扭矩变换器,其特征在于,所述叶轮部件和所述涡轮部件中的至少一个限定了沿着所述叶轮部件和所述涡轮部件中的一个的环体长度 TL 以大约 75% 至 90% 的范围内的量减小的环体面积比分布。
7. 根据权利要求 6 所述的扭矩变换器,其特征在于,各个定子叶片在所述定子部件的芯部侧处和所述定子部件的入口侧处相对于扭矩变换器流的中心线 C 以入口芯部定子叶片角 θ 延伸;其中,各个定子叶片在所述定子部件的所述芯部侧处和所述定子部件的出口侧处相对于扭矩变换器流的中心线 C 以出口芯部定子叶片角 γ 延伸;其中,各个定子叶片在所述定子部件的壳体侧处和所述定子部件的所述入口侧处相对于扭矩变换器流的中心线 C 以入口壳体定子叶片角 α 延伸;其中,各个定子叶片在所述定子部件的所述壳体侧和所述定子部件的所述出口侧处相对于扭矩变换器流的中心线 C 以出口壳体定子叶片角 β 延伸;其中,所述入口壳体定子叶片角 α 小于所述入口芯部定子叶片角 θ ;且其中,所述出口壳体定子叶片角 β 小于所述出口芯部定子叶片角 γ 。
8. 根据权利要求 7 所述的扭矩变换器,其特征在于,所述入口芯部定子叶片角 θ 减去所述入口壳体定子叶片角 α 在大约 12° 至大约 17° 的范围中;且其中,所述出口芯部定子叶片角 γ 减去所述出口壳体定子叶片角 β 在大约 9° 至大约 22° 的范围中。
9. 根据权利要求 8 所述的扭矩变换器,其特征在于,各个定子叶片是扭转的,且在所述定子部件的壳体侧处比在所述定子部件的芯部侧处具有更大的二维长度。
10. 一种用于机动车辆的扭矩变换器,所述扭矩变换器包括:
叶轮部件,构造成由所述机动车辆的原动机液压地驱动;
涡轮部件,构造成从所述叶轮部件接收流体能量以及将所述流体能量转换成机械能

量,所述涡轮部件设置成与所述叶轮部件相对;以及

定子部件,设置在所述叶轮部件与所述涡轮部件之间,所述定子部件构造成增大所述扭矩变换器的扭矩倍增,所述定子部件具有多个定子叶片,其中,该多个定子叶片中的各个定子叶片在所述定子部件的芯部侧和所述定子部件的入口侧处相对于扭矩变换器流的中心线 C 以入口芯部定子叶片角 θ 延伸;其中,各个定子叶片在所述定子部件的所述芯部侧和所述定子部件的出口侧处相对于扭矩变换器流的中心线 C 以出口芯部定子叶片角 γ 延伸;其中,各个定子叶片在所述定子部件的壳体侧处和所述定子部件的入口侧处相对于扭矩变换器流的中心线 C 以入口壳体定子叶片角 α 延伸;其中,各个定子叶片在所述定子部件的所述壳体侧处和所述定子部件的所述出口侧处相对于扭矩变换器流的中心线 C 以出口壳体定子叶片角 β 延伸;其中,所述入口壳体定子叶片角 α 小于所述入口芯部定子叶片角 θ ;且其中,所述出口壳体定子叶片角 β 小于所述出口芯部定子叶片角 γ 。

起步环体扭矩变换器

[0001] 相关申请的交叉引用

本申请要求 2012 年 9 月 17 日提交的美国临时申请 No. 61/702033 的权益。以上申请的公开通过引用结合在本文中。

技术领域

[0002] 本公开涉及流体动力驱动机构,且更具体而言,涉及包括叶轮,涡轮,以及定子的扭矩变换器组件。

背景技术

[0003] 本部分的声明仅提供关于本公开的背景信息,并且可构成现有技术,或者可不构成现有技术。

[0004] 当前的自动动力变速器通常包括流体动力输入装置,诸如扭矩变换器或者流体连接器。扭矩变换器在车辆怠速状态期间自动地使旋转的发动机输出轴与变速器输入轴脱开,以使得车辆能够停止而不会使发动机失速。扭矩变换器还起到扭矩倍增器的作用,其在低速范围中增大递送到变速器的发动机扭矩,直到扭矩变换器输出速度大约与输入(发动机)速度匹配。

[0005] 扭矩变换器包括三个带叶片的扇状轮:发动机驱动的叶轮,流体涡轮,以及流体定子。发动机驱动的叶轮使流体加速以便通到涡轮。涡轮将来自叶轮的流体能量转变成机械能量,其被传递到变速器的输入轴。设置在叶轮的流体入口与涡轮的流体出口之间的定子机构使来自涡轮的流体转向到叶轮,由此改进流动效率,并提高流体动力扭矩变换器的扭矩倍增。流体从叶轮的内部环体段基本沿径向向外在环体路径中传送,且然后在基本环体路径中传送通过涡轮中的路径而回到定子。

[0006] 定子由多个定子叶片组成,它们在一端处连接到比较小的环-壳体的内部部分,而在另一端处连接到更大的环-芯部。流过定子的流体沿着定子叶片传送。这些叶片迫使流体改变方向,从而离开定子的流体进入泵,沿着与泵旋转相同的方向流动,由此保存动力。

[0007] 扭矩变换器性能的度量之一是“K 系数”。K 系数是在任何扭矩变换器操作点处测量的扭矩变换器输入速度与发动机扭矩输出平方根的比。扭矩变换器的“操作点”又典型地由输出速度与输入速度的比来限定,该比也称为速度比。

[0008] 扭矩变换器占据动力系组件中的空间,而空间是非常珍贵的。具有高齿轮含量的变速器留下较少的用于扭矩变换器的轴向空间。然而,典型地已知具有沿轴向紧凑的环体的扭矩变换器承担增大的涡凹风险,这会增大 K 系数且可呈现不合乎需要的噪音。在所有条件相同的情况下,期望在整个速度比范围上获得低的 K 系数。通过扭矩变换器的提高的能量传递效率也是高度期望的目标。因此,存在对于如下扭矩变换器的需求:其可匹配到小的轴向空间中,但其仍然可满足针对 K 系数以及扭矩变换器的总体性能的希望的设计目标。

发明内容

[0009] 本公开提供了扭矩变换器,其具有:沿轴向紧凑的环体,和在给定环体的轴向大小的情况下提供预料不到地良好的流体动力性能的叶片。在一些实施例中,扭矩变换器具有高K系数延展和联接能力,以实现紧密地电子控制容量离合器(ECCC)滑移速度控制。

[0010] 在一种变型中,提供了扭矩变换器,其包括环形壳体,泵部件,涡轮部件以及定子部件。涡轮部件与泵部件相对。在一种变型中,扭矩变换器具有大约0.15至0.17的环体宽度与扭矩变换器直径比。

[0011] 在一些实施例中,本文中公开的扭矩变换器具有以下特性中的一个或多个:大约0.73至0.78的宽高比(环体宽度除以环体高度);大约0.053至0.057的通道高度与扭矩变换器直径比;大约0.55至大约0.61的环体位置(2乘以定子壳体半径除以扭矩变换器直径);局部长度分数处的大约75%至90%的环体面积比分布;大约0.89至0.90的联接速度比;大约1.01至1.10的留滞(K_{cp}/K_s);在壳体处比在芯部处具有更长长度的定子环体;大约1.2至1.9的壳体处的环体长度与芯部处的环体长度之比;在壳体处比在芯部处具有更小的叶片角的扭转的定子叶片;具有大约12到17度的入口芯部角减去入口壳体角之差的定子叶片;以及具有大约9到22度的出口芯部角减去出口壳体角之差的定子叶片。

[0012] 在可与本文中描述的其它变型结合或者与它们分开的一种变型中,提供了一种用于机动车辆的扭矩变换器。该扭矩变换器包括构造成由机动车辆的原动机液压地驱动的叶轮部件,和构造成以便从叶轮部件接收流体能量以及将流体能量转换成机械能量的涡轮部件。该涡轮部件与叶轮部件相对地设置。该叶轮部件和涡轮部件协作来限定环体宽度 L_t 和扭矩变换器直径D。定子部件设置在叶轮部件与涡轮部件之间。该定子部件构造成以便增大扭矩变换器的扭矩倍增。该扭矩变换器具有在大约0.15到大约0.17的范围内的环体宽度 L_t 与扭矩变换器直径D之比(L_t/D)。

[0013] 在可与本文中描述的其它变型结合或者与它们分开的另一种变型中,提供了一种用于机动车辆的扭矩变换器。该扭矩变换器包括构造成由机动车辆的原动机液压地驱动的叶轮部件,和构造成以便从叶轮部件接收流体能量以及将流体能量转换成机械能量的涡轮部件。该涡轮部件与叶轮部件相对地设置。定子部件设置在叶轮部件与涡轮部件之间。该定子部件构造成以便增大扭矩变换器的扭矩倍增。该定子部件具有多个定子叶片。该多个定子叶片中的各个定子叶片在定子部件的芯部侧处和定子部件的入口侧处相对于扭矩变换器流的中心线C以入口芯部定子叶片角 θ 延伸。各个定子叶片在定子部件的芯部侧处和定子部件的出口侧处相对于扭矩变换器流的中心线C以出口芯部定子叶片角 γ 延伸。此外,各个定子叶片在定子部件的壳体侧处和定子部件的入口侧处相对于扭矩变换器流的中心线C以入口壳体定子叶片角 α 延伸,且各个定子叶片在定子部件的壳体侧处和定子部件的出口侧处相对于扭矩变换器流的中心线C以出口壳体定子叶片角 β 延伸。入口壳体定子叶片角 α 小于入口芯部定子叶片角 θ ,且出口壳体定子叶片角 β 小于出口芯部定子叶片角 γ 。

[0014] 此外,本发明还涉及以下技术方案。

[0015] 1. 一种用于机动车辆的扭矩变换器,所述扭矩变换器包括:

叶轮部件,构造成由所述机动车辆的原动机液压地驱动;

涡轮部件,构造成从所述叶轮部件接收流体能量以及将所述流体能量转换成机械能量,所述涡轮部件设置成与所述叶轮部件相对,所述叶轮部件和所述涡轮部件协作来限定环体宽度 L_t 和扭矩变换器直径 D ;以及

定子部件,设置在所述叶轮部件与所述涡轮部件之间,所述定子部件构造成增大所述扭矩变换器的扭矩倍增,其中

所述扭矩变换器具有在大约 0.15 至大约 0.17 的范围内的环体宽度 L_t 与扭矩变换器直径 D 之比 (L_t/D)。

[0016] 2. 根据技术方案 1 所述的扭矩变换器,其特征在于,所述定子部件具有多个定子叶片,该多个定子叶片包括大约 20 至大约 42 个定子叶片。

[0017] 3. 根据技术方案 2 所述的扭矩变换器,其特征在于,所述叶轮部件和所述涡轮部件协作来限定环体高度 d ,所述扭矩变换器具有在大约 0.73 至大约 0.78 的范围内的宽高比 (环体宽度 L_t 除以环体高度 d , L_t/d)。

[0018] 4. 根据技术方案 3 所述的扭矩变换器,其特征在于,所述扭矩变换器具有大约 0.053 至大约 0.057 的环体通道高度 h 与扭矩变换器直径 D 之比 (h/D)。

[0019] 5. 根据技术方案 4 所述的扭矩变换器,其特征在于,所述定子部件限定了定子壳体半径 R_s ,所述扭矩变换器具有在大约 0.55 至大约 0.61 的范围内的环体位置 (2 乘以所述定子壳体半径 R_s 除以所述扭矩变换器直径 D , $2*R_s/D$)。

[0020] 6. 根据技术方案 5 所述的扭矩变换器,其特征在于,所述叶轮部件和所述涡轮部件中的至少一个限定了沿着所述叶轮部件和所述涡轮部件中的一个的环体长度 TL 以大约 75% 至 90% 的范围内的量减小的环体面积比分布。

[0021] 7. 根据技术方案 6 所述的扭矩变换器,其特征在于,各个定子叶片在所述定子部件的芯部侧处和所述定子部件的入口侧处相对于扭矩变换器流的中心线 C 以入口芯部定子叶片角 θ 延伸;其中,各个定子叶片在所述定子部件的所述芯部侧处和所述定子部件的出口侧处相对于扭矩变换器流的中心线 C 以出口芯部定子叶片角 γ 延伸;其中,各个定子叶片在所述定子部件的壳体侧处和所述定子部件的所述入口侧处相对于扭矩变换器流的中心线 C 以入口壳体定子叶片角 α 延伸;其中,各个定子叶片在所述定子部件的所述壳体侧和所述定子部件的所述出口侧处相对于扭矩变换器流的中心线 C 以出口壳体定子叶片角 β 延伸;其中,所述入口壳体定子叶片角 α 小于所述入口芯部定子叶片角 θ ;且其中,所述出口壳体定子叶片角 β 小于所述出口芯部定子叶片角 γ 。

[0022] 8. 根据技术方案 7 所述的扭矩变换器,其特征在于,所述入口芯部定子叶片角 θ 减去所述入口壳体定子叶片角 α 在大约 12° 至大约 17° 的范围中;且其中,所述出口芯部定子叶片角 γ 减去所述出口壳体定子叶片角 β 在大约 9° 至大约 22° 的范围中。

[0023] 9. 根据技术方案 8 所述的扭矩变换器,其特征在于,各个定子叶片是扭转的,且在所述定子部件的壳体侧处比在所述定子部件的芯部侧处具有更大的二维长度。

[0024] 10. 根据技术方案 9 所述的扭矩变换器,其特征在于,各个定子叶片在所述定子部件的所述壳体侧处具有壳体长度 L_{s_s} ,且各个定子叶片在所述定子部件的所述芯部侧处具有芯部长度 L_{s_c} ,所述壳体长度 L_{s_s} 与所述芯部长度 L_{s_c} 之比在大约 1.2 至大约 1.9 的范围中。

[0025] 11. 根据技术方案 10 所述的扭矩变换器,其特征在于,所述叶轮部件具有 37 个泵

叶片。

[0026] 12. 根据技术方案 11 所述的扭矩变换器,其特征在于,所述涡轮部件具有 35 个涡轮叶片。

[0027] 13. 根据技术方案 1 所述的扭矩变换器,其特征在于,所述扭矩变换器具有在大约 0.89 至大约 0.90 的范围中的联接速度比。

[0028] 14. 根据技术方案 13 所述的扭矩变换器,其特征在于,所述扭矩变换器具有在大约 1.01 至大约 1.10 的范围中的留滞(所述联接速度比处的 K 系数除以失速比处的 K 系数, K_{cp}/K_s)。

[0029] 15. 根据技术方案 14 所述的扭矩变换器,其特征在于,所述环体宽度 L_t 与扭矩变换器直径 D 之比 (L_t/D) 为大约 0.16。

[0030] 16. 一种用于机动车辆的扭矩变换器,所述扭矩变换器包括:

叶轮部件,构造成由所述机动车辆的原动机液压地驱动;

涡轮部件,构造成从所述叶轮部件接收流体能量以及将所述流体能量转换成机械能量,所述涡轮部件设置成与所述叶轮部件相对;以及

定子部件,设置在所述叶轮部件与所述涡轮部件之间,所述定子部件构造成增大所述扭矩变换器的扭矩倍增,所述定子部件具有多个定子叶片,其中,该多个定子叶片中的各个定子叶片在所述定子部件的芯部侧和所述定子部件的入口侧处相对于扭矩变换器流的中心线 C 以入口芯部定子叶片角 θ 延伸;其中,各个定子叶片在所述定子部件的所述芯部侧和所述定子部件的出口侧处相对于扭矩变换器流的中心线 C 以出口芯部定子叶片角 γ 延伸;其中,各个定子叶片在所述定子部件的壳体侧处和所述定子部件的入口侧处相对于扭矩变换器流的中心线 C 以入口壳体定子叶片角 α 延伸;其中,各个定子叶片在所述定子部件的所述壳体侧处和所述定子部件的所述出口侧处相对于扭矩变换器流的中心线 C 以出口壳体定子叶片角 β 延伸;其中,所述入口壳体定子叶片角 α 小于所述入口芯部定子叶片角 θ ;且其中,所述出口壳体定子叶片角 β 小于所述出口芯部定子叶片角 γ 。

[0031] 17. 根据技术方案 16 所述的扭矩变换器,其特征在于,所述入口芯部定子叶片角 θ 减去所述入口壳体定子叶片角 α 在大约 12-17° 的范围中;且其中,所述出口芯部定子叶片角 γ 减去所述出口壳体定子叶片角 β 在大约 9-22° 的范围中。

[0032] 18. 根据技术方案 17 所述的扭矩变换器,其特征在于,各个定子叶片是扭转的,且在所述定子部件的所述壳体侧处比在所述定子的所述芯部侧处具有更大的二维长度。

[0033] 19. 根据技术方案 18 所述的扭矩变换器,其特征在于,各个定子叶片在所述定子部件的所述壳体侧处具有壳体长度 L_{s_s} ,且各个定子叶片在所述定子部件的所述芯部侧处具有芯部长度 L_{s_c} ,所述壳体长度 L_{s_s} 与所述芯部长度 L_{s_c} 之比在大约 1.2 至大约 1.9 的范围中。

[0034] 20. 根据技术方案 18 所述的扭矩变换器,其特征在于,所述叶轮部件具有 37 个泵叶片,其中,所述涡轮部件具有 35 个涡轮叶片,且其中,该多个定子叶片包括大约 20-42 个定子叶片。

[0035] 通过参照以下描述和附图,本发明的另外的特征和方面将变得显而易见,其中,相同的参考标号指代相同的构件、元件或者特征。

附图说明

[0036] 本文所述的附图仅是为了示意性的目的,而并不意图以任何方式限制本公开的范围。

[0037] 图 1 是根据本公开的原理的扭矩变换器的示意图;

根据本公开的原理,图 2A 是随着图 1 的扭矩变换器的环体长度分数而变的环体面积比的图表;

根据本公开的原理,图 2B 是通过图 1 的扭矩变换器的受控面积环体部分的流动路径的示意性截面图;

根据本公开的原理,图 3A 是用于供图 1 的扭矩变换器使用的定子的一部分的平面图;

根据本公开的原理,图 3B 是图 3A 的定子的侧视图;

根据本公开的原理,图 3C 是图 3A-3B 的定子的叶片的示意性截面图,其沿着定子芯部处的图 3A 的线 3C-3C 得到;

根据本公开的原理,图 3D 是图 3A-3B 的定子的叶片的示意性截面图,其沿着定子壳体处的图 3A 的线 3D-3D 得到;且

根据本发明的原理,图 4 是随图 1 的扭矩变换器的四种变型的速度比变化的扭矩比、K 系数以及效率的图表。

具体实施方式

[0038] 参看附图,其中相同的参考标号指代相同的构件,在图 1 中,为根据本发明的一实施例所示的扭矩变换器 10 的示意图。扭矩变换器 10 设置在车辆中、动力源或者原动机 12 与变速器 14 之间。原动机 12 例如为发动机或者马达,且可操作来为可旋转的发动机输出轴 16 提供扭矩。应当了解,可使用其它类型的原动机而不偏离本发明的范围。

[0039] 变速器 14 大体包括至少一个可旋转的变速器输入轴 18,其将扭矩传递到多个齿轮组,多个轴,以及多个扭矩传递机构(未显示),以便提供多个速度比或者齿轮比。应当了解,所示的输入轴 18 可备选地被认为是扭矩变换器 10 的输出轴,且可为可旋转地联接到变速器输入轴的单独的轴。该多个轴可包括副轴或者间轴,套筒和中心轴,反向或者怠速轴,或者其组合。应当了解,齿轮组的具体的布置和数量以及变速器 14 内的轴的具体的布置和数量可有所变化而不会偏离本公开的范围。

[0040] 扭矩变换器 10 包括泵或者叶轮 20 和设置成与叶轮 20 相对的涡轮 22。定子 24 设置在涡轮 22 的内部部分与叶轮 20 的内部部分之间,如图 1 中示意性地示出。叶轮 20 形状大体为环形,且包括多个翅片或者叶片(未显示),其定向成以便将旋转能量从叶轮 20 传递到设置在包围叶轮 20、涡轮 22 以及定子 24 的环形壳体(未显示)内的液压流体(未显示)。涡轮 22 形状大体是环形,且包括多个翅片或者叶片(未显示),它们与叶轮 20 相对,并且定向成以便将旋转能量从液压流体(未显示)传递到涡轮 22。

[0041] 定子 24 可以通过单向离合器 26 可旋转地联接到固定轴 28。定子 24 包括多个成角度的翅片或者叶片(图 1 中未显示,见图 3A-3B),它们从定子 24 的中心沿径向且沿周向延伸,以便使离开涡轮 22 的液压流体转向。单向离合器 26 允许定子 24 在叶轮 20 的旋转方向上旋转,并且阻止或者防止定子 24 在与叶轮 20 的旋转方向相反的旋转方向上旋转。在提供的实例中,固定轴 28 联接到变速器中的固定构件。

[0042] 扭矩变换器 10 具有沿轴向紧凑的环体设计,使得环体宽度 (L_t) 与扭矩变换器直径 D 之比 (L_t/D) 为大约 0.15 至 0.17,且在一些变型中为大约 0.16 或者 0.163。以下表 1 提供了另外的参数,它们限定了扭矩变换器 10 的一个实施例。所使用的变量在图 1 中以图表的方式示出。例如,图 1 示意性地示出了扭矩变换器直径 D ,环体宽度 L_t ,通道高度 h ,定子壳体半径 R_s ,环体高度 d ,芯部处的定子叶片二维长度 L_{s_c} (以下进一步详细描述)以及壳体处的定子叶片二维长度 L_{s_s} (以下进一步详细描述)。

表 1 扭矩变换器 10 的设计比

环体设计比				
L_t/D	宽高比, L_t/d	h/D	环体位置 $2 \cdot R_s/D$	环体面积比分布
0.15 至 0.17	0.73 至 0.78	0.053 至 0.057	0.55 至 0.61	局部长度分数处 为 75%至 90%

[0043] 在一些实施例中,可认为表 1 中的值是准确的,或者在其它实施例中,是近似的。因此,扭矩变换器 10 包括大约 0.15 至 0.17 的环体宽度 L_t 与扭矩变换器直径 D 之比 (L_t/D),大约 0.73 至 0.78 的宽高比 (L_t/d),大约 0.053 至 0.057 的通道高度 h 与扭矩变换器直径 D 之比 (h/D),大约 0.55 至 0.61 的环体位置 ($2 \cdot R_s/D$),以及大约 75% 至 90% 的环体面积比分布。

[0044] 在其它变型中,包括叶轮 20、涡轮 22 和定子 24 的扭矩变换器 10 的形状和尺寸可基于设计考虑而在长度、宽度以及其它尺寸方面有所变化。例如,扭矩变换器 10 可具有更大的扭矩变换器直径 D ,同时保持大约 0.15 至 0.17、或者大约 0.16 或者 0.163 的相同的 L_t/D 比。

[0045] 扭矩变换器 10 可具有受控环体流动面积比,如在共同转让给 GM Global Technology Operations, Inc. (GM 环球技术有限公司)的美国专利 No. 7,082,755 中所公开,其通过引用以其整体结合在本文中。例如,参看图 2A-2B,受控环体面积比以图表的方式且示意性地示出。显示了扭矩变换器 10 的环体 30 的一半。对于叶轮 20,入口以参考标号 34 标示,而对于涡轮 22,以 32 标示。如在图 2A 中以图表的方式所示,总环体流动面积比从涡轮入口 32 到大约 0.6 到 0.8 的环体长度分数(其是沿着环体长度 TL 的距离)之间的最小点 M 减小。从最小点 M 起到涡轮 22 的出口 34,总环体流动面积比增大。因此,例如,如表 1 中所指出,环体面积比分布沿着环体长度 TL 减小 75% 至 90% 的范围的量。总流动面积比的该变化减小或者消除了否则可能会发生在流动路径中的能量损耗。在该实施例中,涡轮 22 和叶轮 20 两者都具有环体结构,其中,通道 36 的入口(对于涡轮 22 而言其是 32,且对于叶轮 20 而言其是 34)在环面积方面比中间环面积更大,特别是在最小点 M 处。

[0046] 现在参看图 1、3A-3D 和表 2,描述了定子 24 的一种变型的细节。定子 24 具有壳体 38、芯部 40 和多个定子叶片 42。扭矩变换器 10 可具有比传统设计更高数量的叶片。例如,叶轮 20 可具有 37 个泵叶片(未示出),而涡轮 22 可具有 35 个涡轮叶片(未示出)。定子 24 可具有 20-42 个定子叶片 42,这取决于希望的 K 系数。各个定子叶片 42 具有固定到定子壳体 38 上的第一端 44 和固定到定子芯部 40 上的第二端 46。

[0047] 参看图 3C,显示了芯部 40 处的、沿着图 3A 中的线 3C-3C 得到的定子叶片 42 的截

面图。定子叶片 42 在定子 24 的入口侧 48 的芯部 40 处相对于扭矩变换器流的中心线 C 以角 θ 延伸。定子叶片 42 在定子 24 的出口侧 50 的芯部 40 处相对于扭矩变换器流的中心线 C 以角 γ 延伸。参看图 3D, 其是图 3C 的定子叶片 42 其中之一的截面图, 在定子 24 的壳体 38 处沿着图 3A 中的线 3D-3D 获得。定子叶片 42 在定子 24 的入口侧 48 的壳体 38 处相对于扭矩变换器流的中心线 C 以角 α 延伸。定子叶片 42 在定子 24 的出口侧 50 的壳体 38 处相对于扭矩变换器流的中心线 C 以角 β 延伸。叶片 42 是扭转的, 使得在定子 24 的入口侧和出口侧 48, 50 两者处, 与芯部 40 处的芯部叶片角 θ, γ 相比, 它们在壳体 38 处具有更小的壳体叶片角 α, β 。例如, 入口芯部角 θ 减去入口壳体角 α 可为大约 12-17 度; 且例如, 出口芯部角 γ 减去出口壳体角 β 可为大约 9-22 度。

[0048] 定子叶片 42 也可在壳体处比在芯部处具有更长的二维长度。例如, 壳体处的定子叶片长度 L_{s_s} 大于芯部处的定子叶片长度 L_{s_c} (见图 1, 其用于图表示意, 但是因为图 1 中的定子 24 的示意性的性质, L_{s_s} 并没有表现出比 L_{s_c} 更大)。例如, 壳体处的定子叶片长度 L_{s_s} 与芯部处的定子叶片长度 L_{s_c} 之比可为大约 1.2 到 1.9。壳体和芯部处的叶片角和定子长度参数也在表 2 中显示。

表 2 起步环体扭矩变换器 (launch torus torque converter) 定子设计参数

描述	参数	范围
与芯部处的二维定子叶片长度 L_{s_c} 相比, 壳体处的二维定子叶片长度 L_{s_s} 更长	L_{s_s}/L_{s_c}	1.2 至 1.9
扭转的叶片 42 在入口 48 处具有比芯部叶片角 θ 更小的壳体叶片角 α	入口芯部叶片角 θ 减去入口壳体叶片角 α	12 至 17 度
扭转的叶片 42 在出口 50 处具有比芯部叶片角 γ 更小的壳体叶片角 β	出口芯部叶片角 γ 减去出口壳体叶片角 β	9 至 22 度

[0049] 现在参看图 4 和表 3, 关于扭矩变换器 10A, 10B, 10C, 10D 的四种不同的 K 系数设计, 示出了扭矩变换器性能。随速度比变化的扭矩比在扭矩变换器数据 10A, 10B, 10C, 10D 的组 52 处示出。随速度比变化的 K 系数在扭矩变换器数据 10A, 10B, 10C, 10D 的组 54 处示出。随速度比变化的效率在扭矩变换器数据 10A, 10B, 10C, 10D 的组 56 处示出。对于扭矩变换器 10A-10D, 扭矩变换器 10A-10D 具有大约 0.89 至 0.90 的联接速度比和大约 1.01 至 1.10 的留滞 (K_{cp}/K_s), 其中 K_{cp} 是联接速度比处的 K 系数, 而 K_s 是失速比处的 K 系数。表 3 也显示了这些参数。

表 3 联接速度比能力

联接速度比	留滞 (K_{cp}/K_s)
0.89 至 0.90	1.01 至 1.10

[0050] 本发明的说明本质上仅仅是示例性的, 且不偏离本发明的一般本质的变型意图处于本发明的范围内。不认为这样的变型偏离本发明的精神和范围。

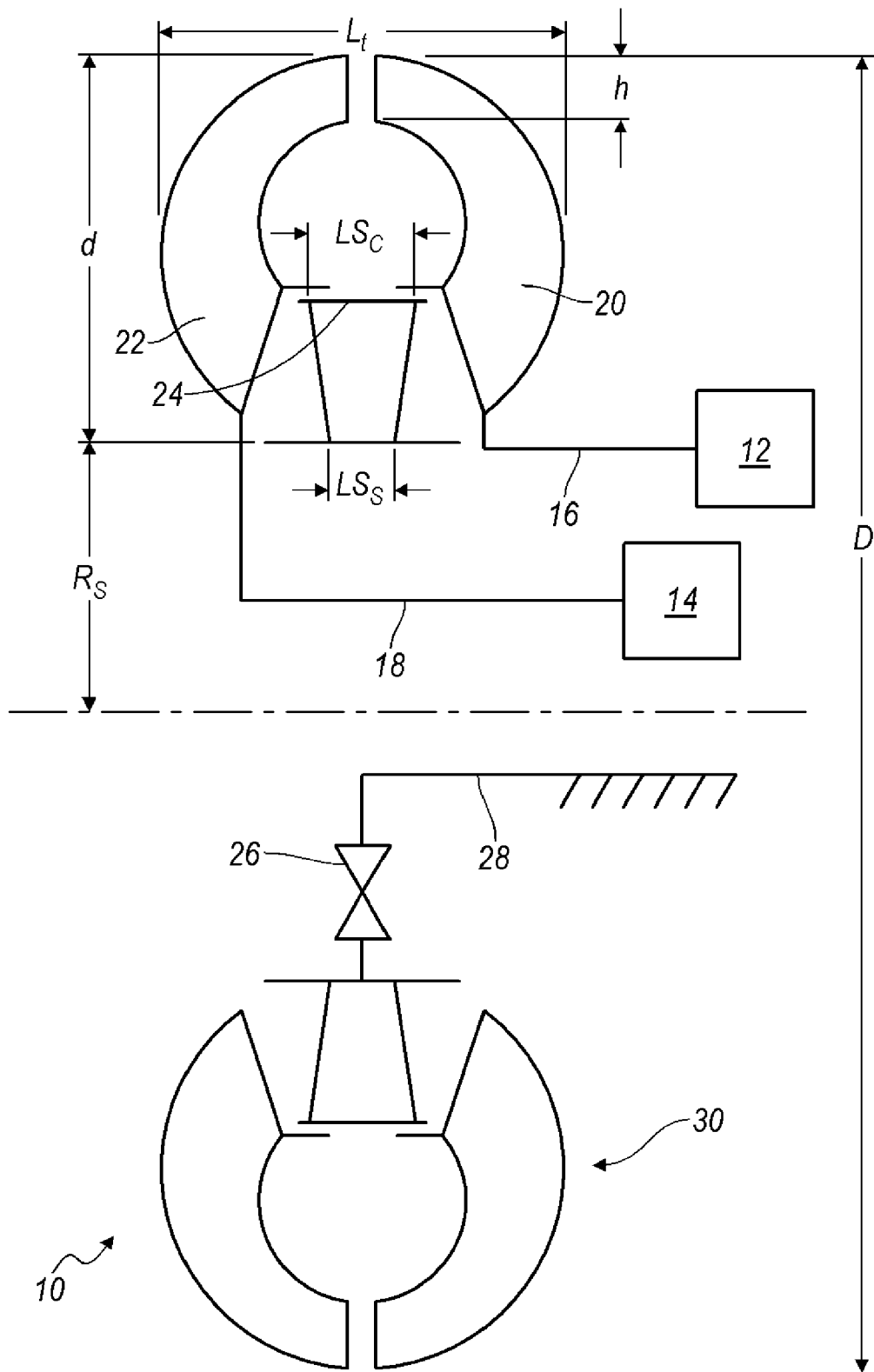


图 1

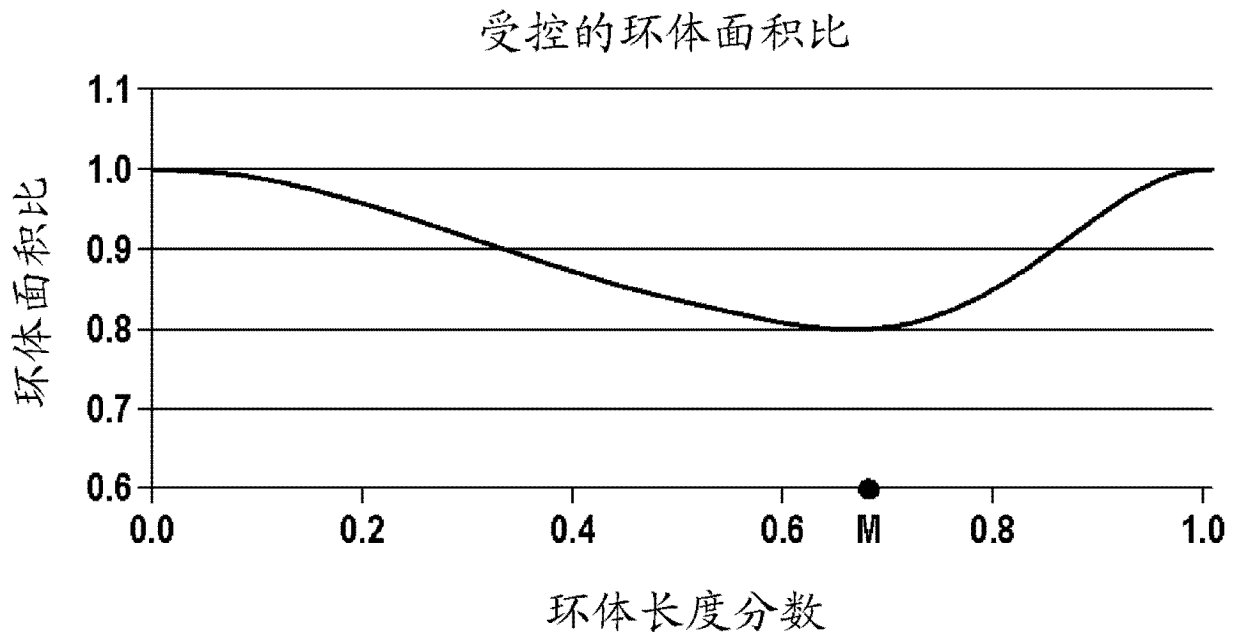


图 2A

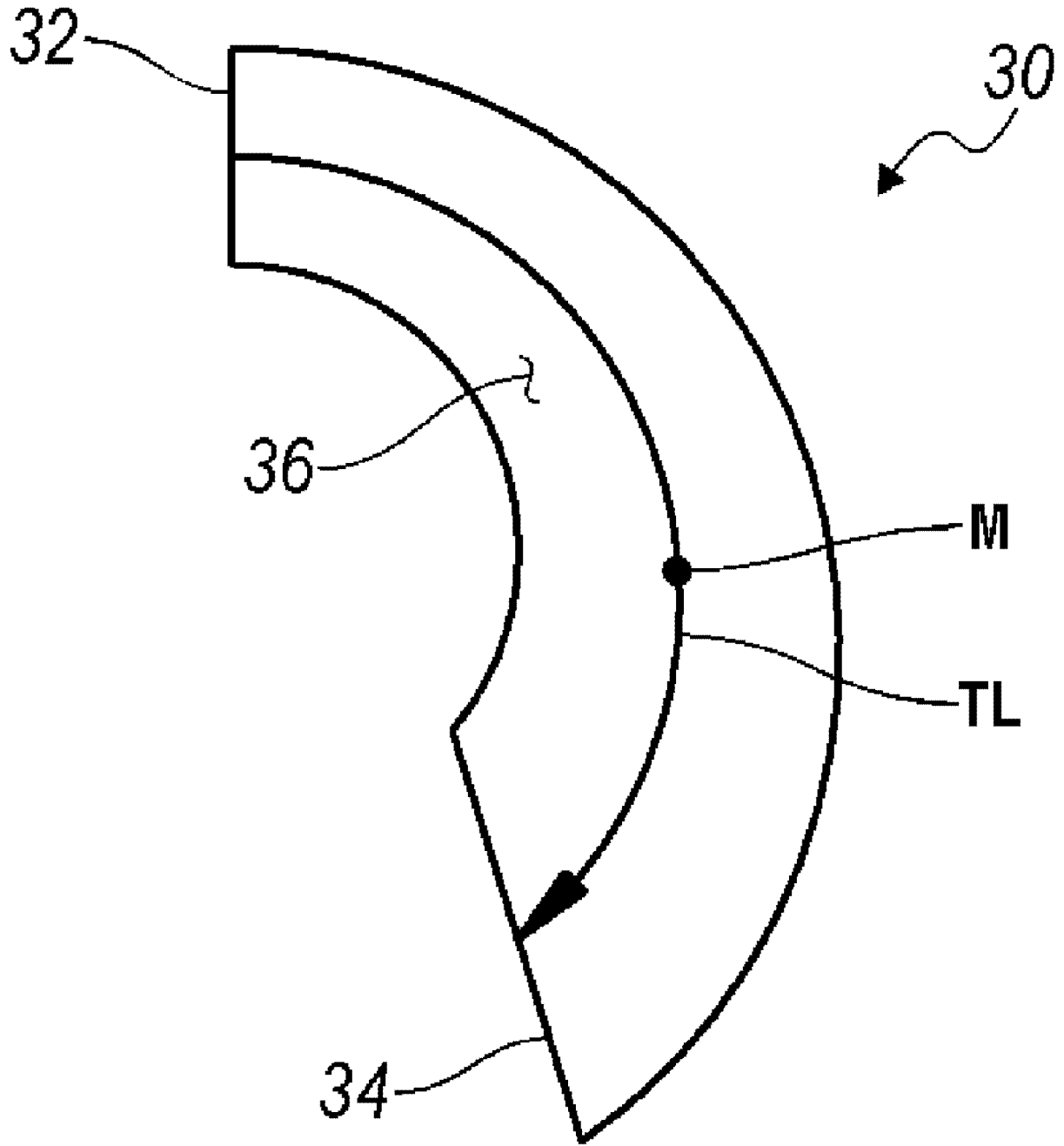


图 2B

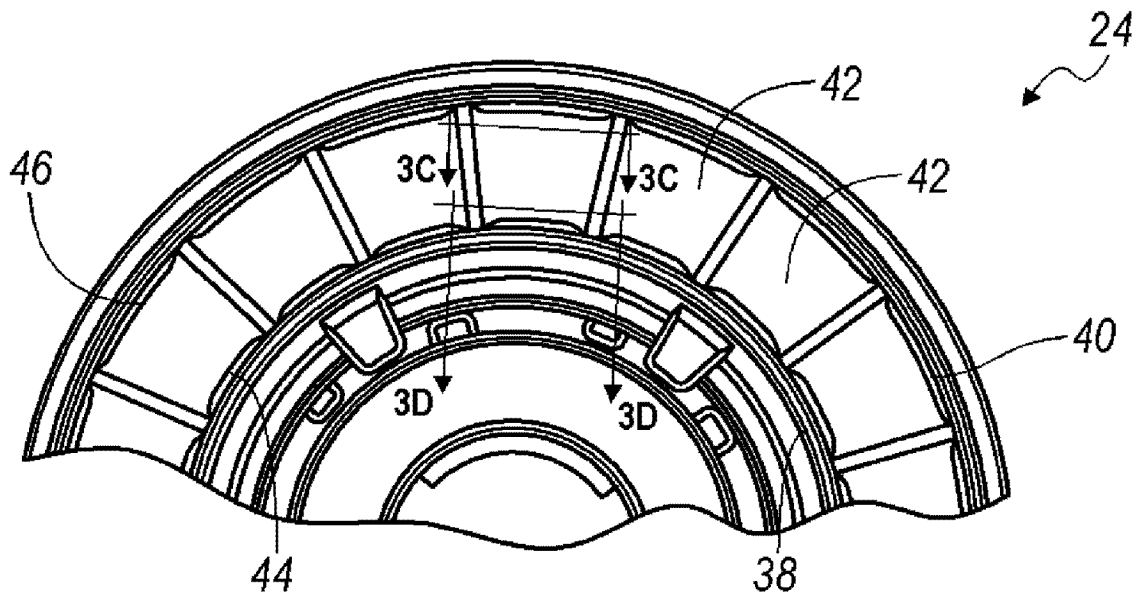


图 3A

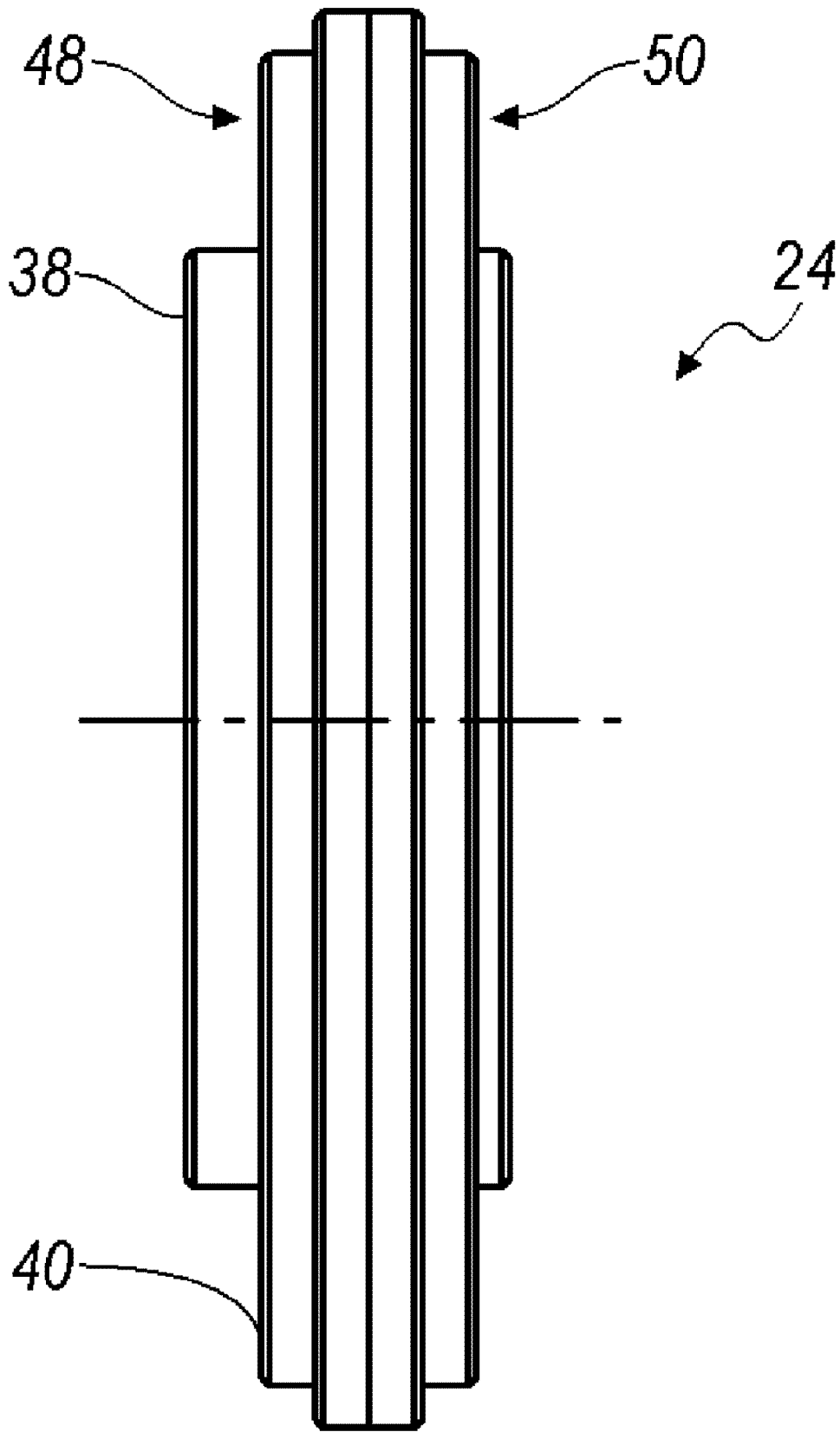


图 3B

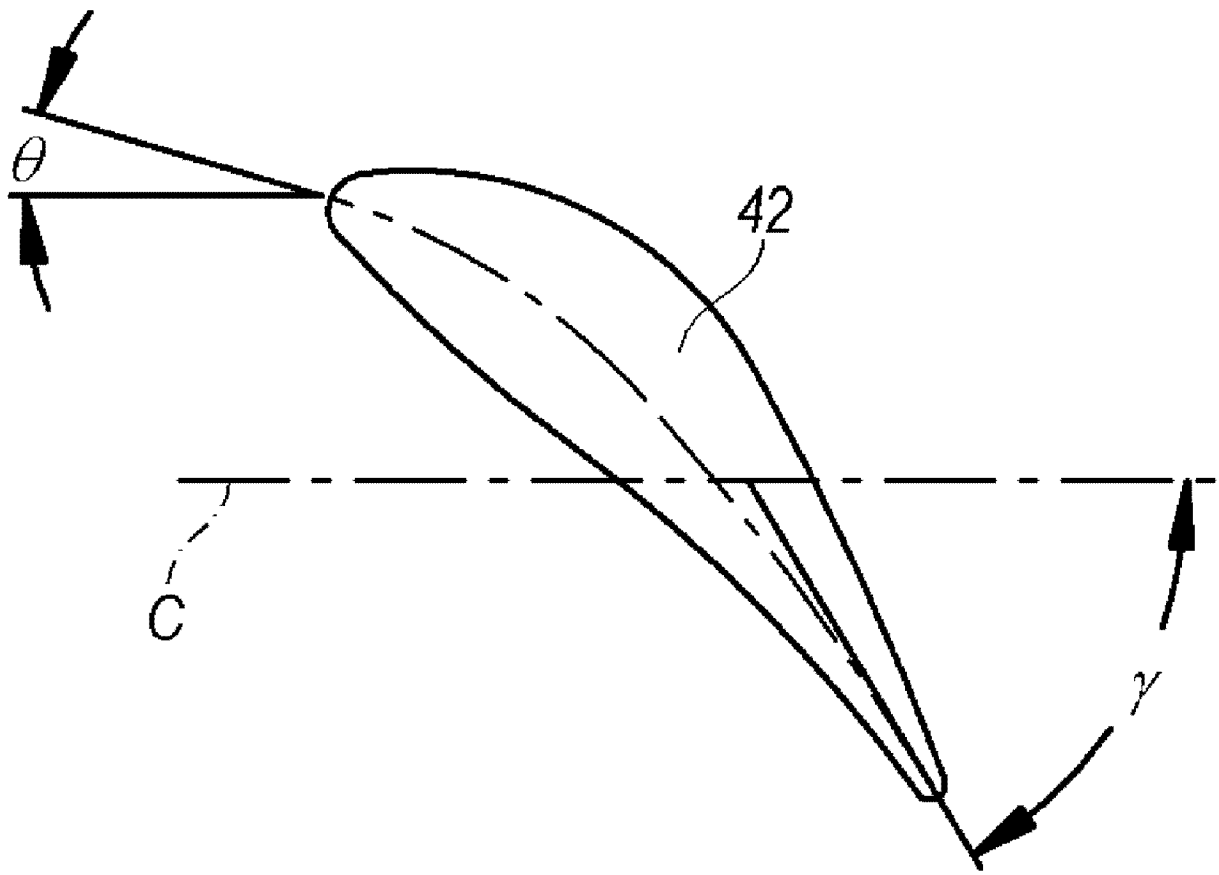


图 3C

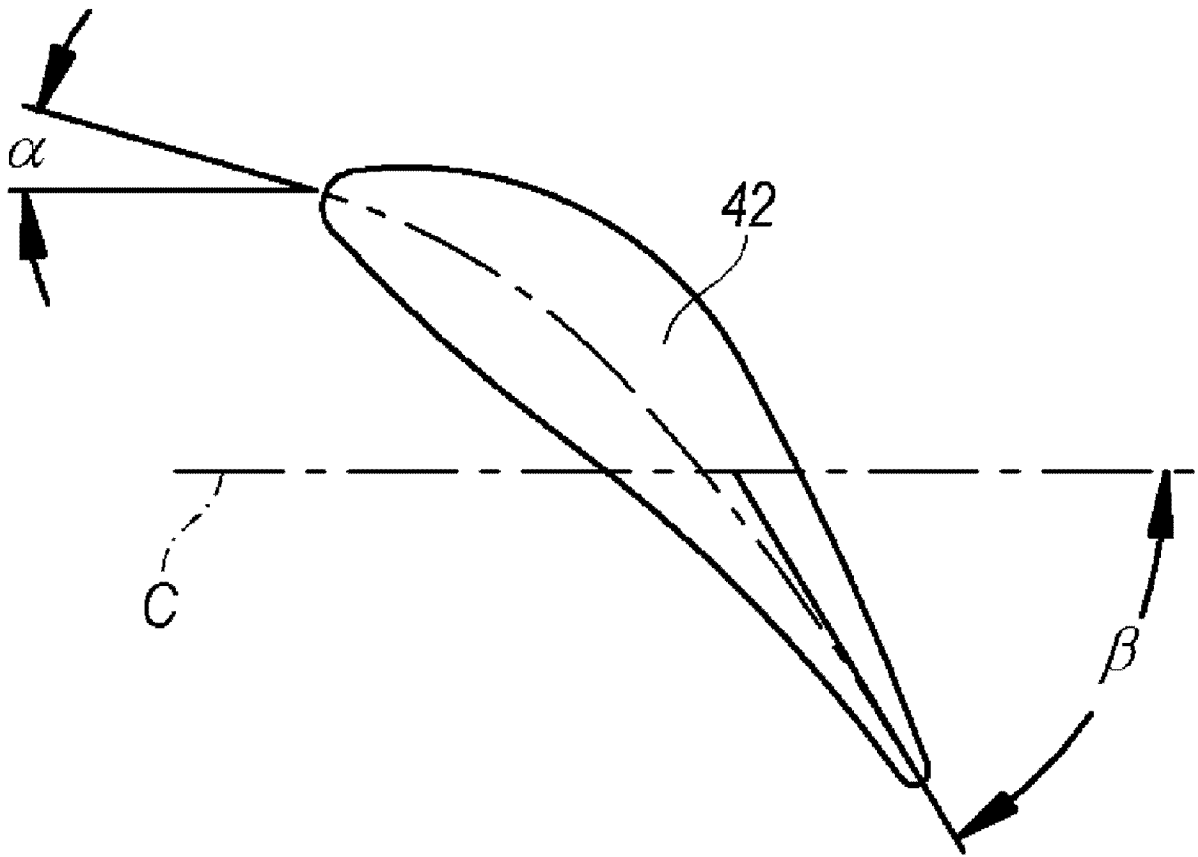


图 3D

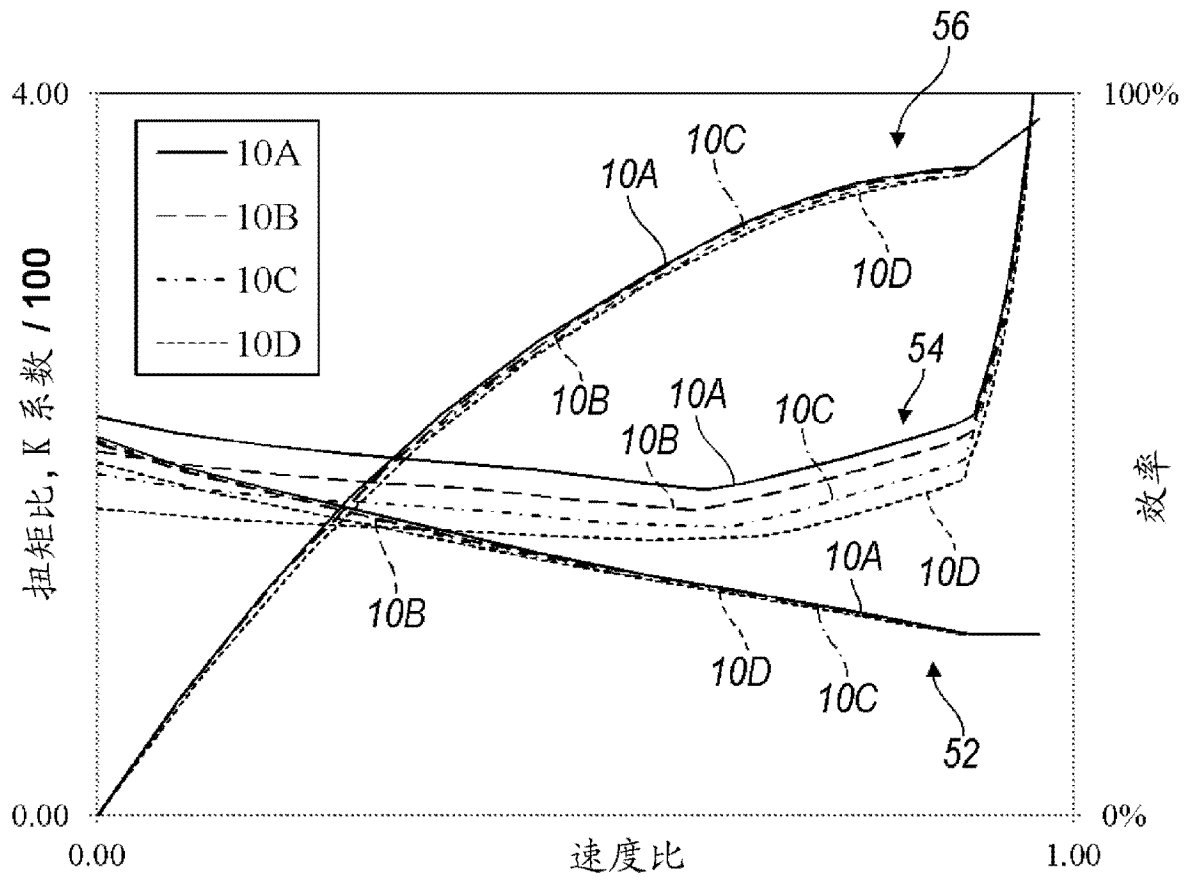


图 4