



滚轮式止链器导链滚轮凹槽深度对锚链的影响分析

工程技术开发中心 常仲明

本文摘要：将导链滚轮的凹槽改为深槽，这是用户多年的呼声，HATLAPA 坚持不能更改，甚至于造成我厂一度停止订货，本文进行力学分析并提出了改进措施。

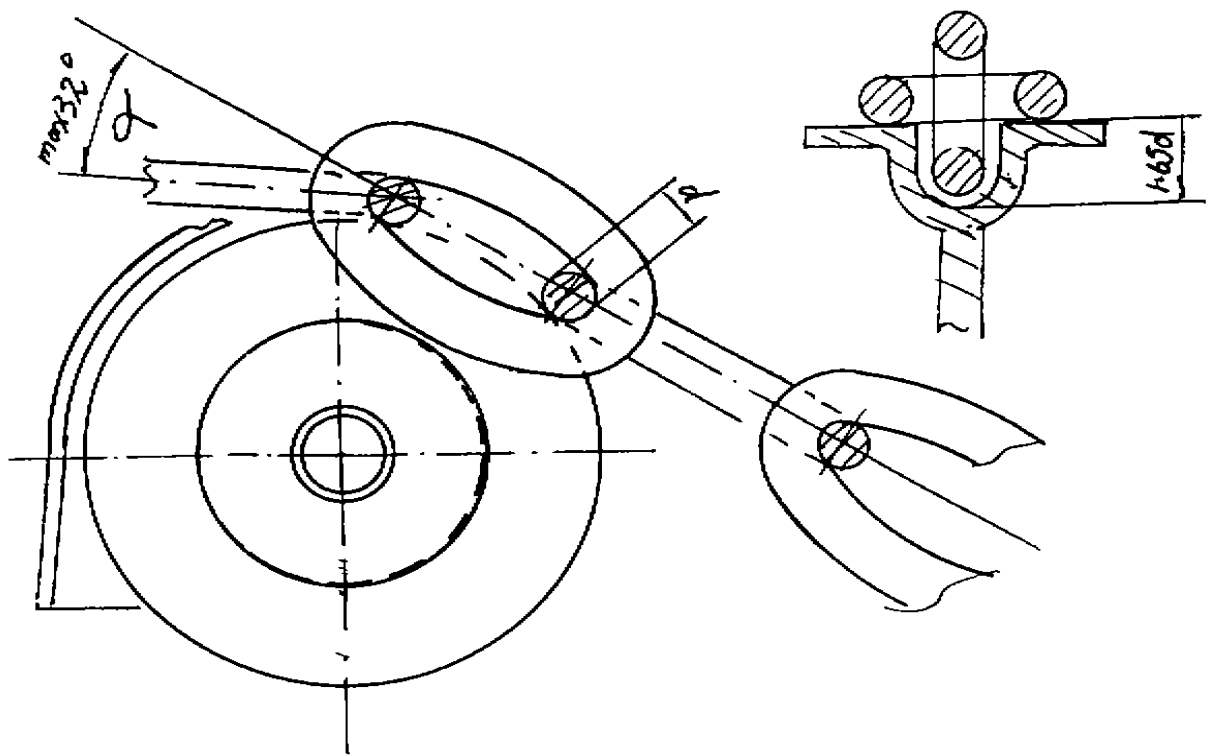
关键词：滚轮式止链器 导链滚轮

一、现状及问题的焦点：

止链器是船上的重要设备，止链器除了承受船在锚泊定位时，锚的拉力外，还应能对锚链轮与锚链筒之间的锚链进行导向，保证锚链在锚链轮上平衡工作，防止锚链翻转。

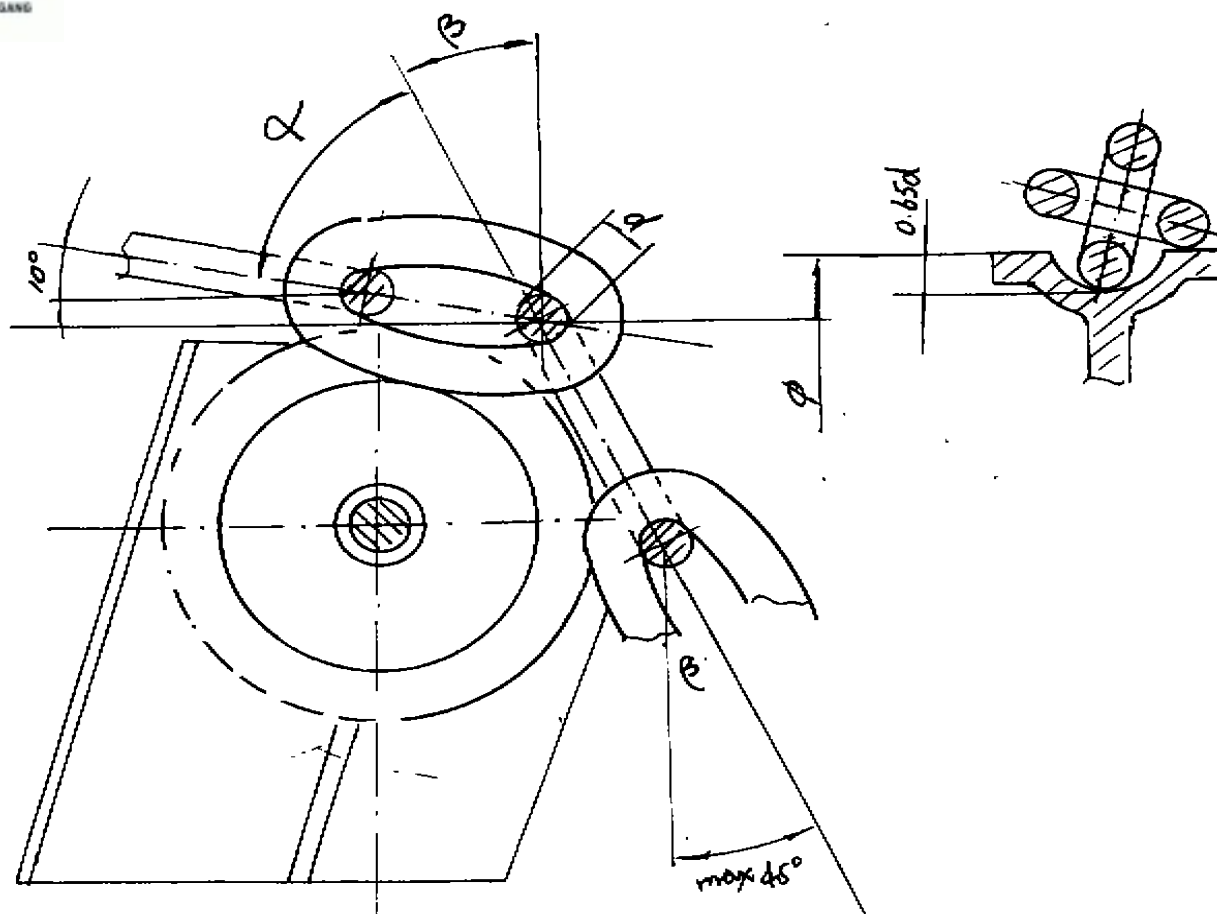
目前，滚轮式止链器在大型船舶上普遍采用，亚洲国家以日本为代表，采用深槽导链滚轮，欧洲采用浅槽导链滚轮。在国际标准 ISO6325 - 1987 中，未明确槽的深度，但对设计提出了：“止链器的设计应防止锚链产生高的弯矩。”

亚洲地区以日本标准 F2032 - 1987 为典型代表，结构见图(一)



图(一)

(洲地区以 HATLAPA 的结构为代表见图(二))



图(二)

这两种结构的优缺点比较如下：

(1)日本标准的优点是，凹槽较深，锚链能水平地摆放在导链滚轮上，由于锚链包容导链滚轮的夹角较小，最大为 32° ，能防止锚链承受较大的弯矩，但锚链进入锚链管的水平夹角较小，锚链对导链筒的摩擦损耗大、导链滚轮的中心偏低船体布置较难。

(2) HATLAPA 结构的优点是，由于槽浅，水平链环基本上不与导链轮接触，锚链对导链滚轮的作用力集中在垂直链环上，因此能防止锚链弯曲变形，由于进入锚链筒的锚链与水平面的夹角较大，因此锚链与锚链筒的摩擦损失小，有利于锚机的工作。导链滚轮中心较高、导链滚轮在支承架的底平面以上、船上布置较为方便。缺点是导向作用差，锚链在运动时容易产生左右扭转，对止链器闸刀的合上及锚链轮的正常工作不利。

(3)针对 HATLAPA 结构止链器存在的问题，大多数中国船厂，都提出将浅槽导链滚轮改为深槽结构，凹槽深度不小于 $1.3d$ ，(d 为锚链直径，下同)，当槽深为 $1.3d$ 时，垂直锚链环正好与导链滚轮相切不存在水平链环摇摆的现象。

本文的重点就是分析当 HATLAPA 结构改为深槽时，锚链会不会弯曲变形，有无纠正的措施。

二、锚链节矩的确定

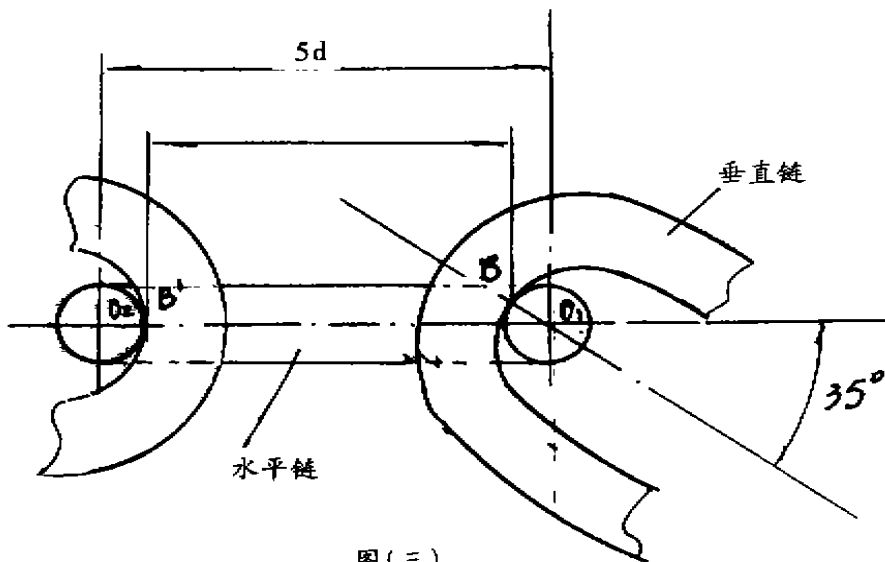
本文所指的锚链节矩，是指当水平链支承在导链滚轮上，垂直链与水平链接触点之间的距离即



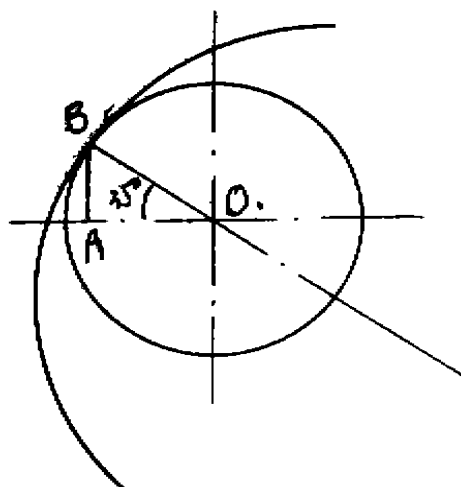
中的 BB'。

图(二)中，锚链与垂直线成 45°。是弯曲应力最小的状况。以下均以 45°作为强度计算的基础。从图(二)中很易算出，垂直链和水平链的最小夹角为 145°。

在图(四)中，垂直链与水平链的作用点为 B。O₁A = OB × COS35°



图(三)



图(四)

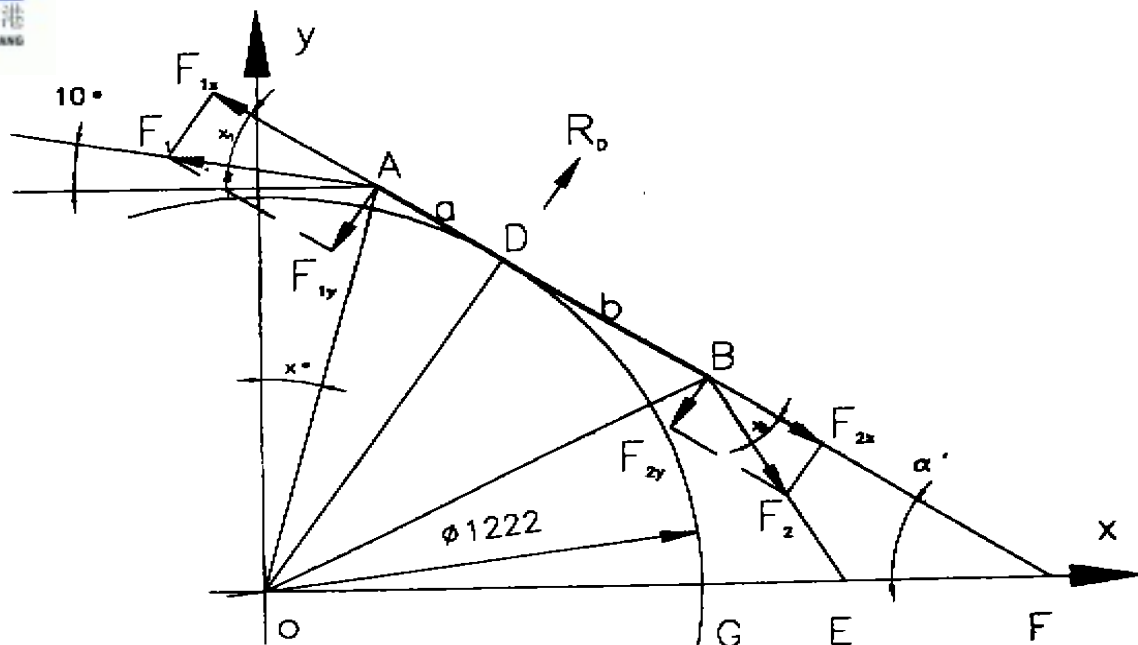
$$O_1A = \frac{1}{2} \cdot d, \cos 35^\circ = 0.4096d$$

在以下的水平链弯曲强度计算中，取图(三)中 BB' 的最大值较为安全。

即取 $BB' = 5d - 2 \times O_1A = 4.181d$ 。

三、水平链与导链滚轮作用点的确定。

现以 $d = 122$ 为计算实例，导链滚轮的直径 $\Phi = 9d = 1100\text{mm}$ 在图(五)中，设 AB 为水平链，该链环与导链滚轮的作用点为 D，AB 链并受三个力的作用， R_D, F_1, F_2 。本计算中的 F_1 为 122mmM3 锚机的支持负载。 $F_1 = 45\%$ 锚链破断负荷 = 4495.5KN。



图(五)

在图(五)中,将 F_1, F_2 分解为 F_{1x}, F_{2x}, F_{1y} 及 F_{2y} 。

设 F_1 与锚链的夹角为 X_1 ，

F_2 与锚链的夹角为 X_2 ，

锚链与水平线的夹角为 α' ，

$AD = a, \quad DB = b$

$X_1 = \alpha' - 10^\circ \quad X_2 = 45^\circ - \alpha'$

令 $F_1 = F_2 = F$

$F_{y1} = F \cdot \sin(\alpha' - 10^\circ)$

$F_{y2} = F \cdot \sin(45^\circ - \alpha')$

根据力矩平衡条件得：

$a \cdot F_{y1} = b \cdot F_{y2}$ 即

$a \cdot F \cdot \sin(\alpha' - 10^\circ) = b \cdot F \cdot \sin(45^\circ - \alpha')$

$$\frac{a}{b} = \frac{\sin(45^\circ - \alpha')}{\sin(\alpha' - 10^\circ)} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$a + b =$ 锚链节距 $= BB' = 4.181d = 510.06\text{mm}$ 取 510mm

$a = 510 - b$ 代入公式(1) 得

$$\frac{510 - b}{b} = \frac{\sin(45^\circ - \alpha')}{\sin(\alpha' - 10^\circ)} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\text{令 } \frac{\sin(45^\circ - \alpha')}{\sin(\alpha' - 10^\circ)} = K$$

因为 F_2 与水平线的夹角为 45° , 故 $\alpha' \leq 45^\circ$

取 α' 为不同的值, 代入式(2)可以得到一组 b 的值, 现列表如下:

	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°
K	-4.072	-7.375	分母为0 无意义	5.737	2.434	1.321	0.7567	0.4108	0.1743	0
b	-100.55	-60.89	无意义	75.70	148.52	219.69	290.31	361.47	434.30	0

上述各种 α' 角度中, 求出 F_y 对支点 D 产生的弯矩找出弯矩的最大值来计算水平链的弯曲强度。

$$M = b \cdot F \cdot \sin(45^\circ - \alpha')$$

当 $\alpha' < 10^\circ$ 时支点已不在水平链上, 讨论无意义。计算结果列下表

α'	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°
M CKN - mm	170154.76	282170.24	337784.70	337781.79	282176.27	170162.49	0

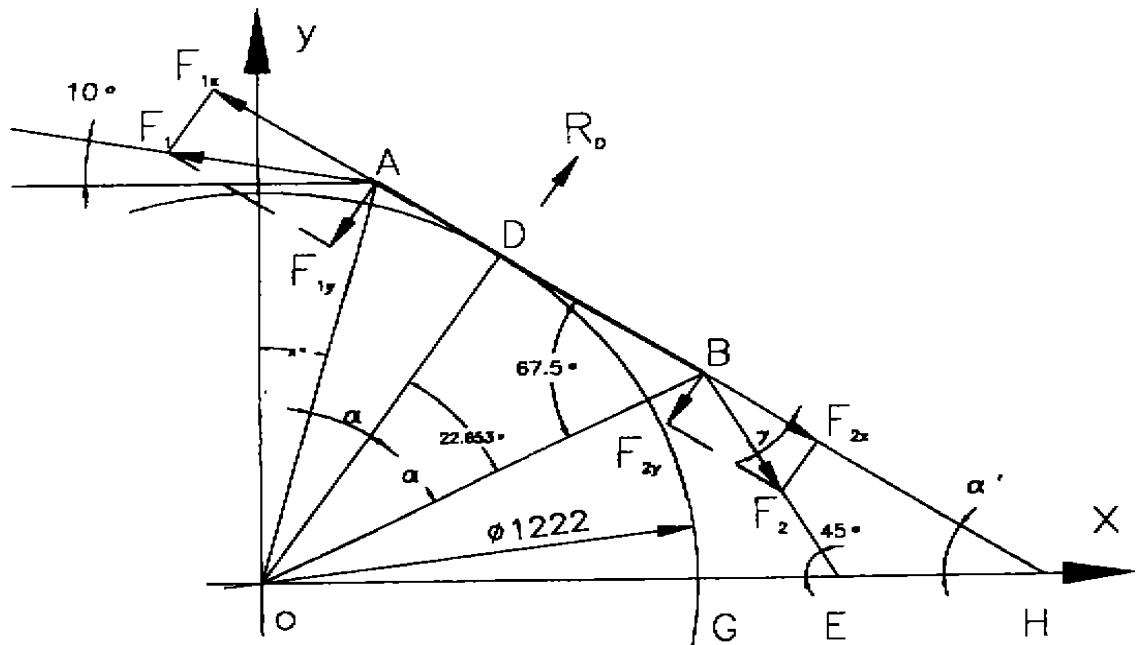
根据上表中 M 值的分布规律可以判断 M 的最大值发生在 20° - 30° 之间, 缩小范围继续搜寻 M 的最大值。

α'	23°	24°	25°	26°	27°	27.5°	28°	29°
K	1.665	1.4813	1.321	1.1811	1.05693	1.000	0.9461	0.8466
b	191.35	205.54	219.69	233.82	247.94	255.50	262.06	276.178
M	332240.91	331124.66	337783.3	342219.86	344437.65	344714.85	344437.65	342219.86

从上表中可以看出, 当 $b = BB^1_2$ 时, M 具有最大值。

同样可以推导, 当图(二)中的 β 角不等于 45° 时, 最大弯矩也是发生在 $b = BB^1_2$ 的位置。

四、HATLAPA 结构止链器水平链环的受力分析。



图(六)



图(六)中，前提条件是 HATLAPA 的导链滚轮由浅槽改为槽深为 $1.65d$ ，进入导链筒的锚链线的夹角取最佳位置 45° 。

设水平链的受力起端 A 与垂直线 Y 的夹角为 x° 。 x° 为一变量。

1、求 $\angle EBX$ 之值

$$\because AD = BD$$

$$F_{y1} = F_{y2}$$

$$OD = 0.5 \times 1100 + 0.5 \times 122 = 610$$

$$\text{azctg}\alpha = \frac{AD}{OD} = \frac{255}{611} \quad \alpha = 22.653^\circ$$

$$\angle OBA = 90^\circ - \alpha = 67.347^\circ$$

$$\angle BOE = 90^\circ - x^\circ - 2 \cdot \alpha = 36.694^\circ - \chi^\circ$$

在 $\triangle OBE$ 中：

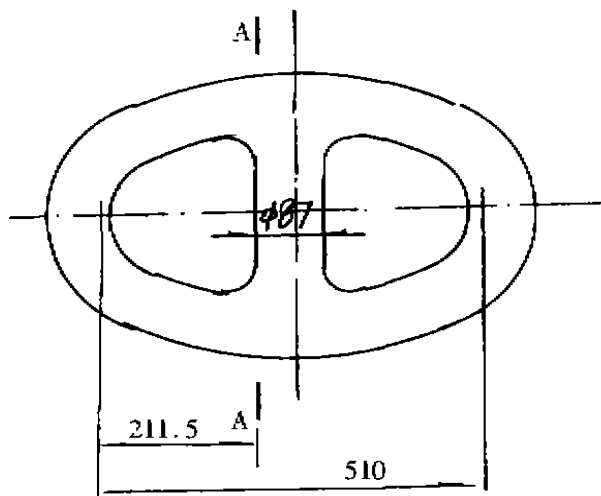
$$\angle OBE = 180^\circ - 45^\circ - \angle BOE = 98.306^\circ + \chi^\circ$$

$$\begin{aligned} \text{令 } \angle EBH = r &= 180^\circ - \angle ABO - \angle OBE \\ &= 180^\circ - 67.347^\circ - 98.306^\circ - \chi^\circ \\ &= 14.347^\circ - \chi^\circ \end{aligned}$$

2、验算锚链的弯曲强度：

$$F_{y1} = F_{y2} = F \cdot \text{Sin}r \quad \text{当 } \chi^\circ = 0 \text{ 时 } F_{y1} \text{ 有最大值}$$

选择水平锚链的危险截面(见图七)



图七

该锚链为有挡锚链，横档直径为 $\Phi 87$ ，危险截面取 A - A 合理。

$$\begin{aligned} \text{A - A 处的弯矩: } M_{A-A} &= F_{y1} \times 211.5 = F \cdot \text{Sin}r \cdot 211.5 \\ &= 4495.5 \text{KN} \cdot \text{Sin}14.347^\circ \times 211.5 \\ &= 235601.93 \text{KN} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

$$\text{锚链的抗弯截面模数 } Z = \frac{\lambda \cdot d^3}{32} = \frac{\lambda \times 122^3}{32} = 178270.46 \text{mm}^3$$

$$\text{弯曲应力 } \sigma = \frac{M_{A-A}}{2 \times Z} = \frac{235601930 \text{N} \cdot \text{mm}}{2 \times 178270.46 \text{mm}^3} = 660.80 \text{N/mm}^2$$



据 CCS 船检规范, 对于 3 级锚链钢 $\sigma_b \geq 690\text{N/mm}^2$

$$\sigma_s \geq 410\text{N/mm}^2, \text{安全系数 } s = \frac{\sigma_s}{\sigma} = \frac{410}{660.8} = 0.62 < 1$$

结论, 安全系数不够, 锚链会发生弯曲。

五、HATLAPA 结构止链器的改进意见

根据第四部分的计算, 为满足 $S \geq 1$, 必须使 F_{y1} 及 F_{y2} 降低,

即 $\text{Sin}r$ 之值下降到 $\frac{1}{0.62}$ 。

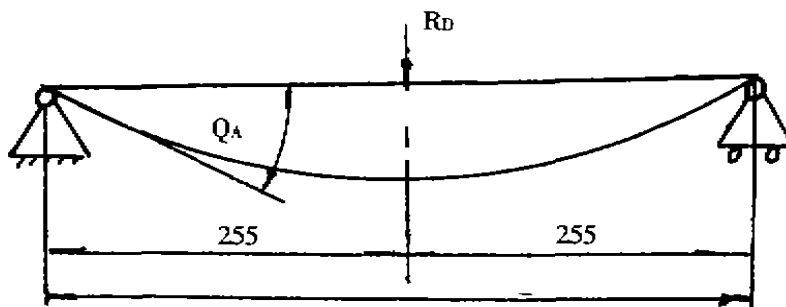
$$\text{设改进后的 } r \text{ 角为 } r, \text{Sin}r = \text{sin}r \times 0.62 = \text{sin}14.367^\circ \times 0.62 = 0.1538 \quad r = 8.84^\circ$$

在图(六)的 $\triangle OBE$ 中,

$$\angle OBE = 180^\circ - \angle OBA - r = 180^\circ - 67.347^\circ - 8.84^\circ = 103.813^\circ$$

$$\angle OEB = 180^\circ - \angle OBE - \angle BOE = 180^\circ - 103.813^\circ - 36.694^\circ = 39.493^\circ$$

由于水平链在受 P_{y1} 及 P_{y2} 的作用下, 会产生弹性范围内的弯曲变形, 现计算其挠度, 受力图见图(八)



(图八)

$$\begin{aligned} Q_A &= \frac{R_D \cdot L^2}{16EI} = \frac{2 \cdot F \cdot \text{Sin}\gamma' \times L^2}{16 \cdot E \cdot I} \\ &= \frac{2 \times 4495500 \times \text{Sin}8.84^\circ \cdot 0.51^2}{16 \times 210 \times 109 \times \frac{2 \times 0.122^4}{64} \times 2} = \frac{359379.7359}{73076627.18} \\ &= 0.0049178 \text{ 弧度} = 0.28^\circ \end{aligned}$$

考虑 Q_A 的影响, $\angle OEB$ 可以适当加大 0.28°

即 $r = 8.84^\circ + 0.28^\circ = 9.12^\circ$ 取 $r = 9^\circ$ 。

考虑链环的挠度后, 重新核算, 锚链的弯曲强度。

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{MA - A}{2 \cdot Z} = \frac{F \times \text{Sin}(\gamma - Q)}{2 \times Z} \\ &= \frac{4495500\text{N} \times \text{Sin}(9^\circ - 0.28^\circ) \times 211.5}{2 \times 178270.46\text{mm}^3} = 404\text{N/mm}^2 \end{aligned}$$

$$S = \frac{4.0}{404} = 1.015, \text{合格。}$$

在图(六)中, $\angle OBE = 180^\circ - 67.347^\circ - 9^\circ = 103.653^\circ$

$$\angle OEB = 180^\circ - 103.653^\circ - 36.694^\circ = 39.653^\circ$$

$$\angle GBE = 50.347^\circ \text{ 取 } 50^\circ$$

(下转第 21 页)



完工程师商量后, 决定用金阳的 $-2\mu\text{m}$ 含量达 90% 的物料, 来重新调和浓度达 14.5% 试机, 机正常工作 90 分钟后取样, 流量分别为 $4\text{m}^3/\text{h}$ 、 $7\text{m}^3/\text{h}$ 、 $10\text{m}^3/\text{h}$ 取样每次时间间隔 20 分钟, 取底流和溢流; 在最后取 $10\text{m}^3/\text{h}$ 样时, 同时取了待分离物料的原液以作化验用。

四、试验结果及分析:

因我厂没有粒度分级方面的检测设备, 为了节约费用, 我们商定在南京先检测在流量为 $10\text{m}^3/\text{h}$ 时的原液, 底流及溢流的粒度分布状况, 结果见附表。

我们确定试验流程的目的, 是为了能循环利用物料来分级, 底流和溢流经充分混合后, 再进行分级。但由于高岭土比重较大, 一些底流的物料不能被重新搅拌混合而沉至罐底, 再加上由于加了金阳的物料后, 原料中 $-2\mu\text{m}$ 含量也有增加, 导致了待分离的物料的料液从浓度为 14.5% 降至 10.8%, 而且 $-2\mu\text{m}$ 的含量竟高达 92%。尽管如此, 从表中可以看出, 卧螺的分级效果仍是相当明显的, 最佳的处理效果和最佳的机器参数要到现场进一步调试后才能确定。

在煤系高岭土生产双九零产品中, 采用单一磨与磨矿一分级的工艺应该说是各有优缺点, 需厂家作综合平衡。

单磨矿工艺具有流程简单, 最终产品含固量大, 脱水干燥容易等优点。

磨矿一分级具有以下优点:

(1) 以分级为产品最终产出手段, 提高了保证合格粒度和粒度分布的稳定性。

(2) 保证磨碎介质不被带进产品, 由此提高产品质量。

(3) 可满足生产多档次产品厂家的要求。

(4) 节能效果显著, 在处理 $10\text{m}^3/\text{h}$ 的物料时, 机器的总耗电量仅相当于 10kw 的电机在满负荷工作。

(5) 改善了磨矿, 经分级后的底流返回磨矿作业, 可使物料较为容易地达到 $-2\mu\text{m}$ 的粒子含量达 80% 左右。

五、结束语:

通过本次分级试验, 可以看出, 我们在选择好合适的机型后, 其分级的效果与软质高岭土的分级效果差不多, 而我厂卧螺机目前在软质高岭土的应用中, 物料的浓度有三种典型的用法, 即浓度为 11%, 处理量为 20T/h; 浓度为 15%, 处理量为 16T/h; 浓度为 20%, 处理量为 10T/h。我觉得, 设计单位和厂家应该可以参考, 我厂的卧螺机对于以上的参数的满足应该无问题。

(上接第 8 页)

因此图 (二) 中的 HATLAPA 结构止链器, 若改为深槽为防止锚链弯曲变形, 图中的 β 角 $\max 45^\circ$ 应当改为 $\min 50^\circ$, 才能满足 ISO6325 - 1987 的要求。

在图 (二) 中若 β 为 $\min 50^\circ$ 很易算出 α 为最大 30° , 这与图 (一) 中的日本标准 α 最大 32° , 相差 2° 。说明本计算基本可靠。误差原因与链轮到导链滚轮之间锚链与水平线的夹角及计算节矩取值偏大而引起。

六、结论:

通过上面的分析, 若将 HATLAPA 止链器直接改为深槽型, 在锚机的工作负载和超负荷 (GL 规定为工作负载的 2 倍, 其他船级社规定为工作负载的 1.5 倍) 作用下, 锚链是不会弯曲变形的, 但在支持负载 (锚链破断负荷的 45%) 作用下, 锚链会发生弯曲变形, 因此不能直接改为深槽, 若要改为深槽型, 必须将安装要求中的 $\max 45^\circ$ 改为 $\min 50^\circ$, 并将导链滚轮的中心高度降到最小值, 以保证船厂方便地将角度 $\min 50^\circ$ 得到保证。