

紡 絲 泵

計算、設計、試驗方法

〔苏联〕И·М·勃柳姆別尔格 著

顧 兰 英 譯

中国工业出版社

目 录

第一章 紡絲泵概述	1
第一节 紡絲泵的分类	1
第二节 紡絲泵的安裝	2
第三节 泵所需的送液量和轉数的計算	4
第四节 紡絲泵所需的功率計算	6
第二章 活塞泵	10
第一节 軸向活塞泵	10
一、軸向活塞泵的介紹	10
二、軸向活塞泵的送液量和脉动度	12
三、軸向活塞泵的瞬时送液量和脉动度二者与活塞数 的关系	17
四、軸向活塞泵的结构詳情	22
第二节 径向活塞泵	25
一、径向活塞泵的介紹	25
二、径向活塞泵的送液量和脉动度	27
第三节 活塞紡絲泵工作的缺陷	35
一、尺寸偏差的影响	35
二、泵的选择裝配的应用	37
三、补偿器	38
第三章 齒輪泵	40
第一节 外啮合的齒輪紡絲泵	40
一、外啮合齒輪泵的结构	40
二、两个工作齒輪齿数相同的外啮合齒輪泵送液量的計算。 送液量是齒輪轉角的函数	41
三、当 $\epsilon=1$ ，具有正常齿側間隙嚙合时，泵每轉和每分鐘 送液量的計算	51
四、脉动度的确定	51
五、当 $\epsilon>1$ ，具有正常齿側間隙嚙合时，泵每轉和每分鐘 送液量的計算	54

六、无齿侧間隙的嚙合	59
七、引出封閉溶液的連接孔道和补偿室	59
八、計算具有两个外嚙合工作齿輪的齿輪紡絲泵送液量的 基本公式	61
九、嚙合形式对送液量和脉动度的影响	62
十、泵的自(动)潤滑	63
十一、工作齿輪軸和心軸的卸荷	64
十二、送液量的調节	65
十三、三个工作齿輪的紡絲泵	66
十四、齿輪泵的轉动、吸入和压出方向	67
第二节 內嚙合的齿輪泵	68
一、內嚙合齿輪泵的介绍	68
二、內嚙合齿輪泵与外嚙合齿輪泵的比较	68
第三节 压力泵	69
一、压力泵的用途和結構	69
二、压力-計量联合泵	70
第四节 齿輪紡絲泵工作的缺陷	71
一、結構材料的选择	71
二、尺寸偏差的影响	71
三、选择装配的应用	72
四、齿輪泵与活塞泵的比较	72
第四章 紡絲泵的生产試驗方法	74
第一节 試驗目的	74
第二节 試驗时檢驗的指标	74
第三节 泵試驗条件的选择	75
第四节 在紡絲机上試驗的方法	78
第五节 在試驗台上試驗的方法	79
第六节 計量泵檢驗技术条件的制訂	80
第七节 压力泵檢驗技术条件的制訂	81
第八节 紡絲泵的試驗台	81
附录 苏联紡絲泵的技术特性	85
参考文献	88

第一章 紡絲泵概述

紡絲泵用來把紡絲物質均勻地輸送給人造纖維紡絲機的紡絲頭。每單位時間內泵送出的液體體積稱為單位時間內泵的送液量或者流量。泵每轉所輸出的液體體積稱為泵的每轉送液量。

對紡絲泵提出下列基本要求：泵應保證每轉的送液量為定值，送液量應均勻——它的周期與非周期的波動不應該超過規定的範圍；在工作時泵應保持送液量不受變化很大的泵前和泵後壓力的影響，而且泵應能承受高壓，在紡某些合成纖維時壓力可達到幾百個大氣壓；泵應該嚴密而不產生滲漏；在低轉速的情況下（每分鐘幾轉到幾十轉）亦能正常地工作；泵的外廓尺寸要小。

除此之外，對紡絲泵還可能有幾個附加的要求：在某些情況下泵還應具有防爆性（在生成爆炸性混合物的介質內工作時）；或者要求泵在輸送高溫熔體時能穩定地工作；或是泵的送液量容易調節。

如果紡絲溶液與某些金屬容易起作用時（例如氯綸與鑄鐵或者普通碳素鋼長期接觸會變質），泵應該用不影響溶液成分的材料來製造。

上述這些要求大大地限制了对紡絲用泵類型的選擇，例如被廣泛用來輸送各種液體的離心泵就不能用作為紡絲泵。

紡絲泵主要採用活塞泵和齒輪泵，很少採用偏心泵，因為它製造複雜。為了特殊的目的，有時採用螺旋泵。對糊狀的紡絲物質則採用螺旋輸送器來代替紡絲泵。

第一節 紡絲泵的分類

紡絲泵可按它的用途、所輸送的紡絲物質的性質以及結構特點進行分類。

紡絲泵按用途可分為下列幾類：

計量泵——在相等的时间間隔內將等量的紡絲物質（溶液或熔體）送向紡絲頭。計量泵適用於人造絲、人造帘子綫、短纖維和薄膜。

壓力泵——將紡絲物質送向計量泵，並保證必需的壓頭。

壓力-計量聯合泵——是上述兩種泵的綜合。

循環泵——用於使送液管內的紡絲物質循環。

專用泵——例如為了將紡絲物質與染料混和，以及用於測量紡絲時熔體的壓力等。

按照被輸送的紡絲物質的性質可將泵分為紡絲溶液泵和紡絲熔體泵。

按結構特點紡絲泵又可分为活塞泵（軸向活塞泵和徑向活塞

泵）、偏心泵、齒輪泵（內嚙合和外嚙合）、螺旋泵。

第二节 紡絲泵的安裝

每根人造絲都是從紡絲機上裝有紡絲泵的各紡絲部位紡出的。

圖1為粘膠絲離心式紡絲機紡絲部位橫截面的簡圖。紡絲溶液（粘膠）沿着粘膠送液管12送向紡絲泵。在粘膠送液管上裝有泵座11，紡絲泵10即固定在泵座上。泵從粘膠送液管中吸出粘膠，並將粘膠沿着管9經固定在支架8上面的燭形濾器7，鵝頸管6和紡絲頭1壓向紡絲浴槽（凝固浴槽）2。

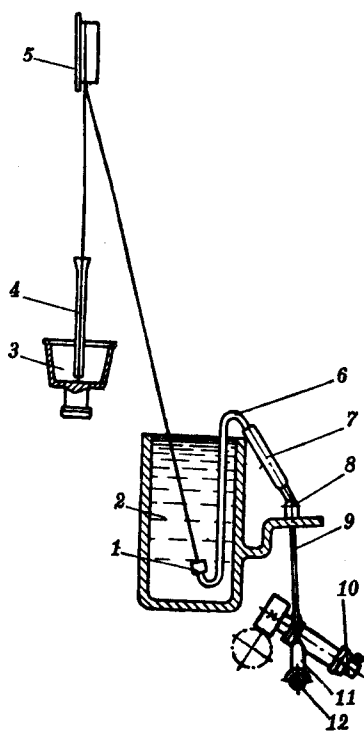


圖1 離心式紡絲機紡絲部位簡圖

粘膠在紡絲浴槽中凝固成

絲，繞過紡絲盤5，并由定速迴轉的紡絲盤將絲引向電鍍离心罐3，在离心罐中由導絲管4將絲做成絲餅。

紡絲機有几十个到几百个紡絲部位。在大多數人造纖維紡絲機上，紡絲溶液由一公共送液管引向機器同一側所有的泵。安裝在機器同側的泵是由一根公共的泵軸來傳動的。每個泵都安裝在泵座上。紡絲溶液由公共送液管經泵座流入泵。紡絲溶液流入或不流入泵可用旋塞開關控制。以泵座的接泵嘴為中心轉動泵，可以將泵的傳動齒輪與紡絲機泵軸上的齒輪嚙合或者脫開，這樣即使每個泵在紡絲機開動的時候亦能停止工作。

圖2a所示，紡絲泵3的安裝與轉動方向都是不正確的。泵座2裝在送液管1上，用齒輪傳動的紡絲泵3裝在泵座上。泵軸上主動齒輪6的齒對泵傳動齒輪4的齒所作用的壓力造成轉動力矩 M （力偶 P_2-P_3 ），使泵有繞泵座 O 點轉動的趨勢，以致使泵從嚙合狀態脫開。

圖2b所示的安裝與泵軸的轉動方向則都是正確的，此時主動齒輪的齒上的壓力 P 造成轉動力矩 M_1 （力偶 P_2-P_3 ），有將泵壓向泵軸的趨勢。但是如果泵軸5到支點 O 的距離太大，則能引起泵在其間自行咬住，並將軸或齒輪折斷。用齒輪傳動的泵，它正確的安裝應該具有壓緊而不是脫開的力矩，並使泵軸與泵座上固定泵的軸綫間有較小的距離，以便排除泵在其間咬住的可能。

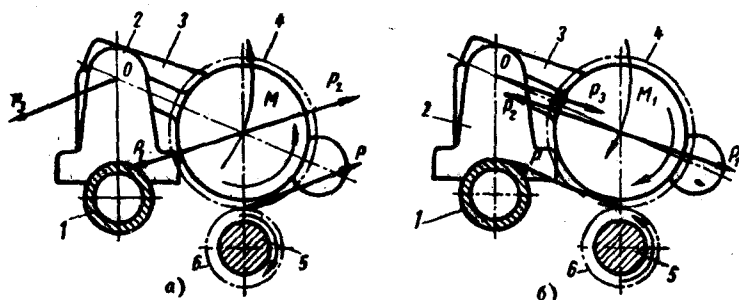


圖 2 紡絲泵的安裝

a—不正確的；b—正確的

泵應該足夠緊的裝夾在泵座的接泵嘴內。

應該使泵座、泵、及泵的傳動裝置不受紡絲浴的腐蝕。為此，常將它們裝在紡絲浴槽的柏下，以保護它們不受浴槽飞溅溶液的侵蝕。

用熔体制取纖維的紡絲泵是安裝成固定的，由主動軸來控制這些泵的開和關。

第三節 泵所需的送液量和轉數的計算

計算時採用的符號：

n ——泵每分鐘轉數；

Q_0 ——泵每轉的送液量（毫升）；

Q ——泵每分鐘的送液量（毫升）；

u_{np} ——紡絲速度（米/分）；

N ——紡成絲的公制支數；

r ——紡絲物質的比重〔或密度（克/毫升）〕；

α ——紡絲物質中聚合物濃度的百分比；

k_{sa} ——成品絲的濕度係數；

k_{yc} ——在紡絲及後處理過程中（確定支數以前）絲的收縮係數；

k_{ek} ——絲相對於受絲機構的滑動係數。

已知紡絲速度 u_{np} ，為了要紡制 N 支數的絲，紡絲泵每分鐘應該輸出的紡絲溶液可以按下式確定：

$$Q = \frac{u_{np} \cdot 100 \cdot k_{sa} \cdot k_{yc} \cdot k_{ek}}{N \cdot \alpha \cdot r} \quad (1)$$

收縮係數 k_{yc} 決定於纖維的種類和工藝過程的特性。例如，粘膠絲、醋酸絲、銅鋅絲的收縮率一般為 5~8%，那時 $k_{yc} = 0.92 \sim 0.95$ 。在離心式紡絲機和某些短纖維紡絲機受絲機構上絲的滑動率為 5~6%，那麼 $k_{ek} = 0.94 \sim 0.95$ 。在筒管式紡絲機上沒有滑動，故滑動係數為 1。濕度係數取為

$$k_{sa} = 1 - 0.01\beta,$$

式中 β ——在成品絲中含水量的百分数。

較精确的計算应取 $k_{sa} = \frac{1}{1+0.01\beta}$ ，但一般为了簡化起見，常采用前面提到的 k_{sa} 公式。

在确定泵的送液量时取纖維的标准湿度，亦就是取当空气的相对湿度为65%，温度为20°C时的湿度为計算湿度。

表1内列出了几种常見纖維在空气相对湿度为65%时的湿度。

表 1

纖維种类	吸收的水分(%)	纖維种类	吸收的水分(%)
普通的粘胶絲	13	耐 綸	3.8~4
强力粘胶絲	12	氯 綸	0
醋酯絲	6~8	聚丙烯腈纖維	0
酪素纖維	13	聚乙烯纖維	0
卡普綸	3.8~4		

注：取空气的相对湿度为65%。

某些纖維的紡絲溶液中聚合物的浓度 α 列于表2中。

表 2

纖維种类及紡制方法	聚合物的浓度 α %	纖維种类及紡制方法	聚合物的浓度 α %
粘胶纖維	7~10	氯綸	
銅鈹纖維(湿紡法)	6~10	(干紡法)	32~34
醋酯纖維(干紡法)	20~24	(湿紡法)	25~30
蛋白质纖維	12~16	卡普綸	100

紡絲溶液的比重 γ 决定于它們的成分。在表3中列出了一些溶液和熔体的比重。

表 3

紡絲溶液的種類	比 重 γ
粘 胶	1.11~1.12
制氯綸的过氯乙烯溶液	1.13
卡普綸熔体	1.13~1.14

絲的細度常不以支數來確定，而以重量支數（纖度） D 來定。在這種情況下為了利用公式（1）須將重量支數按下式變換為公制支數

$$N = \frac{9000}{D} \quad (2)$$

求每分鐘送液量 Q 毫升/分所需的紡絲泵每分鐘的轉數 n ，可由泵每轉的送液量除 Q 而求得

$$n = \frac{Q}{Q_0},$$

或者

$$n = \frac{u_{np} \cdot 100 \cdot k_{sa} \cdot k_{yc} \cdot k_{ek}}{N \cdot \alpha \cdot r \cdot Q_0} \quad (3)$$

第四節 紡絲泵所需的功率計算

泵的效率

採用的符號：

p_s ——吸入管道的壓力（壓頭）（公斤/厘米²）；

p_n ——壓出管道的壓力（反壓）（公斤/厘米²）；

p ——泵的工作壓力（公斤/厘米²）；

N_{ns} ——泵需要的功率（仟瓦）；

η ——泵的總效率；

η_m ——泵的機械效率；

η_z ——泵的水力效率；

ϵ ——泵的容積效率（填充系數）。

泵所需的功率等於

$$N_{ns} = \frac{Q_0 \cdot p \cdot n}{60 \cdot 102 \cdot 100 \cdot \eta},$$

或者

$$N_{ns} = \frac{Q_0 \cdot p \cdot n}{612000 \cdot \eta} \quad (4)$$

工作压力为压出压力与吸入压力之差

$$p = p_n - p_s \quad (5)$$

泵的总效率等于机械效率、水力效率和容积效率的乘积

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_z \cdot \epsilon \quad (6)$$

泵的机械效率通常很低，这可作下列解释。

泵的一些零件都处在高压下，而潤滑剂不能充分地到达所有的摩擦表面。泵和泵轴的相互位置可能有很大的偏斜，这将引起大量的摩擦损失。

由于紡絲溶液和熔体有很大的粘度，在流动时它們又作許多急剧的轉弯，其所經通路的截面大小不一，因此水力損失同样亦是很大的。

由于很难把水力损失和机械损失分开，故常計算泵的总效率 η 。紡絲泵的总效率为 0.3~0.6。

紡絲物质的粘度愈高，泵的结构愈复杂，潤滑装置愈不完善，則泵的总效率就愈低。用油潤滑的泵，它的效率低于自潤滑泵^①；开关时要移动的泵，其机械效率低于固定泵；蜗杆传动的泵，它的效率低于齿輪传动的泵；机械效率的降低将使泵的总效率降低。

沒有补偿室（見第三章第一节）或者补偿室离工作齿輪中心繞过远时，齿輪泵的效率将会显著地下降。

泵的容积效率 ϵ 单独来考虑，它是泵的实际送液量和按泵的几何形状、尺寸及运动所确定的理論送液量之比。

理論和实际送液量之差称为送液量損失，它包括泵滲漏出的溶液、从压出室流回吸入室的溶液、以及由于泵的空腔內沒有完全充滿而造成的损失。因此，泵的損失即容积效率决定于泵的間隙值、迴轉速度、工作压力和液体的粘度。对于各种类型的泵和对于不同液体，送液損失量可以用試驗方法来确定。

随着間隙的增大，損失量亦增加，泵的容积效率降低。

① 指由輸送的液体本身作潤滑剂的泵——譯者注。

当泵在低轉速和中等轉速时，它的容积效率将随着泵的轉速增加而提高，但是只能增加到某一极限轉速，此极限轉速决定于溶液的粘度、供液压力、泵的形狀和尺寸。当轉速繼續增加时，溶液将来不及充滿泵的空腔，因此容积效率降低。如果供液压力增加，則空腔內充滿程度較好容积效率会提高，同时送液量亦增大；而当工作压力加大时，泵的体积效率降低；随着反压力的增加，容积效率亦会降低。

根据 T·M·巴什特教授的資料，送液量損失正比于工作压力

$$\frac{\Delta Q_1}{\Delta Q_2} = \frac{p_1}{p_2}. \quad (7)$$

这个关系式并不是对所有的工作压力及粘度都适用的。当压力很高时，必須运用下列比較准确的公式

$$\left(\frac{\Delta Q_1}{\Delta Q_2} \right)^m = \frac{p_1}{p_2}, \quad (8)$$

式中指数 m ，对某一类型的泵以及某些粘度范围的溶液可以根据实验来确定。

送液量的損失在很大程度上与溶液的粘度有关，对于层流，送液量反比于绝对粘度（泊）。

泵送液量的損失与溶液粘度的关系用下式表示

$$\left(\frac{\Delta Q_1}{\Delta Q_2} \right)^m = \frac{\eta_2}{\eta_1}, \quad (9)$$

式中 η_1 和 η_2 ——溶液的绝对粘度。指数 m 的值可取 1 到 2，对于不同类型的泵及各种液体由实验来确定。液体的粘度与它的种类及温度有关，随着温度的升高液体的粘度将降低，因此容积效率和泵的送液量将随着溶液温度的增加而降低。

作用在泵軸上的轉动力矩，可根据功率 $N_{\text{ш}}$ 和每分鐘轉数 n 按下式求得

$$M = 71620 \frac{N_{\text{ш}}}{n}, \quad (10)$$

式中 M 的单位为公斤厘米, N_{ne} 的单位为馬力, 如果 N_{ne} 的单位为千瓦, 則轉动力矩为

$$M = 97400 \frac{N_{ne}}{n}. \quad (10a)$$

第二章 活 塞 泵

在紡人造纖維時，只採用多活塞的計量泵，所有的活塞都裝在一個被稱為轉子的活塞座內，轉子在固定的泵體內迴轉。在泵體內還有使活塞作往復運動的機構，同時泵體上開有吸入孔道和壓出孔道。

按活塞的位置，紡絲活塞泵可分為軸向活 塞 泵 和 徑向活 塞 泵。在軸向活 塞 泵 中，活塞的中心綫和往復運動方向平行於轉子的軸綫。在徑向活 塞 泵 中，活塞的中心綫按轉子截面圓的半徑分布，此截面垂直於轉子的迴轉軸綫。

第一节 軸向活 塞 泵

一、軸向活 塞 泵的介紹

圖 3 所示為軸向活 塞 泵的結構。

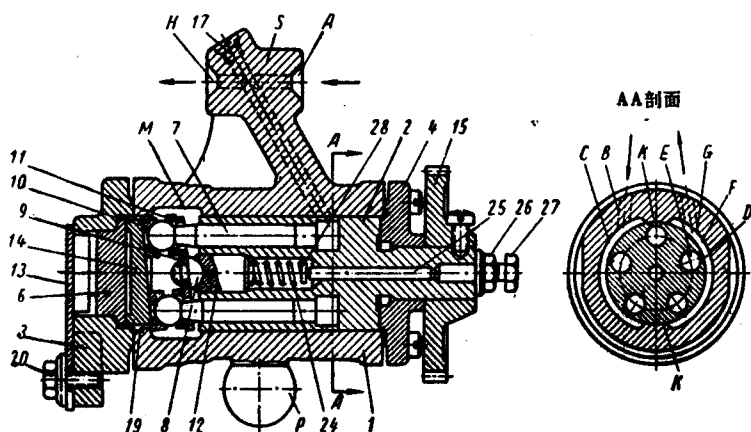


圖 3 軸向活 塞 紡絲泵

轉子 2 在泵體 1 中中等速迴轉。在轉子上平行於軸綫方向鉆有若干液缸 B，活塞 7 在液缸中往復運動。液缸的中心綫是互相等

距离的，且与轉子的軸綫亦为等距。孔 D 把液缸 E 与轉子的圆柱表面相接通，当轉子迴轉时，孔 D 依次与泵体1中的吸入室 C 和压出室 F 相接通。泵体的吸入室 C ，由孔道 B 和孔 A 与引入紡絲溶液的送液管相連。压出室 F 由孔道 G 和孔 H 与引向紡絲头的压出管相連。 C 与 F 室由分界壁 K 相互分开。

活塞7的球形头，位于垫环10和11間，而10和11沿着零件14和9的导面滑动。轉子的末端装有传动齿輪15。

泵以下列方式进行工作：

当齿輪15轉动时，轉子2亦轉动，零件14和9的斜导面安装得使轉子轉动时，与吸入室相通的液缸 E 中的活塞7从吸入室 C 开始运动，这些活塞将溶液吸入液缸 E ，同时与压出室 F 相通的液缸 E 中的活塞，应向压出室 F 运动，并将紡絲溶液压入压出室，溶液由此經孔道 G 和孔 H 流向紡絲头。当轉子繼續迴轉时，吸有紡絲溶液的液缸将溶液带向压出室，轉子再接着轉动时，在压出室內的溶液被活塞7压出。泵每轉一轉这个过程将重复进行一次。每个活塞7都作复杂运动，此运动由活塞繞自己的中心綫轉动；与轉子一起繞轉子軸綫的轉动和在液缸 E 中平行于轉子軸綫的往复运动組成。

由于活塞的往复运动，产生吸入和压出作用。

活塞的往复运动与轉子的轉动，應該严格地互相配合，即每个液缸 E 內的活塞，由压出运动轉为吸入运动，以及由吸入运动轉为压出运动，都在該液缸 E 的 D 孔經過相应的分界壁 K 中部时发生。壁 K 的寬度稍大于 D 孔的直径，以便将吸入室与压出室可靠地分开。泵的所有活塞共用一个压出室，因此，将所有同时完成压出作用的各活塞的送液量相加，此总送液量即为泵的送液量。

每个活塞在轉子半轉的时间內进行吸入，第二个半轉时进行压出。压出时，活塞7由于被压液体的压力作用而紧靠在零件14的导面上。由于零件9导面的压力使活塞进行吸入运动。銷軸12借球形接头8与零件9相連，由于弹簧24压住銷軸12，零件9就压紧在活塞头上，而使活塞头与零件14的导面靠紧。

螺釘27頂住杆25，而杆頂在彈簧支承28上，因此，調節螺釘27就能調整彈簧的壓力。

送液量可用調節件13轉動凸塊6來調節，調節到一定的送液量以後，就用螺釘20將調節件13固定。轉動凸塊6可以改變零件14的導面對泵軸綫的傾斜角度，因此改變了活塞的行程，而送液量就取決於行程的大小。

二、軸向活塞泵的送液量和脈動度

採用的符號：

Q_0 ——泵每轉的理論送液量（毫升）；

Q_1 ——泵單位時間的理論送液量（毫升/秒）；

Q_o ——泵每轉的實際送液量（毫升）；

Q_{11} ——泵單位轉角的理論送液量（毫升）；

q_0 ——泵每轉時單個活塞的理論送液量（毫升）；

q_1 ——單位時間內單個活塞的理論送液量（毫升/秒）；

q_{11} ——單位轉角內單個活塞的理論送液量（毫升）；

d ——活塞的直徑（厘米）；

s ——活塞的行程（厘米）；

i ——泵的活塞數；

u ——活塞的速度（厘米/秒）。

泵每轉時單個活塞的理論送液量等於

$$q_0 = \frac{\pi d^3}{4} s. \quad (11)$$

泵每轉的理論送液量等於

$$Q_0 = i \frac{\pi d^3}{4} s. \quad (11a)$$

泵每轉的實際送液量等於

$$Q_o = i \frac{\pi d^3}{4} s \epsilon, \quad (12)$$

式中 ϵ ——容積效率。

但是轉動一周的過程中泵的送液量是不均勻的，瞬時送液量

不断地改变。当稳定运动时，泵送液量的周期波动称为泵的脉动。

无论脉动度，亦就是每转送液量的不均匀性，还是泵每转的脉动数都会影响丝的质量。相对脉动度 $\delta\%$ 按下式确定

$$\delta = \frac{Q_{1\text{最大}} - Q_{1\text{最小}}}{Q_{1\text{平均}}} 100\%, \quad (13)$$

式中 $Q_{1\text{最大}}$ 和 $Q_{1\text{最小}}$ ——泵的转子转动单位转角时，泵的最大和最小送液量；

$Q_{1\text{平均}}$ ——每转的平均体积送液量。

$Q_{1\text{平均}}$ 由下式求出

$$Q_{1\text{平均}} = \frac{Q_0}{2\pi}. \quad (14)$$

因为有时很难确定平均体积送液量，所以经常按对最大送液量的比值来确定脉动度

$$\delta = \frac{Q_{1\text{最大}} - Q_{1\text{最小}}}{Q_{1\text{最大}}} 100\%. \quad (15)$$

这种计算方法比较简单，但准确性较差。

如果不加以特别地说明，则以后的脉动度均按公式 (13)，即按平均体积送液量计算。因此，为了求脉动度，必须求出单位转角的送液量。为此又必须先求出单位时间内单个活塞的送液量。

$$q_i = \frac{\pi d^2}{4} u. \quad (16)$$

设 r (图4) 为零件14和9 (图3) 的导面与垂直于转子轴线的 GH 平面间的倾斜角 (图4)。显然活塞7 (图3) 球形头中心运动的平面 EF 与 GH 面组成同样的倾角。

活塞头中心的轨迹在 GH 面上的投影是半径为 r 的圆。从平面 GH 到活塞头中心的距离等于 z 。转子按箭头所示的方向转动。如果取 $z=0$ 为转动的起始位置，则此时 $t=0$ 。在 Δt 时间内活塞头中心在轴向移动的距离等于

$$z = x \operatorname{tg} \gamma = (r - r \cos \alpha) \operatorname{tg} \gamma = r(1 - \cos \alpha) \operatorname{tg} \gamma.$$

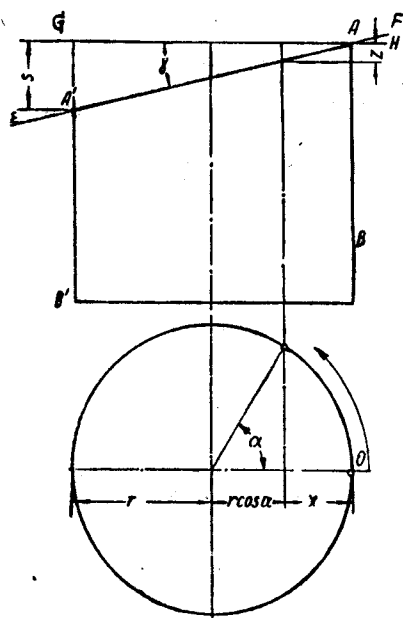


图 4 轴向活塞螺杆泵的活塞往复运动示意图

AB——活塞的位置

、 活塞上每一点，在相同的时间内，平行于轴线方向移动了同样的距离。活塞的速度为

$$u = \frac{dz}{dt} = \frac{d}{dt} [r(1 - \cos \alpha) \operatorname{tg} r],$$

式中 $r = \text{常数}$, $r = \text{常数}$,

因此

$$u = r \operatorname{tg} r \frac{d}{dt} (1 - \cos \alpha),$$

或者

$$u = r \operatorname{tg} r \sin \alpha \frac{d\alpha}{dt}.$$