

国外汽轮机译文集

汽轮机行业情报组 编译出版
上汽厂汽轮机研究所技术情报组

一九七五年六月

毛主席语录

列宁为什么说对资产阶级专政，这个问题要搞清楚。这个问题不搞清楚，就会变修正主义。要使全国知道。

自力更生为主，争取外援为辅，破除迷信，独立自主地干工业、干农业，干技术革命和文化革命，打倒奴隶思想，埋葬教条主义，认真学习外国的好经验，也一定研究外国的坏经验——引以为戒，这就是我们的路线。

目 录

大型冷凝式汽轮机末级叶轮的应力分析.....	(1)
大功率蒸汽轮机转子中应力集中确定.....	(11)
汽轮机特性变化分析	(14)
汽轮机高压缸螺栓的设计	(33)
轴承参数和轴刚性对转子振动性能的影响.....	(41)
润滑轴承的弹性和阻尼特性在不平衡振动计算中的 应用.....	(49)
油膜轴颈轴承的动力特性与转子的不平衡振动的关 系	(53)
基于断裂力学的透平叶轮设计准则的发展.....	(60)
对恩莱——麦西森透平特性预测法的改进.....	(73)
在外径存在有径向力的情况下套装叶轮过盈尺寸图	(81)

大型冷凝式汽轮机末级叶轮的应力分析

在本文中，清晰地阐述设计高应力叶轮的各种问题，并对确定安全极限时必需考虑的主要因素则作了详尽的讨论。结论部分简要地对捷克ŠKODA公司汽轮机部为研究迥转叶轮的应力和强度而建立的实验室作了介绍。

引 言

在参数、真空度和排汽损失都已给定的单轴大功率汽轮机的设计中，有关单排汽的最大性能受到了末级排汽面积的限制，亦即主要受叶轮允许应力的限制。解决汽轮机低压部分的强度问题，也是大功率汽轮发电机组设计的关键之一。

在设计汽轮机中，低压转子可有三种主要结构：

- a) 叶轮红套在主轴上的套装转子，
- b) 焊接转子，
- c) 整锻转子。

上述三种各有优缺点。通常，制造厂的工艺设备条件是选择的决定因素。ŠKODA公司有长期制造套装式低压转子的经验，因而即使是大机组转子包括50万瓩的机组，也用这种设计。图1为ŠKODA冷凝式汽轮机的末级示意图。表中列出了末级的排汽面积和轮毂的应力百分比(相对于5万瓩机组末级叶轮的应力)。

从图中可看出，应力几乎增大了一倍，而从屈服极限导出的计算安全系数则仅仅降低40%。这种可观的应力增大，只有在具体分析影响叶轮应力状态的所有因素的基础上才能允许。

计算小机组叶轮的应力时，按例只对离心力的各种影响和红套力的各种影响加以考虑。当考虑大应力叶轮的安全极限时，还必须计入下列各项：

- 1) 轮毂宽度上应力的不均匀分布和应力轴向分力的影响，
- 2) 由红套引起的静叶轮上应力分布，
- 3) 键槽影响，

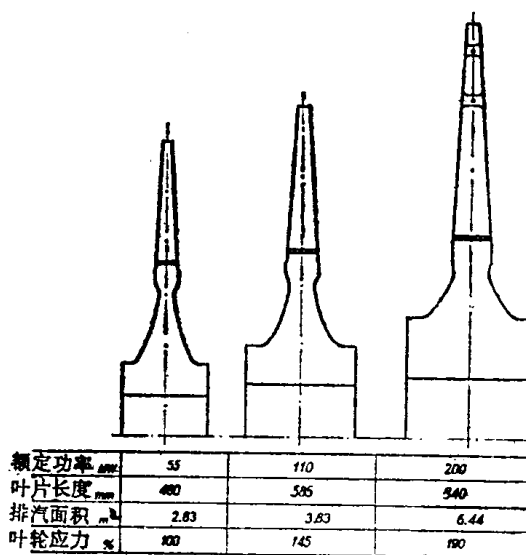


图1 ŠKODA冷凝式汽轮机的末级

- 4) 温度梯度影响,
- 5) 叶轮材料实际机械性能,
- 6) 热处理后的剩余应力,
- 7) 材料脆裂的敏感性.

下面将详细探讨三种影响。

轮毂宽度上的应力不均匀分布

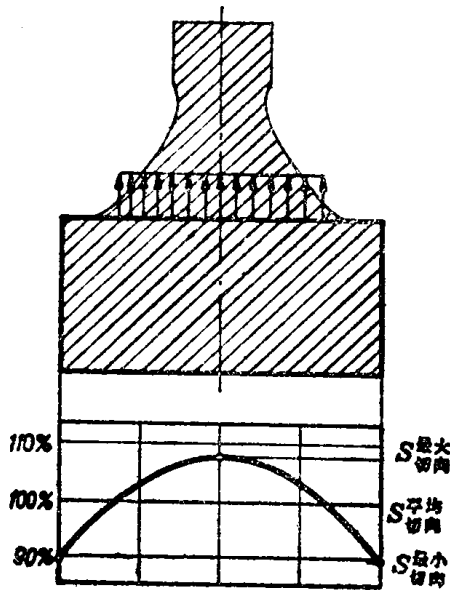


图2 由沿叶轮内径的离心力所产生的切向应力分布图

计算动叶轮应力时，通常都假定叶轮是比较薄的，从而只有一种双向应力存在。这意味着，轴向应力是可略而不计的量，等于零，而叶轮全宽度上的切向和径向应力则保持恒定。这种简化算法，在小型汽轮机叶轮的情况下是可用的。但是对于具有较宽轮毂的大型凝汽式机组的低压叶轮来说，这一假定就不符合要求了。实际的条件在计算中是可以近似达到的，办法是假定轮毂是一个回转环，在轮毂进入轮面的过渡点上均匀布荷。这样，沿轮毂的切向应力分布成抛物线型，最高点在轮毂中部。这可以从图2看出，对于参数 $\frac{R_2}{R_1} = 2$ ， $\frac{R_1}{h} = 1$ 的叶轮，在应力的不均匀性略而不计的情况下，其应力与平均应力的比值已作成曲线。

这一计算是按照 Valenta 的理论解法作出的。从图可知，轮毂应力相对于不计入不均匀性的平均应力而言，在中部增大约 8%，而在两端面则减少 11%。

对于叶轮的计算来说，这两个数值同样重要，这就是说，轮毂中部的应力增大用于考虑最大的应力，叶轮端面的应力减小用于计算红套松动转速。较低的叶轮端面应力相当于一个较小的切向和径向弹性应变，从红套过盈的观点来说，这相当于较高的红套松动转速。

据此，有可能在计算红套松动转速时，通过计入低压转子应力不均匀分布这个因素来降低红套过盈量。

联系到轮毂上应力分布的不均匀性，也有必要求出轮毂的合适宽度。加宽轮毂，可以使轮毂中部的应力降低，但同时应力分布的不均匀性却增大了。由于这个理由，必须在设计叶轮时找出轮毂中部最大应力与最小红套松弛速度之间的最佳关系。

对轮毂宽度为 500 毫米的末级叶轮的一系列变数的计算结果表明：轮毂宽度每变化 10%，应力仅变化 2%。考虑到锻件质量随着宽度增加而变坏的事实，对于加宽轮毂至超过 500 毫米的情况不作推荐。

值得注意的是叶轮应力究竟受边界条件的影响多大。在运行速度下，不包括叶片的末级叶轮的离心力占轮孔总的切向应力60%，叶片的离心力为30%，红套的影响为10%。这就意味着：即使用钛合金叶片，也不可能显著地降低叶轮应力，因为叶片离心力如降低40%，叶轮应力也只减少12%。

另一个在通常旋转叶轮计算中未加考虑的因素，是轮毂宽度上的应力轴向分力。由于轮毂上径向和切向应力分布的不均匀性，就产生了较显著的应力轴向分力，其大小常常足以校验红套完全松弛的情况，亦即类似于转子超速试验的情况。轴向应力应当是在轮毂中部为最大，并向轮毂两端面方向逐渐减少以至于零。由于这一应力是负的，所以轮毂中部应力的合力将更大。

针对这个压缩应力分力，应力的轴向张分力也起作用，这个张分力是在叶轮红套于轴上的冷却过程中从摩擦力产生。但是即使如此，仍然可以假定当特子进行超速试验，叶轮接近于丧失全部红套过盈时，这些应力实际上是减少至零，从而在叶轮计算中可以略而不计。

由红套引起的静叶轮上应力分布

高应力叶轮的真正安全标志是：

- a) 叶轮内径上塑性变形的出现和随之而来的红套过盈的丧失；
- b) 脆性断裂的出现。

红套降低不一定导致汽轮机事故停车，但它可能造成叶轮轴向移动和随之出现的机组不能平稳运转。与此不同的是，运转叶轮的脆性断裂却可能发生事故。

让我们先来考虑红套过盈大小的影响。

从分析可以看出，红套过盈的影响只占应力分力的10%，且其值在超速时的最大应力下也接近于零。当速度降低时，红套过盈所占的应力分力百分比会增大，而在静止时，应力合力达到接近于运行速度下的同样值。

由于轮毂和轴的长度不同，在轮毂的两端面上就产生了接触压力和(特别是)剩余应力的峰值。采用在内径上带有凹膛的轮毂，应力场即行改变，在园形凹膛的边上会产生接触压力的第二峰值——如图3所示。可以近似地推算出，在轮毂端面或内孔园形凹膛边上的径向压力，其集中系数值约达1.2~2，视轮毂的尺寸而定。这一系数的显著降低，可以通过将轮毂内径上接触表面的边棱加以倒圆的办法来达到。

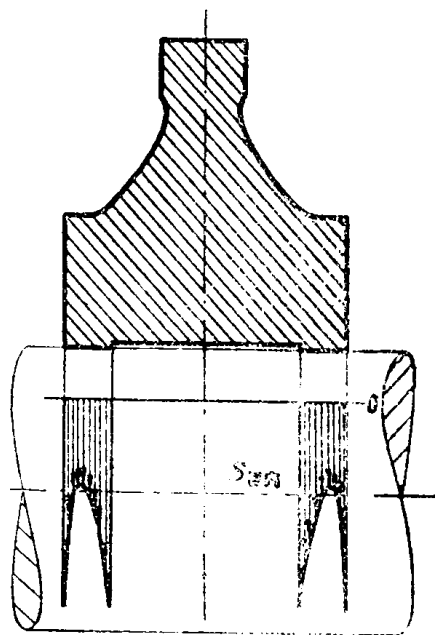


图3 由红套引起的径向应力沿静止叶轮内径分布图

键 槽 影 响

叶轮设计的一个不利因素是用于力矩传递的键槽。即使各个边角都经过很好倒圆，应力集中的系数也可达2.5~3。由于安全系数一般较低，最好采用小的键槽半径塑性变形值。从文献资料中，已经知道有几种事例，因为忽视倒角而造成叶轮上出现裂缝。

由于这些原因，在低压叶轮上，较为安全的办法是避免应力集中于内孔，并在轮毂面上用径向键槽代替轴向键槽。

叶轮由超速破坏试验结果得出结论表明，键槽只是在具有脆裂敏感性的低塑性材料的情况下才是危险的。对于有良好塑性的材料，键槽并不显著地降低叶轮抵抗断裂的能力。

温 度 梯 度 影 响

温度内应力的出现，其原因是受到汽流冲洗的叶轮轮缘与将热量传入轮轴的轮毂之间存在着温差。在平衡状态下，温度梯度在汽轮机运行时是相对地小的；但在启动汽机轮时，它可能达到相当大的数值。由于这种温差的存在，就在叶轮内孔上产生了切向张应力，这种应力还必须迭加到由旋转产生的应力上去。为了估计这种影响的大小，可以按末级叶轮上温差每10℃约增加切向应力100公斤/厘米²来考虑。

叶 轮 实 际 机 械 性 能

对于汽轮机低压部分的大型高应力旋转叶轮，设计要求在锻件的所有截面上，强度和屈服极限值都高，同时需要以单位延伸率和单位断面收缩率表示的塑性特性良好，满足冲击强度要求。

满足这些要求需要实际尺寸的锻件进行大规模昂贵的研究工作，以便找出最佳的工艺参数。

照此方向所作的研究工作，已在捷克ŠKODA汽轮机部用15个末级叶轮锻件进行多年。它们研究了酸性平炉钢锭和碱性电炉钢锭的差别，研究了真空、自耗电极真空弧熔对浇铸的钢锭的影响，研究了不同热处理方法对两种合金钢的影响，即3%Ni-Cr-Mo-V和3%Cr-Mo。

除了金相试验外，每个叶轮还从剩余应力大小、转变温度和叶轮各个截面上的径向、切向、轴向机械性能各个角度作了试验，与此同时在破坏坑内作了叶轮的破坏试验。

从最大限度地利用材料的观点来说，找出最佳的机械性能是非常重要的，这种最佳的机械性能不仅可从高强度的角度，也可以从降低塑性性能的角度来加以实际利用。

试验结果表明，叶轮中间的部分如采用合造的工艺后，最小屈服应力值100公斤/毫米²，最小抗张强度值115公斤/毫米²，同时径向、切向试样是有良好的单位延伸值(最小单位延伸量=10%)、单位断面收缩值(最小单位断面收缩量=25%)。还使凹口冲击强

度值达到合格的大小(对园口试样〔Mesnager试样〕的最小园口冲击强度值等于3公斤·米/厘米²)。由于纤维组织生长的不利,轴向试样的各值却降低了,剩余应力的值大小因为回火温度较低而略有增大。另外,转变温度的各值则在合格的范围以内(75°C)

按照实际大小的假件作试验的结果,对于3%Ni-Cr-Mo-V和3%Cr-Ni-Ti材料,在叶轮切向试样的所有截面上都具有下列机械性能:

极限抗拉强度	105~110公斤/毫米 ²
最小屈服点应力	90公斤/毫米 ²
最小单位延伸率(5d)	15%
最小U型口冲击强度(按Mesnager)	5公斤·米/厘米 ²

当利用更高的极限强度值时,应降低塑性值。

对在真空中重熔过的材料所作的试验表明性能获得大范围的改善,主要包括纯度、均匀结构和塑性值增高。对轴向试样各值的改善,本身就具有说服力。但锻件质量的略有提高并不同时与生产费用成正比。

这些结果说明,从应力分析的观点来看,材料具有相当大的潜力。从经验中知道,根据对大尺寸高应力另件基本试验结果所作的实际安全系数估计,至今仍很不精确,因为这种大尺寸另件中存在着脆裂危险,在某种情况下会变得很突出。不仅如此,随需要将实际大小的另件在最近似于运行条件下进行试验。为此,前述低压叶轮锻件的研究计划中补充了旋转破坏试验。

剩 余 应 力

剩余应力(宏观应力)的发生,是由于叶轮淬火退火时较薄边圈的冷却速度比起粗壮的轮毂来很不均匀。

鉴于促使脆裂发生和发展的条件在低压叶轮中会累积这一事实,所以检查剩余应力的大小从运行安全的观点来说是十分重要的。

通过具体确定5万瓩和10万瓩汽轮机末级叶轮全截面上的剩余应力曲线,发现最大张应力发生在叶轮的內孔上,即轮毂的中部。

这些结果说明,叶轮剩余应力的实际大小只能用在轮毂中部进行测定的方法才能得知。如象某些汽轮机制造厂那样在端面上检测应力,则轮毂越宽,误差越大。

如图4所示,必须补充说明的是测定值代表了锻件上的表面应力,包括一个附加过盈,把试验中的切除环也计算在内。从叶轮面上的应力曲线的特性,

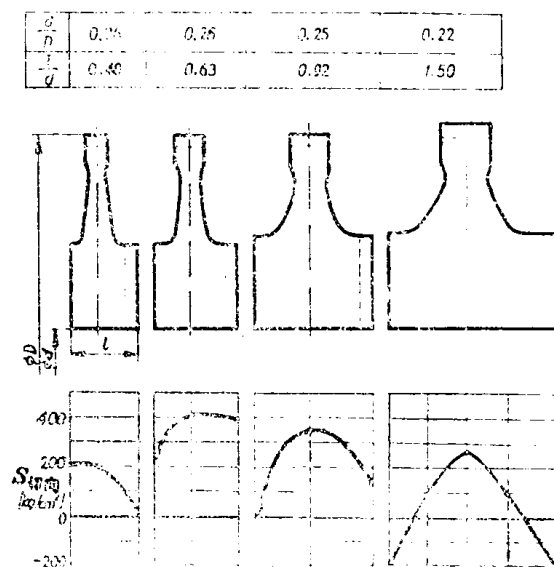


图4 沿叶轮內孔的剩余应力测定(测定值与轮毂的宽度有关。)

可明显地看出这些应力在叶轮径向上是急剧降低的。这一事实，也为主要试验以后所进行的若干试验测定所证实，并得知应力降低为第一次试验所测得的一半。

材料的脆裂敏感性

低压叶轮的应力特性并不排除脆裂存在的可能性。在叶轮中存在着一个基本量级较高的张应力，它还可以由于剩余应力或由于热应力而进一步增大。不管制造工艺和探伤检查做得如何好，材料中总会存在杂质，导致应力集中，而从锻件具有的较大尺寸而言，大小系数也会是一个重要问题。但脆裂危险可降低应力状态的特性，因为叶轮中的基本应力不具有三向张应力特性，将限制塑性变形发生的可能性。特别是在末级中，由基本应力造成的脆裂危险可由于内孔中部压缩力引起的相当高的轴向应力的存在而消除。从这一点就可以推断出：叶轮中的脆裂可能只是由尖口所促成，三向张应力是围绕着尖口而发展起来的。

不同温度下进行叶轮试验的结果表明，叶轮中脆裂的出现，主要与转变温度有关。因此，这一温度成了考虑锻件质量的主要指标。它可以根据一系列的凹口强度试验来确定，也可以根据对凹口的弯曲试样的韧性断裂试验来确定。

对于一定的材料，转变温度代表了一种极限，脆裂发生在比这点较低的温度，而韧性断裂则发生于较高的温度，如图5中“V型口冲击强度与温度的关系”所示。图6代表了与平均切向应力的类似关系，这种关系是通过将有凹口的叶轮在试验温度下破坏而得到，而平均切向应力则是在假定由于沿叶轮半径的应力再分布而使全部应力一致的情况下计算出来的。

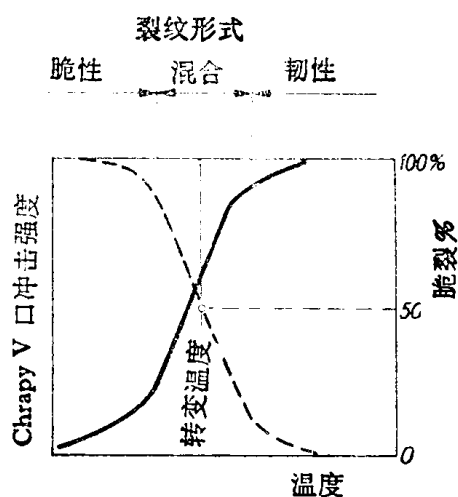


图5 转变温度的确定，V型口冲击强度与试验温度的关系

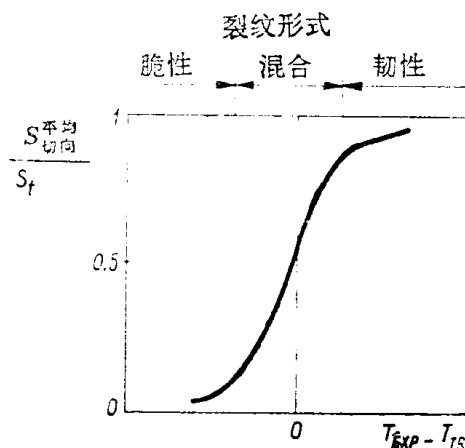


图6 相当于破坏速度的平均切向应力与试验温度的关系，叶轮有凹口充当裂纹

但是，用试验叶轮来找出这种关系(图6)是很费时和费钱的，特别是因为必须考虑大小系数，亦即必需接近叶轮的尺寸的要求下更是如此。极端允许转变温度是在这些试验的基础上确定的。举例来说，对于低压转子，规定为55~80℃。

这些数值也不是可以完全放心地从文献中加以引用，而必须在破坏坑中进行破坏试验来对所用的材料和工艺加以验证。

这里引用的术语“平均切向应力”，在用计算来校核所设计的叶轮破坏时也要采用。经验已经证明，对于不易脆裂的塑性材料，如果平均切向应力的值达到从屈服点应力至极限强度点应力之间的范围内时，也会发生叶轮破裂。所以建议：对于汽轮机叶轮，如计算采用极限抗拉强度的话，计算所用的安全系数应取4；如采用极限屈服点应力的话，应取3。

试验和运行设备

上述的理论、工艺和材料的问题，由于其重要意义而都需要试验验证。为此目的，ŠKODA公司已建设了一个试验室，其中除了作转子的超速和动平衡试验的超速隧洞外，还有两个试验台，一个作单级动叶轮超速试验用的隧洞，一个作叶轮旋转试验用的破坏坑(图7)。试验车间的概视图如图8。

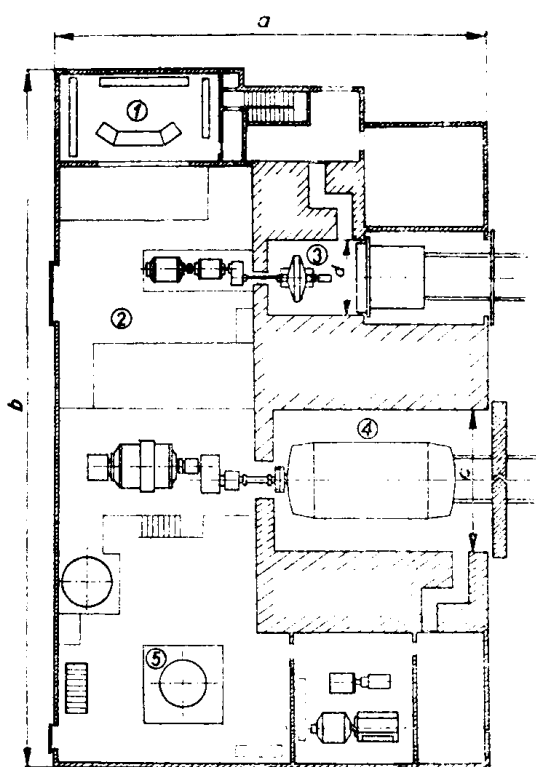


图7 试验车间的平面布置 (a=23.4米, b=37.0米, c=7.5米, d=4.0米)

1—控制室, 2—机器间, 3—叶轮超速试验隧洞, 4—转子超速试验隧洞, 5—爆破坑。

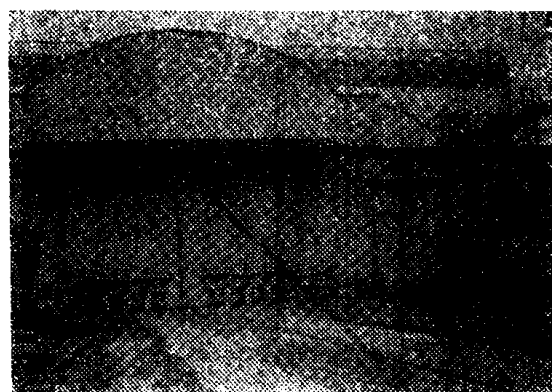


图8 试验室外视图

汽轮机转子在作超速运转如按捷克标准ČS N080030规定的额定转速的115%下进行的试验，是从强度的观点对锻件质量所作的最后检定。

超速运转在真空室内进行，真空室置于轨道台车上，因而可以用制造厂装配场地的重型吊车把部件拉出，而台车连同装好的转子则一起推入隧洞，如图9~10。

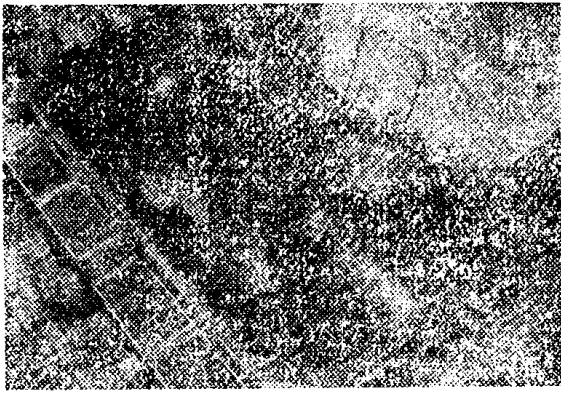


图9 超速台车连同装好的20万转子

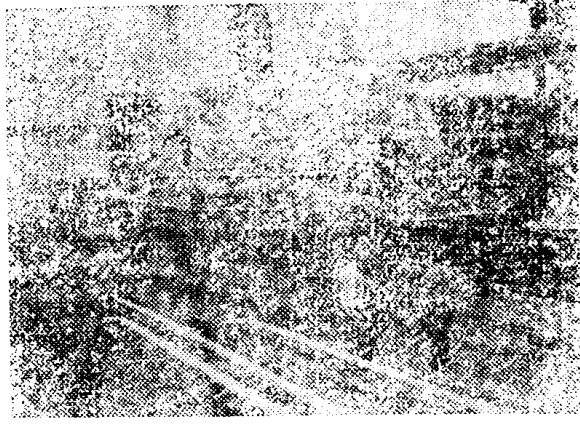


图10 把超速试验台车插入隧洞

单个叶轮的超速试验台用于试验红套松动速度，从而也用于验证应力状态的理论分析，即试验轮毂宽度上应力分布的不均匀性、试验内孔轴向应力的分布，测定叶根应力、校验叶轮应力状态是否在弹性和弹性塑性范围之内。除了试验计划项目以外，这套设备还可利用超速来进行高应力叶轮在制造过程中的质量检查。

准备好进行低压叶轮红套松动速度试验的设备如图11。红套过盈量的减小，可以用应变仪测量内孔面上的径向和切向应变来确定，也可以通过测量叶轮在轴上转过的角度来确定。受试验的转子是在真空室中转动的。为了简化叶片制造，叶片用相当的方料代替。整套设备如由两只250瓩的调节马达经过齿轮箱驱动，最高速度可达每分钟6000转。大门制成钢质挡板的形式，放在轨道台车上，遮住隧洞的整个进口。

粘在叶轮轮毂上的应变计发出的信号，经过12腔室的水银集流器到接线箱的触点和屏蔽室中的电桥，然后到指挥柱上作测定用的屏板上(指挥柱放在控制台的左边)，从这里再接至西门子造的24线示波器。

控制屏的右边，有记录仪器作校验运行数值之用。其它的运行控制仪器分别放在控制屏和从天花板垂下的屏板上(图12)。



图11 低压叶轮红套松动试验设备

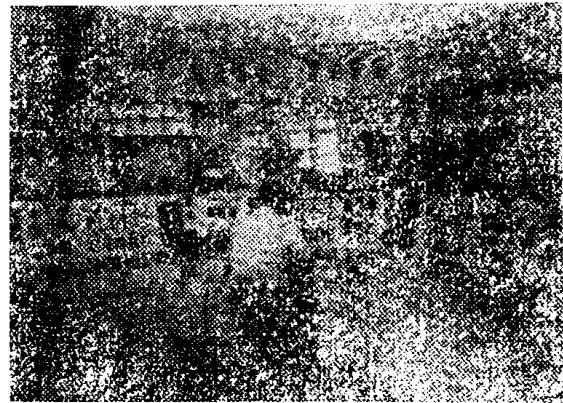


图12 控制屏

图13表示实验室测定用的屏板，上有20只埋置式振动指示表，2台振动分析仪，台示波器，2只力矩和转速的数字式测量仪，以及拾振器接头和应变仪电桥等等。

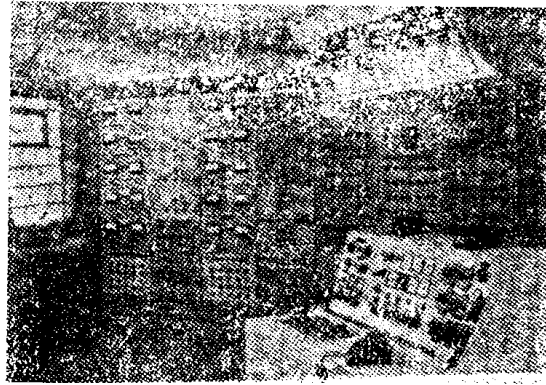


图13 指挥室的实验室测定屏板

破坏坑设计成直立式，位于机房地坪标高以下，如图14及15。一台90匝调节电枢马达经过齿轮箱驱动装有受试叶轮的轴。由于最高运行速度达到每分钟20000转，轴是挠性的，这套机构必须能够越过共振带，即使有某种程度的不平衡(这在塑性变形开始时是难于完全避免的)运行。为此，这一设备装有油减震器，可用来影响蝶形端一侧轴壳的刚度。

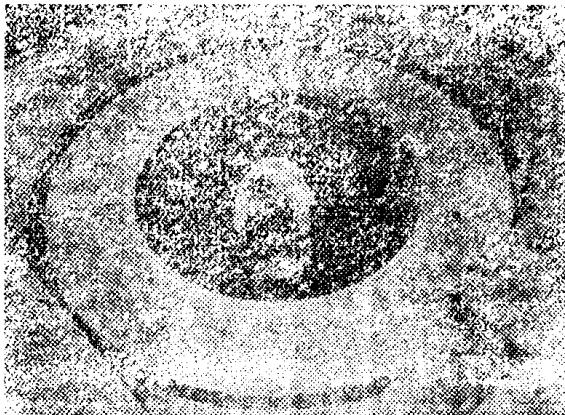


图14 叶轮装好待试的破坏坑情况



图15 破坏坑的机械装置部分

受试叶轮之间的空间是可以调整的，特别当旋转下进行应变仪测定时，或者，也可以用埋入感应加热设施的办法来加强温度场的作用。围绕叶轮的空间用木块和铅块贴面，以阻挡爆破件时冲击，并防止作为断裂相分析对象的爆破表面受到显著损坏。

这套设备能提供关于整体转子锻件和低压叶轮材料脆裂敏感性的数据，还能提供一个估价大锻件疵病和研究材料在弹性——塑料与全塑性状态下特性的客观尺度。

运行时，可从指挥室用两台电视照相机以远距离控制方式观察设备。

结 论

上面的论述分析了大型冷凝式汽轮机低压叶轮应力问题见解的目前状况。显然，对材料和整个制造工艺的要求是高的，而对从深入分析导出的强度值的利用也几乎山穷水尽了。

在这种情况下，有可能看到材料机械性能中的主要潜力。有可能通过改进工艺在不降低材料塑性下把所需的屈服点应力值从75公斤/毫米²提高到90公斤/毫米²。为了进一步提高机械值用自耗电极真空弧熔法来防止降低塑性是有可能的。

从上面分析可以看出，在设计大型汽轮机的低压部份时，必须解决复杂而艰巨的问题，因为这牵涉到应力分析、材料和工艺整个范围的问题。如此，成功地解决汽轮机低压部分是设计大功率机组的一个关键。

(上海机电设计院孙旭辉 译自捷克《Prace instytutu Maszyn
Przeptywowych》40~44, 1969. 591~606)

大功率蒸汽轮机转子中应力集中确定

在设计大功率汽轮机转子的静力强度时，必须考虑汽轮机转子是在转动——静力负荷条件下工作的，因此研究应力集中区域的应力状态问题具有很大的意义〔1〕。轮体和轮轴连接处(在整锻和焊接转子中)和轮体向轮毂过渡处(套装叶轮型式转子中)是研究应力集中现象最重要的地方之一。文献〔2〕指出在整锻转子模型中轮体和轮轴连接处应力数值不大，但在园角处的应力根据文献〔3〕超过现用于判别整锻转子强度的内孔最大切向应力〔3〕。因此需要进行轮体和轮轴连接处的应力情况的研究。试验研究借助于光弹离心冻结法、转子模型材料选用高灵敏度光弹材料。使其在旋转条件下冷冻变形。

无论应力集中区域的边界处，或从通过边界上应力最大点处作的截面，根据主应力分布特性，来判别应力集中对零件强度的影响。

根据〔4〕可求得园角处的主应力。此时，从在子午面里作用的 σ_s 应力的分布里可看到园角初段，即园角跟轮轴的连接处 $\sigma_s = 0$ 。此处发生应力符号的变化：即在轮体里的正应力转变为轮轴表面上的负应力。在任意半径的园角处的最大应力的分布是一定的，可在园角开始处成 75° 角的附近观察到。

沿园角S边界上的切向应力 σ_θ 可按式(1)计算

$$\sigma_\theta = \sigma_s + \rho\omega^2 r^2 + \frac{\gamma}{\sin\alpha} \left(\frac{\delta\sigma_s}{\delta s} - \frac{\sigma_s}{R} \right) \quad (1)$$

式中：

ρ 转子材料密度

ω 转动角速度

r 园角半径

α 园角边界点角坐标

R 垂直于边界的主应力 σ_n 迹线曲率。

根据Менаже定律〔5〕在边界应力最大值的点里斜率和边界成直角，即主应力 σ_n 的迹线的斜率在这些点为零。此时方程(1)的最后一项等于零，并有

$$\sigma_\theta = \sigma_{smax} + \rho\omega^2 r^2 \quad (2)$$

因此切向应力意味着是园角里最大应力。在图1a里、根据式(1)作的切向应力曲线指出由公式(2)所确定的切向应力 σ_θ 的峰值，不超过园角长度的20%

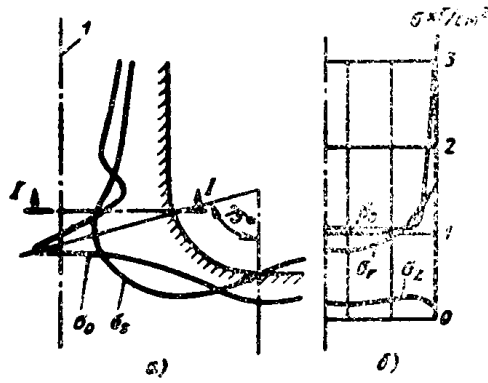


图1 轮轴和轮体连接圆角处的应力状态
a 沿圆角边界的主应力图, 1—轮体对称面
b I—I截面上的应力

在通过边界应力最大点截出的轮体截面上的应力分布同样也证明在圆角边界上存在径向应力 σ_r 和切向应力 σ_θ 的峰值。切向应力 σ_θ 的峰值在深入到内部不超过轮体厚度10%时就已趋向平缓, 而径向应力的峰值约占轮体厚度25%左右(图16), 对于 σ_r 来说, 最大应力和最小应力力比约为1.7, 而对于 σ_θ 来说约为3.3。

因此在轮体跟轮轴连接的圆角是急剧的应力集中的发源地, 同时此处也可观察到三向分布的应力, 这将导致产生材料脆性断裂的危险。

实用上很注意转子几何尺寸对圆角里应力集中的影响, 此时也如阶梯轴一样, 把轮体和轮轴的直径比 D/d 和圆角半径与轮轴直径比 r/d 看成是最重要的参数。

我们曾研究了几个模型, 其中有一个只有圆角半径 r 变化, 而其余尺寸都不变, 另外一些只有轮体和轮轴 D/d 变化。

为了使所研究的问题具有普遍意义, 并排除模型绝对尺寸的影响, 应力采取无因次形式 $\sigma^* = \sigma / \rho \omega^2 \cdot b^2$ 来表示, 式中:

b 转子模型的特征线性尺寸、轮轴外径采用该尺寸。

应力沿圆角分布在圆角半径不同时具有不变的特点, 仅仅只在很小半径 $r/d < 0.025$ 时才可观察到在应力最大值的区域内较明显的应力集中。图2中显示圆角最大应力 σ_s^* 和圆角半径关系, 该曲线得自一个圆角半径都不一样的三级叶轮的模型和三个单级叶轮的模型。

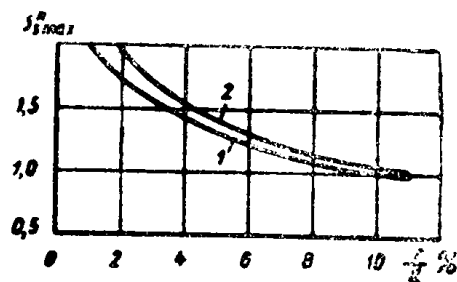


图2 圆角最大应力 σ_s^* 和 r/d 关系:
1. 对于三级叶轮的模型 $D/d = 1.87$
2. 对于单级叶轮的模型 $D/d = 2$

轮体直径和轮轴直径比 D/d 显示园角最大应力有着明显的影响，图3所示的是在园角相对半径 r/d 等於常数0.04时，而 D/d 不同时的园角 σ_s 和 σ_θ 的最大值；为了比较，此处作了对于不同轮体节距 $t(t_2 > t_3)$ 的单级和多级叶轮模型在内孔处的最大切向应力 $\sigma_{\theta P}$ 的曲线。曲线指出在所确定的转子几何尺寸条件下园角最应力能超过内径处的最大应力。

在所述的基础上建议在设计转子静力强度时借助於应力集中系数考虑轮体和轮轴连接园角处的应力集中。

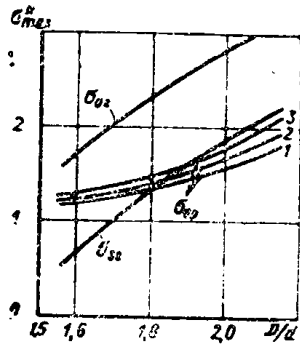


图3 园角最大应力 $\sigma_{\theta 2}$ 和 $\sigma_{s 2}$ 及转子内径最大切向应力 $\sigma_{\theta P}$ 和直径比 D/d 的关系

1. 单级叶轮模型的 σ_{θ} 应力曲线
- 2, 3. 多级叶轮模型的 σ_{θ} 应力曲线，
相应轮体节距 t_2 和 t_3

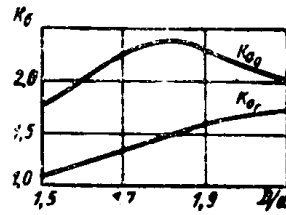


图4 轮体与轮轴连接园角处应力集中系数曲线图

图(4)指出轮体和轮轴连接园角处的应力集中系数 $K_{\sigma\theta}$ 和 K_r ，该两系数表示实验求得的园角表面最大应力和由通用计算方法计算所得的轮体根部截面平均应力之比〔3〕。所列曲线只是对于园角相对半径 $r/d = 0.04$ 作的，但是综合利用在图2和图4所列曲线、可以从已知的设计数值求到在不同的几何尺寸下转子园角最大应力。

(参考文献从略)

(上海汽轮机厂研究所徐文周译自苏联《机械制造通报》1971. №8, 9—11)

汽轮机特性变化分析

引言

汽轮机试验规划中的最重要的目标之一是试验结果的正确分析。当汽轮机的性能发生变化时，我们就希望了解发生的变化是由于磨擦、机械性损坏、或是如图 1 所示的由沉积物引起的损坏。

正确地分析试验结果才能对应当采取的措施作出正确的判断；如果试验结果表明机械性损坏，那就可能有迅速地停止使用该机组之必要，否则可以安排在将来停机检修时进行检查。无论如何，正确的分析不仅能决定停机的紧急程度，还可帮助我们决定需要那些零件以便将机组恢复到正常的效率的水平。

一般程序

准确的试验数据是数据的准确分析的最重要的条件。试验数据和数据所要求的精确度均须记录下来，关于数据问题，本文中“仪表的要求”部分将再谈到。

为了对在不同的时间所取的试验数据进行比较，数据必须校正到参考条件。测量的压力必须校正到蒸汽的初始和再热参数。初始、再热、和排汽蒸汽条件若有变动，则测量的功率必须校正。校正应用的曲线通常由汽轮机制造厂提供。如果循环运行有任何变动，诸如主汽流或再热汽流变化、给水加热器投入或停止工作、蒸发式冷凝器投入或要停止工作等，则测量的汽轮机功率和汽流还进一步校正。

在试验数据校正到参考条件后，可与以前的试验数据比较以测定运行特性有否发生变化。关于试验数据的表示方法，参考文献(1)曾有介绍。

有些试验参数表明带负荷的性能降低，密封漏泄增加，或级效率降低等情况，这种试验参数较易判断，但若精确地测定问题发生在什么地方，则必须了解汽轮机的特性。因此本文大部分讨论汽轮机的特性。

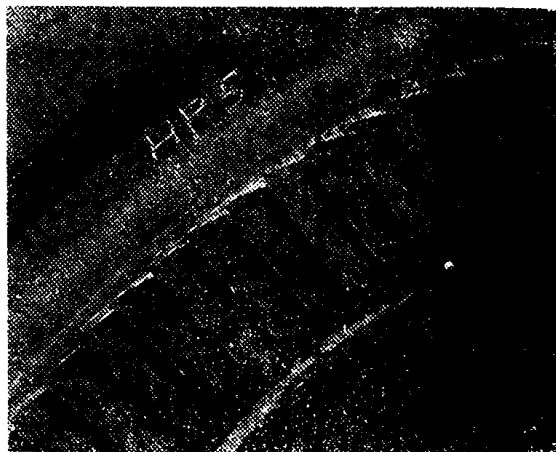


图1、积聚在静喷嘴上的沉积物

汽轮机特性

压力、温度和流量的关系：

虽然大部分的汽轮机都是由很多级组成的，但是，在条件有所变化时，只有第 1 级