

高参数转子系统通流力的系统表征与协同设计研究

席文奎¹, 陈润霖¹, 张宏涛², 袁小阳¹, 鲁周勋³

(1. 西安交通大学现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 710049, 西安;
2. 哈尔滨汽轮机厂有限责任公司, 150046, 哈尔滨; 3. 中国南方电网有限责任公司, 510623, 广州)

摘要: 针对高参数转子系统高能量与低振动存在的设计矛盾及耦合问题,提出了一种基于通流力的协同设计方法,并在典型机组上进行了工程验证。采用通流力表征方法构建了协同设计模型,与传统方法建立的模型相比,极大地减少了变量数目以及设计的复杂性和随机性,具有针对性强、设计可信度高的优点。以 1 000 MW 机组为代表性工程案例,根据转子特征直径和特征转速这两大协同变量进行了协同设计,使原机组高压缸效率得到了提高,同时不仅使临界转速满足设计要求,而且有效地解决了高压转子效率与临界转速之间的设计矛盾。

关键词: 高参数转子;通流力;协同设计

中图分类号: TH11 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)01-0052-05

High Speed Rotor System Flow-Passage Force's System Representation and Collaborative Design Study

XI Wenkui¹, CHEN Runlin¹, ZHANG Hongtao², YUAN Xiaoyang¹, LU Zhouxun³

(1. Key Laboratory for Modern Design and Rotor-Bearing System of Ministry of Education, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Harbin Turbine Company Limited, Heilongjiang Province, Harbin 150046, China;
3. China Southern Power Grid Co. Ltd, Guangdong Province, Guangzhou 510623, China)

Abstract: This article puts forward a collaborative method based on flow-passage-force to deal the conflicts and coupling problems between high-energy and low-vibration design of high-parameter rotor system, and verifies the method based on typical engineering units. The collaborative design model was established through the research of flow-passage-force concept and its characterization methods. New model which has advantage of strong pertinence and high reliability reduces the number of variables and the complexity and randomness of design compared with the traditional model. Taking the 1 000 MW unit as typical case and taking rotor characteristic diameter and characteristic rotational speed as core collaborative variables, collaborative design method improves the efficiency of high-pressure cylinder and the critical speed meets requirements. Collaborative design solves the main design contradictions of high-pressure rotor effectively which proves that collaborative design based on flow-passage-force can solve co-design problems of actual units effectively.

Keywords: high-parameter rotor; flow-passage force; collaborative design

目前,高参数转子系统以汽轮发电机组轴系最具代表性,引进最大功率的 1 000 MW 机组采用超超临界蒸汽参数,末级叶片处的最大轮周速度已达 550 m/s 以上^[1],但此类高参数机组的设计,必须能

收稿日期: 2012-05-16。 作者简介: 席文奎(1982—),男,博士生;袁小阳(通信作者),男,教授。 基金项目: 国家高技术发展计划资助项目(2008AA05A302)。

网络出版时间: 2012-10-29

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20121029.1706.009.html>

够有效地解决通流系统相关力对转子系统振动的影响^[2],即进行能量与振动的协同设计。目前,针对轴承油膜力、不平衡激励^[3-4]等的研究较多,但针对通流系统相关力的研究却较少。

国产及引进机组在能量设计中都不同程度地考虑了与振动的协同,概括起来有4种不断积累和发展的方式:①以能量设计为核心辅助振动计算或考核,是典型的串行设计;②在①的基础上进行转子轴承组件振动试验,若机组出现异常则重新设计;③在①、②的基础上进行首台机组能量与振动的联合试验,为狭义全生命周期设计;④为基于首批机组运行试验的设计,是面向批量的全生命周期设计。这4种方式以设计经验为主,虽有协同的理念,但协同的内涵没有真正体现,国内外企业虽积累了大量的实践成果,但缺乏较系统的理论。

针对协同命题的研究,可借鉴的主要有设计过程协同和多学科领域知识协同^[5-6],其中以 Haken^[7]的协同学原理最具代表性,钱学森^[8]曾予以关注和推荐。协同学原理解决问题的基本思想是序参量概念和支配原理,认为复杂系统、子系统(学科)的协同过程受序参量支配,通过支配原理将复杂开放系统的问题转化为由有限个序参量表征的封闭系统问题,进而通过序参量研究子系统矛盾点之间的协同过程。本文从转子动力学出发,研究了通流力的概念及其系统表征方法,给出了简明的协同理论构架,并以特征尺寸(直径)和特征速度(转速)为例,对协同设计方法的合理性进行了验证。

1 通流力及协同基本思想

高参数转子系统的通流力主要包括叶轮表面所受轮周力与轴向力、各级密封产生的动态密封力、叶轮偏心引起的叶顶间隙力,以及转轴表面所受径向力等,是通流系统工作流体对转子系统不同表面及位置所产生作用力的统称。通流力的向量为

$$\mathbf{F} = (F_u, F_s, F_e, F_z, F_g)^T \quad (1)$$

式中: F_u 为叶轮力; F_s 为密封力; F_e 为叶顶间隙力; F_z 为轴向推力; F_g 为转子的表面径向力。

根据对能量和振动影响的不同,将 $\mathbf{F}$ 中各力分为能量相关力和振动干扰力两类,其中 F_u 决定了系统的功率和效率,其能量和动量较大,是能量相关通流力。 F_s 、 F_e 和 F_z 是通流力中对振动有干扰的部分,同时 F_s 、 F_e 对能量损失存在耦合影响。 F_g 的作用力一般较小,研究中可不予考虑。

如图1所示,高参数转子系统主要由功能实现

与功能保障两部分组成^[3-4],由于通流力、小间隙约束力(轴承力、密封力)的相互作用,使二者的设计存在相互制约和矛盾的关系。

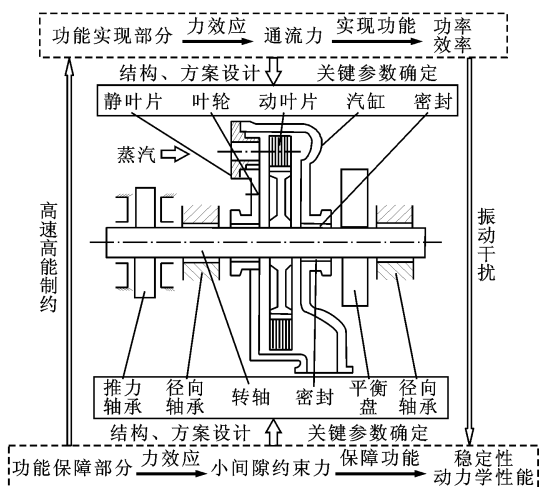


图1 高参数转子系统概念设计过程中的耦合关系

协同设计的核心是实现设计矛盾及耦合问题,图1功能实现部分在能量转化传递时,会对功能保障部分带来振动干扰,随着转速、负荷的增大,功能保障部分产生小间隙约束力的自激行为不断增强,从而使功能实现部分的功率和效率受到限制,这是概念设计的主要矛盾。借鉴哈肯协同学的基本思想,能量与振动的协同主要受通流力支配,处理能量与振动的协同问题,必须以通流力为核心,正确认识、区分并有效处理两类通流力以及它们与轴承油膜力等之间的性质、耦合效应及相互作用关系,进而进行协同因素(变量)分析、寻找以及协同设计问题的解决,这是本文研究协同设计命题的基本思想和出发点所在。

2 能量相关通流力及协同变量分析

2.1 叶轮力的参数模型

F_u 是通流力中决定功率和效率的部分,其做功能力由透平的蒸汽流量和各级的焓降决定,先对流量和焓降表达式进行分析^[9-10],其中流量为

$$G = \mu A \rho c_z = \mu \pi d_m l \rho c_z \quad (2)$$

式中: μ 为流量系数; A 、 c_z 、 ρ 分别为垂直截面面积、流速和密度; d_m 为通流系统平均直径; l 为叶片高度。

多级透平的焓降分配、级数相关表达式为

$$h_s^i = \frac{c_a^2}{2} = \frac{c_b^2}{2\chi_a^2} = \frac{1}{2} \frac{(\pi d_m^i n)^2}{(60\chi_a)^2} \quad (3)$$

$$Z = H_s(1 + \alpha)/h_m \quad (4)$$

式中: h_s^i 、 d_m^i 分别为第 i 级的理想等熵焓降和平均直径; c_a 为蒸汽理想出口速度; c_b 为圆周速度; n 为转速; χ_a 为速比; Z 为级数; H_s 为透平理想焓降; h_m 为多级的平均焓降; α 为再热系数。

多级透平在 F_u 的作用下, 总功率 N_u 为各级功率 N_u^i 之和, 即

$$N_u^i = F_u c_b = G c_u u, \quad c_u = c_{u1} + c_{u2} \quad (5)$$

$$N_u = \sum N_u^i = G H_s \eta \quad (6)$$

式中: c_{u1} 、 c_{u2} 分别为蒸汽的入口、出口速度; η 为透平机的总效率。

综合式(2)~式(6), 将蒸汽参数 ρ 、 c_z 和修正系数 μ 等作为计算条件, 同时考虑密封关键参数 S_m 的影响, 用向量对各参数进行表示, 则

$$\mathbf{X} = (x_1, x_2, \dots, x_m)^T \quad (7)$$

$$F_u(\mathbf{X}) = F_u(Z, h_s, d_m, l, \chi_a, n, \dots, S_m) \quad (8)$$

2.2 协同变量和约束条件

Z 、 d_m 、 l 、 c_b 是决定透平结构、关键尺寸的核心决策变量, 同时对转子动力学性能有很大影响。在给定的蒸汽参数下, Z 决定了各级的 h_s^i 和结构, 并对转子长度、刚度及临界转速有很大影响; d_m 、 l 对流量和功率影响很大, 且对转子动特性会产生影响; c_b 与 n 成正比, n 增大会提高做功的能力和经济性, 但对振动会产生影响。综上分析并考虑 S_m 对能量和振动的耦合影响, 用向量表示协同变量, 则

$$\mathbf{X}_y = (Z, d_m, l, n, S_m)^T \quad (9)$$

约束条件主要包括: ① l 、 c_b 的材料限制, 目前 1 000 MW 机组末级处的 l 为 1.2 m 左右, c_b 达到 550 m/s; ② 透平级必须保证 χ_a 最佳, 以获得最大效率, 冲动式汽轮机的 χ_a 一般为 0.5 左右; ③ 受 χ_a 、 c_b 的限制, 单级焓降 h_s 受到限制, 其范围为 400~500 kJ/kg; ④ 其他约束还包括叶高比等。

3 振动相关通流力及动力学建模

将式(1)中的振动相关通流力与油膜力、转子不平衡力等综合后, 分为自激振动力和强迫振动力两类, 当只考虑横向振动情况时, 振动力向量为

$$\mathbf{Q} = (F_b, F_s, F_e, F_q)^T \quad (10)$$

式中: F_b 为轴承油膜力; F_q 为强迫振动力, 由转子偏心、不对中等引起。

在动力学建模过程中, 采用多圆盘转子模型和有限元方法将转子系统离散成 n 个节点, 其中与轴承对应的节点称为轴承节点, 与密封对应的节点称为密封节点, 建立的系统动力学模型为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{U}} + \mathbf{K}\mathbf{U} = \mathbf{F}_b(t) + \mathbf{F}_s(t) + \mathbf{F}_e(t) + \mathbf{F}_q \quad (11)$$

式中: $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{K}$ 、 $\mathbf{C}$ 分别为转子的质量、阻尼和刚度矩阵; $\mathbf{U}$ 为节点的位移向量。采用线性化模型, 则油膜力、密封力与叶顶间隙力等小间隙约束力的向量为

$$\mathbf{F}_i(t) = \mathbf{K}_i \mathbf{U} + \mathbf{C}_i \dot{\mathbf{U}} \quad (12)$$

式中: $\mathbf{K}_i$ 、 $\mathbf{C}_i$ 为具有多个非零二阶子块的对角阵, 对角阵位置与模型中相应节点的位置相对应。

将式(11)代入式(10), 则系统的振动模型为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{U}} + \mathbf{K}\mathbf{U} = \mathbf{F}_q \quad (13)$$

式中: $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{K}$ 为系统的质量、阻尼和刚度矩阵。

振动系统的关键设计变量决定了 $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{K}$ 及式(13)的特征根和特征向量^[11], 进而决定了系统的振动性能。将这些设计变量用向量表示为

$$\mathbf{Y} = (d_0, L, N, B/d, \phi, n, \dots, S_m)^T \quad (14)$$

式中: d_0 、 L 、 N 分别为转子根径、跨距和载荷; B/d 、 ϕ 为轴承的长径比和间隙比。

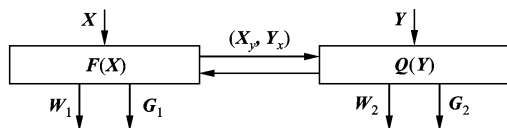
将 $\mathbf{Y}$ 中对能量设计有影响的耦合参数(协同变量)以向量进行表示为

$$\mathbf{Y}_x = (d_0, n, L, N, S_m)^T \quad (15)$$

4 基于通流力的协同设计方法及设计流程

4.1 协同设计参数模型

以通流力和振动相关力为核心, 在模型参数、协同变量分析的基础上, 建立了能量与振动的协同设计模型(见图 2)。



$\mathbf{W}_1$ 、 $\mathbf{W}_2$: 功能实现部分(能量系统)与功能保障部分(振动系统)的设计目标; $\mathbf{G}_1$ 、 $\mathbf{G}_2$: 各系统的设计约束

图 2 高参数转子系统能量与振动的协同模型

根据图 2 可建立如下协同模型的表达式

$$\begin{aligned} \text{Min } \mathbf{W}_1 &= f_1(\mathbf{F}(\mathbf{X}), \mathbf{X}, \mathbf{Y}_x) \\ \text{Find } \mathbf{X}_y &= (\mathbf{X}_{y1}, \mathbf{X}_{y2}, \dots, \mathbf{X}_{ym}) \\ \text{s. t. } \mathbf{G}_1 &= (g_{11}, g_{12}, \dots, g_{1m}) \\ g_{1i} &(i=1, 2, \dots, m) \\ \text{Min } \mathbf{W}_2 &= f_2(\mathbf{Q}(\mathbf{Y}), \mathbf{Y}, \mathbf{X}_y) \\ \text{Find } \mathbf{Y}_x &= (\mathbf{Y}_{x1}, \mathbf{Y}_{x2}, \dots, \mathbf{Y}_{xn}) \\ \text{s. t. } \mathbf{G}_2 &= (g_{21}, g_{22}, \dots, g_{2n}) \\ g_{2i} &(i=1, 2, \dots, m) \end{aligned}$$

以功率 P 和效率 η 作为能量设计目标, 以 $\mathbf{W}_1$ 最小为目标, 则 $\mathbf{W}_1 = (1/P, 1/\eta)^T$ 。振动系统以对数衰

减率 $\delta_{\min}$ (大于 0.2~0.5)、临界转速 n_{st} 、避开率 Δn_{st} (大于 10%),以及不平衡响应 A_m (小于 50 μm) 作为设计指标,则 $W_2=(1/\delta_{\min}, 1/\Delta n_{\text{st}}, A_m)^T$ 。

4.2 协同设计流程

为进一步说明协同模型的内涵和特点,给出的协同设计流程如图 3 所示。协同设计的主要任务是:对功能实现部分和功能保障部分进行功能提取和分解,进而进行设计矛盾点和耦合问题的分析;然后根据建立的通流力模型、振动模型进行协同变量寻找及协同模型构建;最后,针对协同变量进行协调匹配关系分析,研究 X_y 、 Y_x 间关键参数的协调匹配关系,从而为能量和振动设计目标的协同决策提供重要数据、图等知识集。

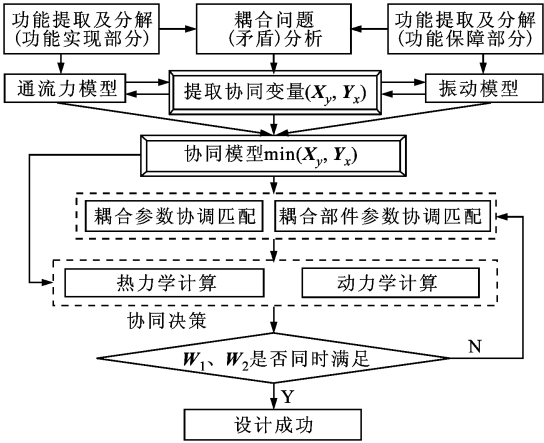


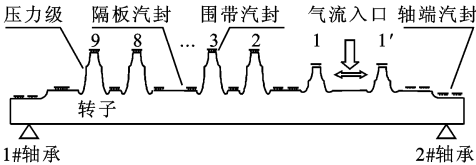
图 3 协同设计框架

5 案例验证

基于协同设计的参数模型,按照图 3 的主要步骤,以 1 000 MW 机组高压缸转子系统为对象进行协同设计及合理性验证。

5.1 基本参数及设计耦合问题

某 1 000 MW 汽轮机采用 25 MPa、600 $^{\circ}\text{C}$ 、600 $^{\circ}\text{C}$ 超超临界蒸汽参数,其高压缸呈反向布置,包括 1 个双流冲动式调节级和 8 个冲动式压力级,转子由 2 个 6 瓦可倾瓦轴承支承,高压缸转子系统的结构如图 4 所示,系统主要设计参数见表 1。



1、1': 高压缸的调节级;2~9: 高压缸的压力级

图 4 高压缸转子系统的结构图

表 1 高压缸转子系统主要参数

压力/MPa	25
温度/ $^{\circ}\text{C}$	600
再热温度/ $^{\circ}\text{C}$	600
$H_s/\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	410
Z	10
χ_s	0.504
d_m/mm	1 138
d_o/mm	584.5
l/mm	36.51~91.84
L/mm	5 800
$B\cdot d^{-1}$	0.625 ^① , 0.5 ^②
$\psi/\%$	1.22 ^① , 1.28 ^②

注:①表示 1#轴承;②表示 2#轴承。

由于 1 000 MW 机组高压缸部分的蒸汽压力较高,比体积小,因此汽轮机各级的容积流量、焓降变化也较小。在热力学设计过程中,一方面为减少端部损失,级的平均直径应尽可能小,另一方面为保证最佳速比,还要采用较多的级数来提高效率,但级数的增多、叶轮直径的减小会对转子的刚度、临界转速产生不利影响,这也是高参数高压缸转子系统设计中存在的主要矛盾和耦合问题。

5.2 转子直径对协同设计的影响

当机组其他参数不变、 d_o 在 400~800 mm 内变化时, l 相应变化(d_m 与 l 的乘积满足最小排气面积要求),根据式(3)、式(4),计算不同 d_o 下各级的 h_s^i 和平均焓降 h_m ,进而确定 Z 。考虑余速、静叶和动叶等损失^[9-10]后,计算得到不同 d_o 、 Z 方案下的轮周效率 η ,计算结果如图 5 所示,可以看出,随 d_o 的减小, η 逐渐增大, Z 不断增加,因此在级数允许范围内减小直径是提升透平效率的有效途径。

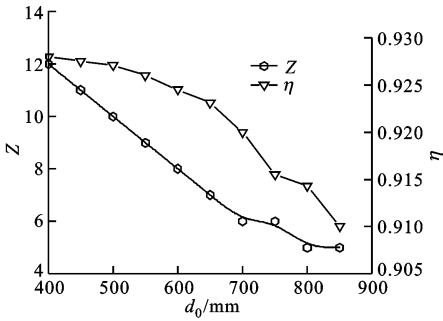


图 5 转子直径对透平级数和轮周效率的影响

采用有限元方法将转子离散成 68 个节点,2 个轴承对应第 2 和第 67 节点。各节点处的等效质量

和等效惯性矩随 d_0 变化而变化,同时各轴承载荷也发生变化。如图6所示, d_0 减小导致 n_{st} 不断下降,当 $d_0=400$ mm 时,水平和垂直临界转速都为1 000 r/min 左右,相对原机组临界转速(2 000 r/min 左右)虽有明显下降,但仍能满足转子动力学设计的要求。因此,以增大 η 为目标,在一定范围内减小 d_0 和增加 Z 是允许的。

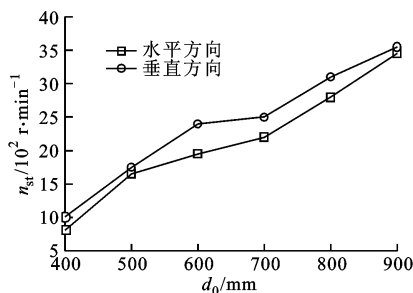


图6 转子直径对临界转速的影响

5.3 转速对协同设计的影响

在其他参数不变的条件下,改变原机组的工作转速,计算了 n 变化对级数 Z 、 h_m 以及 P 和 η 的影响,计算结果如图7、图8所示。同时,在 n 变化时对轴系的 δ_{min} 、 A_m (不平衡量为 $0.60 \text{ kg} \cdot \text{m}$) 进行了计算,计算结果如图9所示。

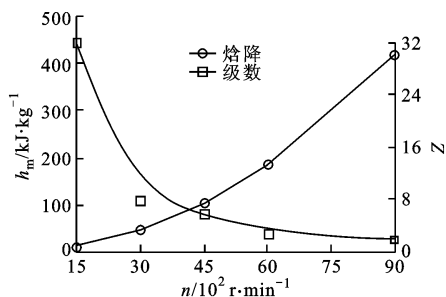


图7 转速对焓降分配和级数的影响

从图7可看出, n 增大 h_m 增加, Z 减少。图8表明 P 与 n 成正比,同时偏离额定转速(3 000 r/min)后 η 下降很快,这是由于偏离最佳 χ_a 的原因。由于最佳 χ_a 下焓降与 n 的平方成正比,可在焓降不变时减小 d_m (或 d_0) 以保证 η 最大,因此在最佳 χ_a 下,在设计约束允许的范围内增大 n ,使机组功率增大的同时将 Z 减少,以有利于更大功率机组的开发。

如图9所示,随着 n 的上升 δ_{min} 逐渐下降,当 n 大于9 000 r/min 后转子系统趋于失稳。避开临界转速($n=2\ 000$ r/min)后,随着 n 的上升 A_m 逐渐下

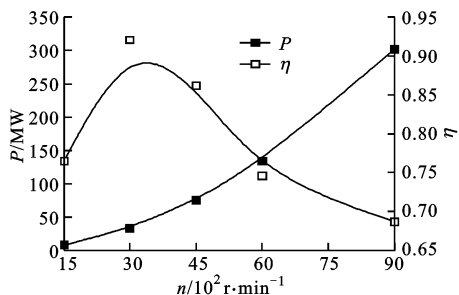


图8 转速对功率和效率的影响

降,且满足振动设计要求。可见,在避开临界转速和失稳转速的范围内,提高汽轮机的工作转速是可行的。

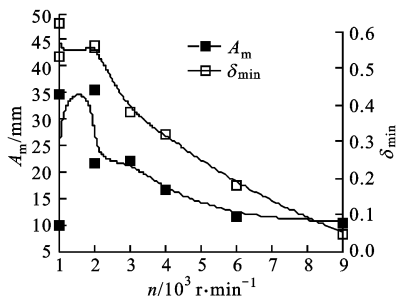


图9 转速对转子动力学性能的影响

6 结 论

(1)本文提出了通流力的概念,并对其模型、表达式及物理量等进行了系统表征研究,从理论上探讨了在概念设计阶段,高参数转子系统能量与振动存在的协同因素,为能量与振动的主要设计矛盾和耦合问题的解决提供了简明的协同设计理论框架。

(2)本文以转子动力学为出发点,研究分析了相关协同设计模型、设计流程及案例,以转子动力学为出发点,体现了实际高参数转子系统的专业设计知识和并行设计的内涵及特点,不仅拓展了传统转子动力学的研究范畴,而且对当前和新机组的设计具有借鉴意义。

参考文献:

- [1] 朱宝田. 三种国产超超临界1 000 MW 机组汽轮机结构设计比较[J]. 热力与发电, 2008, 37(2): 1-8.
ZHU Baotian. Comparison of structural design for three 1 000 MW steam turbines[J]. Thermal Power Generation, 2008, 37(2): 1-8.

(下转第73页)