



〔苏〕Б.К.巴留克A.E.波什科著

高速柴油机配气机构的 工作可靠性

5531
11-2



中国农业机械出版社

高速柴油机配气机构的 工作可靠性

〔苏〕 БлКл 巴留克 АлЕл 波什科 著
朱仙鼎 李炳泉 王佩鑫 译

中国农业机械出版社

本书介绍了对高速柴油机配气机构的工作可靠性进行理论和试验研究的成果；综合分析了各种结构参数和工艺、运行等方面的因素对配气机构工作可靠性的影响；推荐了保证配气机构可靠性的有实用价值的资料。

本书可供内燃机科研部门、设计制造和使用修理单位的科技人员阅读，也可供大专院校有关专业的师生参考。

**Надежность механизмов газораспределения
быстроходных дизелей**

Б. К. Балюк А. Е. Божко
МОСКВА 《Машиностроение》 1979

• • •

高速柴油机配气机构的工作可靠性

〔苏〕 Б. К. 巴留克 А. Е. 波什科 著
朱仙鼎 李炳泉 王佩鑫 译
何学良 校

•

中国农业机械出版社出版
北京市海淀区阜成路东钓鱼台乙七号
中国农业机械出版社印刷厂印刷
新华书店北京发行所发行
新华书店经售

•

787×1092 $1/32$ 开 5 $1/8$ 印张 110 千字
1985 年 1 月北京第一版 • 1985 年 1 月北京第一次印刷
印数：0,001—4,100 定价：0.87 元
统一书号：15216·202

前 言

现代高速内燃机结构的发展趋势和特点，完全取决于人们对装用内燃机的汽车、拖拉机及联合收割机等工作机械的要求。这些要求最后可以归纳为：在最低的制造成本和维修费用下，保证它们有最大的生产效率。

苏联内燃机制造业目前的特点是产量高速度增加，这是由于生产专业化和高度自动化的结果。近年来，产品的质量也得到了很大提高，用新结构的内燃机取代了陈旧的品种，它们的特点是重量轻及强化程度更高（例如ЯМЗ、СМД等机型）。改善内燃机结构及其工作过程，提高制造质量和高速性能，采用更耐磨、强度更好的材料，这些强化措施是苏联内燃机今后发展的主要方向。

然而，强化程度的提高会影响内燃机的可靠性，因此为了保证可靠性，必须提高主要零件和主要摩擦副的强度和耐磨性。这个任务只有在深入地研究这些主要零件的负荷、所用材料的实际特性等等之后，才能顺利地完

生产中完全成熟的内燃机，其可靠性应当仅由主要摩擦副零件的自然磨损决定，在由主要摩擦副决定的内燃机寿命极限范围内，不应该发生零件的损坏。

航空、汽车及拖拉机内燃机多年生产及使用的经验表明，内燃机是否能连续工作，在很大程度上取决于配气机构工作的可靠性。气门弹簧的损坏、气门断裂、气门弹簧锁夹脱落、气门座磨损、凸轮及挺柱工作表面磨损、推杆的残余弯曲变形等等，都是内燃机工作中经常碰到的故障，它们在很大程度上限制了总的可靠性水平。在内燃机调试阶段，试验

样机上配气机构方面的故障特别多。这是因为现行教科书和文献中所叙述的设计计算方法,已经过时。这些方法往往没有考虑到结构、工艺及运行因素对配气机构工作可靠性的影响。

在期刊文献中推荐了许多文章,介绍了这台或那台发动机配气机构各零件的研究结果。但是在大多数情况下,一种发动机上的现有研究结果,不能直接应用到其它发动机上去。此外,配气机构各个零件的研究工作是与其他零件孤立开来进行的。因此,配气机构工作可靠性的各种不同的问题,其研究深度及完善程度各不相同,所有这一切使处于设计及试验改进阶段的强化发动机,要综合达到配气机构十分可靠的结构,就更加困难了。

在本书中介绍了作者所做试验的主要成果,也收集及综合了近年来其他作者研究工作的结果。

目 录

前言

第一章 内燃机配气机构可靠性的评价.....1

§ 1 配气机构的结构特点.....1

§ 2 可靠性指标的选择.....3

§ 3 利用运行资料来评价可靠性指标的特点.....14

§ 4 配气机构及其零件的可靠性水平.....18

第二章 配气机构动力学.....27

§ 5 概述.....27

§ 6 动力学模型的选择及计算方程的结论.....28

§ 7 传动机构的自振频率对气门位移规律的影响.....47

§ 8 传动机构的弹性振动随发动机高速性的关系.....52

§ 9 配气机构振动的阻尼.....55

§ 10 凸轮廓线形状的影响.....56

§ 11 配气机构中的实际调整间隙及其对传动机构
弹性振动的影响.....64

§ 12 气门弹簧特性对传动机构振动的影响.....68

§ 13 气体作用力对气门运动的影响.....70

§ 14 气门落座速度的确定.....71

§ 15 配气机构各构件中的动力载荷.....76

§ 16 配气机构动力特性的评价准则.....80

§ 17 保证配气机构动力性能的方法.....84

§ 18 配气机构动力特性的试验研究方法.....85

第三章 配气机构主要部件的强度.....88

§ 19 概述.....88

§ 20 在使用中气门损坏情况的分析.....88

§ 21 气门杆端部锁夹凹槽处强度的试验研究.....92

§ 22	气门杆端部锁夹凹槽处的应力计算.....	95
§ 23	气门杆端部锁夹凹槽处的强化.....	97
§ 24	气门杆与导管之间的间隙选择.....	98
§ 25	气缸盖气门座锥面偏差值对气门强度的影响.....	102
§ 26	采用热挤压加工法提高气门的疲劳强度.....	108
§ 27	气门头刚度的研究.....	111
§ 28	提高气门弹簧的疲劳强度.....	125
§ 29	评价气门弹簧动载荷的精确方法.....	132
§ 30	降低气门弹簧中的动应力.....	137
第四章	气门机构主要摩擦副的耐磨性.....	142
§ 31	摩擦副耐磨性的分析.....	142
§ 32	提高气门与缸盖气门座摩擦副的寿命.....	145
§ 33	提高气门杆与气门导管摩擦副的耐磨性.....	151
参考文献.....		154

第一章 内燃机配气机构可靠性的评价

§1 配气机构的结构特点

配气机构的作用是控制发动机的换气过程，即控制可燃混合气或空气进入气缸和废气排出气缸的过程。因此配气机构的结构布置和基本参数，应保证发动机在所有的转速和负荷工况下，均能可靠地工作。在配气机构的工作过程中，它承受着极大的交变和冲击载荷，其中某些零件还承受着高温的作用。因此对配气机构可靠性的要求是基本要求之一。

通常，现代拖拉机和联合收割机的发动机采用气门式配气机构，它们与其他形式的配气机构相比，其优点是能保证气缸得到可靠的密封。为了获得有关拖拉机和联合收割机发动机配气机构各种结构布置优缺点的基本概念，应该分析在高速活塞式发动机上广泛应用的配气机构的各种传动方案。

按照结构特点可将配气机构分为侧置（下置）式和顶置式气门结构。侧置（下置）式气门布置（图1, a）能保证发动机具有最小的外形尺寸、制造简便、造价低廉，但不能获得满意的工作过程参数（如压缩比和充量系数等）。顶置式气门的配气机构，则不存在上述这些缺点。

如果气门直接由配气凸轮轴驱动（图1, б），那么传动机构可大大简化，但在这种情况下，将在气门杆和气门导管上产生一个附加的侧向力，会使它们的配合表面产生剧烈的磨损。这一缺点可以采用摇臂（图1, в）或杠杆（图1, г）来消除。但是所有用顶置凸轮轴驱动的顶置气门结构，由于凸轮轴在气缸盖上，距离曲轴较远，从曲轴到凸轮轴的传动机

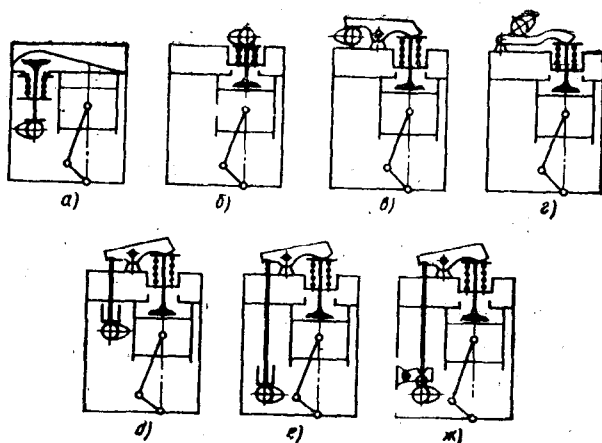


图1 高速发动机配气机构应用最广泛的传动系统简图

构复杂，并使可靠性降低。此外，采用顶置凸轮轴的结构形式时，必须采用整体式气缸盖，这在技术上并非总是合理的，特别是缸数较多的发动机尤其如此。

如果将配气凸轮轴布置在发动机机体内（图1，д~ж），上述顶置气门结构的缺点就能消除。将配气凸轮轴布置在发动机机体的下部（图1，е、ж）能获得最好的结果。现在，这种配气机构的布置方案，已成为典型结构，并为大多数高速发动机所采用。配气机构（图2）的配气凸轮轴1安装在机体内的滑动轴承之中，它推动平面挺柱2在机体内的挺柱孔中移动。由挺柱通过推杆3推动双肩摇臂4，使摇臂在摇臂轴5上摆动。摇臂轴紧固在摇臂座6上。摇臂的另一端作用在气门7上，使气门在压入缸盖中的气门导管10内滑动，气门的关闭借助于外弹簧10和内弹簧11，弹簧用锁夹8和弹簧座9固定。在摇臂和气门端部之间的热态间隙是靠拧在摇臂短

臂处的螺钉来调整的。

配气机构常采用滚轮式挺柱（图1, α ）和平面式挺柱（图1, e ）。

因采用下置凸轮轴的顶置气门结构应用最广泛，所以我们只研究这类机构。应该指出，这类机构具有一系列明显的优点，但亦存在一些缺点。由于从配气凸轮到气门之间的运动链很长，所以大大降低了传动机构的刚性，并大大增加了往复运动件的质量，这些质量在机构中又产生了附加的动载荷。但是，如能正确地选择配气机构各环节的基本结构参数，可使附加动载荷减至最小程度。

配气机构的可靠性首先取决于机构的动力性能、主要组件的强度和摩擦副的耐磨性。

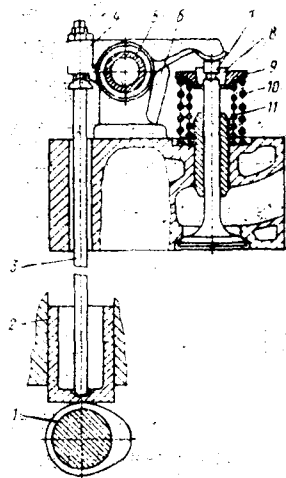


图2 顶置气门式配气机构

为了找出大多数配气机构典型的最薄弱环节，以及能判断其工作能力，应该对应用最广泛的现代发动机配气机构的运行可靠性作出定量评价。为此，必须正确地选择可靠性的主要指标，以利于评价配气机构的可靠性水平。

§2 可靠性指标的选择

配气机构是由许多零件组成的，或者用可靠性理论中的术语来说，是由许多元件组成的。这就使得评价整个配气机构可靠性的工作，归结于对各个元件可靠性的评价。

考虑到各元件之间相互作用的关系，我们研究两种可能出现的情况：1) 因个别元件的损坏而立即引起整个机构的故障，这样的关系称为串联的关系。2) 因个别元件的损坏仅使其工作的功能变坏，虽然最终也会不可避免地进一步发展成为真正的故障，这样的关系称为并联关系。在配气机构中没有备用零件，所以系统中若有一个零件损坏，就会引起整个机构产生故障。因而从分析配气机构可靠性的观点出发，其机构各元件之间的关系，应该认为是串联关系。为了使整个机构能无故障地工作，处于串联关系的所有元件都必须无故障地工作，也就是要符合如下关系式：

$$R = \sum_{i=1}^n R_i \quad (1)$$

式中 R 和 R_i ——整个机构和第 i 个元件无故障工作的随机事件；

n ——机构中的元件数量。

分析各种发动机在运行中配气机构故障出现的原因，并将观察的结果进行统计性归纳，就能证明元件无故障的工作期 t 可作为具有统计的稳态分布特征的随机值 T 来表示。由试验证实，稳态分布的统计规律可用下述近似公式表示：

$$\bar{q}(t) \approx F(t) = 1 - R(t) \quad (2)$$

式中 $\bar{q}(t)$ ——在 $[0, t]$ 时间间隔范围内出现故障的平均频率；

$F(t)$ ——在 $[0, t]$ 时间间隔范围内出现故障的概率；

$R(t)$ ——在 $[0, t]$ 时间间隔范围内无故障工作的概率。

随着可用来确定 $\bar{q}(t)$ 值的统计数据的增加，方程式 (2) 的精度将不断提高。

在计算函数 $F(t)$ 和 $R(t)$ 时, 可运用无故障工作期分布的概率密度:

$$f(t) = \frac{dF(t)}{dt} = -\frac{dR(t)}{dt}$$

此处 $F(t) = \int_0^t f(x)dx$

$$R(t) = \int_t^\infty f(x)dx$$

故障密集度是表征无故障工作期分布形态的参数:

$$\lambda(t) = \frac{1}{R(t)} \frac{dF(t)}{dt}$$

或者在考虑到式(2)后, 可得到,

$$\lambda(t) = -\frac{d}{dt} \ln R(t)$$

积分后得:

$$R(t) = \exp \left[-\int_0^t \lambda(x)dx \right] \quad (3)$$

有时为了评定可靠性, 不必要确定无故障工作期的分布规律, 而只需局限于确定“点估计”就足够了。可利用无故障工作的平均时间值 T 作为这种估计, 它和前述的参数有如下关系:

$$T = \int_0^\infty tf(t)dt = \int_0^\infty R(t)dt \quad (4)$$

实际上经常遇到的一些可靠性指标, 是根据运行试验的结果利用统计规律来确定的, 它们应分别按零件能否修复来考虑。对于发动机的配气机构, 就整个机构来说是给以修复的, 但它的各个零件是不进行修复的。这是因为在大多数的情况下, 高速发动机的零件都是成批生产的, 因此修复配气机构的各个简单零件, 从经济观点来看是不合理的。

对于不进行修复的零件（配气机构的零件），经常使用下列按统计数据来评定的指标：

故障频率——在时间间隔 Δt_i 范围内的故障频率，即在单位时间内相对于投入试验的 N 个零件的故障次数。

$$f = \frac{\Delta n_i}{N \Delta t_i}$$

式中 Δn_i ——在时间间隔 Δt_i 范围内所记录的故障次数。

故障密集度——试验前完好的 $N(t)$ 个零件，在试验时间间隔 Δt_i 内发生的故障次数。

$$\lambda_i = \frac{\Delta n_i}{N(t) \Delta t_i} = \frac{\Delta n_i}{[N - n(t)] \Delta t_i}$$

式中 $n(t) = \sum_{i=1}^t \Delta n_i$ ——在时间 t 到达 t_i 时的故障总数；

N ——投入试验的零件数量。

由于在每个时间间隔范围内完好零件的数量逐渐减少，所以在投入试验的零件数目相同的情况下，故障频率曲线 $f(t)$ 总要比故障密集度曲线 $\lambda(t)$ 低一些。在 t 的开始阶段，这两个指标的差别不大。

无故障工作的概率——在运行期间 τ 内无故障工作的概率，可近似地利用到达运行终点 τ 时仍具有工作能力的零件数量 $N(\tau)$ 和投入试验的零件数量 N 的比值来表示

$$R(\tau) \approx N(\tau)/N = [N - n(\tau)]/N$$

运行时间 τ 不同于 t ，它是到时刻 t 为止的总时间。

嘎玛百分比寿命 t_γ ——零件工作到无故障概率等于给定值 γ 时的工作时间。可由下述方法求得 γ 百分比寿命：给定

值 $R(\tau_\gamma)=\gamma$ ，并已知关系 $R(\tau)$ ，从方程式 $R(\tau_\gamma)=\gamma/100$ 就可求得 τ_γ ，即在此期间内不少于 $\gamma\%$ 的部分零件仍具有工作能力。对于发动机的主要零件取 $\gamma=80\%$ 〔15〕。

到发生故障前的平均工作时间为

$$T = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N t_i \quad (5)$$

式中 t_i ——第 i 个零件的故障前工作时间；

N ——投入试验的零件数量。

应该指出，对于配气机构来说，零件故障前的平均工作时间也就是指它们的寿命。

为了评价整个配气机构的可靠性，如同评价能修复的零件的可靠性一样，可利用下列指标。

故障通量的参数 $\omega(t)$ ——在所研究的时间范围内，单位时间内的平均故障数。

$$\omega(t) \approx \Delta n_i / N \Delta t$$

式中 $\Delta n_i = \sum_{i=1}^N n_i(t + \Delta t) - \sum_{i=1}^N n_i(t)$ ——在时间间隔 Δt 内所

有 N 个零件的故障总数。

故障前的平均工作时间 T ，或者无故障工作的平均时间（在两个相邻故障间的平均时间），可由（5）式确定，此处 N 不是指投入试验的零件总数，而是记录到故障的零件数。

准备系数

$$k_r = \frac{\sum T}{\sum T + \sum T_s}$$

式中 $\sum T$ ——在所研究的时间间隔内，零件总的工作时间；

ΣT_s ——在试验过程中为寻找和排除故障所花费的总时间。

分析许多汽车拖拉机发动机的使用结果〔1〕表明，在工作时间2000~2500小时的范围内，仅出现突然发生的故障，而没有出现渐变（因磨损引起的）故障。所以在这个工作时间的范围内，配气机构的可靠性完全由无故障性和修后可用性来表征。在发动机的工作时间间隔更长时，就以耐久性好坏来考虑。

在一般情况下，仅发生突然故障时，无故障工作期的分布规律可近似地用双参数韦伯定律〔1〕来表示。对此，无故障工作的分布密度和概率可用下列式子表示

$$f(t) = \frac{m}{t_0} \left(\frac{t}{t_0} \right)^{m-1} \exp \left[- \left(\frac{t}{t_0} \right)^m \right]$$

$$R(t) = \exp \left[- \left(\frac{t}{t_0} \right)^m \right] \quad (6)$$

式中 t_0 和 m ——分别为分布曲线的比例和形状参数。

对于韦伯定律，故障前的平均工作时间 T 和均方差 σ 可由下式确定〔15〕。

$$T = t_0 \Gamma \left(1 + \frac{1}{m} \right)$$

$$\sigma = t_0 \sqrt{\Gamma \left(1 + \frac{2}{m} \right) - \Gamma^2 \left(1 + \frac{1}{m} \right)}$$

式中 $\Gamma(x) = \int_0^\infty e^{-z} z^{x-1} dz$ ——被制成表格的自变量 x 的完全

Γ 函数。

变分系数

$$\gamma = \frac{\sigma}{T} = \frac{\sqrt{r\left(1 + \frac{2}{m}\right) - r^2\left(1 + \frac{1}{m}\right)}}{r\left(1 + \frac{1}{m}\right)} \quad (7)$$

为了找出韦伯分布参数 t_0 和 m , 必须建立无故障工作期的经验分布规律。为此首先根据著名的格雷勃斯准则〔15〕, 在选择无故障工作期 t_i 的随机值时, 应舍弃偏离太大的数值。此准则的实质在于它是根据已有的统计数据, 舍弃偏离量太大的数值 t_i' , 按下列公式预先算出算术平均值 $\bar{t}$ 和均方差 S :

$$\bar{t} = \frac{1}{N'} \sum_{i=1}^{N'} t_i$$

$$S = \frac{1}{N' - 1} \sum_{i=1}^{N'} (t_i - \bar{t})^2$$

式中 N' ——舍弃偏离太大的数值以后的剩余数量。

然后找出无量纲值 $\eta = 1/S(t_i' - \bar{t})$ 。

接着给定置信概率 β (也就是概率 $1 - \beta$, 它是将偏离太大的数值舍弃后得到的)。按表格由抽样量及 β 值就可以找到 η' 值。假如 $\eta' \leq \eta$, 则将 t_i 值舍弃, 在相反的情况下则将其保留。一般将 β 值取为0.01。

为制作无故障工作期分布规律的图表——直方图。应将一系列未经整理的随机值变成按大小排列的数列, 即组成递增的数列。上述按大小排列的数列的差值范围 $(t_{\max} - t_{\min})$, 将它分成 k 组区间, 而 k 值可根据公式 $k = 1 + 3.3 \lg N'$ 初步确定。

所得之数值 k 应圆整成与它接近的整数。然后依次研究所有的 t_i , 并确定它们属于哪一个区间。处于第 j 个区间内的总数 n_j , 被称为频率, 属于初始数据总数量 N' 的频率, 被称

为频率数 W_j 。

$$W_j = n_j / N'$$

显然, $\sum_{j=1}^k W_j = 1$

在第 j 个区间内的随机值的经验分布函数值为:

$$F_j^* = \sum_{i=1}^j W_i$$

通常, 用最小二乘法将韦伯定律记入直方图中。根据此法有:

$$a = \frac{\sum_{j=1}^k x_j^2 \sum_{j=1}^k y_j - \sum_{j=1}^k x_j \sum_{j=1}^k x_j y_j}{k \sum_{j=1}^k x_j^2 - \left(\sum_{j=1}^k x_j \right)^2}$$

$$b = \frac{k \sum_{j=1}^k x_j y_j - \sum_{j=1}^k x_j \sum_{j=1}^k y_j}{k \sum_{j=1}^k x_j^2 - \left(\sum_{j=1}^k x_j \right)^2}$$

式中 $x_j = \ln t_j$;

$$y_j = \ln \ln \frac{1}{1 - F_j^*};$$

t_j ——直方图中第 j 个区间的平均值;

k ——区间数

由公式 $m = b$ 和 $t_0 = \exp(-a/b)$ 所求得的 a 和 b , 可以确定韦伯分布定律中的未知参数 t_0 和 m 值。

利用科尔莫格罗夫准则⁽¹⁵⁾来检验逼近函数 $F(t)$ 和原始经验数据 $F^*(t)$ 的一致性, 为此找出其模量的最大差值 $D = \max |F - F^*|$ 。定律的近似性可由数值 $\mu = D \sqrt{N'}$ 来确定, 该式中