

# 活塞式压缩机变工况及其计算程序

周 志 安

(化工系)

**摘要:** 本文在简述压缩机变工况计算基本方法的基础上, 探讨变工况计算程序中有关参数计算的数学模型, 并提供一个能适用于各种变工况的通用计算程序。

**关键词:** 变工况、复算系数、可压缩性系数。

每一台压缩机都是根据一定条件设计的, 按设计所规定的工作条件正常运转的工况称为设计工况或正常工况。如果由于某种原因, 使压缩机的实际工作条件偏离设计条件, 这种在偏离设计条件下运转的工况就称为变工况。一般地说, 我们不希望压缩机处于变工况下运转, 但是在实际生产中, 这种情况是经常遇到的。对于化工流程用压缩机, 变工况运转大致可归纳为两种类型: (1) 流程工艺参数改变, 反映在压缩机上主要是吸气压力、排气压力、吸气温度和气体成分变化; (2) 机器本身结构参数改变, 如扩大气缸直径、改变气缸余隙以及增加转速等, 这是对现有压缩机进行改造, 扩大生产能力的主要途径。

分析变工况的目的在于定性地了解工况变化可能产生的后果, 特别是对压缩机工作性能(可靠性和经济性)的影响。变工况计算, 则是定量地确定出压缩机在工况改变后的主要性能参数。根据这种计算, 一方面可以判明压缩机在变工况条件下工作是否仍然适用, 另一方面可以为合理改造现有压缩机提供理论依据。这对保证压缩机可靠安全工作, 以及挖掘机器潜力, 扩大现有压缩机的使用范围都具有重要的现实意义。

本文在简要介绍压缩机变工况计算基本方法的基础上, 探讨变工况计算程序中有关参数计算的数学模型, 并提供一个能适用于各种变工况的通用计算程序, 以减轻设计人员的繁重劳动, 实现压缩机的最优化设计。

## 1 变工况计算方法

变工况计算是确定压缩机在工况改变后的主要性能参数(排气温度、排气压力、功率、排气量等)。鉴于这些参数均与压力比有关, 都是压力比的函数, 因此只要找出压力比随工况变化的规律, 并求得工况变化后各级气缸的实际压力比, 那么, 其它性能参数就

本文1988年2月3日收到

比较容易确定。由此可见,变工况计算的关键是求出各级气缸的实际压力比或级间压力。级间压力常用逐次逼近复算系数法确定。文献〔1〕介绍的是一种基本计算方法,它是在假定各级泄漏系数 $\lambda_l$ 、压力系数 $\lambda_p$ 、温度系数 $\lambda_T$ 和凝析系数 $\mu\varphi$ 相等的条件下,根据各级排气量相等的原则,得出任意级(X级)的常数值 $C_x$ ,即:

$$C_x = \frac{P_{sx}}{P_{sI}} \frac{T_{sI}}{T_{sx}} \frac{\lambda_{vx}}{\mu_{ox}} \frac{Z_{sI}}{Z_{sx}} V_{bx} \quad (1)$$

式中  $\lambda_{vx}$ 、 $\mu_{ox}$ ——第X级的容积系数,抽气系数;  
 $T_{sI}$ 、 $T_{sx}$ ——第I级和第X级的名义吸气温度;  
 $P_{sI}$ 、 $P_{sx}$ ——第I级和第X级的名义吸气压力;  
 $Z_{sI}$ 、 $Z_{sx}$ ——第I级和第X级名义吸气状态下的可压缩性系数;  
 $V_{bx}$ ——第X级气缸的行程容积。

在稳定流动的情况下,各级的常数值 $C$ 应相等。各级常数 $C$ 采用逐次逼近复算法进行计算,每次复算时各级的吸气压力可按式确定:

$$\text{第1次复算} \quad P_{sx}^1 = P_{sI} \frac{V_{bI}}{V_{bx}} \quad (2)$$

$$\text{第n次复算} \quad P_{sx}^n = \frac{P_{sx}^{n-1}}{2} \left( 1 + \frac{C^{n-1}}{C_x^{n-1}} \right) \quad (3)$$

式中  $P_{sx}^1$ 、 $P_{sx}^{n-1}$ 、 $P_{sx}^n$ ——第1次、第n-1次和第n次复算时第X级的吸气压力;

$C_I^{n-1}$ 、 $C_x^{n-1}$ ——第n-1次复算时第I级和第X级的常数;

$V_{bI}$ 、 $V_{bx}$ ——第I级和第X级的行程容积。用(1)式逐次进行复算,若各级常数值 $C$ 相等或复算时各级常数值中的最大、最小值 $C_{max}$ 、 $C_{min}$ 满足下列精度要求,

$$B = \frac{C_{min}}{C_{max}} \geq 0.97 \sim 0.98 \quad (4)$$

则说明所取的各级间压力等参数是合理的,即可保持此新工况的稳定,否则需进行再次复算,直至B值满足复算精度要求。如果经多次复算仍达不到复算精度要求,就应改变有关级的缸径或余隙容积。各级间压力确定后,就可求得其它热力参数。显然,这种逐步逼近复算法是很繁琐的,特别是当级数较多,影响因素关系复杂时,用手算是十分困难的,但若用计算机运算就很容易了。

## 2 数学模型的建立

本文计算公式主要根据文献〔1〕。在利用这些公式进行变工况程序设计时, 往往涉及到某些气体物性参数或热力参数的计算, 而这些参数的计算, 以往均采用图表法求解。图表法虽然简单, 但不适用于计算机运算, 为此首先必须建立适于计算机运算的数学模型。另外, 为了简化计算程序, 对有些计算公式还需作相应的技术处理。

### 2.1 容积系数 $\lambda_v$

$$\lambda_v = 1 - \alpha \left[ \frac{Z_s}{Z_d} \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \quad (5)$$

式中可压缩性系数 $Z$ 的计算, 以往都是采用两参数法, 利用图表求解。为此必须建立计算可压缩性系数 $Z$ 的数学模型, 才能用计算机求解 $\lambda_v$ 。作者推荐采用以下两种方法求解 $Z$ 。

#### 2.1.1 Lee—Kesler法〔2〕

这种方法是在三参数对比态定律和通用的 $B \cdot W \cdot R$ 方程基础上提出的一种比较通用和精确的确定可压缩性系数 $Z$ 的方法, 其表达式为:

$$Z = Z^{(0)} + \frac{\omega}{\omega^{(r)}} (Z^{(r)} - Z^{(0)}) \quad (6)$$

式中 $Z^{(0)}$ ,  $Z^{(r)}$ 分别为简单流体及参考流体的可压缩性系数;  $\omega$ ,  $\omega^{(r)}$ 分别是被压缩流体及参考流体的偏正因子。  $Z^{(0)}$ ,  $Z^{(r)}$ 是按同一通用的 $B \cdot W \cdot R$ 方程求得, 即:

$$Z = \frac{P_r V_r}{T_r} = 1 + \frac{B}{V_r} + \frac{C}{\mu^2 r} + \frac{D}{V_r^2} + \frac{C_4}{T_r^3 V_r^2} \left( \beta + \frac{\gamma}{\mu^2 r} \right) \exp \left( -\frac{\gamma}{V_r^2} \right) \quad (7)$$

式中 $P_r$ 、 $V_r$ 、 $T_r$ 分别是对比压力, 对比比容、对比温度。  $B$ 、 $C$ 、 $D$ 、 $C_4$ 、 $\beta$ 、 $\gamma$ 分别为系数(见文献〔2〕)。上式不能直接求解, 需经过数学处理, 即将上式变换成

$$f(V_r) = 1 + \frac{B}{V_r} + \frac{C}{V_r^2} + \frac{D}{V_r^3} + \frac{C_4}{T_r^3 V_r^2} \left( \beta + \frac{\gamma}{V_r^2} \right) \exp \left( \frac{\gamma}{V_r^2} \right) - \frac{P_r V_r}{T_r} = 0 \quad (8)$$

然后用两分法(或迭代法)逼近以求出满足此方程式的近似解。利用(8)式求出 $V_r^{(0)}$ 和 $V_r^{(r)}$ 后即可求出 $Z^{(0)}$ 和 $Z^{(r)}$ , 再代入(6)式求得 $Z$ 值。上述Lee—Kesler方程(6)和(8)式, 利用计算机计算是很方便的。

### 2.1.2 回归分析法

这种方法是利用工程计算图表所提供的数据回归成相应的函数关系式来建立计算机运算所需的数学模型。这种方法的精确度比前一种差,但是一种比较实用的方法,特别是当找不到适当的理论计算公式来建立所需的数学模型时更具有实用价值。作者曾对多种常用气体的可压缩性系数图表进行了回归分析,并得到了相应的函数关系式,其结果是令人满意的。公式(9)就是作者对氮、氢气的可压缩性系数图表进行回归分析所得到的函数关系式(详见〔3〕),即:

$$Z = (1.00287 + 7.921071 \times 10^{-6} t) e^{(593.16 - 1.000781t) \times 10^{-11} P} \quad (9)$$

式中  $t$ ——气体温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  
 $p$ ——气体压力,  $\text{N}/\text{m}^2$

利用此式计算所得结果与图表法所得结果〔4〕极为接近(表1),因此用回归方程(9)来代替图表法求取氮、氢气的可压缩性系数是完全可行的。

表1 不同方法所得Z比较

P (N/m <sup>2</sup> )	20 × 10 <sup>5</sup>	50 × 10 <sup>5</sup>	80 × 10 <sup>5</sup>	126 × 10 <sup>5</sup>	321 × 10 <sup>5</sup>	500 × 10 <sup>5</sup>
t (°C)	25	40	100	151	139	200
按图表法查出的Z <sub>f</sub> 〔4〕	1.010	1.027	1.042	1.064	1.16	1.230
按本文公式(9)计算出的Z <sub>c</sub>	1.0145	0.9313	1.044	1.061	1.1615	1.2225
相对误差 $\left  \frac{Z_i - Z_c}{Z_i} \right  \times 100\%$	0.45%	0.42%	0.19%	0.28%	0.12%	0.6%

### 2.2 指示功率N<sub>i</sub>

$$N_i = \sum_{x=1}^n N_{ix} = 1.634 \sum_{x=1}^n P_{sx} V_{ix} \lambda_{vx} \frac{K_{TX}}{K_{TX} - 1} \left[ \left( \frac{P'_{dx}}{P'_{sx}} \right)^{\frac{K_{TX} - 1}{K_{TX}}} - 1 \right] \frac{Z_{sx} + Z_{dx}}{2 Z_{sx}} \quad (10)$$

式中各级气缸内实际进、排气压力  $P'_{sx}$ 、 $P'_{dx}$  以及各级实际气体的温度绝热指数的计算也都存在查用图表的问题。例如  $P'_{sx}$  和  $P'_{dx}$  的计算:

$$\left. \begin{aligned} P'_{sx} &= P_{sx} (1 - \delta_s) \\ P'_{dx} &= d_{dx} (1 + \delta_d) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

式中 $\delta_s$ 、 $\delta_d$ 分别为进、排气过程中的相对压力损失，以往都是根据图表〔1〕直接查出的，因此〔11〕式也不适用于计算机运算。为此，作者根据该图表所提供的数据归纳成便于计算机运算的数学模型，即：

$$\left. \begin{aligned} P'_{sx} &= P_{sx} - 0.045 P_{sx}^{0.75} \\ P'_{dx} &= P_{dx} + 0.105 P_{dx}^{0.75} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

对于目前工程计算中常用的实际混合气体的温度绝热指数 $K_T$ 的计算式〔1〕也不适用于计算机程序计算，故作者推荐用文献〔5〕介绍的A·M·罗信公式。考虑到在高压条件下的实际气体的 $K_T$ 值常与理想气体的 $K$ 值十分接近，为简化计算程序，也可直接采用理想混合气体的 $K$ 值计算式近似地计算，即：

$$\frac{1}{K-1} = \sum_{x=1}^n \frac{\gamma_x}{K_x-1} \quad (13)$$

式中  $K_x$ ——各组分气体的绝热指数；  
 $\gamma_x$ ——各组分气体的体积百分数

### 2.3 各级气缸行程容积 $V_{bx}$

在编制变工序计算程序时， $V_{bx}$ 可作为原始数据直接输入。为便于复算时调整 $C$ 值和进行方案比较，作者认为，各级 $V_{bx}$ 最好由各级气缸直径 $D_x$ 、转速 $n$ 、活塞行程 $S$ 、活塞杆直径 $d$ 以及同级气缸的数目 $i$ 算出。为简化计算程序，我们将常见的四种结构型式的 $V_{bx}$ 计算式归纳为两个式子：

$$\text{单作用气缸} \quad V_{bx} = \frac{\pi sni}{4} D_x^2 \quad (14)$$

$$\text{双作用气缸} \quad V_{bx} = \frac{\pi sni}{2} \left( D_x^2 - \frac{d^2 + d_1^2}{2} \right) \quad (15)$$

对于活塞杆不贯穿的双作用缸， $d_1$ 赋零（ $d_1$ 为贯穿活塞杆直径）；对于级差式双作用缸， $d_1 = D_a$ ， $D_a$ 为相邻气缸直径。

### 2.4 各列活塞力 $P$

$$\left. \begin{aligned} P_z &= \sum P'_{dx} F_{zx} - \sum P'_{sx} F_{gx} \\ P_g &= \sum P'_{sx} F_{zx} - \sum P'_{dx} F_{gx} \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

式中  $P'_{sx}$ 、 $P'_{dx}$ ——同列缸内各级实际吸、排气压力；  
 $F_{zx}$ 、 $F_{gx}$ ——同列缸内各对应级的轴侧、盖侧活塞工作面积；  
 $P_z$ 、 $P_g$ ——该列向轴、向盖行程中的最大活塞力。

为便于计算各列活塞力，在编制程序时，我们规定，对于每一封闭容积都作为一个气缸，

这样双作用活塞每端应各作为一个气缸，平衡缸也作为一个气缸，各缸赋予一个编号，每列从轴侧开始编号，依次为 1、2、3……。平衡缸的级数填零。

### 3 计算框图及程序

计算框图如图 1 所示，它由一个主程序和 5 个子程序组成。主程序为变工况计算基本程序，用于计算各级常数  $C$ 、判别复算精度  $B$  以及核算主要性能参数 ( $N_i$ 、 $P$ 、 $\bar{V}d$  等)。第 1 个子程序用于计算绝热指数  $K$ ；第 2 个子程序用于计算各级缸行程容积  $V_i$ ；第 3 个子程序用于计算可压缩性系数  $Z$ ；第 4 个子程序用于比较各级常数  $C$  值，以找出  $C_{max}$  和  $C_{min}$ ；第 5 个子程序用于计算並圆整气缸直径  $D$ 。

图中  $A_1$ 、 $A_2$ 、 $A_3$ 、 $A_4$  分些为整机段数，规定的复算次数，按理想气体计算的级数以及整机的列数。框图中其它符号的意义同文献〔1〕，不另说明。根据计算框图，作者用 BASiC 语言编制了活塞式压缩机变工况通用计算程序（略，详见〔6〕）。该程序适用于各种气体，各种结构型式的多列多段多级活塞式压缩机在气体成分、中间抽气量、进、排气压力、气缸直径、转速、气缸余隙等参数改变的情况下的变工计算。使用本程序时，若经多次复算仍达不到复算精度要求，本程序能自动改变行程容积、计算並圆整缸径，直至达到复算精度要求。本程序还可以通过改变输入数据，进行多种方案比较，以实现压缩机的最优化设计。

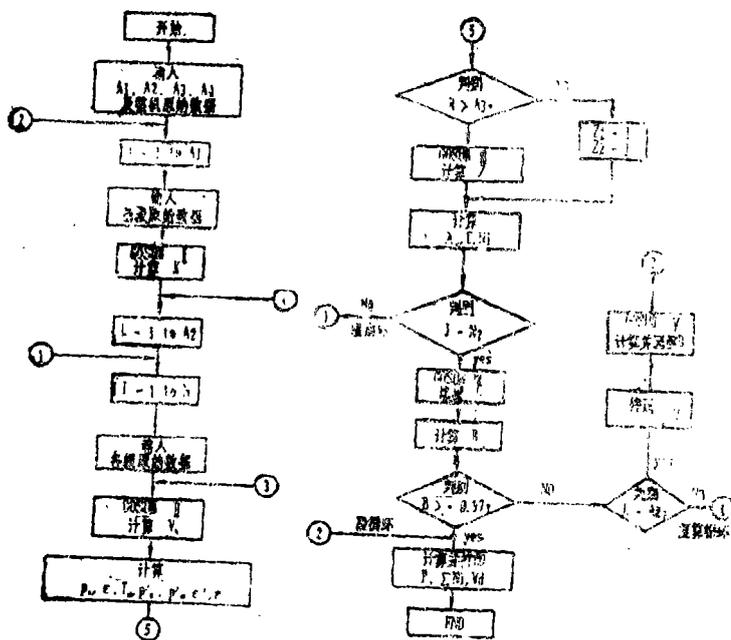


图 1 计算框图

## 4 计算实例及结果分析

利用本程序,对一台化肥厂用4 M22—165/320型氮氢气压缩机进行了实际计算。该机为四列六级对称平衡型,按工艺流程要求分为两段。其主要技术参数为:排气量 $V_d=165\text{m}^3/\text{min}$ 、吸气压力 $P_s=1.02\text{kgf}/\text{cm}^2(1.02\times 10^5\text{N}/\text{m}^2)$ 、排气压力 $P_d=321\text{kgf}/\text{cm}^2(321\times 10^5\text{N}/\text{m}^2)$ 、吸气温度 $t_s=38^\circ\text{C}$ 、活塞行程 $S=36\text{cm}$ 、转速 $n=375\text{rpm}$ 。其它设计工况下的热力参数详见文献〔1〕。现因工艺流程改革,其参数发生变化,如仍采用原机,试对该机进行变工况计算。该机参数的变化情况如下:(1)各段气体组分(表2)。(2)各段中间抽气量:第二段气量为第一段气量的67%;第三段气量为第一段气量的63%。(3)各段吸、排气压力(绝压):第一段采用三级压缩,其名义吸、排气压力分别为 $1.05\text{kgf}/\text{cm}^2(1.05\times 10^5\text{N}/\text{m}^2)$ 和 $19\text{kgf}/\text{cm}^2(19\times 10^5\text{N}/\text{m}^2)$ ;第二段采用二级压缩,其名义吸、排气压力分别为 $18\text{kgf}/\text{cm}^2(18\times 10^5\text{N}/\text{m}^2)$ 和 $126\text{kg}/\text{cm}^2(126\times 10^5\text{N}/\text{m}^2)$ ;第三段采用一级压缩,其名义吸、排气压力分别为 $124\text{kgf}/\text{cm}^2(124\times 10^5\text{N}/\text{m}^2)$ 和 $321\text{kgf}/\text{cm}^2(321\times 10^5\text{N}/\text{m}^2)$ 。(4)各段吸气温度的,第一段为 $40^\circ\text{C}$ ;第二段为 $35^\circ\text{C}$ ;第三段为 $35^\circ\text{C}$ 。

表2 各段气体组分(%)

组分	H <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub> +Ar	O <sub>2</sub>
第一段	50.60	2.00	30.15	16.80	0.38	0.07
第二段	71.35	2.60	1.55	23.75	0.45	0.10
第三段	74.66			24.84	0.50	

现将用本程序对该机进行计算的结果列入表3。为了便于分析比较,将文献〔1〕手算法所得结果也列入同一表中。

通过对表3所列计算结果进行对比分析,可得出以下几点结论:

4.1 用本文提供的变工况通用计算程序计算所得结果与文献〔1〕手算法所得结果极为接近,个别参数值稍有误差也只是因为气缸直径圆整取值不同而造成的。因此,用本程序代替文献〔1〕中的手算法进行活塞式压缩机变工况计算是完全可行的,它能大大提高运算速度和精度。当输入数据后,经5~10分钟运算即可打印出所需结果。

4.2 本程序通用性较好,它不仅能适用于目前化工流程用压缩机所遇到的各种变工况计算,而且还可以通过改变输入数据进行多种方案比较,以获得改造现有机器的最佳方案。

本文压力单位换算取  $1\text{kgf}/\text{cm}^2=10^5\text{N}/\text{m}^2$

表3 计算结果比较

段级	参数	单位	第一段				第二段				第三段						
			I		II		III		IV		V		VI				
P	kgf	内止点 20231.28	外止点 20240	本文结果 20442.77	[1]结果 20250	内止点 20442.77	外止点 20250	本文结果 20442.77	[1]结果 20250	内止点 20442.77	外止点 20250	本文结果 20356.22	[1]结果 20490	内止点 20356.22	外止点 20490	本文结果 -21747.5	[1]结果 -21810
Vd	cm <sup>3</sup> /min	文献 [1] 结果															
		164.7949															
		165															

• 为方便与文献[1]结果比较,本表中单位采用工程单位。

## 参 考 文 献

- [1] “活塞式压缩机设计编写组”编:《活塞式压缩机设计》,机械工业出版社,1974
- [2] B. J. Lee and M. G. Kesler:《AGeneralized Thermo—dynamics Correlation based on three—Parameter Corresponding States》A. I. Ch. E. No3. 1975
- [3] 周志安:《流体物性参数图表的回归分析》风机技术,1988年第2期
- [4] 郁永章编:《活塞式压缩机》,机械工业出版社,1983
- [5] M. N. ФРЕНКЕЛЬ:《ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ》,1960
- [6] 郑州工学院化机教研室编:《活塞式压缩机变工况计算程序》,1985

## OFF-DESIGN BEHAVIOUR AND CALCULATING PROGRAM OF RECIPROCATING COMPRESSOR

Zhou Zhian

( Chemical Engineering Department )

**Abstract** This Paper discusses the mathematical model of related parameter calculation in off—design behaviour calculating Program and Provides a general calculating Program applied to various off—design behaviour on the basis of compendious introducing reciprocating compressor off—design behaviour calculating method.

**keywords:** off—design behaviour, recalculating coefficient, compressible coefficient.