

大功率汽轮机末级动叶根部叶栅的最优化设计

茅声閻 李 群 王松珺 王俊宏

(哈尔滨汽轮机厂)

〔摘要〕 本文提出了大功率汽轮机末级动叶根部叶栅的最优化设计的方法,并给出设计实例。最优设计所得的叶栅损失系数比原有叶栅的损失系数有明显下降。

关键词 大功率汽轮机 叶栅 最佳设计

1 前 言

大功率汽轮机末级动叶的设计是设计过程中最困难、最复杂的问题之一。它集中了气动热力学、强度、振动、结构、工艺诸因素间的矛盾。从气动热力学角度看,希望能得到效率高的叶栅,但要受到上述诸因素的影响。在设计长叶片的根部叶栅时,这些矛盾就显得更为尖锐。根部叶栅型线承受了整个长叶片的离心力,为了确保强度,对叶型面积有一定要求;根部叶型的轴向宽度决定了根部的蒸汽弯曲应力,根部叶型轴向宽度和叶型的拱度还大致决定了叶片的频率,因此对宽度也有严格的要求;叶栅的稠度由于受顶部叶栅稠度的影响,变化范围不大,且叶栅很稠。设计这样的型线叶栅,本身就是不易的,它的优化设计当然就更困难。

平面叶栅优化理论虽然在国外开发较早^[1,2],但它们都较为简单,只考虑单个型面上速度分布的优化,也不能顾及叶厚分布(面积)的要求,因此实际使用时受到限

制。比上述方法更为完密的理论是由刘高联教授提出并完成的。它保持了叶栅流动的原貌,采用了(叶栅)+(无粘绕流)+(附面层)的物理模型^[3]。

上述各种叶栅优化理论都是关于亚音速平面叶栅的。而末级长叶片根部叶栅的绕流大多是近音速的。出口马赫数 M_{w2} 为0.95~1.10。只要保证在叶栅通道中不产生激波,这种叶栅优化的目标函数和亚音速叶栅是相同的。那么对这样一种近音速叶栅的优化就和亚音速叶栅的优化是一样的。

我们采用了文献^[3,4,5]提出的理论,确定最优速度分布,用中心流线法反命题程序^[9-10]成型叶栅。在成型时,用调整中心流线的形状 $y_m = y_m(\bar{x})$ 和中心流线上的速度 $\lambda_m = \lambda_m(\bar{x})$,得到满足叶栅环量要求的具有最优速度分布的型线叶栅。这样得到的优化叶栅,并不一定满足对叶型几何特性的要求(如面积 F ,叶型惯性矩等等),再分别调整 y_m 和 λ_m 的分布,可以得到环量满足要求速度分布为最优,且叶型面积和叶型刚度都符合要求的最优化叶栅。

收稿日期 1990-08-03

本文联系人 茅声閻 男 54 高级工程师 哈尔滨 150040

我们在给定进气角 $\beta_1 = 42^\circ$ ，出气角 $\beta_2 = 31.4^\circ$ ，叶栅稠度 $\sigma = \frac{t}{B} = 0.29458$ ，出口马赫数 $M_{w_2} = 1.085$ 的条件下，用上述方法求取最优化叶栅，视约束条件：叶型面积 F ，叶型惯性矩 J 的不同，求得一组优化叶栅。它们的叶栅损失系数为3.1%至3.6%。原始叶栅的损失系数为4.7%。经济效益明显可见。

2 目标函数及约束

2.1 根部叶栅最优化设计

设计大功率汽轮机末级动叶时，子午面流场计算已经完成，动叶设计的气动热力参数（叶栅进出气角 β_1 和 β_2 ，叶栅进出口马赫数 M_{w_1} 和 M_{w_2} ）已经确定。此外，由热力、强度、结构等诸方面考虑，也确定了末级动叶的根径 D_g ，叶高 l ，叶片根部截面处的轴向宽度 B ，以及叶片各截面面积沿叶高大致的变化 $F(l)$ 。叶片只数也要在综合考虑单只叶片上的蒸汽弯应力、整圈叶片的离心力、并兼顾叶根和叶顶叶处叶栅的相对节距 $\bar{t}_{根}$ 和 $\bar{t}_{顶}$ ，使 $\bar{t}_{顶} \leq 1.0$ 而 $\bar{t}_{根} \approx 0.3$ ，在此条件下确定叶片只数 z 。这样，根部叶栅的稠度 $\sigma_{根} = \frac{t_{根}}{B_{根}}$ 就确定了。以上就是长叶片根部叶栅最优化设计的已知条件。我们将长叶片根部叶栅最优化问题具体表述如下：

给定：叶栅的气流进出气角 β_1 、 β_2 、叶栅的相对稠度 $\sigma = t/B$ 、叶栅的气流出口马赫数 M_{w_2} 。

要求：在满足如下约束的条件下，求出使叶栅损失系数 ζ 为最小的最佳叶型型面速度分布并得到相应的最优化叶栅。这些约束为：叶型面积 $F \geq F_{要求}$ ；叶型截面的惯性矩 $J \geq J_{要求}$ ；背弧型面的速度分布 $M_{s, \max} \leq M_{w_2}$ （ M_{w_2} 为出口马赫数）。

2.2 最优化设计的目标函数

如上所述，我们的目的是要在上述条件下得到叶型损失为最小的叶栅。按文献[3, 11]的推荐，叶栅损失系数 ζ 的计算公式为：

$$\zeta = 1 - \eta \approx \frac{2\sigma}{\cos\alpha_2} \{ (\theta_p + \theta_s)_k + 0.05\delta_k \} \tag{1}$$

式中

σ ——叶栅稠度， $\sigma = t/B$

t ——栅距

B ——叶栅轴向宽度

α_2 ——叶栅出气角

δ_k ——叶栅出气边厚度

（以上参数见图1）

η ——叶栅效率

θ ——叶型表面附面层冲量损失厚度

下标

p ——压力面（内弧）

s ——吸力面（背弧）

k ——出气边

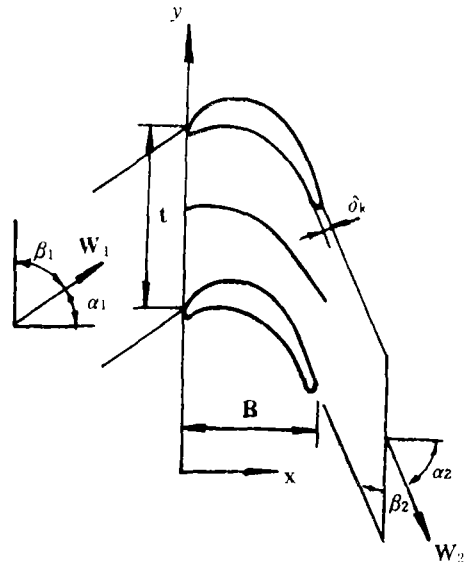


图 1 叶栅图

由公式(1)可知，叶栅损失系数 ζ 是内、背弧附面层冲量损失厚度 θ 的单调函数。因此欲使 $\zeta \Rightarrow \min$ 就必须使 $\theta \Rightarrow \min$ 。

我们假设叶型表面上都是紊流附面层, 则根据Buri的推荐, 紊流附面层的冲量损失厚度 θ 的计算公式为^[12]:

$$\theta_i^{5/4} = CRe^{-1/4} W_i^{-4} \int_0^s W_i^4 ds \quad (2)$$

(i = s, p)

式中:

C——常数 C = 0.016

Re——雷诺数

W_i ——气流速度

简化了的叶栅优化问题是对背弧速度分布的优化。此时, 求 $\zeta \Rightarrow \min$ 的问题就归结为求 $\theta_s \Rightarrow \min$ 的问题, 而求 $\theta_s \Rightarrow \min$ 的问题又可化为求泛函

$$J(W_s) = C \int_0^{S_a} W_s^4(s) ds \quad (3)$$

式中:

$W_s(s)$ ——背弧型面速度分布

C——已知常数

的极小值问题。所求得的 $W_s(s)$ 必须满足对它的背弧环量要求, 即:

$$\int_0^{S_a} W_s(s) ds = \Phi_s \quad (4)$$

式中:

Φ_s ——背弧速度环量

在等式约束 (4) 下求泛函 $J(W_s)$ 的极小值问题, 这是个等周问题, 可由拉格朗日微分方程求得:

$$\frac{\partial}{\partial W_s} [w_s^4(s) - \lambda w_s(s)] - \frac{d}{dx} \frac{\partial}{\partial w_s'} = 0$$

$$[w_s^4(s) - \lambda w_s(s)] = 0 \quad (5)$$

由式 (5) 得:

$$w_s(s) = \sqrt[3]{\frac{\lambda}{4}} = \lambda_1 \quad (6)$$

注意到式 (4), 可知:

$$\lambda_1 = \Phi_s / s_a = w_s(s) \quad (7)$$

由式 (7) 可得结论, 在满足等周约束 (4) 的条件下, 损失为最小的背弧速度分布 $w_s(s)$ 应当为常数, 其值等于 Φ_s / s_a 。这是一个极为重要的结论。

我们对根部叶栅的优化没有使用上述简化了的最优化方法——叶型背弧速度分布的优化, 而是采用了内、背弧速度分布 $w_s(s)$ 和 $w_p(s)$ 都优化的方法。此时, 等周条件不再是 (4) 式而是 y 向的动量方程所给出的积分。

由动量定理得:

$$\int_0^1 [w_s^2(s) - w_p^2(s)] ds = \frac{2}{\sigma} (\text{tg}\alpha_1 - \text{tg}\alpha_2) \quad (8)$$

除此等周约束外, 还有多种不等式约束。关于这样一种物理模型在文献[3]中已做了详细论述, 在文献[4,5]中, 根据这一理论, 给出了叶栅环量不同的情况下最优速度分布的多种信息。归结起来有两点:

(1) 无论是背弧速度分布 $w_s(s)$ 或内弧速度分布 $w_p(s)$, 它们的分布越均匀越好 (公式(7)证明, 在等周约束 (4) 的条件下, $w_s(s)$ 等于常数为最佳)。

(2) 在满足叶栅环量的条件下, 内背弧速度分布越靠近横座标越好。

对于这两条, 我们曾做过数值试验。有五种速度分布, 在相同的条件下计算这五种速度分布的附面层冲量损失厚度, 特别是流道出口的附面层冲量损失厚度, 得到的结果见图2、表1。

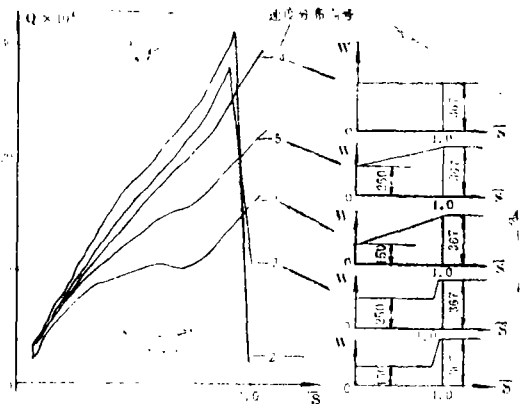


图 2 不同的速度分布所形成的 Q 分布

表 1 不同速度分布下终点的附面层冲量损失厚度

速度分布编号 <i>i</i>	1	2	3	4	5
终点处附面层冲量损失厚度 θ_k	0.1732×10^{-3}	0.2212×10^{-4}	0.1104×10^{-3}	0.2841×10^{-3}	0.2163×10^{-3}
$\frac{\theta_{k,i}}{\theta_{k,i=2}}$	7.83	1.0	5.0	12.84	9.78

由表1可知, $i=2$ 的速度分布, 虽然在流道内部各点上附面层冲量损失厚度比其他方案都厚, 但是出口处的厚度却为最小。而损失是以出口处的冲量损失厚度来计算的。因此, 形如 $i=2$ 的速度分布为最好。 $i=2$ 的速度分布很均匀, $\omega=150$, 是五种速度分布中最靠近横轴, 也是分布最均匀的一种速度分布。

2.3 根部叶栅最优化的约束

除(8)式所代表的对叶栅做功量的要求外, 由叶片的强度和振动提出如下几种约束。

2.3.1 叶型面积 F

为保证叶片根部截面能承受整个叶片工作部分的离心力, 要求根部截面大于等于某给定值 F 要求。

2.3.2 叶型截面的惯性矩 J

叶片的自振频率与叶型截面的惯性矩有关。当确定需要把该叶片设计成刚性叶片, 或柔性叶片, 或半刚性叶片时, 对该叶片的轴向宽度 B 和根部截面的惯性矩就有一个要求, 希望被设计的叶栅型线的惯性矩大于等于某个值 J 要求。 J 和叶型的拱度有关, 因此要调整拱度大小。

2.3.3 背弧面上流速极限的约束

要求背弧上的最高马赫数 $M_{s, \max}$ 不大于叶栅出口马赫数 M_{w_2} 。提出这一要求的原因有二:

① 长叶片根部叶栅的出口速度往往大于当地音速, $M_{w_2} > 1$ 。此时, 如果背弧上有速度降(指在超音速区有速度降), 就必然产生激波。这就使叶栅损失系数 ζ 的计算

公式(1)和附面层计算公式(2)都不能使用, 破坏了我们最优化的基础。

② 不管有无激波, 在靠近出气边处, 背弧上的速度降往往引起较显著的损失^[13]。

这个约束似乎要求苛刻了一些, 但还是可以办到的。

3 长叶片振动叶栅最优化的实施

3.1 用中心流线法反命题成型叶栅时, 除给定满足叶栅环量要求的参数外(即叶栅的进、出口气流角 β_1, β_2 , 稠度 σ 和出口马赫数 M_{w_2}), 还要求给定中心流线方程 $y_m = y_m(x)$ 和中心流线上的速度分布 $\lambda_m = \lambda_m(x)$, ($x \in [0, 1]$)。因为用 y_m 和 λ_m 两个条件较为容易地控制内弧和背弧上的速度分布 $w_b(x), w_s(x)$, 使它们符合最优速度分布的要求, 由 y_m 也比较容易地控制叶型拱度, 从而控制叶型截面的惯性矩, 因此用中心流线法反命题程序比较合适。中心流线上的速度分布可取:

$$\lambda_m = ax^n + b \quad x \in [0, 1] \quad (9)$$

式中:

a, b ——常数, 可由进出口边界条件求得。

当 $x=0$ 时, $\lambda_m = \lambda_1 = b$,

当 $x=1$ 时, $\lambda_m = \lambda_2 = a+b$

y_m 可取双纽线, 其出口处的斜率为出气角 $\pm 2^\circ$, 进口斜率要比进口角小 2° 左右

只要 $\lambda_m(x)$ 和 $y_m(x)$ 取得合理, 就能较容易地得到接近最优速度分布的 $w_s(x)$ 和 $w_b(x)$ 。理论上最优速度为常数, 两者所包

容的面积应满足提出的环量要求的两条平行于水平轴的直线。但是满足这一要求的现实的叶栅型线是得不到的。现实的型线叶栅，

内弧速度分布 $w_p(x)$ ，在 $x \rightarrow 1.0$ 时可以做到有较大的升速梯度，但是背弧速度分布 $w_s(x)$ ，就只能在 $x = 0.6 \sim 0.7$ 时有较大的

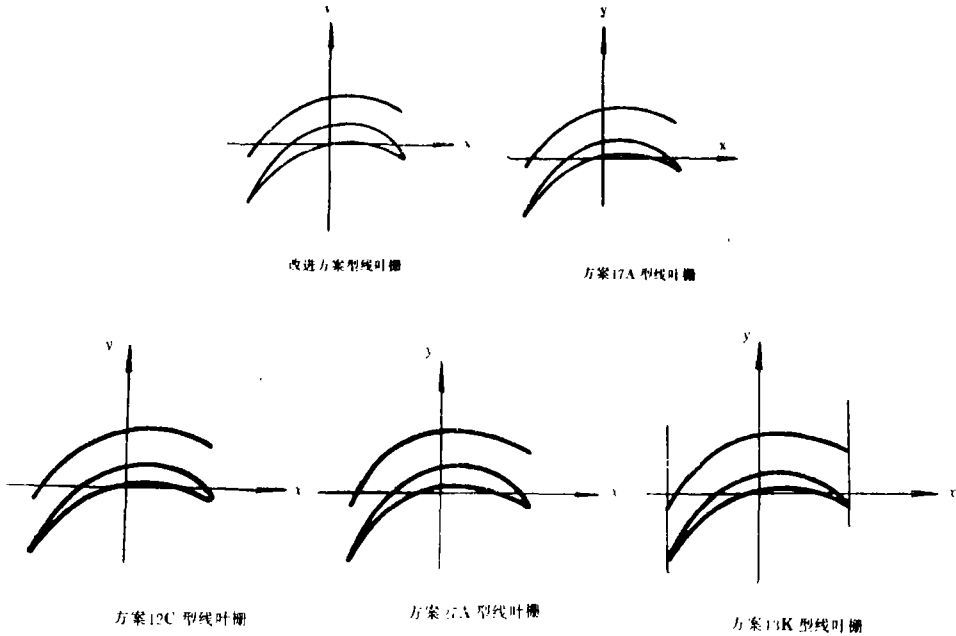


图3 各种方案型线叶栅

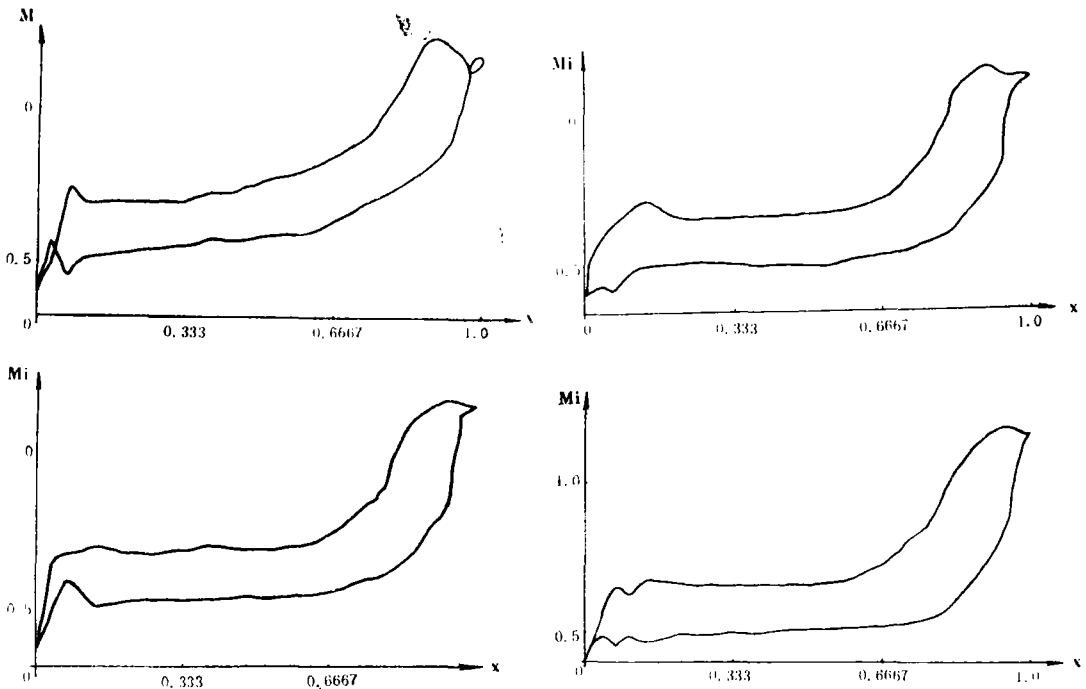
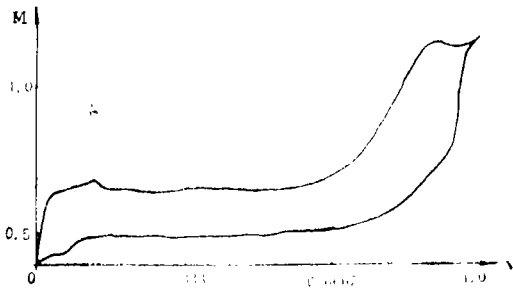


图4 (a) 改进方案速度分布

(b) 优化方案, 17A速度分布

(c) 优化方案, 12C速度分布

(d) 优化方案, 27A速度分布



(e) 优化方案, 13K速度分布
升速梯度。如图4(b,c,d,e)的速度分布就是现实上的最佳速度分布。

在以不同的 λ_m 和 y_m 组成的几十种方案中成型叶栅, 在满足约束的条件下进行搜索得到满足不同约束的最优叶栅。

3.2 最优设计约束的满足

用中心流线法成型叶型时, 叶栅的 β_1 、 β_2 、 σ 、 M_{w2} 是作为给定条件得到满足的。再按不同的 λ_m 和 y_m 成型, 其内背速度分布符合最优速度分布要求的叶型具有不同的面积和惯性矩。符合给定的面积和惯性矩要求的又符合最优速度分布要求的叶栅是通过搜索得到的。

4 设计实例

某长叶片, 根据子午面流场计算结果得到其根部叶栅的气动热力参数为: 进气角 $\beta_1 = 42^\circ$, 出气角 $\beta_2 = 31.35^\circ$, 叶栅出口马赫数 $M_{w2} = 1.085$ 。

根部叶栅的结构参数: 叶栅轴向宽度 B , 由根截面处的蒸汽弯应力和对叶片的频率要求决定; 根截面叶栅的节距 t , 由统筹考虑根截面的相对节距 $\bar{t}_{根} = t_{根}/b_{根}$ 和顶截面的相对节距 $\bar{t}_{顶} = t_{顶}/b_{顶}$ (希望 $\bar{t}_{顶} \leq 1$ 、 $\bar{t}_{根} = 0.3$) 这两个条件决定。在此, 我们定叶栅稠度 $\sigma_{根} = t_{根}/B_{根} = 0.29458$ 。

我们把对叶型的面积和惯性矩的要求看作是变动的, 目的是要展示一下这两个约束对叶型几何形状的影响。

用上述方法我们得到一组优化叶栅, 其几何参数列于表2。

由表3可知优化级的叶栅损失系数低于原方案和改型方案的损失系数。

表 2 各方案叶型几何参数

方 案	面积F	惯 性 矩		重 心		
		J_{max}	J_{max}	x_G	y_G	
改型方案	3.612 7	0.650 0	9.187 5	0.001565	0.020 88	
优 化 方 案	17A	3.068	0.541 4	7.796 7	0.041 68	0.020 88
	12C	3.290 0	0.607 2	8.568 8	0.010 09	0.054 96
	27A	2.943 1	0.622 0	6.988 8	0.134 42	0.149 03
	13K	2.855 0	0.508 4	7.336 2	0.015 08	0.022 49

表 3 各方案型线叶栅的损失系数

叶栅方案	原 方 案	改型方案	优 化 方 案			
			17A	12C	27A	13K
损失系数 ξ (%)	4.70	4.13	3.02	3.2	3.1	2.98

参 考 文 献

- 1 Shuang Huo. Blade optimization based on boundary layer concepts. NATO-TG-164, 1972.12
- 2 Papailion K D. Boundary layer optimization for the design of high-turning axial-flow-compressor blade. Trans. ASME. J. Engng. for Power, 1971, 93(1)
- 3 刘高联. 平面叶栅气动设计的最优化理论 (一)、(二). 力学学报, 1980 (4)
- 4 刘高联, 王甲升. 叶轮机械气动力学基础. 机械工业出版社, 1980.7
- 5 吴宝仁, 刘高联. 叶轮机叶片气动优化理论的进展. 力学进展, 1984, 14(2)
- 6 Венедиктов В Д, и др. Исследование трансзвуковых турбинных решеток и возможности их оптимизации численным методом. Теплоэнергетика, 1981(4)
- 7 龚增锦, 张天松. 跨音速叶栅的造型、气动计算优化初步 (一). 中国工程热物理学会会议资料, 1981. 5
- 8 Мамаев Б И, и др. Построение решеток турбинных профилей турбомашин.

- Энергомашиностроение, 1973(1)
- 9 蔡睿贤. 平面叶栅中心流线法解析解. 机械工程学报, 1978.14(1)
- 10 Cai R.A summary of development of the mainstream-line method in China. Trans.ASME. J.of Engng.for Gas Turbine and Power, 1984, 106(2)
- 11 Степанов Г Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. ГИЗД физико-математической литературы, москва, 1962
- 12 Schlichting H. Boundary layer theory. McGraw-Hill, 1960,
- 13 三菱大容量火力发电设备技术资料. 三菱重工业株式会社, 1984.12

Optimal Design of the Last Stage Rotor Blade Root Cascade for Large-output Steam Turbines

Mao Shengkai, Li Qun, Wang Songjun, Wang Junhong

(Harbin Turbine Works)

Abstract

This paper presents the optimal design method of the last stage rotor blade root cascade for large-output steam turbines with actual design examples being given. The cascade loss factor of the optimally designed cascades is significantly lower than that of the original cascades.

Key words: *large-output steam turbine, cascade optimization design*

欢迎订阅1991年《热能动力工程》

本刊是学术性与技术性相结合的综合性刊物。国内外公开发行，具有发行范围广，幅覆盖面大的特点。

本刊主要报导：汽轮机、燃气轮机、锅炉、传动装置及热能动力工程领域中的新成果、新技术。可供从事热力工程的技术人员、大专院校师生，科研人员等参考。

本刊为双月刊，全年订价9.00元（含邮费）。邮发代号14—158，如漏订请直接与编辑部联系补订。

编辑部现有少量的1986~1990年的过刊，如需要者请直接与编辑部联系订购。

——编辑部——