

自动阀理論

压缩机教研室
石 华 鑫 編

西安交通大学

1964. 8



数据加载失败，请稍后重试！

* 自 动 閥 理 論 *

西安交通大学压缩机数研组

石 华 鑫 編



数据加载失败，请稍后重试！

第一章 緒論

第二章 气閥动力学

第一节 閥片运动曲綫与运动方程式

第二节 运动开始点

第三节 按活塞运动規律建立运动方程式

第四节 按气体压力变化規律建立运动方程式

第五节 閥片运动曲綫的繪制

第六节 推論

第七节 实测的升程曲綫

第八节 升程曲綫的索取裝置

第三章 气閥压力損失

第一节 概述

第二节 決定截面或計算截面

第三节 压力損失值的試驗确定

——静态試驗——

第四节 靜特性

第五节 动特性(一)——按連續方程式确

定压力損失曲綫方程式——

第六节 动特性(二)——按絕热流动确定

压力損失曲綫方程式——

第七节 損失功的計算(一)

——介析計算法——

第八节 損失功的計算(二)

——无因次功計算法——

第九节 按压力損失无因次曲綫決定气閥运动特征

第十节 压力損失值的試驗确定

——动态試驗——

第一章 緒論

工业中用来提高气体压力的最主要机器，历来都用活塞式压缩机。按照容积式压缩机工作原理进行提高气体压力的活塞式压缩机，进行工作的主要步骤即在独立的、与外界不相联系的工作容积中完成。但是，为了使低压力的气体有规律地进入工作容积，以及使提高压力后的气体及时离开工作容积，以便使脉动性的整个工作过程得以持续下去，颇专门的气流控制器件——气阀——的正确而合理的运转所完成。因此，活塞式压缩机是否能够提高气体压力，是否能够更合理地或更经济地进行工作，很大程度上依赖气阀的合理结构与完善运转。由此可见，对气阀的研究也就是改进活塞式压缩机工作的直接措施之一。

活塞式压缩机中，几乎很少例外地采用自动阀。所谓自动阀也者，其中作为主要控制器件的阀片，仅因它两侧气体压力间的差值而进行动作。因之，作为自动阀的结构特征，整个气阀可以被认为是一具独立的机器，它与压缩机之间并无机械的或运动的直接联系。亦即是说，自动阀的阀片，不同于一般机器中各运动机件那样作强制运动，而是作自由运动。当然，此项自由运动仍受到压缩机中与气阀本身中某些工况的影响。

基于自动阀的上述特征，一方面固然使气阀的结构与安装，具有很大的独立性，从而使活塞式压缩机的结构，不因气阀而受到过多的牵制。但另一方面也使气阀的工作情况复杂化，以致对气阀的研究发生较大的困难。

在活塞式压缩机存在的百餘年中，随着压缩机的发展，对气阀的研究也有不同的历程。可以说，很久以来，迄达最近二三十年为止，对气阀的研究还仅限于能否达到控制气流的作用问题。所以在气阀的结构形式上考虑得多一些。例如从自动阀与控制阀并用情况迅速地趋于祇采用自动阀，从单通道阀趋向于多通道阀，发展出各种形式的片形阀等等。基于这一系列的过程，目前习见的自动阀形式，在控制气流的作用上是极认为是基本满意的。

近一二十年来，由于自动閥的基本結構形式已經趨于一致，最多採用的是具圓盤形或環片形閥片的自動閥，故對活塞式壓縮機經濟性的進一步要求，迫使對氣閥的研究從結構形式的探討轉而進入更細緻的方向，亦即是如何使氣閥工作得更好，達到更高的要求。因此，氣閥研究中便出現了這樣的一些課題，例如，要達到更高的要求，氣閥的工作應該具有那些條件；氣閥中各零件的某些參數應該怎樣地相互配合，才能有令人滿意的工作；某些不太合理的情況，應該通過那些更改來改善等等。

事實上，由於活塞式壓縮機的一些發展，近年來又出現了新結構形式的氣閥。例如，Junkers 公司在自由活塞式壓縮機中所採用的碟閥，各種形式的條片閥，以及直流閥等，也使氣閥研究的對象增多，更難以獲得一般性通用的理論或相互間的簡單關係。

根據有關自動閥方面的文獻資料，也可以看出，祇在近年來方始對氣閥有較深入的理論性或實驗性的研究。

文獻中有關氣閥的最早資料，大致為 1922 年 m. W. Brienl 的著作。但是，這一著作的論述，迄今已很少提及。1932 年 E. Lanzendörfer 的著作，應該認為是比較有價值的最早資料。儘管其中有一些結論不久即被指出是錯誤的，但主要的結論是完全正確的，並為氣閥研究人士所沿用。

此後，一直到 1939 年，H. A. Доллежалъ 所發表的著作，是更系統地從理論方面深入探討自動閥的成果。

可以說，自 H. A. Доллежалъ 之後，自動閥方面的理論性研究工作才開始蓬勃發展起來。在他以後的二十餘年中，主要有下述的一些學者提供很多的研究成果，用俄、德、英、日等文字發表。他們是 R. Fuchs, E. Hoffmann, F. Schüler, M. Costagliola, М. И. Френкель, С. Е. Захаренко, Г. В. Карпов, Т. Ф. Кондратова, Н. М. Самсонов, П. А. Шенест, E. S. Bishop, H. Müller, F. Sechting, G. Lorentzen, H. Meier, A. Deminger, W. Christian, 大谷严等。

當然，這並不是說，近年來研究氣閥的祇限於上述的一些人士。

應該注意到。許多資本主义国家的工厂，多半从試驗研究与实际使用結果方面来研究气閥，改进气閥，使自动閥成为完善而可靠的机器。例如，享有世界盛誉的奥地利 Hoerbiger & Co.，其产品已达到很高的水準，但該公司对气閥方面的一些研究成果，就很少公开发表。A. Deminger 虽为該公司的总工程师，但所发表的文章中也祇涉及很浮浅的部份。

无论如何，从已发表的文章中，从自动閥实际产品的质量上，都可以确定，对自动閥的一些本质問題，是初步掌握了一些，但尚远未能达到我人的期望。

从目前所达到的水準，可以认为已能逐渐奠定自动閥理論的基础，但在这方面还尚待我人作更进一步的努力。

即使在已知的一些理論基础中，也尚未对自动閥的各个方面有深度相仿的認識。

活塞式压缩机中所适用的气閥，除应滿足工程技术上的一般要求外，必須滿足下述幾点基本要求。

这 些基本要求是

1. 气閥閉合时的气密性；
2. 閥片的启閉及时性与迅速性；
3. 气流通过气閥时的压力損失小；
4. 因气閥所引起的餘隙容积小；
5. 足够的使用期限。

上述的基本要求中，第1、4、5三项，多半通过必要的加工精确度，合宜材料的擇用，有关尺寸的相互配合，以及某些工艺过程的研究，达到一定程度的解决。当然，在这些方面仍有很大的研究餘地，但由于它們与一般机件的要求並無特殊的区别，故暫不属于本文的范围。

目前，不論通过試驗或实际应用的研究，或理論探討方面的研究，都针对上述第2、3两项基本要求进行。亦即是說，現阶段的自动閥理論，即在于探討有关閥片启閉及时性与迅速性，以及气流

通过气閥所产生的压力損失两方面。

必須注意到，閥片启閉及时性与迅速性的影响，不仅立即反映在活塞式压縮机的工况中，閥片的使用期限往往也因此項条件的长期受到破坏而致縮短。

可以很明显地看出，自动閥启閉及时性与迅速性的研究，即属閥片运动阶段或启閉阶段的研究。在此阶段中，气閥的作用相当于一个变截面的通流孔口，所研究的乃是截面的变化規律如何方能更完善地滿足压縮机的要求。因此，启閉及时性与迅速性的探討，必須从閥片的运动方程式出发。

按此，自动閥理論中属于气閥动力学的內容，即係解决启閉及时性与迅速性的科学。

气流通过气閥时压力損失的研究，即属閥片靜止阶段的研究。在此阶段中，气閥的作用相当于一个不变截面的通流孔口，所研究的乃是气流通过时的压力損失。

按此，自动閥理論中属于气閥損失的內容，即係研究气体压力損失的科学。

應該注意到，自动閥虽然結構簡單，且从机械結構上說来是独立的机器，但由于它的动作係导源于閥片兩側的气流压力差，因此，在自动閥的研究中，不能脫离活塞式压縮机工况特征的影响。所以，不論气閥动力学或气閥損失，都在一定的假設下进行研究。例如，关于压縮机中起主要动作的活塞，有时假設它是作等速运动的，有时假設它作变速运动，且为簡化計，运动規律作为單純的正弦曲綫变化，或两种不同圓周速度正弦曲綫变化規律的綜合。

至于压縮机中的工作介質，也常取两种不同的假設，有时作为密度不变的介質，即作为液体来研究，有时也作为密度随压力改变的介質，即作为气体来研究。

因此，即使祇就活塞运动規律与介質性質各不同假設的适当配合，也将得出各种接近相同的結論。但是，无論如何，这些結論仅能在一定程度上反映出自动閥在活塞式压縮机中的工作，而不能提

供更全面的、更通用性的介釋。

从現有的文献中也可以看出，对于自动閥工作的两个阶段——启閉阶段与靜止阶段——。各人的着重点，似也有所不同。

大致有下列的一些不同看法。

有人認為，气閥的启閉阶段是气閥能否正确工作的主要部份，启閉不正常，会严重地影响压缩机的工作，因此，研究自动閥的最主要課題是气閥动力学部份。至于气体通过气閥的压力損失，則認為是單純的幾何尺寸問題，是比較次要的。

有人認為，即使是最重要的启閉阶段中，閥片的开启阶段与关闭阶段也有所不同。一般說来，开启阶段是比較不重要些，可以简单对待，而閥片的关闭阶段，則一方面影响到压缩机的充气效率，另一方面也影响到气閥的寿命，是更重要一些。

也有人認為，启閉阶段往往佔气閥通流時間的較小部份，因之，閥片在这一阶段的工作，其影响較小，可以不必过份重視。至于气閥的靜止阶段，由于它影响到机器的功率損失，应该作为气閥研究的主要部份。

事实上，两个阶段都是同样重要的。为了更便于研究自动閥的工作，我人按照研究的具体方法，将閥片的运动区分为不同的阶段。这两个阶段还是互相影响的。

例如，启閉及时性与迅速性不良的气閥，将会影响到靜止阶段中具决定性作用的通流時間截面值，亦即是影响到充气效率与功率。

即使是相同的時間截面值，也会由于閥片启閉时的振动，使实际的時間截面值降低。

同样，从压力損失角度認為滿意的气閥，也決不同时認為启閉合度的。認為属于單純的幾何尺寸問題的靜止阶段，往往由于动力学的影响必須予以修正。

特別是近年来趋向于提高活塞式压缩机的轉数之后，气体的慣性問題更形突出，而启閉阶段所佔的相对時間也相应地有所增大，

更显出启闭阶段不能如过去那样不给予足够的重视。

除上述外，迄今对于自动阀的研究，大致可以遵循两条不同的途径进行。

一条途径是在一定的假设下，按照工程上已知的一些基本理论进行分析研究。当然，在研究中必须引用许多实验数据，然后通过实验验证其结论的可靠程度。这一条途径可简称为气阀的理论研究。

另一条途径是根据一定的实物或模型，在试验台或实际机器上作出必要的一些记录，然后按工程上已知的理论进行分析改进，再通过实验予以证实。这一条途径可简称为气阀的实验研究。

可以看出，不论是理论研究或实验研究，其区别仅在于开始时的根据，研究过程中是理论与实验同时引用，而最后则是通过实验予以验证。两种研究的目的，都是希望得到一些通用的结论，用以改善已有气阀的工作，或指导新气阀的设计。

按照目前气阀研究所存在的情况言，必须注意到，理论研究中由于采用很多的假设与简化，使所得的结论不太准确，且加之阀片在运动时所受到一些不可重复得到的额外影响，如积渣的胶着作用，导向器的摩擦作用，以及一切制造工艺上未能严格控制的因素，更增大理论研究结果与实际工作中的偏差。

因此，不少学者认为，按照理论研究的结论所设计的气阀，必须在实际机器中经过校正，方属可用。故气阀理论研究虽然可以得到一定的结论，但在实用上尚待进一步的探讨。

甚至有些学者认为，直接采用实验研究的方法，可以更迅速而准确地达到预期的目的。

可以设想，当自动阀理论有更进一步的发展后，两类研究方法是殊途同归，自动阀理论将对压缩机气阀工作本质的探讨与新气阀的设计，起很大的作用。

第二章 气阀动力学

第一节 閥片运动曲线与运动方程式

活塞式压缩机中的自动閥，工作得完善与否，其最终结果应当反映在相应气缸容积的指示图中。亦即是說，当指示图所显示的是最大的充气效率与最小的功率时，自动閥的工作始能称为完善。

但是，按照气缸容积的指示图来研究气阀各方面的影响，特别是閥片启闭阶段的影响，往往发生困难。因此，如能得出閥片的运动情况——运动曲线——，就能更方便而直接地予以分析，並作出必要的結論。可以說，閥片运动曲线是从理論上分析自动閥工作的一项步骤。正确工作的自动閥，始有可能在压缩机中保証完善的工作。

由于理論分析中採用了或多或少的不同假設，所得到的运动曲线儘管是正确的，但祇能认为有可能在压缩机中完善工作。反之，不是正确的运动曲线，显然决不会有完善工作的偶而性。因之，儘管理論分析目前尚不完善，尚具有多种多样的結論形式，但借运动曲线来初步断定自动閥的工作，还是极其重要的。

当然，经过我人的不断努力推导与补充，閥片运动曲线将必然成为表証自动閥工作完善性的一项标誌。

正常工作的气阀，閥片的理想运动曲线，当如图 2—1 所示。

图中，纵座标表示閥片的升程 h ，横座标表示压缩机主軸的轉角 α ，或由于一般恒假定主軸是作等速旋轉的，故横座标也可用以表示時間 t 。两标尺間的换算关系，已知为

$$\alpha = \omega \cdot t \quad (2-1)$$

运动曲线图採用 $h=f(t)$ 的函数关系，而不若一般压缩机气缸容积方面为活塞位移 S 的函数关系。大致有下列两项理由。

(一) 理論推导中，閥片运动 h 是時間 t 的直接函数，計算将比用位移 S 更为簡單而方便些。

(二) 活塞在止点处相应于某一轉角 α 或時間 t 的位移 S 特別小。

2-2 (云)

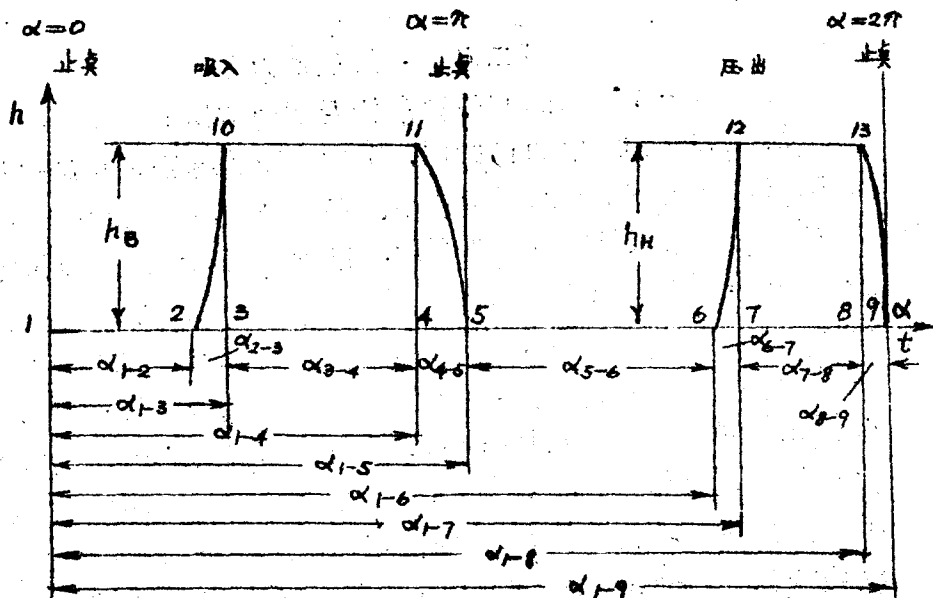


图 2-1 阀片运动曲线图

而阀片的关闭阶段恰又在止点附近，往往使运动关系的分析更为困难。

至于用时间 t 或转角 α 作横座标，是没有什么很大的关系。但是，用转角 α 时，可以在曲线上没有不同转数时的影响，有时也有利于相互的比较。

如图 2-1 中所示，阀片运动曲线由四部份组成，这四个部份组成阀片运动的四个阶段。其中

(一) 完全关闭阶段 在此阶段中，阀片紧贴在阀座上，气阀即作为阻断气流通路之用。相应的曲线段，就吸入阀言为 1-2，5-9，就压出阀言，则为 1-6。

(二) 开启阶段 在开启阶段时期，阀片由于两侧气流压力差的作用而进行动作。相应的曲线段，分别为 2-10 与 6-12。

(三) 完全开启阶段 在完全开启阶段时期，阀片係依赖气流的压力，克服弹簧力而紧贴在升程限制器上。相应的曲线段，分别为

10-11与12-13。

(四)关闭阶段 活塞在后半行程中，愈接近止点时，其速度也愈小，逐渐降低为零。主要由于活塞运动而引起的气体通过气阀时的速度，也随之减少到零。因此，作用在阀片上使阀片紧贴在升程限制器上的气流压力，也趋于减少。当气流压力降低到某一数值时，气阀弹簧力就会超过气流压力，从而阀片即因弹簧力的作用开始关闭，故气阀即进入关闭阶段。关闭阶段终止于阀片停止在阀座上。相应的曲线段，分别为11-5与13-9。

可以看出，阀片开始关闭的瞬间，决定于气阀弹簧被压缩——阀片在最大升程——时的弹簧力与气流压力的大小。当气流的流动情况不变时，增强弹簧力，就会使开始关闭点11或13提前，而减少弹簧力，就会使开始关闭点落后。

如以吸入阀为例，仍引用图2-1所用的符号，可以得到图2-2所示的关闭曲线。

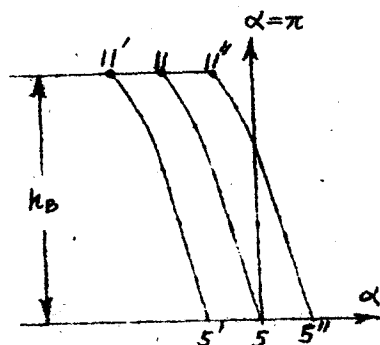


图2-2 吸入阀关闭曲线图

一般认为关闭阶段的结束时间，大致以活塞恰处于止点位置时最为适宜。此时，通过气阀的气流，恰在速度降低到零而有改变流动方向的趋势。按此，当关闭曲线的终止点5恰与止点位置重合时，即称为及时关闭的阀片。图2-2中的三条关闭曲线分别为及时、提早与延迟关闭的阀片。

曲线11-5	适当的弹簧力	阀片及时关闭
曲线11'-5'	过强的弹簧力	阀片提早关闭
曲线11''-5''	过弱的弹簧力	阀片延迟关闭

必须注意到，上面所指的弹簧力，并不是绝对值，而是相对于气流压力而言。

图 2-1 中的图形面积。即閥片运动曲线与横坐标所包围的面积 2-10-11-5-2 与 6-12-13-9-6。即称为气閥的时间截面积。利用时间截面积值可以确定通过气閥閥隙的气流平均速度。

影响时间截面积——气流平均速度——的因素。除了彈簧力外，运动质量的大小，閥片升程的高低，均有一定的影响。有时为讨论方便计，可以轉化为彈簧力的强弱加以讨论。

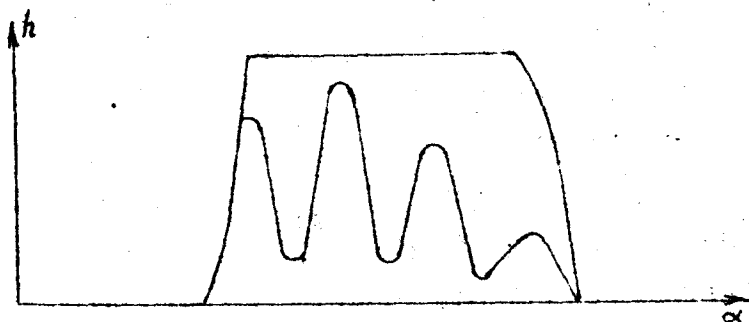


图 2-3 閥片振动图

当彈簧力过强时，閥片将不能达到升程限制器，亦即是气閥不能完全开启，此时，由于彈簧力与气流压力对于閥片的相互作用，閥片不但悬浮在閥座与升程限制器之間，且在其間作振动。如图 2-3 所示，閥片振动将大大地减少时间截面积值，增大气流平均速度。亦即是說，气閥阻力将大見增加。

理論上讨论形成閥片运动曲线或影响它的形状諸因素間的关系时，通常可由閥片的运动方程式开始。

如图 2-4 所示，作用在閥片上的力，可以区分为下列五类：

1. 运动质量の惯性力 K_m
2. 摩擦阻力 K_r
3. 彈簧力 K_f
4. 运动质量的重力 G
5. 气体作用力 K_g

若假定气閥閥片开启时的运动方向——图 2-4 中取向上的方向——为正值，則上述五力的作用方向当如图中所示。

对于一些並非垂直向上开启的閥片，运动质量的重力值 G 当取其轉化值

$$G = G' \cdot \cos \psi \quad (2-2)$$

代入。式中， $G' = m' \cdot g$ 为运动质量的重量，而角 ψ 則为閥片开启时的运动方向与向上垂直綫間的夹角。

可以看出，閥片从脱离閥座后的瞬时开始，到抵达升程限制器之前为止的运动过程中，不論处于任何中間位置，所有的力必然处于平衡状态。因之，可以写出下式

$$K_m + K_r + K_f + K_g + G = 0 \quad (2-3)$$

引入运动质量慣性力 K_m 的一般形式

$$K_m = m' \cdot \frac{d^2 h}{dt^2} \quad (2-4)$$

式中， m' 表示全部运动质量，亦即是閥片质量之外，尚包括部份的彈簧质量与緩冲片的质量。

摩擦力 K_r 的数值关係，很难肯定，且其值随时或随运动情况而異，因之摩擦力的影响，棄去不論。

應該注意到，作用在閥片上的力，除上述諸力外，尚有一些数值不稳定，且也难以表达的因素，如閥片的胶着影响等等，这些因素，也与摩擦力一样，在建立运动方程式中，无法顧及。因此，它們是理論研討閥片运动曲綫形状时与实际情况不能完全符合的一些主要影响因素。

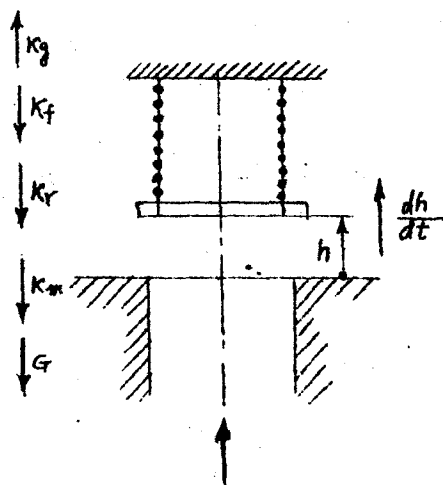


图 2-4 閥片上的作用力图

顧及力的作用方向，式(2-3)可写成基本的运动微分方程式

$$m \cdot \frac{d^2 h}{dt^2} + K_f + G \cdot \cos \psi = K_g \quad (2-5)$$

祇在已經建立彈簧力 K_f 与气体作用力 K_g 在不同升程 h 时的函数关系后，运动微分方程式始能获介。

作用在閥片上的彈簧，不論是单个的或組合的，祇要其綜合的彈力特性为直綫时，总可用下式表示其函数关系

$$K_f = C' (\delta + h) \quad (2-6)$$

式中 C' ——彈力常数，即升程改变单位长度时，彈簧力的改变值，公斤/米；

δ ——彈簧的預压紧量，即彈簧的自由长度与安装在气閥中于閥片完全閉合时长度的差值，米；

h ——升程值，自閥座上算起，米。

若属变剛性的彈簧时，彈力特性不再为直綫，而是某种形状的曲折綫或曲綫。此时，彈簧力 K_f 的函数关系趋于複杂化，但总可以用升程 h 的比較簡單的函数关系表示或近似地表示之。根据此项函数式的情况，将使微分方程式的求介可能发生困难，故通常採用这样的近似关系式，即以便于介式為準。

通常，即採用直綫的函数关系，即式 2-6 的形式。

不同升程值 h 时的气体作用力 K_g 的函数关系式，歷来自动閥研究人士有各种不同的假設。例如，С.Е.Захаренко 与

Г.В.Карпов 等人假定气体作用力是由气流流过閥片时的形状阻力与閥片兩側的压力差所組成。П.А.Мелест 則假定气体作用力是由于某一按假設气体压力变化而引起的閥片兩側压力差所引起。

G. Lorenzen 則假定除与閥片兩側压力差之外，尚与由实验确定的，与升程值 h 有关的作用力系数值 ϕ 有影响。

显然，基于气体作用力 K_g 的不同假設，特别是所用的不同函