



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 104136736 B

(45)授权公告日 2016.10.26

(21)申请号 201380011157.8

(22)申请日 2013.02.26

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 104136736 A

(43)申请公布日 2014.11.05

(30)优先权数据

2012-043683 2012.02.29 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2014.08.27

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2013/054984 2013.02.26

(87)PCT国际申请的公布数据

W02013/129407 JA 2013.09.06

(73)专利权人 三菱重工业株式会社

地址 日本东京都

(72)发明人 横山隆雄 大迫雄志 富田勋

阵内靖明 东条正希 永江聪美

(74)专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

11105

代理人 岳雪兰

(51)Int.Cl.

F02B 37/24(2006.01)

F01D 1/14(2006.01)

F01D 5/04(2006.01)

F01D 9/02(2006.01)

F01D 17/16(2006.01)

(56)对比文件

DE 102009006209 A1, 2010.08.05,

审查员 刘开

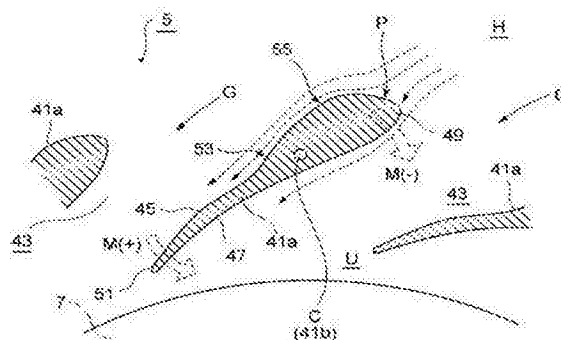
权利要求书1页 说明书7页 附图7页

(54)发明名称

可变容量涡轮增压器

(57)摘要

本发明提供一种具备可变喷嘴机构的可变容量涡轮增压器,发明的目的是,以使作用于喷嘴叶片的力矩在打开方向上可靠且稳定地作用而提高可变喷嘴机构在故障时的安全性,并且实现提高可变喷嘴机构的控制精度,可变容量涡轮增压器具备可变喷嘴机构,可变喷嘴机构以包围涡轮叶轮(7)的外周侧的方式绕涡轮叶轮(7)的转动轴心以等间隔设置有喷嘴叶片(41a),且该喷嘴叶片(41a)的叶片角可以变化,可变容量涡轮增压器的特征在于,与上述喷嘴叶片(41a)的喷嘴轴(41b)成直角方向的叶片截面被形成形状为,在比该回转中心C更靠后缘(51)侧即压力面(45)侧的至少一部分设置弯曲成凹状的凹部(53),比该回转中心C更靠前缘(49)侧形成凸状,压力面(45)侧的表面形状以上述回转中心的位置为边界形成大致S形状。



1. 一种可变容量涡轮增压器, 具备可变喷嘴机构, 该可变喷嘴机构在形成于涡轮壳体的涡卷的内周侧, 以包围涡轮叶轮的外周侧的方式在绕涡轮叶轮的转动轴心以等间隔设置有喷嘴叶片, 且该喷嘴叶片的叶片角可以变化, 可变容量涡轮增压器的特征在于,

与所述喷嘴叶片的回转中心轴成直角方向的叶片截面形状被形成为, 在比该回转中心更靠后缘侧且压力面侧的至少一部分设置弯曲成凹状的凹部, 比该回转中心更靠前缘侧形成为凸状, 压力面侧的表面形状以所述回转中心的位置为界形成大致S形状。

2. 如权利要求1所述的可变容量涡轮增压器, 其特征在于, 在流入前缘部分的排气碰撞而使排气流在前缘部分停滞的停滞点, 设定所述停滞点的叶片面的倾斜角度, 以通过该排气流的碰撞, 使所述喷嘴叶片降低绕所述回转中心关闭方向的力矩。

3. 如权利要求2所述的可变容量涡轮增压器, 其特征在于, 在连结前缘和后缘的叶片弦长方向上, 将从所述回转中心到前缘的距离设为1时, 在0.7以上的位置, 比30度大地设定倾斜角度, 该倾斜角度是叶片面的切线方向相对于连结所述停滞点和所述回转中心的线的倾斜角度。

4. 如权利要求1所述的可变容量涡轮增压器, 其特征在于, 加厚地设定前缘侧的叶片厚, 并且压力面侧的形状形成为所述大致S形状, 以在连结前缘和后缘的叶片弦长方向上, 从所述回转中心到前缘的距离的1/2的叶片厚度Y和在所述叶片弦长方向上从所述回转中心到后缘的距离的1/2的叶片厚度X的比 $T(T=Y/X)$ 超过2。

5. 一种可变容量涡轮增压器, 具备可变喷嘴机构, 可变喷嘴机构在形成于涡轮壳体的涡卷的内周侧, 以包围涡轮叶轮的外周侧的方式绕涡轮叶轮的转动轴心以等间隔设置有喷嘴叶片, 且该喷嘴叶片的叶片角可以变化, 可变容量涡轮增压器的特征在于,

与所述喷嘴叶片的回转中心轴成直角方向的叶片截面形状形成为, 在比该回转中心更靠前缘侧的压力面侧具有形成为凸状的凸部, 在流入前缘部分的排气碰撞而使排气流在前缘部分停滞的停滞点, 形成所述停滞点的叶片面的倾斜角度, 以利用该排气流, 使所述喷嘴叶片降低绕所述回转中心关闭方向的力矩。

可变容量涡轮增压器

技术领域

[0001] 本发明涉及用于发动机等内燃机的可变容量涡轮增压器,特别涉及构成可变喷嘴机构的可变叶片的叶片形状。

背景技术

[0002] 在用于车辆用内燃机等的较小型的排气涡轮增压机中,采用如下构造,将来自发动机的排气充填于在涡轮壳体形成的涡卷内,通过设于该涡卷内周侧的多个喷嘴叶片,而作用于设置在该喷嘴叶片的内周侧的涡轮转子。而且,广泛使用具备可变喷嘴机构的可变容量涡轮增压机,可变喷嘴机构构成为可以变化多个喷嘴叶片的叶片角。

[0003] 图8表示带可变喷嘴机构的可变容量涡轮增压器的一例。该图8是沿着转动轴心K的局部剖面图。如图所示,在可变容量涡轮增压器1上设有涡轮壳体3,在该涡轮壳体3上游侧的外周部,螺旋状地形成有涡卷5。另一方面,在涡轮壳体3的内周部设有涡轮叶轮7。安装有涡轮叶轮7的涡轮轴9的转动中心在图中为转动轴心K,且与压缩机(省略图示)同轴。另外,涡轮轴9经由轴承11转动自如地支承于轴承壳体13。

[0004] 在轴承壳体13的背面形成有轮环状的凹部,在该凹部收纳有具备喷嘴15、喷嘴座17及喷管板18等的作为喷嘴组件的可变喷嘴机构19。该喷嘴15具有喷嘴叶片15a和喷嘴轴15b。喷嘴叶片15a在涡轮径向的位置上以包围涡轮叶轮7外周的方式且位于涡卷5的内周侧并绕转动轴心K以等间隔设置多个。另外,喷嘴轴15b绕可动中心C可以回转地支承于在轴承壳体13固定的喷嘴座17上。而且,该可变喷嘴机构19经由连杆机构21接受来自促动器的回转力而使喷嘴叶片15a的叶片角变化。

[0005] 图9中表示图8的A—A向视截面。如图9,喷嘴叶片15a在与相邻的喷嘴叶片15a之间形成喷嘴喉23,从该喷嘴喉23向涡轮叶轮7流入排气G,喷嘴喉23的流路开度由喷嘴叶片15a的喷嘴轴15b的回转进行控制。在排气为小流量时,向关闭喷嘴喉23的方向回转控制,且在排气为大流量时,向打开喷嘴喉23的方向回转控制。

[0006] 另外,如图9所示,包括喷嘴叶片15a和形成于该喷嘴叶片之间的喷嘴喉23,外周侧的涡卷5侧由于作为驱动流体送入的排气G而成为高压侧H,内周侧的涡轮叶轮7侧成为低压侧U。

[0007] 因此,由于作用于与高压侧H相接的喷嘴叶片15a的压力面25的静压和作用于与低压侧U相接的负压面27的静压的压力差,喷嘴叶片15a中,以喷嘴轴15b为回转中心,在喷嘴叶片15a的前缘29侧产生喷嘴喉23的关闭方向的力矩M(-),在后缘31侧产生打开方向的力矩M(+).

[0008] 当作用于前缘29侧的静压产生的关闭方向的力矩M(-)和作用于后缘31侧的打开方向的力矩M(+)的平衡变动,而切换作用于喷嘴叶片15a的力矩方向时,由于使可变喷嘴机构19动作的连杆机构21等具有的松动而产生滞后,由此,在喷嘴控制的精度上产生问题。另外,在关闭方向力矩M(-)较强的情况下,万一引起可变喷嘴机构19的促动器等驱动系统的故障时,具有喷嘴流路封闭,而可变喷嘴机构19的动作停止的问题。

[0009] 对于这种问题,作为研究叶片的上面、下面的形状且调节作用于叶片的上下面的动作流体的压力产生的作用于喷嘴叶片的转动力矩的例子,可以列举特表2009—517578号公报(专利文献1)、特开2003—254074号公报(专利文献2)。

[0010] 现有技术文献

[0011] 专利文献

[0012] 专利文献1:(日本)特表2009—517578号公报

[0013] 专利文献2:(日本)特开2003—254074号公报

[0014] 发明所要解决的课题

[0015] 为了提高低速度下的涡轮效率,考虑延长喷嘴叶片的叶片长度,但在这种情况下,如果将回转中心位置相对于叶片长度的延长向前缘侧移动,则能够增强打开方向的力矩,但当改变回转中心的位置时,需要变更驱动连杆机构,且设计变更大。因此,需要不改变喷嘴叶片的回转中心位置,对于叶片长的延长,也可以得到翼片的打开方向的充分力矩。

[0016] 另外,当切换作用于喷嘴叶片的力矩方向时,易于在可变喷嘴机构的控制中产生滞后且在喷嘴控制的精度及稳定性上产生问题,因此,需要设为力矩特性优良的翼片形状。

[0017] 上述专利文献1中公开有,如图10所示,为了在翼片01上产生打开方向的力矩,在波上形成翼片01的截面中心线02。公开有,翼片01由截面下侧03及截面上侧05划定,且具备在它们之间从翼片前缘延伸到翼片后缘的截面中心线02,翼片01的截面中心线02的轮廓为随着两个对向的波腹02A、02B的波形状,当用X—Y坐标系进行描绘时,上述截面中心线02的第一波腹02A以上述翼片前缘07为起始点,在该前缘07和通过X轴的截面中心线02的零通过点之间设为具有负的Y值的范围09,第二波腹02B从通过上述X轴的上述截面中心线02的上述零通过点到上述翼片后缘011设为总是具有正的Y值的范围013。

[0018] 但是,翼片上侧的后缘011侧的范围成为总是具有正的Y值的范围013,即成为凸状弯曲的形状。因此,在该翼片上侧的后缘011侧,在邻接的翼片之间形成的喷嘴喉的流路缩小,流过喷嘴喉的排气的流速变快,静压降低,按下后缘的力减少,且难以充分得到翼片的打开方向的力矩。

[0019] 另外,专利文献2中公开有,如图11所示,从喷嘴叶片020的前缘021到规定的距离Q,呈现切削负压面022侧而减少叶片厚的形状,且将喷嘴叶片020的负压面022的前缘021侧的面向变更形状部023的喷嘴喉扩大,由此,喷嘴喉中的驱动流体的流速变慢,静压上升,且提升前缘的力增加,而使作用于前缘021侧的关闭方向的力矩减少。

[0020] 但是,为调节喷嘴叶片020的负压面022的前缘021侧的形状的情况,没有公开调节压力面侧的后缘侧的情况。另外,由于调节负压面侧的形状,因此,与压力面侧的形状变化相比,不能有效地得到对喷嘴叶片的力矩的影响。

发明内容

[0021] 因此,本发明是鉴于所述课题而创立的,其目的在于,在具备可变喷嘴机构的可变容量涡轮增压器中,为了提高低速效率,即使延长喷嘴叶片的形状,也可以使作用于喷嘴叶片的力矩在打开方向上可靠且稳定地作用,而提高可变喷嘴机构在故障时的安全性,并且实现提高可变喷嘴机构的控制精度。

[0022] 用于解决课题的技术方案

[0023] 为了解决所述课题,本发明提供一种可变容量涡轮增压器,具备可变喷嘴机构,该可变喷嘴机构在形成于涡轮壳体的涡轮的内周侧,以包围涡轮的外周侧的方式在绕涡轮的转动轴心以等间隔设置有喷嘴叶片,且该喷嘴叶片的叶片角可以变化,可变容量涡轮增压器的特征在于,与所述喷嘴叶片的回转中心轴成直角方向的叶片截面形状被形成为,在比该回转中心更靠后缘侧且压力面侧的至少一部分设置弯曲成凹状的凹部,比该回转中心更靠前缘侧形成凸状,压力面侧的表面形状以所述回转中心的位置为界形成大致S形状。

[0024] 根据本发明,就与所述喷嘴叶片的回转中心轴成直角方向的叶片截面形状而言,在比该回转中心更靠后缘侧即压力面侧的至少一部设有弯曲成凹状的凹部,因此,形成于相邻的喷嘴叶片之间的喷嘴喉的流路面积扩大,排气气流减速且静压上升,即使作用于喷嘴叶片的负荷增加,在比回转中心更靠后缘侧的压力面侧,增大喷嘴叶片在打开方向上作用的力矩。

[0025] 另外,比该回转中心更靠前缘侧形成凸状,压力面侧的表面形状以所述回转中心的位置为边界形成大致S形状,因此,利用后缘侧的所述凹部,增加负荷且增大压力,并且利用形成于前缘侧的凸状部分,喷嘴喉内的排气的气流根据转向角度的增大及根据喷嘴喉的流路面积的减少而压力降低。其结果,能够增大对喷嘴叶片在打开方向上作用的力矩。

[0026] 如上所述,能够使作用于喷嘴叶片的力矩在打开方向上可靠地作用,而提高可变喷嘴机构在故障时的安全性,并且可以总是对喷嘴叶片作用打开侧的力矩,因此,通过切换作用于喷嘴叶片的力矩的方向,均可以解除在可变喷嘴机构的控制中产生滞后且在喷嘴控制的精度上产生问题。

[0027] 另外,本发明中,优选的是,在流入前缘部分的排气碰撞而使排气流在前缘部分停滞的停滞点,对所述停滞点的叶片面进行叶片设定而设有倾斜角度,以通过该排气流的碰撞,使所述喷嘴叶片降低绕所述回转中心关闭方向的力矩。

[0028] 通过这样构成,不仅改善所述压力面侧的形状产生的喷嘴叶片的力矩特性,而且使排气流的碰撞产生的能量以降低喷嘴叶片在关闭方向上作用的力矩的方式进行作用,由此,能够使喷嘴叶片的打开方向的力矩更可靠地作用,而提高可变喷嘴机构在故障时的安全性,并且能够总是对喷嘴叶片作用打开侧的力矩。

[0029] 另外,本发明中,优选的是,在连结前缘和后缘的叶片弦长方向上,将从所述回转中心到前缘的距离设为1时,在0.7以上的位置比30度大地设定叶片面的切线方向相对于连结所述停滞点和所述回转中心的线的倾斜角度。

[0030] 通过这样设定,通过排气流的碰撞,能够降低喷嘴叶片在关闭方向上作用的力矩,而使打开方向的力矩可靠地作用并增强。

[0031] 另外,本发明中,优选的是,加厚地设定前缘侧的叶片厚,并且压力面侧的形状形成所述大致S形状,以在连结前缘和后缘的叶片弦长方向上,从所述回转中心到前缘的距离的1/2的叶片厚度Y和在所述叶片弦长方向上从所述回转中心到后缘的距离的1/2的叶片厚度X的比 $T(T=Y/X)$ 超过2。

[0032] 这样,加厚地设定前缘侧的叶片厚,压力面侧的形状形成所述大致S形状,以在连结前缘和后缘的叶片弦长方向上,从所述回转中心到前缘的距离的1/2的叶片厚度Y和在所述叶片弦长方向上从所述回转中心到后缘的距离的1/2的叶片厚度X的比 $T(T=Y/X)$ 超过2,由此,如上所述,产生喷嘴喉内的排气气流的转向角度的增大,并且由于喷嘴喉的流路面积

的减少,而前缘的压力面侧的压力降低,其结果,可以有效地得到对喷嘴叶片在打开方向上作用的力矩。

[0033] 另外,本发明提供一种可变容量涡轮增压器,具备可变喷嘴机构,可变喷嘴机构在形成于涡轮壳体的涡卷的内周侧,以包围涡轮的外周侧的方式绕涡轮的转动轴心以等间隔设置有喷嘴叶片,且该喷嘴叶片的叶片角可以变化,可变容量涡轮增压器的特征在于,与前述喷嘴叶片的回转中心轴成直角方向的叶片截面形状形成为,比该回转中心更靠前缘侧形成为凸状,在流入前缘部分的排气碰撞而使排气流在前缘部分停滞的停滞点,相对于连结前缘和后缘的叶片弦长方向,立起形成所述停滞点的叶片面的倾斜角度,以利用该排气流,使所述喷嘴叶片降低绕所述回转中心关闭方向的力矩。

[0034] 根据本发明,与喷嘴叶片的回转中心轴成直角方向的叶片截面形状被形成为,比该回转中心更靠前缘侧形成凸状,流入前缘部分的排气碰撞,且在排气流在前缘部分停滞的停滞点,相对于连结前缘和后缘的叶片弦长方向,立起形成所述停滞点的叶片面的倾斜角度,以利用该排气流,使所述喷嘴叶片降低绕所述回转中心关闭方向的力矩,因此,利用排气流,能够产生对喷嘴叶片在打开方向上作用的力矩,使力矩可靠地作用在喷嘴叶片的打开方向,而提高可变喷嘴机构在故障时的安全性,并且能够总是对喷嘴叶片作用打开侧的力矩,通过切换作用于喷嘴叶片的力矩方向,均可以解除在可变喷嘴机构的控制中产生滞后且在喷嘴控制的精度上产生问题。

[0035] 发明效果

[0036] 根据以上记载那样的本发明,在具备可变喷嘴机构的可变容量涡轮增压器中,为了提高低速效率,即使延长喷嘴叶片的形状,也能够使作用于喷嘴叶片的力矩在打开方向上可靠且稳定地作用,而提高可变喷嘴机构在故障时的安全性,并且能够实现提高可变喷嘴机构的控制精度。

附图说明

[0037] 图1是第一实施方式中的喷嘴叶片的截面形状和压力作用的说明图;

[0038] 图2是第一实施方式中的喷嘴叶片的截面形状的说明图;

[0039] 图3是第一实施方式中的力矩特性与目前形状的比较图表;

[0040] 图4是喷嘴叶片的中空构造的说明图;

[0041] 图5是第二实施方式中的喷嘴叶片的截面形状的说明图;

[0042] 图6是表示第二实施方式中的从回转中心到停滞点的距离和叶片面的倾斜角度的关系的图表;

[0043] 图7是第三实施方式中的喷嘴叶片的截面形状的说明图;

[0044] 图8是可变容量涡轮增压器的整体结构图;

[0045] 图9是图8的A—A向视剖面图;

[0046] 图10是表示目前技术的喷嘴叶片的截面形状图;

[0047] 图11是表示目前技术的喷嘴叶片的截面形状图。

具体实施方式

[0048] 以下,使用图中所示的实施方式详细说明本发明。但是,该实施方式所记载的构成

零件的尺寸、形状、其相对配置等只要没有特别特定的记载,就不是将本发明的范围仅限于此的宗旨,只不过是简单的说明例。

[0049] (第一实施方式)

[0050] 图8表示带可变喷嘴机构的可变容量涡轮增压器的一例。该图8是沿着转动轴心K的局部剖面图。如图所示,在可变容量涡轮增压器1上设有涡轮壳体3,在该涡轮壳体3的上游侧的外周部,螺旋状地形成有涡卷5。另一方面,在涡轮壳体3的内周部设有涡轮叶轮7。安装有涡轮叶轮7的涡轮轴9的转动中心在图中为转动轴心K,且与压缩机(省略图示)同轴。另外,涡轮轴9经由轴承11转动自如地支承于轴承壳体13。

[0051] 在轴承壳体13的背面形成有轮环状的凹部,在该凹部收纳有具备喷嘴15、喷嘴座17及喷管板18等的作为喷嘴组件的可变喷嘴机构19。该喷嘴15具有喷嘴叶片15a和喷嘴轴15b。喷嘴叶片15a在涡轮径向的位置上以包围涡轮叶轮7外周的方式且位于涡卷5的内周侧并绕转动轴心K以等间隔设置多个。另外,喷嘴轴15b绕可动中心C可以回转地支承于固定在轴承壳体13的喷嘴座17上。而且,该可变喷嘴机构19经由连杆机构21承受来自促动器的回转力,而使喷嘴叶片15a的叶片角变化。

[0052] 以上的第一实施方式的可变容量涡轮增压器的整体结构与作为目前技术而说明的构造相同。

[0053] 接着,对本实施方式的喷嘴叶片41a进行说明。图1中表示图8的A—A向视截面,即喷嘴叶片为本实施方式的图。

[0054] 如图1所示,喷嘴叶片41a在与相邻的喷嘴叶片41a之间形成喷嘴喉43,从该喷嘴喉43向涡轮叶轮7流入排气G,喷嘴喉43的流路开度由喷嘴叶片41a的喷嘴轴41b的回转进行控制。在排气为小流量时,向关闭喷嘴喉43的方向进行回转控制,且在排气为大流量时,向打开喷嘴喉43的方向进行回转控制。

[0055] 另外,如图1所示,夹着喷嘴叶片41a和形成于该喷嘴叶片之间的喷嘴喉43,外周侧的涡卷5侧由于作为驱动流体送入的排气G而形成高压侧H,内周侧的涡轮叶轮7侧形成低压侧U。

[0056] 因此,由于作用于与高压侧H相接的喷嘴叶片41a的压力面45的静压和作用于与低压侧U相接的负压面47的静压的压力差,从而喷嘴叶片41a中,以喷嘴轴41b为回转中心,在喷嘴叶片41a的前缘49侧产生喷嘴喉43的关闭方向的力矩M(-),在后缘51侧产生打开方向的力矩M(+).

[0057] 图2中,在通过喷嘴轴41b的回转中心C且与连结前缘49和后缘51的叶片弦长L的方向成平行地标记横轴X和与横轴X成直角方向地标记纵轴Y的坐标系中,表示喷嘴叶片41a的截面形状。

[0058] 就压力面45侧的至少一部分而言,在本实施方式中,如图所示,在将到后缘的距离设为1的情况下,在从回转中心C到约0.5的范围内设有弯曲成凹状的凹部53。而且,以回转中心C为界,前缘49侧形成为凸状。而且,压力面45侧的表面形状以上述回转中心C的位置为界形成为大致S形状(由图2的粗虚线表示的S形状)。

[0059] 这样,由于设有弯曲成凹状的凹部53,因此,与相邻的喷嘴叶片之间所形成的喷嘴喉43的流路面积扩大,排气气流减速且静压上升,由此,喷嘴叶片41a在打开方向上作用的力矩M(+)作用于比回转中心C更靠后缘51侧的压力面45侧。

[0060] 该凹部53的形成范围也可以形成至0.7或0.9,但当该凹部53的范围较长时,利用凹部53而使流速减速且使负荷增加,使静压增大的作用变弱,因此,优选在0.5的范围内形成。

[0061] 另外,就比回转中心C更靠前缘49侧而言,利用形成为凸状的凸部55,压力面侧的表面形状以上述回转中心C的位置为界形成为大致S形状,因此,利用后缘51侧的凹部53,使负荷增大且使压力增大,并且利用形成于前缘49侧的凸状的凸部55,喷嘴喉43内的排气气流根据转向角度的增大及喷嘴喉43的流路面积的减少而压力降低。其结果,在打开方向上作用的力矩作用于喷嘴叶片41a。

[0062] 根据本实施方式,通过后缘51侧的凹部53及前缘49侧的凸部55形成的大致S形状的压力面45的形状,能够使作用于喷嘴叶片41a的力矩在打开方向上可靠地作用,而提高可变喷嘴机构19在故障时的安全性,并且能够总是对喷嘴叶片41a作用打开侧的力矩,因此,通过切换作用于喷嘴叶片41a的力矩的方向,均可以解除由于控制可变喷嘴机构19的连杆机构21等具有的松动产生的滞后而在喷嘴控制的精度上产生问题。

[0063] 图3中表示力矩特性的比较图表。与以往形状的情况(由实线表示)相比可知,本实施方式的形状(由虚线表示)一方从低流量侧贯穿高流量侧的整个区域,在打开方向上作用的力矩 $M(+)$ 增大。

[0064] 此外,横轴为排气流量,纵轴为力矩的大小。另外,正侧和负侧表示力矩的方向相反,在大流量侧,观察到力矩的反转,但在大致整个区域中呈现成为一方向的力矩。

[0065] 此外,当本实施方式那种前缘49侧的叶片厚较厚的喷嘴叶片41a用中实部件形成时,具有导致重量及成本增大的问题,因此,如图4(A)所示,按照喷嘴叶片57那样设为中空构造,可以减少重量及降低材料费的成本。也可以通过精密铸造进行制造。

[0066] 另外,通过如图4(B)所示的喷嘴叶片59那样设为板金制,通过利用折弯焊接板金等简单地组装,可以容易地形成。

[0067] (第二实施方式)

[0068] 接着,参照图5、6,对第二实施方式进行说明。

[0069] 第二实施方式中,如图5所示,对于前缘49部的叶片面的形状,设定停滞点的叶片面的倾斜角度。

[0070] 如图5所示,流入前缘49的部分的排气与叶片面碰撞,在排气流停滞于前缘49部分的停滞点P,设定停滞点P的叶片面的倾斜角度 γ ,以使喷嘴叶片41a利用排气流的碰撞能量绕回转中心C降低关闭方向的力矩 $M(-)$ 。

[0071] 即,就叶片面的切线方向相对于连结停滞点P和回转中心C的线的倾斜角度 γ 而言,在将与连结前缘49和后缘51的叶片弦长L的方向平行地从上述回转中心C到前缘49的距离Z设为1时,在 $Z > 0.7$ 的位置,设定 γ 大于 30° 。

[0072] 特别是,也可以根据Z而阶段性地设定倾斜角度 γ 。即,也可以以 $Z > 0.7$ 而 $\gamma > 30^\circ$ 、 $Z > 0.8$ 而 $\gamma > 35^\circ$ 、 $Z > 0.9$ 而 $\gamma > 40^\circ$ 、 $Z > 0.95$ 而 $\gamma > 50^\circ$ 的方式设定。

[0073] 这样,在Z超过0.7的范围中设定倾斜角度 γ 对应如下,停滞点P随着喷嘴叶片41a的回转而移动,但在Z超过大致0.7的范围内产生停滞点P。

[0074] 另外,各Z位置的倾斜角度 γ 的设定是以试验结果为基础,是以具有图6所示那样的倾斜角度 γ 的喷嘴叶片的形状为基础而设定,通过根据距离Z设定阶段的角度,喷嘴叶片

利用排气流的碰撞,降低在关闭方向上作用的力矩,由此,能够使喷嘴叶片的打开方向的力矩更可靠地作用,而提高可变喷嘴机构在故障时的安全性,并且能够总是对喷嘴叶片作用打开侧的力矩。

[0075] 图6中,虚线表示以往的初始形状,实线表示以降低本实施方式的关闭方向的力矩的方式设定停滞点P的叶片面的倾斜角度 γ 的试样,在距离Z的各区间内,优选倾斜角度 γ 的区域作为由箭头表示的范围进行设定。

[0076] 此外,在该图6中,作为改善力矩特性的例子而说明的实施方式的喷嘴叶片的形状是在上述第一实施方式中说明的后缘51侧设置凹部53的形状,但即使设定本第二实施方式的倾斜角度 γ ,当然也可以得到力矩特性的改善。

[0077] (第三实施方式)

[0078] 接着,参照图7对第三实施方式进行说明。

[0079] 第三实施方式中,如图7所示,设定在连结前缘49和后缘51的叶片弦长L的方向上从回转中心C到后缘51的距离L1的1/2的叶片厚度X和在上述叶片弦长L的方向上从回转中心C到前缘49的距离L2的1/2的叶片厚度Y的比 $T(T=Y/X)$ 。

[0080] 如图7,为了使在连结前缘49和后缘51的叶片弦长L方向上从回转中心C到前缘49的距离的1/2的叶片厚度Y和在叶片弦长L方向上从回转中心C到后缘51的距离的1/2的叶片厚度X的比 $T(T=Y/X)$ 超过2,以设置前缘49侧的叶片厚较厚的凸部55的方式设定。其结果,就压力面45侧的形状而言,与第一实施方式中说明的后缘51侧的凹部53连接,而形成大致S形状。

[0081] 由此,如上所述,根据喷嘴喉43内的排气气流的转向角度增大及喷嘴喉43的流路面积的减少,而压力降低,其结果,可靠地产生喷嘴叶片41a在打开方向上作用的力矩。

[0082] 此外,优选以超过2的方式设定 $T(T=Y/X)$ 的值,但当超过6时,前缘49侧变得过厚,前缘49侧和后缘51侧的重量平衡变得不均衡,喷嘴叶片41a的回转变得不稳定,并且对喷嘴喉43内的排气气流也产生流路阻力。

[0083] 另外,以上的第一实施方式~第三实施方式也可以适宜组合实施。

[0084] 产业上的可利用性

[0085] 根据本发明,在具备可变喷嘴机构的可变容量涡轮增压器中,为了提高低速效率,即使延长喷嘴叶片的形状,也可以使作用于喷嘴叶片的力矩在打开方向上可靠且稳定地作用,而提高可变喷嘴机构在故障时的安全性,并且能够提高实现可变喷嘴机构的控制精度,因此,适用于车辆用内燃机等所使用的较小型的排气涡轮增压器中。

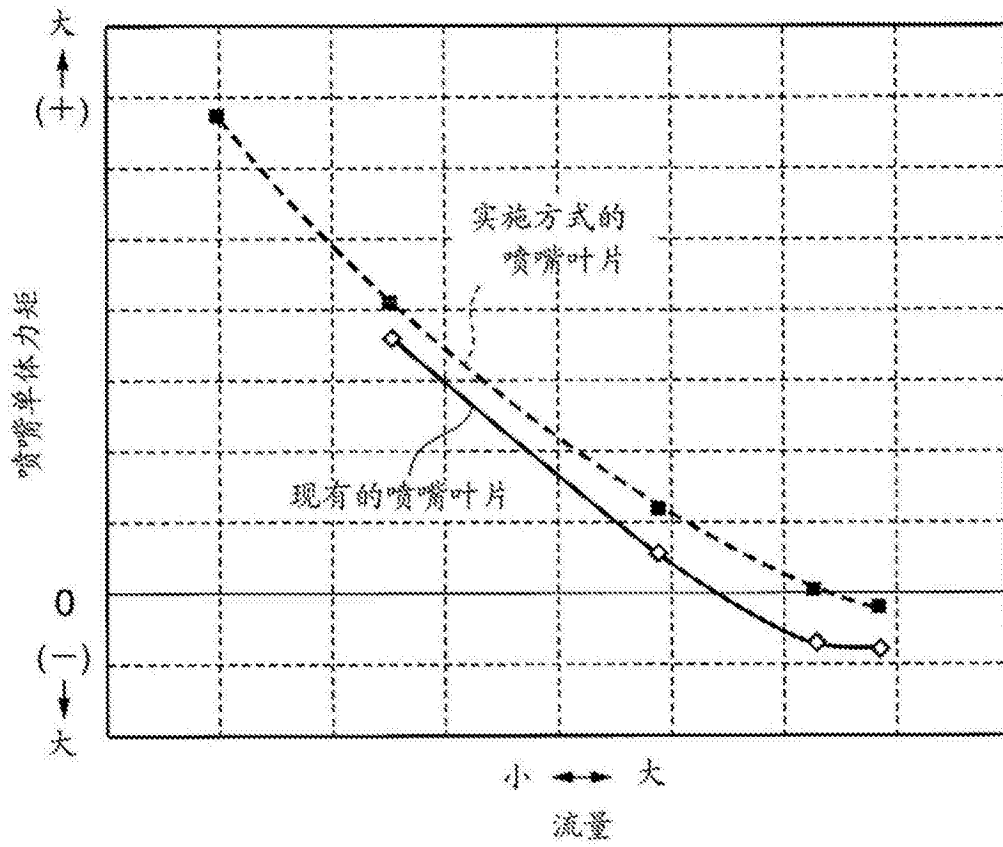


图3

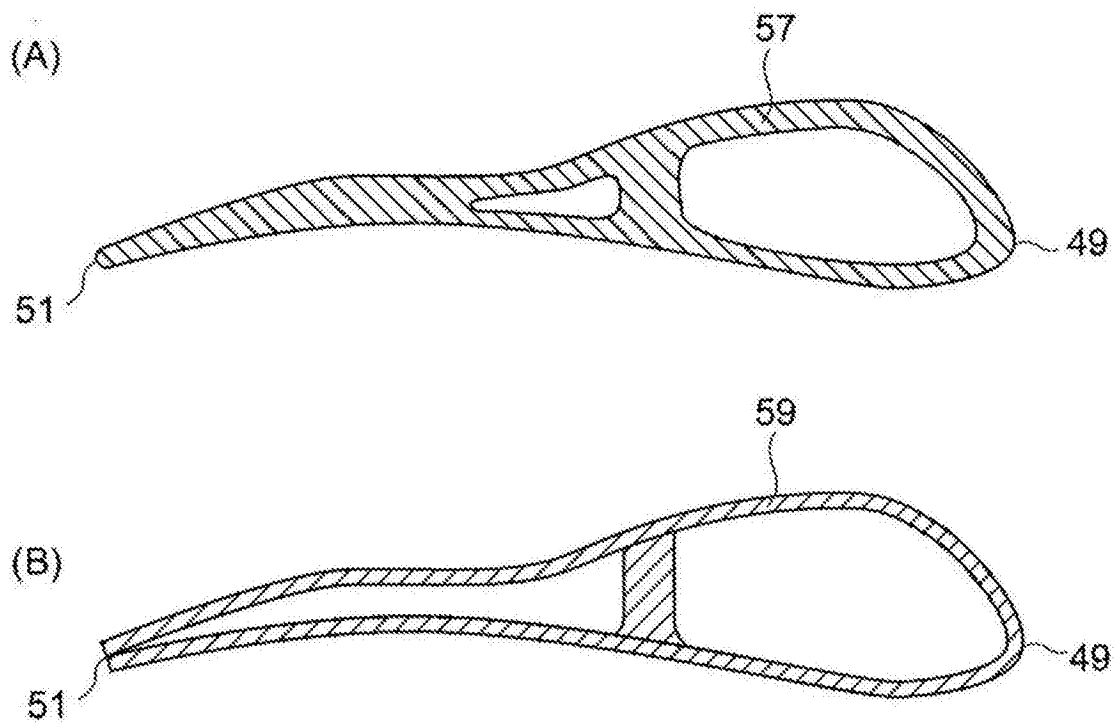


图4

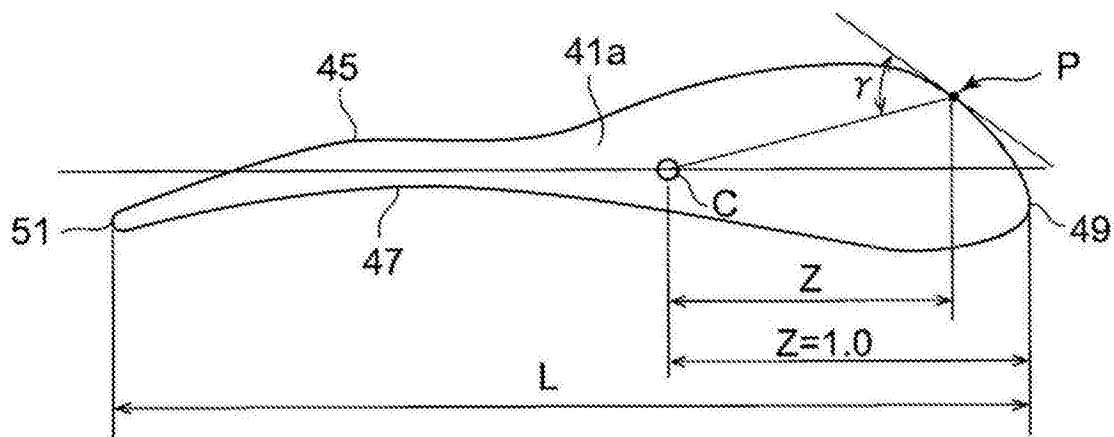


图5

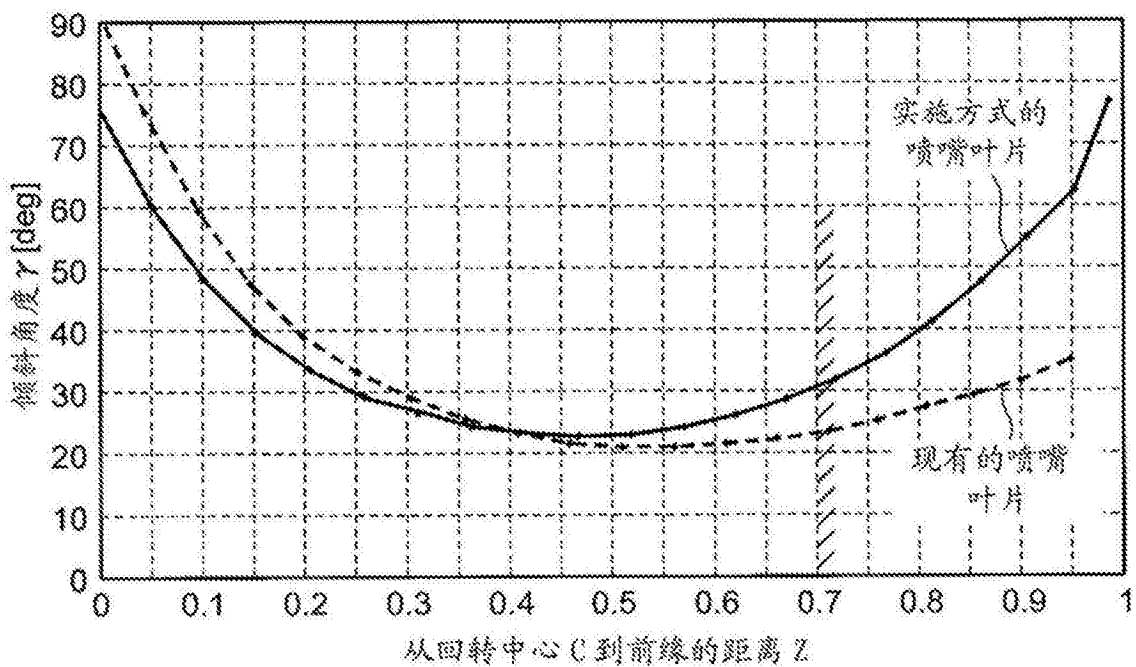


图6

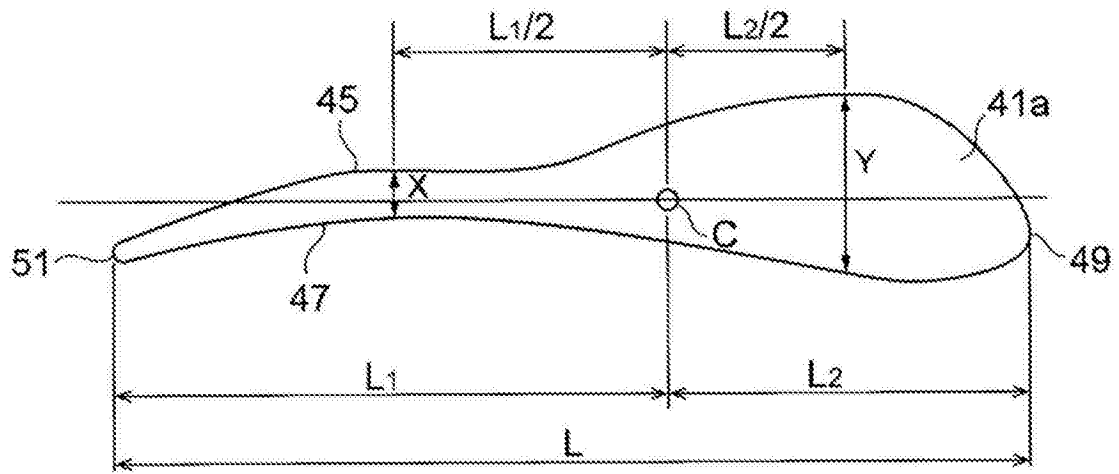


图7

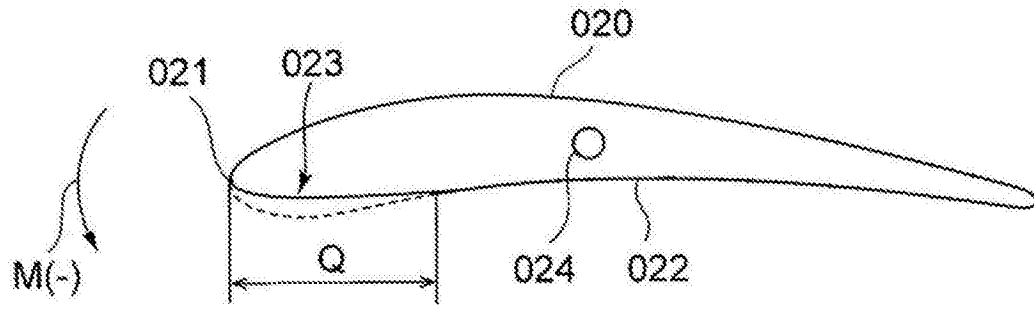


图11