

述步骤计算 K_{v2} :

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \frac{\varphi_{2r}}{\varphi_{2u}}$$

$$C_2 = \varphi_{2r} u_2 / \sin \alpha_2$$

$$T_2 = T_{out} - \frac{C_2^2 - C_{out}^2}{2C_p}$$

$$p_2 = p_{out} \left(\frac{T_2}{T_{out}} \right)^{\frac{m}{m-1}}$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2}$$

$$K_{v2} = \rho_2 / \rho_{in}$$

校核 K_{v2}/K'_{v2} 之后, 返回式(4)迭代计算, 收敛后可得 p_{out} 、 T_{out} 、 ε 、 η_{pol} 。对多级压缩机, 可用上述方法逐级计算, 最后得到总压比和整机平均多变效率。功率计算参见文献[1], $N = GW_{tot}$ 。

三、结 论

当相似尺寸比 m , 偏离1较远时, 由于密封间隙不能按比例缩小, 将有如下影响:

1. 相似的两台机器压比将不再相等而出现偏差。对后向叶轮级, 尺寸小的机器压比将偏小, 对前向叶轮级, 尺寸小的机器压比将偏

大, 径向叶轮级则仍保持压比相等。对级数较多、单级压比较高或小流量级, 上述偏差会增大。

2. 相似的两台机器效率也不再相等。无论何种形式的叶轮级, 尺寸小的机器效率将偏低。对级数较多、单级压比较高或小流量级, 效率偏差亦会增加。

3. 小尺寸离心压缩机的无因次性能曲线将稍向小流量方向偏移, 其中后向叶轮级向左下方偏移, 而径向叶轮级则基本是向左平移。对采用无叶扩压器和较多后向叶轮级的多级压缩机, 偏移会明显一些。

4. 模化设计时, 为保证压力裕度, 对后向叶轮级应根据尺寸小的机器模化设计尺寸大的机器, 而对前向叶轮级, 则相反。

本文仅就叶轮进口密封间隙这一个因素对性能相似换算的影响从理论方面进行了初步分析和探讨, 希望能引起设计制造部门在进行模化设计或相似换算时注意。其它有关因素的影响, 将有待进一步的理论和试验研究。

参 考 文 献

- [1] 徐忠等, 离心式压缩机原理(修订本), 机械工业出版社, 1990。
- [2] 李庆宜等, 通风机, 机械工业出版社, 1981。

电动给水泵传动用调速型液力偶合器中 损失功率的确定

哈尔滨工业大学 陆肇达

现代大功率电动锅炉给水泵几乎无例外的都采用调速型液力偶合器作为电机与泵之间的无级变速传动装置。由于液力偶合器的调速是通过改变其工作腔中的液体充注量, 从而改变主动转子系轮与被动转子涡轮间的滑差来实现的。由于运行过程中伴随有功率损失, 偶合器的工作介质(一般是液力传动油或理化性能相近的其他矿物油)必须使用冷却器及时加以冷

却。显然, 冷却器的选型必须以偶合器中的最大损失功率为依据, 因此, 正确地确定偶合器中的最大传动损失功率是包括冷却系统在内的整个泵-偶合器系统进行优化设计的一个重要方面。而目前冷却器冷却功率的确定尚未采用根据具体条件的严格科学方法。本文将提供确定偶合器损失功率的方法。

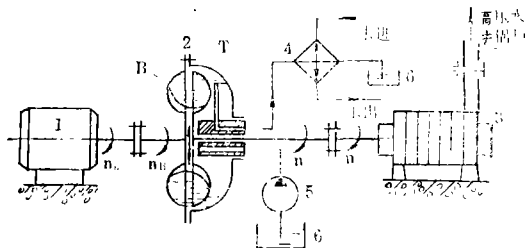


图1 锅炉给水泵-偶合器系统

1.电动机; 2.调速型液力偶合器; 3.给水泵, 即偶合器的负载; 4.介质油冷却器; 5.供油箱; 6.油箱; n_0 : 电机转速; n_B : 偶合器泵轮(以“B”表示)转速; n_T : 偶合器涡轮(以“T”表示)转速; n_z : 给水泵转速, 脚标“Z”表示它是系统的负载, $n_z = n_T$

一、系统特点简析

锅炉给水泵-偶合器系统简图如图1所示。

由于偶合器进行时存在滑差, 因此即使在设计工况, 给水泵的工作转速也略低于电机转速, 这里以角标“*”表示设计工况, 则 $n_z^* = n_0 \cdot i_{TB}^*$, $i_{TB}^* = n_T^* / n_B^*$ 为偶合器的设计工况转速比, 一般取为0.97~0.98。由于电机转速基本上是一个定值, 故 n_B^* 与其他工况泵轮转速 n_B 可认为是相同的, 且均等于 n_0 。

除此之外, 锅炉给水泵-偶合器系统还有以下一些特点:

1. 泵的比转数比较小, 一般属于低比转数或中低比转数泵, 其扬程特性曲线一般呈递减形。
2. 给水泵管路末端是具有很高压力的锅炉。

管路特性可用式(1)表示:

$$h = h_0 + RQ^2 \quad (1)$$

式中 h ——管路始端(即泵出口端)的水头(m)

h_0 ——管路末端的水头(m), $h_0 = \frac{P_0}{\rho g}$

P_0 ——锅炉的锅内压力

ρ ——水的密度

g ——为重力加速度

Q ——管路中的流量 (m^3/s);

R ——管路阻力系数

3. 系统允许的流量调节下限, 一般约为设计工况流量的(25~30)%。因此在整个转速调节范围内, 可应用流体机械相似定律讨论泵的特性变化。

4. 因为 $h_0 \gg 0$, 当泵的工作点随着泵的转速变化而沿着管路特性曲线变化时, 泵的扭矩和功率将不遵守 $M_z \propto n_z^2$ 和 $N_z \propto n_z^3$ 的规律^[1], 而且偏离甚远。而对于 $M_z \propto n_z^2$ 的使用条件, 可以通过简单的数学推导求得液力偶合器中的最大损失功率^[2]:

$$N_{S, \max} = 0.148 \frac{N_z^*}{(i_{TB}^*)^3}$$

或以相对值表示

$$\bar{N}_{S, \max} = \frac{N_{S, \max}}{N_z^*} = 0.148 / (i_{TB}^*)^3 \quad (2)$$

众所周知, $M_z \propto n_z^2$ 正是泵的相似工况动力特性, 而仅当 $h_0 = 0$ 时, 管路特性才与泵的相似抛物线重合。可见, 将式(2)的结论不作具体分析的应用于任意情况下泵的偶合器调速传动是十分不妥的。

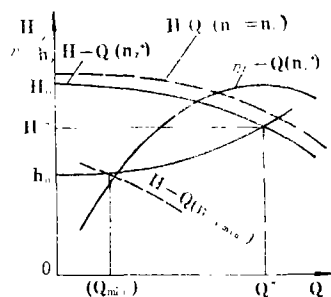


图2 泵-管路系统特性

图2表示了反映上述一些特点的泵-管路系统特性曲线。

二、求取偶合器损失功率的方法

1. 计算作图法

用计算作图法求取偶合器中的损失功率虽比较烦琐, 但可靠易行。其步骤如下:

(1) 在已知的泵特性图上,按相似原理作出相应于偶合器泵轮转速下的泵扬程和效率特性 $H-Q$, η_z-Q 曲线,同时作出管路特性 $h-Q$ 曲线。交点 e 称为额定工作点,即相当于电机与泵直联运行时泵的工作点(见图3)。

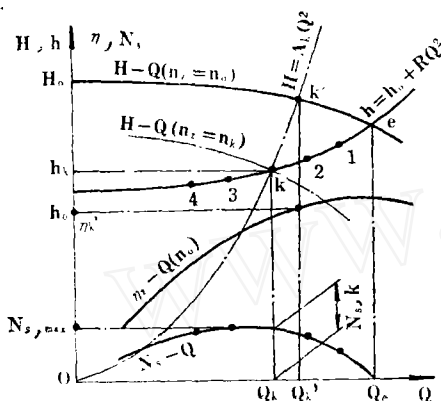


图3 偶合器功率损失的计算

(2) 过管路特性曲线上任一点 K ,作相似抛物线 okk' , 抛物线方程为

$$H = A_k \cdot Q^2 \quad (3)$$

式中 $A_k = h_k / Q_k^2$ 。该抛物线与泵的特性曲线交于 K' 点,它与 K 是相似工况点。由此可以求得,为使平衡工作点由 e 移至 K , 泵的转速 n_z 应调节为 n_k , 且

$$\left. \begin{aligned} n_k &= (Q_k / Q_0) \cdot n_0 = (Q_k / Q_0) \cdot n_0 \\ \text{或} \quad n_k &= n_0 \cdot \sqrt{H_k / H_0} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

此时泵的工作效率 η_{zk} 应与相似工况点 K' 的效率相等,即

$$\eta_{zk} = \eta_{zk'} \quad (5)$$

(3) 计算泵在 K 点工作时的轴功率 N_{zk} :

$$N_{zk} = H_k \cdot Q_k \cdot \rho g / (10^3 \cdot \eta_{zk}) \quad (6)$$

此功率值也即是偶合器涡轮轴上的功率 $N_{T,k}$, 由此可以求得偶合器中损失功率值 $N_{s,k}$ 为:

$$N_{s,k} = N_{Bk} - N_{Tk} = \frac{N_{Tk}}{\eta_k} - N_{Tk}$$

式中 η_k 为在该工况工作时偶合器的传动效

率,它等于此时偶合器的转速比 $i_{TB,k}$, 同时式中 N_{Tk} 可以 $N_{z,k}$ 表示, 故得

$$N_{s,k} = N_{z,k} \left(\frac{1}{i_{TB,k}} - 1 \right) \quad (7)$$

式中 $i_{TB,k} = n_k / n_0$

如 K 点那样,在泵的实际流量调节范围内取 $1, 2, 3, \dots$ 等若干点,重复同样的计算作图,可分别求得相应工况偶合器中的损失功率 $N_{s1}, N_{s2}, N_{s3}, \dots$, 由此可作出 N_s-Q 曲线,找到损失功率的最大值 N_{smax} 。根据 N_s-Q 曲线,也可找到发生这一最大损失时泵的流量值和偶合器的工作转速比值。

2. 解析列表计算法

按照计算作图法的思路,我们也可以采用解析计算辅之列表对比的方法确定偶合器中的最大损失功率。为进行解析计算,首先必须把 $H-Q$, η_z-Q , $h-Q$ 等特性曲线函数化。管路特性 $h = h_0 + RQ^2$ 已是一个显态的函数关系式,无须作更多的讨论。 $H-Q$ 和 η_z-Q 特性一般可以用一个二次多项式加以拟合而具有满意的结果^[1]。

泵的特性可能以两种形式给出:一种是给出在某一转速(如 $n_z = n_0$)下的一组试验数据点的 H_i, Q_i, η_{zi} 值;另一种是给出已经过处理的特性曲线。如给出的是未经处理的原始数据点,我们可以用最小二乘回归法或平均法求出其拟合曲线的函数关系式^[3]。两种方法所求得的拟合曲线并非完全一致,但都有实际使用价值。最小二乘回归所求得的拟合曲线具有与各试验点的离差平方和为最小的性质,而平均法则是在与各试验点的离差的代数和为零的意义上求取拟合曲线的。本文介绍以平均法进行曲线拟合的方法。设扬程和效率曲线可以用一个以 Q 为变量的二次关系式加以拟合,此时函数式为:

$$H = a_1 + b_1 Q + c_1 Q^2 \quad (8)$$

$$\eta_z = a_2 + b_2 Q + c_2 Q^2 \quad (9)$$

系数 a_j, b_j, c_j ($j=1, 2$) 可利用以下三元一次方程组确定:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i &= a + b \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \right) \\ &\quad + c \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i^2 \right) \\ \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^{n-1} y_i &= a + b \left(\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^{n-1} x_i \right) \\ &\quad + c \left(\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^{n-1} x_i^2 \right) \\ \frac{1}{n-2} \sum_{i=1}^{n-2} y_i &= a + b \left(\frac{1}{n-2} \sum_{i=1}^{n-2} x_i \right) \\ &\quad + c \left(\frac{1}{n-2} \sum_{i=1}^{n-2} x_i^2 \right) \end{aligned} \right. \quad (10)$$

式中 n ——总的试点数,

y_i ——分别相当于 H_i 或 η_{zi} ,

x_i ——相当于 Q_i

当给出条件是已经过处理的特性曲线时, 可以在曲线上找出有代表性的三个工况点参数, 按式(8)和(9)分别代入作出两组三元一次方程组, 求出系数 a_1, b_1, c_1 和 a_2, b_2, c_2 。如果拟合曲线与原曲线相差大, 可以适当更换选点, 直至拟合曲线与原曲线尽量一致为止。为提高计算准确性, 拟合曲线只需考虑实际流量调节范围内的拟合精度。

根据式(1)、(8)、(9), 参照计算作图的基本方法, 按以下步骤计算并列表1对比较求找 $N_{s, \max}$ 值和相应的耦合器工况 (i_{TB}) $N_{s, \max}$ 。计算步骤为:

(1) 列出常数值 $n_0, \rho, h_0, R, a_1, b_1, c_1, a_2, b_2, c_2, Q_{\min}$;

(2) 解方程组

$$\begin{cases} h = h_0 + RQ^2 \\ H = a_1 + b_1Q + c_1Q^2 \end{cases}$$

求出 $Q=Q_c$ 值, 实际系统中可能已知 Q_c 而反求 R 值。

(3) 给出 Q_k ($Q_{\min} < Q_k < Q_c$) 值, 计算相应的 h_k 值 (参见图3):

$$h_k = h_0 + RQ_k^2;$$

(4) 计算过 Q_k, h_k 点的相似抛物线系数 A_k ;

$$A_k = \frac{h_k}{Q_k^2};$$

(5) 解方程组

$$\begin{cases} H = A_k \cdot Q^2 \\ H = a_1 + b_1Q + c_1Q^2 \end{cases}$$

求得相似抛物线与泵的 $H-Q$ 特性曲线交点的 Q_k' 值;

(6) 计算系统在 K 点平衡工作时耦合器的转速比 $i_{TB, k}$:

$$i_{TBk} = Q_k / Q_k'$$

(7) 计算在 k 点工作时泵的效率 η_{zk} :

$$\eta_{zk} = \eta_{zk'} = a_2 + b_2Q_k' + c_2Q_k'^2;$$

(8) 泵的轴功率 N_{zk} :

$$N_{zk} = Q_k \cdot h_k \cdot \rho \cdot g / 10^3 \cdot \eta_{zk}$$

(9) 计算耦合器中损失功率 N_{sk} :

$$N_{sk} = N_{zk} \left(\frac{1}{i_{TBk}} - 1 \right)$$

(10) 令 Q 等于 Q_1, Q_2 等其它值, 重复步骤3~9的计算, 并将结果列于表1, 即可以对比中找到最大损失功率 $N_{s, \max}$ 及相应的

表1

Q	h	A	相似工况点 Q	i_{TB}	η_z	N_z	N_s
$Q = Q_k$	h_k	A_k	Q_k'	i_{TBk}	η_{zk}	N_{zk}	N_{sk}
Q_c	h_c	A_c	Q_c	$i_{TB} = 1$	η_{zc}	N_c	0
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
$Q_{\min}$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$

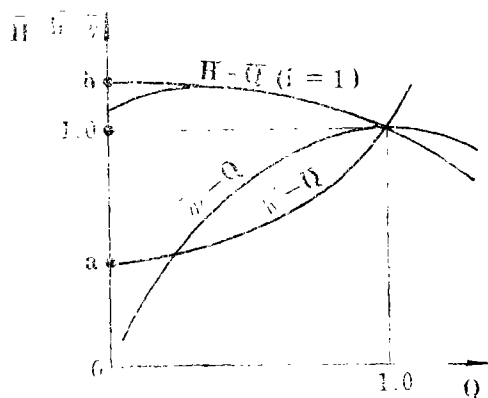


图4 以相对量表示的泵—管路特性

偶合器工况点 $(i_{TB})_{N_{s,max}}$

3. 图表估算法

由以上所述可以看到, 偶合器中的最大损失 $N_{s,max}$ 及发生这一损失的工况点的与管路和泵的特性曲线形状有关, 为此, 作者在对这些特性作出一些规范化假定的基础上, 计算制作了如图 5 所示的实用曲线图表, 一方面用以反映功率损失的变化规律, 同时也可作为工程上进行损失功率估算的参考依据。在制作这一图表时, 采用了相对量表示方法, 即以设计工况参数为基准, 其他工况参数均以其对设计工况参数的比例值来表示, 并且假定设计工况恰为泵的最高效率工况。这样, h , H , Q , η_z 均可表示为以下相对量形式:

$$\bar{h} = \frac{h}{h^*}, \quad \bar{H} = \frac{H}{H^*}, \quad \bar{Q} = \frac{Q}{Q^*}, \quad \bar{\eta}_z = \frac{\eta_z}{\eta_z^*}$$

当以相对量表示时, 式(1)可写成:

$$\bar{h} = \frac{h_0}{h^*} + \left(\frac{R}{h^*} \times Q^2 \right)$$

令 $a = h_0/h^*$, 并将上式应用于设计工况即可得:

$$R = h^*(1-a)/(Q^*)^2$$

由此, 即可写成

$$\bar{h} = a + (1-a)\bar{Q}^2 \quad (11)$$

这是以相对量形式表示的管路特性。泵的扬程特性可用下面的二次抛物线加以拟合:

$$H = H_0 - PQ^2$$

此处 H_0 为 $Q=0$ 时的扬程值, P 为反映泵特性曲线形状的一个系数, 对很多中低比转数泵, 这一拟合曲线都有良好的精确度。上式可用相对量形式表示为:

$$\bar{H} = b + (1-b)\bar{Q}^2 \quad (12)$$

式中 $b = \frac{H_0}{H^*}; \quad \bar{Q} = \frac{Q}{Q^*}$

效率曲线可用一条顶点与实际最高效率点重合并通过原点 ($Q=0, \eta_z=0$) 的二次抛物线加以拟合, 此时相对效率的函数表达式为

$$\bar{\eta}_z = 2\bar{Q} - \bar{Q}^2 \quad (13)$$

以式(11)、(12)、(13)表示的相对量特性曲线如图 4 所示。

式(12)表示的 $\bar{H}$ 是一个选择函数, 对于某些泵的特性, 用该式拟合实际曲线可能有较大的误差, 此时可以使 b 表示一个假想值, 如图中 b 点即是这种情况。

在以相对值和以上拟合曲线表示泵和管路特性以后, 偶合器中的功率损失可用下式计算^[1]:

$$\bar{N}_s = \frac{[a + (1-a)\bar{Q}^2] \cdot \bar{i} \cdot \left(\frac{1}{i_{TB}^*} - \bar{i} \right)}{2\bar{i} - \bar{Q}} \quad (14)$$

式中 $\bar{N}_s = N_s/N_s^*$, $\bar{i} = i_{TB}/i_{TB}^*$ 为相对功率损失和相对转速比。 $\bar{i}$ 与 $\bar{Q}$ 间又存在以下函数关系:

$$\bar{Q}^2 = \frac{b\bar{i}^2 - a}{b - a} \quad (15)$$

由此式还可以求得泵流量调节为零时的偶合器转速比的假想值 $\bar{i}$ (称“假想值”是因为此时相似定律可能误差较大):

$$\bar{i}_0 = \sqrt{a/b} \quad (19)$$

以式(14)、(15)、(16)为基础, 并假定 $i_{TB}^* = 0.97$, 经计算作出图 5。工程使用中, 可以根据所选泵和管路系统的具体情况, 确定 a 和 b 值, 据此即可在图表上找到相应的最大损失功率及发生此损失的偶合器转速比的相对值, 并由此换算出它们的绝对值。如需求出相应的泵流量值, 可以通过式(15)加以确定。此外, 还应指出, 使用时应该根据泵的已知特性曲线, 首先按相似理论换算到 $i_{TB}^* = 0.97$ 时泵的特性, 然后按式(12)求取拟合曲线及相应的 b 值。

三、结 论

1. 在锅炉给水泵系统中, 由于管路末端具有很高的静水头 h_0 , 泵在变速运行时其动力特性不遵守 $M \propto n^2$ 的规律。当系统采用液力偶合器调速传动时, 偶合器中的损失功率应根据具体情况通过计算分析确定, 也可根据本文所提供的曲线图表加以估算。

2. 由图 5 的曲线可以看到, 对于 $a=0$, 即管路末端静水头 $h_0=0$ 的情况, 偶合器中的最大损失功率相对值 $\bar{N}_{s,max}$ 对于不同的 b 值

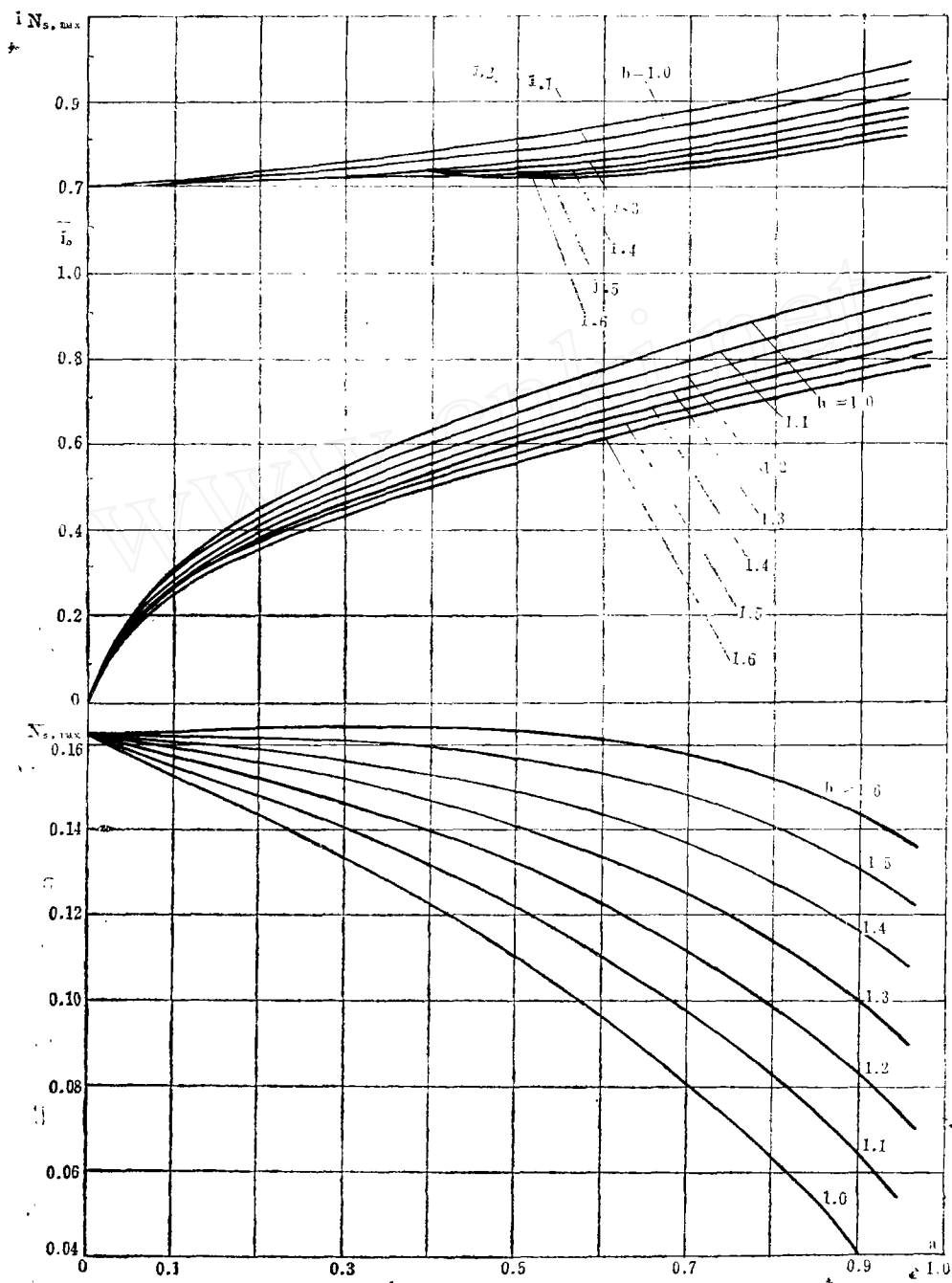


图5 耦合器最大功率损失(相对值)计算曲线

几乎都是最大的,因此,许多使用耦合器的场合按照式(2)表示的 $a = 0$ 的特定条件下求得的耦合器损失功率值来选用工作油冷却器,虽然它们不尽合理,然而因为比较保守和安全,从而在很大程度上掩盖了设计的不合理性。

3. 本文以锅炉给水泵为对象进行讨论,

但相应的一些结论也可以应用于对其他泵和风机液力调速传动的分析。

参考文献

- [1] 陆肇达、丛庄远, 锅炉高压给水泵液力耦合器调速的特性分析, 节能技术, 1986年№ 1。
- [2] 匡襄, 液力传动, 机械工业出版社, 1982年6月。