



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102003274 B

(45) 授权公告日 2013. 06. 19

(21) 申请号 201010525898. 6

(22) 申请日 2008. 12. 01

(30) 优先权数据

2008-051044 2008. 02. 29 JP

(62) 分案原申请数据

200810178827. 6 2008. 12. 01

(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 松尾淳 横山隆雄 惠比寿干

(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 高培培 车文

(51) Int. Cl.

F02B 37/22(2006. 01)

F02C 6/12(2006. 01)

(56) 对比文件

US 6073447 A, 2000. 06. 13, 全文.

JP 特开 2001-263077 A, 2001. 09. 26, 全文.

US 4565068 A, 1986. 01. 21, 全文.

JP 特开 2002-138845 A, 2002. 05. 17, 全文.

JP 特开 2000-213359 A, 2000. 08. 02, 全文.

JP 特开 2001-263080 A, 2001. 09. 26, 全文.

CN 101091041 A, 2007. 12. 19, 全文.

审查员 张博

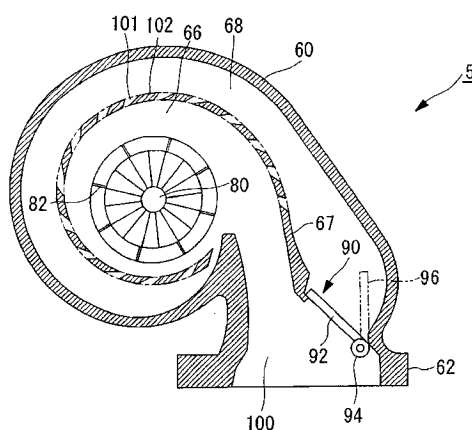
权利要求书1页 说明书6页 附图9页

(54) 发明名称

涡轮及具备该涡轮的涡轮增压器

(57) 摘要

本发明提供一种涡轮及具备该涡轮的涡轮增压器,其在流体的流量少时或多时均降低各喉道内的流速的波动,能够防止能力下降。该涡轮具备:涡轮转子(80),其具有涡轮翼(82);壳体(60),其收容该涡轮转子(80),并使在其与所述涡轮转子(80)之间形成的涡旋部(100)的截面积逐渐减小;多个固定叶片(102),其固定在将涡旋部(100)分成内周涡旋部(66)和外周涡旋部(68)的曲线上;喉道(101),其形成于相邻的固定叶片(102)之间,将内周涡旋部(66)和外周涡旋部(68)连通;切换阀(90),其将涡轮壳体(60)内的流路切换到内周涡旋部(66)和内周涡旋部(66)及外周涡旋部(68)的任一个。喉道(101)的流路面积形成成为随着朝向涡旋部(100)的下游方向而缩小。



1. 一种涡轮,其中,具备:

涡轮转子,其具有涡轮翼;

壳体,其收容该涡轮转子,并使在其与所述涡轮转子之间形成的涡旋部的截面积逐渐减小;

多个固定叶片,其固定在将所述涡旋部分成内周涡旋部和外周涡旋部的曲线上;

连通部,其形成于相邻的所述固定叶片间,将所述内周涡旋部和所述外周涡旋部连通;

切换阀,其将所述壳体内的流路切换到所述内周涡旋部,或者将所述壳体内的流路切换到所述内周涡旋部及所述外周涡旋部,

在设所述外周涡旋部的流路面积为 A 、设从所述外周涡旋部的流路中心到所述涡轮转子的旋转中心的距离为 R 的情况下,第一位置的 A/R 相对于流体流动方向的变化率比所述第一位置的下游侧的第二位置的 A/R 相对于流体流动方向的变化率大。

2. 一种涡轮增压器,其中,具备:

权利要求 1 所述的涡轮、

与所述涡轮转子连接的轴、

压缩机转子,连接于该轴的与连接有所述涡轮转子的一端侧相反的另一端侧、

收容该压缩机转子的压缩机壳体。

涡轮及具备该涡轮的涡轮增压器

[0001] 本申请为 2008 年 12 月 1 日提交的、申请号为 200810178827.6 的、发明名称为“涡轮及具备该涡轮的涡轮增压器”的申请的分案申请。

技术领域

[0002] 本发明涉及涡轮以及具备该涡轮的涡轮增压器，该涡轮容量可变。

背景技术

[0003] 以往，作为可变容量的涡轮增压器所具备的涡轮，例如已知有特开平 10-8977 号公报中公开的技术。该涡轮具备连通部（以下，称作“喉道”），其将涡旋部在径方向上分成内周涡旋部和外周涡旋部，且具备将这些涡旋部之间连通；切换阀，其切换流体流入内周涡旋部还是两涡旋的任一个。根据流体的流量通过切换阀切换流路。

[0004] 根据所述技术，在流体的流量小时，使切换阀动作，让流体只流入内周涡旋部，并对涡轮转子施加转矩，从而使涡轮转子高效地进行旋转。另外，在流体的流量多时，使切换阀动作，使流体也流入外周涡旋部，降低流体的流速，减小施加给涡轮转子的转矩，能够防止涡轮转子旋转超过需要。

[0005] 但是，在所述技术中，在流体流量多时，从外周涡旋部通过喉道流向内周涡旋部时的流量因喉道位置的不同而不同。即，如图 14 所示，从外周涡旋通过喉道流向内周涡旋时的流量沿涡旋部的下游方向增加。在此，所谓固定叶片喉道序号表示从涡旋部的上游方向起赋予各喉道的序号。另外，在流体的流量小时，流体从涡旋部通过喉道向外周涡旋部流出。其结果是，如图 15 所示，在涡旋部的上游，在喉道中发生了向外的流动，在下游发生了向内的流动。因这些图 14 及图 15 所示的各喉道内的流量的波动引起了涡轮的能力下降。

发明内容

[0006] 本发明是为解决所述问题而开发的，其目的在于，提供涡轮以及具备该涡轮的涡轮增压器，该涡轮在流体流量少时或多时均降低各喉道内流量的波动，能够防止能力下降。

[0007] 为解决所述课题，本发明采用以下手段。

[0008] 本发明第一方面的涡轮具备：涡轮转子，其具有涡轮翼；壳体，其收容该涡轮转子，并使在其与所述涡轮转子之间形成的涡旋部的截面积逐渐减小；多个固定叶片，其固定在将所述涡旋部分成内周涡旋部和外周涡旋部的曲线上；连通部，其形成于相邻的所述固定叶片之间，将所述内周涡旋部和所述外周涡旋部连通；切换阀，其将所述壳体内部的流路切换到所述内周涡旋部和所述内周涡旋部及所述外周涡旋部的任一个。所述连通部的流路面积形成成为随着朝向所述涡旋部的下游方向而缩小。

[0009] 根据第一方面，例如在流入外壳内的流体的流量多时，通过切换阀，不仅使流体流入内周涡旋部，而且也流入外周涡旋部，通过增大涡旋部的容量，将与高速区域相对应的流量向着涡轮引导，从而能够使涡轮转子高效地进行旋转。在此，由于连通内周涡旋部和外周涡旋部的连通部的流路面积形成成为随着朝向涡旋部的下游方向而缩小，所以在涡旋部的下

游侧,能够增加流体的压力损失,使流速减小。由此,使由外周涡旋部通过连通路向内周涡旋部流入时的流速均匀化,能够使涡轮转子高效地进行旋转。

[0010] 在第一方面中,相邻的所述固定叶片间的距离也可以形成随着朝向所述涡旋部的下游方向而缩小。

[0011] 由于使相邻的固定叶片间的距离形成随着朝向涡旋部的下游方向而缩小,所以不改变固定叶片的叶弦长就能够缩小连通部的流路面积,从而能够使叶片的设计及制作变容易。

[0012] 在第一方面中,所述固定叶片的叶弦长也可以形成随着朝向所述涡旋部的下游方向而增大。

[0013] 由于使固定叶片间的叶弦长形成随着朝向涡旋部的下游方向而增大,所以不改变相邻的固定叶片的中心间的距离(间距)就能够缩小连通部的流路面积,从而能够使叶片的设计及制作变容易。

[0014] 本发明第二方面的涡轮具备:涡轮转子,其具有涡轮翼;

[0015] 壳体,其收容该涡轮转子,并使在其与所述涡轮转子之间形成的涡旋部的截面积逐渐减小;多个固定叶片,其固定在将所述涡旋部分成内周涡旋部和外周涡旋部的曲线上;连通部,其形成于相邻的所述固定叶片之间,将所述内周涡旋部和所述外周涡旋部连通;切换阀,其将所述壳体内部的流路切换到所述内周涡旋部和所述内周涡旋部及所述外周涡旋部的任一个。在设所述外周涡旋部的流路面积为 A 、设从所述外周涡旋部的流路中心到所述涡轮转子的旋转中心的距离为 R 的情况下,第一位置的 A/R 相对于流体流动方向的变化率形成比所述第一位置的下游侧的第二位置的 A/R 相对于流体流动方向的变化率大。

[0016] 根据第二方面,由于在设所述外周涡旋部的流路面积为 A 、设从所述外周涡旋部的流路中心到所述涡轮转子的旋转中心的距离为 R 的情况下,第一位置的 A/R 相对于流体流动方向的变化率比所述第一位置的下游侧的第二位置的 A/R 相对于流体流动方向的变化率大,所以在使流体的压力在外周涡旋部的上游侧增加的同时,在外周涡旋部的下游侧减小。由此,在使从外周涡旋部通过连通部流入内周涡旋部时的流速在外周涡旋部的上游侧增加的同时,在外周涡旋部的下游侧减小。因此,使从外周涡旋部通过连通部流入内周涡旋部时的流量均匀化,从而能够使涡轮转子高效地进行旋转。

[0017] 本发明第三方面的涡轮,具备:涡轮转子,其具有涡轮翼;

[0018] 壳体,其收容该涡轮转子,并使在其与所述涡轮转子之间形成的涡旋部的截面积逐渐减小;多个固定叶片,其固定在将所述涡旋部分成内周涡旋部和外周涡旋部的曲线上;连通部,其形成于相邻的所述固定叶片之间,将所述内周涡旋部和所述外周涡旋部连通;切换阀,其将所述壳体内部的流路切换到所述内周涡旋部和所述内周涡旋部及所述外周涡旋部的任一个。所述固定叶片的从所述内周涡旋部侧的后缘延长的延长线朝向比相邻的下游侧的所述固定叶片的前缘更靠所述内周涡旋部侧。

[0019] 根据第三方面,例如在流体的流量小时,通过切换阀使流体只流入内周涡旋部,对涡轮转子施加转矩,从而使涡轮转子高效地进行旋转。而且,由于从固定叶片的内周涡旋部侧的后缘延长的延长线朝向比相邻的下游侧的固定叶片的前缘更靠内周涡旋部侧,所以能够防止在内周涡旋部流通的流体撞击固定叶片的前缘而通过连通路向外周涡旋部流出。由此能够防止涡轮的能力下降。

[0020] 本发明第四方面的涡轮增压器,具备所述涡轮转子、与所述涡轮转子连接的轴、与该轴的所述涡轮转子另一端侧连接的压缩机转子、收容该压缩机转子的压缩机壳体。

[0021] 根据第四方面,通过轴将涡轮转子和压缩机转子连接,并使涡轮转子进行旋转,由此,可使压缩机转子旋转而高效地对压缩机壳体内部的流体进行增压。

[0022] 根据本发明,达到在流体的流量少时或多时均降低各喉道内的流速的波动,防止能力下降的效果。

附图说明

[0023] 图 1 是表示本发明涡轮增压器的整体构成的纵截面图;

[0024] 图 2 是图 1 的 A-A 截面图;

[0025] 图 3 是第一实施方式的涡轮的部分扩大图;

[0026] 图 4 是表示图 3 的喉道和流路位置关系的曲线图;

[0027] 图 5 是表示以往涡轮的喉道(throat)和流路位置的关系的曲线图;

[0028] 图 6 是表示图 3 的流速和流路位置关系的曲线图;

[0029] 图 7 是表示图 3 的变形例的部分扩大图;

[0030] 图 8 是第二实施方式的涡轮的外周涡旋的流路面积和其位置的关系的曲线图;

[0031] 图 9 是表示图 8 的流速和流路位置关系的曲线图;

[0032] 图 10 是表示以往涡轮的固定叶片的位置图;

[0033] 图 11 是表示第三实施方式涡轮的固定叶片的配置图;

[0034] 图 12 是表示图 2 的涡轮在低流量时的流路的图;

[0035] 图 13 是表示图 2 的涡轮在高流量时的流路的图;

[0036] 图 14 是表示以往涡轮在高流量时的流速和流路位置关系的曲线图;

[0037] 图 15 是表示以往涡轮在低流量时的流速和流路位置关系的曲线图。

[0038] 标号说明

[0039] 1 涡轮增压器

[0040] 5、6、7 涡轮

[0041] 50 轴

[0042] 60 涡轮壳体

[0043] 70 压缩机转子

[0044] 72 压缩机翼

[0045] 66 内周涡旋部

[0046] 68 外周涡旋部

[0047] 80 涡轮转子

[0048] 82 涡轮翼

[0049] 90 切换阀

[0050] 100 涡旋部

[0051] 101、101a、101b 喉道

[0052] 102、102a、102b、102c 固定叶片

具体实施方式

[0053] [第一实施方式]

[0054] 下面,参照附图,对本发明的涡轮及具备该涡轮的涡轮增压器的第一实施方式进行说明。

[0055] 图 1 表示本实施方式的可变容量涡轮增压器 1 的纵截面。

[0056] 如图 1 所示,在压缩机壳体 10 上设有压缩机导入口 12、压缩机排出口 14、环状的蜗管 (scroll) 16、18。蜗管 16、18 从与压缩机排出口 14 相邻的位置向压缩机壳体 10 的外周方向延伸,与压缩机排出口 14 连通。而且,构成为随着靠近压缩机排出口 14 而逐渐扩大截面面积。增压器 20 区划蜗管 16、18,通过螺栓 22 安装在压缩机壳体 10 上。

[0057] 在与压缩机壳体 10 相邻的轴承壳体 30 的外周形成有润滑油导入口 32。从润滑油导入口 32 经由轴方向形成的油路 34,通过支油路 36、38、40,将由未图示的机油泵供给的润滑油供给到轴 50 和支承轴 50 的轴承 42、43、44、45、46 的滑动面。供给到该滑动面的润滑油经由形成于轴承壳体 30 内部的空间 52 从润滑油排出口 54 排出。标号 56 为用于冷却可变容量涡轮增压器的冷却水通路,标号 58 为密封垫。另外,标号 59 是为将设于轴承壳体 30 的各部位成型而分割后的轴承壳体 30 的一半。在与轴承壳体 30 相邻的涡轮壳体 60 上形成有废气导入口 62 和废气排出口 64。

[0058] 另外,支承于轴承壳体 30 的轴承 42、43、44、45、46 的轴 50 的压缩机壳体 10 侧的端部通过螺栓 74 和螺母 76 不能相对旋转地安装有被固定的压缩机转子 70,在涡轮壳体 60 侧的端部不能相对旋转地安装有涡轮转子 80。在压缩机转子 70 和涡轮转子 80 上安装有分别向经方向延伸的压缩机翼 72 和涡轮翼 82,通过旋转涡轮转子 80 而使压缩机转子 70 一体旋转。

[0059] 图 2 是图 1 的 A-A 截面图,表示可变容量涡轮增压器 1 所具备的涡轮 5 的横截面图。

[0060] 如图 2 所示,涡轮 5 具备:涡轮转子 80,其具有涡轮翼 82;涡轮壳体 60,其收容涡轮转子 80,使其在与涡轮转子 80 之间形成的涡旋部 100 的截面积逐渐减小的涡轮壳体 60。涡旋部 100 被安装于涡轮壳体 60 上的渐开线区划壁 67 及多个固定叶片 102 分成内周涡旋部 66 和具有比内周涡旋部 66 大的容积的外周涡旋部 68。在相邻的固定叶片 102 之间形成多个将内周涡旋部 66 和外周涡旋部 68 连通的喉道(连通部)101。

[0061] 另外,在涡轮壳体 60 的废气导入口 62 侧设有切换阀 90。该切换阀 90 通过未图示的旋转装置以旋转轴 94 为中心进行旋转,在图 2 实线所示的外周涡旋部 68 的导入口的闭锁位置 92 和图 2 虚线所示的外周涡旋部 68 的导入口的开放位置 96 之间切换。由此,可以将涡轮壳体 60 内的流路切换成内周涡旋部 66 和内周涡旋部 66 及外周涡旋部 68 的任一个。

[0062] 另外,涡旋 101 构成为其流路面积随着朝向涡旋部 100 的下游方向而缩小。具体而言,图 3 所示的固定叶片 102a 和与该固定叶片 102a 相邻的固定叶片 102b 之间的距离 C,如图 4 所示,形成为随着朝向涡旋部 100 的下游方向而减小。在此,所谓图 4 的固定叶片喉道序号,表示从涡旋部 100 的上游方向起赋予喉道 101 的序号。另外,图 5 表示以往涡轮的固定叶片 102 之间的距离 C,不管涡旋部 100 的位置如何,固定叶片 102 之间的距离 C 为一定。

[0063] 接着,对具有上述构成的可变容量涡轮增压器 1 的动作进行说明。

[0064] 由废气导入口 62 导入来的废气被向涡轮壳体 60 内部的涡旋部 100 引导,使涡轮转子 80 进行旋转,然后从废气排出口 64 排出。涡轮转子 80 的旋转经由轴 50 传递到压缩机转子 70,从而使压缩机转子 70 进行旋转。压缩机转子 70 压缩由压缩机导入口 12 引导来的空气(大气),从压缩机排出口 14 向未图示的内燃机供给压缩空气。

[0065] 如图 13 所示,在废气流量多的高速区域,切换阀 90 成为外周涡旋部 68 的导入口开放的开放位置 96,将从废气导入口 62 取入的废气向内周涡旋部 66 及外周涡旋部 68 引导。由此,能够增大涡旋部 100 的容量,将与高速区域对应的流量向着涡轮转子引导,能够使涡轮转子 80 高效地进行旋转。

[0066] 在此,连通内周涡旋部 66 及外周涡旋部 68 的喉道 101 的流路面积构成为随着朝向涡旋部 100 的下游方向而缩小,因此在涡旋部 100 的下游侧,能够增加流体的压力损失而使流速减小。由此,如图 6 所示,使由外周涡旋部 68 通过喉道 101 向内周涡旋部 66 流入时的流量均匀化,从而能够使涡轮转子 80 高效地进行旋转。

[0067] 另外,由于相邻的固定叶片 102 之间的距离形成为随着朝向涡旋部 100 的下游方向而缩小,从而不改变固定叶片 102 的叶弦长就能够缩小喉道 101 的流路面积,从而能够使涡轮 5 的设计及制作变容易。

[0068] 另外,如图 7 所示,固定叶片 102 的叶弦长也可以形成为随着朝向涡旋部 100 的下游方向而增大。由此,不改变相邻的固定叶片 102 的中心间的距离(间距) L 就能够缩小喉道 101 的流路面积,从而能够使涡轮 5 的设计及制作变容易。

[0069] [第二实施方式]

[0070] 接着,参照图 8 及图 9,对本发明的第二实施方式进行说明。

[0071] 本实施方式的涡轮及具备该涡轮的涡轮增压器与第一实施方式的不同点在于,按照规定的规则改变外周涡旋部 68 的流路面积 A 除以从外周涡旋部 68 的流路中心到涡轮转子 80 的旋转中心的距离 R 的值 A/R 。以下,有关本实施方式的涡轮及具备该涡轮的涡轮增压器与第一实施方式相同点省略说明,主要对不同点进行说明。

[0072] 图 8 表示在设外周涡旋部 68 的流路面积为 A 、设从外周涡旋部 68 的流路中心到涡轮转子 80 的旋转中心的距离为 R 的情况下, A/R 和涡旋角度的关系。

[0073] 如图 8 所示,虚线所示的以往涡轮的 A/R 设计成随着涡旋角度增大而以一定的比例减少。与此相反,实线所示的本实施方式的涡轮 6 的 A/R 成为向下具有凸形状的曲线,随着涡旋角度增大而缓慢减小。

[0074] 这样,在使流体压力在外周涡旋部 68 的上游侧增加的同时,在外周涡旋部 68 的下游侧减小。由此,在使从外周涡旋部 68 通过喉道 101 流入内周涡旋部 66 时的流量在外周涡旋部 68 的上游侧增加的同时,在外周涡旋部 68 的下游侧减小。因此,如图 9 所示,能够使从外周涡旋部 68 通过喉道 101 向内周涡旋部 66 流入时的流量均匀化,从而能够使涡轮转子 80 高效地进行旋转。

[0075] 另外,图 8 所示的 A/R 和涡旋角度的关系不一定必须是具有向下凸形状的曲线,只要任意的第一位置的 A/R 相对于涡旋角度的变化率形成比第一位置更下游侧的第二位置的 A/R 相对于涡旋角度的变化率大即可,例如也可以是在第一位置和第二位置之间连接斜度不同的两条线段的折线。另外,作为表示外周涡旋部 68 位置的指标,例示了涡旋角度,但

只要是流体的流动方向的指标即可,例如也可以是距规定位置的距离。

[0076] [第三实施方式]

[0077] 接着,参照图 10 及图 11,对本发明的第三实施方式进行说明。

[0078] 本实施方式的涡轮及具备该涡轮的涡轮增压器与上述的各实施方式的不同点在于,通过倾斜设置固定叶片来限制内部涡旋内的流体的流路方向。以下,有关本实施方式的涡轮及具备该涡轮的涡轮增压器与上述的各实施方式相同点省略说明,主要对不同点进行说明。

[0079] 图 10 及图 11 中标出箭头 106、107,该箭头 106、107 表示将固定叶片 102、喉道 101、涡旋部 100 分成内周涡旋部 66 和外周涡旋部 68 的渐开线 105、和流体内周涡旋部 66 内的流体的流路方向。在此,图 10 是以往涡轮的部分扩大图,图 11 是本实施方式的涡轮 7 的部分扩大图。

[0080] 如图 10 所示,在以往涡轮中,固定叶片 102a、102b 设置成各自的内周涡旋部 66 侧的面 111a、111b 沿渐开线 105。这样的涡轮在内周涡旋部 66 内的流体通过固定叶片 102a 的面 111a 被沿箭头 106 方向引导后,撞到配置于固定叶片 102a 下游侧的固定叶片 102b 的前缘面 112b,然后朝向箭头 107 的方向。其结果是,内周涡旋部 66 内的流体从内周涡旋部 66 通过喉道 101 向外周涡旋部 68 流出,导致涡轮的效率下降。

[0081] 与此相反,本实施方式的涡轮 7,如图 11 所示,固定叶片 102a 的从内周涡旋部 66 侧的后缘 113a 延长的延长线比相邻的下游侧的固定叶片 102b 的前缘 112b 更朝向内周涡旋部 66 侧。

[0082] 据如上述构成的涡轮 7,内周涡旋部 66 内的流体通过固定叶片 102a 的面 111a 被沿箭头 108 方向引导后,通过配置在固定叶片 102a 下游侧的固定叶片 102b 的面 111b 朝向箭头 109 方向。

[0083] 如图 12 所示,在废气流量小的低速区域,由于废气使涡轮转子高效地进行旋转,所以切换阀 90 作为闭锁外周涡旋部 68 的导入口的闭锁位置,将从废气导入口 62 取入的废气只向容积小的内周涡旋部 66 引导。被引导到内周涡旋部 66、流速非常快的废气沿涡轮转子 80 的接线方向流动,即当考虑涡轮转子 80 旋转时,由于废气相对于涡轮翼 82 以适宜的角度流入,所以能够使涡轮转子高效地进行旋转。

[0084] 此时,将从固定叶片 102a 的内周涡旋部 66 侧的后缘 113a 延长的延长线朝向比相邻的下游侧的固定叶片 102b 的前缘侧 112b 更靠内周涡旋部 66 侧,由此能够防止在内周涡旋部 66 流通的流体撞到固定叶片 102b 的前缘侧 112b,然后通过喉道 101 向外周涡旋部 68 流出。由此,能够防止涡轮 7 的能力下降。

[0085] 以上,参照附图对本发明的实施方式进行了详细说明,但具体的构成不限于该实施方式,也包含不脱离本发明宗旨范围的设计更改等。

[0086] 例如,在上述的各实施方式中,对在涡轮增压器上应用本发明的涡轮的例子进行了说明,但即使应用在其它的设备上,也能够达到同样的效果。

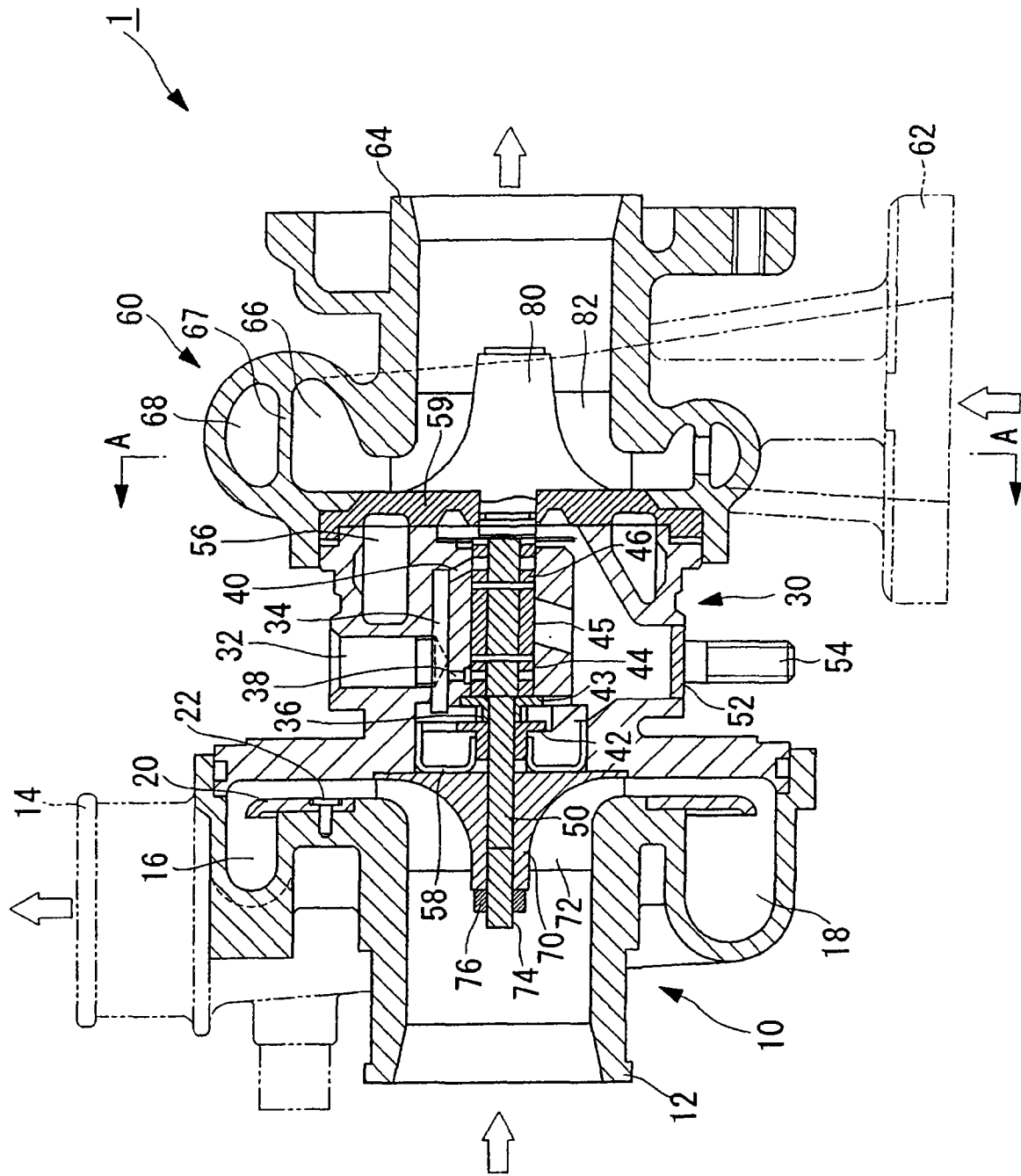


图 1

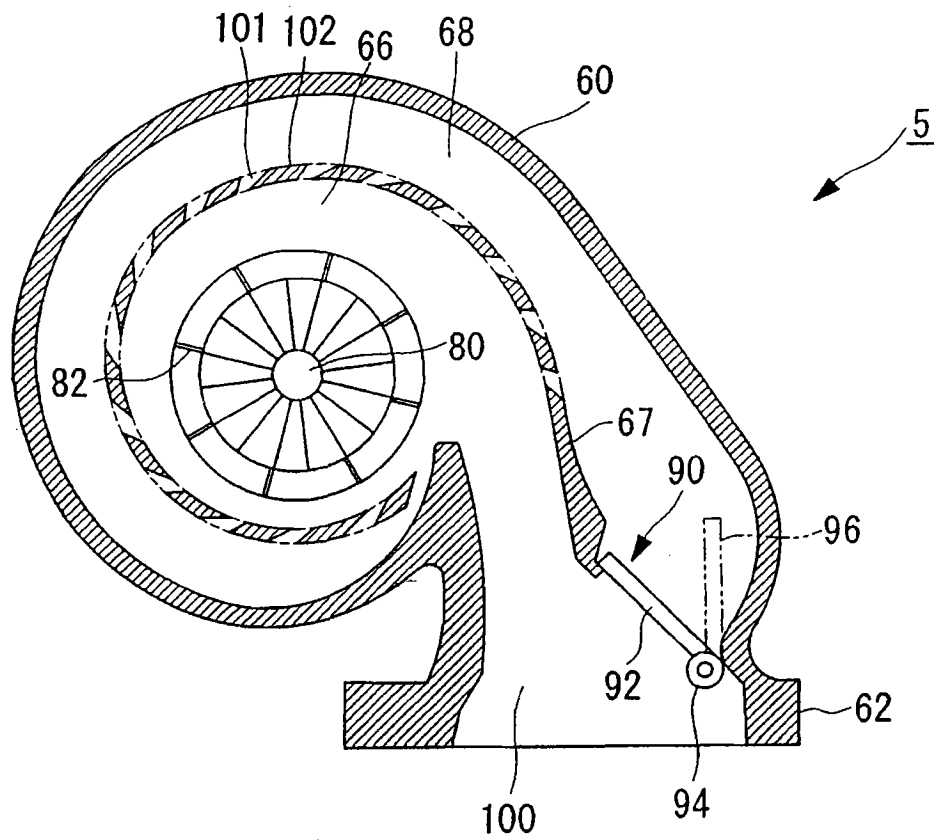


图 2

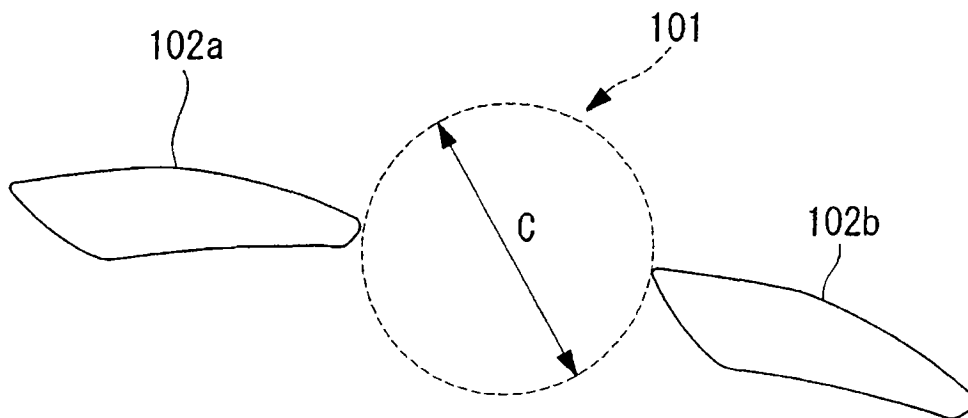


图 3

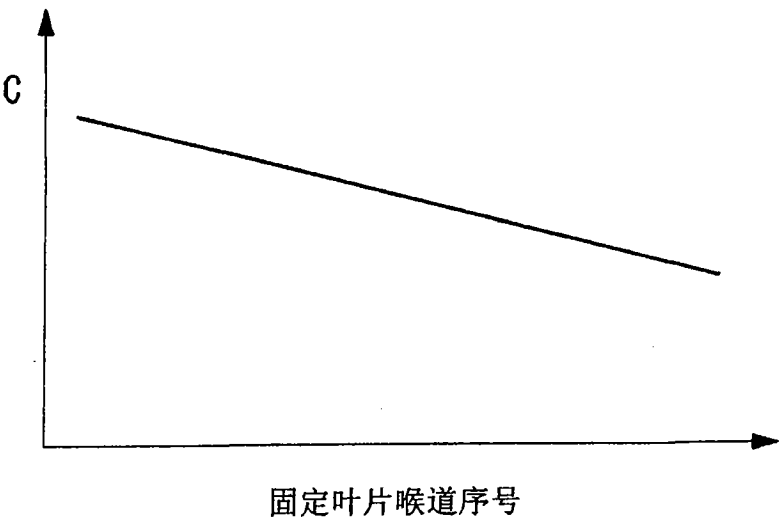


图 4

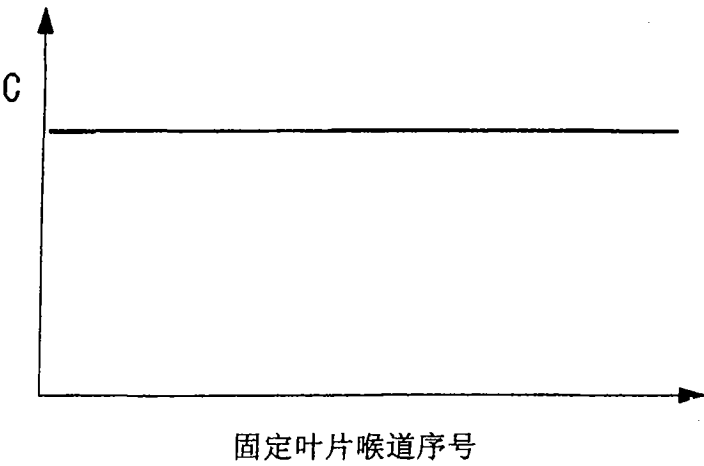


图 5

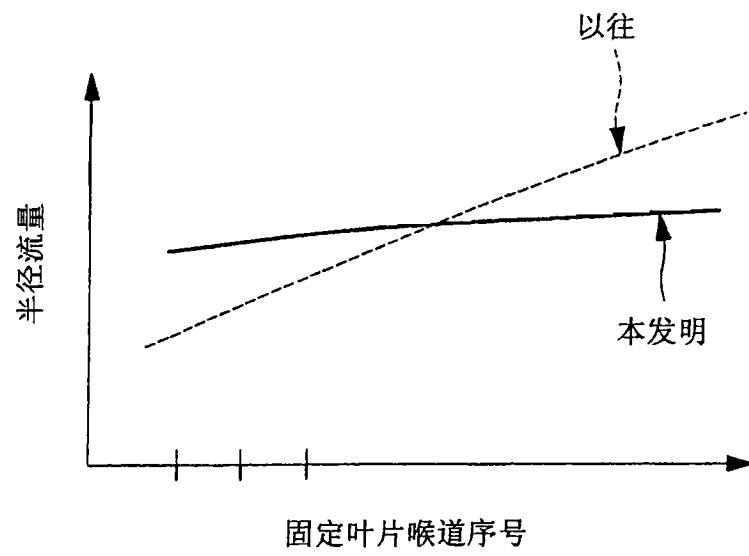


图 6

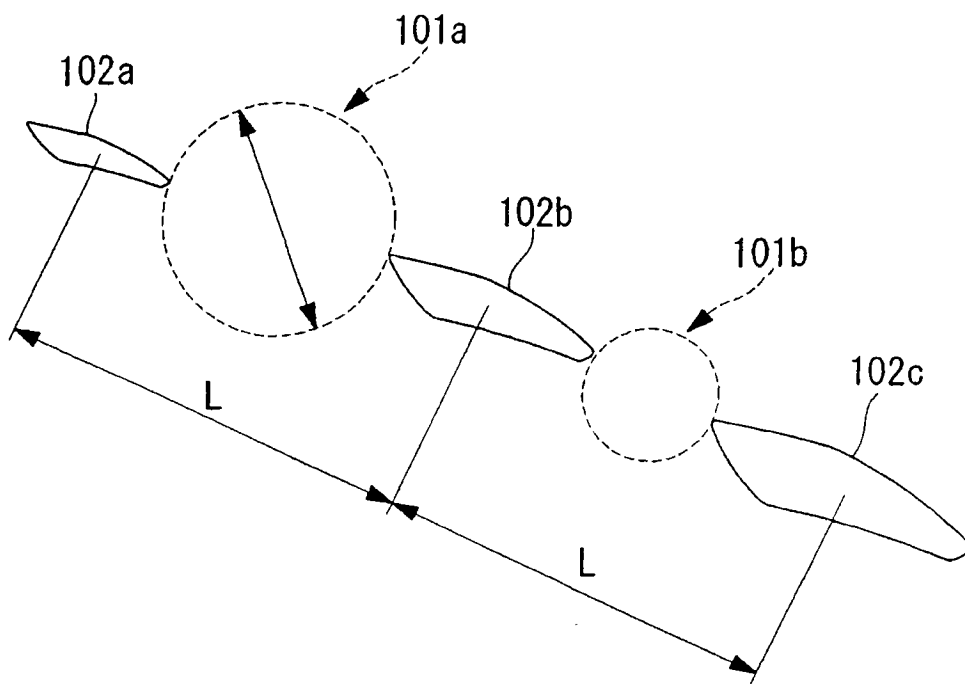


图 7

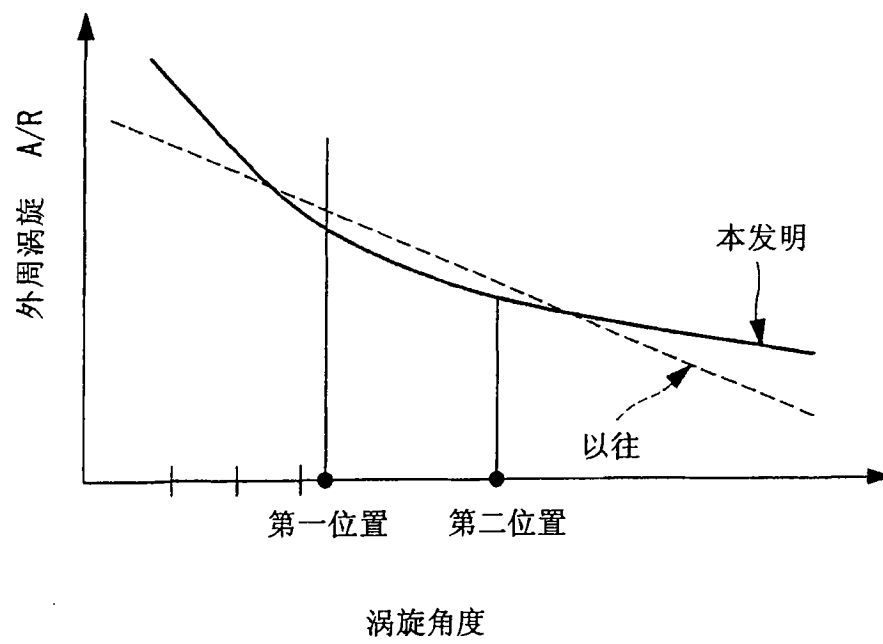


图 8

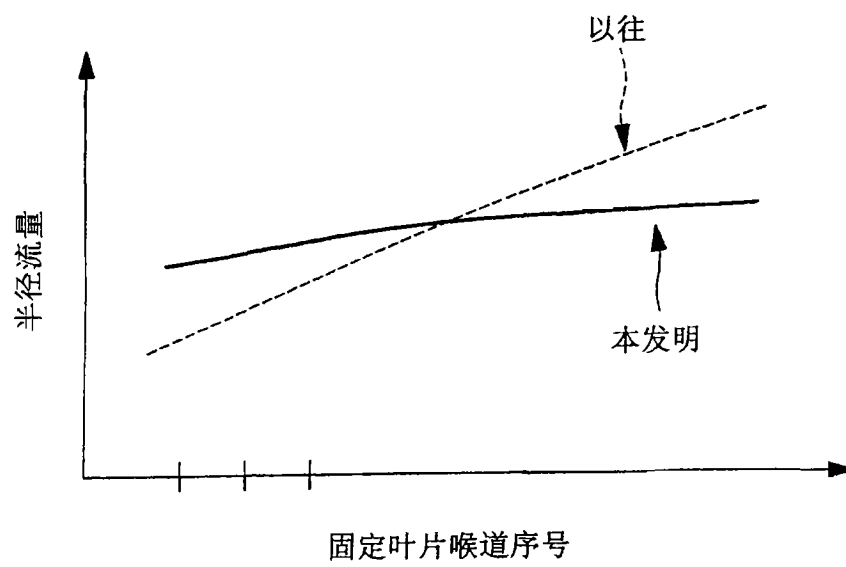


图 9

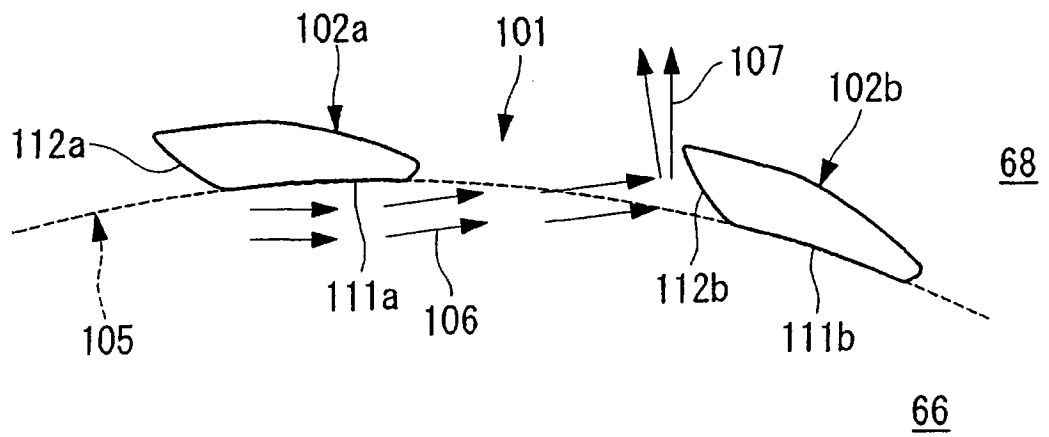


图 10

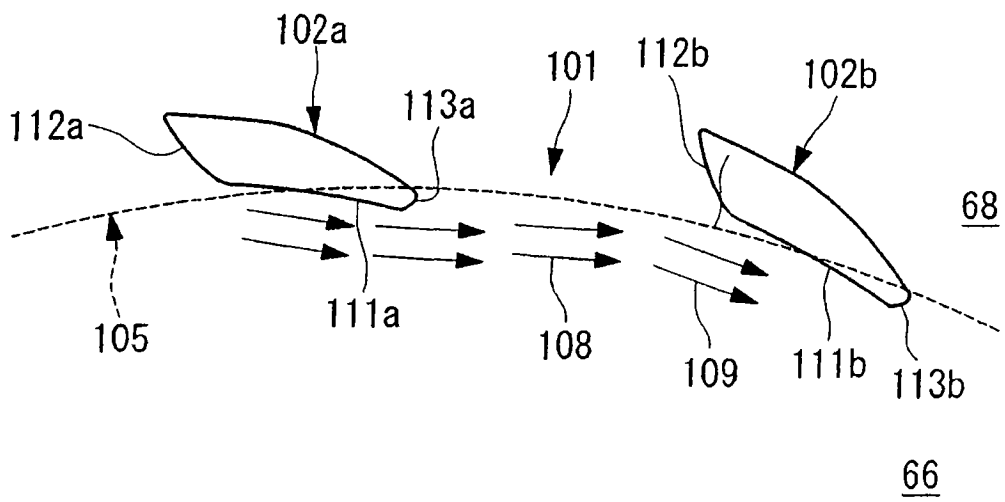


图 11

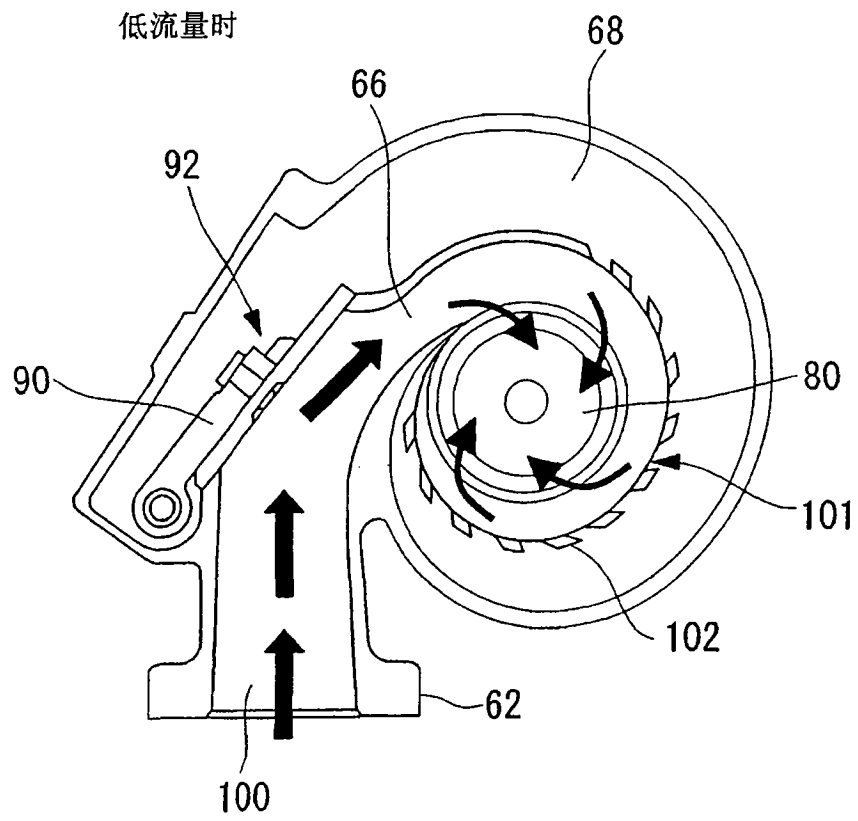


图 12

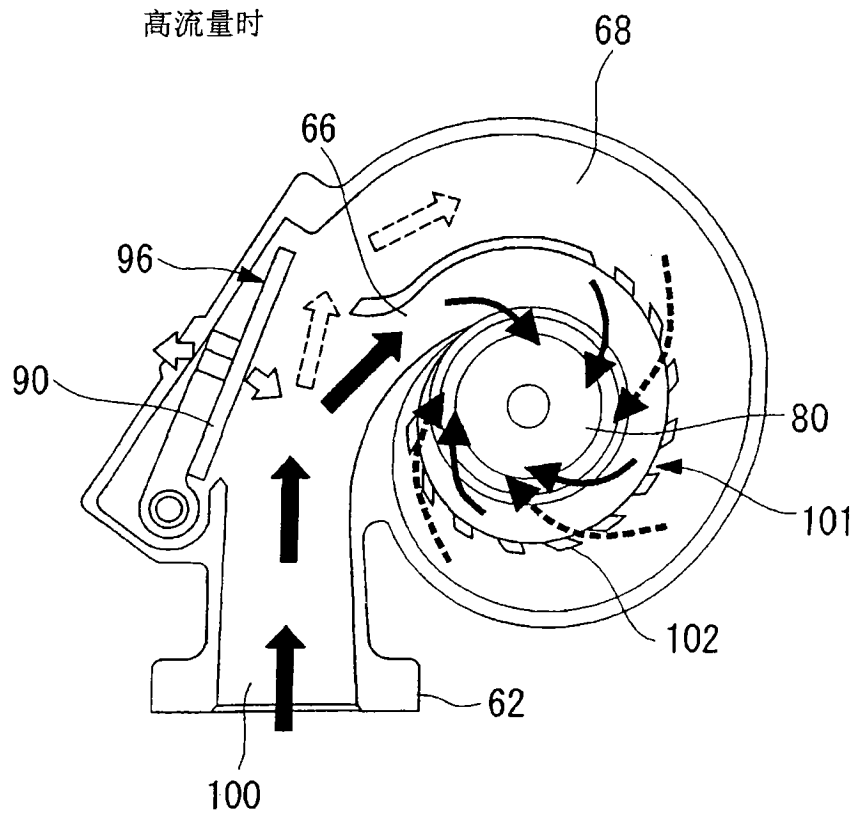


图 13

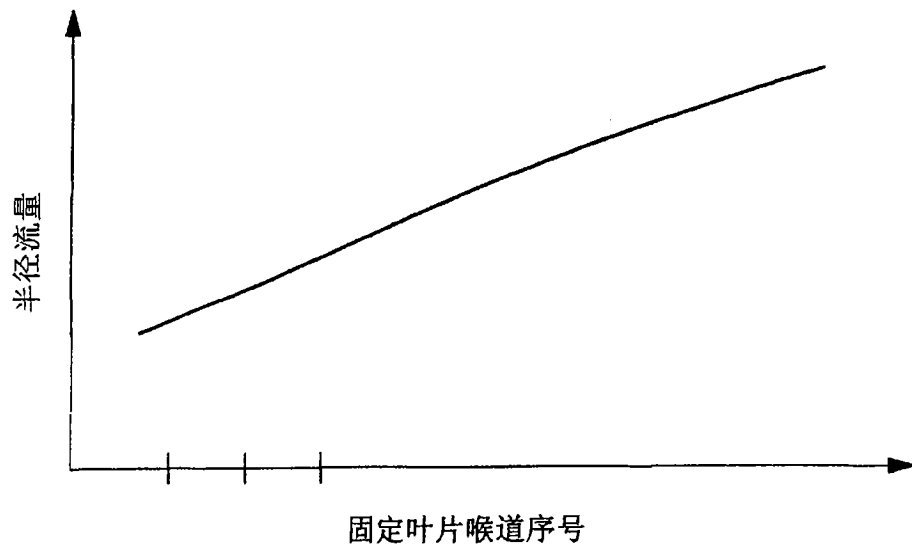


图 14

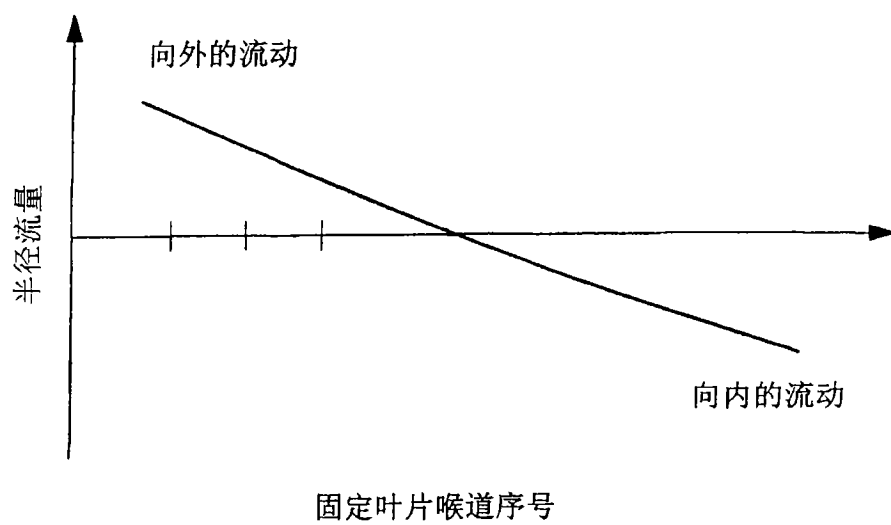


图 15