

# 折叠式舱盖运动分析

华海船用货物设备通道公司 朱位诚

## 内 容 提 要

本文对折叠式舱盖在启闭过程中由滚轮中心、盖板间铰链中心及端铰链中心连线所形成的三角关系进行了探讨,提出了计算方法及判别舱盖运动是否良好的衡准值。

## 一、概 述

折叠式舱盖最常用的为外装液缸启闭和钢索自重关闭两种。不论采用何种动力,均具有操作简便和收藏长度小的优点,因而是现代船舶最广泛采用的舱盖类型之一。

这种类型舱盖的设计包含以下几个部分:确定各运动点的几何形状、结构设计、零部件设计及启闭力计算。如果舱盖的启闭采用液压油缸,则尚有液压系统设计。

确定各运动点的几何形状是设计的第一步,本文仅对此进行探讨。

舱盖的启闭可视为二连杆运动,即把滚轮中心与盖板间铰链中心的连线和盖板间铰链中心与端铰链中心的连线视为两个杆件,各运动点的几何形状系指该两杆件在启闭过程中相对位置所形成的三角关系。也就是我们通常所说的盖板收藏三角形、盖板在坡道上任意点的三角形、盖板至坡道终点处的三角形以及对角线伸长、顶板端点伸长和分离接缝处橡皮压缩量的变化等。从三角关系诸因素中,我们可以判别出盖板的启闭过程是否良好。

## 二、基本参数

根据技术规格说明书中所规定的舱口净开口、收藏长度及舱盖上的载荷等原始数据和要

求,可以定出下列基本参数。这些参数是以后的计算中作为依据并多次运用的。

### 1. 盖板的侧部高度(H)

根据载荷的大小和梁的跨距可以确定梁中部的深度( $H_m$ ),通常取  $1/20 \sim 1/15$ ,  $H_m$  定出后,可以参照表 1 选取  $H$ 。

同时可按梁中部的深度作强度的初步计算,以便估算盖板的重量。

### 2. 滚轮直径(D)

滚轮直径是根据所承受的载荷而定。对于二页折叠式舱盖来说,通常取二页盖板重量和的  $1/4$  作为滚轮所承载荷,滚轮直径可按下列计算:

$$D = \frac{P_r \cdot E}{\pi \cdot \sigma_c^2 \cdot B_z} \quad 2-1$$

式中:  $P_r$ ——轮上的径向力[N]

$E$ ——弹性模数[N/mm<sup>2</sup>];

$\sigma_c$ ——许用接触应力[N/mm<sup>2</sup>];

$B_z$ ——接触宽度(轮或轨道)[mm]

若不考虑不同材料的影响,均取  $E = 206 \times 10^9 \text{ N/mm}^2$ 。

许用接触应力因不同材质而异,同时在选用材料时应注意以下两点:滚轮的最大载荷与轨道所用材料有关和滚轮材料的硬度应大于轨道材料的硬度。

轨道用材料通常为热轧钢板,其牌号与特性如下:

ISO 630 Fe 430 B,  $\sigma_c = 600 \text{ N/mm}^2$ ,

表 1

$H_m$	390	475	550	630	710	780	850	920	1060	1190	1320	1440	1560
$H$	350	400	450	500	550	600	650	700	800	900	1000	1100	1200

$HB \leq 130$

ISO 630 Fe 510 B,  $\sigma_c = 750 \text{ N/mm}^2$ ,

$HB = 150 \sim 180$

滚轮的材料可用热轧钢板、球墨铸铁或铸钢, 其牌号与特性见表 2。

表 2

类别	牌 号	硬度 HB	备 注
热轧 钢板	ISO 630 Fe 360 B	$\geq 130$	轮缘需表面渗碳硬化至 500 HV, 深度 0.5mm
	ISO 630 Fe 430 B	$\geq 130$	
球墨 铸铁	ISO 1083-1976 500/7 级	170~210	
铸钢	ISO 3755-1976 ISO/DIS 4991 C31	180~240	

将许用接触应力  $\sigma_c = 600 \text{ N/mm}^2$  或  $750 \text{ N/mm}^2$  代入式 2-1 中, 则简化如表 3。

表 3

$\sigma_c \text{ (N/mm}^2\text{)}$	600	750
$D \text{ (mm)}$	$P_r/5 B_2$	$P_r/8 B_2$

### 3. 收藏长度(S)

收藏长度是指从舱口围端板至主动盖板(盖板 1)顶板垂线间的距离, 即允许的收藏长度减去集装箱承座的高度。承座的高度可分别取为 110mm(高座)或 30mm(低座)。

### 4. 滚轮中心距舱口围端板的水平距离(L)

## 三、设计前提

在定出  $H$ 、 $D$ 、 $S$ 、 $L$  等基本参数后, 并以下列设定为前提, 便可进行一系列计算, 这些前提是:

1. 盖板结构为套叠式, 盖板间铰链中心

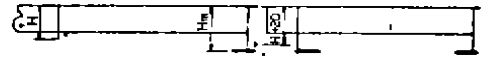


图 1 套叠式盖板

在侧板下缘下 20mm 见图 1。盖板处于收藏位置时, 盖板 1 的顶板线垂直于基线。

### 2. 端铰链形式与铰链中心位置:

(1) 端铰链的形式应能解决盖板在开启过程中的对角线伸长以及船舶在中拱中垂时舱口的伸缩量。该伸缩量在无确切数据时, 可取为每米 0.7mm。

(2) 盖板处于收藏位置时的铰链中心对原点的水平偏移值设为  $k$ ,  $k$  应大于对角线伸长及中拱中垂时的伸缩量, 取其中大者。

(3) 铰链中心在舱口围面板上的高度取为

$$H/2 + Y + 6 \quad 3-1$$

式中: 6——侧板下缘与面板间的间隙;

$Y$ ——为正值表示上升, 为负值表示下降。

(4) 铰链中心在舱口围面板上不同高度的影响:

(a) 高度愈高, 对角线伸长愈大。

(b) 在相同收藏长度条件下, 高度愈高, 则收藏三角形的底边愈长, 亦即盖板间的夹角愈大。

(c) 在相同的盖板间夹角条件下, 高度愈高, 则收藏长度愈短。同时  $e$  角增大,  $\epsilon$  角减小。 $e$  与  $\epsilon$  分别为端铰链中心、滚轮中心与盖板间铰链中心的连线与垂线间的夹角。

3. 滚轮外径(不计凸缘)与侧板下缘的间距为 25 mm。

4. 盖板在收藏位置时的滚轮中心高度为:

$$H/2 - Y + Z \quad 3-2$$

通常取与盖板顶板等高, 即式中  $Z$  等于零, 这是考虑到前后舱口间装载集装箱, 轨道

高度需在集装箱底部之下。如果舱口间不装载集装箱,则轮心高度可稍稍上升一数值( $Z$ ),在轨道坡度相同的条件下,斜坡道长度增加,有利于盖板从斜坡道滚至平轨道。但若斜坡道长度已足够,则轮心不必升高。

#### 四、收藏三角形

收藏三角形(图2)是诸三角形中最关键的三角形。利用它可以确定盖板的长度、轨道的坡度并可衡量盖板下滑是否良好。其计算步骤与公式如下:

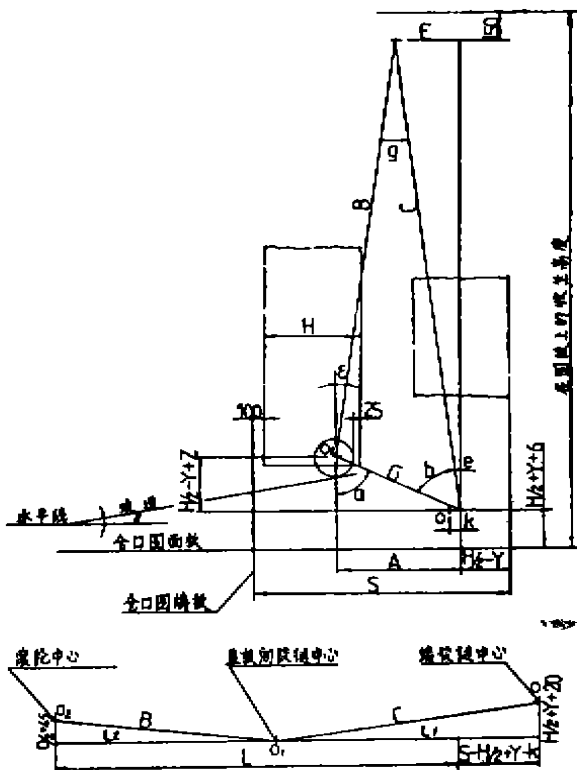


图2 收藏三角形

##### 1 三角形底边长度

$$A = S - 3H/2 + D/2 + Y - 75 \quad 4-1$$

式中75是考虑集装箱承座高度为30mm的情况,如果承座高度为110mm时,则将75改为135。

##### 2 端铰链中心与盖板间铰链中心连线的

长度:

$$C_0 = \sqrt{(H/2 + Y + 20)^2 + [(L + S + Z - k)/2 - x]^2} \quad 4-2$$

第2项中 $L + S + Z - k$ 系由 $L + (S - H/2 + Y - k) + (H/2 - Y + Z)$ 简化而成。因为 $L_1 < (L + S + Z - k)/2$ , 所以需减去一微量, 设为 $x$ , 在相同收藏高度条件下, 收藏三角形的底边 $A$ 愈小或 $H/2 - Y + Z$ 值愈小, 则 $x$ 值愈小, 反之亦然。可取 $x = 0, 5, 10, 15, 20 \dots$ (mm)进行试算, 直至盖板1顶板线与基线基本垂直。

##### 3. 滚轮中心与盖板间铰链中心连线的长度:

$$B_0 = \sqrt{(D/2 + 45)^2 + [(L + S - H - Z - k)/2 + x + Y]^2} \quad 4-3$$

$$4. \angle a = \tan^{-1} A / (H/2 - Y + Z) \quad 4-4$$

$$5. G = A / \sin a \quad 4-5$$

##### 6. 盖板间夹角 $g$

$$\angle g = \cos^{-1} (B_0^2 + C_0^2 - G^2) / 2B_0C_0 \quad 4-6$$

$\angle g$ 需大于轨道的坡度, 否则滚轮中心与盖板间铰链中心的连线在盖板下滑过程中会产生叩头现象。通常 $\angle g \geq 7^\circ$ , 此时轨道坡度可取 $7^\circ$ , 滚轮可用滑动轴承。如果 $\angle g < 7^\circ$ , 但必须大于 $5^\circ$ , 此时轨道坡不得小于 $5^\circ$ , 滚轮需用滚动轴承以减小摩擦系数, 否则盖板不能顺利下滑。

$$7. \angle b = \sin^{-1} B_0 \sin g / G \quad 4-7$$

##### 7. 端铰链中心与盖板间铰链中心的连线与垂线间的夹角 $e$ :

$$\angle e = \angle a - \angle b \quad 4-8$$

##### 9. 滚轮中心与盖板间铰链中心的连线与垂线间的夹角 $\varepsilon$ :

$$\angle \varepsilon = \angle g + \angle b - \angle a \quad 4-9$$

$\angle \varepsilon$ 对滚轮受力及盖板2能否自行下滑的影响极大, 其推荐值见第八节。

$$10. E = C_0 \sin e \quad 4-10$$

$E$ 必须大于或等于 $H/2 + Y + 20$ , 这表示盖板1顶板线与基线的夹角不超过 $90^\circ$ , 即无后倾现象。

在  $\angle g$ 、 $\angle \varepsilon$  及  $E$  等取得满意的结果后,求盖板间铰链中心与端铰链中心的水平距离( $L_1$ )及盖板间铰链中心与滚轮中心的水平距离( $L_2$ ),

$$L_1 = \sqrt{C^2 - (H/2 + Y + 20)^2} \pm N \quad 4-11$$

先使  $N=0$ , 求得的  $L_1$  值不是 0 或 5 时,则适当增减  $N$ , 使其完整。

$$L_2 = L + S - H/2 + Y - k - L_1 \quad 4-12$$

然后可求得实际的:

$$B = \sqrt{L_2^2 + (D/2 + 45)^2} \quad 4-13$$

$$C = \sqrt{L_1^2 + (H/2 + Y + 20)^2} \quad 4-14$$

再用公式 4-6 至 4-10 可求得  $\angle g$ 、 $\angle b$ 、 $\angle e$ 、 $\angle \varepsilon$  及  $E$  诸值。

## 五、盖板 2 在坡道上任意点的三角形

该三角形是用以检查盖板 2 在初始下滑阶段的状态,特别是  $\varepsilon$  值。表 4 是两种工况的计算公式,一是滚轮中心在端铰链中心之上(图 3a),一是滚轮中心在端铰链中心之下(图 3b)。

## 六、滚轮下滑至坡道终点的三角形

滚轮下滑至坡道终点,即滚轮由斜坡道转入平轨道(图 4)。此时由滚轮的反力  $N$  所产生的水平分力  $N \sin \delta$  消失,盖板 2 是否能继续依其自重下滑,我们可以从  $\varepsilon$  值来判断。其计算公式如下。

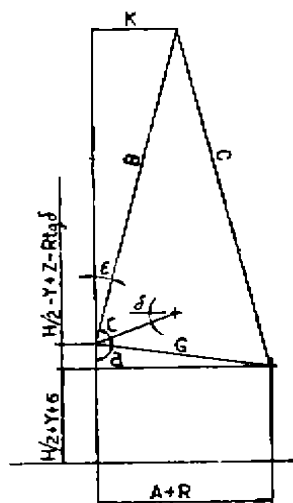


图 3a

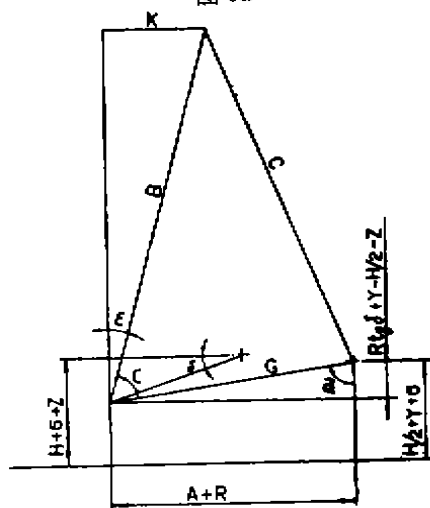


图 3b

图中,  $R$ ——滚轮下滑的水平距离。可取  $R = 100, 200, 300, \dots$  (mm)  
 $\delta$ ——轨道坡度,根据盖板间的夹角( $g$ )来选取。

表 4

	$H/2 - Y + Z - Rtg\delta > 0$	$H/2 - Y + Z - Rtg\delta < 0$
$\angle a$	$\text{tg}^{-1} \frac{A+R}{H/2 - Y + Z - Rtg\delta}$	$\text{tg}^{-1} \frac{A+R}{Rtg\delta + Y - H/2 - Z}$
$G$	$(A+R)/\sin a$	
$\angle c$	$\cos^{-1} \frac{B^2 + G^2 - C^2}{2BG}$	
$\angle e$	$180^\circ - \angle a - \angle c$	$\angle a - \angle c$
$K$	$B \sin e$	



$r$ ——相应于  $\theta$  的盖板 2 的转角  
 对角线伸长

$$n = C \cos(\alpha_0 - \theta) + B \cos r - L - S + H/2 - Y + k \quad 7-5$$

顶板端点伸长有两种情况：  
 端点在轮心前方：

$$m = n + \frac{F}{\sin f_0} \sin(f_0 + \beta_0 - r) - F \quad 7-6$$

端点在轮心后方：

$$m = n - \frac{F}{\sin f_0} \sin(f_0 + \beta_0 - r) + F \quad 7-7$$

## 八、 $\varepsilon$ 值

$\varepsilon$  角是盖板间铰链中心与滚轮中心连线与垂线间的夹角，在一定的轨道坡度( $\delta$ )及摩擦系数( $\mu$ )条件下，它的大小对滚轮受力及盖板 2 能否自行下滑的影响极大。现设定盖板重心的垂向高度在侧板下缘上  $3H/5$  处，盖板重心的纵向位置在  $L_2/2$  处，并按两种情况进行探讨。一为盖板在初始下滑阶段，一为滚轮下滑至斜坡道终点。

### 1. 盖板在初始下滑阶段的 $\varepsilon$ 值

1) 粗略估算：按图 6 对盖板间铰链取矩

$$[\sin(\delta + \varepsilon) - \mu \cos \delta]NB - W_2(3H/5 + 20 + L_2 \tan \eta/2) = 0 \quad 8-1$$

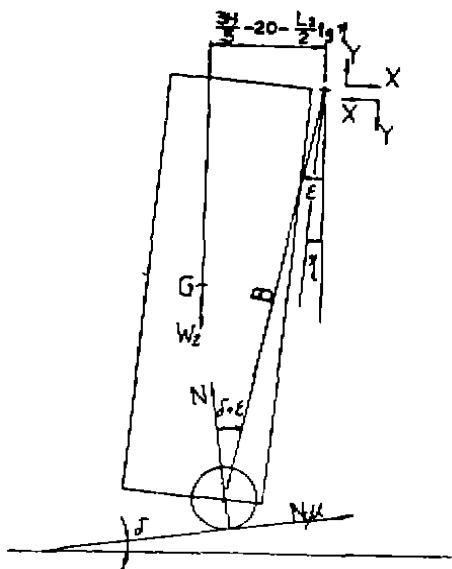


图 6

式中  $\eta = \varepsilon - \tan^{-1}(D/2 + 45)/L_2$ ，由于  $\varepsilon$  值本身就很小时， $\eta$  值就更小，初估时  $L_2 \tan \eta/2$  可以忽略不计。从式 8-1 可以看出，只有当第 1 项大于第 2 项时滚轮才能下滑。

现以某船舱盖为例，其侧板高度  $H$  为 600，滚轮直径  $D$  为 350， $B$  (为已求得数值) 为 6984，并设第 1 项与第 2 项相等，按两种工况求不同  $\varepsilon$  值下  $N$  的变化，计算结果列于表 5。

表 5

$\varepsilon$	工况 I ( $g \geq 7^\circ$ )	工况 II ( $g \geq 5^\circ$ )
	$\delta = 7^\circ, \mu = 0.1$	$\delta = 5^\circ, \mu = 0.05$
0	$N = 2.425 W_2$	$N = 1.4673 W_2$
1	$N = 1.3728 W_2$	$N = 1.00 W_2$
2	$N = 0.9584 W_2$	$N = 0.7605 W_2$
3	$N = 0.7367 W_2$	$N = 0.6133 W_2$
4	$N = 0.5986 W_2$	$N = 0.5140 W_2$

从表 5 可以得出如下结论：

- $\varepsilon$  值愈小，滚轮的受力愈大。
- 当  $N > W_2$  时，盖板 2 需借助外力方能下滑，盖板间铰链处的  $X, Y$  方向为  $x \leftarrow y$ 。
- 当  $N < W_2$  时，盖板 2 本身即有下滑

能力， $X, Y$  的方向为  $y \uparrow x \rightarrow$ 。

d)  $\varepsilon$  的推荐值

由于现代船舶装载集装箱者日益增多，所以舱口开口尺寸亦考虑到这一因素，就舱盖板长度而言，可分为两种：

一为长盖板对，即一对盖板上可装载 40 英尺集装箱， $\varepsilon > 3^\circ \sim 4^\circ$ 。

一为短盖板时，即一对盖板上可装载 20 英尺集装箱， $\varepsilon > 4^\circ \sim 5^\circ$ 。

上述结论适合于“工况 I”，“工况 II”属收藏长度受到限制并以长盖板对居多，在  $\angle g \approx 5^\circ$  时，要获得较大的  $\varepsilon$  值有困难，可取



# “4AS”、“3AS”型尾轴气压式唇形密封装置

[日] 桑原恒雄 宫崎仁吾

高安稔 西野正树

## 内 容 提 要

日本舵波(DOVER)公司新近研制出了新型式的尾轴密封装置,经试验和实船使用证实能有效地防止海水渗入或滑油渗出。加之配置了自动化检测手段,操作简单。

## 一、概 述

尾轴唇形密封(以下简称 S/R)较其他型式的密封有比较好的密封性、可靠性和耐用性等,在油润滑尾轴密封中占主要地位。但是,为防止油从船内渗出及海水向船内侵入,近年来,正向长期无渗漏、提高耐用性、自动化、操作简易的密封装置的方向努力。

新研制出的随吃水变化跟踪型的船舶尾轴密封装置,比 S/R 增加了控制空气、油循环系统等,能满足上述的要求。

下面叙述“4AS”“3AS”气压式唇形密封装置的基本原理和系统概况。

## 二、基本原理

### 1. 基本设想

图 1 表示了基本设想的流程。与 S/R 比较它具有:

1) 防止因振动而引起渗漏;

2) 比 S/R 增加一定的低压差;

3) 设有简单的控制装置及泄油回收装置,为此;

1) 在海水和油腔之间设有空气室,该室内的空气通常向海水侧吹出;

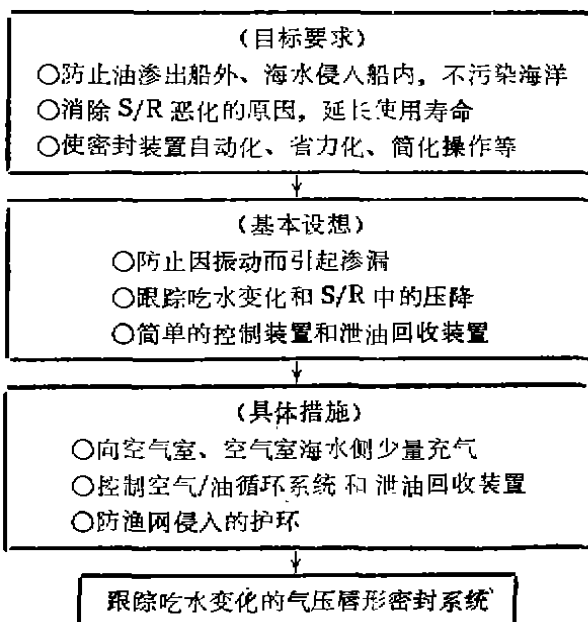


图 1 系统的基本设想

一个不可忽视的数值。现仍以前述某船舱盖为例,求不同  $\epsilon$  值下  $N$  的变化,按式 8-3 计算的结果列于表 6。

盖板从斜坡上开始下滑,需打破静力平衡,即  $N < W_2$  时,盖板才能自行下滑。但从斜坡道转入平轨道时,盖板尚具有一定的动能,式 8-3 是静平衡方程式,因此,  $N$  略大于  $W_2$  时,盖

板亦能自行下滑。另一方面,为避免滚轮受力过大,即使是采用液缸启闭的舱盖,其  $\epsilon$  值亦不宜偏小。通常,对于滑动轴承滚轮,为  $\epsilon > 10^\circ \sim 12^\circ$ ; 对于滚动轴承滚轮,为  $\epsilon > 7^\circ \sim 9^\circ$ 。

折叠式舱盖的设计,虽不算复杂,但稍有不慎,必将给施工和使用带来不便。因此,对过去的经验进行总结以供探讨。