

汽轮机叶轮的 强度计算

苏联 И. Н. 布迪卡著

吴全 陈潜 聶运新译

电力工业出版社

內 容 提 要

本書研究汽輪機內各種截面的葉輪的強度計算問題，如等厚度葉輪、椎形葉輪以及其他形狀截面的葉輪等。書中所介紹的各種不同計算方法都附有例題以進一步說明。

本書供汽輪機制造廠和發電廠的工程技術人員閱讀，也可供高等工業學校和中等專業學校的學生參考。

И.Н.БУДЫКА

РАСЧЕТ ДИСКОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН НА ПРОЧНОСТЬ

МАШГИЗ МОСКВА 1956

汽輪機葉輪的強度計算

根據蘇聯國立機器制造書籍出版社1956年莫斯科版翻譯

吳全 陳潛 蔣運新譯

*

769R202

電力工業出版社出版(北京西郊科學館二里溝)

北京市書刊出版營業許可証出字第082號

北京市印刷一廠排印 新華書店發行

*

787×1092 $\frac{1}{32}$ 開本 * 5 $\frac{1}{2}$ 印張 * 124千字

1958年4月北京第1版

1958年4月北京第1次印刷(0001—1,800冊)

統一書號: 15036·657 定價(第10類)0.80元

前 言

研究汽輪机叶輪的計算問題的著作很多。

但雜誌上的文章一般只敘述叶輪計算某一方面的問題，同时由于过于緊縮，因而不是經常能為廣大讀者所了解。

在論述汽輪机的主要著作中，叶輪計算問題所佔的篇幅一般都很少，同时在敘述這一問題時，一般都很精簡而且要借用一些補充資料。因此就提出一個要求，要為廣大讀者編著一本專論汽輪机叶輪計算的單行本書籍。在這本書內用通俗的形式來介紹汽輪机叶輪計算的理論，計算的實際方法，還要用例題來多方面說明。

本書介紹任意截面及等厚度叶輪的基本方程式，敘述各種不同截面叶輪計算的實用方法。計算時採用了計算表格，因為採用這些表格可以加速計算，並且能使計算者在計算過程中對自己的計算進行核對。為了加速計算起見，本書附錄內列有計算等厚度和錐形叶輪時所採用的表格。

對於叶輪在塑性變形中的計算問題，以及熱應力和在叶輪中應力集中問題等本書並未述及。因為這些問題部分尚處於研究階段中，在實用計算中尚不能利用。

本書具有實用手冊性質，可作為工廠工程技術人員的參考書，也可作為高等工業學校及中等技校學生的參考書。

編制本書所採用的參考資料已列入參考文獻目錄內。

作者對列寧格勒斯大林金屬工廠的總設計師，工學博士 М. И. 格林別爾格教授為本書原稿提示的寶貴意見，表示衷心的感謝。

作 者

目 次

前言

概論	4
----------	---

第一章 任意截面及等厚度叶輪的基本方程式	6
----------------------------	---

1. 任意截面叶輪的方程式	6
2. 等厚度叶輪的方程式	10
3. 等厚度的轉環	12
4. 自由旋轉的薄環	13
5. 举例	15

第二章 等厚度叶輪的計算	17
--------------------	----

6. 等厚度叶輪的帶有系数的应力公式	17
7. 連接条件	22
8. 等厚度叶輪用系数計算公式的計算举例	24
9. 用与 $\frac{x}{r_1}$ 有关的表格系数計算的等厚度叶輪应力的公式	27
10. 用与 $\frac{x}{r_1}$ 比值有关的表格系数的公式計算等厚度叶輪的举例	31
11. 用与 $\frac{x}{r_2}$ 比值有关的表格系数計算的等厚度叶輪应力的公式	35
12. 用帶有与 $\frac{x}{r_2}$ 比值有关的表格系数的公式計算等厚度叶輪的举例	38
13. 用兩次計算法來計算等厚度叶輪	42
14. 用兩次計算的方法計算等厚度叶輪的举例	44

第三章 錐形叶輪的計算	52
-------------------	----

15. 錐形叶輪計算的基本公式	52
16. 錐形叶輪計算举例	54
17. 用兩次計算的方法來計算錐形叶輪的举例	59

第四章 各种截面叶輪的計算的个别情况	64
--------------------------	----

18. 組合錐形叶輪	64
19. 組合錐形叶輪計算举例	66
20. 組合錐形叶輪用兩次計算法的計算举例	71

21. 整体鍛造的轉子叶輪的計算	76
22. 用兩次計算的方法計算任意截面的叶輪	80
23. 用兩次計算的方法計算任意截面叶輪的举例	81
24. 無中心孔叶輪的計算	88
第五章 某些任意截面的叶輪	93
25. 等強度叶輪的基本公式	93
26. 等強度叶輪的計算举例	95
27. 双曲綫形截面叶輪	96
第六章 叶輪輪緣。叶輪在向輪緣过渡处的徑向应力。叶輪在軸 上的配合。叶輪的重量。叶輪的材料	99
28. 叶輪輪緣的計算	99
29. 叶輪向輪緣过渡处叶輪体中徑向应力的确定	101
30. 叶輪在汽輪机軸上的配合	107
31. 叶輪重量的計算	117
32. 叶輪的材料	121
附录 I 計算等厚度叶輪用的根据 $\frac{x}{r_1}$ 的 $k_1 \sim k_2$ 系数值	129
附录 II 計算等厚度叶輪用的根据 $\frac{x}{r_2}$ 的 $\beta_1 \sim \beta_2$ 系数值	133
附录 III 計算錐形叶輪的系数表	135
参考文献	139

概 論

作用于工作叶片上的蒸汽流的能量，依靠叶輪傳給汽輪機的主軸。叶輪與主軸有各種不同的聯結方法。最廣泛採用的是將叶輪用熱套的方法固緊在主軸上。

叶輪是各種不同形狀截面的對稱旋轉體。對稱面是垂直於汽輪機軸的叶輪中間面。在固定式汽輪機上，等厚度的、錐形的及雙曲綫形的叶輪最為普遍。

當工作時，叶輪由於本身質量及周圍葉片等的離心力，以及由於在熱態下將叶輪套合在軸上時，在輪轂的內表面所產生的緊固力而受應力及變形。

汽輪機一般是在高轉速下運行的。固定式汽輪發電機的轉速為3000轉/分。在個別情況下，汽輪機可以有更高的轉速，在這種情況下汽輪機與發電機是利用減速器來連接的。在運行中，當卸去負荷時，汽輪機的轉速就迅速增高。按技術條件規定，汽輪機的安全調速器要保證能在超過工作轉速10—12%時動作。

汽輪機叶輪是在各種不同蒸汽溫度的條件下工作的。高壓部分前幾級的叶輪當汽輪機為滿負荷時，其工作溫度接近於蒸汽的初溫。汽輪機各級的蒸汽溫度視工況而變更。當汽輪機在穩定工況時，叶輪本身溫度隨叶輪截面而不同。在汽輪機低壓部分的各級內，蒸汽溫度較低，因而對叶輪的工作就沒有影響。在低壓部分各級內，叶輪由於工作葉片尺寸的迅速增大而受到強烈負荷。

也必須指出，對於厚度較小的叶輪來說，軸向振動由於會使叶輪發生各種類型的撓度，因而具有很重要的意義。

上述叶輪工作條件，是決定汽輪機轉子構造的重要因素。

當蒸汽參數 $P_0 = 35$ 絕對大氣壓以下及 $t_0 = 435^\circ\text{C}$ 以下時，在蘇聯的汽輪機製造業中，一般都採用套合叶輪的轉子。在所述蒸汽參數

下，温度条件允许第一级叶轮也用套合固紧。必须指出，在大多数的汽轮机中，第一级叶轮为有兩排工作叶片及巨型輪緣的調节級叶轮，这些叶轮受有極大負荷，因而用适当的合金鋼制造。

当高压蒸汽参数 $P_0=90$ 绝对大气压， $t_0=500^{\circ}\text{C}$ 以及更高时，按照高温条件，在高压部分不能采用套合固紧的叶轮。高压的和大量量的汽轮机，在苏联汽轮机制造业中采用联合轉子。在高压部分工作叶轮与主軸組成一个整体。其他各级叶轮用套合固紧，因此轉子是一个整体鍛成的，而且具有套合固紧的叶轮。整体鍛制部分和叶轮用合金鋼制造。此种轉子成本较高，只有在高温条件下工作时才采用这种轉子。

大容量汽轮机低压部分的叶轮受有高度負荷，并且具有巨大的尺寸，因而用合金鋼制造。

第一章 任意截面及等厚度叶輪的基本方程式

1. 任意截面叶輪的方程式

汽輪機的葉輪在旋轉時，受着由于本身質量及葉片質量離心力所產生的，以及葉輪熱套在軸上時在輪轂內表面上由于公盈所產生的應力和變形。

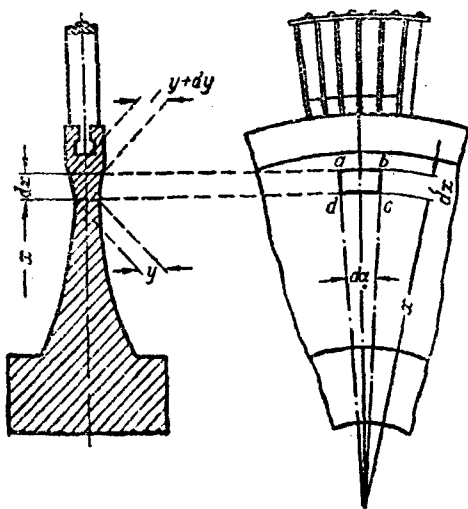


圖 1 任意截面的葉輪

試看任意截面的旋轉葉輪，它對垂直于主軸軸心的中間平面是對稱的(圖 1)。

設應力沿葉輪厚度作均勻的分佈。在離旋轉軸心 x 距離處在葉輪內切取 $abcd$ 一單元體。這單元體的邊緣，由經過葉輪旋轉軸彼此相互成 $d\alpha$ 角的兩個徑向面，和半徑為 x 及 $x+dx$ 所組成的兩個圓柱面以及葉輪的兩個側面而形成的。單元體的厚度等于葉輪的厚度；在距離旋轉軸心 x 的地方，厚度為

y ，在 $x+dx$ 處厚度為 $y+dy$ 。

當葉輪旋轉時，在單元體的各邊緣面上產生應力：在兩個徑向面上受有切向應力 σ_t ，在圓柱面上受有徑向應力 σ_r 。切向應力的方向與徑向邊緣面相垂直的圓周相切。徑向應力沿半徑方向垂直于單元體的圓柱面。

已知單元體的徑向及圓周面的面積，以及作用在這些面上的應力，就可以測定作用於單元體表面上的力。圖 2 所示即我們所觀察的單元體。在徑向截面 aa_1d_1d 及 bb_1c_1c 的面上所作用的力為 dP ，而在

圆柱截面 dd_1c_1c 及 aa_1b_1b 上所作用的力相应为 dR 及 dR' 。

單元体的离心力 dC 位于單元体的重心。力 dC 及 dR' 沿半徑由叶輪中心指向周边，力 dR 沿半徑指向中心。單元体質量的离心力以及沿單元体各邊緣面上的力相互平衡。

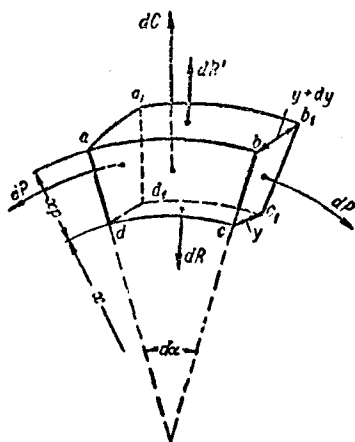


圖 2 旋轉叶輪單元体上所作用的力

圖 3 所示为这些力的圖解。这些力投影在經過單元体重心的半徑上的

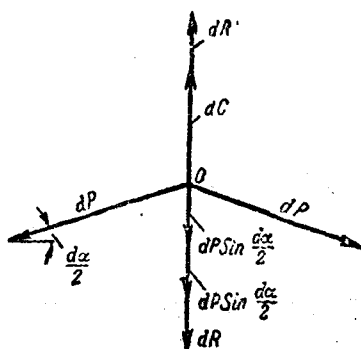


圖 3 旋轉叶輪單元体上力的圖解

总和等于零。投影在徑向的力 dP 指向中心。

設由中心發出的力为正，由相反方向發出的为負，則得：

$$dC + dR' - dR - 2dP \sin \frac{d\alpha}{2} = 0. \quad (1-1)$$

分析方程式(1-1)內的各力：

$$dC = dm \omega^2 r$$

式中 dm ——單元体的質量，等于單元体体积 dv 乘以 $\frac{\gamma}{g}$ ，其中：

γ ——材料的比重；

g ——重力加速度；

ω ——旋轉角速度。

依照圖 2 內所采用的符号，得：

$$dm = dv \frac{\gamma}{g} = x dx y dy \frac{\gamma}{g};$$

$$dC = \frac{\gamma \omega^2}{g} y d\alpha x^2 dx.$$

力 dR 等于徑向应力 σ_r 乘以面积 dd_1c_1c 。

$$dR = \sigma_r x d\alpha y,$$

力 dR' 等于徑向应力 $\sigma_r + d\sigma_r$ 乘以面积 aa_1b_1b ,

$$dR' = (\sigma_r + d\sigma_r)(x + dx)d\alpha(y + dy),$$

力 dP 等于切向应力 σ_t 乘以面积 aa_1d_1d 或与其相等的面积 bb_1c_1c ,

$$dP = \sigma_t y d\alpha.$$

由于角 $d\alpha$ 極小, 正弦值可以用弧度来代替:

$$\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}.$$

將所得的各项代入方程式(1-1), 演变后得:

$$\frac{\gamma \omega^2}{g} y x^2 + \sigma_r \left(y + x \frac{dy}{dx} \right) + xy \frac{d\sigma_r}{dx} - \sigma_t y = 0. \quad (1-2)$$

試求出应力 σ_r 和 σ_t 与变形数值間的关系。此項延伸率及应力間的关系可用虎克定律表示如下^①:

$$\varepsilon_r = \frac{\sigma_r - \mu \sigma_t}{E}, \quad (1-3)$$

$$\varepsilon_t = \frac{\sigma_t - \mu \sigma_r}{E}, \quad (1-4)$$

式中 ε 和 ε_t ——徑向与切向的延伸率;

μ ——波桑系数;

E ——叶輪材料的标准彈性模数。

由(1-3)及(1-4)兩式得:

$$\sigma_r = \frac{E}{1 - \mu^2} (\varepsilon_r + \mu \varepsilon_t), \quad (1-5)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1 - \mu^2} (\varepsilon_t + \mu \varepsilon_r). \quad (1-6)$$

求出半徑 x 圓柱表面上延伸率 ε_r 和 ε_t 与徑向位移間的关系(圖

① 此时假定第三主应力(軸向)不存在。

1)。

半徑为 x 的圆柱表面上圓周長度在变形之前为 $2\pi x$ ；变形之后此項圓周的長度將为 $2\pi(x+\xi)$ 。而切向延伸率为：

$$\varepsilon_t = \frac{2\pi(x+\xi) - 2\pi x}{2\pi x} = \frac{\xi}{x}. \quad (1-7)$$

在变形前，經過單元体 d 和 c 点的圆柱面的半徑等于 x (圖 1)；在变形后，此項半徑在徑向所增加的数值为 ξ ，因而成为 $x+\xi$ 。

在变形前，經過單元体 a 和 b 点的圆柱面的半徑等于 $x+dx$ ；在变形后，此項半徑成为 $x+\xi+dx+\frac{d\xi}{dx}dx$ 。

在变形前，所割取單元体在徑向的高度为 dx ，而在变形后其高度为 dx_0 ，

$$dx_0 = \left(x + \xi + dx + \frac{d\xi}{dx}dx \right) - (x + \xi) = dx + \frac{d\xi}{dx}dx.$$

單元体的徑向延伸率：

$$\varepsilon_r = \frac{dx_0 - dx}{dx} = \frac{dx + \frac{d\xi}{dx}dx - dx}{dx} = \frac{d\xi}{dx}. \quad (1-8)$$

將方程式 (1-7) 及 (1-8) 中延伸率 ε_r 及 ε_t 的值代入式 (1-5) 及 (1-6)，得：

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{d\xi}{dx} + \mu \frac{\xi}{x} \right), \quad (1-9)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{\xi}{x} + \mu \frac{d\xi}{dx} \right). \quad (1-10)$$

由式 (1-9) 求得导数 $\frac{d\sigma_r}{dx}$ ，

$$\frac{d\sigma_r}{dx} = \frac{E}{1-\mu^2} \frac{d}{dx} \left(\frac{d\xi}{dx} + \mu \frac{\xi}{x} \right). \quad (1-11)$$

或

$$\frac{d\sigma_r}{dx} = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{d^2\xi}{dx^2} + \frac{\mu}{x} \frac{d\xi}{dx} - \mu \frac{\xi}{x^2} \right). \quad (1-12)$$

將(1-9), (1-10) 及 (1-12) 各式中 σ_r , σ_t 及 $\frac{d\sigma_r}{dx}$ 的值代入 方程式

(1-2) 整理后得:

$$\begin{aligned} \frac{d^2\xi}{dx^2} + \left(\frac{d \ln y}{dx} + \frac{1}{x} \right) \frac{d\xi}{dx} + \left(\frac{\mu}{x} \frac{d \ln y}{dx} - \frac{1}{x^2} \right) \xi \\ + \frac{\gamma \omega^2}{E} \frac{(1-\mu^2)}{E} x = 0. \end{aligned} \quad (1-13)$$

方程式(1-13)是計算旋轉叶輪強度的基本方程式。

再求叶輪应力 σ_r 和 σ_t 之間的关系。

由式(1-9)減去式(1-10), 得:

$$(\sigma_r - \sigma_t)(1+\mu) = E \left(\frac{d\xi}{dx} - \frac{\xi}{x} \right). \quad (a)$$

由公式(1-10)求得导数 $\frac{d\sigma_t}{dx}$:

$$\frac{d\sigma_t}{dx} = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\mu \frac{d^2\xi}{dx^2} + \frac{1}{x} \frac{d\xi}{dx} - \frac{\xi}{x^2} \right). \quad (6)$$

將式(1-12)兩边都乘以 μ , 得:

$$\mu \frac{d\sigma_r}{dx} = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\mu \frac{d^2\xi}{dx^2} + \frac{\mu^2}{x} \frac{d\xi}{dx} - \mu^2 \frac{\xi}{x^2} \right). \quad (B)$$

將式(6)減去式(B)得:

$$\left(\frac{d\sigma_t}{dx} - \mu \frac{d\sigma_r}{dx} \right) x = E \left(\frac{d\xi}{dx} - \frac{\xi}{x} \right). \quad (r)$$

由(a)和(r)二式得:

$$\frac{d\sigma_t}{dx} - \mu \frac{d\sigma_r}{dx} = (1+\mu) \frac{\sigma_r - \sigma_t}{x}.$$

所得的方程式指出, 应力 σ_r 和 σ_t 之間有相互关系。如果給定一个应力为 x 的函数, 則照此最后方程式可以求得其他一个应力。

2. 等厚度叶輪的方程式

保持叶輪在徑向等厚度, 就可由任意截面叶輪得到等厚度的叶輪。

將方程式(1-13)用于等厚度的叶輪, 因此假定在此方程式內叶輪厚度 y 等于常数 b , 得:

$$\frac{d^2\xi}{dx^2} + \frac{1}{x} \frac{d\xi}{dx} - \frac{\xi}{x^2} + \frac{\gamma\omega^2(1-\mu^2)}{g} \frac{1}{E} x = 0. \quad (a)$$

为了簡單起見，設：

$$\frac{\gamma\omega^2}{g} \times \frac{(1-\mu^2)}{E} = A. \quad (1-14)$$

式(a)的前三項可以写成下列形式：

$$\frac{d^2\xi}{dx^2} + \frac{1}{x} \frac{d\xi}{dx} - \frac{\xi}{x^2} = \frac{d}{dx} \left[\frac{1}{x} \frac{d}{dx} (\xi x) \right].$$

將方程式(a)重写如下：

$$\frac{d}{dx} \left[\frac{1}{x} \frac{d}{dx} (\xi x) \right] + Ax = 0.$$

將此方程式予以积分，得：

$$\frac{1}{x} \frac{d}{dx} (\xi x) = -\frac{A}{2} x^2 + 2C_1$$

或

$$\frac{d}{dx} (\xi x) = -\frac{A}{2} x^3 + 2C_1 x.$$

前式予以积分后，得：

$$\xi x = -\frac{A}{8} x^4 + C_1 x^2 + C_2,$$

由此

$$\xi = -\frac{A}{8} x^3 + C_1 x + \frac{C_2}{x}. \quad (1-15)$$

利用方程式(1-15)，組成 $\frac{d\xi}{dx}$ 及 $\frac{\xi}{x}$ 兩式：

$$\frac{d\xi}{dx} = -\frac{3}{8} Ax^2 + C_1 - \frac{C_2}{x^2},$$

$$\frac{\xi}{x} = -\frac{A}{8} x^2 + C_1 + \frac{C_2}{x^2}.$$

將 $\frac{d\xi}{dx}$ 及 $\frac{\xi}{x}$ 的值代入方程式(1-9)和(1-10)，整理后得：

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2} \left[-(3+\mu) \frac{A}{8} x^3 + (1+\mu) C_1 - (1-\mu) \frac{C_2}{x^2} \right], \quad (1-16)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\mu^2} \left[-(1+3\mu) \frac{A}{8} x^2 + (1+\mu) C_1 + (1-\mu) \frac{C_2}{x^2} \right]. \quad (1-17)$$

所得的兩式(1-16)和(1-17)是等厚度叶輪的基本方程式。在此方程式內隨意常數 C_1 和 C_2 以边界条件来决定。

3. 等厚度的轉环

今研究中間具有孔的等厚度轉环，如圖 4 所示。

假定此項轉环不承受外部負荷，同时轉环套在軸上并無紧固力。在轉环內受有本身質量的离心力而产生应力。为了测定这些应力，可利用方程式(1-16)和(1-17)。隨意常數 C_1 和 C_2 由下述边界条件决定：在半径为 r_1 的轉环內孔上及在半径 r_2 轉环外圓柱面上的徑向应力 σ_r 等于零。

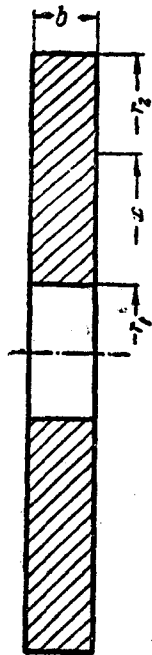


圖 4 等厚度的轉环圖

將方程式(1-16)用在此兩個表面上，得到具有未知數 C_1 和 C_2 的兩個方程式。

第一个方程式，設 $x=r_1$ 及 $\sigma_r=0$

$$\frac{E}{1-\mu^2} \left[-(3+\mu) \frac{A}{8} r_1^2 + (1+\mu) C_1 - (1-\mu) \frac{C_2}{r_1^2} \right] = 0.$$

第二个方程式，設 $x=r_2$ 及 $\sigma_r=0$

$$\frac{E}{1-\mu^2} \left[-(3+\mu) \frac{A}{8} r_2^2 + (1+\mu) C_1 - (1-\mu) \frac{C_2}{r_2^2} \right] = 0.$$

由这些公式中求得 C_1 和 C_2 的值：

$$C_1 = \frac{3+\mu}{1+\mu} \frac{A}{8} (r_1^2 + r_2^2),$$

$$C_2 = \frac{3+\mu}{1-\mu} \frac{A}{8} r_1^2 r_2^2.$$

將 C_1 和 C_2 的值及式(1-14)內的 A 值代入方程式(1-16)及(1-17)，得：

$$\sigma_r = \frac{\gamma \omega^2}{g} \frac{3+\mu}{8} \left(r_1^2 + r_2^2 - \frac{r_1^2 r_2^2}{x^2} - x^2 \right), \quad (1-18)$$

$$\sigma_t = \frac{\gamma \omega^2}{g} \frac{3+\mu}{8} \left(r_1^2 + r_2^2 + \frac{r_1^2 r_2^2}{x^2} - \frac{1+3\mu}{3+\mu} x^2 \right). \quad (1-19)$$

今对于鋼質叶輪写出方程式(1-18)及(1-19), 以每分鐘轉數 n 代 ω , $\gamma = 0.00785$ 公斤/公分³; $\mu = 0.3$; $\omega = \frac{\pi n}{30}$;

$$\sigma_r = 3.62 \times 10^{-8} n^2 \left(r_1^2 + r_2^2 - \frac{r_1^2 r_2^2}{x^2} - x^2 \right), \quad (1-20)$$

$$\sigma_t = 3.62 \times 10^{-8} n^2 \left(r_1^2 + r_2^2 + \frac{r_1^2 r_2^2}{x^2} - 0.575 x^2 \right). \quad (1-21)$$

当 $r_1 = 0$ 时, 轉环即成为無中心孔的叶輪, 对于鋼質实心叶輪, 則式(1-20)及(1-21)成为下列形式:

$$\sigma_r = 3.62 \times 10^{-8} n^2 (r_2^2 - x^2), \quad (1-22)$$

$$\sigma_t = 3.62 \times 10^{-8} n^2 (r_2^2 - 0.575 x^2). \quad (1-23)$$

在鋼質实心叶輪中心处的应力可將 $x=0$ 代入方程式(1-22)和(1-23)而得出。要知道, 在实心叶輪中心处的徑向应力和切向应力相等。

$$\sigma_{r0} = \sigma_{t0} = 3.62 \times 10^{-8} n^2 r_2^2. \quad (1-24)$$

实心叶輪中在半徑 r_2 的外圓柱面上的切向应力值, 可由方程式(1-23)在 $x=r_2$ 情况下得出:

$$\sigma_{t2} = 0.425 \times 3.62 \times 10^{-8} n^2 r_2^2 = 0.425 \sigma_{t0}. \quad (1-25)$$

因此, 对于实心叶輪來說, 在外圓柱面上的切向应力 σ_{t2} 为中心处应力的 42.5%。

茲再回到研究中間具有孔眼的等厚度轉环, 按照公式(1-21)并代入 $x=r_1$, 得到在內孔表面上所受的切向应力为:

$$\sigma_{t1} = 3.62 \times 10^{-8} n^2 (2r_2^2 + 0.425 r_1^2). \quad (1-26)$$

將式(1-26)与(1-24)予以比較, 就可以观察到: 如果在实心叶輪內鑽一半徑 r_1 的不大的孔, 則在內孔表面上的切向应力 σ_{t1} 就高于中心处的应力 σ_{t0} 一倍。

4. 自由旋轉的薄环

繞自己的中央軸心自由旋轉的薄环, 是等厚度轉环的一种特殊形式。此种轉环如圖 5 所示。当环旋轉时, 由于轉环質量的离心力作用, 其中产生徑向的和切向的应力。由于轉环厚度 δ 不大, 徑向应力

可以略去不計，一般就只要測定切向应力，此項应力是沿轉环厚度均匀地分佈着的。

在轉环上 $d\alpha$ 角度的界限內試切取一單元体。單元体的离心力为：

$$dC = dm r \omega^2$$

單元体質量：

$$dm = \delta \cdot br d\alpha \frac{\gamma}{g},$$

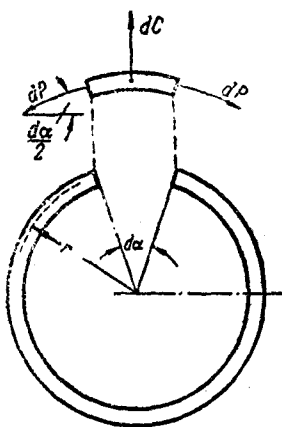


圖 5 自由旋轉的薄環圖

由于角度小，可写为：

$$\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2} \text{ 及}$$

$$dP_1 = \sigma_u \delta b \frac{d\alpha}{2}.$$

由平衡定律得：

$$dC = 2dP_1$$

或

$$\frac{\gamma \omega^2}{g} \delta \cdot br^2 d\alpha = 2\sigma_u \delta b \frac{d\alpha}{2},$$

由此

$$\sigma_u = \frac{\gamma \omega^2}{g} r^2. \quad (1-27)$$

采用鋼質薄环，并將 σ_u 值以每分鐘轉数 n 表示之。

$$\text{及 } dC = \frac{\gamma \omega^2}{g} \delta \cdot br^2 d\alpha,$$

式中 γ ——比重；

ω ——角速度。

在轉环徑向截面內产生
的力：

$$dP = \sigma_u \delta b.$$

式中 σ_u ——所求的薄轉环
內的应力。

此力在徑向的投影为：

$$dP_1 = \sigma_u \delta b \sin \frac{d\alpha}{2}.$$

在式(1-27)內代入 $\omega = \frac{\pi n}{30}$, $\gamma = 0.00785$ 公斤/公分³, $g = 981$ 公分/秒², 得:

$$\sigma_u = 8.77 \times 10^{-8} n^2 r^2 \text{ 公斤/公分}^2, \quad (1-28)$$

采用鋼質薄环, 并將 σ_u 值以圓周速度 u 表示之。在式(1-27)內代入 $\omega r = u$ 及同样的 γ 和 g 的值, 得:

$$\sigma_u = 0.08 u^2 \text{ 公斤/公分}^2. \quad (1-29)$$

在所得的式(1-29)中, 其圓周速度 u 系以公尺/秒計。

由公式(1-29)可以明了, 在薄环內、在給定的材料条件下其应力仅与圓周速度有关。

在薄环內各种不同圓周速度的应力 σ_u 的值列于表 1。

鋼質薄轉环內的应力与圓周速度关系表

表 1

u 公尺/秒	25	50	75	110	125	150
σ_u 公斤/公分 ²	50	200	450	800	1250	1800
u 公尺/秒	175	200	225	250	275	300
σ_u 公斤/公分 ²	2450	3200	4050	5000	6050	7200

5. 举 例

現在列举两个無外力負荷的等厚度轉环內及实心叶輪內的应力的例子, 自由旋轉速度为 3000 轉/分。利用公式(1-20)和(1-21)。当

σ_r , σ_t 和 σ_u 的值

表 2

x 公分	r_1^2	r_2^2	$\frac{r_1^2 r_2^2}{x^2}$	x^2	0.575 x^2	σ_r 公斤/公分 ²	σ_t 公斤/公分 ²	σ_u 公斤/公分 ²
10	100	2500	2500	100	57.5	0	1630	78.9
20	100	2500	625	400	230	510	970	316
30	100	2500	280	900	515	463	765	710
40	100	2500	156	1600	920	270	590	1260
50	100	2500	100	2500	1430	0	420	1965