

# 齒 輪 油 泵

尤 金 著



机 械 工 业 出 版 社

尤 金 著

# 齿 轮 油 泵

李 鏞 泉、李 揚 之 譯



机 械 工 业 出 版 社

1 9 6 0

## 出版者的話

本书叙述了齒輪油泵的輪齒修正方法，并提供了輪齒各部分几何要素的計算；提出了确定齒輪油泵理論流率的計算公式，并将作者所推荐的公式与現有公式及实验資料作了比較；提供了去荷槽的計算以及介紹減輕齒輪軸承負荷的新方法；創造性地提供了确定軸承負荷的分析方法和端面間隙液压补偿的計算方法；依次地闡述了齒輪油泵的液压計算及强度計算。

为了便于計算起見，书內列举了計算实例，并附有选择油泵参数的曲綫图表。

本书可供設計部門和机械制造科学研究机关的工程师，以及致力于油泵設計、制造及使用方面的工程师和技术人員参考。

苏联E. M. Юдин 著 'Шестеренные насосы' (Оборгиз  
1957年第一版)

NO. 3208

---

1960年3月第一版 1960年3月第一版第一次印刷

850×1168 1/32 字数115千字 印張4<sup>13</sup>/<sub>16</sub> 0,001—5,250册

机械工业出版社(北京阜成門外百万庄)出版

机械工业出版社印刷厂印刷 新华书店发行

---

北京市书刊出版业营业許可証出字第008号 定价(11)0.91元

我們的黨和英明領袖毛主席號召我們：鼓足干劲，力爭上游，多快好省地建設社會主義。以迅速地改變我國一窮二白的面貌，大力發展我國的重工業，特別是機器製造工業，已成為我國全體人民一致的願望和目標。

在1958年大躍進的基礎上，苦戰三年，擺脫過去的一窮二白的偉大號召，已在全國各地及各個工作崗位上得到了響應，無疑地，我們許多科學研究工作以及廣大工程技術人員也已都在孜孜不倦，埋頭苦干地在向科學高峰及世界先進水平努力鑽研着。在許多技術領域中，液壓傳動的应用是極為普遍的，而油泵——正是液壓傳動中的不可缺少的主要部分，而齒輪油泵又正是最被廣泛采用的油泵型式之一。本書作者在這方面積累了豐富的實際經驗，並從理論上加以推導分析作成此書，確是目前在齒輪油泵方面較為詳盡而優秀的技術文獻。

為了使這本優秀文獻能與我國更多的科學研究和工程技術人員見面，以期在液壓傳動的研究，設計或生產實踐中起輔助參考作用，本人利用工作之餘，將其譯成是書。但由於對這方面專業知識的鮮淺和俄文水平的限制，譯文中不善或甚至錯誤之處在所難免，尚希廣大讀者指正才是。

李鏞泉，李揚之

1959年3月10日

# 目 次

譯序 .....	3
序言 .....	6
主要代号与标志 .....	8
第一章 齒輪油泵的工作原理及使用範圍 .....	9
第二章 齒輪油泵的几个理論問題 .....	13
§ 1 輪齒几何要素的确定 .....	13
齒形的修正方法(13)——齒形的計算公式(18)	
§ 2 計算齒輪油泵理論流率公式的推导 .....	21
基本公式(21)——第二方案公式(23)——計算模数的近似公式(31)	
——不同齿数齒輪油泵的計算公式(32)——內嚙合油泵的計算公	
式(35)	
§ 3 消除留在齒谷內液体的有害影响的方法 .....	38
去荷槽的結構及其計算(38)——齒輪嚙合条件的選擇(44)	
§ 4 齒輪軸支反力的計算方法 .....	51
齒輪軸承負荷的近似計算法(51)——齒輪軸承負荷的精确計算法(58)	
§ 5 端面間隙的液壓补偿計算 .....	63
承压面积量的确定(63)——承压面积重心偏移量的确定(68)	
§ 6 齒輪軸頸撓度計算公式的推导 .....	74
§ 7 油泵液流孔穴量驗算公式的推导 .....	76
第三章 齒輪油泵的計算 .....	82
§ 1 油泵結構参数的選擇 .....	82
模数及其他結構和計算数据的選擇(82)——修正齒輪的基本参数(85)	
——用图表法选油泵的参数及計算其流率(88)	
§ 2 油泵結構原件的强度計算 .....	99
齒輪軸支反力的計算(99)——从动齒輪軸承的計算(101)——傳动軸	
的計算(110)——从动齒輪軸頸的計算(113)——輪齒的强度計算	
(114)	
§ 3 油泵液流孔穴量的驗算 .....	118
第四章 齒輪油泵轉动部件的某些結構数据和实验資料 .....	119
§ 1 現有的計算公式与本书提出的基本公式及与实验資料的比較 .....	119

§ 2 各种影响油泵容量效率因素的实验资料.....	124
§ 3 本书所推荐的齿輪轉动部件的实验资料.....	126
第五章 齿輪油泵的計算实例 .....	133
附录 1 $\varphi = \text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha$ 渐开綫函数表 .....	146
附录 2 苏联国产油类及石油产品的粘度表.....	149

## 序 言

齒輪式油泵在現代技術領域中被廣泛應用着，這是由於它和其他型式的泵相比，具有很多優點的緣故。這種油泵的主要優點是它的結構簡單、緊湊而工作可靠。

本書作者採用了在航空工業中齒輪油泵的實際使用經驗，在航空工業中齒輪油泵被用來完成各種各樣的重要任務，例如：對發動機摩擦面的壓力加油；燃料的供給；變螺距螺旋槳的操縱以及收放式起落架的操縱等等。

由於齒輪油泵的效率高、工作可靠，外廓尺寸小以及重量輕（大流量齒輪油泵的重量，較之同樣流率的活塞油泵輕 $1/3\sim 1/2$ ），所以它在航空方面不僅在液壓系統中被廣泛地採用，而且還被作為燃料泵使用。

本書所列的計算資料，是在壓出壓力低於 $100$ 公斤/厘米<sup>2</sup>時而正常進行工作的具有滾動軸承的油泵下提出的，因為在更高的壓出壓力下實際使用滾動軸承的經驗還非常不夠。

作者所提出的與現有公式不相同的公式，可以從利用或不利用被封閉液體體積的條件下根據嚙合重合比 $\varepsilon$ 來計算油泵的流率，同時還能計算從封閉腔中通過去荷槽而壓出的液體量，這樣，又可據此來選擇去荷槽的尺寸。

為了消除齒輪油泵的一個特有缺點——封閉腔的形成，作者提出了一項有效措施——在從動齒輪的輪齒工作表面上修緣——並提出了該修緣高度的計算方法。

在某些新式油泵內，端面間隙的液壓補償，一般是將液體從壓出綫導向端面支承承壓面的方法來實現的。該承壓面的尺寸往往是任意選取的，許多國內外生產的油泵，其承壓面積與齒頂圓和齒根圓半徑所形成的環形面積的比在 $0.6\sim 1.15$ 之間。在本書

內却列有壓縮面积尺寸的選擇及其重心偏移量的論証。

在技术文献中常推荐使用經驗公式来求齿輪油泵的軸承負荷。由于齿輪油泵使用于压力很高的情况下，运用这种公式会产生很大的偏差。在本书內提出了二个計算分析齿輪油泵軸承上支反力的方法——近似的和精确的。同时还列举了齿輪油泵的計算范例和一些選擇齿輪油泵参数的图表。

作者所提出的輪齿修正制已被航空工业部采納作为部頒标准，而所提供的計算方法，也被采納作为指导性的技术資料。



## 主要代号与标志

$m$ —模数(毫米)	米 <sup>3</sup> )
$z$ —齿輪齿数	$p_H$ —压出綫的压力(公斤/厘米 <sup>2</sup> )
$A_T$ —理論中心距(毫米)	$p_{BC}$ —吸入綫的压力(公斤/厘米 <sup>2</sup> )
$A_A$ —实际中心距(毫米)	$p = p_H - p_{BC}$ —压出綫的表压(公斤/厘米 <sup>2</sup> )
$d, r$ —节圓直径及半徑(毫米)	$R_{BX}$ —进油口的寬度之半(毫米)
$D_e, R_e$ —頂圓直径及半徑(毫米)	$a_{BLIX}$ —排油口的寬度之半(毫米)
$D_i, R_i$ —根圓直径及半徑(毫米)	$\rho$ —从嚙合点至齿輪中心的距离(毫米)
$d_0, r_0$ —基圓直径及半徑(毫米)	$N$ —作用在齿面上的法向压力(公斤)
$t_0$ —基节距(毫米)	$P_T$ —液体压力(公斤)
$\alpha$ —齿輪嚙合角(度)	$\sigma_b$ —材料的极限强度(公斤/厘米 <sup>2</sup> )
$\alpha_0$ —基齿条嚙合角(度)	$\sigma_s$ —材料的屈服点(公斤/厘米 <sup>2</sup> )
$\xi$ —刀具的齿形位移系数	$\sigma_{-1}$ —材料的对称循环疲劳极限(公斤/厘米 <sup>2</sup> )
$S$ —节圓上的齿厚(毫米)	$J_p$ —截面的极慣性力矩(厘米 <sup>4</sup> )
$h$ —用齿規測量的齿高(毫米)	$J$ —截面的軸慣性力矩(厘米 <sup>4</sup> )
$M$ —卡規尺寸(毫米)	$W_H$ —抗弯断面系数(厘米 <sup>3</sup> )
$\Delta$ —节圓上齿間的側面間隙(毫米)	$W_K$ —抗扭断面系数(厘米 <sup>3</sup> )
$\epsilon$ —重合比	$E$ —第一种彈性系数(公斤/厘米 <sup>2</sup> )
$k$ —重合系数	$G$ —第二种彈性系数(公斤/厘米 <sup>2</sup> )
$l$ —嚙合綫工作部分长度(毫米)	$\eta_v$ —油泵的容量效率
$c$ —从中心至去荷槽的距离(毫米)	$\eta_{Mex}$ —油泵的机械效率
$y$ —去荷槽的深度(毫米)	
$a$ —从动齿輪上的斜坡高(毫米)	
$b$ —齿寬(毫米)	
$n$ —油泵轉速(轉/分)	
$Q_T$ —油泵的理論流量(升/分)	
$Q_A$ —油泵的实际流量(升/分)	
$q'$ —在每一毫米齿寬上, 油泵每轉一轉的理論流量(厘米 <sup>3</sup> )	

# 第一章 齒輪油泵的工作 原理及使用範圍

最为广泛使用的齒輪油泵的基本型式是外嚙合的泵，这种泵系由一对互相嚙合而齿数相等的漸开綫齒輪所組成。

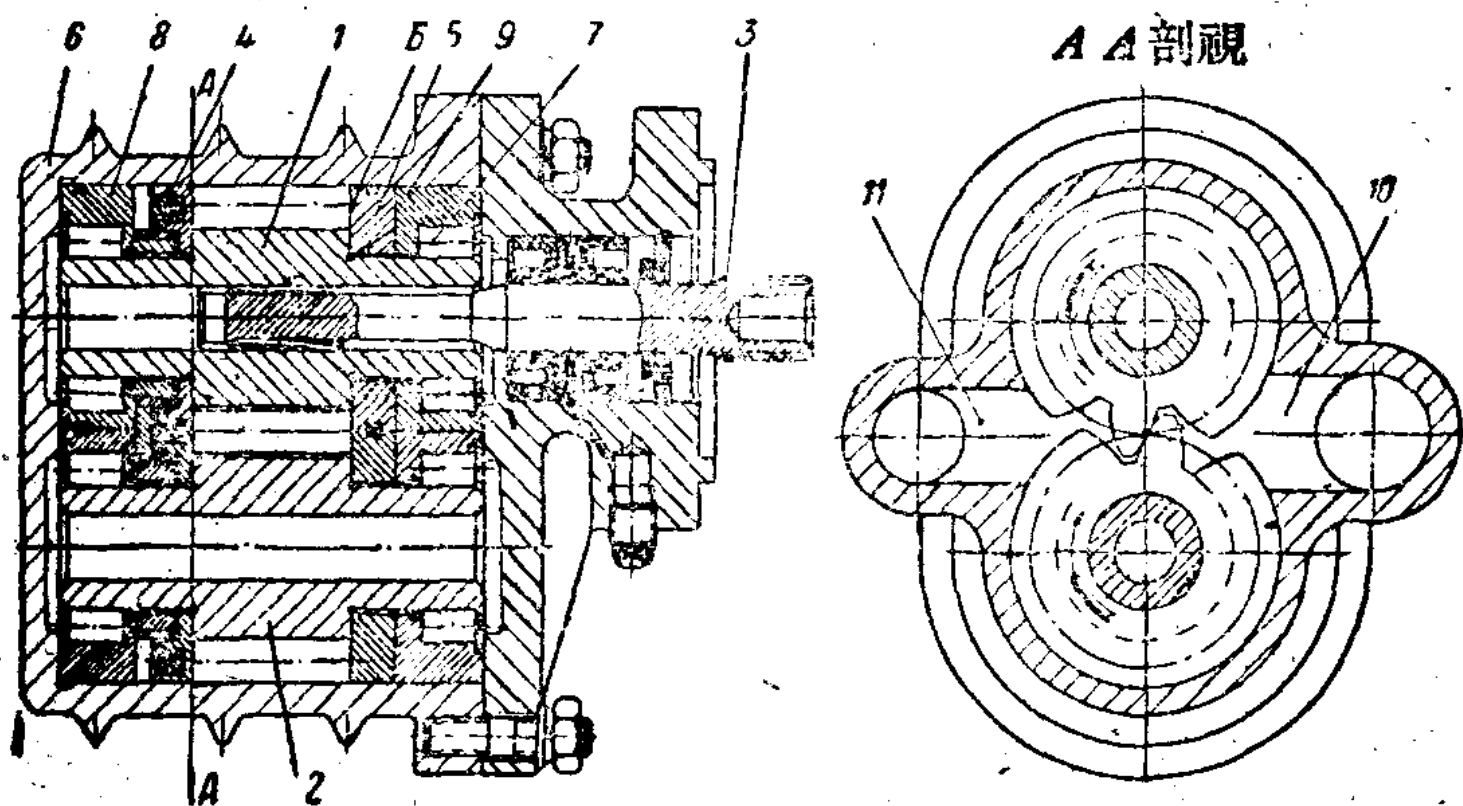


图 1 齒輪油泵的結構图。

根据图 1 所表示的泵的结构图例子，来研究齒輪油泵的工作原理。

当齒輪旋轉时，在輪齿开嚙处形成了吸油腔，而在其嚙合处則形成压油腔。

当齒輪按图 1 所示的方向旋轉时，封閉在齿谷和泵体鏤孔所形成的容积內的液体，即从吸入綫 10 被轉送到压出綫 11。

油泵的主动齒輪 1 由于傳动軸 3 而帶动，該軸借花鍵联結而与主动齒輪及原动机相連。主动齒輪的軸頸座落在帶有档圈的滾柱 7 上，而滾柱 7 又位于外座圈 8 及 9 內。

从动齒輪 2 則在滾柱軸承內能够自由地旋轉。

泵体 6 內有二个腔孔：即吸入腔 10 和压出腔 11。

在齒輪一端置有可活动的（浮式的）止推軸承 4，它受到压

出綫处的液体压力和不大的彈簧压力的影响而压向齿輪端面。这些力胜过了齿谷內的液体在端面支承上所产生的压力，因而把齿輪的另一端面B压向固定座圈5。

油泵的理論流率与齿輪的大小及其轉速有关。它們之間的关系說明如下：

油泵的实际流率是低于其理論流量一个損失量(泄漏)：

$$Q_A = Q_T - Q_{YT},$$

式中  $Q_A$ ——油泵的实际流率；

$Q_T$ ——油泵的理論流率；

$Q_{YT}$ ——单位時間內的損失量。

油泵的容量效率为其实际流率与理論流率之比：

$$\eta_v = \frac{Q_A}{Q_T}$$

或

$$\eta_v = \frac{Q_T - Q_{YT}}{Q_T} = 1 - \frac{Q_{YT}}{Q_T}.$$

上述公式說明：油泵的容量效率要靠降低其泄漏程度才能提高。

泄漏发生在齿輪与止推軸承之間的端面間隙处，以及齿輪与泵体之間的徑向間隙处。当采用一种特殊的密封垫圈时，可以消除座圈（齿輪軸承安放在其中）与泵体之間徑向間隙的泄漏現象。

实验証明：徑向間隙比之端面間隙的影响要小得多。而端面間隙对于油泵的泄漏量起着决定性的影响。

可以用曲綫（見图35）來說明端面間隙对于泄漏的影响。此曲綫是从一只实验油泵中得出的。

老式結構油泵的端面間隙是用泵体本身或是用固定的外座圈来限制的，因此該間隙量必須在装配时进行精确控制，同时，由于上述端面間隙对泄漏的影响，不可避免地会使油泵的容量效率在长时期使用下显著下降。这是因为摩擦端面的摩擦促使了端面間隙的增大，从而造成容量效率的下降。

当然，设计师们已经在这方面作了许多努力，企图用降低端面间隙泄漏的办法来提高油泵的容量效率，并且要使齿轮油泵在长时期的使用下能保持这种效率。

这些努力的结果，导致创造出一种带有浮式止推轴承的油泵。该支承由于受到工作液体的压力而紧靠在齿轮端面上。这种端面间隙的液压补偿装置能够提高齿轮油泵的容量效率，并且能保持到油泵的整个使用期限结束为止。

由于我国自制的某些油泵内采用了比国外的产品有更完善的端面间隙液压补偿结构，所以这些泵的容量效率极高(达0.95)而接近于活塞油泵的效率。

由于齿轮油泵的结构紧凑，工作可靠和制造的劳动量也不大，因此已在许多技术领域内被广泛地应用。

除了由二个齿数相同的外啮合齿轮构成的齿轮油泵这一基本型式外，还有其他许多各式各样结构的齿轮油泵，例如：

- 1) 内啮合式；
- 2) 螺旋齿轮式；
- 3) 人字齿轮式；
- 4) 二螺旋齿轮泵和三螺旋齿轮泵；
- 5) 双齿式或滚筒式；
- 6) 双排齿轮式和三排齿轮式；
- 7) 组合离心齿轮式及其他各种形式。

下面我们除了在理论流率公式的推导中述及齿数不相等的齿轮油泵和内啮合式的齿轮油泵外，本书仅讲述基本型式的齿轮油泵。

基本型式中的三齿轮式油泵有很大好处，泵内的中间齿轮是主动轮；当中间齿轮按图2所示的箭头方向旋转时，液体即从I及III管内吸入，而从II及IV管中压出。这种泵的理论流率为同样大小的双齿轮式油泵的2倍。但是在实际上流率要比两倍低一点，因为它与一般结构比起来，它的泄漏量较大，所以其容量

效率也較低。

大流量齒輪油泵的創造以及油泵工作壓力的顯著提高，又大大擴展了它的使用範圍。

在機床製造業中，齒輪油泵被廣泛地用在鑽鏜床、銑床、車床和磨床等的液壓傳動機構上，其工作壓力一般不超過 30 公斤/厘米<sup>2</sup>，只有在極少數的機床上採用壓力達 70 公斤/厘米<sup>2</sup> 的高壓油泵。

目前壓力達 100 公斤/厘米<sup>2</sup> 和超過 100 公斤/厘米<sup>2</sup> 的基本型式油泵，在農業機械製造業中和航空工業中已有了廣泛的應用。而且某些特殊結構的油泵，可在高達 200 公斤/厘米<sup>2</sup> 以上的壓力下令人滿意地工作。

在航空工業中已成批生產着用煤油為工作液體的基本型式油泵，其流率大約在 400 升/分左右，並且正在試制流率為 600 升/分以上的油泵。

由於齒輪油泵應用範圍的擴大和高流率、高壓力油泵應用的成功，就勢必要更精確地來確定油泵的各項參數，這些參數的計算將在以下一一敘述。

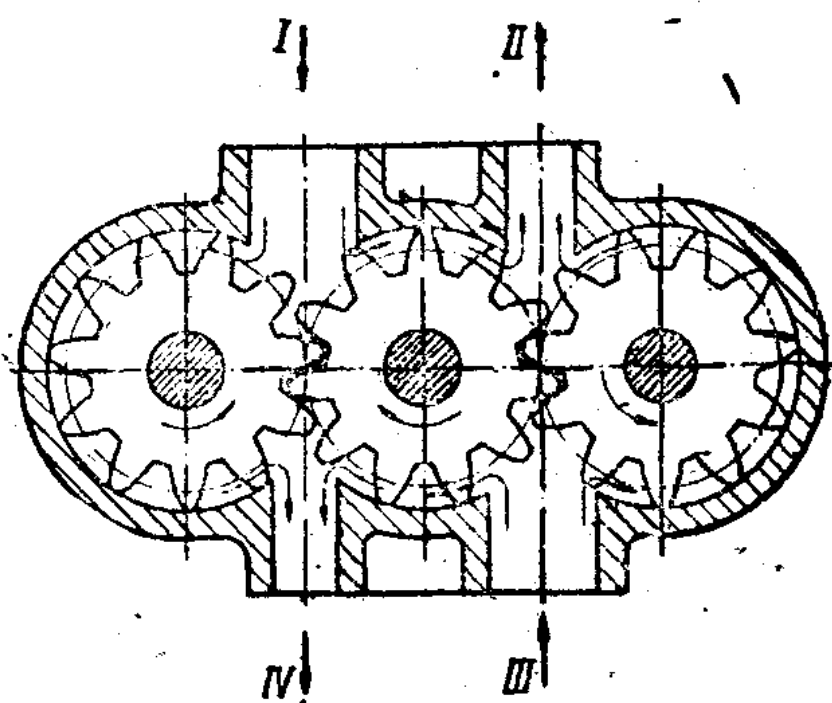


圖 2 三齒輪式油泵。

## 第二章 齒輪油泵的幾個理論問題

### §1. 輪齒幾何要素的確定

#### 齒形的修正方法

齒輪油泵的齒形，幾乎完全是採用漸開綫式的。這是因為漸開綫嚙合具有顯著的優點，主要的有下列各點：

- 1) 能用滾制法來加工齒形；
- 2) 能方便地用基齒條位移法來修正齒形；
- 3) 不受齒輪中心距變動的影響。

我們所採用的齒條的原始輪廓（基齒條）要素關係闡述於ГОСТ 3058-54中，即：

- 1) 基齒條嚙合角  $\alpha_0 = 20^\circ$ ；
- 2) 基齒條的齒高係數  $f_0 = 1$ ；
- 3) 基齒條的徑向間隙係數  $c_0 = 0.3$ 。

在油泵內所使用的齒輪齒數一般是不多的（最常用的齒數在  $z = 8 \sim 14$  的範圍內），因為齒數少的大模數齒輪油泵的外廓尺寸較之在同樣流量下齒數多的小模數齒輪油泵要小得多。

其實，從公式 (23) 就很明顯可以看出，油泵的流率是與模數  $m$  的平方以及將近與齒數  $z$  的第一次冪成正比的。

因為齒輪的中心距  $A_T = mz$ ，而齒輪外徑  $D_e = m(z + 2)$ ，所以，按齒輪中心聯綫所得的滾動部件的全部外廓尺寸等於：

$$A_T + D_e = mz + m(z + 2) = 2m(z + 1),$$

而在其垂直方向內

$$D_e = m(z + 2)。$$

因此，在同樣的齒頂圓周速度下，合理地加大  $m$  和減少  $z$ ，可

以在油泵外廓尺寸不变的条件下，使其流率几乎与  $m$  成比例地增长。

举例来说，采用较合理的数值  $m_2 = 4$  及  $z_2 = 9$  来代替  $m_1 = 2$  及  $z_1 = 20$ ，这样，其圆周速度仍保持相同，因为：

$D_c = 2(20 + 2) = 4(9 + 2) = 44$  毫米，而外廓尺寸可减小 4 毫米（因为  $2 \times 4(9 + 1) = 80$  毫米代替了  $2m(z + 1) = 2 \times 2(20 + 1) = 84$  毫米），并使其流率增加了 82%。

假如上述齿轮  $m_1 = 2$  和  $z_1 = 20$  再改为  $m_3 = 4.5$  和  $z_3 = 8$ ，那末就能在较小的外廓尺寸和线速度增加 2% 的情况下，使所得的流率增大一倍以上（达 105%）。

选择小齿数齿轮必须要消除它的根切现象，其消除方法为加大基齿条的啮合角，或者在基齿条标准啮合角  $\alpha_0 = 20^\circ$  下来修正齿形。

毫无疑问，后一种方法是比较合理的。设计局在实际工作中曾出现了在刀具上存在许多各式各样的啮合角  $\alpha_0$  ( $20^\circ$ ,  $22^\circ$ ,  $25^\circ$ ,  $28^\circ$ ,  $30^\circ$ )，这完全是不必要的。因为上述各种啮合条件都可用标准啮合角  $\alpha_0 = 20^\circ$  来获得，只是需用角度修正法修正一下就行了。这种修正，系用一种简单的方法——原始轮廓的位移而实现的。在应用角度修正法时，二分度圆是不相切的，并且所切出的齿轮啮合角  $\alpha$  与原来基齿条的啮合角  $\alpha_0$  是不相等的。

应用角度修正法可以满足油泵结构上的要求，并且可以在显著地减少和限制了齿轮切削刀具种类的情况下统一齿形。

被修正后的齿形不仅消除了根切现象，而且与正常齿形相比还有下列各种优点：

1) 由于啮合角的加大，提高了油泵的流率和容量效率。 $\eta_v$  的提高与减少泄漏有关，这主要是由于被修正后的齿顶厚  $S_e$  的变大[例如：可将表 (1) 中的厚度  $S_e$  与曲线图表 VI (图 33) 中未经修正齿形的  $S_e$  值相比较，即可清楚，图表 VI 中的齿数应按表 (1) 中的齿数加 1]。

2) 減小了重合比  $\epsilon$ , 这正是齒輪油泵所期望的 (下面將加以說明之)。

3) 因為嚙合角的加大和修正后, 齒形曲率的減小, 使滑動系數和接觸壓應力減小, 改善了輪齒的磨損情況。

我們所研究的基本型式油泵的齒條位移, 對二個齒輪來說是相同的, 位移系從中心出發向外 (是正的)。

因此, 齒輪的中心距將大于按公式  $A_T = mz$  所求出的理論數值, 節圓直徑  $d$  也將大于分度圓直徑  $mz$ , 并且齒輪嚙合角  $\alpha$  將大于基齒條的嚙合角  $\alpha_0$ 。

修正系數  $\xi$  就是原始輪廓的位移與模數之比, 它一般是从提高強度和抗磨性的要求出發, 或者是按幾何上的要求而選擇的。

假如修正系數是从消除根切現象來選擇的, 則按下面公式來確定

$$\xi = \frac{z_{\min} - z}{z_{\min}}$$

式中  $z_{\min}$  —— 最小齒數, 即不經過修正也不產生根切時的最小齒數。基齒條嚙合角  $\alpha_0 = 20^\circ$  的最小理論齒數  $z_{\min} = 17$ , 而實際上  $z_{\min} = 14$ 。

按這樣選擇修正系數而得的齒數中心距可能會是非標準的, 不是整數的。因為  $\xi$  值在無間隙嚙合下與嚙合角有關:

$$\xi = \frac{z(\operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_0)}{2\operatorname{tg}\alpha_0}$$

從此公式中求出  $\alpha$ , 然后再按下面公式求中心距;

$$A_A = mz \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha} \quad (1)$$

在同齒數齒輪油泵中的齒輪, 其節圓直徑  $d = A_A$ , 而頂圓直徑  $D_0 = d + 2m = A_A + 2m$ 。于是, 这个等于泵體內搪孔直徑的  $D_0$  值也同樣會是非標準的。文獻中所介紹的其他修正制也同樣會產生這種情況。

從泵體尺寸的標準化和利用標準量具的觀點來看, 這種情況是極不希望有的。此外, 這種修正制又複雜化了滾動部件的計算。

為了避免上述缺點, 作者研究出另一種修正制, 并已被航空



工业部采纳为部颁标准，它与在規定齿輪中心距方面的英国标准相类似。

根据这种修正制而得到的齿輪实际中心距  $A_A$ ，相当于实际齿数加 1 而得的中心距，即：

$$A_A = m(z+1), \quad (2)$$

将 (2) 式代入 (1) 式，即得

$$\cos \alpha = \cos \alpha_0 \frac{z}{z+1} = 0.9397 \frac{z}{z+1}, \quad (3)$$

式中  $\alpha_0$  取为  $20^\circ$ 。

齿頂高系数取用 1 (即  $f_0 = 1$ )。因此，頂圆直径为

$$D_e = m(z+3)。$$

因为当使用标准刀具切削至标准深度时，会产生过大的側面間隙，我們若选用徑向間隙系数  $C = 0.3$  的基齿条，則其切削深度就該小于标准深度，即小于  $2.3m$ 。

从节圓上齿側間隙等于  $0.08m$  的等式关系中，我們可求出基齿条的位移量及其切削深度。

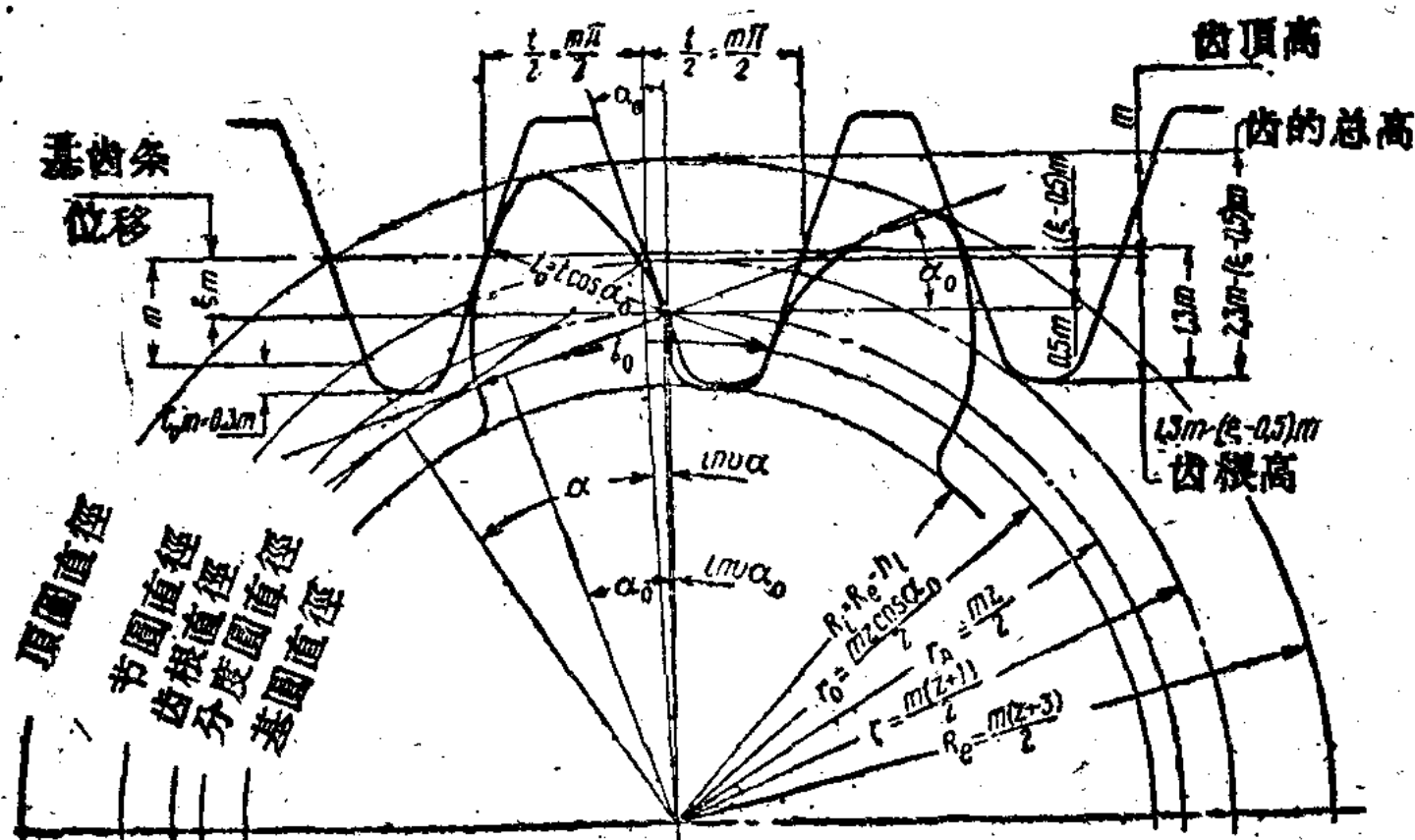


图3 修正齿輪与基齿条的啮合关系。

从等式 (3) 中求得了啮合角  $\alpha$  后，就可以按以下公式求出保証側面間隙为  $0.08m$  的修正系数  $\xi$ ，