

泵站节能技术

丘传忻

水利电力出版社

泵站节能技术

丘传忻

水利电力出版社

内 容 提 要

本书以排灌泵站为主，分析了泵站的能源消耗，提出了泵站效率的计算方法，并具体论述了水泵、电动机、柴油机、传动装置、管路、进出水池、变压器和低压输电线路等诸方面的节能途径和措施，同时还介绍了泵站综合技术改造和经济运行等方面的节能问题。

本书可供从事机电排灌工程运行管理部门的工程技术人员和技术工人使用，也可供机电排灌工程规划设计部门，以及给水排水、火电厂供水系统设计、管理人员和大专院校有关专业的师生参考。

泵站节能技术

丘传忻

*

水利电力出版社出版

(北京三里河路6号)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

水利电力印刷厂印刷

*

787×1092毫米 32开本 11.625印张 256千字

1985年4月第一版 1985年4月北京第一次印刷

印数00001—15160册 定价2.40元

书号 15143·5695

前 言

建国以来，我国的机电排灌事业得到了飞速发展，为抗御水旱灾害，促进农业生产的稳产高产发挥了巨大作用。但由于各方面原因，在实际运行中，不少泵站的效率低，能源浪费大。本书本着推广节能技术，提高泵站经济效益的精神，总结并提出了各种节能途径和节能措施，希望在生产实践中发挥应有作用。

本书在编写和审定过程中，得到了各方面同志的大力支持，特别是水利电力部黄林泉，陕西机械学院栾鸿儒，江苏省水利厅陈智道和周长全，浙江省水利厅吴峻德，安徽省水利厅和设计院的王洪法、李文祥和岑乐原，江苏农学院严登丰，中国农业机械研究院姚怀源，浙江省机械研究所程极中，福建省水轮泵研究所陈家瑞，北京水利电力经济管理学院窦以松，武汉水利电力学院陈道舜、朱河海、石义华、刘光临等同志提出了许多宝贵意见。最后由武汉水利电力学院皮积瑞同志对全书进行了审定。在此一并表示感谢。

由于泵站节能技术所涉及的知识面广，本人水平有限，错误和不妥之处，在所难免，望读者批评指正。

作 者

1984年6月

目 录

前 言	
概 述	1
第一章 泵站能耗分析	4
第一节 泵站的能源消耗	4
第二节 泵站效率的计算	9
第三节 泵站效率与能源单耗	20
第四节 提水灌区的能源利用率	24
第二章 水泵节能	27
第一节 水泵的节能途径	27
第二节 提高水泵的机械效率	39
第三节 提高水泵的容积效率	45
第四节 提高水泵的水力效率	51
第五节 水泵选型的节能问题	59
第六节 车削叶轮的节能方法	69
第七节 调节转速的节能方法	78
第八节 调节叶片角度的节能方法	86
第九节 水泵汽蚀与泵站节能	92
第三章 电动机及输变电系统的节能	101
第一节 电动机的节能途径	101
第二节 电动机的选型与节能	108
第三节 改变电动机绕组接法的节能方法	113
第四节 电动机的调速方法	118
第五节 并联电容器的节能方法	132
第六节 低压线路的能量损失和节能措施	137
第七节 变压器的能耗分析和节能方法	143
第四章 柴油机及传动装置的节能	152

第一节	柴油机的节能途径	152
第二节	提高柴油机的指示效率	160
第三节	提高柴油机的机械效率	172
第四节	柴油机的特性对节能的影响	177
第五节	柴油机与水泵的合理配套和运行	185
第六节	传动装置的节能问题	199
第五章	管路节能	206
第一节	管路节能途径	206
第二节	经济管径的确定	213
第三节	进水管的节能问题	224
第四节	出水管的节能问题	236
第五节	大型泵站进出水流道的节能问题	246
第六章	进出水池的节能	263
第一节	前池对节能的影响	264
第二节	进水池的节能问题	271
第三节	减少拦污栅的能量损失	286
第四节	出水池的节能问题	294
第七章	泵站综合性技术改造	301
第一节	泵站技术改造方案的拟定	301
第二节	泵站改造中的技术经济分析	308
第三节	分级不合理泵站的技术改造	313
第四节	多级提水的级间配合	322
第五节	水源泥沙的防治措施	329
第八章	排灌泵站的经济运行	342
第一节	灌溉流量的确定	342
第二节	排水流量的确定	347
第三节	泵站运行计划的制定	354
附录	本书所采用的工程单位与国家法定计量单位换算	361
主要参考文献		361

概 述

能源是发展国民经济，改善人类生活水平的重要物质基础。随着生产的不断发展和生活水平的不断提高，世界各国的能源消耗量正在急剧增加。自七十年代石油危机以来，能源已严重地影响着世界各国的政治、经济形势。能源问题已成为当代世界举世瞩目的大问题。为了解决能源问题，很多国家不仅积极研究开发利用新能源（如太阳能、生物能等），而且积极开展各种节能活动。

我国虽然能源丰富，但仍供不应求，而且浪费能源的现象相当普遍。因此，节能工作对大力发展生产、降低生产成本、加快国民经济的发展速度，改善人民的生活水平都具有重要的意义。

机电排灌每年都消耗大量的能源，节能潜力很大。解放后，随着工农业生产的发展，我国的机电排灌事业得到了飞速发展。近年来，除发展大面积的中小型排灌泵站外，在深井和高扬程提水灌溉、大流量提水排涝等方面发展很快。目前，长轴深井泵最大提水深度已达 230 米，深井潜水电泵的最大提水深度达 325 米。高扬程泵站单级扬程已达 225 米，单泵流量达 $2.2 \text{米}^3/\text{秒}$ ，单机功率达 8000 千瓦，累积扬程达 450 米以上。低扬程大流量的轴流泵，其最大口径达 4.5 米，单泵流量为 $65 \text{米}^3/\text{秒}$ ，单机功率达 5000 千瓦。混流泵的最大口径达 6 米，单泵流量为 $97.5 \text{米}^3/\text{秒}$ ，单机功率达 7000 千瓦。从排灌面积看，提水灌溉面积约 3.9 亿亩，占全国总灌溉面积

7.3亿亩的53.4%，提水排涝面积达6300万亩，占全国排涝面积的25%。这些机电排灌设施，对促进我国农业生产的稳产高产、旱涝保收，发挥了巨大作用。从动力方面看，我国机电排灌的总功率已达7400万马力，占农村总动力的40%以上。因此，加强科学管理，合理地利用当地能源，千方百计地节约能源，努力提高机电排灌工程效益和经济效益，更有效地为农田排灌服务，已成为排灌泵站在规划设计、施工安装、运行管理等方面的重要课题。近年来，在节约能源、提高泵站效率方面已取得了可喜的成果。实践证明，一些泵站效率可达60~70%。但就多数泵站而言，特别是中小型排灌泵站，由于量大面广，发展速度快，技术力量和科学管理水平还适应不了当时的生产需要，因此，在规划和运行管理等方面还不同程度地存在某些不合理现象，致使排灌泵站的效率普遍偏低。另外，有的地区，水源含沙量很大，渠道渗漏严重，灌水技术比较落后，水量和能量消耗大幅度增加，这不仅浪费了能源和水资源，而且还提高了排灌成本，增加了农民负担。因此，要想方设法节约能源。排灌泵站的节能工作应根据泵站的实际情况，因地制宜，采取相应的节能措施：一是加强科学管理，堵塞各种漏洞；二是小改小革，挖掘潜力；三是采取综合措施，进行技术改造。

为了使机电排灌的节能工作取得更加显著的成效，建议抓好以下三个方面的工作：

1. 加强科学管理 加强能源的科学管理，是搞好节能工作的基础。在多消耗的能源中，属于管理方面原因的约占40%。因此，加强能源的科学管理，是不花钱、少花钱、见效快的重要节能措施。目前，应调查泵站效率，逐步完善各种测试设备，做好原始记录，定期进行耗能情况分析，制订

耗能定额。此外，应提倡人人动手，为四化建设节约每一度电，每一滴油，每一方水。

2. 搞好泵站技术改造 如前所述，在我国，效率低的排灌泵站占有相当大的比例，这是由于泵站规划设计不合理和设备制造质量低等原因所造成的。因此，搞好泵站的技术改造、提高泵站效率是排灌泵站节能的关键。为此，在泵站改造时，首先应考虑改造那些泵站效率很低、节能潜力很大的泵站。并应通过经济比较，选择花钱少、见效快、节能效果显著的综合改造方案。

3. 推广节能技术，总结节能经验 近年来，各地在泵站节能和技术改造实践中创造了许多有益的经验，应用了许多节能的新技术、新工艺、新方法，应及时总结，大力推广。

第一章 泵站能耗分析

认真分析泵站能源消耗是寻找泵站节能途径的好方法。本章从分析泵站能量传递过程入手，阐述了泵站效率与动力机、传动装置、水泵、管路及进出水池等各部分效率之间的关系，泵站效率与泵站节能的关系，灌区节水与泵站节能的关系等，从而提出了排灌泵站节约能源的主要途径。

第一节 泵站的能源消耗

一、排灌泵站的能量传递过程

排灌泵站的功能是把一定流量的水从低处提升到某一高度，或输送到一定距离，以满足灌溉排水的需要。因此泵站必须消耗一定的能量。排灌泵站的抽水装置（见图1-1）主要有动力机、传动装置、水泵、压出水管、进出水池以及辅助设备等部分组成，各组成部分内部也要损耗一定的能量。也就是说，动力机接受外部输入的功率 N_{λ} 后，一部分功率 $\Delta N_{\text{动}}$ 在动力机内部被消耗（如铜损和铁损等），剩下的功率即为动力机的有效功率 $N_{\text{传}}$ 传给传动装置，成为传动装置的输入功率。同样，传动装置内部也要消耗一定的能量 $\Delta N_{\text{传}}$ ，输出的功率即为水泵的轴功率 $N_{\text{轴}}$ ，扣除水泵内损失（水力损失、机械损失和容积损失） $\Delta N_{\text{泵}}$ 后，即为水泵的有效功率 $N_{\text{效}}$ ，这也就是管路的输入功率。管路内部也有局部损失和沿程损失，还要损失一定的功率 $\Delta N_{\text{管}}$ ，剩下的功率再传给进

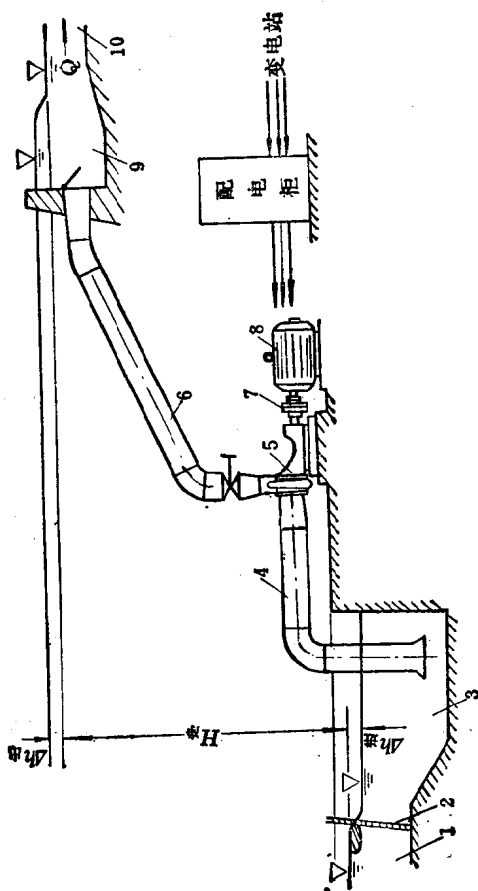


图 1-1 泵站示意图

1—引渠, 2—拦污栅, 3—进水池, 4—进水管, 5—水泵, 6—出水
管, 7—传动装置, 8—电动机, 9—出水池, 10—干渠

出水池。因进出水池中也有各种水头损失，所以也要损耗一定的功率 $\Delta N_{\text{池}}$ ，最后才能把引渠的水提升到灌溉干渠或排水容泄区。以上就是泵站在抽水过程中的能量传递过程，可用图1-2表示。

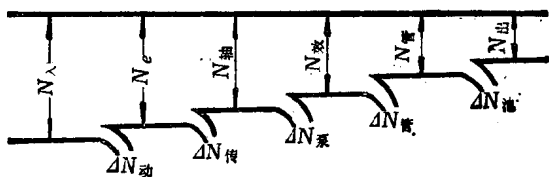


图 1-2 泵站能量传递过程

二、电力排灌站的能耗计算

泵站的输出功率（即有效功率） $N_{\text{出}}$ 可按下式计算：

$$N_{\text{出}} = \frac{\gamma Q H_{\text{净}}}{102} \quad (\text{千瓦}) \quad (1-1)$$

式中 γ ——水的容重（公斤/米³），对清水， $\gamma = 1000$ 公斤/米³；

Q ——泵站的总流量（米³/秒）；

$H_{\text{净}}$ ——泵站的净扬程（米），即出水池末端与进水池之前的水位差（见图1-1）。

由图1-2可知，泵站的功率损失 ΔN 为各部分损失之和，即

$$\Delta N = \Delta N_{\text{动}} + \Delta N_{\text{传}} + \Delta N_{\text{泵}} + \Delta N_{\text{管}} + \Delta N_{\text{池}} \quad (1-2)$$

故泵站的输入功率 $N_{\text{入}}$ 为：

$$N_{\text{入}} = N_{\text{出}} + \Delta N \quad (1-3)$$

因为泵站效率 $\eta_{\text{站}}$ 为输出功率与输入功率之比，即

$$\eta_{\text{站}} = \frac{N_{\text{出}}}{N_{\text{入}}} = \frac{N_{\text{出}}}{N_{\text{出}} + \Delta N} \quad (1-4)$$

可见，减少泵站各部分损失功率 ΔN 可以提高泵站效率。由此也可求出泵站抽水系统所需的输入功率 N_{λ} 为：

$$N_{\lambda} = \frac{N_{\text{出}}}{\eta_{\text{站}}} = \frac{\gamma Q H_{\text{净}}}{102 \eta_{\text{站}}} \quad (\text{千瓦}) \quad (1-5)$$

运行 t 小时泵站所消耗的电能 $E_{\text{电}}$ （度）为：

$$E_{\text{电}} = \frac{\gamma Q H_{\text{净}} t}{102 \eta_{\text{站}}} \quad (1-6)$$

由此可见，电力排灌站的能量消耗 $E_{\text{电}}$ 与 γ 、 Q 、 $H_{\text{净}}$ 、 t 和 $\eta_{\text{站}}$ 等参数有关。在 γ 、 Q 、 $H_{\text{净}}$ 、 t 相同的条件下，泵站效率越高，泵站能耗则越少。

三、机械排灌站的能耗计算

以柴油机为动力的排灌泵站，其流量为 Q （米³/秒），净扬程为 $H_{\text{净}}$ （米），水的容重为 γ （公斤/米³）时，泵站的输出功率可用下式表示：

$$N_{\text{出}} = \frac{\gamma Q H_{\text{净}}}{75} \quad (\text{马力}) \quad (1-7)$$

若柴油机的有效功率为 N_e （马力），柴油机的有效效率为 $\eta_{\text{柴}}$ ，则柴油机的输入功率 N_{λ} 为：

$$N_{\lambda} = \frac{N_e}{\eta_{\text{柴}}} \quad (1-8)$$

因为1马力小时的功相当632千卡的热量，而柴油机的实际耗油率为 g_e 克/马力·时，若柴油的热值为 H_u 千卡/公斤，则柴油机完成1马力小时功实际所消耗的热量

为 $\frac{g_e \cdot H_u}{1000}$ （千卡）。故柴油机的效率 $\eta_{\text{柴}}$ 为：

$$\eta_{\text{柴}} = \frac{632}{\frac{g_e \cdot H_u}{1000}} = \frac{632000}{g_e \cdot H_u} \quad (1-9)$$

若柴油机每小时的耗油量为 G_T 公斤/时，则柴油机的有效功率 N_e 为：

$$N_e = \frac{1000 G_T}{g_e} \quad (1-10)$$

将(1-9)(1-10)式代入(1-8)式，得柴油机的输入功率 N_{λ} 为：

$$N_{\lambda} = \frac{G_T H_u}{632} \quad (1-11)$$

由此可得机械排灌站的泵站效率 $\eta_{站}$ 为：

$$\eta_{站} = \frac{N_{出}}{N_{\lambda}} = \frac{632 \gamma Q H_{\#}}{75 G_T H_u} \quad (1-12)$$

即每小时的耗油量 G_T 为：

$$G_T = \frac{632 \gamma Q H_{\#}}{75 H_u \eta_{站}} \quad (\text{公斤/时}) \quad (1-13)$$

运行 t 小时后，机械排灌站所消耗的柴油 $E_{油}$ 为：

$$E_{油} = G_T t = \frac{632 \gamma Q H_{\#} t}{75 H_u \eta_{站}} \quad (\text{公斤}) \quad (1-14)$$

对于热值 $H_u = 10150$ 千卡/公斤的轻柴油，根据(1-9)、(1-12)、(1-14)可得：

$$\eta_{站} = \frac{62.2}{g_e} \quad (1-15)$$

$$\eta_{站} = \frac{83 \gamma Q H_{\#}}{10^5 G_T} \quad (1-16)$$

$$E_{油} = \frac{83 \gamma Q H_{\#} t}{10^5 \eta_{站}} \quad (\text{公斤}) \quad (1-17)$$

由此可见，机械排灌站的耗油量也与 γ 、 Q 、 $H_{\#}$ 、 t 和 $\eta_{站}$ 等因素有关，而且与柴油的热值也有关。对于 γ 、 Q 、 $H_{\#}$ 、 t 和 H_u 一定的泵站，泵站效率越高，耗油量则越少。

应该指出，用(1-6)式或(1-17)式计算泵站的耗电

量或耗油量，都没有考虑辅助设备和照明等所需的 $E_{\text{辅}}$ 度（电）或公斤（柴油）。对于大型泵站，有很多辅助设备，如真空泵、供水泵、排水泵、油泵、空气压缩机、吊车、闸门的启吊设备等也要消耗一定的能量。对于电力排灌站，有时还包括变电站。这时还应该考虑变电站以及变电站至电动机之间的线路和配电设备的能量损失 $E_{\text{变}}$ 。考虑这些因素后机电排灌泵站的能量消耗分别为：

$$E_{\text{油}} = \frac{\gamma Q H_{\text{净}} t}{75 \eta_{\text{站}}} + E_{\text{辅}} \quad (1-18)$$

$$E_{\text{电}} = \frac{\gamma Q H_{\text{净}} t}{102 \eta_{\text{站}}} + E_{\text{辅}} + E_{\text{变}} \quad (1-19)$$

第二节 泵站效率的计算

对于已经建成的泵站，为了考核其管理水平，必须通过实测，确定泵站的流量、净扬程、运行时间、输入功率（或耗电度数）或耗油量后，根据（1-5）、（1-6）式，或（1-12）式等可以算出泵站效率。但是，对于正在规划设计的泵站，或者需要改造的泵站，则需要预先知道建站后或改造后的泵站效率，以便进行技术经济比较。在这种情况下，只能通过计算求得泵站效率。

根据泵站效率的定义（或1-4式）以及图1-2的能量传递过程可得：

$$\begin{aligned} \eta_{\text{站}} &= \frac{N_{\text{出}}}{N_{\text{入}}} = \frac{N_{\text{e}}}{N_{\text{入}}} \cdot \frac{N_{\text{轴}}}{N_{\text{e}}} \cdot \frac{N_{\text{效}}}{N_{\text{轴}}} \cdot \frac{N_{\text{管}}}{N_{\text{效}}} \cdot \frac{N_{\text{出}}}{N_{\text{管}}} \\ &= \eta_{\text{动}} \cdot \eta_{\text{传}} \cdot \eta_{\text{泵}} \cdot \eta_{\text{管}} \cdot \eta_{\text{池}} \end{aligned} \quad (1-20)$$

因此，只要分别求出动力机、传动装置、水泵、管路及进出水池的效率之后，利用（1-20）式即可求出泵站效率。

计算各部分效率时，首先应根据水泵的性能曲线及管路特性曲线确定在某一实际扬程 $H_{\text{实}}$ 时的水泵工作点，从而求得水泵的效率和轴功率，然后分别求出传动装置、动力机、管路及进出水池的效率。具体计算步骤如下：

1. 绘制水泵的性能曲线 首先绘制水泵的性能曲线（包括 $Q \sim H$ 、 $Q \sim \eta$ 、 $Q \sim N$ 曲线），如图1-3所示。

2. 求管路阻力参数 s 根据管路布置，确定管路附件、管径、管材、管长等参数，然后求出管路阻力参数 s 。对于等直径圆管，可用下式计算：

$$s = 10.29n^2 \frac{L}{D^{5.33}} + 0.08262 \frac{\sum \zeta}{D^5} \quad (1-21)$$

式中 n ——管内壁的粗糙系数（见表1-1）；

L ——管路长度（米）；

D ——管路直径（米）；

$\sum \zeta$ ——管路局部阻力系数之总和。

表 1-1

管 路 粗 糙 系 数 n

管 材	铸 铁 管		钢 管	钢筋混凝土管	石棉水泥管
	新	旧			
粗糙系数 n	0.011~ 0.014	0.014~ 0.025	0.012	0.014	0.011~ 0.014

对于各段直径不同和非圆形断面的管路，管路阻力参数应分段计算，管路阻力参数 s 等于各段阻力参数之和。

由此可按下式求得不同流量下的管路阻力损失曲线 $Q \sim h_{\text{管损}}$ 。

$$h_{\text{管损}} = sQ^2 \quad (1-22)$$

3. 确定装置性能曲线 用纵减法，在水泵 $Q \sim H$ 曲线上

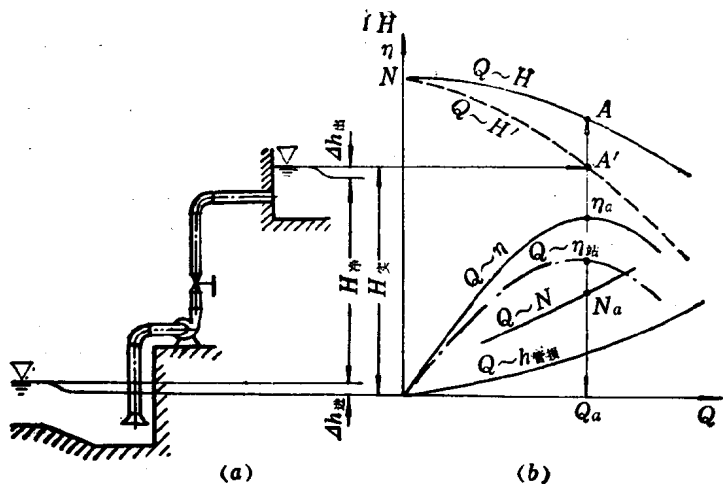


图 1-3 水泵工作点的确定

减去相应流量的管路损失，得装置性能曲线 $Q \sim H'$ （图1-3中的虚线）。

4. 求水泵工作点 通过泵站实际扬程 $H_{\text{实}}$ （对淹没出流的情况， $H_{\text{实}}$ 为出水管口处的出水池水位与进水管口处的进水池水位之差。对出水管口高于出水池水面的自由出流，即“高射炮”出流形式， $H_{\text{实}}$ 为出水管口中心与进水管处的进水池水位之差），在图1-3(b)中作水平线，交 $Q \sim H'$ 线于 A' 点。过 A' 点作垂线交 $Q \sim H$ 线于 A 点。该点即为水泵工作点。通过 A 点的垂线交 $Q \sim \eta_{\text{泵}}$ 曲线于 η_a 点，交 $Q \sim N_{\text{轴}}$ 曲线于 N_a 点，分别表示该工况下水泵的效率 and 轴功率。

5. 确定传动效率 传动效率与传动方式有关。由表1-2可查出不同传动方式的传动效率 $\eta_{\text{传}}$ 。

6. 求动力机效率 $\eta_{\text{动}}$ 根据水泵的轴功率 $N_{\text{轴}}$ 和传动效率