

车用柴油机的涡轮增压

车用增压柴油机的供气—供油特性

中国汽车工业公司 重庆重型汽车研究所

78.5531

汽 车 资 料

(1985年第4期总第121期)

编辑出版发行: 重庆重型汽车研究所
《汽车资料》编辑部
通讯地址: 重庆市双桥区
印 刷: 重庆市印制一厂
出版 时 间: 一九八五年六月三十日

本期责任编辑: 李小宁

内 容 简 介

采用增压技术来改善柴油机的性能是一项行之有效的措施，并在国内外汽车工业中已得到广泛应用。问题是柴油机增压以后，在其转速和负荷大幅度变化的情况下，涡轮增压器如何与发动机合理地匹配，以改善发动机的特性，满足不同的使用要求。

本期刊用的两篇文章从不同的角度就上述问题进行了探讨，同时介绍了各种增压技术。

目 录

《车用柴油机的涡轮增压》

一、前言	(1)
二、涡轮增压的两种基本形式	(1)
三、涡轮增压器与柴油机的匹配	(4)
四、柴油机的增压中冷	(8)
五、高原增压	(10)
六、进气谐振与复合增压	(11)
七、涡轮增压柴油机的特性及改善措施	(14)

《车用增压柴油机的供气—供油特性》

一、引言	(17)
二、特性要求	(18)
三、供气	(20)
四、供油	(31)
五、结语	(36)

车用柴油机的涡轮增压

本所发动机研究室工程师 夏有禹

一、前言

涡轮增压是目前提高柴油机功率、降低比油耗、改善性能，减少排气污染及节省原材料的有效措施。近二十年来，增压技术获得了广泛的应用，特别是在大中型载重汽车上用的柴油机普通都采用了涡轮增压技术。高原地区使用的汽车为了补偿由于高原地区空气稀薄而造成的功率降低，也多采用涡轮增压发动机。促使涡轮增压发动机获得如此广泛应用的另一个重要原因是通过不同程度的增压和中冷，可使发动机获得不同的功率和扭矩，以扩大品种和使用范围，满足不同的使用要求。美国康明斯公司的NH系列柴油机就是通过对一个基型发动机进行不同程度的增压和中冷，不仅满足了对功率范围的要求(230~450马力)，还保持了其他零件的高度通用性。

二、涡轮增压的两种基本形式

根据不同的工作条件选择合适的增压方式，这是涡轮增压首先需要解决的问题。一般按对排气能量的利用方式可分为定压增压和脉冲增压。在定压增压系统中，各气缸排出的

废气，先流入一个容积较大的排气总管，然后进入涡轮。排气总管起稳压作用，因此涡轮前气体参数脉动较小，但同时也使得大部分脉冲排气的动能不能得到充分的利用。设 E_1 为脉冲可用能， E_2 为定压可用能，以脉冲能量利用系数 K_E 表示脉冲增压比定压增压可多利用能量的程度，则：

$$K_E = \frac{E_2 + KE_1}{E_2} = 1 + K \cdot \frac{E_1}{E_2}$$

式中， K 为脉冲可用能的利用率。假如脉冲增压时 E_1 可利用 50%，则 K_E 与增压压力 P_K 的关系可归结为图 1 所示的形式。

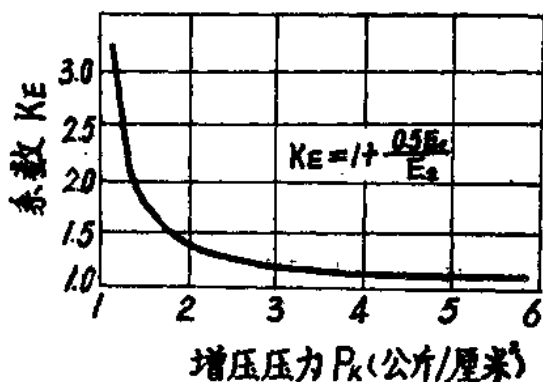


图1 系数 K_E 和 P_K 的关系

由图可见，当增压压力 $P_K > 2.5 \sim 3$ 公斤/厘米²时， K_E 变化转缓。随着 P_K 的进一步增大， K_E 值逐渐趋于 1。这说明在这种情况下，脉冲增压所得到的能量增益不多，所以宜选用定压增压系统，以使涡轮保持较高的工作效率。当 $P_K < 2$

公斤/厘米²时, K_g 变化较大, 这表明脉冲增压可用能 E_1 增大。因此, 从能量利用的观点来看, 在低增压时选用脉冲增压系统较为有利。

脉冲增压时, 为了有效地利用排气动能, 排气管设计得相对于定压增压时的既短一些又细一些, 并进行分支, 使排气相位互不重叠的气缸组成一组。如典型的六缸发动机, 发火顺序为1-5-3-6-2-4, 则把发火间隔为 240° 曲轴转角的三个气缸组成一组, 即1、2、3缸的排气歧管连成一组, 4、5、6缸排气歧管连成一组。排气管的分支又可使扫气阶段的进排气压力有较大的压差, 从而改善了扫气状况。另外, 由于排气管容积较小, 当发动机突然加速或加负荷时, 排气管中达到压力平衡所需要的填充时间较短, 故发动机的加速性能优于定压系统。在低速和低负荷时, 由于利用了排气动能从而改善了低速性能。因此, 对于车用发动机, 从满足使用要求考虑, 无疑选用脉冲增压系统较为有利。

在脉冲增压系统中, 由于涡轮的进气参数是呈周期性变化的, 脉冲较大, 故涡轮的平均工作效率比定压增压时低。为了克服这一缺点, 不少增压柴油机都采用了脉冲转换器, 如康明斯公司的 NH 和 K 系列柴油机, 西德道依茨公司的 BF8L413 风冷柴油机等。图2为 BF8L413 柴油机的脉冲转换器结构简图。

发动机的排气由脉冲排气管进入脉冲转换器, 通过混合管后, 再汇集在一起, 这样就减少了涡轮前进气参数的脉动, 从而可使涡轮处于较高效率区工作。图2中的'A-A'截面应等于所联排气管截面, B-B为收缩管截面, C-C为混合管截面。混合管截面越小, 则排气引射作用就越强, 但节流损

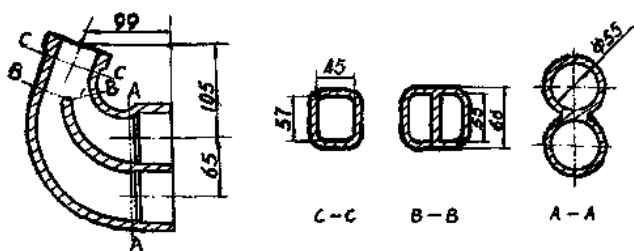


图2 脉冲转换器结构简图

失增加。一般当平均有效压力 $P_e < 10$ 公斤/厘米² 时，取 $F_c = 0.5 \Sigma F_A$ 为宜。这里， $F_c = 24.12$ 厘米²， $F_A = 23.7$ 厘米²， $F_c = 0.51 \Sigma F_A$ ， $F_B = 16.78$ 厘米²， $F_B/F_A = 0.71$ (该值一般在 0.46~0.95 之间)。

此外，排气管的长度和发动机的转速也会直接影响脉冲转换器的工作，可用下式进行校核：

$$\phi_L = 6 \cdot L \cdot N / A$$

式中， L ——废气从开始排气的气缸排气阀到涡轮喷嘴环后再返回到前一缸排气阀间的距离(米)， N ——发动机转速(转/分)， A ——排气管内平均音速(米/秒)， ϕ_L ——压力波经过路程 L 所需的时间 (一般应在 $40 \sim 50^\circ$ 曲轴转角之间，如过小会影响扫气效果)。

三、涡轮增压器与柴油机的匹配

涡轮增压器与柴油机是两种截然不同的机械，具有不同的工作性质，当两者联合工作时，往往会产生一些问题，如柴油机能否达到预期的增压效果和性能指标，增压器是否运

行稳定，压气机有无喘振现象，涡轮是否发生阻塞，增压器的温度和转速是否会超过规定值等。这些都是增压器匹配工作需要解决的问题。

1. 压气机匹配的基本要求

要保证柴油机与增压器之间能够协调地工作，首先要使压气机特性与柴油机的通流特性相匹配。柴油机的通流特性一般可表示为不同转速下进气量与进气压力的关系。不同用途的柴油机，具有不同的通流特性曲线。如转速固定的发动机，其通流特性只是一条转速线，而在变速度和变负荷工况下工作的车用发动机，其通流特性则是一个工作面。通常，我们把柴油机的通流特性曲线与压气机的特性曲线叠合起来，以评定两者的配合情况。良好的匹配应使发动机的通流特性曲线处于压气机特性曲线的较高效率区，特别应使最大扭矩工况位于压气机的最高效率区，以改善发动机的低速性能。同时，发动机的运行线应与压气机的喘振线和流量阻塞区有一定的距离。

我们曾在6140Z型发动机上做过多种增压器的匹配试验，图3为4LGK465型增压器与6140Z型发动机的匹配情况。由图可见，它们的匹配是比较理想的。

表1为几种增压器与6140Z型发动机匹配时的指标。从表中可见使用4LGK465型增压器匹配时各种性能的综合指标都是比较好的。

配用4LGK305增压器时，由于压气机和涡轮箱通道较小，故增压器转速高，增压压力较高，充足的空气使排温明显下降，因此这种匹配用于热负荷较高的柴油机增压时是有

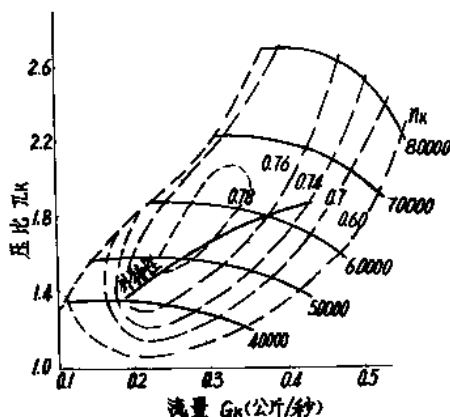


图3 4LGK465增压器与6140Z发动机匹配图

表1 6140Z型发动机与增压器的匹配情况

所用增压器 型 号	1400转/分				1800转/分			
	扭矩 公斤米	比油耗 克/马力·小时	π_K	排温 ℃	扭矩 马力	比油耗 克/马力·小时	π_K	排温 ℃
ZY-90	107.4	171.7	1.5	495	252	177.5	1.7	480
Holset 4B	105.5	169	1.6	460	255	177	1.9	450
Holset 4LGK465	110.3	167.3	1.69	440	254.5	172.3	1.92	420
Holset 4LGK305	109.8	170.5	1.8	420	251.6	178.2	2.09	390
Holset 4LGK555	108.1	171.7	1.59	470	251	177.4	1.8	440

利的。但由于排气阻力增大，活塞泵气功增加，故油耗会偏高。

2. 涡轮匹配的基本要求

同压气机一样，涡轮的合理匹配同样是保证柴油机与增压器正常工作的必要条件。对于车用柴油机同样希望涡轮的高效区能与柴油机的低速区相匹配。并应注意发动机的最大脉冲流量应在涡轮允许的范围之内。

在调整涡轮的匹配时，随着喷嘴环和涡壳截面的减小，增压器的转速将增加，使增压压力提高，并且柴油机运行线将向小流量区移动，但排气阻力也会增加。必须注意对于增压柴油机，从空气滤清器开始，到排气消声器为止，有任何一处发生阻塞都会直接影响发动机的正常工作和性能。

3. 涡轮增压器与柴油机匹配的计算方法

使用电子计算机模拟，可以预测出增压柴油机的性能指标和匹配状况，但由于计算复杂，并要求有充分的原始数据，因此对于中小型柴油机的增压通常只采用简单的估算方法。通过估算，初步确定柴油机增压所需的空气流量和压比，以便选用合适的压气机与涡轮机组合，然后进行配机试验。压比与流量通常可用下列公式进行计算：

$$\text{空气流量 } G_B = \frac{N_e \cdot g_s \cdot \alpha \cdot \varphi}{250} \quad (\text{公斤/秒})$$

$$\text{进气密度 } \gamma_k = \frac{60 G_B \cdot Z}{\eta_v \cdot \varphi \cdot n \cdot V_k} \quad (\text{公斤/米}^3)$$

$$\text{压比 } \pi_k = \left(\frac{\gamma_k}{\gamma_0} \right) \cdot \frac{1}{1 - \frac{0.286}{\eta_0}}$$

$$\text{增压压力 } P_K = \pi_K \cdot P_0 \quad (\text{公斤/厘米}^2)$$

式中, N_e ——功率(马力), n ——发动机转速(转/分), g_e ——比油耗(公斤/马力·小时), V_h ——工作容积(米³), α ——过量空气系数, Z ——冲程系数, φ ——扫气系数, η_c ——压气机效率, η_v ——充气系数, ρ_0 ——压气机进气密度, P_0 ——压气机进气压力。

四、柴油机的增压中冷

采用中冷技术是进一步提高增压柴油机功率, 降低比油耗、热负荷和机械负荷的有效措施。由于增压度的提高, 要求增压压力 P_k 也要随之提高, 从而使压气机出口外的空气温度上升。在一定的压气机绝热效率下, 压比越高, 进气温度也越高, 如图4所示。

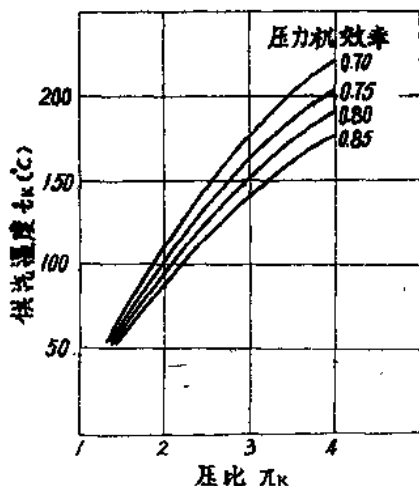


图4 压比与进气温度的关系

柴油机进气温度的升高，不仅会使工作过程的热负荷升高，同时也造成了涡轮进口温度升高，以致超过涡轮材料的许用范围。由此就限制了柴油机的进一步强化。采用中冷技术将压气机出口空气进行冷却，不但可以突破上述限制，而且也降低了柴油机的热负荷与机械负荷。

国内外试验数据表明，增压空气温度每降低 10°C ，柴油机的功率可提高2.5%，比油耗可降低1.5%，排温也可下降 $20\sim 30^{\circ}\text{C}$ 。

目前所采用的中冷方案，主要有以下四种，可根据不同的中冷要求和发动机的具体情况进行选择。

1. 放于水箱后面的迎风式空—空中冷器。这种中冷系统由于冷却介质（空气）温度低、流量大，并且结构简单，性能可靠，成本低，因此多被采用，如斯泰尔公司的WD615系列柴油机的中冷系统。但这种系统的进气联结管较长。

2. 发动机冷却水—空气式中冷器。这种方案的冷却介质（发动机冷却水）的温度较高，冷却效果有限，因此它只适用于要求进气温度降低不多的场合。但该方案的结构简单、紧凑。康明斯NH系列柴油机就是采用的这种中冷方式。

3. 独立循环水—空气式中冷器。这种型式的中冷器冷却效果较好，但结构复杂，体积大。因为它必须有两套热交换器，一是增压空气对循环水的热交换器，另一个是循环水对环境空气的热交换器，并且还需要一个单独的水泵。

4. 带有涡轮风扇的空—空式中冷器。这种结构是从压气机中引出一股空气，推动空气涡轮，再通过空—空式热交换器对进气进行冷却。这种形式因结构复杂而使用不多。

五、高原增压

由于高原区空气稀薄缺氧，致使发动机出现功率下降，比油耗上升、排温升高及冒烟等一系列性能恶化现象。增压柴油机在高原地区工作时，由于涡轮增压器的升速，因而可自动地补偿一部分功率损失。试验表明海拔每升高一公里，功率约下降2~3%，比油耗约增加2%，排温约升高20~40℃，增压器将超速2~5%。这里介绍一种Zinner提出的计算增压柴油机在高原工作时功率降低的方法。

高原有效功率 $N_x = \alpha N_0$

功率系数 $\alpha = K - 0.7(1 - K) \left(\frac{1}{\eta_{m_0}} - 1 \right)$

$$\text{参数 } K = \frac{P_{ix}}{P_{io}} = \left(\frac{P_x - a \cdot \phi_x \cdot P_{s,x}}{P_0 - a \cdot \phi_0 \cdot P_{s,0}} \right)^m \cdot \left(\frac{T_0}{T_x} \right)^n \cdot \left(\frac{T_{co}}{T_{cx}} \right)^q$$

式中， N_0 ——标准状况下的有效功率， P_x ——高原绝对大气压力， P_0 ——标准状况下的大气压力， a ——湿度系数， ϕ_x ——高原相对湿度(%)， ϕ_0 ——标准状况下的相对湿度(%)， $P_{s,x}$ ——高原饱和水蒸气压， $P_{s,0}$ ——标准状况下的饱和水蒸气压， T_0 ——标准状况下的绝对温度， T_x ——高原绝对温度， T_{co} ——在标准状况下，中冷器进口冷却介质的绝对温度， T_{cx} ——在高原工作时，中冷器进口冷却介质绝对温度， m 、 n 、 q ——指数，在涡轮增压时 m 和 n 分别等于0.7、2.0；增压中冷时 m 、 n 和 q 分别为0.7、1.2和1.0。

为高原用柴油机匹配增压器时，由于增压器的升速，会使发动机的工作线移向压气机喘振线，甚至进入喘振区。这是应当特别注意的问题，以免损坏压气机叶轮。另外增压器的转速也不容忽视。

六、进气谐振与复合增压

涡轮增压加上进气谐振即组成所谓的复合增压系统。1970年匈牙利布达佩斯汽车研究所工程师 G. Cser 首先提出谐振进气系统，并先后与曼、斯泰尔、沃尔沃等公司签定了生产许可证合同。

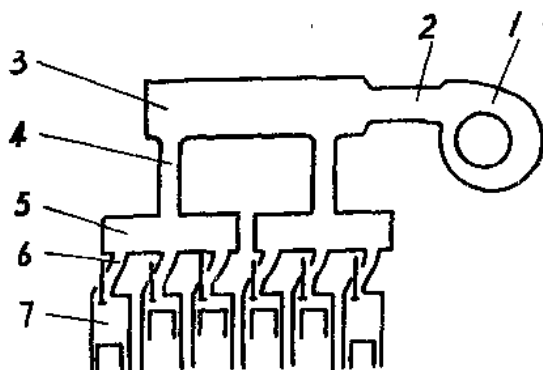


图5 复合增压示意图

- 1.增压器 2.联结管 3.稳压箱 4.谐振管 5.谐振箱
6.进气管 7.气缸

谐振进气系统的原理如图5所示。稳压箱的作用是使谐振系统中的压力波不影响压气机的工作。为了更有效地利用不定常流动，将进气相位互不重叠的气缸联成一个谐振系

统。谐振系统主要由谐振管和谐振箱组成。气缸的周期性吸气对进气产生激振，当激振的某一阶谐波与谐振系统的固有频率一致时，便产生共振。这时吸气行程前半期的吸气功变成了谐振管中气流的动能，而在吸气行程的后半期，气流的动能会使相应气缸的进气管中的压力增加。在谐振转速下，气流振动最强，因而增加气缸充量的效果也最明显。有人进一步把这种系统比作单质量的机械振动系统，即谐振管相当于弹簧，谐振箱相当于振动质量。在低于谐振频率时，谐振压力波的相位超前于激振力。而高于谐振频率时，则落后于激振力。因此，当发动机的转速等于或低于谐振转速时，谐振的正压力波可对气缸进行增压，增加进气量。而当发动机的转速高于谐振转速时，由于谐振压力波的滞后，而出现了负谐振压力波，这将使气缸的充气系数变小。

通过对谐振系统结构尺寸的合理调整，可以使谐振在发动机所需的任何转速下发生，如最大扭矩转速或最大功率转速。谐振系统可定性地视为 Helmholtz 谐振器，如图 6 所示。

管 L 相当于谐振管，容积为 V 的容器相当于谐振箱。则谐振频率为：

$$f = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{F}{L \cdot V}}$$

式中， a ——温度系数， F ——谐振管的横截面积， L ——谐振管的长度， V ——谐振箱的容积。

改变谐振管长度、横截面和谐振箱的容积时，就可改变谐振频率。

谐振系统的主要尺寸可由下式决定：

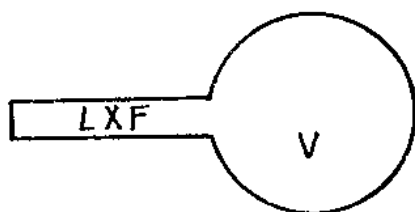


图6 Helmholtz谐振器示意图

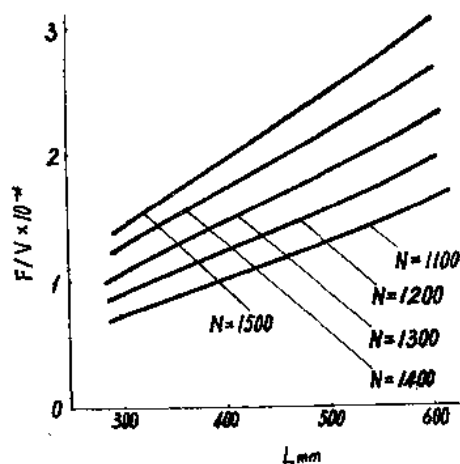


图7 L 与 F/V 的关系曲线

$$\varphi \cdot \operatorname{tg} \varphi = \frac{L_R \cdot F_R}{V_R}$$

$$\varphi = \frac{2\pi L_R}{\lambda}$$

$$\lambda = \frac{2C}{ZN_R}$$