



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101535657 B

(45) 授权公告日 2013. 06. 05

(21) 申请号 200780028700. X

F04D 29/16 (2006. 01)

(22) 申请日 2007. 05. 31

(56) 对比文件

(30) 优先权数据

60/803, 576 2006. 05. 31 US

W0 95062822 A1, 1995. 03. 09,

EP 0704625 A3, 1997. 11. 19,

US 5769607 A, 1998. 06. 23,

(85) PCT申请进入国家阶段日

2009. 02. 01

US 2003026699 A1, 2003. 02. 06,

CN 1473244 A, 2004. 02. 04,

(86) PCT申请的申请数据

PCT/US2007/070028 2007. 05. 31

W0 2006006043 A1, 2006. 01. 19,

W0 2006036511 A2, 2006. 04. 06,

(87) PCT申请的公布数据

W02007/140438 EN 2007. 12. 06

审查员 程晓盛

(73) 专利权人 罗伯特·博世有限公司

地址 德国斯图加特

(72) 发明人 W·斯蒂文斯 R·W·斯泰尔斯

(74) 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司

72002

代理人 王琼

(51) Int. Cl.

F04D 29/58 (2006. 01)

F04D 29/38 (2006. 01)

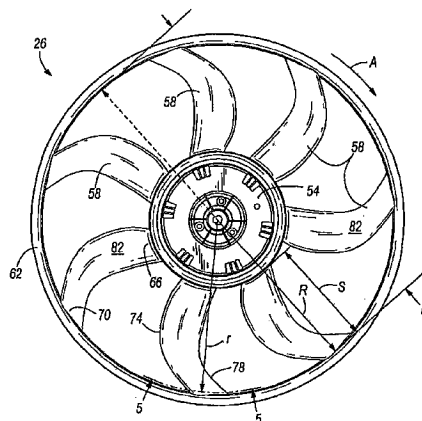
权利要求书3页 说明书7页 附图9页

(54) 发明名称

轴流式风扇及轴流式风扇组件

(57) 摘要

本发明提供了一种轴流式风扇 (26), 该轴流式风扇包括适于围绕中心轴旋转的毂 (54) 和从该毂径向向外延伸并且围绕该中心轴布置的多个叶片 (58)。每个叶片均包括根 (66)、尖端 (70)、该根与该尖端之间的前缘 (74) 和该根与该尖端之间的后缘 (78)。每个叶片均界定了叶片尖端和中心轴之间的叶片半径 (R)。每个叶片均界定了在叶片半径的外 20% 内减小的斜拱角。叶片间距与平均叶片间距之比在叶片半径的外 20% 之内从最低值向最高值增大。最高值比最低值高大约 30% 至大约 75%。



1. 一种轴流式风扇,包括:
适于围绕中心轴旋转的毂;
从该毂径向向外延伸并且围绕所述中心轴布置的多个叶片,每个叶片均包括根;
尖端;
根和尖端之间的前缘;和
根和尖端之间的后缘;
其中每个叶片均界定了叶片尖端和中心轴之间的叶片半径;
其中每个叶片均界定了在叶片半径的外 20% 之内减小的斜拱角;
其中叶片间距与平均叶片间距之比沿径向方向从在叶片半径的外 20% 之内的最低值向叶片半径的外 20% 之内的最高值增大;以及
其中最高值比最低值高 30% 至 75%。
2. 如权利要求 1 所述的轴流式风扇,其特征在于,叶片间距与平均叶片间距之比在叶片半径的外 10% 之内从在叶片半径的外 10% 之内的最低值增大至在叶片半径的外 10% 之内的最高值,并且其中,叶片半径的外 10% 之内的最高值比在叶片半径的外 10% 之内的最低值高 20% 至 60%。
3. 如权利要求 1 所述的轴流式风扇,其特征在于,叶片的斜拱角在叶片半径的外 20% 之上会连续地减小。
4. 如权利要求 1 所述的轴流式风扇,其特征在于,每个叶片均界定了叶片半径的外 20% 之内的增大的倾度。
5. 如权利要求 4 所述的轴流式风扇,其特征在于,倾度会在叶片半径的外 20% 之上连续地增大。
6. 如权利要求 4 所述的轴流式风扇,其特征在于,无因次叶片倾度是叶片倾度与最大叶片直径之比,其中每个叶片的无因次半径是沿着叶片跨距的叶片剖面的半径与叶片半径之比,并且其中,无因次叶片倾度相对于叶片半径的外 20% 之上的无因次半径的变化率是 0.08 至 0.18。
7. 一种轴流式风扇组件,包括:
罩盖;
连接到该罩盖上的电动机,该电动机包括围绕中心轴旋转的输出轴;
轴流式风扇,包括
联接到输出轴用于围绕中心轴旋转的毂;
从该毂径向向外延伸并且围绕中心轴布置的多个叶片,每个叶片均包括根;
尖端;
根和尖端之间的前缘;和
根和尖端之间的后缘;
其中每个叶片均界定了叶片尖端和中心轴之间的叶片半径;
其中每个叶片均界定了在叶片半径的外 20% 之内减小的斜拱角;
其中叶片间距与平均叶片间距之比会沿着径向方向从在叶片半径的外 20% 之内的最

低值向在叶片半径的外 20% 之内的最高值增大 ; 以及

其中最高值比最低值高 30% 至 75%。

8. 如权利要求 7 所述的轴流式风扇组件, 其特征在于, 叶片间距与平均叶片间距之比从在叶片半径的外 10% 之内的最低值增大至在叶片半径的外 10% 之内的最高值, 并且其中, 叶片半径的外 10% 内的最高值比在叶片半径的外 10% 之内的最低值高 20% 至 60%。

9. 如权利要求 7 所述的轴流式风扇组件, 其特征在于, 叶片的斜拱角在叶片半径的外 20% 之上连续地减小。

10. 如权利要求 7 所述的轴流式风扇组件, 其特征在于, 每个叶片均界定了叶片半径的外 20% 之内的增大的倾度。

11. 如权利要求 10 所述的轴流式风扇组件, 其特征在于, 倾度会在叶片半径的外 20% 之上连续地增大。

12. 如权利要求 10 所述的轴流式风扇组件, 其特征在于, 无因次叶片倾度是叶片倾度与最大叶片直径之比, 其中每个叶片的无因次半径是沿着叶片跨距的叶片剖面的半径与叶片半径之比, 并且其中, 无因次叶片倾度相对于叶片半径的外 20% 之上的无因次半径的变化率是 0.08 至 0.18。

13. 如权利要求 7 所述的轴流式风扇组件, 其特征在于, 风扇包括联接到叶片尖端上的基本上圆形的环区, 并且其中罩盖包括中心在中心轴上的基本上环形的出口钟。

14. 如权利要求 13 所述的轴流式风扇组件, 其特征在于, 还包括从所述环区径向向外并且邻近出口钟放置的多个泄露定子, 其中, 泄露定子围绕中心轴布置。

15. 如权利要求 14 所述的轴流式风扇组件, 其特征在于, 出口钟包括径向最内侧表面、径向最外侧表面和邻近径向最内侧表面的端面, 其中, 泄露定子置于径向最内侧表面和径向最外侧表面之间, 其中, 该环区包括轴向延伸的径向最内侧表面、轴向延伸的径向最外侧表面和邻近轴向延伸的径向最内侧表面和轴向延伸的径向最外侧表面的端面, 其中, 环区和出口钟的各自端面由一轴向间隙分开, 并且其中, 该轴向间隙与最大叶片直径之比为大于 0 至小于或等于 0.01, 其中, 环区的轴向延伸的径向最外侧表面与出口钟的径向最内侧表面径向向内间隔一径向间隙, 并且其中, 该径向间隙与最大叶片直径之比是 0.01 至 0.02。

16. 如权利要求 15 所述的轴流式风扇组件, 其特征在于, 毂包括界定毂半径(R_{hub})的径向最外侧表面, 其中环区的轴向延伸的径向最内侧表面界定了环区半径(R_{band}), 其中出口钟的径向最外侧表面界定了出口半径(R_{out}), 其中, 出口钟与下游阻塞轴向分隔一个长度尺寸(L), 其中, 阻塞因子由公式界定:

$$\text{阻塞因子} = \frac{R_{band}^2 - R_{hub}^2}{2 \times L \times R_{out}}$$

其中, 当阻塞因子大于或等于 0.83 时, 轴向间隙与最大叶片直径之比为大于 0 至小于或等于 0.01, 并且径向间隙与最大叶片直径之比为 0.01 至 0.02。

17. 如权利要求 14 所述的轴流式风扇组件, 其特征在于, 出口钟包括径向最内侧表面、径向最外侧表面和邻近径向最内侧表面的端面, 其中, 泄露定子置于径向最内侧表面和径向最外侧表面之间, 其中, 该环区包括轴向延伸的径向最内侧表面、轴向延伸的径向最外侧表面和邻近轴向延伸的径向最内侧表面和轴向延伸的径向最外侧表面的端面, 其中, 环区

的轴向延伸的径向最外侧表面与出口钟的径向最内侧表面径向向外间隔一个径向间隙,其中,该径向间隙与最大叶片直径之比为大于 0 至小于或等于 0.01,其中,环区和出口钟的各自端面间隔一个轴向间隙,并且其中,该轴向间隙与最大叶片直径之比是 0.01 至 0.025。

18. 如权利要求 17 所述的轴流式风扇组件,其特征在于,毂包括界定毂半径(R_{hub})的径向最外侧表面,其中,环区的轴向延伸的径向最内侧表面界定了环区半径(R_{band}),其中,出口钟的径向最外侧表面界定了出口半径(R_{out}),其中,出口钟与下游阻塞轴向分隔一个长度尺寸(L),其中,阻塞因子由公式界定:

$$\text{阻塞因子} = \frac{R_{band}^2 - R_{hub}^2}{2 \times L \times R_{out}}$$

其中,当阻塞因子小于 0.83 时,径向间隙与最大叶片直径之比为大于 0 至小于或等于 0.01,并且轴向间隙与最大叶片直径之比为 0.01 至 0.025。

轴流式风扇及轴流式风扇组件

[0001] 相关申请

[0002] 本申请要求 2006 年 5 月 31 日提交的美国临时专利申请 No. 60/803, 576 的优先权，其全部内容包含在此作为参考。

[0003] 技术领域

[0004] 本发明涉及一种轴流式风扇，并且尤其涉及一种汽车轴流式风扇组件。

[0005] 背景技术

[0006] 在用于汽车应用中时，轴流式风扇组件通常包括罩盖、联接到该罩盖上的电动机和由该电动机驱动的轴流式风扇。轴流式风扇通常包括连接轴流式风扇叶片的各个尖端的环区，从而增强轴流式风扇叶片并且允许叶片的尖端生成更大的压力。

[0007] 发明内容

[0008] 汽车应用中使用的轴流式风扇组件必须以高效率 and 低噪音操作。然而，多个约束通常会使该设计目标复杂化。这种约束可以包括例如轴流式风扇和上游热交换器之间有限的间隔（即，“风扇与芯部间隔”）、来自就在轴流式风扇下游的发动机部件的气动阻塞、罩盖覆盖的面积与轴流式风扇叶片的回转面积的较大比（即“面积比”）和轴流式风扇的环区与罩盖之间的再循环。

[0009] 几个因子可以有助于降低轴流式风扇的效率。与小的风扇与芯部间隔结合的大面积比通常会导致轴流式风扇叶片的尖端附近相对较高向内径向流入速度。该环区中的气流也通常会与围绕该环区的再循环气流混合。围绕该环区的这种再循环气流可以具有相对较高程度的“预涡旋”或沿轴流式风扇的旋转方向的相对较高的切向速度。单独或是组合考虑时，这些因子通常会减小轴流式风扇叶片的尖端的能力以有效地生成压力。

[0010] 在一个方面，本发明提供了轴流式风扇叶片，轴流式风扇叶片设计成保持高速气流附着到轴流式风扇叶片的尖端和环区（即，在对应于风扇叶片半径的外 20% 的风扇叶片的区域中），尽管存在促进降低轴流式风扇效率的一个或多个上面所列出的因子。

[0011] 在另一个方面，本发明提供了一种轴流式风扇，该轴流式风扇包括适于围绕中心轴旋转的毂和从该毂径向向外延伸并且围绕该中心轴布置的多个叶片。每个叶片均包括根、尖端、该根与该尖端之间的前缘和该根与该尖端之间的后缘。每个叶片均界定了叶片尖端和中心轴之间的叶片半径。每个叶片均界定了在叶片半径的外 20% 之内减小的斜拱角。叶片间距与平均叶片间距之比在叶片半径的外 20% 之内从最低值向最高值增大。最高值比最低值高大约 30% 至大约 75%。

[0012] 在另一个方面，本发明提供了一种包括罩盖和联接到该罩盖上的电动机的轴流式风扇组件。该电动机包括围绕中心轴旋转的输出轴。轴流式风扇组件还包括轴流式风扇，该轴流式风扇具有联接到输出轴上用于围绕中心轴旋转的毂和多个从该毂径向向外延伸并且围绕该中心轴布置的多个叶片。每个叶片均包括根、尖端、根与尖端之间的前缘和根与尖端之间的后缘。每个叶片均界定了叶片尖端和中心轴之间的叶片半径。每个叶片均界定了在叶片半径的外 20% 之内减小的斜拱角。叶片间距与平均叶片间距之比在叶片半径的外 20% 之内从最低值向最高值增大。最高值比最低值高大约 30% 至大约 75%。

[0013] 通过下面的详细说明和附图,本发明的其它特征和方面将会变得显而易见。

附图说明

[0014] 图 1 是本发明的轴流式风扇组件的局部剖视图,显示了罩盖、连接到该罩盖上的电动机和由该电动机驱动的轴流式风扇。

[0015] 图 2 是图 1 的轴流式风扇组件的轴流式风扇的顶部透视图。

[0016] 图 3 是图 1 的轴流式风扇组件的轴流式风扇的底部透视图。

[0017] 图 4 是图 1 的轴流式风扇组件的轴流式风扇的顶视图。

[0018] 图 5 是沿着图 4 中的线 5-5 的轴流式风扇的放大剖视图。

[0019] 图 6 是图 1 的轴流式风扇组件的轴流式风扇的一部分的放大顶视图。

[0020] 图 7 是图 1 的轴流式风扇组件的一部分的放大剖视图,显示了与轴流式风扇间隔开的下游阻塞。

[0021] 图 8 是图 7 的轴流式风扇组件的横截面的放大图,显示了轴流式风扇和罩盖之间的间隔。

[0022] 图 9 是显示在图 1 的轴流式风扇组件的轴流式风扇的跨距之上的叶片间距的曲线图。

[0023] 图 10 是显示在图 1 的轴流式风扇组件的轴流式风扇的跨距之上的叶片间距和叶片斜拱角的曲线图。

[0024] 图 11 是显示在图 1 的轴流式风扇组件的轴流式风扇的跨距之上的叶片倾度的曲线图。

[0025] 在对本发明的任意实施例进行详细说明之前,应当理解,本发明的应用并不限于在下面的说明书中所述或是下面的附图中所示的部件的构造和配置的细节。本发明可以具有其它实施例并且能够以各种方式实践或是实施。而且,应当理解,此处使用的措辞和术语仅仅出于说明的目的而不应视为限制。在此中所使用的“包括 (including)”、“包含 (comprising)”或“具有 (having)”及其变体旨在包含其后所列项和其等效物以及附加项。除非指定或是限制,否则术语“安装 (mounted)”、“连接 (connected)”、“支撑 (supported)”和“联结 (coupled)”及其变体均被广义地使用并且包括直接和间接安装、连接、支撑和联接。另外,“连接”和“联接”并不限于物理或机械连接或联接。

具体实施方式

[0026] 图 1 显示了联接到热交换器 14 例如汽车散热器上的轴流式风扇组件 10。然而,轴流式风扇组件 10 可以在多个不同应用中的任一个中与热交换器 14 结合使用。轴流式风扇组件 10 包括罩盖 18、联接到该罩盖 18 上的电动机 22 和联接至并由电动机 22 驱动的轴流式风扇 26。尤其是,如图 1 中所示,电动机 22 包括用于围绕轴流式风扇 26 和输出轴 30 的中心轴 34 驱动轴流式风扇 26 的输出轴 30。

[0027] 轴流式风扇组件 10 以“抽吸通过”配置联接到热交换器 14 上,这样轴流式风扇 26 就抽吸穿过热交换器 14 的气流。或者,轴流式风扇组件 10 可以以“推动通过”配置联接到热交换器 14 上,这样轴流式风扇 10 就可以排放 穿过热交换器 14 的气流。可以利用多种不同连接器中的任一个来将轴流式风扇组件 10 联接到热交换器 14 上。

[0028] 在图 1 的轴流式风扇组件 10 的所示结构中,罩盖 18 包括其上联接了电动机 22 的支架 38。支架 38 通过多个倾斜叶片 42 联接到罩盖 18 的外部,且倾斜叶片 42 调整由轴流式风扇 26 排放的气流。然而,轴流式风扇组件 10 的可选结构可以利用其它支撑构件来将支架 38 联接到罩盖 18 的外部,而这些支撑构件基本上不会调整从轴流式风扇 26 排放的气流。电动机 22 可以使用多种不同紧固件或其它连接设备中的任一种联接到支架 38 上。

[0029] 罩盖 18 还包括围绕轴流式风扇 26 的外圆周放置的基本上环形的出口钟 46。多个泄露定子 50 联接到出口钟 46 上并且围绕中心轴 34 布置。在轴流式风扇 26 的操作期间,泄露定子 50 通过中断或减少再循环气流的切向分量(即“预涡旋”)来减少围绕轴流式风扇 26 的外圆周的再循环。然而,轴流式风扇组件 10 的可选结构可以利用设计成不同于图 1 中所示的出口钟 46 和泄露定子 50。另外,轴流式风扇组件 10 的另外一个可选结构可以不包括出口钟 46 或泄露定子 50。

[0030] 参照图 1-4,轴流式风扇 26 包括中心毂 54、多个从毂 54 向外延伸的叶片 58 和连接叶片 58 的环区 62。尤其是,每个叶片 58 均包括邻近并且联接到毂 54 上的根部或根 66 和从根 66 向外间隔并且联接到环区 62 上的尖端部分或尖端 70。各个叶片 58 的中心轴 34 和尖端 70 之间的径向距离定义为轴流式风扇 26 的最大叶片半径“R”(参见图 4),而每个叶片 58 的根 66 和每个叶片 58 的相应的尖端 70 之间的径向距离定位为叶片“S”的跨距。叶片 58 的直径定义为最大叶片直径“D”并且等于两倍的叶片半径“R”。

[0031] 每个叶片 58 还包括根 66 和尖端 70 之间的前缘 74 和根 66 和尖端 70 之间的后缘 78。图 4 显示了相对于由箭头“A”表示的轴流式风扇 26 的旋转的顺时针方向的叶片 58 的前缘和后缘 74、78。在轴流式风扇组件 10 的可选结构中,叶片 58 可以依照轴流式风扇 26 的旋转的逆时针方向进行不同地设计。另外,每个叶片 58 均包括压力面 86(参见图 2 和 4)和吸力面 82(参见图 3)。压力面和吸力面 86、82 给予每个叶片 58 机翼形状,这允许轴流式风扇 26 生成气流。

[0032] 参见图 1 和 3,多个辅助叶片 90 围绕中心轴 34 布置并且联接到毂 54 的内圆周上以在电动机 22 上方提供冷却气流。电动机 22 可以包括基本上闭合电动机的电子元件的电动机外壳 94(参见图 1)。虽然未显示在图 1 中,但是电动机外壳 94 可以包括多个孔以允许由辅助叶片 90 生成的冷却气流经过外壳 94 以冷却电动机 22 的电子元件。或者,电动机外壳 94 可能不包括任何孔,并且由辅助叶片 90 生成的冷却气流仅仅指引到外壳 94 上方。在另外一个结构的轴流式风扇组件 10 中,轴流式风扇 26 可能不包括辅助叶片 90。

[0033] 参见图 4,叶片 58 的几个特征在跨距 S 之上改变。尤其是,这些特征可以在对应于从叶片 58 的根 66 移动到叶片 58 的尖端 70 的半径“r”的分散圆柱形叶片剖面处测量。具有半径“r”的叶片剖面因此界定在带有具有半径“r”的缸的风扇 26 同与风扇 26 的中心轴 34 共线的轴线的交点处。如此前所述,与叶片 58 的尖端 70 对应的叶片剖面具有等于轴流式风扇 26 的叶片 58 的最大半径相等的半径“R”。因此,可以参照叶片半径 R 的比值(即“ r/R ”)处的特定叶片剖面描述在跨距 S 之上改变的叶片 58 的特征。当在此使用时,比值“ r/R ”也可以被称作“无因次半径”。

[0034] 参照图 5,图中显示了在跨距 S 的末端附近(即, $r/R \sim 1$)的叶片剖面。在该特定叶片剖面处,叶片 58 具有曲率。叶片 58 的曲率的程度或是本领域中被称为“凸度”是通过参照特定叶片剖面处的叶片 58 的中线 98 和鼻尾线 102 测量的。如图 5 所示,中线 98 从叶

片 58 的前缘 74 向后缘 78 延伸,在叶片 58 的压力面 86 和吸力面 82 之间的中间。鼻尾线 102 是一条直线,它在叶片 58 的前缘 74 和后缘 78 之间延伸并且在叶片 58 的前缘 74 和后缘 78 处与中线 98 相交。

[0035] 凸度是一个无因次量,该无因次量是沿着鼻尾线 102 的位置的函数。尤其是,凸度是描述被鼻尾线 102 的长度除的从鼻尾线 102 到中线 98 的垂直距离“D”的函数,也被称为叶片“弦”。通常,凸度的无因次量越大,叶片 58 的曲率越大。

[0036] 图 5 也在跨距 S 的末端附近的叶片剖面处(即, $r/R \sim 1$) 显示了叶片 58 的螺旋角“ β ”。螺旋角 β 定义为鼻尾线 102 和基本上垂直于中心轴 34 的平面 106 之间的角。已知叶片 58 的螺旋角 β 在从叶片 58 的根 66 向叶片 58 的尖端 70 移动的半径“r”处对应于每个后续的叶片剖面,叶片的“间距”可以使用下列方程计算:

[0037] 间距 = $2\pi r \tan \beta$

[0038] 叶片 58 的间距是通常控制由叶片 58 沿其径向长度生成的静压力量的特征。从上面的方程很显然,间距是尺寸量并且可以想象为如果在固态介质中旋转,由特定叶片剖面在半径“r”处通过一个轴回转在理论上移动的轴向距离,这类似于螺纹拧紧到一块木头上的螺钉。

[0039] 图 9 显示在轴流式风扇 26 的跨距 S 之上的叶片间距。尤其是,X 轴表示沿着特定叶片剖面的叶片剖面跨距 S 的比值“ r/R ”,并且 Y 轴表示叶片间距与叶片 58 的根 66 和叶片 58 的尖端 70 之间所有叶片剖面的平均值叶片间距之比。通过获得叶片间距与平均叶片间距之比,图 9 中所示的曲线被标准化并且表示高间距和低间距轴流式风扇 26。另外,图 9 中所示的曲线表示具有不同叶片直径 D 的轴流式风扇 26。因为“平均叶片间距”仅仅是一个标量,所以表示“叶片间距”的曲线的形状与表示“叶片间距 / 平均叶片间距”的曲线相同。

[0040] 继续参见图 9,叶片间距与平均叶片间距之比在叶片半径 R 的外 20% 内或在 $0.8 \leq r/R \leq 1$ 之间不会减小。此外,叶片间距与平均叶片间距之比会在叶片半径 R 的外 20% 之内增大。在由图 9 的曲线表示的叶片 58 的结构中,“叶片间距 / 平均叶片间距”值会在叶片半径 R 的外 20% 内增大大约 40%,从大约 0.88 到关于 1.22。然而,在叶片 58 的其它结构中,“叶片间距 / 平均叶片间距”值可以在叶片半径 R 的外 20% 内增大至少大约 5%。另外,在由图 9 的曲线表示的叶片 58 的结构中,“叶片间距 / 平均叶片间距”值会在叶片半径 R 的外 10% 之上或是 $0.9 \leq r/R \leq 1$ 之间连续地增大。在叶片 58 的其它结构中,“叶片间距 / 平均叶片间距”值可以在叶片半径 R 的外 20% 内增大大约 30% 至大约 75%,而在叶片 58 的其它结构中,“叶片间距 / 平均叶片间距”值可以在叶片半径 R 的外 10% 之内增大大约 20% 至大约 60%。

[0041] 通过在叶片半径 R 的外 20% 之内增大叶片 58 的间距,如图 9 中所示,叶片 58 的尖端 70 可以形成增大的静止压力以维持环区 62 处的高速轴向气流,因此提高轴流式风扇 26 的效率,尽管存在流入的径向向内的分量。

[0042] 参照图 6,轴流式风扇 26 的叶片 58 成形为具有改变的斜拱角“ θ ”。叶片 58 的斜拱角 θ 是在对应于半径“r”的特定叶片剖面处参照对应于叶片 58 的根 66 的叶片剖面测量的。具体地说,参考点 110 标记在与叶片 58 的根 66 对应的叶片剖面的中间弦,并且参考线 114 通过参考点 110 和轴流式风扇 26 的中心轴 34 绘制。如图 6 所示,参考线 114 分开

“正的”斜拱角 θ 与“负的”斜拱角 θ 。如在此定义的,正的斜拱角 θ 表示叶片 58 沿轴流式风扇 26 的旋转方向歪斜,而负的斜拱角 θ 表示叶片 58 沿与轴流式风扇 26 的旋转方向相反的方向歪斜。

[0043] 中间弦 118 然后在叶片 58 的前缘 74 和后缘 78 之间绘制。与增大的半径“ r ”对应的每个后续的叶片剖面具有位于中间弦线 118 上的中间弦点(例如,位于图 5 中所示的叶片剖面上的点“P”)。在与半径“ r ”对应的特定叶片剖面处的叶片 58 的斜拱角 θ 是在参考线 114 和连接特定叶片剖面的中间弦点(例如,点“P”)和中心轴 34 的线 122 之间测量的。如图 6 所示,一部分叶片 58 沿正向歪斜,并且一部分叶片 58 沿负向歪斜。

[0044] 图 10 显示了在轴流式风扇 26 的跨距 S 之上的叶片间距和斜拱角 θ 。尤其是, X 轴表示沿着特定叶片剖面的跨距 S 的无因次半径或比值“ r/R ”,左侧 Y 轴表示叶片间距与轴流式风扇直径或叶片直径 D 之比,并且右侧 Y 轴表示参照参考线 114 的斜拱角 θ 。通过获得叶片间距与叶片直径 D 之比,图 10 中所示的曲线是无因次的并且表示具有不同叶片直径 D 的轴流式风扇 26。因为叶片直径 D 仅仅是一个标量,所以表示“叶片间距”的曲线的形状与表示“叶片间距 / 叶片直径 D ”的曲线相同。

[0045] 继续参见图 10,叶片 58 界定了在叶片半径 R 的外 20%之内减小的斜拱角 θ 。换句话说,斜拱角 θ 在 $0.8 \leq r/R \leq 1$ 的范围内减小。另外,叶片 58 的斜拱角 θ 在叶片半径 R 的外 20%之上连续地减小。在由图 10 的曲线表示的叶片 58 的结构中,斜拱角 θ 在叶片半径 R 的外 20%内减小大约 12.75 度,从大约 (+)2.75 度减小到大约 (-)9.98 度。或者,叶片 58 可以设计成斜拱角 θ 在叶片半径 R 的外 20%之内减小大约 12.75 度。然而,在风扇 26 的优选结构中,叶片 58 的斜拱角 θ 应该在叶片半径 R 的外 20%之内减小大约至少 5 度。

[0046] 参照图 5 和图 11,轴流式风扇 26 的叶片 58 成形为具有改变的倾度轮廓。如图 5 所示,叶片倾度测量为对应于半径“ r ”的特定叶片剖面的中间弦点(例如点“P”)参照对应于叶片 58 的根 66 的叶片剖面的中间弦点(近似为参考线 124)的轴向偏移“ Δ ”。轴向偏移 Δ 的值在对应于半径“ r ”的叶片剖面的中间弦点(例如点“P”)设置在对应于叶片 58 的根 66 的叶片剖面的中间弦点的上游时是负的,而轴向偏移 Δ 的值在对应于半径“ r ”的叶片剖面的中间弦点设置在对应于叶片 58 的根 66 的叶片剖面的中间弦点的下游时是正的。

[0047] 图 11 显示了在轴流式风扇 26 的跨距 S 之上的叶片倾度。尤其是, X 轴表示沿着特定叶片剖面的跨距 S 的无因次半径或比值“ r/R ”,并且 Y 轴表示叶片倾度与轴流式风扇直径或叶片直径 D 之比。通过获得叶片倾度与叶片直径 D 之比(即,“无因次叶片倾度”),图 11 中所示的曲线是无因次的并且表示具有不同叶片直径 D 的轴流式风扇 26。因为叶片直径 D 仅仅是一个标量,所以表示“叶片倾度”的曲线的形状与表示“叶片倾度 / 叶片直径 D ”的曲线相同。

[0048] 在叶片半径 R 的外 20%之上的叶片 58 的倾度轮廓是依照斜拱角和间距轮廓调节的,如图 10 中所示,以减小从叶片 58 的压力面 86 延伸的曲面法线的径向向内和径向向外分量。换句话说,向前倾斜叶片 58(即,沿图 6 中所示的正向)而不改变叶片 58 的倾度轮廓会生成曲面法线,或是从叶片 58 的压力面 86 垂直地延伸的射线,它除轴向和切向分量之外还具有径向向内的分量。同样,向后歪斜叶片 58(即,沿图 6 中所示的负向方向)会生成

除轴向和切向分量之外具有径向向外分量的曲面法线。从叶片 58 的压力面 86 延伸的曲面法线的这种径向向内和径向向外分量可以降低轴流式风扇 26 的效率。然而,通过如图 11 中所示改变叶片 58 的倾度轮廓,曲面法线的这种径向向内和径向向外分量可以减小,因此提高轴流式风扇 26 的效率以及叶片 58 的结构稳定性,并且保证由每个叶片 58 形成的压力最优地与气流方向对齐。

[0049] 图 11 显示了在叶片半径 R 的外 20% 之上的一个无因次倾度轮廓。尤其是,在所示倾度轮廓中,无因次叶片倾度在叶片半径 R 的外 20% 之上连续地增大。另外,在所示倾度轮廓中,无因次叶片倾度相对于在叶片半径 R 的外 20% 之上的无因次半径的变化率大约为 0.08 至大约 0.18。在叶片半径 R 的外 20% 之上的所示倾度轮廓可以由下列公式描述为叶片半径 R 的外 20% 之上的间距改变和斜拱角改变的函数,其中“D”等于叶片直径 D:

[0050]

$$\frac{\text{Rake}_{100\%} - \text{Rake}_{90\%}}{D} = \left(\frac{\text{Skew}_{90\%} - \text{Skew}_{100\%}}{360^\circ} \times \frac{\text{Pitch}_{100\%} + \text{Pitch}_{90\%}}{D \times 2} \right) \pm 0.004$$

[0051]

$$\frac{\text{Rake}_{90\%} - \text{Rake}_{80\%}}{D} = \left(\frac{\text{Skew}_{80\%} - \text{Skew}_{90\%}}{360^\circ} \times \frac{\text{Pitch}_{90\%} + \text{Pitch}_{80\%}}{D \times 2} \right) \pm 0.004$$

[0052] 为计算在跨距 S 的各个增量之上的倾度的变化(即, $0.8 \leq r/R \leq 0.9$ 并且 $0.9 \leq r/R \leq 1$),对于已知叶片直径 D 的轴流式风扇 26,首先需要经验地确定间距和斜拱的各自的值。然后,可以计算倾度变化值。

[0053] 在轴流式风扇 26 的可选结构中,叶片 58 可以在叶片半径 R 的外 20% 之上包括不同的斜拱角和间距轮廓,这样所生成的在叶片半径 R 的外 20% 之上的倾度轮廓就不同于图 11 中所示的无因次倾度轮廓。

[0054] 参照图 7,轴流式风扇组件 10 显示为相对于示意性地显示的下游“阻塞”126 放置。这种阻塞 126 可以是例如汽车发动机的一部分。轴流式风扇组件 10 的效率部分地取决于环区 62 与出口钟 46 和泄露定子 50 的间隔,并且取决于出口钟 46 和阻塞 126 之间的间隔。

[0055] 图 8 显示了在轴流式风扇组件 10 的一个结构中环区 62 和出口钟 46 与泄露定子 50 之间的间隔。尤其是,环区 62 包括邻近轴向延伸的径向最内侧表面 134 和轴向延伸的径向最外侧表面 138 的端面 130。出口钟 46 包括邻近径向最内侧表面 146 的端面 142。轴向间隙“G1”是在环区 62 和出口钟 46 的各个端面 130、142 之间测量的。图 8 还显示了在环区 62 的轴向延伸的径向最外侧表面 138 和出口钟 46 的径向最内侧表面 146 之间测量的径向间隙“G2”。

[0056] 轴向间隙 G1 和径向间隙 G2 是相对于出口钟 46 和阻塞 126 之间的间距(“L”)(参见图 7)、环区的轴向延伸的径向最内侧表面 134 的半径(“ R_{band} ”)、毂 54 的半径(“ R_{hub} ”)和出口钟 150 的径向最外侧表面的半径(“ R_{out} ”)确定的。尤其是,轴向间隙 G1 和径向间隙 G2 可以相对于“阻塞因子”确定,而“阻塞因子”依照如下公式计算:

[0057]

$$\text{阻塞因子} = \frac{R_{band}^2 - R_{hub}^2}{2 \times L \times R_{out}}$$

[0058] 参照图 8,在其中阻塞因子小于大约 0.83 的轴流式风扇组件 10 的结构中,轴向间

隙 G1 与叶片直径 D 之比可以为大约 0.01 至大约 0.025。然而,在其中阻塞因子大于或等于大约 0.83 的轴流式风扇组件 10 的结构中,轴向间隙 G1 与叶片直径 D 之比可以为大约 0 至大约 0.01。在图 8 中所示的轴流式风扇组件 10 中,轴向间隙 G1 通过将端面 130 置于端面 142 的上游来形成。然而,当阻塞因子大于或等于大约 0.83 时,轴向间隙 G1 可以通过将端面 130 置于端面 142 的下游来形成。这些优选的轴向间隙 G1 与图 9-11 中所示的间距、斜拱角 θ 和轴向偏移 Δ (即,倾度) 的优选轮廓结合,可以通过增大泄露定子 50 的效率而同时减小环区 62 和出口钟 46 之间的预涡旋和气流的再循环来提高轴流式风扇组件 10 的总体效率。

[0059] 继续参见图 8,在其中阻塞因子大于或等于大约 0.83 的轴流式风扇组件 10 的结构中,径向间隙 G2 与叶片直径 D 之比可以为大约 0.01 至大约 0.02。在图 8 中所示的轴流式风扇组件 10 中,径向间隙 G2 通过将轴向延伸的径向最外侧表面 138 置于出口钟 46 的径向最内侧表面 146 的径向内部来形成。然而,当阻塞因子小于大约 0.83 时,径向间隙 G2 可以通过将轴向延伸的径向最内侧表面 138 置于出口钟 46 的径向最内侧表面 146 的径向外部来形成。

[0060] 在其中阻塞因子小于关于 0.83 的轴流式风扇组件 10 的结构中,轴向延伸的径向最内侧表面 134 与出口钟 46 的径向最内侧表面 146 基本上对齐。因此,径向间隙 G2 与叶片直径 D 之比可以为大约 0 至大约 0.01。在轴流式风扇组件 10 的这种结构中,泄露定子 50 可以设计成对环区 62 提供足够的间隙。这些优选的径向间隙 G2 与用于图 9-11 中所示的间距、斜拱角 θ 和轴向偏移 Δ (即,倾度) 的优选轮廓结合,可以通过减少尾流分离和不需要的压缩提高轴流式风扇组件 10 的总体效率。

[0061] 轴流式风扇组件 10 包含在轴流式风扇叶片 58 的跨距之上的相对恒定的静压力升高且具有大的罩盖面积比和小的风扇与芯部间隔。这些特征的组合通常会在风扇叶片 58 的尖端 70 处生成相对较高的向内径向流入速度。此外,在叶片 58 的尖端 70 附近的相对较高的静压力升高会增加环区 62 和出口钟 46 之间的气流的再循环。这又会增大预涡旋流入叶片 58 的尖端 70。相对较高的径向向内流入速度可以导致气流从环区 62 和出口钟 46 的分离。增大叶片 58 在叶片半径 R 的外 20% 之内的间距使叶片 58 的尖端 70 适合相对较高的流入速度。所生成的流入速度和静压力升高的增大是通过在叶片半径 R 的外 20% 之内倾斜叶片 58 以确保由叶片 58 形成的压力最优地与气流的方向对齐、在特定范围内依照阻塞因子径向地间隔环区 62 和出口钟 46 以防止尾流分离和不需要的压缩,并且在特定范围内依照阻塞因子轴向地分隔环区 62 和出口钟 46 以优化泄露定子 50 的功能以减少预涡旋和再循环来保持的。

[0062] 在下面的权利要求中阐明了本发明的各个特征。

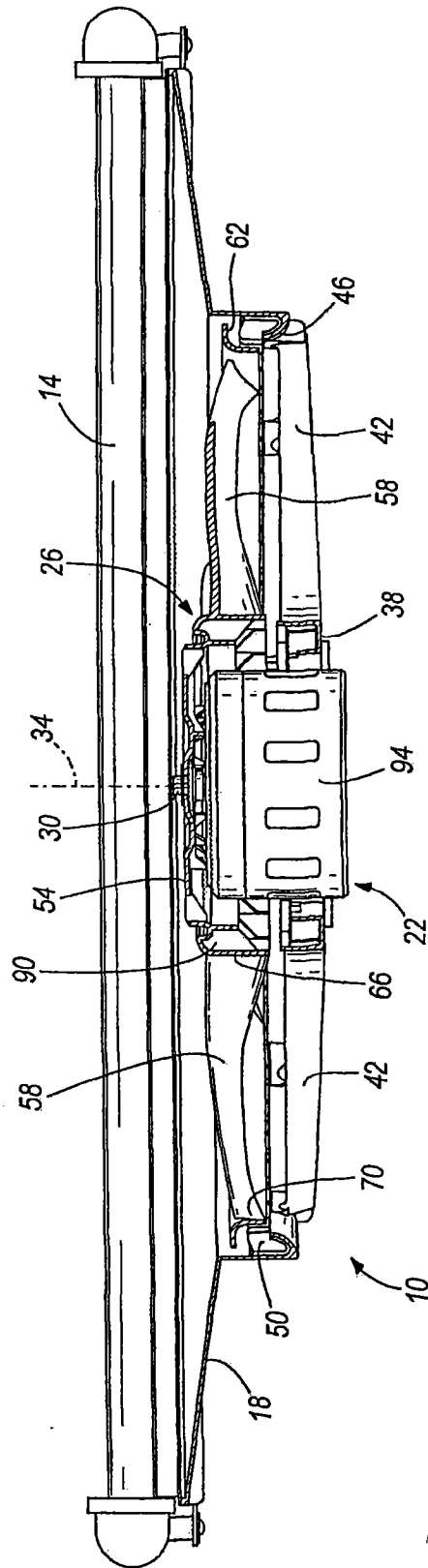


图1

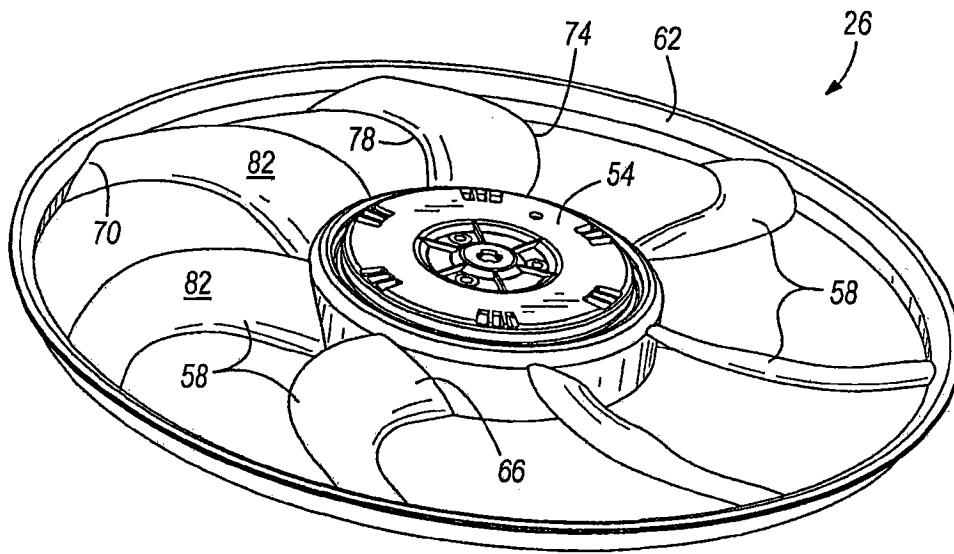


图 2

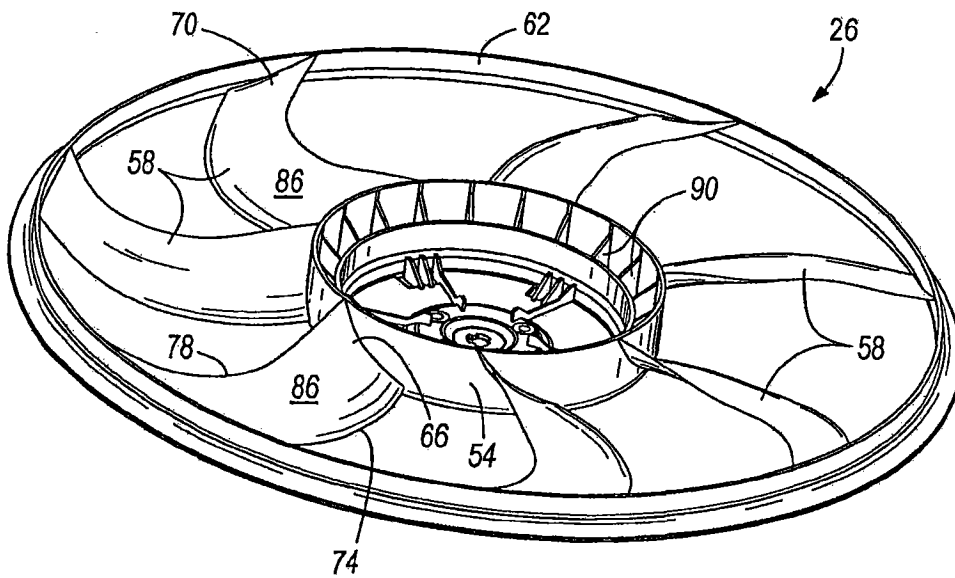


图 3

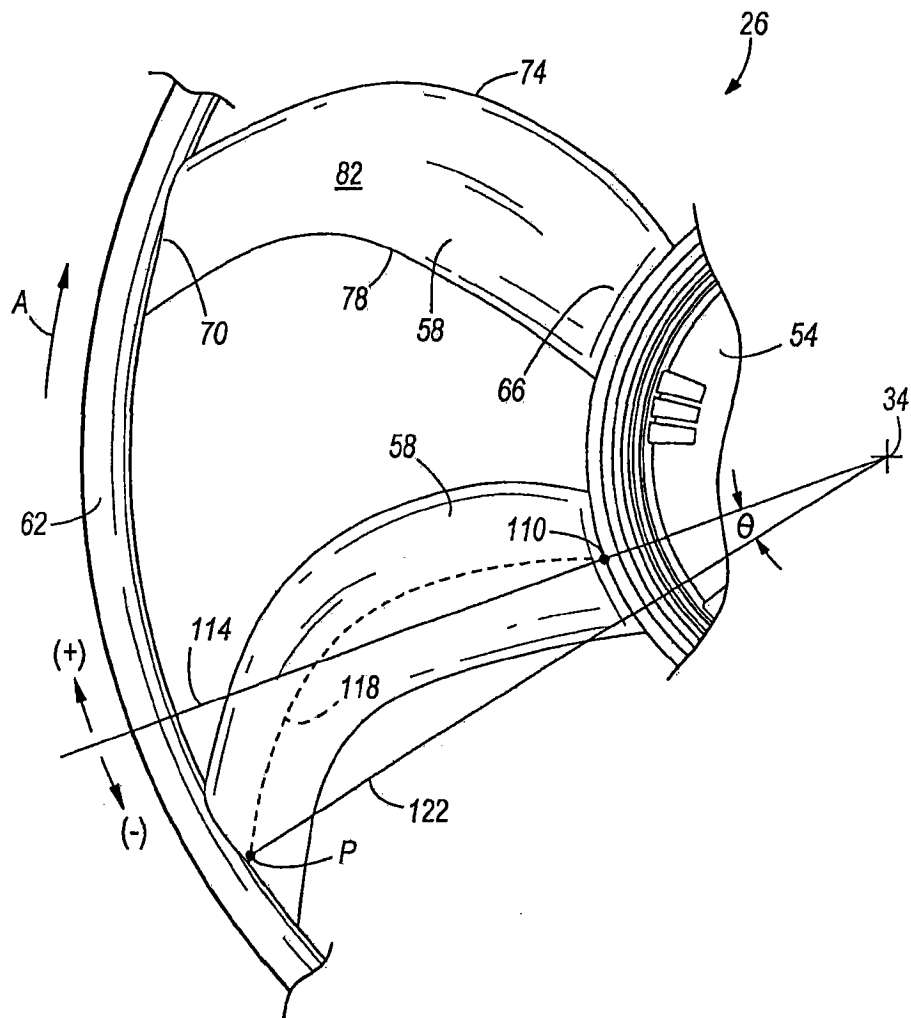


图 6

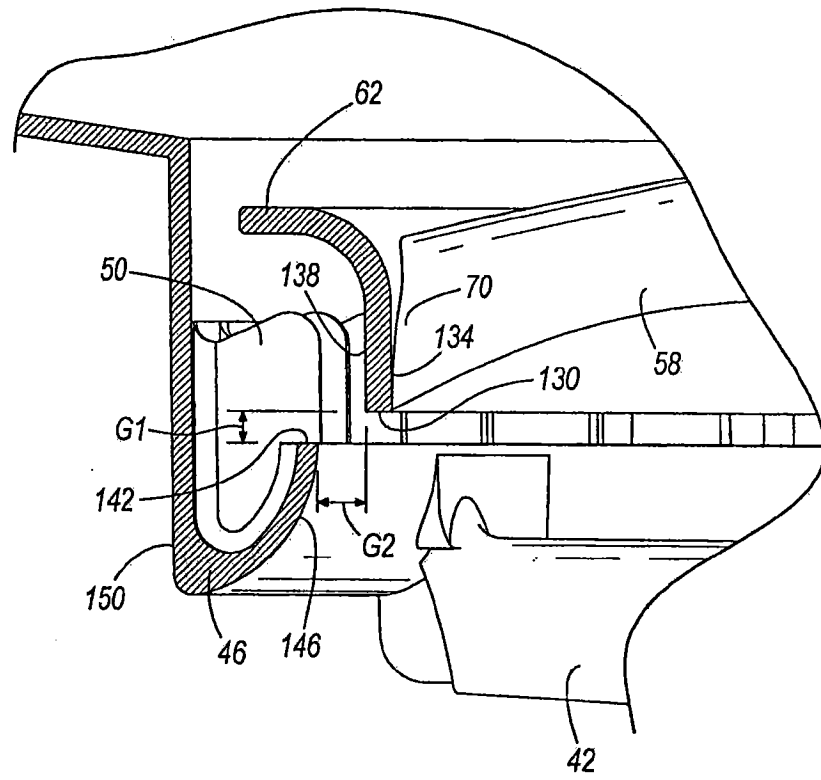


图 8

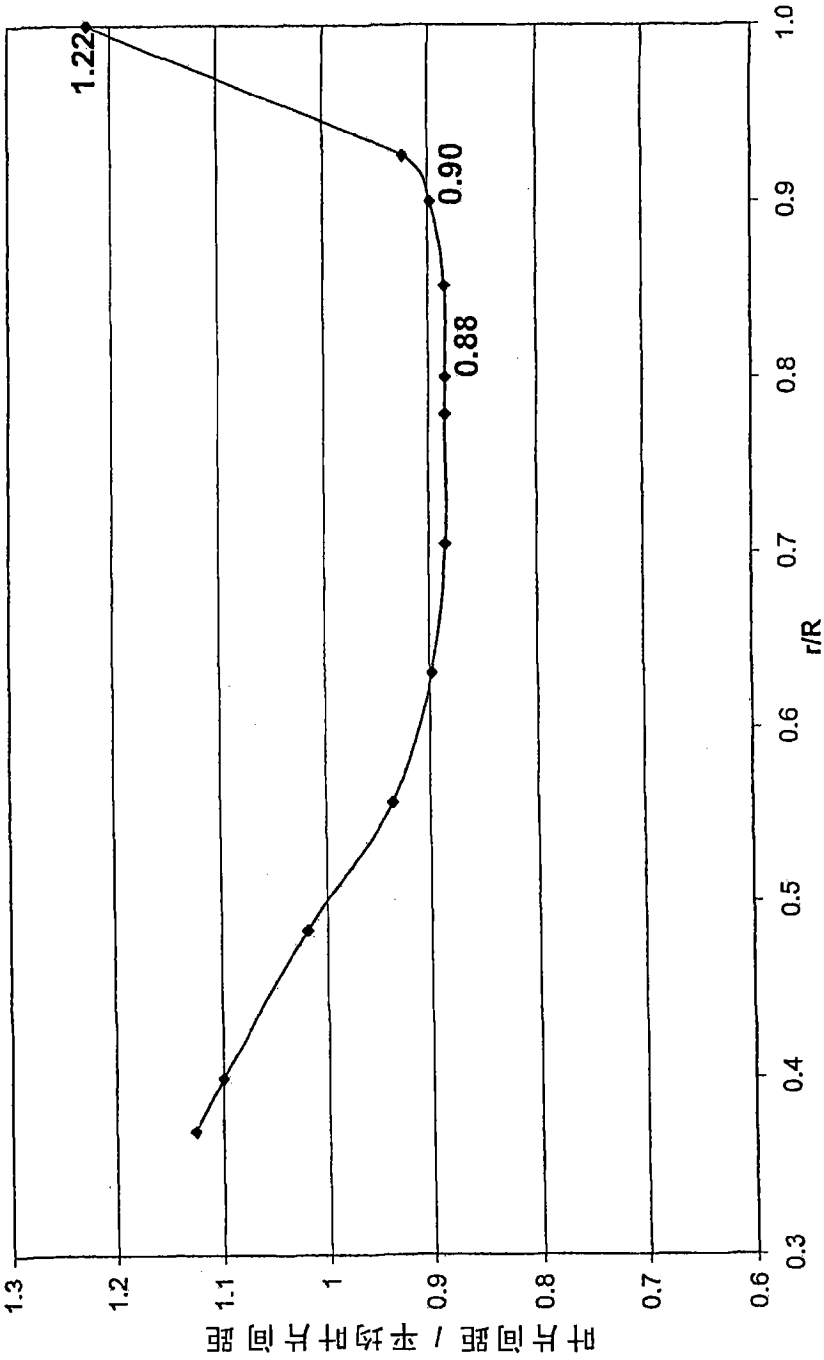


图9

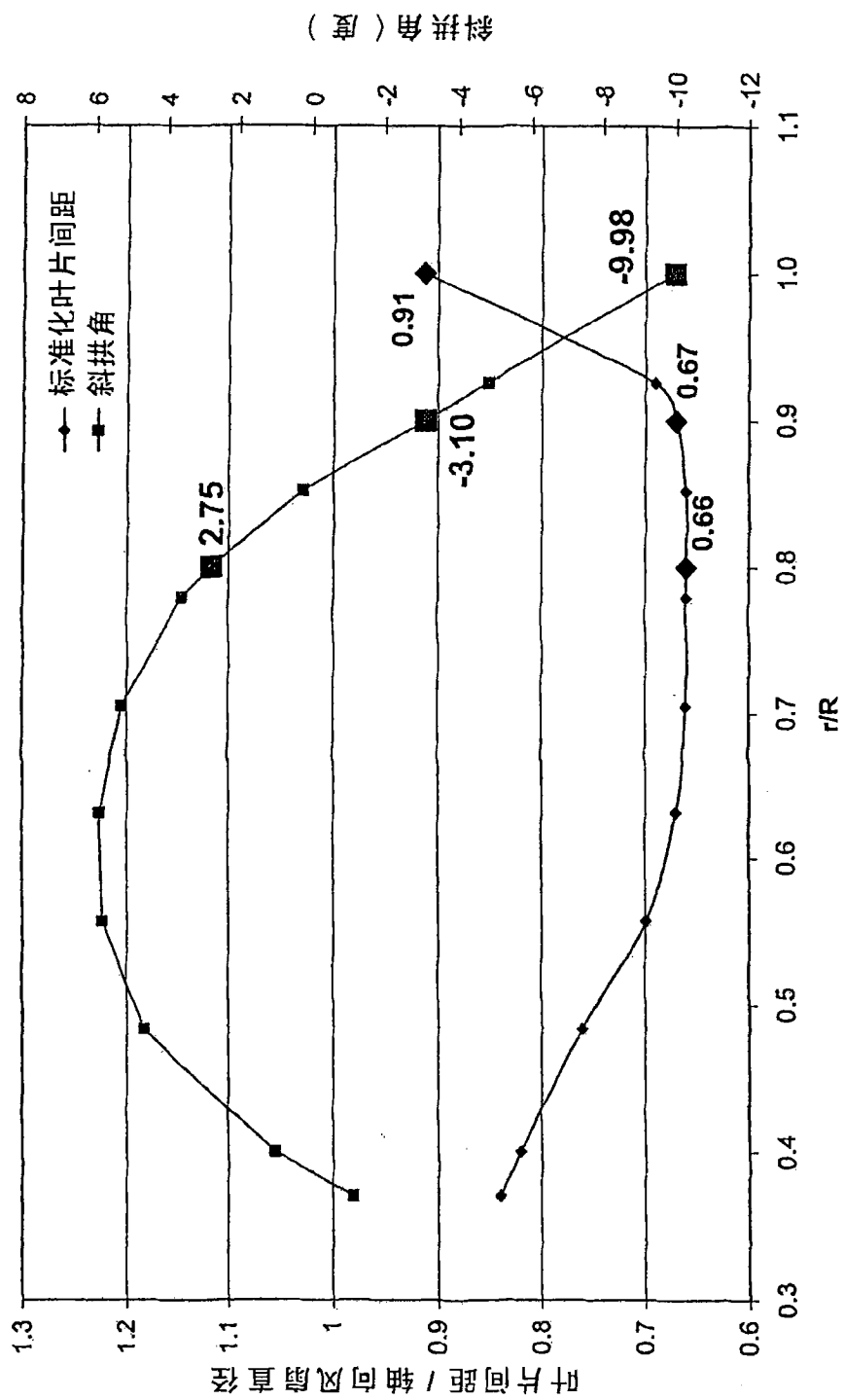


图10

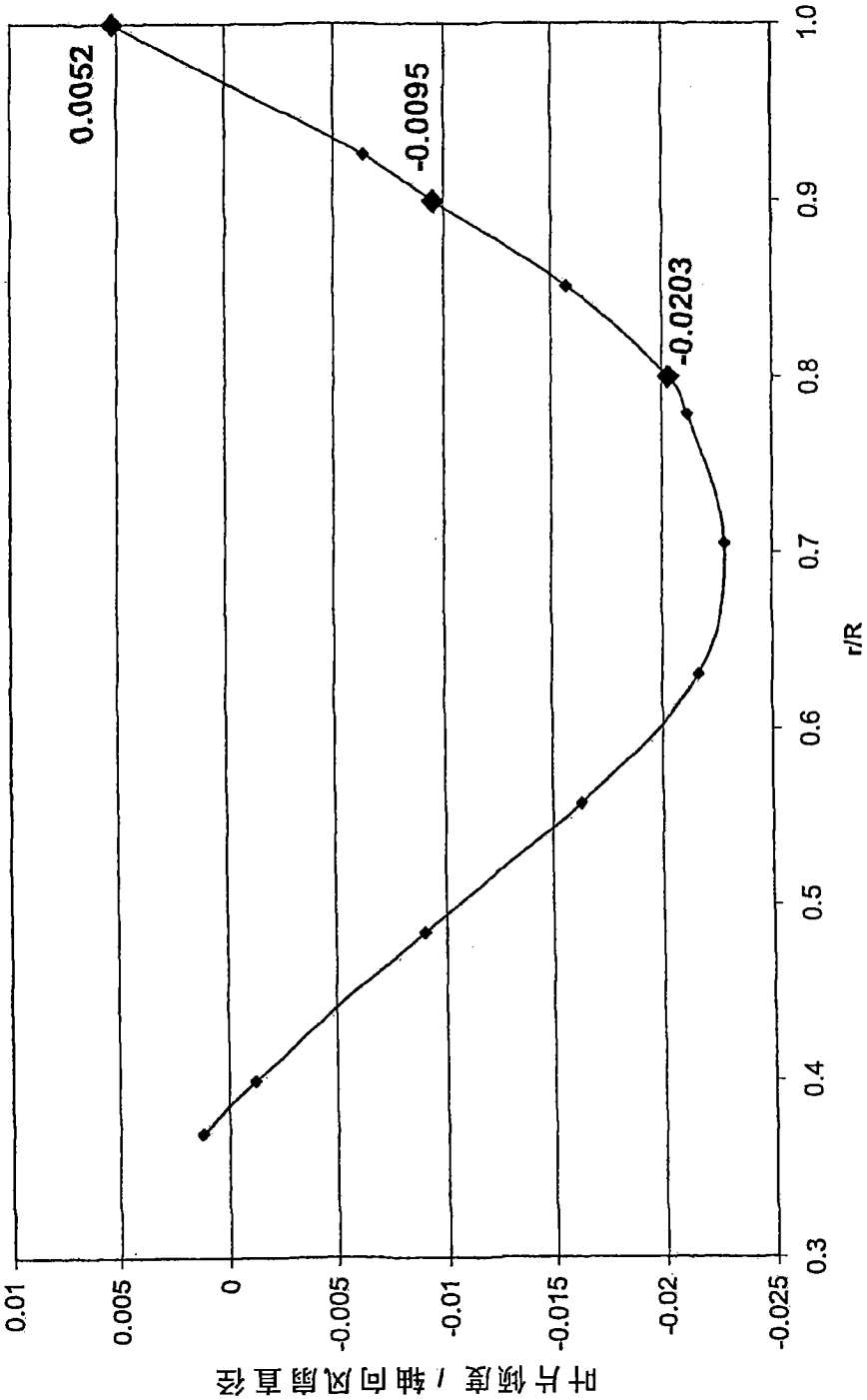


图11