

国外流体工程

GUOWAI LIUTI GONGCHENG



中国机械工程学会
流体工程学会

1982. 1

国外流体工程

节能专辑

中国机械工程学会流体工程学会

1982年1月

**国外流体工程
节能专辑**

1982 年 1 月

编辑 中国机械 engineering 学会
流 体 工 程 学 会

**出版
发行** 一机部通用机械研究所

印刷 中国科技大学印刷厂

定 价： 3.50 元

前 言

在国内外能源短缺的今天，开展群众性的节能工作势在必行。流体机械在国民经济中起着极大的作用，无论那个工业部门都大量使用流体机械。铁炭、电力、石油、化工、冶金、建材、纺织、造纸、食品、农业排灌、城市供水、采暖通风等等领域都离不开流体机械，成千上万台泵、风机、压缩机、离心机、阀门等在连续运转，消耗大量的动力。从其主要能源消耗——电能来看，据统计，流体机械的耗电量约占全国发电量的27~28%。因此流体机械的节能更有其极为深刻的现实意义。

本专辑的出版，目的在于向读者介绍近年来国外在流体机械节能方面所做的大量工作，主要内容包括：

1. 正确选择流体机械以节能；
2. 流体机械节能计算和节能效益；
3. 工业泵的合理运行；
4. 泵的改造和调整方法及技术措施；
5. 泵系统的节能；
6. 泵与风机的变速调节；
7. 三元叶轮风机的节能；
8. 离心通风机的最佳调节方法；
9. 对螺杆压缩机进行容量控制以节能；
10. 延长压缩机使用寿命的方法；
11. 压缩机废热利用；
12. 往复压缩机的内冷却；
13. 疏水阀等的节能效果；
14. 密封技术的改进和正确使用；

由于时间限制，离心机方面的节能文章未能刊登。

目前，各工业部门广大职工正在流体机械节能方面进行大量的测定和调整工作。本专辑的出版期望在这方面起到一定的宣传作用；同时，其中阐述的节能观点和技术措施也可供从事流体机械设计、试验、使用、教学和科研的有关人员参考，特别可供正在进行或准备开展节能工作的单位借鉴。

由于时间仓促和我们水平有限，错误或不当之处望读者批评指正。

正值中国机械工程学会流体工程学会正式成立之际，仅以此专辑献给从事流体机械工作的广大读者。

编者 一九八二年一月

目次

1. 国外泵节能技术综述·····	蔣树德編譯 (1)
2. 以工业用泵为中心的节能措施·····好川紀博 (日) 著	童志成譯 (13)
3. 依靠泵的合理运行节能·····金泽隆 (日) 著	童志成譯 (21)
4. 流体机械节能的方法·····原田邦弘 (日) 著	夏式倩譯 (35)
5. 渦輪机械的转速調节和节能效果·····田中博一郎 (日) 著	张金香譯 (45)
6. 紙浆造紙厂泵系統的节能·····A. Alfredson (英) 等著	张祖光譯 (54)
7. 泵送系統的节能和成本·····John A Reynold (美) 著	张妙玲譯 (62)
8. 泵的节能·····小泉康夫 (日) 著	袁天佑譯 (68)
9. 泵与风机籍变频电机驅动装置降低能源費用·····F. D. Fishel (美) 等著	张祖光譯 (75)
10. 风机与泵的节能措施·····山村浩唯 (日) 著	高主慧譯 (88)
11. 泵系统的节能·····Walter C. Steihem (加) 著	袁春华譯 (97)
12. 經濟实用的軸流式通风机·····De E. Landis (美) 等著	夏斌譯 (101)
13. 軸流式机械通风装置的节能·····C. E. Wagner (美) 著	夏斌譯 (113)
14. 三元叶輪风机的节能·····石上耀一 (日) 著	李庆芳譯 (119)
15. 通风机的节能·····日本泵、通风机计划设计資料調查分会編	冷明高譯 (125)
16. 通风机和节能·····柳下昌平 (日) 等著	李庆芳譯 (135)
17. 通风机节能措施·····R. E. Perry (美) 著	史国平譯 (140)
18. 选择离心通风机适当調节方法节约能量·····H. Krift (西德) 著	卞庆生譯 (147)
19. 透平鼓风机的节能措施·····尾形俊輔 (日) 著	陈德才譯 (151)
20. 风机用节能感应电机·····赤间茂树 (日) 著	高富順譯 (161)
21. 你的压縮机浪费能源嗎? ·····John D. Warnock (美) 著	陈人宴譯 (175)
22. 用节能叶片来改善离心压縮机的性能·····D. L. Roberts (美) 著	陈人宴譯 (183)
23. 空气压縮机的节能措施·····竹川伸夫 (日) 著	叶家邦譯 (187)
24. 空压设备中的节能压縮机·····三井田可人 (日) 著	陈德才譯 (193)
25. 容量控制影响螺桿压縮机的动力費用·····Henry Van Ormer (美) 著	孙开滨譯 (200)
26. 空气压縮机选机型中的动力費用·····Henry Van Ormer (美) 著	史国平譯 (205)
27. 气动机械的寿命与保养·····藤井清明 (日) 著	蔣淦成譯 (210)
28. 延长压縮机的使用寿命·····Robert. A moffatt (美) 著	徐冰譯 (223)
29. 利用废热改善压縮机的經濟效果·····M. Callaghan (英) 著	韓俊英譯 (228)
30. 压縮机装置的废热利用·····N. Schroeren (西德) 著	常明譯 (233)

31. 压缩机的热量回收.....	卞庆生译 (237)
32. 降低螺杆压缩机的能量消耗..... Jim Merrill (加) 著	孙开滨译 (241)
33. 压缩机运转中的节能..... H. Günter (西德) 著	常明译 (243)
34. 压缩机要达到节能目标..... William O'keefe (美) 著	徐冰译 (246)
35. 压缩空气的节能..... William G. Moran (美) 著	卞庆生译 (250)
36. 往复式活塞压缩机籍内部冷却以提高效率...G. Gneipel(东德)著	常明译 (254)
37. 各类阻气排水阀的节能效果.....伊藤俊明(日) 著	赵全译 (262)
38. 生产更好的疏水阀减少能源费用 Wesley Yates 著	章加炎译 (269)
39. 斯莫论斯克型止回阀的性能比较.....山田丰著	王全福译 (275)
40. 正确设计使用蒸汽疏水阀提高能源利用率.....G. H. Pearson (英) 著	项美根译 (283)
41. 利用密封技术节能..... Lawrence P. Ludwig (美) 著	王丽辉译 (304)
42. 油封选择和使用上的问题.....内野一男(日) 著	陈德才译 (316)

国外泵节能技术综述

随着生产的飞速发展，能源的消耗迅猛上升，以致即使是极微小的能量节省所带来成本下降方面的收益也引起人们的注意。泵是工业流程中的主要设备，是能源消耗的重要组成部分。目前在各国，有更多的工程技术人员和泵的使用部门，除了考虑泵的性能、价格、交货、维修等一般原则外，正以泵在整个使用寿命期限内的动力消耗作为出发点来评价和选择泵。

泵的节能原则如下：

一、提高泵本身的效率

G. P. Sutton⁽¹⁾指出，对于给定的单级流量和扬程，可能达到最高效率的泵通常能降低驱动泵所需的能量，高效率的泵虽然初投资较高（如制造的精度和加工光洁度提高所增加的费用），但在泵的整个使用寿命期间，由于动力消耗的降低，会比低效率泵的成本低得

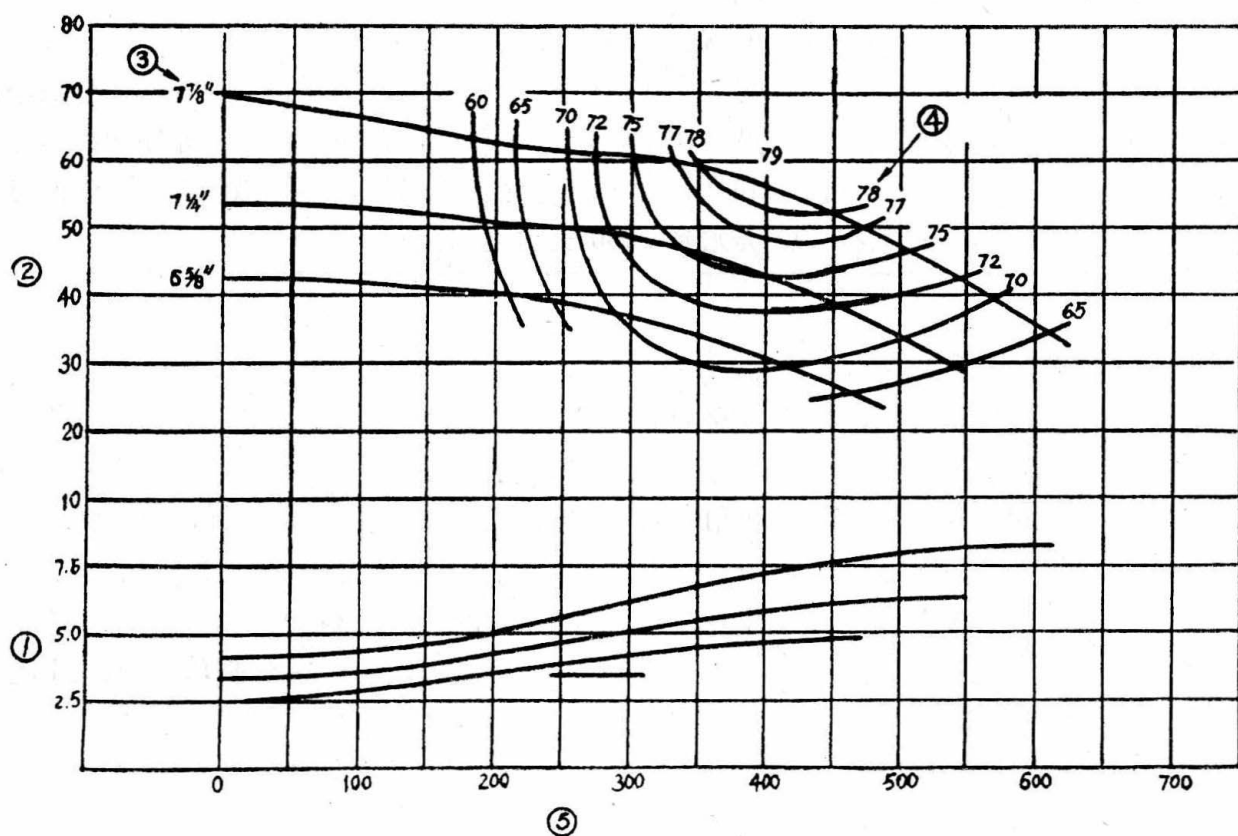


图 1 特定离心泵在 1760 转/分下的性能曲线

- ① 每级制动马力 ② 转子扬程，呎 ③ 叶轮直径
④ 等效率曲线(%) ⑤ 流量，美加仑/分

多。每台离心泵在特定的流量、扬程和转数下，可设计得效率最高，见图 1。对最高效率点的任何偏离都会导致能源的浪费。

Sutton 进一步举例作了具体说明，他指出，如果假定图 1 中所示泵的实际流量比额定流量低 20%，则效率将会降低 3.2%，这就意味着在一台 10 级泵中浪费了约 2.2 马力的动力。在 1/2 最佳流量处，效率约降低 22%（从 79% 下降到 62% 左右）。当将叶轮直径修整到 $6\frac{7}{8}$ 吋时，效率将从 79% 下降到大约 73.5% 左右。

选择一台新泵，应使其工作扬程和工作流量尽可能与该泵的最佳效率点相一致。泵的制造者应能更好地大量提供满足各种用途的不同尺寸和不同类型的泵，并应供应与最高可能效率相匹配的驱动机组。

Sutton 提供了下面这份动力消耗减少后典型成本节省的计算清单。

动力消耗减少后的典型成本节省

例如：节省 1 马力电能，对每千瓦每小时消耗 2 美分电能、连续运转 7 年的泵：

$$1 \text{ 马力} \times 0.7455 \frac{\text{瓩}}{\text{马力}} \times 24 \frac{\text{小时}}{\text{天}} \times 350 \frac{\text{天 (运转)}}{\text{年}} \times 7 \text{ 年} \times 0.02 \frac{\text{美元}}{\text{瓩、小时}}$$
$$= 876.71 \text{ 美元 (每马力节省)}$$

或对低于 10 马力的装置，可节省 8767 美元，

或对低于 100 马力的装置，可节省 87671 美元。

实际的节省要更多些，因为上面的数字中未计及较小数值的原始消耗（泵可选得较小，驱动费用较低，电线尺寸较小，电控尺寸较小），对于较小的设备，在更换另件和维修方面所化费用也较少，投资也较少（所付利息较少）。对各装置来说，实际数值是不一样的，但其典型的每马力节省费用数在 200 美元到 1500 美元之间波动。

从上面计算清单可以看出，动力方面的节支是很大的。泵效率提高 5%，就意味着在泵的有效寿命期间，额外的动力消耗达几千美元。

最高可能的效率不仅与设计的好坏和泵尺寸的正确与否有关，而且是比转数的函数。比转数与叶轮形状有关，见图 2。对于任一给定的流量和扬程，就有一能给出最高可能效率的比转数范围。图 2 中每条曲线代表一种泵系列，图中的每个独特形状表示一种特殊的泵。

在英制单位中，比转数中流量用加仑/分表示，扬程用呎表示。在公制单位中，当流量用米³/时表示，扬程用米液柱表示时，对同样的泵，其比转数要比英制的大 1.16 倍。

一些泵模型。特别是低比转数和小流量泵，它们的水力性能与其它类型泵比较，效率生来就低。在这些小流量情况下，最高效率能达到 60% 就认为不错了。比转数较高的单级端吸泵，如图 2 左侧所示，通常能有较高的效率。对于高扬程使用情况，需要用 1 级以上的泵，每级扬程都影响比转数，并因此也影响到泵最高可能的效率。泵最高可能效率能在大流量和英制比转数为 2000 和 4000 之间获得。

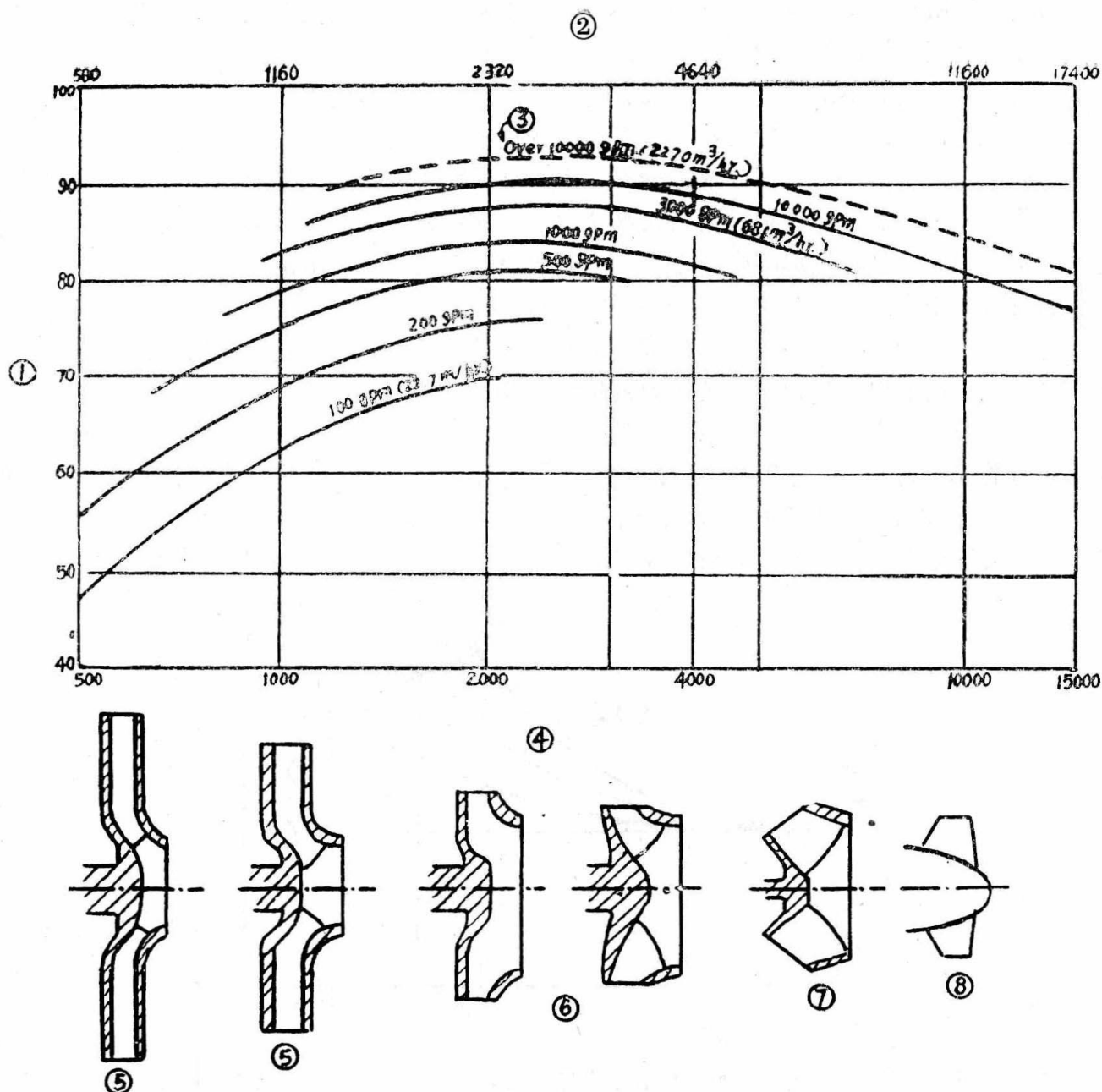


图 2 比转数与叶轮形状有关，并影响效率

① 效率 (%) ② 公制比转数 $N_s = \frac{(\text{转/分}) \sqrt{\text{流量}(\text{米}^3/\text{时})}}{(\text{扬程}(\text{米}))^{3/4}}$

③ >10000加仑/分(2270 米³/时) [注]

④ 英制比转数 $N_s = \frac{(\text{转/分}) \sqrt{\text{流量}(\text{加仑/分})}}{(\text{扬程}(\text{呎}))^{3/4}}$

⑤ 径向 ⑥ 弗兰西斯式 ⑦ 混流 ⑧ 轴流

[注：原图中单位为米/时，有誤——譯者]

二、设计或选型时，避免尺寸过大（即安全系数过大）

通常，人们在设计或选择一台泵时，即使在系统特性（如管道摩擦损失，阀门压降，换热器压力损失）未知情况下，为确保输送需要的流量并比予期值要高出一些，所以对流量和

揚程都按習慣附加一安全係數。Igor J Karassik 指出⁽²⁾，有些安全係數是必要的，主要是為了預防摩擦（這裡是指葉輪口環與壳体間的摩擦）對內部間隙的影響。為了預防這遲早總會減少泵有效流量而附加的安全係數究竟要多大，是一個複雜的問題。摩擦隨泵的类型、輸送液體的种类、輸送液體的純度和其它變量而變化。泵在比实际需要大一些的流量和揚程下運轉就意味着多消耗掉一部分附加動力。為滿足系統所需參數的要求，一般要在排出管線中進行節流。節流是預先計劃好去消耗水動力的一種措施，是一種能量的浪費現象。除了需要改變流量和改變節流作用的应用場合，一般應限制或避免採用節流。

如果系統壓頭和流量的需要值能夠精確地確定，就有可能降低安全係數，於是就會減少所需要的動力。降低安全係數和選擇尺寸正好能滿足需要的泵，不僅能導致較大的動力節省，並且能導致採用較小和成本較低的泵和驅動裝置。

在給定的系統中運轉，離心泵輸出對應於其揚程——流量曲線（即泵的特性曲線——內特性）和系統壓頭曲線（即管路阻力曲線——外特性）交點處的流量，當然此時，給定的 NPSH 等於或超過需要的 NPSH（即無汽蝕工况），要改變工作點就必須改變揚程——流量曲線或系統壓頭曲線，或兩者都要改變，見圖 3。

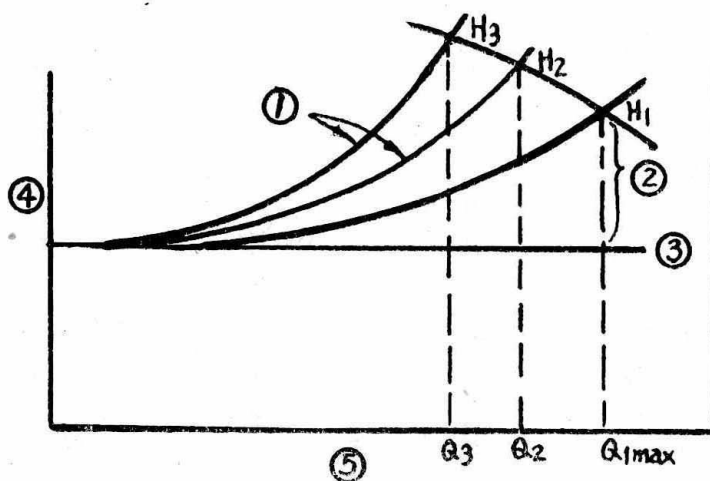


圖 3 用泵排出處的閥門進行輸出流量的節流，來改變沿常速流量曲線的運行點。

- ① 用節流閥的系統壓頭曲線 ② 摩擦損失
③ 靜壓力或靜壓頭 ④ 揚程 ⑤ 流量

在大部分裝置中，泵是用常速電動機驅動的，所以系統壓頭曲線必須用調節流量的方法來改變。如果所選擇的揚程——流量曲線安全係數過大，就必須對運轉的泵進行相當大的節流，才能調節到所需額定流量。如果泵能在無節流狀態下運轉，那是最好的了，此時系統的流量將增加到系統壓頭曲線和揚程——流量曲線交點處的流量。

在系統壓頭曲線方面，陳舊的選擇管道尺寸、閥門尺寸和換熱器摩擦損失的經驗方法值得商榷。為獲得長期間運轉的動力節省，要認真計算採用摩擦損失較小而尺寸較大的管道、閥門或換熱器投資的經濟性。

採用對泵前液體加熱而使其粘度下降的方法經常不被人們所重視，然而，對於粘度很大的液體，加熱所消耗的能量卻比為克服很大的摩擦損失及補償較低效率所需的能量要少得多。

Karassik 给出了下面控制“安全系数”导致合理节能的例子。

由图 4 可知，静压头为 115 呎，在要求的最大流量 2700 加仑/分下，对于一个假定已使用达 15 年之久的旧管道来说，其摩擦总损失为 60 呎，所以在流量为 2700 加仑/分下的总扬程为 175 呎，系统压头曲线为图中的曲线 A。若流量加上 10% 的安全系数后，则在 3000 加仑/分流量下的扬程便为 200 呎左右，对具有 $14\frac{3}{4}$ 吋的叶轮的泵，该工况点即为泵性能曲线与曲线 A 的交点。

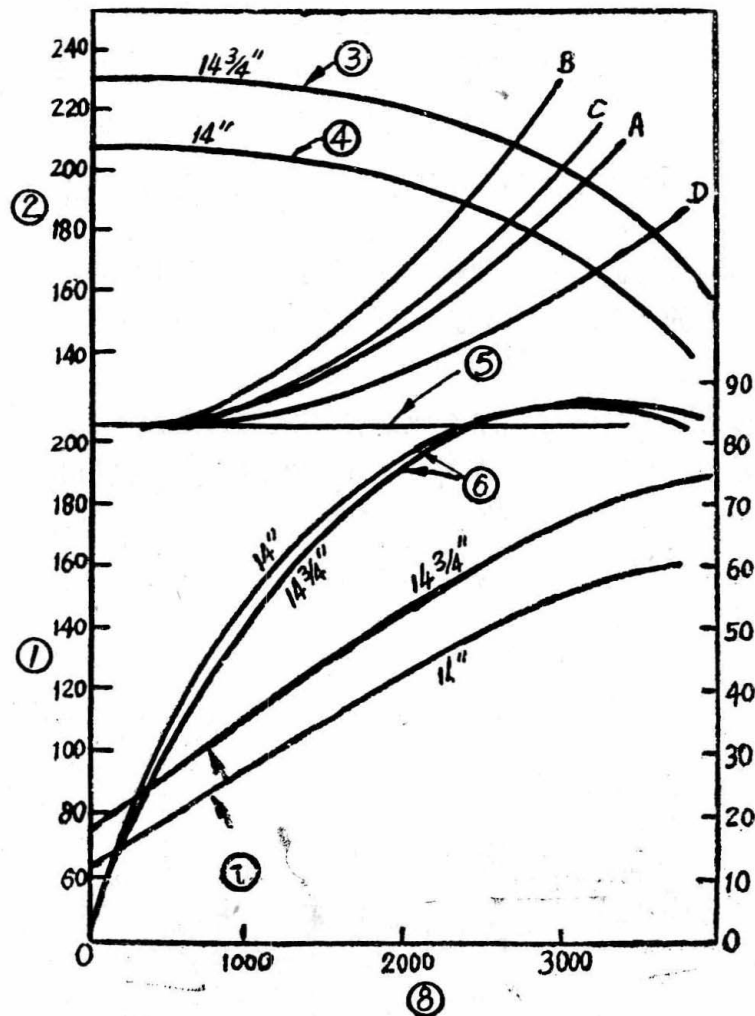


图 4 安全系数过大引起的节流损失

- ① 制动馬力 ② 总揚程，呎 ③ 1800 转/分 $14\frac{3}{4}$ 吋叶輪 ④ 1800 转/分 14 吋叶輪
⑤ 靜压头 ⑥ 效率 ⑦ 制动馬力 ⑧ 流量加仑/分

该泵在 2700 加仑/分下产生了过高的扬程，在此流量下运转，就必须采用节流的方法将过高的扬程节流掉，系统压头曲线为 B。对功率来说，在 3000 加仑/分下，泵消耗 175 馬力，需要配 200 馬力的电动机。而泵的要求流量为 2700 加仑/分，在其扬程——流量曲线和曲线 B 的交点处运行时，泵消耗功率为 165 馬力。

以上说明该泵选择的安全系数太大了。我们可以可靠地选择一台只有 14 吋直径的较小叶轮的泵，如图所示，其性能曲线与曲线 A 交于 2820 加仑/分，此时给予流量的安全系数约为 4%，可是已足够了。我们仍要給泵以輕微节流，系统压头曲线为 C。

在 2700 加仑/分下的动力消耗仅为 145 馬力，而不需在十分保守下的 165 馬力。这样就

节省了約 12% 的动力。而且只需配 150 馬力的电动机就够了，不必配 200 馬力的电动机，所以也节省了投資費用。

甚至有时节省比这里談到的更大，在許多場合，泵可以在不节流状态运行，也即允許流量超出揚程——流量曲线和曲线 A 的交点处流量。由此，一台装有 $14\frac{3}{4}$ 吋叶輪的泵能輸送約 3150 加仑/分流量，所消耗的功率为 177 馬力。一台装有 14 吋叶輪的泵能輸送 2820 加仑/分流量，消耗功率为 148 馬力，在动力上的节省超过 16%。

然而事实上，安全系数比需要的还要高，因为我们上面是按使用 15 年的旧管道计算摩擦損失的，如果是新管道，则流动損失仅为上面所假定損失的 0.613 倍。新管路的系统压头曲线是 D。这样，原来选择装有 $14\frac{3}{4}$ 吋叶輪的泵在无节流状态下运行，可以輸出 3600 加仑/分的流量，而消耗 190.5 馬力。14 吋叶輪的泵其性能曲线交曲线 D 于 3230 加仑/分处，消耗功率为 156.5 馬力，大約节省动力 18%。

K. S. Panesar 在“选择泵要注意节能”一文中⁽³⁾，重点批評了“美国石油学院 (API) 专利 No. 610”和习惯規定“你不应选择額定流量超过最高效率点 (称 bep) 的泵”中的錯誤观点。并用图解法来说明上面两种規定将会导致过大的泵和浪費能源的理由。

ARI 专利 610 中規定，泵的揚程要附加 5% 的安全系数，为此制造厂必须采用较大尺寸的泵壳以容纳能产生较高揚程的大叶輪。小壳体泵 (小泵) 和大壳体泵 (大泵) 的性能曲线分别表示在图 5 和图 6 中。

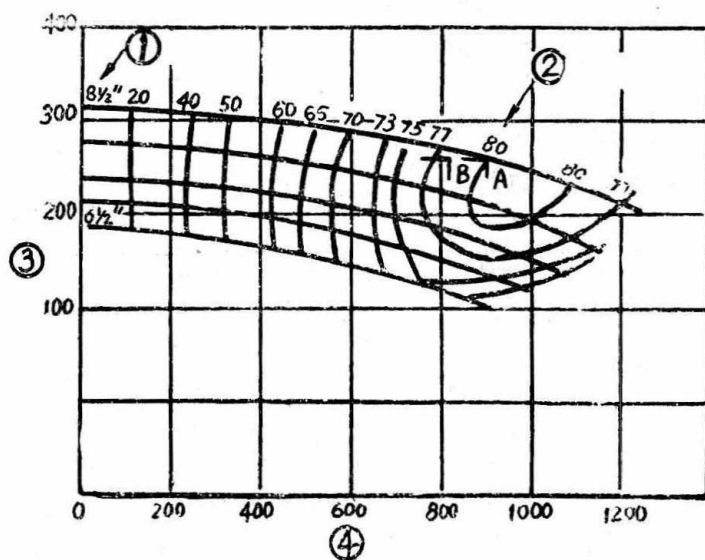


图 5 在 3550 转/分 (小泵) 时的泵性能曲线

① 叶輪直径 ② 效率 (%) ③ 揚程, (呎) ④ 美加仑/分

图中 A 点表示額定点，B 点表示正常点。若将两图中的額定点所消耗的动力进行比较，就可看出由于泵壳尺寸过大而导致的能量浪費。

由图 5 可知，A 点的流量为 902 加仑/分，揚程为 260 呎，效率为 80%，则消耗功率为

$$bhp_{rated} = [(902)(260)] / [(3960)(0.8)] = 74 \text{ 馬力}$$

由图 6 可知, A 点的流量与扬程同上面一样, 而效率却只有 74%, 因此消耗功率为

$$bhp_{rated} = [(902)(260)] / [(3960)(0.74)] = 80 \text{ 馬力}$$

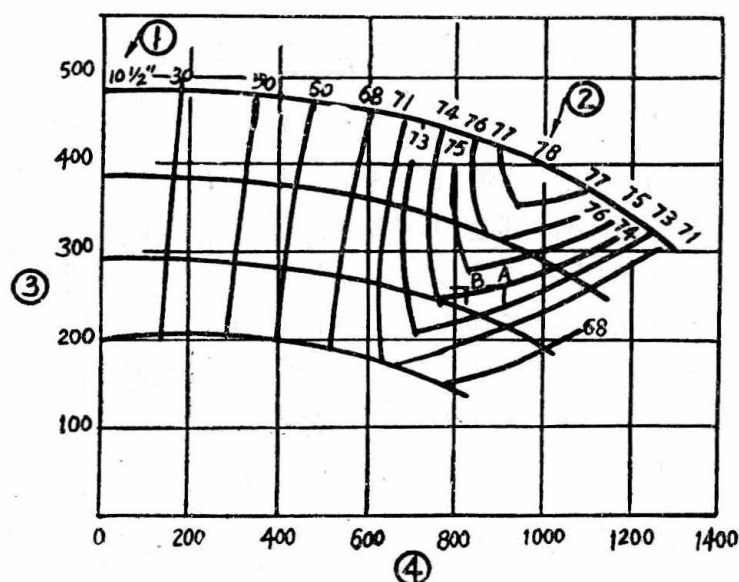


图 6 在 3550 转/分 (大泵) 时的泵性能曲线

① 叶輪直径 ② 效率 (%) ③ 揚程 (呎) ④ 美加仑/分

从以上比较可看出, 当装上大泵壳时, 多消耗了功率 6 馬力。假定泵运行电费每年大約 200 美元/馬力, 为了运转大泵, 每年要比效率高的小泵多化費 1200 美元。

为了节能和降低运行成本, 泵应尽量选择为其正常工作点接近最高效率点, 假如額定流量不象习惯规定的那样, 允許在最高效率点的右面, 就有可能使正常点 (正常流量比額流量小一安全系数) 落在或接近最高效率点, 于是在运行多年后会获得大量的能源节省。

三、对现有泵进行合理调整

对目前正在运转中的尺寸过大的泵怎么办? 实现节能是否太迟了? 决不是这样! G. P. Sutton 和 Igor J Karassik 都提出了一系列改善現有泵装置的技术措施。

1. 如果揚程和流量比要求的高 5~15%, 则可以:

(1) 切割現有叶輪, 使其更符合实际的使用工况;

(2) 換装直径较小的新叶輪, 原有叶輪存放起来, 一旦将来系统阻力 (如摩擦 損失) 增加或当所需的流量增大时仍可使用。

2. 大部分制造厂对于同样的泵转子或壳体, 提供多于 1 个的叶輪 (各有不同的比转数或形状), 于是根据各种特殊需要可改变揚程或流量, 典型的可改变 10~25%, 而 更換下来的原有叶輪可留作备用。例如对于一种泵可以设计两种不同的叶輪, 一种是窄叶輪, 一种是正常的寬叶輪, 在较低流量下, 窄叶輪比正常寬叶輪效率更高, 而其直径可能要小些, 也可能不小, 这取决于原来对直径提供过大的安全系数的程度。

3. 在多級泵中, 特别是立式多級透平泵, 通常在原有的泵上加上一个或更多的附加級, 就能增加輸出揚程或流量, 反之, 当去掉一級或更多級时, 就会降低性能。

4. 对某些装置, 泵的额定流量比需要量高出许多, 这时可讓泵在大流量下运转, 而縮短其每天的运转周期。例如水仓泵即可如此調节。

四、正确选择驱动装置

目前, 大部分的泵是用电动机驅動的, 特别是感应电动机。也有一些采用发动机(內燃机, 汽油或天然气)或透平(蒸汽或燃气)驅动。每种驅动装置在特定输出功率和转数下都有其自己的最高效率点, 任何偏离都会引起效率的下降。在低电压, 低于额定功率或在偏离设计工况的功率因数下运转的电动机就是一个明显的例子。泵所需的功率和转数与驅动装置的功率和转数相匹配, 对获得好的总效率来说是很重要的, 而在实际装置中却往往不是如此。采用磁力偶合器或液力偶合器这些变速装置安装在泵和电动机之间, 就能达到精确改变泵转数的目的, 在需要变流量运行的地方特别有效。Karassik 举例说明改变泵转数給节能带来的好处。在图 7 中, 新装置的系统压头曲线是 D , 假如泵在 152 呎下精确输送 2700 加仑/分的流量, 装有 $14\frac{3}{4}$ 吋叶輪的泵在 87.5% 设计转数下运转就够了, 另一种选择是可以装 14 吋叶輪在 92.2% 设计转数下运行。在上面两种情况下, 泵消耗的功率均为 118 馬力, 这与装有 $14\frac{3}{4}$ 吋叶輪的常速泵在 2700 加仑/分下消耗 165 馬力的情况相当。

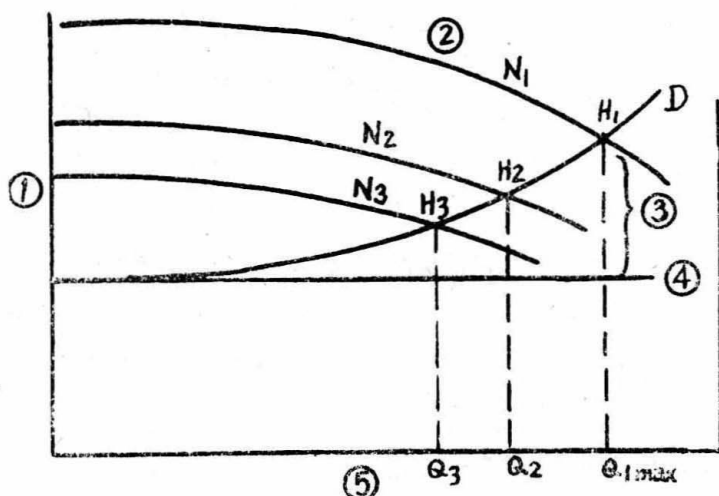


图 7 改变转数是改变泵工况点的两种方法之一, 此时, 抛物线状的系统压力曲线和靜压头是不变的。

- ① 揚程 ② 在转数 N_1 下的揚程——流量曲线
③ 摩擦損失 ④ 靜压力或靜压头 ⑤ 流量

在应用变速装置时, 要考虑到变速装置本身带来的能量損失。输入变速装置的动力为:

电动机消耗功率 = (泵消耗功率 $\times$ 电动机转数 $\div$ 泵转数) + 变速装置的固有功率損失

磁力偶合器和液力偶合器一样, 在满負荷下通常有 3% 的滑差率, 大約有 1% 的附加固

有損失, 所以, 满負荷效率約为 96%。在上例中, $14\frac{3}{4}$ 吋叶輪在 2700 转/分下, 电动机的动力消耗約为 141 馬力, 故变速装置仍能使我们节省 24 馬力的能量。

五、泵的合理运行

許多裝置中，裝有所謂的“半流量”泵，即用两台并聯运行的泵去輸送滿負荷下所需的流量。裝有這種泵的部門往往有很大流量變化的要求，如能採用改進運行習慣的新方法，就能大大節省動力。按照一般習慣，經常是兩台泵同時運轉，即使在流量要求下降到一台泵就能達到該負荷的情況下也是如此。在所有場合保持兩台泵同時運轉的操作者說，他們這樣做是為了安全起見，因為如果其中一台泵壞了，另一台仍能供給部分需要的流量，直到壞泵修復加入運行為止。然而要知道，流程是允許在降低負荷下運轉的。或者如果有備用泵的話，它能立即投入運行。

圖 8 和圖 9 是 Karassik 用來研究節能的通用工况簡圖。假定滿負荷工况是在揚程為 50 呎下流量為 3200 加侖/分，其中包括 20 呎靜壓頭。為了簡化，忽略流量或壓力安全係數，設想泵在節流閥大開的滿負荷下運行。

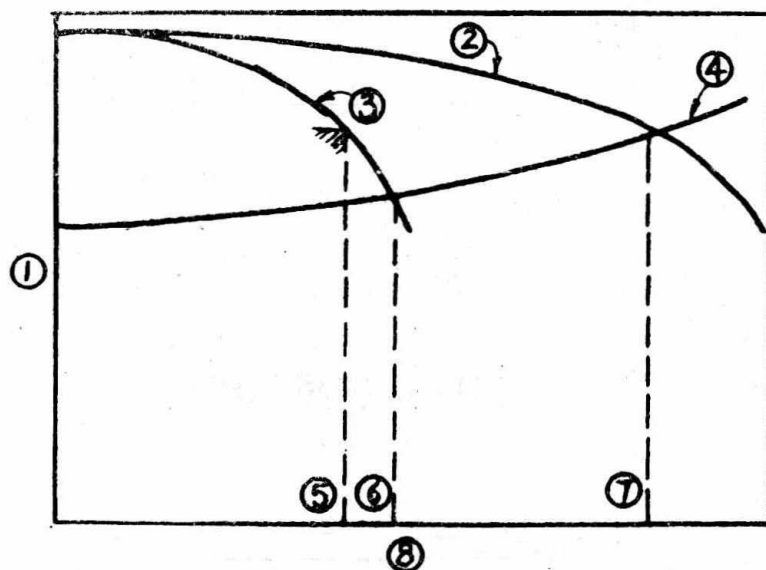


圖 8 在滿足安全運行條件下，并聯运行的“半流量”泵經常提供節能的機會

- | | | | |
|------------|------------|-------|----------|
| ① 揚程 | ② 并聯的兩台泵 | ③ 一台泵 | ④ 系統壓頭曲線 |
| ⑤ 一台泵的額定流量 | ⑥ 一台泵的最大流量 | | |
| ⑦ 兩台泵的最大流量 | ⑧ 流量 | | |

在 1600 加侖/分和 50 呎揚程的滿負荷下（單台泵運行），泵的效率高 84%，功率為 24.1 馬力，或對兩台泵而言功率為 48.2 馬力。如果總流量從 3200 加侖/分降到 1600 加侖/分，則每台泵在 68 呎揚程下輸送 800 加侖/分，效率為 66%，軸功率為 20.9 馬力，或兩台為 41.8 馬力。如果停掉一台，則另一台會在很少節流的情況下滿足流量的需要。系統壓力曲線和揚程——流量曲線會相交於 1600 加侖/分和 50 呎處，泵的动力消耗為 24.1 馬力，節省了約 17.7 馬力，或只占兩台泵在一半負荷下需要功率的 42.5%。如果採用該裝置的流程所需流量只要 50%，或在全年運轉期間的 20% 中所需流量更小，不管怎麼樣，停掉一台後全年節省的功率可超過 8%。

事實上，單台泵的運行工况可遠遠超過一半流量的負荷，該泵的揚程——流量曲線與系

统压头曲线可交于 2000 加仑/分左右。因此，只要流量在 2000 加仑/分以下，便可采用停掉一台泵的运行方法来达到节能目的。

同时，单台泵的运行方式实质上增加了每台泵的寿命。在安全可靠方面，并联的两台泵同时运行时，就会出现同时破坏事故几率。如果仅一台泵运行，当其出现事故时，另一台立即能投入运行，操作是安全的。

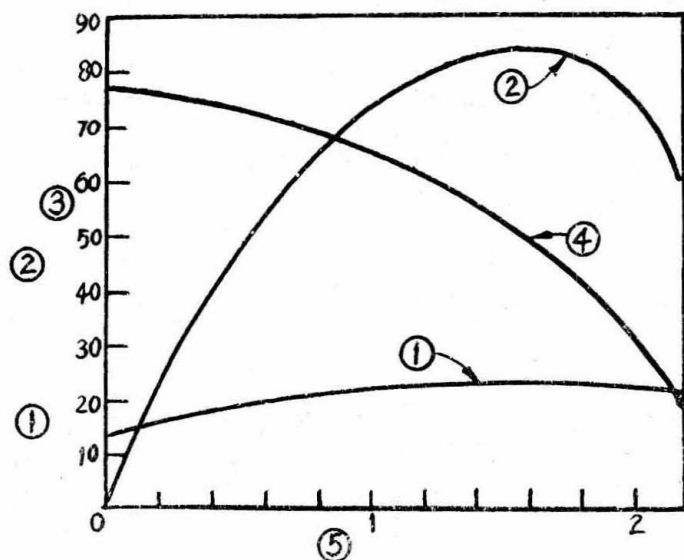


图 9 本文列举的例子中并联泵的性能曲线，在 1600 加仑/分和 50 呎扬程的满负荷下没用节流

① 制动馬力 ② 效率，% ③ 总揚程，呎 ④ 揚程 ⑤ 流量，1000 加仑/分

六、及时进行泵的维修

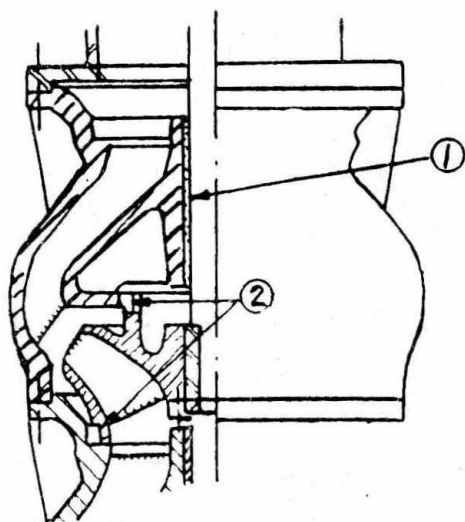


图 10 漏泄加大和浪费能量的典型部位

① 通过转子轴轴承的漏泄；典型间隙为 0.008" 到 0.015"

② 环绕叶轮的漏泄由摩擦口环间隙控制；典型间隙为 0.015" 到 0.030"

及时更换磨损另件（如叶轮口环、滑动轴承衬套等），可以节省大量能源。

Sutton 提供了漏洩加大后能浪费能量的典型部位图,见图 10。内部间隙的摩擦速率取决于以下许多因素,如间隙前后压差,输送磨损或腐蚀物质等。穿过叶轮口环和滑动轴承衬套等间隙处的漏洩,在高扬程(超过 100 呎)和低流量(低于 500 加仑/分)泵中最明显。例如,在典型的一般有 3% 流量的内漏泄(流经叶轮)的小泵中,当摩擦环间隙达到约三倍于正常值时,漏泄将增大约 10%,为了补偿这额外的漏泄,大致需要 7% 的额外能量。

Karassik 指出,修复间隙的费用可以与潜在动力节省进行比较,这方面的节省对每一台泵都不一样。图 11 和图 12 分别表示漏泄增加后的动力损耗和漏泄损失随泵比转数而变化的情况。前面讨论过的泵,当装有 14 吋叶轮时,在 3200 加仑/分和 170 呎处有其最高效率点。它的比转数为:

$$Ns = (1800 \times 3200^{0.5}) \div 170^{0.75} = 2130$$

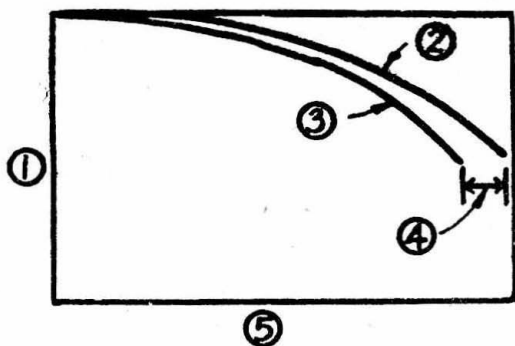


图 11 漏泄的增加使动力消耗增加,
低比转数泵要更重视其能量损失
① 扬程 ②最初的扬程——流量曲线
③ 磨损后的扬程——流量曲线
④ 漏泄的增加 ⑤ 流量

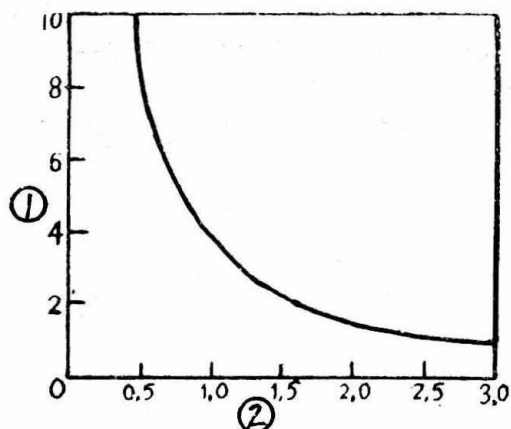


图 12 漏泄损失随比转数变化

① 漏泄损失占输入功能的百分数, %
② 比转数 $\times 10$

由图 12 我们可以估算新泵的漏泄损失为 1.4%,当损失加倍时,我们能通过修复扩大了间隙而回收约 1.4% 的动力节省。设计成在 3550 转/分下 180 加仑/分和 250 呎扬程的泵,比转数为

$$Ns = (3550 \times 180^{0.5}) \div 250^{0.75} = 755$$

漏泄损失约为 5%,当该损失加倍后,由修复而得到的动力节省会有 5%。通常对高扬程泵进行间隙的修复会获得较高的动力节省。

Sutton 指出,在运行中要注意在间隙不是变得太大之前,要及时更换摩擦环和轴承衬套等另件,对于内漏泄变得过大的所需周期(三个月或超过五年),通常能根据各个特殊装置的运转经验来确定。

采用坚固的耐磨材料作摩擦环,可以延长磨损件的寿命。

对于磨蚀性强的泥浆,要限制允许进入轴承或节流衬套等的磨蚀固体粒子,采用外部清洁水源去冲洗间隙。