蒸汽汽輪机

（下册）

陸振國編譯

科技卫生出版社

蒸汽汽輪机

（下　冊）

陸振國編譯

科技卫生出版社

內 容 提 要

全書共分上下兩册；上册分三章，第一章首先概括地敘述了汽輪机中所需的水蒸汽热力学、各种導叶中蒸汽的流动情形、有損失和没有損失的汽流、能的变换、冲动式和反动式汽机輪、汽輪机中各种損失及其效率等九節．第二章为汽輪机的类别及其構造、計算程序；冲动式汽輪的計算、反动式汽輪机的計算等共四節．通过上面諸章節，可以明白各种汽輪机的热力計算过程及方法．第三章包括零件設計与計算的一部分，共分为導叶、动叶和动叶的振动三節．下册分四、五、六三章．第四章包括第二部分的零件設計与計算，分动輪、轉筒、軸和轉子、接合器、轉子的平衡、封汽裝置、軸承、机壳、底板、油泵和凝汽設备等十一節．各節的理論設計和構造並重，若干章節中还列举丰富的計算例題以資參考．第五章为蒸汽汽輪机的調節共有七節，对于調節的种类（節流式、汽量式、联合式）和其装备、部分載荷与过載荷的調節原理敍述甚詳．而轉数調速器的說明則簡而实用，末附一計算实例，以助讀者易于体会．本章最后一節介紹汽輪机的安全設备．第六章为热、能电能並用的汽輪机，共分三節：背压式、撤汽式以及利用廢汽的汽輪机三大类，它們的經济性能、功率、汽量用耗与調節的方法，均有頗为詳細的說明．

本書可作为高等学校、中等技術学校的动力專業及專修科的汽輪机教材或参考書；同时，对于电厂以及汽輪机厂中技術人員等，也可作为学習和参考之用．

蒸 汽 汽 輪 机（下）

陸振國編譯

*

科技卫生出版社出版

（上海南京西路 2004 號）

上海市書刊出版業營業許可證出 093 號

中國科學院上海分院印刷廠印刷　新華書店上海發行所總經售

*

開本 787×1092 耗 1/27　印張 11 21/27　插頁 2　字數 238,000

（原大東、科技版共印 2,900 册）

1958 年 12 月新 1 版　1958 年 12 月第 1 版第 1 次印刷

印數 1—1,800

統一書號：15119・372

定價：(10) 1.90 元

目　　錄

下　　册

第四章　汽輪機零件設計與計算(二)

(4·1)　動輪

汽輪機上除了動葉外，動輪是承受負荷最大的一部分，因此需要正確地計算所產生的應力、充裕的尺寸。同時擇取合宜的材料以及精細的製造。動輪可以分成三個部分：輪箍(或稱輪緣)、輪盤和輪轂。因為輪箍只在速度小的時候才能承受它自己的離心力，以及固定在箍上的動葉離心力，所以輪盤應該擔負起各種負荷的一部分，而一部分則傳遞到輪轂上。因此，這是設計和計算的任務，在足够的強度下，除了尺寸的確定外，還須注意到材料的適當運用，並且輪盤的振動，必須設法避免，否則當起動時輪盤可能和導輪(隔鈑)發生碰撞現象。

1. 動輪的計算

(1) 輪箍

為了裝置輪葉，輪箍上必須有一和輪葉底部相配合的槽。由於輪葉部分的離心力和箍本身的離心力就產生拉引和彎曲負荷。通常多半先將箍的形式預先繪出，然後計算各種負荷。在 T 字形輪葉底部（圖4·1）截面 1－1 之處有拉引和彎曲負荷，在截面 2－2 地方產生彎曲和剪切負荷；在另一種式樣的輪葉底部，像圖 4·2 所示的燕尾形式一樣，應該注意其分力的方向。它的分力 $N=C:2\sin\alpha$ 就是使截面 1－2、1－3、1－4 產生彎曲的負荷，並且由於 $C/2$ 的作用，還使截面 1－3 產生拉引負荷。

為了簡化輪葉和圍帶與隔離件的全部離心力計算，可取圓周的一公分長度或以一葉距 t 為標準，就是假定把輪箍分割成扇形部分，因此其中只有徑向應力發生，至於切線向應力則暫時略去不計。

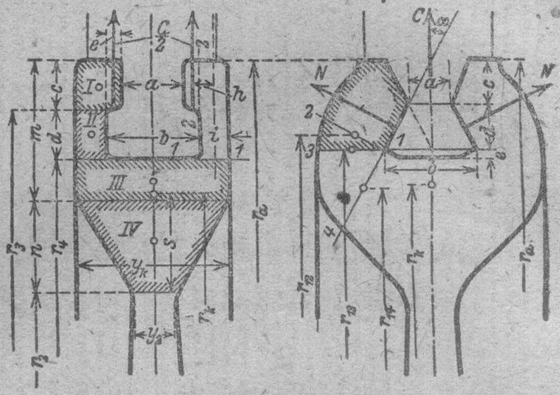

圖 4·1、2　輪箍的計算

若以 C 表示截面 1－1（圖 4·1）之處以圓周長度為 1 公分的動葉、隔離件及圍帶的離心力，則有：

$$C=\frac{G_s\cdot z_s\cdot r_s\cdot\omega^2}{g2\pi r_4}\text{公斤}$$

式中 G_s 為一葉片連同隔離件及圍帶的重量，z_s 為動葉片數，r_s 為這些部分的重心距離，r_4 為截面 1－1 的半徑。此外還必須加上截面 2－2 的左端由於輪箍部分所引起的離心力（$\mu=\gamma/g$）：

$$C_2=e\cdot c1\cdot\mu(r_a-0.5c)\omega^2\text{ 公斤。}$$

因此，彎曲力矩為：

$$M_b=(C/2+C_2)\cdot h=W\cdot\sigma_b=(i^2\cdot\tfrac{1}{6})\cdot\sigma_b,$$

於是彎曲應力 σ_b 得以確定。此外截面 $i(c+d)$ 的離心力還引起拉引作用：

$$C_1=i(c+d)\cdot 1\cdot\mu[r_a-0.5(c+d)]\omega^2\text{ 公斤，}$$

因而從諸力和應力的平衡狀態中，可以求出拉引負荷：

$$\sigma_z\cdot f=0.5C+C_1+C_2,$$

其中截面 $f=i\cdot 1$ 平方公分。如果容許應力

$\sigma_{zul}=1{,}000$ 公斤/平方公分　用於馬丁鋼

$\sigma_{zul}=1{,}500$ 公斤/平方公分　用於鎳鋼

則上面求得的應力必須小於這容許應力：$\sigma_b+\sigma_z\leqq\sigma_{zul}$。

截面 2－2 的彎曲負荷，可按同樣方法予以規定；剪切負荷大都很小，可以不計。

由於輪葉的作用，壓面上就發生一種壓力，但是它不得超逾容許的數值。設以 $0.5C$ 表示輪葉離心力，f_a 爲輪葉底部的壓面積，則面壓力有：$p_s=0.5\,C:f_a$。若面壓力太大，則可將壓面積擴大(輪葉和隔離件做成一體，此時隔離件的離心力也應計及)或採用多 T 字形構造(參閱圖 3·50)。容許面壓力可按下列數值選取：

用於馬丁鋼　1,200－1,500 公斤/平方公分

用於鎳鋼　1,800－2,000 公斤/平方公分

【例 1】 由圖 4·1 已知 $a=10$ 公厘，$b=15$ 公厘，$c=d=7$ 公厘，$y_k=24$ 公厘，平均直徑 $D=1.9$ 公尺，$n=1,500$ 轉/分，動葉片數 $z_s=500$，連同隔離件和圍帶的每一動葉重量 $G_s=55$ 公分，葉片底部的重心距離 26 公厘，$r_a=92$ 公分。因此得 $r_s=r_a+26-(c+d-1)=92+1.3=93.3$ 公分(在槽的底面上動葉底部輪箍之間，假定有一公厘的間隙)。轉數增加 15% 時最大轉數爲 $n_{max}=1.15\cdot1,500=1,725$，$\omega=1,725\frac{\pi}{30}=180.5$，$\omega^2=32,580$。於是一動葉的離心力爲：　$C_s=G_s\cdot\omega^2\cdot r_s:g=0.055\times32,580\times0.933:9.81=170$ 公斤；

若折算成截面 1－1 的一公分圓周〔$r_4=r_a-(c+d)=90.6$ 公分〕，則離心力爲：

$$C=0.5C_s\cdot z_s:2\pi r_4=0.5\times170\times500:2\times3.1416\times90.6=75\text{ 公斤。}$$

此外，尙有截面 2－2 左端的部分也參與彎曲作用，其重量爲 $G_1=c.\frac{a-b}{2}.1.\gamma=0.7\times0.25\times1\times8.4=1.48$ 公分 $=0.00148$ 公斤，其中比重取 $\gamma=8.4$ 公分/立方公分，離心力爲：

$$C_2=G_1\cdot\omega^2(r_a-0.5c):g=0.00148\times32,580\times0.9165:9.81=5\text{ 公斤。}$$

因此，由彎曲力矩可以求取彎曲應力：

$$M_b=(0.5C+C_2)\cdot h=42.5\times0.35=W\cdot\sigma_b$$

其中　$h=(e+i):2=(0.25+0.45):2=0.35$

$W=i^2\cdot1:6=0.45^2\cdot1:6=0.0337$ 立方公分，

$\sigma_b=80\times0.35:0.0337=831$ 公斤/平方公分。

拉引作用除 $C/2$ 和 C_2 外，尙有側緣重量爲 $0.45\cdot1.4\cdot1.8.4=5.3$ 公分 $=0.0053$ 公斤

及其離心力 $C_1=0.0053\cdot 32,580\cdot 0.913:9.81=16$ 公斤，因爲截面等於 $0.45\cdot 1=0.45$ 平方公分，所以拉引負荷有 $\sigma_z=(75+5+16):0.45=213$ 公斤/平方公分。因此總的應力共爲：

$$\sigma_b+\sigma_z=831+213=1,044 \text{ 公斤/平方公分。}$$

倘使葉片和隔離件製成一體，則面壓力爲：

$$r_3=r_a-c=92-0.7=91.3$$

$$p_s=C_s\cdot z_s:2e\cdot\pi\cdot 2\cdot r_3=170\times 500:2\times 0.25\times 2\pi\times 91.3=297 \text{ 公斤/平方公分。}$$

如若動葉做成厚度爲 $\delta=3$ 公厘的定形葉片，而隔離件則另行製造，那麼一動葉和圍帶的重量爲 $G_s'=40$ 公分，且其重心取在節圓上($r=95$ 公分)時，則離心力有：

$$C_s'=\frac{G_s'}{g}r\omega^2=\frac{0.040}{9.81}\times 0.95\times 32,500\approx 126 \text{ 公斤}$$

面壓力爲： $p_s=C_s':2e\delta=126:2\times 0.25\times 0.3=84.2$ 公斤/平方公分。

【例 2】 由圖 4.2 已知 $a=7$ 公厘，$b=14$，$c=6$，$d=7$ 公厘，平均直徑 $D=1.2$ 公尺，$n=3,000$，最大轉數爲 $115\%\cdot n$，動葉數爲 315，連同隔離件與圍帶的一葉片重量 $G_s=42$ 公分，距節圓的重心距離爲 11 公厘，卽是 $r_s=58.9$ 公分；此外 $r_a=58.9$ 公分，$r_{12}=57.6$ 公分，$r_{13}=57.35$ 公分及 $r_{14}=56.65$ 公分，輪箍厚度 1－2 爲 12 公厘，1－3爲 13 公厘，1－4爲15.5 公厘，$\alpha=26°30'$。因此一組動葉的離心力($\omega=1.15\times 3,000\times\pi/30=361$，$\omega^2=130,321$)：

$$C_s=0.042\times 130,321\times 0.589:9.81=325 \text{ 公斤}$$

而垂直力爲： $N_s=C_s:2\sin\alpha=364$ 公斤。所以截面 1－2 的負荷有：

$$N=\frac{N_s\cdot z_s}{2\pi\cdot r_{12}}=\frac{364\times 315}{2\pi\cdot 57.6}=317 \text{ 公斤/1 公分圓周，}$$

$$M_b=317\cdot 0.5=W\cdot\sigma_b,\ W=1\cdot 1.2^2:6=0.24,$$

$$\sigma_b=317\times 0.5:0.24=628 \text{ 公斤/平方公分。}$$

截面 1－3： $N=\dfrac{364\times 315}{2\pi\times 57.35}=318$ 公斤/1 公分圓周，力臂＝0.8 公分，

$$W=1\times 1.3^2:6=0.282 \text{ 立方公分，}$$

$$\sigma_b=318\times 0.8:0.282=900 \text{ 公斤/平方公分。}$$

截面 1－4： $N=\dfrac{364\times 315}{2\pi\times 56.65}=323$ 公斤，力臂＝1.25 公分，

$$W=1\times 1.55^2:6=0.40 \text{ 立方公分，}$$

$$\sigma_b=323\times 1.25:0.4=1,000 \text{ 公斤/平方公分。}$$

倘輪箍上端的尺寸都已規定，那麼其餘的輪箍式樣可採用狹長的

過渡部分而和輪盤相連接。爲了確定輪箍截面的各種負荷、輪箍的大小,以及重心位置應該求出,後者可由面積矩容易加以規定。

以 f_I、f_{II}…表示面積 I、II…的內容(圖 4·1),s_I、s_{II}…表示這些面積重心距一基線(任意擇取)的距離,以 $f_k=2f_I+2f_{II}\cdots$ 表示輪箍截面,而 s 爲距基線的總面積重心的距離,則得:

$$2f_I\cdot s_I+2f_{II}\cdot s_{II}+\cdots=f_k\cdot s,$$

於是:

$$s=(2f_I\cdot s_I+2f_{II}\cdot s_{II}+\cdots):f_k \qquad (4\cdot1)$$

$$r_k=r_2+s。$$

【例 3】 由圖 4.1 已知 $a=10$, $b=15$, $c=d=7$, $m=20$, $n=25$ 公厘, $y_2=8$ 公厘, $y_k=24$ 公厘, $r_2=87.5$ 公厘。輪箍截面有:

$$f_k=2f_I+2f_{II}+f_{III}+f_{IV}=2\times7\times7+2\times7\times4.5+6\times4^2+25(24+8):2$$

$$=98+63+144+400=705\text{ 平方公厘}=7.05\text{ 平方公分},$$

總面積重心的距離:

$$s=\frac{98\times41.5+63\times34.5+144\times28+400\times14.6}{705}\approx22.9\text{ 公厘}=2.29\text{ 公分},$$

因此得:

$$r_k=r_2+s=87.5+2.29\approx89.8\text{ 公分}。$$

設若輪箍是一個自由旋轉的圓環,而不與輪盤發生聯繫,則由於其本身離心力所促致的圓周應力(切線向應力)在均勻分佈的假定下該是:

$$\sigma_u=\mu\omega^2r_k^2=\mu u^2\text{ 公斤/平方公分}〔參閱公式(4\cdot51)〕;$$

此外,還得加上由於動葉所引起而以重心圓爲標準的負荷:

$$\sigma_{rs}=C_s\cdot z_s/2\pi\cdot r_k\cdot y_k\text{ 公斤/平方公分} \qquad (4\cdot2)$$

如果以之分佈在半個圓周上,則在兩個位置相對的截面中,它的作用力(參閱圖 4·24)爲:

$$\int_0^{180^\circ}\sigma_{rs}\cdot r_k\cdot\sin\varphi\cdot y_k\cdot d\varphi=2\sigma_{rs}\cdot y_k\cdot r_k,$$

因爲:

$$2\sigma_{rs}\cdot y_k\cdot r_k=2f_k\cdot\sigma_{ts},$$

所以切線向應力等於: $\sigma_{ts}=\sigma_{rs}\cdot(y_k/f_k)\cdot r_k$ 公斤/平方公分, (4·3)

因此，總的負荷計有：　　$\sigma_t=\sigma_u+\sigma_{ts}$。

舉例：用於例1及例3(第347及349頁)則有：

由於輪箍本身所引起的切線向應力：

$$\sigma_u=\frac{\gamma}{g}\omega^2 r_k^2=\frac{0.0084}{981}\cdot 32,580\cdot 89.8^2=2,250\text{ 公斤/平方公分}$$

和由於動葉所引起的徑向應力：

$$\sigma_{r_s}=\frac{170\cdot 500}{2\pi 89.8\cdot 2.4}=62.8\text{ 公斤/平方公分}$$

以及由於動葉離心力且作用於半圓環上的切線向應力：

$$\sigma_{ts}=62.8\cdot\frac{2.4}{7.05}\cdot 89.8=1,924\text{ 公斤/平方公分。}$$

由此可以看出，輪箍本身是不可能負擔這許多的載荷的：

$$\sigma_t=2,250+1,924=4,174\text{ 公斤/平方公分。}$$

(2) 輪盤

爲欲導出輪盤的基本方程式，首先觀察圖4·3的單位容積的平衡狀態。這容積可以視作由輪盤外側面的界限部分 ab 和 $a'b'$，以及同軸的圓環面 cd 與 $c'd'$ 和通過汽輪機軸中心的平面 cc' 與 dd' 等所構成。

倘若是徑流式汽輪機的輪盤，則還有由於固定其上的動葉所引起的離心力的附加負荷。這種負荷稱爲側邊負荷，以便與軸流式汽輪機輪盤上的徑向負荷有所區別。

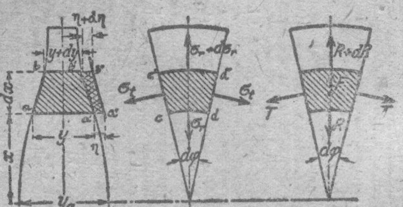

圖 4·3_4　單位輪盤容積上的作用力

爲了照顧到部分輪盤的這種側邊負荷的影響，可以把這部分當作沒有參與作用於輪盤上的反抗力，而以同一材料的這樣的附加質量 $a'a''b''b'$ (圖4·3) 代替其質量，使得在距軸中心的任意距離上相當於

眞正由這部分所引起的離心力。

因此只要把離心力公式 F_1 ($F_1=\mu\cdot y\cdot x\cdot d\varphi\cdot dx\cdot\omega^2\cdot x$) 的 y 代以 η，就得附加質量 $a'a''b''b'$ 的離心力 F_2:

$$F_2=\mu\eta x d\varphi\cdot dx\cdot\omega^2\cdot x。$$

爲使輪盤的單位容積達成平衡，應該是：

$$F=F_1+F_2。$$

輪盤的負荷係由輪箍的徑向力 R 與作用於徑向的本身離心力 F 及作用於切線向的分力 T 而來。

設 $\mu=\gamma/g$ 爲單位容積的質量，ω 爲角速度，則作用於一個單位輪盤(圖 4·4)容積上的有：徑向應力 σ_r 和切線向應力 σ_t，所以諸力分別爲 $R=\sigma_r\cdot y\cdot x\cdot d\varphi$ 作用於內，$R+dR=(\sigma_r+d\sigma_r)\cdot(y+dy)\cdot(x+dx)d\varphi$ 作用於外，$T=\sigma_t\cdot y\cdot dx$ 和離心力 $F=\mu\cdot y\cdot(1-\eta/y)\cdot x\cdot d\varphi\cdot dx\cdot\omega^2\cdot x$。

略去高次方的若干無限小的項目，卽得：

$$R+dR=(\sigma_r\cdot y\cdot x+\sigma_r\cdot dy\cdot x+\sigma_r\cdot y\cdot dx++d\sigma_r\cdot y\cdot x)\cdot d\varphi。$$

由作用於單位輪盤上的諸力平衡狀態得：

$$R+dR-R-Td\varphi+F=0,$$

把上載數值代入上式，再略去 $d\varphi$，就有：

$$\sigma_r\cdot y\cdot x+\sigma_r\cdot dy\cdot x+\sigma_r\cdot y\cdot dx+d\sigma_r\cdot y\cdot x-\sigma_r\cdot y\cdot x$$
$$-\sigma_t\cdot ydx+\mu y(1+\eta/y)dx\cdot\omega^2\cdot x^2=0,$$

或 $$\sigma_r\cdot x\cdot\frac{dy}{dx}+\sigma_r\cdot y+y\cdot x\frac{d\sigma_r}{dx}-\sigma_t\cdot y+\mu\cdot y(1+\eta/y)\omega^2\cdot x^2=0,$$

$$\frac{d}{dx}(xy\sigma_r)-\sigma_t y+\mu y\omega^2x^2(1+\eta/y)=0。\qquad(4\cdot4)$$

由於應力作用，就引起單位長度的延長或伸長 ε，後者按彈性理論在作用的垂直方向引起收縮 $\nu\varepsilon$。由應力 σ_r 所引起的徑向延伸爲 $\alpha\sigma_r$，其中 α 表示延伸係數或伸長係數($\alpha=\frac{1}{E}$，E=彈性係數)，同時切線向

應力引起橫向收縮 $\nu\cdot\sigma_t\cdot\alpha$，因此延伸度(每單位長度的伸長)爲：

$$\text{徑向}\cdots\cdots\cdots\cdots\varepsilon_r=\alpha\cdot(\sigma_r-\nu\sigma_t) \tag{4·5a}$$

$$\text{切線向}\cdots\cdots\cdots\varepsilon_t=\alpha\cdot(\sigma_t-\nu\sigma_r) \tag{4·5b}$$

同時動輪在軸向也受到收縮，這單位長度的延伸(這裏是收縮，所以公式中加一負號)可由二主應力 σ_r 和 σ_t 算出：

$$\varepsilon_a=-\alpha\nu(\sigma_r+\sigma_t) \tag{4·5c}$$

實用上這公式不起重要作用，因此總是將其略去不計。

設以 ξ 表示因延伸而形成的位移，則半徑爲 x 而極薄圓環的內圓就從 $2\pi x$ 增至 $2\pi(x+\xi)$，因此在圓周上切線向的延伸度爲：

$$\varepsilon_t=\frac{2\pi(x+\xi)-2\pi x}{2\pi x}=\frac{\xi}{x} \tag{4·6}$$

由於比較大的應力 $\sigma_r+d\sigma_r$ 作用於環外，所以外半徑 $x+dx$ 移動了 $\xi+d\xi$，就是說，環的厚度由 dx 變成 $dx+d\xi$，因此它的徑向延伸度是：

$$\varepsilon_r=\frac{(dx+d\xi)-dx}{dx}=\frac{d\xi}{dx} \tag{4·7}$$

代入方程式(4·5a、b)卽得：

$$\sigma_r=\frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_r+\nu\varepsilon_t)=\frac{E}{1-\nu^2}\left(\frac{d\xi}{dx}+\nu\frac{\xi}{x}\right) \tag{4·8a}$$

$$\sigma_t=\frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_t+\nu\varepsilon_r)=\frac{E}{1-\nu^2}\left(\nu\frac{\xi d}{dx}+\frac{\xi}{x}\right) \tag{4·8b}$$

以上式代入方程式(4·4)就有：

$$\frac{d^2\xi}{dx^2}+\left[\frac{d(\ln y)}{dx}+\frac{1}{x}\right]\frac{d\xi}{dx}+\left[\frac{\nu}{x}\frac{d(\ln y)}{dx}-\frac{1}{x^2}\right]\xi$$
$$+\frac{\mu\omega^2x(1-\nu^2)(1-\eta/y)}{E}=0。 \tag{4·9}$$

如若各種應力的條件都已規定，則方程式(4·8、4·9)可以用於式中的未知數值的確定；或者輪盤的尺寸先行假定，再行求取其應力；或

者定出容許的應力以及某一處(例如輪箍)的輪盤厚度，而後用這二方程式來確定輪盤的式樣(即 y 值)。

從方程式($4\cdot8a$、b)可以看出，各種應力是與函數 ξ 互相有關；從方程式($4\cdot5b$)和($4\cdot6$)的相等得 $\xi=(\sigma_t-\nu\sigma_r)\cdot x\cdot\alpha$，而其導數則和方程式($4\cdot7$)相等，因此：

$$\frac{d\xi}{dx}=\alpha\left(\frac{d\sigma_t}{dx}-\nu\frac{d\sigma_r}{dx}\right)x+\alpha(\sigma_t-\nu\sigma_r)\cdot 1,$$

$$\frac{d\sigma_t}{dx}-\nu\frac{d\sigma_r}{dx}=\frac{(\sigma_r-\nu\cdot\sigma_t)-(\sigma_t-\nu\cdot\sigma_r)}{x},$$

$$\frac{d\sigma_t}{dx}-\nu\frac{d\sigma_r}{dx}=(1+\nu)\frac{\sigma_r-\sigma_t}{x}。\qquad(4\cdot10)$$

從上式能够看出，在假定一應力下，其另一應力也就會確定。

a. 等強度的輪盤

這裏徑向應力和切線向應力應當到處相等，即是 $\sigma_r=\sigma_t=\sigma$；因為 $\frac{d\sigma}{dx}=0$，所以方程式($4\cdot4$)成為：

$$\sigma\cdot x\frac{dy}{dx}+\sigma\cdot y+y\cdot x\frac{d\sigma}{dx}-\sigma\cdot y+\mu\cdot y\cdot\omega^2x^2=0,$$

$$\frac{dy}{dx}+\frac{\mu\omega^2}{\sigma}x\cdot y=0\qquad(4\cdot4)$$

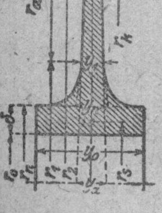

圖 4·5

動輪的計算

以 y_a 表示軸中心的輪盤厚度(圖 4·5)、u 表示半徑 x 處的周速，則得：

$$y=y_a\cdot e^{-\frac{\mu\omega^2}{2\sigma}\cdot x^2}=y_a\cdot e^{-\frac{\mu u^2}{2\sigma}}\qquad(4\cdot11)$$

若已知在 $x=r_2$ 處的厚度為 y_2，則為：

$$y_a=y_2\cdot e^{\frac{\mu\omega^2}{2\sigma}\cdot r_2^2}\qquad(4\cdot11a)$$

設 $x=r_1$，則有：
$$y_1=y_2\cdot e^{\frac{\mu\omega^2}{2\sigma}(r_2^2-r_1^2)}\qquad(4\cdot11b)$$

或
$$\lg\frac{y_1}{y_2}=0.434\frac{\mu\omega^2}{2\sigma}(r_2^2-r_1^2)。\qquad(4\cdot11c)$$

同樣情形，在任何方向每單位長度的延伸必須相等，而線向的位移

爲〔由(4·5a、b)及(4·6)二式〕: $$\xi=(1-\nu)\alpha\cdot\sigma\cdot x \tag{4·12}$$

爲了計算輪盤，邊緣情形也就是輪箍和輪葉之間的應力必須予以計及：(1)以 σ_{rs} 表示按方程式(4·2)以輪箍重心圓爲基礎的單位應力，則對於這圓的1公分圓周有應力 $\sigma_{rs}\cdot y_k\cdot 1$；(2)由輪箍所引起的離心應力爲 $\mu\cdot f_k\cdot 1\cdot r_k\cdot\omega^2$；(3)箍和輪盤接榫處的作用力如若以重心圓爲基礎、y_2 爲半徑 r_2 場合的厚度，則有：$\sigma\cdot y_2\cdot 1\cdot r_2/r_k$。因此對於在1公分圓周上徑向向外的作用力合計：

$$q_1=\sigma_{rs}\cdot y_k+\mu\cdot f_k\cdot r_k\omega_2^2-\sigma\cdot y^2\cdot r_2/r_k, \tag{4·13}$$

以半個輪箍爲標準，從諸力和應力的平衡狀態得：

$$2f_k\cdot\sigma_t=\int_0^{180^\circ} q_1\cdot r_k\cdot\sin\varphi\cdot d\varphi=q_1\cdot 2\cdot r_k$$

或
$$\sigma_t=\frac{q_1\cdot r_k}{f_k}\text{公斤/平方公分。} \tag{4·14}$$

除切線向應力 σ_t 之外，尙有輪葉所引起的一種徑向應力，後者若以輪箍側面爲基礎，則爲 $\sigma_{r4}=\sigma_{rs}\cdot 1\cdot y_k/2\cdot i\cdot 1$(圖 4·1)，這應力在 r_2 處就逐漸變成 σ；設這些應力的平均值爲 σ_{rm}，那麼輪箍的圓周延伸度爲：

$$\varepsilon_t=(\sigma_t-\nu\cdot\sigma_{rm})\alpha=\xi_k/r_k。$$

在 r_2 位置上的徑向位移，可以近似地等於 r_k 位置上的 ξ_k，於是得：

$$\xi_2=(\sigma_t-\nu\cdot\sigma_{rm})\cdot r_k\cdot\alpha \tag{4·15}$$

但是按方程式(4·12)輪盤邊緣的位移爲：

$$\xi_2'=(1-\nu)r_2\cdot\sigma\cdot\alpha,$$

因爲輪箍和輪盤有相互的聯繫，所以不得不 $\xi_2=\xi_2'$，由此從方程式(4·13)、(4·14)、(4·15)就能求出應力：

$$\sigma=\frac{(\sigma_t-\nu\cdot\sigma_{rm})r_k}{(1-\nu)r_2}=\frac{(q_1 rk/f_k-\nu\cdot\sigma_{rm})\cdot r_k}{(1-\nu)r_2}$$

$$=\frac{\sigma_{rs}\cdot y_k\cdot r_k^2+\mu\cdot r_k^3\cdot f_k\cdot\omega^2-\nu\cdot\sigma_{rm}\cdot r_k\cdot f_k}{(1-\nu)\cdot r_2\cdot f_k+y_2\cdot r_2\cdot r_k},$$

上式分子的最末一項，也就是由輪箍內輪葉所引起的徑向應力可以不計，於是得：

$$\sigma=\frac{\sigma_{rs}\cdot y_k\cdot r_k^2+\mu\cdot r_k^3\cdot f_k\cdot\omega^2}{(1-\nu)r_2\cdot f_k+y_2\cdot r_2\cdot r_k}; \tag{4·16}$$

式中 $\nu=0.3$；若需再加簡化，則 r_2 可使等於 r_k，因此爲：

$$\sigma=\frac{\sigma_{rs}\cdot y_k\cdot r_k+\mu\cdot r_k^2\cdot f_k\cdot\omega^2}{(1-\nu)\cdot f_k+y_2\cdot r_k}。$$

若在 r_2 位置上的輪盤厚度 y_2 已經規定，則從方程式（4·16）可以算出 σ，然後代入方程式(4·11b)或(4·11c)，因此輪盤上任何一處的尺寸都能確定。

【舉例】 用於和例1、例3(第347和349頁)一樣的情形，此外按圖4·1和圖4·5的符號尚有 $m=20$，$n=25$，$y_2=8$ 公厘，$r_2=87.5$，因此 $r_k=89.8$，$r_1=26.5$ 公厘（開始過渡到輪轂上），由第350頁曾算出 $\sigma_{rs}=62.8$ 公斤/平方公分，$\mu\omega^3=0.279$，因此由方程式(4·16)得：

$$\sigma_2=\frac{62.8\cdot2.4\cdot89.8^2+0.279\cdot89.8^3\cdot7.05}{0.7\times87.5\times7.05+0.8\times87.5\times89.8}=392\ 公斤/平方公分。$$

由方程式(1·11a)可求取等強度下 r_1 位置上的厚度 y_1：

$$\lg\frac{y_1}{y_2}=\frac{0.434\cdot0.279}{2\cdot392}(87.5^2-26.5^2)=1.07$$

$$y_1/y_2=11.8,\qquad y_1=94.4\ 公厘。$$

輪轂半徑 $r_n=200$ 公厘處的厚度 y_n 爲：

$$\lg\frac{y_n}{y_2}=\frac{0.434\times0.279(87.5^2-20^2)}{2\times392}=1.105,$$

$$y_n/y_2=12.73,\qquad y_n=102\ 公厘。$$

軸中心的厚度 y_a 爲：

$$\lg\frac{y_a}{y_2}=\frac{0.434\times0.279(87.5^2-0)}{2\cdot392}=1.167,$$

$$y_a/y_2=14.2,\qquad y_a=115\ 公厘。$$

r_2 位置上的延伸位移可按方程式(4·12)計算：

$$\xi_2=\frac{(1-\nu)\sigma\cdot r_2}{E}=\frac{0.7\times392\times87.5}{2,200,000}=0.01103\ 公分=0.110\ 公厘。$$

對於輪盤截面的側邊通常製成直線形，因此各處的應力並不完全相等；倘使製成的厚度與用相等應力計算出來的厚度稍有不同，則從方程式