



火电厂给水泵的 液力联轴器

[苏]A·H·图尔金 北京电力试验研究所
黄锡康 陈思筠 译

1.4

水利电力出版社

本书总结了火电厂给水泵液力联轴器在研究、运行过程中所取得的经验；对液力联轴器在汽轮机组热力系统中的运行质量和经济性作了评价；还讨论了在锅炉给水自动调节系统中采用液力联轴器的有关问题。

本书适用于火电厂、制造厂、设计、调整及科研机构的工程技术人员。

本书第1~4章由黄锡康同志翻译，第5~8章由陈思琦同志翻译。清华大学电力工程系罗棣菴同志对全书进行了审阅。在翻译过程中，于运海、冯涪生同志给予了热情的指导和帮助，译者对此表示感谢。

**ГИДРОМУФТЫ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ
ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ
ЭНЕРГИЯ МОСКВА 1974**

火电厂给水泵的液力联轴器

〔苏〕A·H·图尔金

北京电力试验研究所 黄锡康 陈思琦译

•

水利电力出版社出版

（北京德胜门外六铺炕）

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

水利电力出版社印刷厂印刷

•

787×1092毫米 32开 7 $\frac{1}{8}$ 印张 177,000字

1979年2月第一版 1979年2月北京第一次印刷

印数 0001—8770册 每册 0.65元

书号 15143·3409

前 言 (节译)

由于动力工业的发展,目前正在建设一系列装有高温高压和亚临界参数的16~120万千瓦单元机组的火电厂。

随着汽轮机组参数和容量的增长,大大提高了给水泵功率。这样,给水泵的经济运行就明显地影响到整个汽轮机组的经济性。因此,对给水泵的传动方式也相应提出了新的要求。这些要求使得我们有必要不断进行设计方案的审订。目前正在得到推广应用的有由辅助汽轮机和主汽轮机轴直接传动和采用液力联轴器的电力传动的给水泵。

目前,在汽车、筑路施工机械、内燃机车中,在采矿、冶金、造船、起重运输、钻探设备以及其它机械中都广泛采用了液力联轴器。

在苏联的动力工业中,初期的液力联轴器曾一度作为送风机与吸风机的调节之用。1931年,在莫斯科电业局的一些电厂中安装过四台乌尔康-辛克列尔公司生产的液力联轴器,其功率为93千瓦,转速为970转/分。这种液力联轴器由装在高处的油箱,通过向下自流的方式供油,同时,并由供油管道上的截门进行调节,供油管道上还装有固定勺管的排油管。当时,液力联轴器保证了电力生产的经济性,但其调节系统的迟延却很大。

在三十年代,第一批苏联吸风机和送风机用勺管式液力联轴器制成,并安装在雅罗斯拉夫里尔热电厂等电厂中。在那里还制成了第一批功率为500千瓦的喷嘴式液力联轴器[文

献16]。

随后，采用液力联轴器调节送吸风机的方案未能获得广泛的推广。这是因为找到了更为简便、可靠、并相当经济的调节方案：双速电动机，回转式导向装置及其它空气动力学方法等。

1931年，美国格陵维奇电厂曾经安装由乌尔康-辛克列尔公司生产的第一台配有液力联轴器的给水泵[文献93]。

卫国战争前曾设计、制造过功率为200千瓦离心泵用的以水为介质的液力联轴器。这种联轴器由给水管道的截门进行调节，给水管通过一定截面的喷嘴向固定的外壳排水。液力联轴器具有最小滑差率2.5%，不仅操作和调节简便，而且保证了水泵设备运行经济性的提高。

调节给水泵用的第一批苏联制造的液力联轴器，首先于1958年在契里亚宾斯克第一热电厂安装[文献58]，接着于1960年在南乌拉尔地区发电厂安装[文献59]。契里亚宾斯克第一热电厂扩建的超高参数机组，由两台ПК-12型锅炉及一台CBP-50-3型汽轮机组组成，并配有三台带ЛМЗ型液力联轴器的CBП280-320型给水泵。至于南乌拉尔地区发电厂所装的第一台功率为20万千瓦的单元机组，则配备有装МГ-65×2型液力联轴器的ПД430-200型给水泵，该液力联轴器由全苏电力科学研究院-苏姆斯克水泵厂（ВНИИАЭН-СНЗ）设计制造。

在南乌拉尔地区发电厂的第二台20万千瓦单元机组上，于1962年安装了苏尔寿公司生产的配有福依特（Voith）型液力联轴器的3НРТ32-20Р型给水泵[文献60]。对于5П-10及5П-8型给水泵，试制了由全苏冶金机械科学研究院（ВНИИ-ИМЕТМАШ）设计的ГМ-590-2及ГМ-580-2型液力联轴

器[文献15]。

根据这些机组的运行及所掌握的经验，为制造更大型和更完善的液力联轴器奠定了基础。对于16~20万千瓦机组的给水泵，全苏电力科学研究院（ВНИИАЭН）和苏姆斯克水泵厂（СНЗ）设计制造了功率为5000千瓦的МГ-5000型液力联轴器。对于哈尔科夫汽轮机制造厂（ХТГЗ）的30万千瓦汽轮机组所装ПЭ600-300型启动用备用给水泵，自1964年起生产了功率为7000千瓦的МГ-7000型液力联轴器。这些液力联轴器在电厂中的调整和运行经验，为进一步完善其设计（如制造МГЛ-7000-2型及МГ-5000-2型液力联轴器）创造了条件。对于列宁格勒金属工厂（ЛМЗ）的30万千瓦汽轮机组所装СВПЭ550-320型启动用备用给水泵，生产了与之配套的功率为8000千瓦的ЛМЗ型喷嘴式液力联轴器。

随着单元机组容量的增长，由辅助汽轮机或主机通过液力联轴器来传动给水泵的方案得到了推广[文献94、95]。

在投资上，给水泵由主机轴传动还是由辅助汽轮机传动，二者相比，前者较经济，但机组系统远为复杂，而且要求给水泵、增速器与液力联轴器具有很高的运行可靠性，因为其中任一部分发生故障时，在启动备用给水泵的过渡过程中，会使机组停机或降低单元机组的负荷。因此，采用主机轴传动给水泵的方案在苏联未能得到推广。

在美国采用液力联轴器并由主机轴传动给水泵的第一台机组于1958年投入运行，此后直至1962年还相继制造了32台类似的机组（给水泵功率为4000-10000千瓦）[文献96]。由主机轴传动的给水泵在其它一些国家也得到了推广。

对于大容量汽轮机组，采用凝汽式小汽轮机传动给水泵可以降低主汽轮机的余速损失。在极大容量的汽轮机中，其

排汽面积限制着汽轮机容量的进一步增长, 如果变为凝汽式小汽轮机传动, 既可提高容量, 又能降低汽轮机组的造价[文献80]。

给水泵不宜采用电力传动有以下种种原因, 如大型电动机的启动条件和电源切换复杂, 功率大于5000千瓦的异步电动机制造困难, 此外, 采用电动方式时, 还必须配备高质量的增速器和调节设备(液力联轴器、电磁联轴器等等), 并使电厂的有效功率降低。

电动与汽动方式相比, 前者运行较为方便, 价格约低一半, 管道系统简单, 给水泵还能迅速启动, 这对保证锅炉备用给水的可靠性是很重要的。

如果进行技术经济核算, 可以证明在机组容量 N_T 小于20~25万千瓦时, 电动优越于汽动, 如果 $N_T=25\sim30$ 万千瓦, 电动与汽动相仿, 如果 N_T 大于30万千瓦, 汽动较为经济。

在1953~1965年期间建成的527台国外机组中, 容量为20万千瓦以下的单元机组, 其给水泵均采用电力传动, 而75%的其它机组, 则采用辅助汽轮机和汽轮发电机轴传动或兼此二者的联合[文献81]。在美国, 人们认为: 对于30万千瓦机组, 给水泵采用功率为11500千瓦电动机的电动方式在经济上是有利的。因此, 制造功率为2.5万千瓦的电动机可以说是完全现实的。

随着汽轮机主、辅设备容量的增长, 采用液力联轴器调节80万千瓦及以上机组的凝结水泵, 在经济上是有利的。

因此, 尽管对于大型动力机组的给水泵, 总的趋势是转向汽动方式, 但绝不能认为在动力工业中, 排除了采用液力联轴器的电动给水泵的可能性。

在运行中调试和研究液力联轴器的过程中发现, 液力联

轴器的应用效果、液力联轴器的静态与动态特性、运行可靠性以及装有液力联轴器的泵组的设计问题等等，在技术文献中都还未能得到应有的反映。这就导致计算不准，并给电厂掌握液力联轴器造成了障碍。现有文献中，大多限于论述履带机、汽车、内燃机车的液力传动问题。在文献14、15中，虽然对给水泵液力联轴器的结构作了介绍，但对其在火电厂条件下的运行特点没有进行十分详尽的论述。

本书阐明了火电厂中装有液力联轴器的给水泵的理论、计算及运行等问题，总结了苏联动力工业在研究掌握液力联轴器过程中所积累的经验。

目 录

前言

第一章 液力联轴器概述	1
1-1 工作原理及主要特性	1
1-2 液力联轴器的功用	6
第二章 液力联轴器的理论与计算	9
2-1 实际流体的运动方程式	9
2-2 液力联轴器的主要方程式	14
2-3 给水泵的特性	21
2-4 液力联轴器的能量平衡与效率	24
2-5 液力联轴器的额定滑差率	36
2-6 装有液力联轴器水泵的传动配套和结构选择	40
2-7 液力联轴器的调节范围	43
第三章 液力联轴器的构造	50
3-1 喷嘴式液力联轴器	50
3-2 勺管式液力联轴器	55
第四章 液力联轴器的安装、调整和试验	74
4-1 装有液力联轴器的给水泵的安装	74
4-2 水泵组找中心的特点	82
4-3 液力联轴器的调整及其结构的完善	89
4-4 给水泵用液力联轴器的试验	98
第五章 液力联轴器的经济效益	103
5-1 水泵功率的计算	103
5-2 采用液力联轴器的功率效益	106
5-3 液力联轴器的技术经济效益	111

第六章 装有液力联轴器泵组的启动	125
6-1 概述	125
6-2 电动机的启动特性	126
6-3 液力联轴器的启动特性	133
6-4 给水泵的抵抗力矩	136
6-5 装有液力联轴器的水泵的启动	148
6-6 装有液力联轴器的给水泵的惰走	161
第七章 锅炉给水自动调节系统中的液力联轴器	167
7-1 概述	167
7-2 装有液力联轴器的水泵方程式	168
7-3 液力联轴器调节系统方程式	171
7-4 装有液力联轴器水泵的动态特性	176
7-5 静态调节特性	181
7-6 液力联轴器在给水自动调节系统中的应用	185
第八章 装有液力联轴器水泵组的油系统	195
8-1 用途、构成和工作流体	195
8-2 液力联轴器中油的充气现象	200
8-3 油泵	212
8-4 油系统的热力工况	225
附录	230
参考文献	238

第一章 液力联轴器概述

1-1 工作原理及主要特性

借助流体，从一种机械的转轴向另一转轴传递动力的机械，称为液力传动机械。液力传动可以平稳地改变扭转力矩与角速度。液力传动通常分为两类，一类是静态传动，即由容积泵驱动与之类似的液力发动机；另一类是液力动态传动（液力联轴器、液力变换器），其原动轮与被动轮^①采用叶片型式。

现在，分析一下动力工程中广泛采用的勺管式和喷嘴式液力联轴器（图1-1）的工作原理。

液力联轴器的主动轴1（即泵轮轴）与电动机轴相连，并将扭转力矩传递至泵轮2的工作直叶片，而这种叶片为径向型，分布在旋转轴平面上或与之成一角度。工作流体与泵轮叶片系统相互作用之后，进入与之类似的从动轮（涡轮）3的叶片系统，涡轮轴4与给水泵相连。在工作流体沿泵轮及涡轮流道流动时，由于液力损失的作用，液力联轴器将产生滑差率^②。因此，泵轮的角速度 ω_1 总是大于涡轮的角速度 ω_2 ，从而在工作腔室中形成流体环流。

液力联轴器有机械损失和液力损失两种。机械损失指轴承损失、外部转子摩擦鼓风损失以及为了冷却起见，需向液

① 即泵轮与涡轮——译者

② 亦称转差率，为与异步电动机的转差率区别，全书皆用滑差率——译者

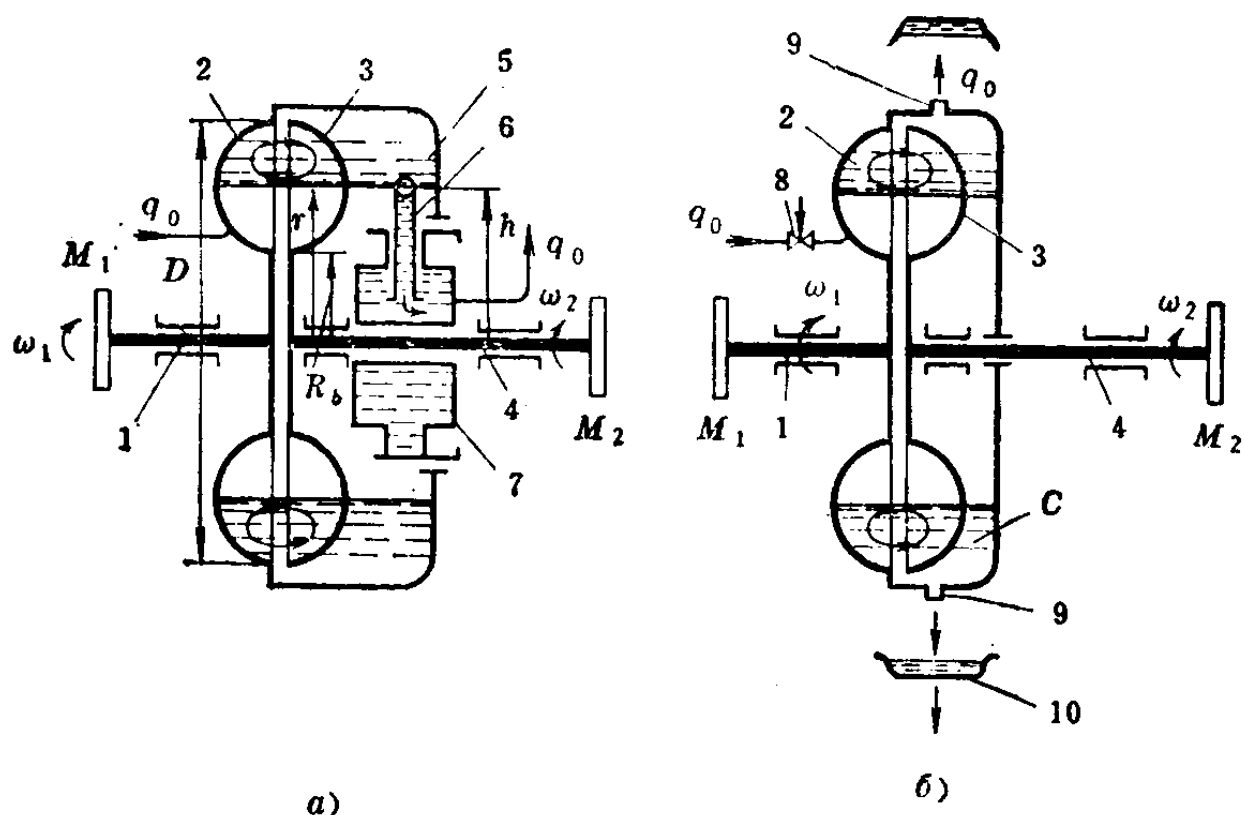


图 1-1 勺管式 (a) 与喷嘴式 (b) 液力联轴器原理图

力联轴器通入若干工作流体，从而造成的泵轮能量消耗等（这种损失也称为空载损失）。

液力损失指在泵轮和涡轮叶片之间的流道中，由于涡流和流体旋转的内摩擦等，所造成的能量损失。

如果说机械损失能使液力联轴器传递的力矩减小，那末，液力损失则不致引起力矩变化，根据作用与反作用相等的定理：

$$M_1 = -(M_2 + M_{xx})$$

式中 M_1 、 M_2 ——分别为主动轴与从动轴力矩；

M_{xx} ——克服液力联轴器机械损失所需的力矩。

从动转子的角速度，通常通过改变液力联轴器工作腔室的充油率进行调节。

为了调节和冷却**勺管式液力联轴器**（图1-1, a），在外部叶轮上装有勺管室5，端部弯曲的勺管6即置于其中，管端插入旋转着的工作液环，并将工作流体引入固定室7，再由此流入箱中。通过齿条和扇形齿轮，使勺管与操作机构相连，并稳定在某一位置，以保证液力联轴器所需的充油量及滑差率。

喷嘴式液力联轴器（图1-1, б）的冷却和调节通过供油管道上的阀门8来实现，同时，工作流体还经喷嘴9排至固定的外壳10，再由此流入箱中。

液力联轴器主要参数之一为滑差率，即

$$s = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} = 1 - i$$

式中 $i = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ —— 传动比。

滑差率和传动比的大小表征液力联轴器的调节范围，也就是液力联轴器的运行特性。

正如以下所述，液力联轴器传递的力矩应由下式确定^①：

$$M_2 = \lambda_M \rho \omega_1^2 D^5$$

式中 ρ —— 流体密度；

D —— 有效直径（见图1-1）；

λ_M —— 力矩系数，该系数为表示液力联轴器通流部分液力完善程度的指标之一，由它可以说明液力联轴器动力贮存（энергоемкость）的大小。

① 这里和以后采用的单位为国际单位制，所采用的术语则系根据苏联国家标准ГОСТ17398-72《泵的术语与定义》一书的规定

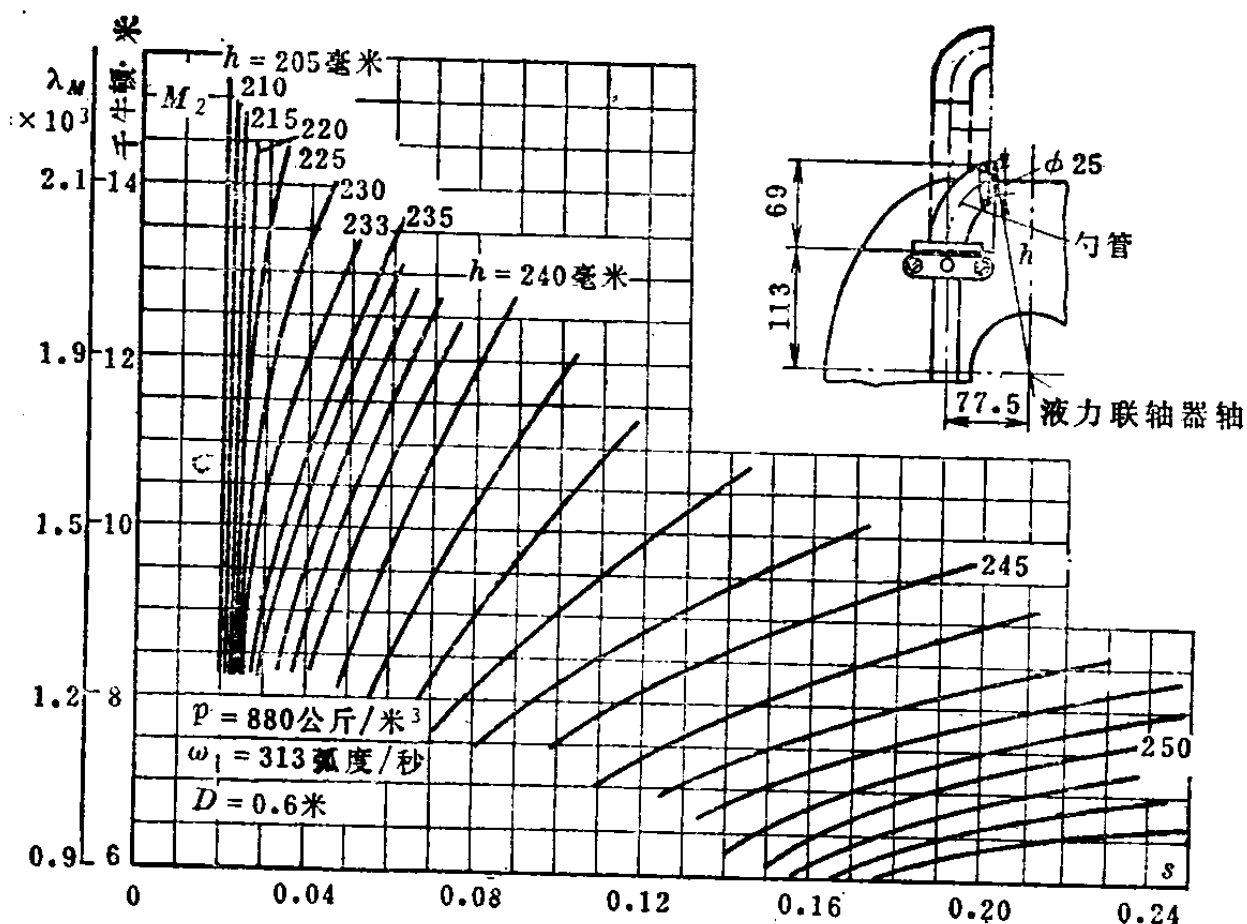


图 1-2 MT-5000-2型勺管式液力联轴器的外部特性曲线

试验关系曲线 $\lambda_M = f(s)$ 或 $M_2 = f(s)$ 称为外部特性曲线（图1-2）。

所传递的力矩取决于工作腔室的充油量，亦即取决于旋转液环的内径 r 。由于液力联轴器运行时，尤其是在滑差率大的情况下运行时，内径 r 系假设值，并且很难确定，所以，最为近似的方法，是用勺管入口截面所处的位置 h 来表示充油量，这是因为勺管入口断面的尺寸相当小，可以认为 $r = h$ 。

喷嘴式液力联轴器（图1-3）的特性曲线是在改变工作流体流量 q_0 的条件下取得的，该流量足以说明液力联轴器的充油量情况，但当喷嘴断面一定时，不能根据发热工况的不同来进行调节。

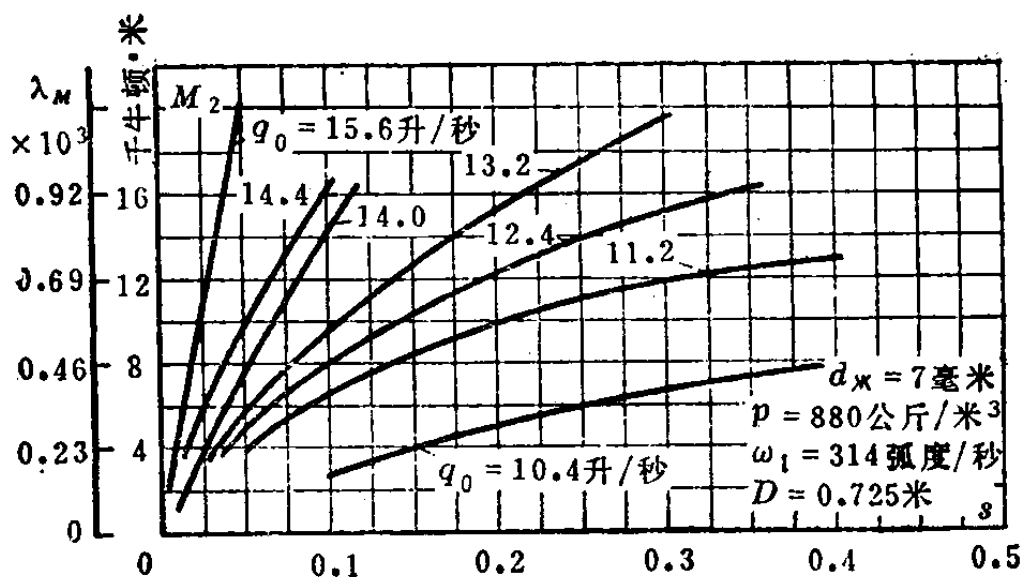


图 1-3 功率为4000千瓦的JM3型喷嘴式液力联轴器的外部特性曲线

在计算液力联轴器操作机构和水泵组调节特性时，必须以外部特性曲线为依据。

流量特性 $G_0 = f(\alpha) = f(s)$ (图1-4)。式中： α ——通常为远方操作箱(КДУ)伺服马达轴的转角。在计算泵组供油量及液力联轴器调节机构时，必须以流量特性曲线为依据。

勺管式液力联轴器和喷嘴式不同，可以根据工作室内的发热强度调节工作流体的流量。为此，在液力联轴器系统中，规定采用调节滑阀。

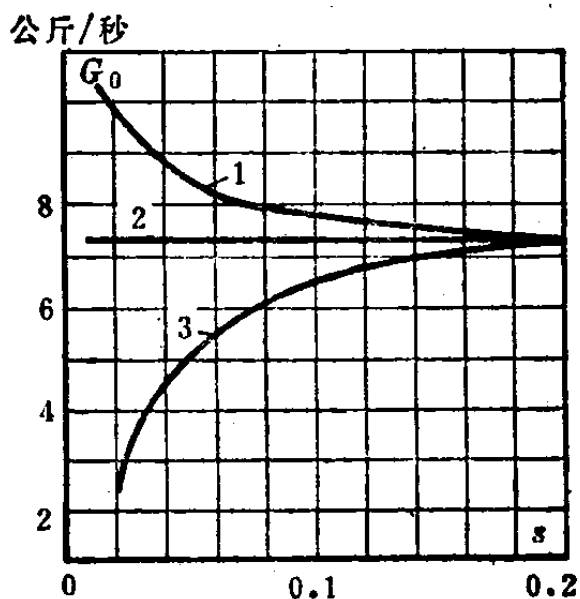


图 1-4 功率为4000千瓦的液力联轴器的流量特性曲线

1—喷嘴式；2—勺管式无滑阀(即无错油门)调节；3—勺管式有滑阀调节

工作流体在排出时的温升和温度值，表示液力联轴器运行工况的温度特性。在苏联生产的给水泵的液力联轴器中，使用22号透平油（苏联国家标准 ГОСТ 32-53），在温升为30℃时，这种油的温度允许达到65~70℃。

这样，外部特性是液力联轴器工作部件结构完善程度的一种指标，而滑差率、油的流量与温升，则是主要的运行特性。

1-2 液力联轴器的功用

采用液力联轴器的目的是通过给水泵的调节，力求提高汽轮机运行的经济性，因为随着蒸汽压力的提高，随着主设备向单元机组的过渡，以及随着电厂全日负荷曲线峰谷差的增加，锅炉给水调节门（ППК）的节流损失显著上升（达到50~70巴[●]）。此外，为了提高蒸汽参数，同时并力图降低电厂建设的单位造价，必然导致汽轮机容量和给水泵功率的急剧增加。如果汽轮机组的容量，在蒸汽压力 $p_{OT}=45$ 巴时不超过5万千瓦，而给水泵的功率为汽轮机组容量的1%，在 $p_{OT}=240$ 巴时，汽轮机组的容量可提高到100万千瓦及以上，而相应的给水泵功率可达到机组容量的5%。

随着锅炉蒸汽压力 p_{OK} 的提高，运行安全门的相应动作压力也同时提高， $\bar{p}_{ПК} = p_{ПК} / p_{OK}$ 式中： $p_{ПК}$ ——安全门的动作压力。如果说，从前的中、低压锅炉上，压力 $\bar{p}_{ПК}$ 取1.05，对于亚临界压力（220巴以上）的锅炉，其压力 $\bar{p}_{ПК}$ 将增至1.10[文献47]。根据苏联国家矿业技术监督规程的规定，在安全门处于全开位置并考虑到给水管压

● 原文单位采用国际单位制中的兆帕斯卡（МПа），等于 10^6 牛顿/米²，换算后每 МПа = 10巴 = 10.2公斤/厘米²。本书换以现常用的国际单位制“巴”作为压强单位——译者

力损失的情况下，给水泵应能保证锅炉额定出力时所需的给水量。在设计给水泵总的出力时，应有约10%的裕量，这就是说，在已经保证单元机组额定出力的情况下，还必然会导致给水节流阀门较大的节流。这样，在单元机组电力负荷曲线峰谷差不断增长的条件下，装有液力联轴器的给水泵，在经济上的优越性也增大。

亚临界压力单元机组的给水泵功率终究不会超过机组容量的5%，因此，应该认为：对于给水泵的基本要求应该是保证高度的可靠性。而采用液力联轴器正好促进了锅炉给水可靠性的提高，这是由于：

采用液力联轴器后，由于降低了压差，使给水管道的调节与启动附件、给水泵再循环管道以及锅炉给水系统的节流设备等都减小了冲蚀，尤其是在启动前和启动工况中以及低负荷的情况下。

采用液力联轴器后，由于密封处的水速与压差以及转子的轴向力与振动等均有所减小，从而改善了液力枢轴、通流部分密封以及给水泵转子等的运行条件。

采用液力联轴器后，由于给水管道压力降低，提高了给水管道的附件及高压加热器的运行可靠性。

液力联轴器还可用以改善传动电动机的运行条件，例如：

当所采用的液力联轴器的结构为具有小惯性矩的内主动轮时，且在启动前排净（即放空）工作腔室的工作流体的情况下，可以缩短电动机启动的持续时间；

由于设备的主动与从动部分相互分开，电动机启动时，可以减小初始时的抵抗力矩；

当给水泵转子因故障卡住不动时，可以降低电动机联轴

器的动态力矩；

当给水泵传动系统采用主汽轮机轴传动时（图1-5），如果液力联轴器配以专用的制动设备，那末，可以在不停机的情况下检修水泵。

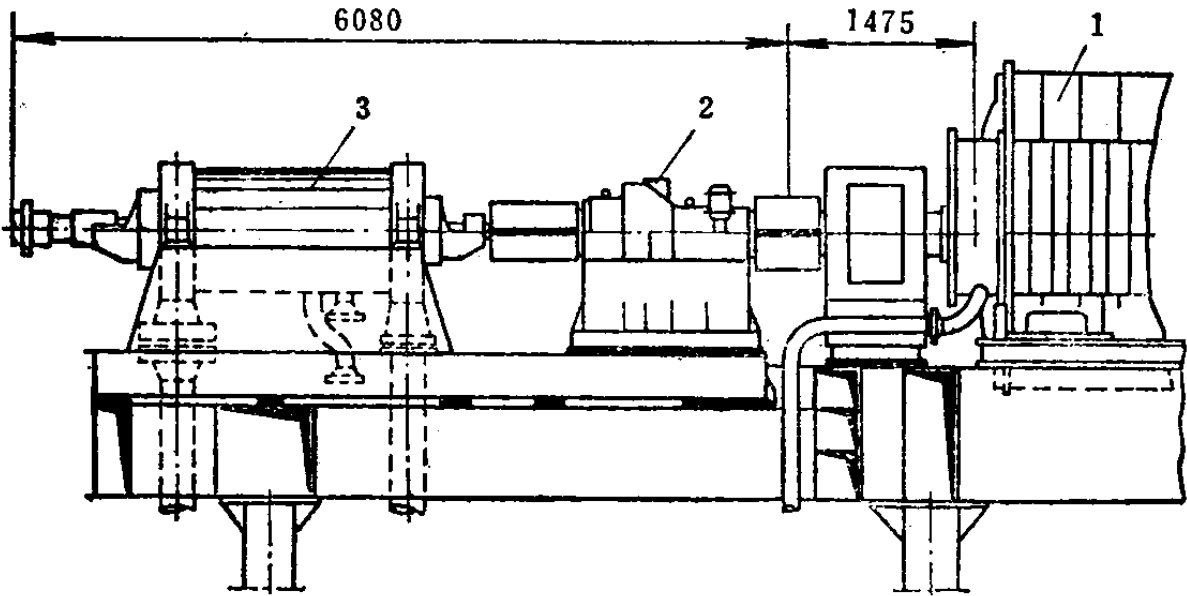


图 1-5 采用主汽轮机轴传动给水泵[文献90]

1—发电机；2—液力联轴器；3—给水泵

同节流方案相比，采用液力联轴器后，可以使给水泵的操作与调节系统进一步完善。

在给水平自动调节系统中，液力联轴器可用以：

维持锅炉给水调节阀前给水母管的最低压力；

维持锅炉给水调节阀的最低压差；

作为给水调节器的执行机构，亦即取代锅炉给水调节阀。

除上述外，液力联轴器还可提高水泵设备的运行质量，其中包括：

当并列运行的给水泵，其通流部分的磨损情况不同时，液力联轴器可以分配并列运行的给水泵之间的负荷；