

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷

F04D 29/32

F04D 29/66 F04D 29/38



[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 99804312.5

[45] 授权公告日 2004 年 2 月 25 日

[11] 授权公告号 CN 1139730C

[22] 申请日 1999.3.18 [21] 申请号 99804312.5

[30] 优先权

[32] 1998.3.23 [33] EP [31] 98830169.3

[32] 1998.12.23 [33] EP [31] 98124401.5

[86] 国际申请 PCT/IB99/00458 1999.3.18

[87] 国际公布 WO99/49223 英 1999.9.30

[85] 进入国家阶段日期 2000.9.22

[71] 专利权人 斯帕尔公司

地址 意大利科雷焦

[72] 发明人 亚利山德罗·斯帕吉亚里

审查员 张 炜

[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利
商标事务所

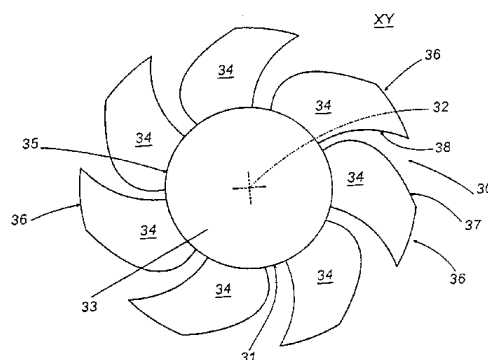
代理人 孙 征

权利要求书 3 页 说明书 12 页 附图 7 页

[54] 发明名称 轴流风扇

[57] 摘要

一种轴流风扇(1、30)，其包括一个中央叶毂(3；33)；一组扇叶(4；34)，每个扇叶都具有一个根部(5；35)和一个端部(6；36)，根据一个实施例，扇叶(4；34)是以非等间距角($\theta_{i \dots n}$)设置的，这些非等间距角($\theta_{i \dots n}$)相比于扇叶数(n)相同、以等间距角($\theta =$)设置的风扇结构，角度值的偏差率($\theta\%$)在0.5%到10%之间变化，扇叶(4、34)形状最好是由一个凸边(7；37)和一个凹边(8、38)限定成的，凸边在平面(XY)上的投影是一段抛物线段，凹边在平面(XY)上的投影是一段圆弧曲线。



ISSN 1008-4274

1. 一种在平面 (XY) 内转动的轴流风扇 (1; 30), 其包括: 一个中央叶毂 (3; 33); 一组多于三片的扇叶 (4; 34), 每个扇叶都具有一个根部 (5; 35) 和一个端部 (6; 36), 扇叶 (4; 34) 是由一个第一边缘 (7; 37) 和一个第二边缘 (8; 38) 围成的, 在扇叶横截面上形成的一组气动学廓型 (18) 中, 扇叶角 (β) 在从根部 (5; 35) 向扇叶 (4; 34) 端部 (6; 36) 的方向上逐渐并恒定地减小, 扇叶角 (β) 定义为各个扇叶截面的气动学廓型 (18) 上连接前缘和后缘的直线与风扇转动平面所成的流角, 扇叶 (4; 34) 以非等间距角 ($\theta_{i...n}$) 间隔开, 其特征在于: 这些非等间距角 ($\theta_{i...n}$) 相比于扇叶数 (n) 相同的、以等间距角 ($\theta_{=}$) 布置的风扇结构, 角度变化值的百分比 ($\theta\%$) 在 0.5% 到 8.5% 之间, 也就是说:

$0.5\% \leq \theta\% \leq 8.5\%$, 其中:

$$\theta\% = \frac{\theta_{i...n} - \theta_{=}}{\theta_{=}} * 100$$

使得风扇 (30) 自身就能大体上实现平衡; 其特征还在于: 凸边 (7) 在平面 (XY) 上的投影是一段抛物线段; 凹边 (8) 在平面 (XY) 上的投影是一段二次几何曲线。

2. 根据权利要求 1 所述的风扇, 其特征在于: 其包括七个扇叶 (34), 其中扇叶 (34) 的各个间距角 ($\theta_{i...n}$) 的数值以角度为单位表示如下:
 $\theta_1=55.381; \theta_2=47.129; \theta_3=50.727; \theta_4=55.225; \theta_5=50.527; \theta_6=48.729; \theta_7=52.282$ 。

3. 根据上述权利要求之一所述的风扇, 其特征在于: 凹边 (8) 在平面 (XY) 上的投影是一段抛物线。

4. 根据权利要求 1 所述的风扇, 其特征在于: 凹边 (8) 在平面 (XY) 上的投影是一段圆弧线。

5. 根据权利要求 1 或 2 所述的风扇, 其特征在于: 其中的气动学廓型 (18) 具有一个表面 (18a), 其包括至少一个直线段 (t)。

6. 根据权利要求5所述的风扇, 其特征在于: 其中的气动学廓型(18)具有一个表面(18a), 该表面包括一段紧邻初始段(t)的曲线, 该曲线基本是一段圆弧线。

7. 根据权利要求5所述的风扇, 其特征在于: 其中的气动学廓型(18)具有一条弦线(L)和一个背面(18b), 背面是由一条拱起曲线形成的; 在从扇叶先遇到气流的那一边缘量起、位于弦线(L)长度15%到25%的部位处, 背面和表面(18)一起形成了一个廓型最大厚度值(G_{max})。

8. 根据权利要求6所述的风扇, 其特征在于: 其中的气动学廓型(18)具有一条弦线(L)和一个背面(18b), 背面是由一条拱起曲线形成的; 在从扇叶先遇到气流的那一边缘量起、位于弦线(L)长度15%到25%的部位处, 背面和表面(18)一起形成了一个廓型最大厚度值(G_{max})。

9. 根据权利要求1或2所述的风扇, 其特征在于: 凸边(7)在平面(XY)上的投影在点(M)处具有一条第一切线(21), 其相对于过点(M)的射线(17)的倾角(C)等于角(A)的 $3/4$; 其特征还在于凸边(7)在平面(XY)上的投影在点(N)处具有一个第二切线, 其相对于过点(N)的射线(14)的倾角(W)为角(A)的六倍; 当风扇(1)的转动方向使得凸边(7)先碰到空气时, 第一和第二切线(21、22)位于对应射线(17、14)的前方, 第一和第二切线(21、22)的布置方式还在平面(XY)内形成了一条曲线, 该曲线为单调是凸拱的, 而没有出现任何拐点。

10. 根据权利要求4所述的风扇, 其特征在于: 由凹边(8)在平面(XY)上的投影所形成圆弧的半径(R_{cu})等于叶毂(3)的半径(R)。

11. 根据权利要求5所述的风扇, 其特征在于: 由凹边(8)在平面(XY)上的投影所形成圆弧的半径(R_{cu})等于叶毂(3)的半径(R)。

12. 根据权利要求6所述的风扇, 其特征在于: 由凹边(8)在平面(XY)上的投影所形成圆弧的半径(R_{cu})等于叶毂(3)的半径(R)。

13. 根据权利要求7所述的风扇, 其特征在于: 由凹边(8)在平面(XY)上的投影所形成圆弧的半径(R_{cu})等于叶毂(3)的半径(R)。

14. 根据权利要求8所述的风扇, 其特征在于: 由凹边(8)在平面(XY)上的投影所形成圆弧的半径(R_{cu})等于叶毂(3)的半径(R)。

15. 根据权利要求9所述的风扇, 其特征在于: 由凹边(8)在平面(XY)上的投影所形成圆弧的半径(R_{cu})等于叶毂(3)的半径(R)。

轴流风扇

本发明涉及一种用于向散热器吹风的轴流风扇，尤其是那种应用在机动车冷却系统和加温系统中的轴流风扇。

这种类型的风扇一般要满足某些特定的要求，这些要求包括：低噪声级、高效率、结构紧凑、并能获得高的压头值和大的通风量。

同属于本申请人的欧洲专利文件EP 0553598B公开了一种扇叶角间距相等的风扇，在扇叶的整个长度上扇叶的弦线长度都是恒定的，扇叶的前缘和后缘是由两段曲线围成的，两条曲线在叶轮转动平面上的投影是两条圆弧线。

虽然按照此专利制造出的风扇在效率和低的噪声声压方面达到了很好的效果，但噪声的声频分布对人耳而言是刺激性的。

事实上，由于扇叶等角距布置，所以会出现和一次谐波发生共振的情况，其中一次谐波的频率是由划分出多个扇叶的叶轮每秒内的转数确定的。该共振现象产生一种咝咝作响的噪声，而这样的噪声对人耳可能是极具刺激性的。

即使对声音刺激性的感受主要是主观上的，但的确有两个因素影响噪声场的分布：声响的声压级、即噪声强度；以及该声强在频谱（声调）上是如何分布的。因而，如果一个噪声的音调分布显著地区别于背景噪声，则即使小强度的噪声也会变得非常刺耳。

为了解决这一问题，现有技术中已经制出了扇叶不等距布置的风扇。

如果计算在各个频率下的平均声强，则非等距扇叶所产生的噪声几乎和等距扇叶所产生的噪声完全相同，但是，由于噪声的声调分布发生了改变，所以听觉舒适性有所改善。然而，非等距布置的扇叶具有许多缺点。

第一个缺点就是在多数情况下，扇叶非等距布置的风扇的效率要小于扇叶等距布置的风扇。

另一个缺点就是扇叶非等距布置的叶轮可能没有实现力学平衡。

本发明的目的是设计一种改进的轴流风扇，其具有非常低的噪声级。

本发明的另一个目的是设计一种改进的具有高效率、高压头、大排风量的轴流风扇。

本发明的又一个目的是提供一种改进的轴流风扇，其叶轮可很容易地实现基本的力学平衡。

根据本发明的一个方面，公开了一种轴流风扇，该风扇在独立权利要求中进行了限定，从属权利要求对应于本发明推荐的、性能优越的实施方式。

下文将参照附图进行描述，附图表示了本发明几种最佳的实施方式，但附图并不限制本发明设计思想的范围，在附图中：

图1是本发明所公开的一个实施例的正视图；

图2的正视图表示了本发明所公开的某些实施例中扇叶的各个几何特征；

图3表示从叶毂部位到扇叶的端部以恒定的间隔对本发明某些实施例中的风扇扇叶所作的剖面视图；

图4是表示本发明所公开的一些实施例中的扇叶其他一些几何特征的立体图；

图5是对本发明一些实施例中叶轮的一个部分和相关导流管的比例放大的详细视图；

图6是本发明另一个实施例的前视图；

图7中直角坐标上的图线代表本发明某些实施例中的风扇扇叶凸边的形状；

图8表示了在本发明的一些实施例中，扇叶不同截面上的叶角随风扇半径的函数变化图线；

图9是本发明另一实施例的前视图；以及

图10的前视示意图表示了本发明一些实施例中扇叶间隔角的确定。

下面定义一些用于描述风扇的技术术语；

弦线(L)是指在扇叶截面的气动力学廓型上,弧线正对着的、从扇叶前缘引向后缘的直线段的长度,其中扇叶的截面是通过将扇叶和一个圆柱面相交来形成的,该圆柱面的中轴线和风扇的转动轴线同轴,其半径r延伸到一个Q点处;

扇叶中线或弦线中点线(MC)是将各个射线方向上的弦线L中点连接起来所成的线;

掠角(δ)是在扇叶特征曲线的一个给定点Q处测得的,其中的特征曲线例如是代表扇叶后缘形状的曲线,该角是指从风扇中央部位发向所讨论Q点处的一条射线与在同一点Q处特征曲线切线所成的夹角;

扇叶某一特征曲线的斜交角或净角位移(Net angular displacement)(α)是指由穿过该特征曲线在风扇叶毂上点的射线、和经过该特征曲线在扇叶端部处点的射线所成的角,其中的特征曲线例如为扇叶的中线或弦线中点线;

扇叶间距角(θ)是指在转动中心处侧得的、由经过各个扇叶的对应点的射线所成的夹角,其中的对应点例如在扇叶端部的一个边缘上;

扇叶叶角(β)是指扇叶截面上的连接气动力学廓型前缘和后缘的直线与风扇的转动平面所成的角;

螺距比(P/D)是指螺旋扇叶的旋距和风扇最大直径的比值,其中的旋距即为所研究Q点在轴向上的位移量,也即是: $P=2\pi r \tan(\beta)$, 其中的r是指射向Q点的射线长度,而 β 为Q点处的扇叶叶角;

廓型拱高(f)是从弦线L到扇叶的拱线所测得的、垂直于弦线L的最长直线段;廓型拱高f相对于弦线L的出现位置可表示成弦线长度百分比的形式;

倾度(V)是指扇叶突出于风扇转动平面的轴向位移,其不但包括整个廓型突出于转动平面的位移,还包括由于扇叶的挠曲在轴向方向上产生的位移分量——如果在轴向方向上也有挠曲的话。

参照附图,风扇1绕一个转轴2转动,其包括一个中央叶毂3,在叶毂上安装了一组扇叶4,它们在风扇1的转动平面XY内弯曲成一定形状。扇叶4具有一个根部5、一个端部6,并由一个凸边7和一个凹边8限界围成。

由于按照本发明制造的风扇无论在那个方向上转动,都可以在效率、噪声、压头值等方面获得理想的效果,因而凸边7和凹边8都可以是扇叶的前缘或后缘。

换句话说,风扇1可这样进行旋转,使得空气的运动是先和凸边7接触,然后再遇到凹边8,或反过来是首先碰到凹边8,然后碰到凸边7。

显然,扇叶截面上气动学廓型的定位必须根据风扇1的工作模式进行,也就是说,要按照空气是要先遇到凸边7还是要先碰到凹边8来确定。

在扇叶4的端部6,可以固定一个增强环9,该增强环加固了扇叶组4,例如防止了扇叶4的叶角 β 由于在扇叶的端部处由于受到空气动力学载荷的作用而发生偏转。此外,增强环9还和一个导流管10相配合来抑制绕风扇形成的气旋流,并减少在扇叶端部6处的涡旋,如人们所公知的那样,这些涡旋是由扇叶4两表面间的压力差造成的。

由于此原因,环9具有一个厚的唇部11,该部分配装在导流管10的一个承装座12上。唇部11和承座12之间在轴向方向上有很小的间隙a,并在两个元件之间设置了迷宫结构,从而减小了在风扇扇叶端部所产生的涡旋。

此外,外环9和导流管10之间的特殊配合关系还使得两个部件可紧密地相互贴靠在一起,同时还减小了风扇在轴向上的串动。

总体来看,环9是一个喷管形状,也就是说,其进气口部分要大于气流流经扇叶4端部时的部分,大的吸气表面由于补偿了流动阻力损失,使空气的流量保持稳定。

但是,如图6所示,根据本发明的风扇并不一定要设置外增强环和相关的导流管。

下文将描述当扇叶4投影到风扇1的转动平面XY上时的各个特征参数。

在中心点处的角度B是在考虑了两相邻扇叶4之间的间距的条件下计算出来的,假设风扇的几何中心和风扇转动轴线2重合,则该角度对应于扇叶4在根部5的宽度。事实上,由于这种类型风扇最好是通过塑料的注模成型制成的,所以扇叶在模具中是不能有重叠部分的,不然的话,用于制造风扇的模具将变得非常复杂,结果就不可避免地增加了生产成本。

此外,应当意识到,尤其是在机动车应用场合中,风扇并不是始终工作着的,这是因为在发动机运转的大部分时间内,安装该风扇的散热器是可以通过车辆运行时自身所产生的气流来冷却的。因而,即使在风扇停转的时候,气流应能容易地穿过散热器。这可以通过在风扇扇叶之间留出相对较大的间隙来实现。换句话讲,风扇的扇叶必须不能成为阻碍车辆运动所产生气流的冷却效果的一个屏障。可用下面的关系式来计算以角度为单位计量的夹角B:

$B = (360^\circ / \text{扇叶数}) - K$; 其中K值的最小值:

$K_{\min} = 3 \times (\text{叶毂直径} / \text{在叶毂上的扇叶廓型高度})$ 。

角度K是一个考虑了相邻两个扇叶之间最小间距的系数,以避免它们在注模成型时发生重叠,它是叶毂直径的函数,叶毂的直径越大,角度K可以越小,角度K的值还受到扇叶廓型在叶毂上高度的影响。

下文的描述只是给出示例,而不对本发明设计思想的保护范围进行限定,描述参照了一个根据本发明设计的风扇的实施例,如附图所示,风扇具有七个扇叶,一个直径为140mm的叶毂,其外直径对应于外环9的直径,为385mm。

由这些数值计算出:对应于扇叶在叶毂上宽度的夹角B为44°。

下文将描述风扇1的扇叶4的几何形状；首先对扇叶4在风扇1的转动平面XY上的投影进行限定，然后再将扇叶4在平面XY上的投影转化成空间形状。

详见图2，附图中扇叶4的几何结构包括夹角B的角平分线13，而夹角B是由左侧的射线17和右侧的射线16相交而成的。然后再连出两条射线14、15，射线14以逆时针方向相对于平分线13转动角度 $A=3B/11$ ，而射线15也是在逆时针方向转动了角A，但却是相对于射线16进行的转动，因而这两条射线14、15都转动了一个角度 $A=3B/11$ ，也就是说 $A=12^\circ$ 。

射线17、16和叶毂3的交点、以及射线14、15和风扇外环9（或一个和外环9等直径的一个假想圆）的交点在平面XY内确定了四个点M、N、S、T，这些点限定了风扇1扇叶4的投影范围。凸边7在叶毂处的投影也由一条第一切线21确定了，该切线经过叶毂3上的点M，并相对于射线17具有一个倾角C，其中 $C=3A/4$ ，也就是说 $C=9^\circ$ 。

从图2可以看出，夹角C是从相对于射线17的顺时针方向测得的，因而在凸边7是首先和气流接触的情况下，第一切线21要在射线17的前面，或在凸边7是后遇到气流的情况下、也即是当扇缘8先遇到气流的情况下，是在射线17的后面。

在外环9处，凸边7还由一条第二切线22来限界，它相对于射线14的倾角W为夹角A的六倍。也就是说为 72° ，切线22在外环9处经过点N。如图2所示，夹角W是相对于射线14从逆时针方向测量的，因而在凸边7是先遇到气流的情况下，第二切线22在射线14的前面，或当凸边7是后遇到气流的情况下、也即是当扇缘8先遇到气流的情况下，是在射线14的后面。

实际上，凸边7的投影线和第一切线21和第二切线22相切，投影线的特征在于它是一条单调凸起的曲线，并没有出现任何一个拐点。限定凸边7投影的曲线是一条抛物线类型的曲线：

$$y=ax^2+bx+c.$$

在所示的实施例中，该抛物线是由下面的方程限定的：

$$y=0.013x^2-2.7x+95.7.$$

该方程确定了图7中所示的表示在直角坐标系中的曲线,该方程表明了平面XY内的变量 x 、 y 的函数关系。

再参见图2,抛物线的端点是由在点M、N处的切线21和22限定的,抛物线上最大凸拱区为最靠近叶轂3的那部分曲线。

实验表明,在风扇转动平面XY内的投影为抛物线的凸边7可具有非常高的效率和非常好的噪声特性。

至于扇叶4的凹边8在平面XY内的投影,可采用任何形式的二次曲线,并以能形成一个凹陷部分的方式进行布置。例如,凹边8的投影可采用一条类似于凸边7抛物线的曲线来限定,并以基本相同的方式进行布置。

在一个最佳实施例中,限定了凹边8在平面XY内投影的曲线是一段圆弧,其曲率半径 R_{cu} 等于叶轂的半径 R ,在此处所描述的实际条件下,该半径值为70mm。

如图2所示,凹边8的投影形状是由点S、T限界的,它为一段半径等于叶轂半径的圆弧。凹边8的投影形状因而在几何上就完全确定了。

图3表示了十一个断面廓型18,它们从左到右依次代表对扇叶4以相同的间距从叶轂3到扇叶4的端缘6所作的十一个截面。廓型18的某些特征参数是相同的,但所有这些廓型在几何形状上都是不同的,以便于和空气动力学状态相适应,其中的气动学状态基本是廓型在径向方向上位置的函数。那些对所有扇叶廓型都相同的特征参数是一些特别适于达到高效率、高压头值和低噪声的参数。

在左侧的第一廓型弯曲度更大,并具有更大的扇叶叶角 β ,这是因为由于更靠近叶轂,其线速度要小于在外廓型处的线速度。

廓型18具有一个表面18a,其包括一段起始的直线段。设计该直线段的目的是为了使气流能平稳地进入,防止扇叶拍击空气,对空气的拍击将干扰气流的平稳流动,从而增大噪声、降低效率,在图3中,该直线段被标记为 t 段,其长度间于弦线 L 长度的14%到17%之间。

表面18a上的其它部分基本由圆弧线组成。从廓型靠近叶轂的部位移向扇叶的端部，组成表面18a的圆弧的半径也越来越大，也就是说，扇叶4廓型的拱度 f 是逐渐减小的。

廓型拱度 f 相对于弦线 L 的位置点在图3中用 lf 标记，其大约在弦线 L 总长度的35%到47%处之间，该长度必须从廓型先遇到空气的那一缘开始测量。

扇叶的背面18b是由一条曲线以这样的方式形成的：廓型的最大厚度 G_{max} 出现在扇叶弦线总长度15%到25%的区域处，并最好是在弦线 L 总长度的20%处，在此情况下，长度同样是从廓型先遇到空气的那一边缘测量的。

从廓型上靠近叶轂的、最大厚度 G_{max} 为最大值的部位开始，廓型18的厚度在向着廓型端部的方向上以一个恒定的比率减小，在端部处的厚度缩减到最大值的四分之一左右。最大厚度 G_{max} 是按照与风扇半径成线性函数的变化关系来减小的。扇叶4截面的廓型18在风扇1的最外侧部分具有最小的厚度 G_{max} 值，这是因为它们的气动学特性要求它们必须能适于高速旋转。以这样的方式，廓型对扇叶截面根据线速度作了优化，其中的线速度显然随风扇半径的增加而增加。

廓型18的弦线 L 长度同样与半径成函数变化关系。

在扇叶4的中段，弦线长度 L 达到其最大值，并在向着扇叶端部6的方向上逐渐减小，以此来减小风扇扇叶最外部分上的气动力学载荷，并如上文所述的那样，在风扇停止工作时，便于空气流过。

扇叶角 β 同样是作为风扇半径的函数而进行变化的，具体来讲，扇叶角 β 是按照一个准线性的关系进行减小的。

扇叶角 β 的变化规律可根据作用在风扇扇叶最外部分上的气动载荷的要求来进行选定。

在一个最佳实施例中，扇叶角 β 作为风扇半径 r 的函数，是以下面方程所描述的立方关系进行变化的：

$$\beta = -7 \cdot 10^{-6} \cdot r^3 + 0.0037 \cdot r^2 - 0.7602 \cdot r + 67.64$$

夹角 β 随风扇半径 r 的函数变化表示为图8中的图线。

图4表示了如何将扇叶4在平面XY内的投影转化为空间形状。扇叶4相对于风扇1的转动平面具有一个倾度V。

图4还表示了连接扇叶4的点M'、N'以及S'、T'的线段。

这些点M'、N'、S'、T'是通过从平面XY内的点M、N、S、T向上垂直引出线段M'M、N'N、S'S、T'T来定出的，从而这些线段确定了一个倾度V，换句话说，使扇叶4在轴向方向上有一定的位移。此外，在最佳实施例中，每个扇叶4的形状都是由图4中的弧线19和弧线20确定出来的。弧线19和20是两段圆弧，它们的曲率是作为直线段M'N'、S'T'的长度函数而计算出来的。如图4所示，弧段19和20分别和对应的直线段M'N'和S'T'偏移了一段距离h1和h2。这两段距离h1和h2是从垂直于风扇转动平面XY的方向上测量的，并被换算成直线段M'N'和S'T'自身长度百分比的形式。

在图4中的虚线是对应于凸边7和凹边8的抛物曲线和圆弧曲线。

由轴向位移分量和曲率变化这两方面所形成的扇叶4的倾度V使得可对扇叶由于气动力学载荷的作用而发生的挠曲进行修正，并平衡扇叶上的气动力学扭矩，使得在风扇的整个前向迎风面上获得了均匀一致的轴向气流分布。

根据所描述实施例设计的扇叶的所有特征值都概括在下文的表中，其中的r是指一组风扇半径值，而其下面的各个几何变量和该半径值为对应关系；

L指代弦线的长度；

F指代廓型的拱度；

t指代扇叶截面上的初始直线段；

lf表示廓型拱度相对于弦线L的位置；

β 指代扇叶断面廓型的叶角以六十进制表示的角度值；

x和y表示扇叶的抛物线边缘在平面XY内的笛卡尔坐标。

r	70	100.6	131.2	161.9	179
L	59.8	68.7	78.2	73	71.2
f	8.2	7.5	7.8	6.7	5
t	10	10.5	11	10.5	10
lf	21	25.5	31.2	32.8	33
β	30.1	21.9	15.7	13.3	11.1
x	65.3	93.2	126.1	161.9	176.4
y	-25.2	-43.0	-38.1	-0.7	23.9

将根据本发明实施方式的一些风扇和现有普通风扇作对比实验，其中实施例所采用的扇叶是以等间距角 θ 布置的，表明本发明的风扇在噪声能量上、以分贝dB(A)为单位表示减小了大约25%到30%，并在听觉舒适性上有了很大的改进。

此外，在相同的通风量的条件下，根据本实施例制成的、扇叶以等距角 θ 布置的风扇，与同种类型的普通风扇相比，其压头值高出50%。

在根据这些实施例制成的以等距角 θ 布置扇叶的风扇中，噪声等级从扇叶的背面到扇叶的前部结构并没有任何显著的变化。此外，在风扇某些特定的工作状态下，尤其是在高速段上，扇叶的前面构造比扇叶的背面构造要多输送20—25%的风量。

图9和图10表示了风扇30的另一个实施例，其包括一个扇叶34以非等距角 θ 布置的叶轮31。该以非等距角 θ 方式布置扇叶的实施例进一步改善了听觉舒适性。根据该实施例制成的风扇发出的不同噪声声场分布对人耳来说甚至是悦耳的。

参照图9和图10，叶轮31具有七个扇叶34，以如下的间距角设置，其中的间距角以六十进制角度表示：

$\theta_1=55.381$ ； $\theta_2=47.129$ ； $\theta_3=50.727$ ； $\theta_4=55.225$ ； $\theta_5=50.527$ ； $\theta_6=48.729$ ； $\theta_7=52.282$ 。

如果叶轮31的扇叶34如图1到图6中所示实施例中的风扇那样，是以等距角布置的，则间距角将是 $\theta_0=360^\circ/7=51.429^\circ$ 。

下面的列表表示了不等间距角 $\theta_{1,...,n}$ 、等间距角 θ_0 、以及 $\theta_{1,...,n}$ 相对于七个扇叶等间距设置的风扇的等间距角 θ_0 的绝对偏差和偏差率值；

扇叶数		7		
角度	扇叶的不等距夹角 $\theta_{1,...,n}$	扇叶的等间距夹角 θ_0	角度偏差 ($\theta_{1,...,n} - \theta_0$)	角度偏差率 ($(\theta_{1,...,n} - \theta_0) * 100 / \theta_0$)
θ_1	55.381	51.429	3.952	7.685
θ_2	47.129	51.429	-4.300	-8.360
θ_3	50.727	51.429	-0.702	-1.364
θ_4	55.225	51.429	3.796	7.382
θ_5	50.527	51.429	-0.902	-1.753
θ_6	48.729	51.429	-2.700	-5.249
θ_7	52.282	51.429	0.853	1.659
总计	360°	360°	0.00	0.00

更具体来讲，第二列数据表示了根据本实施例的角度 $\theta_{1,...,n}$ 的值；而第三列表示了所有的间距角是相同的情况下，夹角 θ_0 的数值；第四列数据表示了第二列数据和第三列数据之间的代数差或代数偏差；第五列数据是将第四列的偏差值表示成相对于第三列夹角值 θ_0 的偏差率的形式。

由表可见，相比于扇叶是等间距布置的结构，角度的偏差率和代数偏差是相对较低的。根据该实施例，扇叶间隔角的偏差率应当是在0.5%到10%之间。

因此，即使在噪声特征方面取得了很大的改进，该实施例中的风扇的效率和扇叶等间隔布置的叶轮相比也基本是相同的。

从下文可详细地了解到，如果偏差率被保持在这样的范围内，则即使与实施例中所示的具有七个扇叶的叶轮31不同，扇叶的数目取大于3的任何其它n值，叶轮都能基本保持平衡。甚至是那些扇叶34的数

目不是七个、但满足有关间距角的那些限制条件的实施例都能在效率和噪声等级方面取得很好的效果。

按照上述的 $\theta_1 \dots \theta_n$ 间距角制成的风扇所产生的噪声在声强方面几乎没有变化，但对人耳的刺激性却变小了，在噪声的听觉舒适性方面所实现的良好效果是由扇叶前方气流和扇叶后方气流状态上的变化造成的。

上述扇叶34的结构布置最好能和前述其它实施例中具有抛物线边缘7的扇叶4组合起来使用。同样，在这样的条件下，风扇的压头值、通风量和效率能基本保持不变。

这样进行配置的另一个优点是风扇30的重心能始终位于其转动轴线32上。解析表达一个参考系统，如其原点位于转动轴线上，则有下面的式子成立：

$$X_g = \frac{\sum m_i \cdot X_i}{\sum m_i} = 0$$

$$Y_g = \frac{\sum m_i \cdot Y_i}{\sum m_i} = 0$$

其中的 X_g 和 Y_g 是指风扇叶轮30重心的直角坐标，而 m_i 、 x_i 、 y_i 分别是指每个扇叶34的质量、重心点横纵的直角坐标。

举例来讲，图9、10中所示的具有 n 片扇叶的叶轮31有如下的公式，其中各片扇叶的质量都为 m ：

$$X_g = \frac{\sum m \cdot X_i}{m \cdot n} = 0$$

$$Y_g = \frac{\sum m \cdot Y_i}{m \cdot n} = 0$$

以这样的结构配置，叶轮31就已能基本达到平衡，而不再需要在扇叶34上添加配重质量，或相比于要对扇叶非等角距布置类型的叶轮进行平衡的情况，配重质量被减到了最少。因而，结构在简单和经济性方面也是特别有利的。

图 1

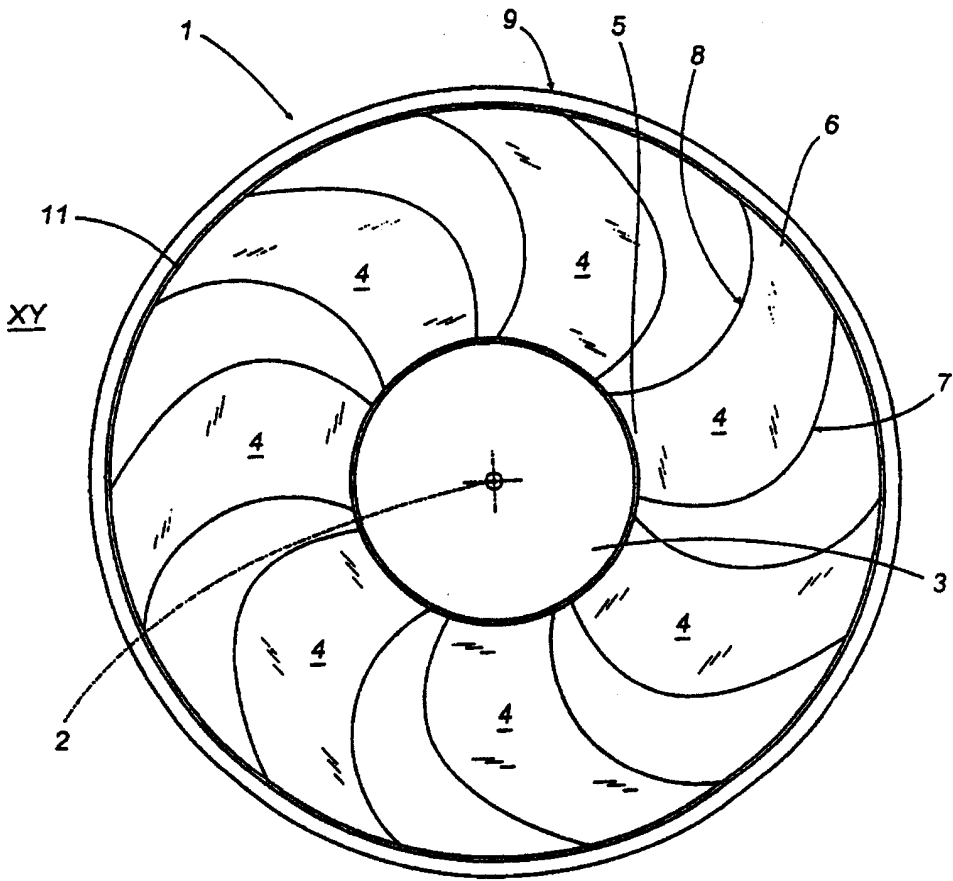
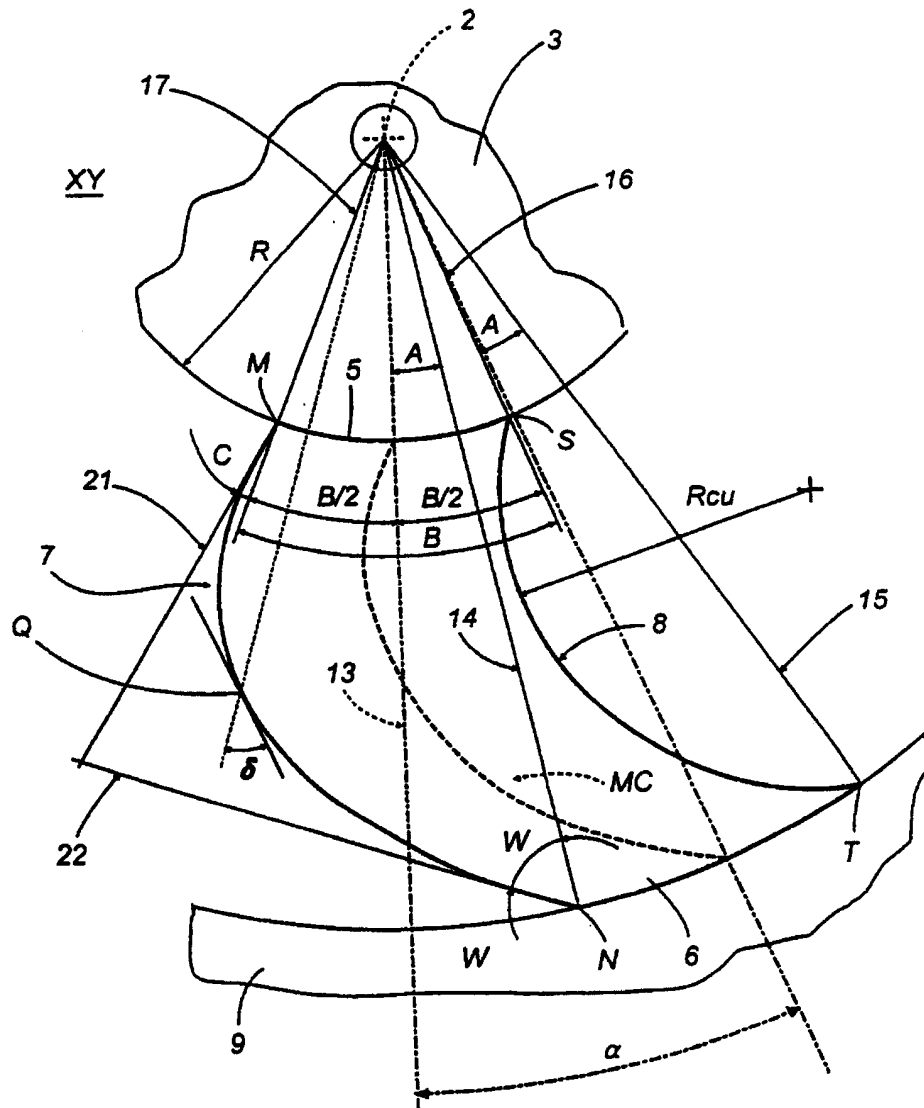


图 2



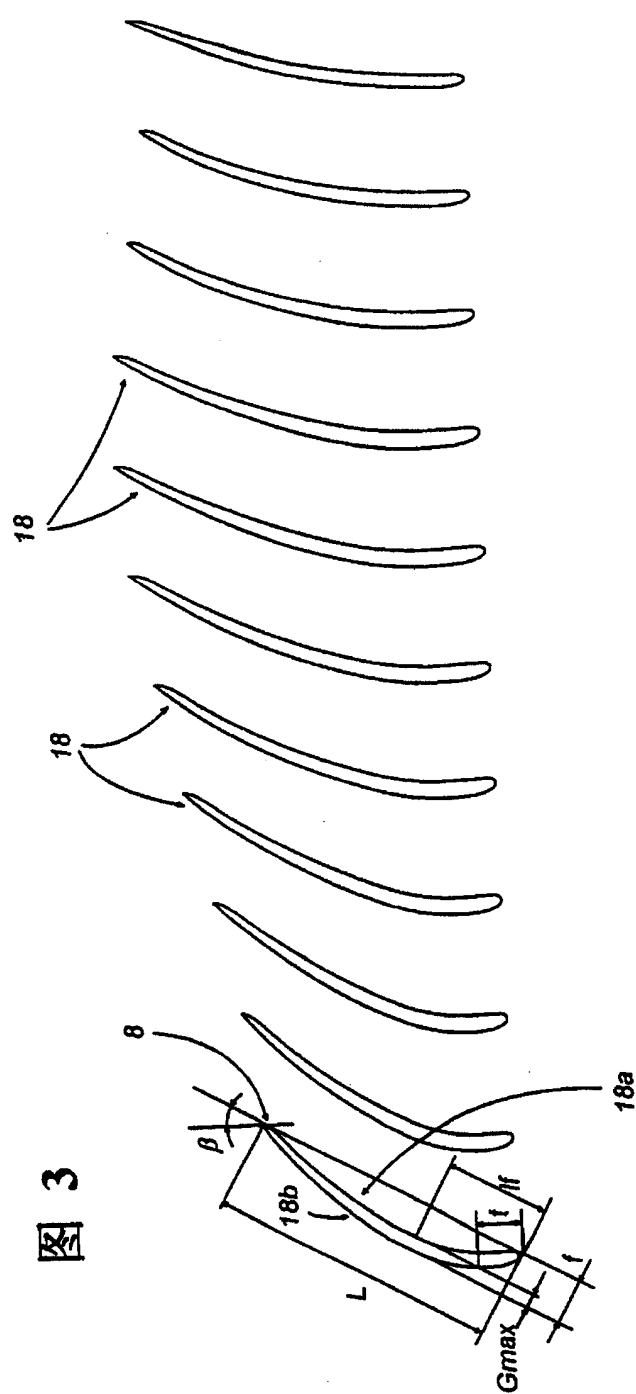


图 3

图 4

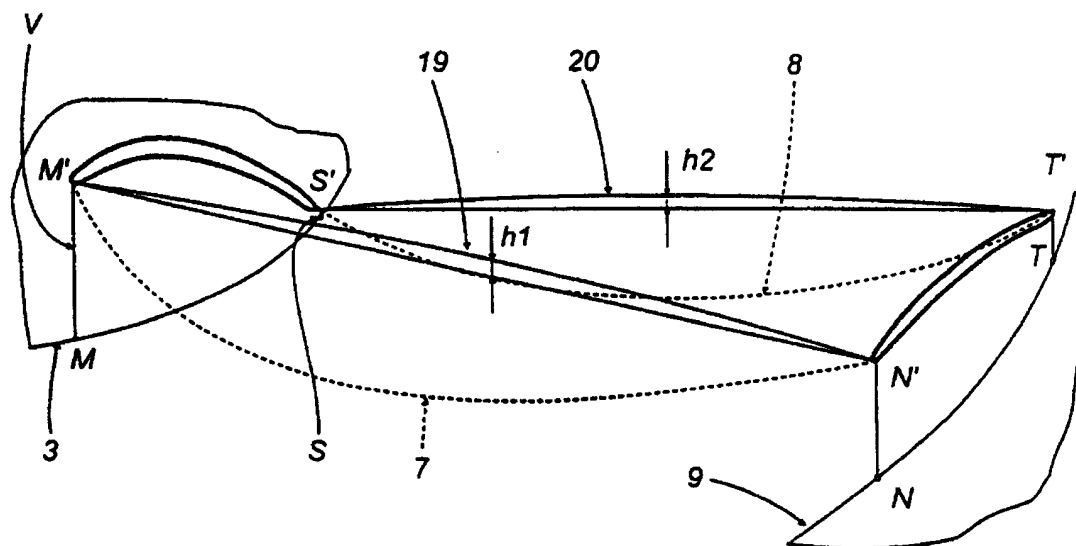


图 5

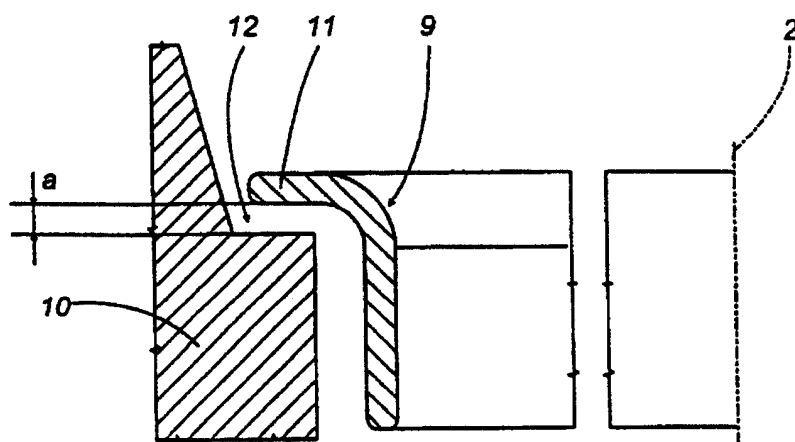


图 6

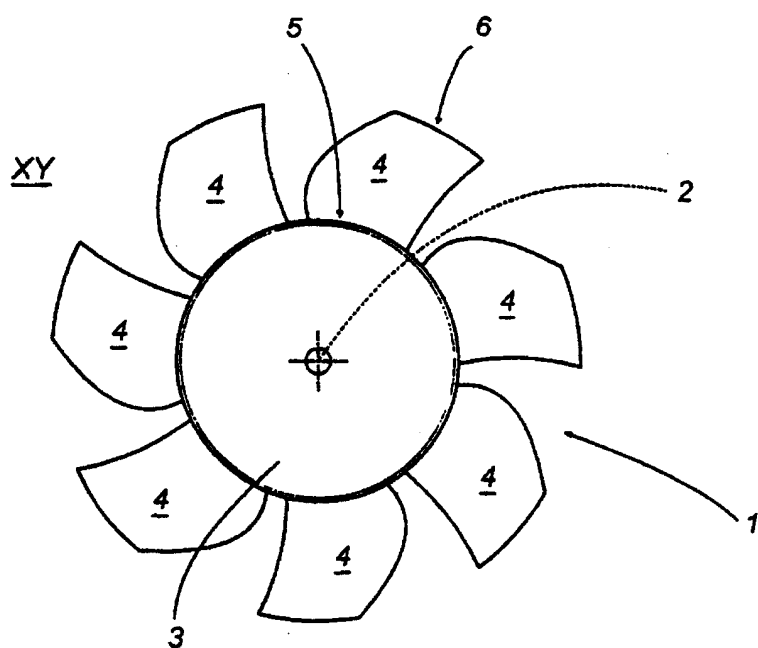


图 9

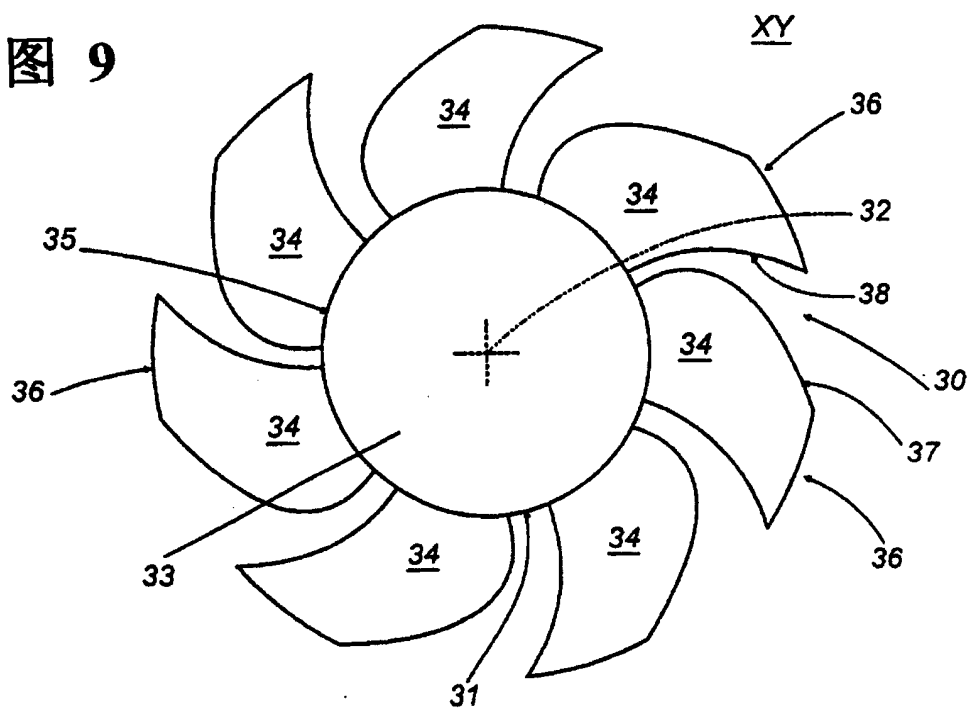


图 7

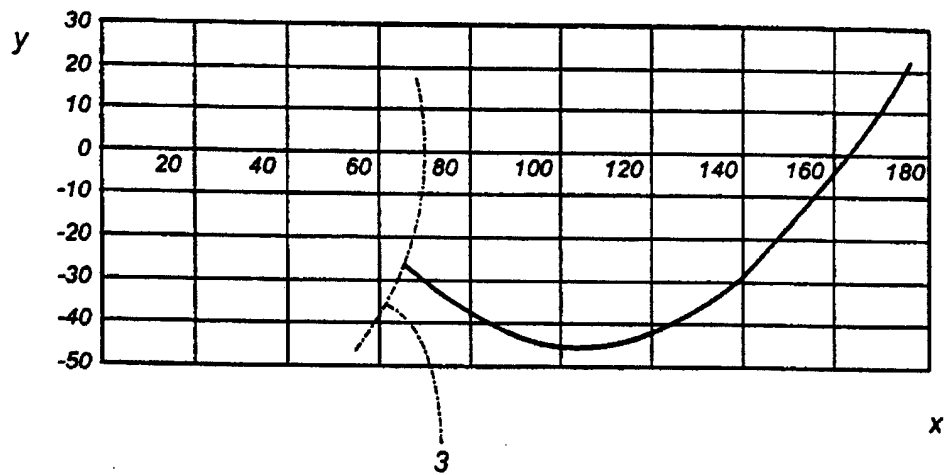


图 8

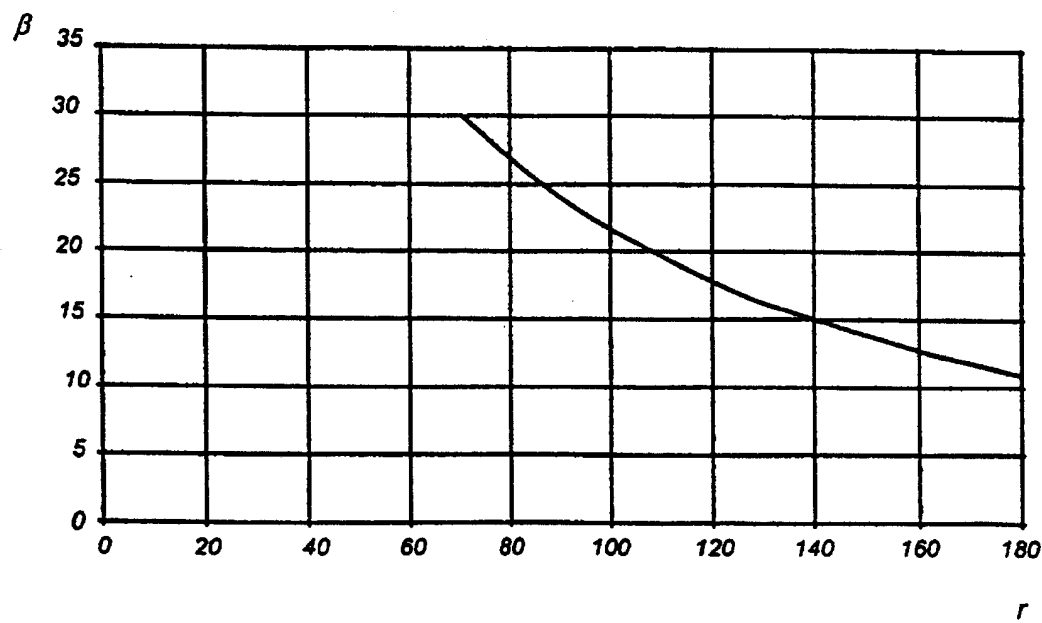


图 10

