

通风机结构参数的优化

南京航空学院 姜正良

【摘要】 本文对离心式及轴流式通风机采用不同的目标函数、设计变量、约束条件和优化方法进行优化设计。其结果表明两者具有共同的特点。优化设计比传统设计效率提高 5 ~ 10%，以静压总效率为目标效果更加令人满意。这种优化程序稍加改变可应用于鼓风机、压缩机的优化设计上。

一、目标函数的分析和确定

近几年来，作者对离心风机和轴流风机优化设计进行了探讨。通过研究，发现离心风机和轴流风机优化设计有着共同的特点，在目标函数、设计变量、约束条件、初始值的影响等方面均具有共性，所以本文拟从两者的共性出发，找出两者优化设计的共同规律，继而使优化设计程序通用化。

通风机气动性能设计的好坏一般以全压效率来衡量，若评价经济性能则以静压总效率来表征，作者对离心风机及轴流风机的研究，发现两者均以静压总效率为目标，其效果更加令人满意。若既考虑气动性能又考虑其经济性，则构成多目标优化也是可行的。

对多目标优化，综合目标 $F(\bar{X})$ 可以写成：

$$F(\bar{X}) = \sum_{i=1}^n W_i F_i(\bar{X}) \quad (1)$$

式中： $\bar{X}$ 是设计变量， $F_i(\bar{X})$ 是各分目标：如全压效率 η 、静压总效率 η_t ， W_i 是加权因子，其值大于零，且由各项指标的数量级及重要程度而定。

根据文献 [1、2]，两种风机的目标函数分别表示如下：

对离心风机：
$$\eta = \eta_h \eta_e \eta_r \eta_M \quad (2)$$

式中： η_h 是流动效率， η_e 是泄漏效率， η_r 是轮阻效率， η_M 是机械传动效率，

$$\eta_h = (P_T - \Delta P_h) / P_T \quad (3)$$

式中： P_T 是理论全压， ΔP_h 是离心式通风机的流动损失，根据爱克推荐： $\Delta p = \Delta p_i + \Delta p_{imp} + \Delta p_4$ 其中 Δp_i 是叶轮入口气流由轴向变为径向的损失， Δp_{imp} 是叶轮叶道内的损失， Δp_4 是蜗壳内的损失，各部分损失计算式参阅文献 [1、2]。

$$\eta_e = Q / (Q + \Delta Q_e) \quad (4)$$

式中： Q 是实际流量， ΔQ_e 是泄漏流量 $\Delta Q_e = 2\pi D_1 \delta a u^2 / \bar{p} / 3$ ，其中 D_1 是叶轮叶片进口直径， a 是间隙边缘收缩系数（一般取 0.7）， δ 是间隙大小， u 是相应叶轮外径 D_2 的圆周速度， $\bar{p}$ 是通风机的全压系数。

$$\eta_r = (N_i - N_r) / N_r \quad (5)$$

式中: N_i 是离心风机的内功率 N_r 是离心风机的轮阻功率, $N_r = \beta \rho u^3 D^2 \times 10^{-6}$ (kW), 其中 ρ 是气体的密度, β 是轮阻损失计算系数, 根据斯陀道拉的意见 $\beta = 0.81 \sim 0.88$; 令 p 为实际全压, $N_i = (p + \Delta p_h) (Q + \Delta Q_e) + N_r$ 。

对轴流风机:

$$\eta = 1 - \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{K_{th}} = 1 - \frac{K_R}{K_{th}} - \frac{K_p}{K_{th}} - \frac{K_s}{K_{th}} - \frac{K_d}{K_{th}} \quad (6)$$

式中: K_i 是各种损失的无因次系数, 其中有叶轮损失系数 K_R , 前导叶损失系数 K_p , 后导叶损失系数 K_s , 扩散筒的损失系数 K_d , K_{th} 是轴流风机的理论压力系数; K_i/K_{th} 是各种损失系数的相对值, $K_{th} = 2(\epsilon_2 - \epsilon_4)/\lambda$, 其中 $\lambda = C_z/u$, $\epsilon_2 = C_{2u}/C_z$, $\epsilon_4 = C_{4u}/C_z$, C_z 是轴流风机的轴向分速度, u 是叶轮的圆周速度, C_{2u} , C_{4u} 是叶轮出口, 进口的绝对速度周向分速。

$$K_R/K_{th} = [(C_{xp} + C_{xs} + C_{xA})/C_y'] W \sin^2 \beta_m \quad (7)$$

式中: β_m 是气流平均相对速度 W_m 的方向角, C_y 是叶栅中叶型升力系数, C_{xp} 是叶型损失系数, C_{xs} 是二次流损失系数, C_{xA} 是环面损失系数, 各部分损失系数计算式参阅文献 [1、2]。

K_p/K_{th} , K_s/K_{th} 计算方法和叶轮相似, 据文献 [1] 的图线可用插值拟合公式求算。当扩散筒的外径不变时, $K_d = (1 - \eta_d) \{2 - u^2\}$, 其中: η_d 是扩散筒效率, u 是轮毂比 $u = D_h/D_t$ (D_h 是轮毂直径, D_t 是叶轮外径)

上述轴流风机全压效率公式具有普遍性: 当无前导叶时 $K_p = 0$, 无后导叶时 $K_s = 0$ 。

无论是离心风机还是轴流风机, 其静压总效率可表示为下式:

$$\eta_{st} = (P_{st}/P) \eta \quad (8)$$

式中: P_{st} 是风机的静压, P 是风机的实际全压, $P_{st} = P - P_d$, 其中 P_d 是风机出口动压,

二、设计变量约束条件和优化设计

设计变量和约束条件的一般概念请参阅文献 [3]。对离心风机其影响性能和结构的主要设计参数有: 叶轮叶片进口直径 D_1 、叶轮外径 D_2 , 叶片进口安装角 β_{1A} 、叶片出口安装角 β_{2A} 、叶片出口宽度 b_2 , 叶片进口宽度 b_1 (对后向叶轮 b_1 为非独立变量)、叶片数 Z 等。对轴流风机主要的结构参数有: 叶轮外径 P_t 、轮毂比 u , 叶片数 Z , 叶型升力系数 C_y (它和叶型安装角 β_A 、弦长 b 有关) 等。约束条件主要考虑:

(1) 边界约束: 指设计参数的变化范围。对离心风机: D_1 , D_2 , β_{1A} , β_{2A} , b_2 , Z 均可限制在一定的范围内。对轴流风机: 其 P_t , u , Z , C_y 也限制在一定的范围内。

(2) 转速约束为保证安全可靠运行, 应使工作转速 n 离开临界转速 n_c , 即 $n < n_c$;

(3) 强度约束, 如轮盘危险截面处的拉伸应力 σ_{max} 应满足: $\sigma_{max} \leq [\sigma]$ (材料的许用值), 叶片最大应力 $\sigma_{max} \leq [\sigma]$, 主轴的当量应力 $\sigma_n \leq [\sigma]$ (轴的许用应力);

(4) 约束要尽量减少噪声, 从气动性能上要限制周速, 如对轴流风机 $u_{tmax} < 130$ (m/s);

(5) 间隙约束在保证不发生碰撞前提下, 间隙愈小愈好。各间隙大小参阅文献 [1]。

通风机的设计要求是多方面的, 包括结构、性能、工艺、强度、刚度、噪声、体积、重量、维护等。这些要求均可作为约束条件来考虑, 但同时要满足全部要求是不可能的, 只能抓住主要矛盾协调解决。

优化设计的流程图见图 1。

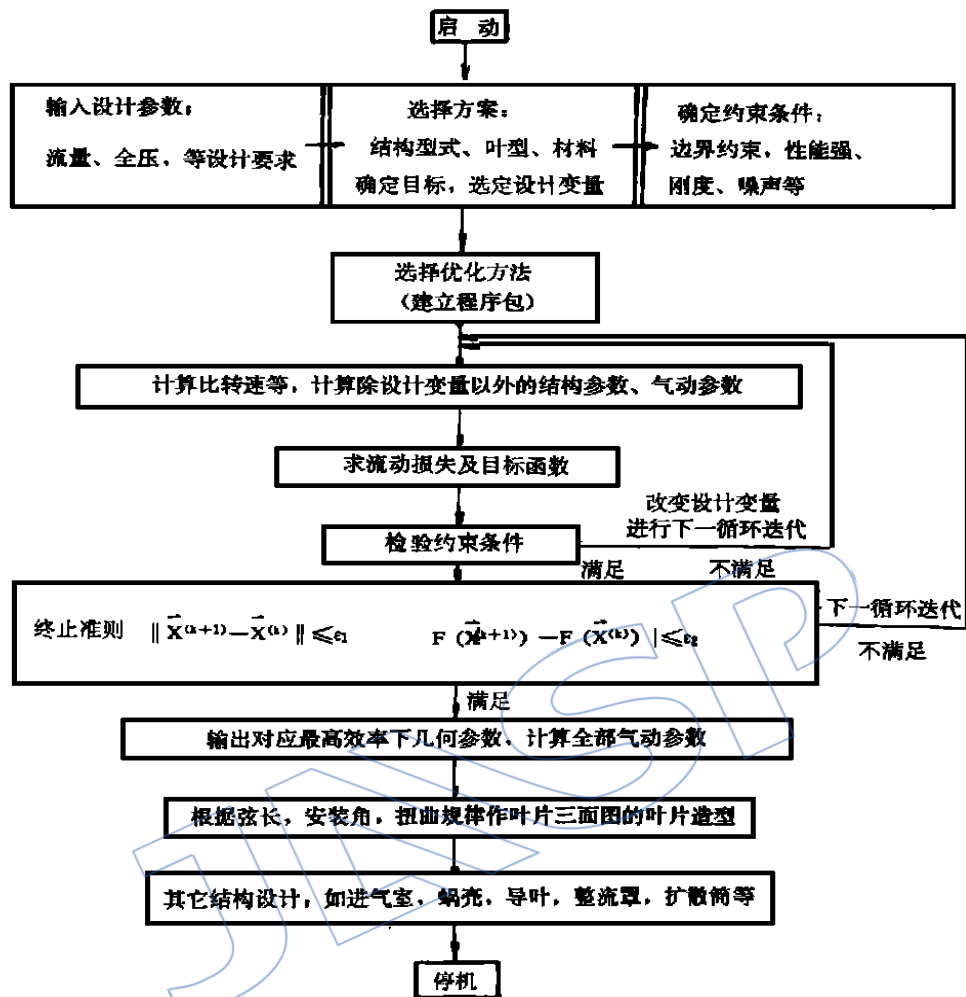


图 1 流程图

三、优化算例

例一：4-68 型离心通风风机系 1982 年风机行业联合设计的系列产品^[4]。已知№12.5D 的 $n = 960\text{rpm}$ ，全压 $P = 2352\text{Pa}$ ， $Q = 12.722\text{m}^3/\text{s}$ ，在标准状态下对此风机进行优化设计。选用文献 [5] 中罚函数调用单纯形加速法的优化方法。计算结果见表 1。

例二：FZ-40 型№16 轴流通风机系主要用于纺织厂空调室。 $P = 617.4\text{Pa}$ ， $Q = 36.11\text{m}^3/\text{s}$ ， $n = 1000\text{rpm}$ ，叶片数 $Z = 10$ ，在标准状态下进行优化设计。优化设计以单独叶轮级，选用两种不同目标函数，选用文献 [6] 中混合罚函数优化方法进行优化设计，其结果见表 2。

根据以上算例可讨论如下：(1) 优化设计比传统设计效率提高，比原产品的效率也有所提高。以离心风机说，全压效率比传统设计提高了 (4~6%)，比原产品提高 2% (原产品的效率为名义效率)；静压总效率比传统设计提高 (1~6%)，外径尺寸略有减少。对轴流风机说，全压效率比传统设计提高 (4~7%)，而静压总效率提高 (14~16%)，以 η 为目标，叶轮外径尺寸减少 15%，重量及体积都随之减少。(2) 目标函数不同效果不同，从表 1、表 2

表 1 4-68 型 No. 12. 5D 型离心通风机优化设计结果 (* 名义效率)

参量	原产品	传统计算	以全压效率为目标的优化设计		以静压总效率为目标 六变量优化设计
			$D_1, D_2, \beta_{1A}, \beta_{2A}$	$D_1, D_2, \beta_{1A}, \beta_{2A}, b_1, b_2$	
D_1		0. 739	0. 73	0. 73	0. 73
D_2	1. 25 (m)	1. 3 (圆整)	1. 39	1. 39	1. 23
β_{1A}		32 °	35 °	35 °	35 °
β_{2A}		39 °	35 °	35 °	35 °
b_1		0. 26	0. 3	0. 34	0. 29
b_2		0. 15	0. 16	0. 18	0. 18
Z	12	12	10	12	10
η	0. 84*	0. 80	0. 852	0. 860	0. 843
η_{st}		0. 538	0. 57	0. 547	0. 594

表 2 FZ-40-11 型 No16 型轴流通风机优化设计结果

参量	原产品	传统计算	以全压效率为目标的优化设计			以静压总效率为目标的优化设计		
			D_t, v	D_t, v, Z	D_t, v, Z, C_{ym}'	D_t, v	D_t, v, Z	D_t, v, Z, C_{ym}'
D_t	1. 6 (m)	1. 6	1. 354	1. 355	1. 37	1. 85	1. 85	1. 85
v	0. 4	0. 4	0. 271	0. 27	0. 27	0. 275	0. 353	0. 43
Z	10	10	10	10	10	10	16	16
C_{ym}		0. 89	1. 01	1. 01	1. 275	1. 01	1. 01	1. 269
η	0. 78	0. 817	0. 847	0. 848	0. 853	0. 8625	0. 878	0. 853
η_t		0. 563	0. 329	0. 331	0. 356	0. 71	0. 723	0. 703

可看出，以 η_{st} 为目标，不但 η 提高。而且 η_{st} 也提高，气动性能，经济性均得到改善。但对轴流风机说以 η_{st} 为目标，静压总效率提高很大，然而叶轮尺寸增加了，所以说，要根据不同的设计要求来选择不同的优化设计方法。(3) 一般来说，设计变量越多，设计自由度越大，设计效果越向好的方向发展。(4) 约束条件不同，其目标的效应是不同的。(5) 离心风机和轴流风机优化设计思想和效能都类似，仅数学模型不同。本程序具有通用性。对通风机优化设计程序稍加改动可应用于压缩机。所有设计程序在 IBM 4341 机上只需计算一分钟左右就可得到满意的结果。

参 考 文 献

[1] 李庆宜, “通风机”, 机械工业出版社, 1985 年。
[2] B. 埃克, “通风机”, 沈阳鼓风研究所译, 1983 年。
[3] 陈立周, “机械优化设计”, 上海科学技术出版社, 1983 年。
[4] 机械工业委员会, “风机产品样本”, 机械工业出版社, 1988 年。
[5] 范鸣玉, “最优化技术基础”, 清华大学出版社, 1982 年。
[6] 万耀青, “最优化计算方法常用程序汇编”, 工人出版社, 1983 年。

OPTIMIZATION OF STRUCTURAL PARAMETERS OF VENTILATING FANS

Jiang Zhenliang (*Nanjing Aeronautical Institute*)

ABSTRACT

Centrifugal and axial ventilating fans are optimized by using different objective functions, different variables of design, different constraint forced conditions, different methods of optimization. The results show that they have common features. The efficiency of the optimized design is 5–10% higher than the traditional design. If the static pressure total-effectiveness is chosen as the objective function, the results will be more satisfactory. This procedure of optimization may be modified easily to be applicable to a blower and a compressor.

TECHNICAL NOTES

WJ5A MODIFICATION AND EXPERIMENTAL RESULTS

Li Jinghai (*Nanhua Power Plant Research Institute*)

ABSTRACT

WJ5A compressor has been modified. The performance data obtained in testing prior to and after the modification of the compressor are compared. Test results indicate that the performance of the modified compressor is greatly improved. In the case of the relative corrected speed $N_{np1} = 1.0$, the maximum isentropic efficiency of the modified compressor $\eta_{\max}$ is increased by 3.6%. When $N_{np1} = 0.70 \sim 0.90$, $\eta_{\max}$ is increased by over 15%. The pressure ratio and the mass flow are changed only a little at all speeds. When $N_{np1} > 1.0$, there is no evident variation in the compressor performance.

A POWER CORRECTION FORMULA FOR PISTON AEROENGINES

Lu Ziyang (*Nanhua Power Machinery Company*)

ABSTRACT

A new formula to correct the power for piston aeroengines is presented. It has the advantage of considering the influence of humidity on power in the simplified calculation. Theoretical analysis and test data show that this new formula is more accurate than that used before.

SIMULATION CALCULATION AND ANALYSIS OF STEADY ERRORS IN A NONLINEAR SPEED CONTROL SYSTEM

Hu Shiming (*Nanjing Aeronautical Institute*)

ABSTRACT

A method of the digital simulation is used to analyse the steady characteristics of the nonlinear speed control system with dead zone and saturation in detail. The correlations of the system steady errors with the dead zone, ramp segment, saturation and disturbance are considered separately. It is pointed out that the steady errors are essential in the nonlinear control system substantially. According to the characters of the system in the whole control process. There are three feedbacks: First is proportion/velocity/proportion feedback, second is proportion and velocity feedback, third is only direct feedback, when disturbance is small.