

# 115 单缸柴油机排气压力波计算

叶霭云 杜伟列

(热能工程系)

## 摘 要

本文将一元不稳定流动理论应用于中小型柴油机的排气压力波计算。用FORTRAN语言编制的排气压力波计算程序,对115单缸增压柴油机进行了多方案的计算。计算结果获得的排气系统各结构参数对排气压力波形态及该机性能影响的规律,符合理论分析<sup>[1]</sup>,证明了程序的可靠性。

## The Computation of Exhaust Pressure Wave for 115 Type Single Cylinder Diesel Engine

Ye Ai-yun Du Wei-lie

### Abstract

In this paper, the one dimensional non-steady flow theory is applied to the computation of exhaust pressure wave for mediumsized or small-sized diesel engines. The program of exhaust wave described in FORTRAN has been used for the multiple scheme computations for 115 type single cylinder turbocharged diesel. The various structure parameters of the exhaust system obtained from the computations have an effecting regularity on the shape of exhaust pressure wave and the property of engine conforming to the theoretical analysis<sup>[1]</sup>, that proves the program's reliability.

## 一、前 言

涡轮增压柴油机排气压力波的分析,对于排气能量的利用及改善增压器与柴油机的匹

配是十分重要的。过去,这方面的研究工作主要依赖于试验的方法,因而周期长、费用高,而且局限性大。目前,应用电子计算机进行模拟计算,已经成为十分有效的途径。通过计算,从理论上探讨排气系统及涡轮机结构参数对排气压力波形态和整机性能的影响,以达到计算机辅助设计及性能提高的目的。这种方法不但快、省,而且方案选择不受限制。

应用特征线数值解法对涡轮增压柴油机排气压力波进行模拟计算,是一种对于气体的一元不稳定流动方程组求严密解的方法。其特点是对排气系统中的波动现象有较高的逼近度。在我国应用一元不稳定流动理论对柴油机进排气系统气体流动进行模拟计算是近几年才开发的新领域,一些研究单位和高校在这方面的研究中曾获得一些成果<sup>[2]</sup>。但是到目前为止,尚未见到计算配有径流式涡轮增压器的中小型高速柴油机的程序。本文在这方面进行了尝试。参考4115ZL<sub>1</sub>柴油机的性能<sup>[3]</sup>及结构特点,编制了115单缸柴油机排气压力波的计算程序,并进行了多方案计算。该程序对于不同类型的中小型增压柴油机具有通用性,并且对程序只需稍加补充,增加处理分支边界的子程序,便可适用于多缸增压柴油机排气压力波的计算。

对于115单缸柴油机的计算,获得了与理论及试验<sup>[3]</sup>十分吻合的结果。

4115ZL<sub>1</sub>柴油机排气采用两缸一管,与之匹配的增压器是具有两个进气口的5GJ增压器。由于该机每缸的排气持续角为246度曲轴转角,在排气门关闭后,排气管中残余压力波趋于稳定要持续约100度曲轴转角,两者加起来不足360度曲轴转角。对于一组排气管所联接的两个气缸来讲,排气门开启角相差360度曲轴转角,所以它们的排气压力波相互影响不大。在忽略了排气管分支处损失的前提下,通过分析115单缸柴油机的计算结果,对改进4115ZL<sub>1</sub>柴油机排气系的设计,提高其性能是有一定参考价值的。

## 二、特征线理论简述

### 1. 特征线算法的基本原理

欲求解一个一阶拟线性偏微分方程:

$$a(x, t, u) \frac{\partial u}{\partial t} + b(x, t, u) \frac{\partial u}{\partial x} = c(x, t, u) \quad (1)$$

方程(1)中含有两个方向的偏导数 $\frac{\partial u}{\partial t}$ ,  $\frac{\partial u}{\partial x}$ 不易求解。设想在 $x-t$ 平面上找到一个

方向,使(1)式沿此方向化为常微分方程,便可求解。

将(1)式改写为

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} \cdot \frac{b}{a} = \frac{c}{a} \quad (2)$$

若引进方向

$$\frac{dx}{dt} = \frac{b}{a} \quad (3)$$

则方程(2)化为

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{c}{a}$$

$$\text{即} \quad \frac{du}{dt} = \frac{c}{a} \quad (4)$$

式(3)称为特征方向或特征线。常微分方程(4)称为特征关系式。利用引进特征方向, 将偏微分方程化为常微分方程的求解方法, 称为特征线法。

## 2. 用特征线法求解一元不稳定流动的基本方程组<sup>[4]</sup>

对于变截面, 有管壁摩擦、热传导的非等熵一元不稳定流动基本方程组:

连续方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0$$

动量方程

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{4f}{D} \cdot \frac{u^2}{2} \cdot \frac{u}{|u|} = 0$$

能量方程

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \frac{\partial \rho}{\partial t} - a^2 u \frac{\partial \rho}{\partial x} - (k-1) \rho \left( q + u \frac{4f}{D} \cdot \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \right) = 0$$

为了便于在计算机上进行计算, 必须将上述方程化为实用的形式。首先以  $a$ ,  $u$ ,  $a_*$  作为基本方程组(5)的变量,  $a_*$  是一个衡量气体质点熵的量, 其定义为在该状态(P, T)下作等熵变化到参考压力  $P_a$  后该气体的音速。经参数转换后, 将方程组沿三类特征线化成相应的特征关系式, 再经过方程的无量纲化, 并引入黎曼变量  $\lambda$  及  $\beta$ , 得到下列无量纲形式:

沿“ $\lambda$ ”特征线

$$\left[ \frac{dx}{dz} \right]_{\lambda} = c\lambda - b\beta$$

$$d\lambda = (\delta\lambda)_a + (\delta\lambda)_e + (\delta\lambda)_f + (\delta\lambda)_h \quad (6)$$

沿“ $\beta$ ”特征线

$$\left[ \frac{dx}{dz} \right]_{\beta} = b\lambda - c\beta$$

$$d\beta = (\delta\beta)_a + (\delta\beta)_e + (\delta\beta)_f + (\delta\beta)_h \quad (7)$$

沿“ $A_a$ ”特征线

$$\frac{dx}{dz} = \frac{\lambda - \beta}{k-1}$$

$$dA_a = (\delta A_a)_f + (\delta A_a)_h \quad (8)$$

式中

$$c = \frac{K+1}{2(K-1)}, \quad b = \frac{3-K}{2(K-1)}$$

足标  $a$ 、 $e$ 、 $f$ 、 $h$  分别表示该项由于截面积、熵、摩擦与传热引起的改变量, 其具体表

达式略<sup>[5]</sup>。

方程(6)~(8)是特征线数值解的基本方程。

### 3. 特征线方程的数值解法

#### (1) 稳定性准则

利用特征方程进行数值解时,一般使用矩形网格法。步长 $\Delta x$ 和 $\Delta Z$ 的选取,除了取决于要达到的精度外,还应符合稳定性准则:

$$\frac{\Delta Z}{\Delta x} \leq \frac{1}{A + |U|} \quad (9)$$

当位置步长 $\Delta x$ 选定后,时间步长 $\Delta Z$ 就要满足式(9)。

#### (2) 矩形网格法的基本原理

已知 $Z$ 时刻网格点 $r-1, r, r+1$ 的状态,即 $\lambda, \beta, A_a$ 已知。求解 $Z+\Delta Z$ 时刻网格点 $P$ 的 $\lambda, \beta, A_a$ 之值。

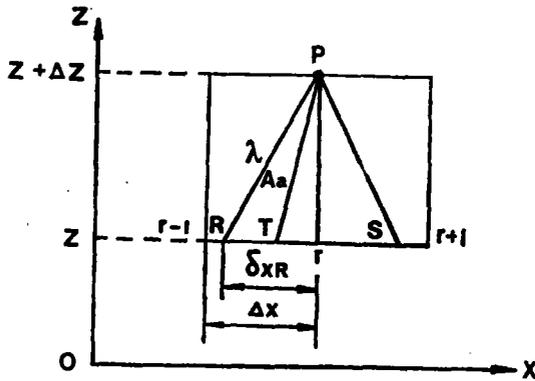


图1. 时空平面上的矩形网格

$$\beta_P = \beta_S + d\beta$$

$$A_{aP} = A_{aT} + dA_a$$

这样, $P$ 点的状态参量( $\lambda, \beta, A_a$ )完全确定了。对于不包括边界点在內的管内所有网格点,均可利用前述步骤求得。每增加一个 $\Delta Z$ 值就重复计算,直至所需要的时刻为止。

由于特征关系式是沿特征线成立的,所以,为了求 $P$ 点的值,就一定要在 $Z-X$ 平面上通过 $P$ 点作三族特征线 $\lambda, \beta$ 及 $A_a$ ,它们与 $Z$ 时刻网格线分别交于 $R, S, T$ 三点,见图1。

首先要插算 $R, S, T$ 点的几何位置坐标,即 $\delta X_R, \delta X_S$ 和 $\delta X_T$ ,然后插算 $R, S, T$ 的状态参量值, $\lambda_R, \beta_R, A_{aR}; \lambda_S, \beta_S, A_{aS}; \lambda_T, \beta_T, A_{aT}$ 。最后将方程(6)~(8)用差分法算出 $P$ 点的状态。

$$\lambda_P = \lambda_R + d\lambda$$

## 三、计算程序简介和调试

### 1. 程序简介

该程序主要用于计算单缸柴油机的排气压力波,可输出排气管内各点的压力波、温度波和速度波。根据使用者的需要,程序还可输出柴油机的主要性能指标及缸内工作过程的一些参数。程序由三部分组成,即数据块、主程序、子程序汇集块。

(1) 数据块部分:采用FORTRAN语言中的数据块结构,将公用区内的变量在数据块中赋初值,然后通过所开公用区将数据传入主程序中。

(2) 主程序部分:包括数组定义、类型说明、DATA语句、功能选择部分、常数计算

及无量纲化、管道子程序调用语句、无因次量转化为状态参数、性能指标计算、输出语句。

关于功能选择部分, 主要考虑到程序的通用性, 设置了“CMB、 $m$ 、CME”调试选择, 是否终端输出、输出何种计算参数、选择何种管长、管径、当量喷咀面积、是否改变配气相位等功能。

输出语句包括终端输出语句及数据文件建立语句。数据文件建立, 可以节省运算和打印时间, 并可将来计算结果存贮于软盘中。

(3) 子程序汇集块: 包括判断计算点的性质、缸内过程、喷咀边界、插值位置等十个子程序。

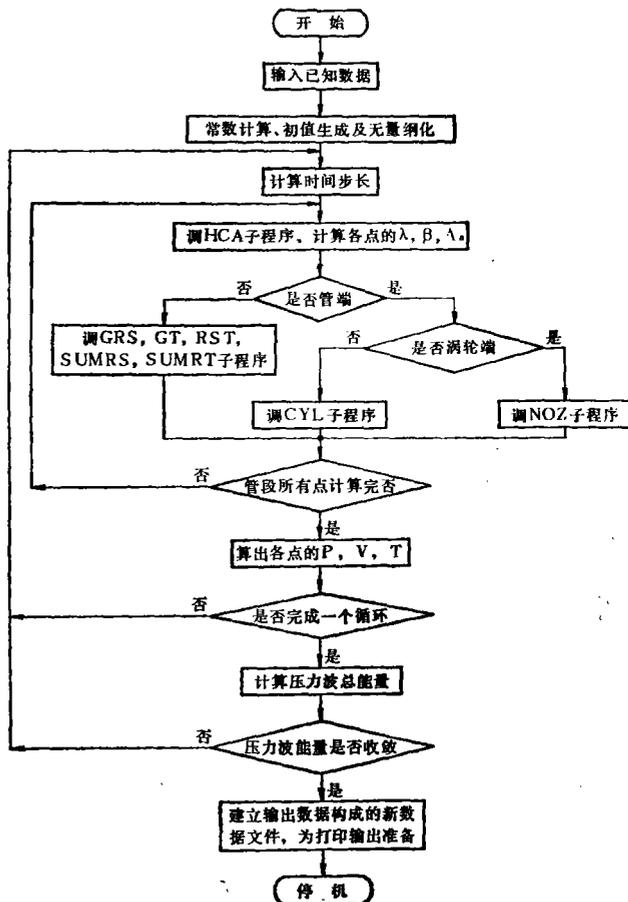


图2. 程序框图

表 1

	计算值	试验值
$N_e$ (马力)	21.43	21.25
$g_e$ (克/马力·小时)	184.2	185.9
$P_e$ (公斤/厘米 <sup>2</sup> )	73.0	74.0

注: 试验值是取 4115ZL<sub>1</sub> 的试验值<sup>[3]</sup>

## 2. 程序调试

在程序调试过程中, 为了使计算结果有较高的逼近度, 而又使程序调试时间尽可能少, 采取了“描准功率”的方法, 即使计算功率尽可能逼近试验数据, 其次再使计算比油耗接近于试验数据。如果使功率和比油耗同时逼近试验数据是比较困难, 也是没有必要的。

调试工作主要集中在燃烧始点 CMB, 燃烧品质数  $m$ , 燃烧终点 CME 的试算上。对计算步长的选择也进行了比较。

CMB,  $m$ , CME 三者相互制约。在有试验数据的条件下, 通过对这三个参数的调整, 使缸内过程的计算结果接近于实际。调整后, 确定计算程序所需的 CMB = 355° (曲轴转角),  $m = 0.87$ , CME = 430° (曲轴转角)。计算结果与试验值比较见表 1。

## 3. 关于计算步长的确定

在排气管长度确定后, 计算步长就受到格点数的限制。当管长为 0.6m 时, 沿排气管均布 5、15、30 个点分别计算, 结果见表 2。

表 2

布点数	计算步长 (度曲轴转角)	时间 (1个单位)	功率 (马力)
5	2	1	21.4
15	0.65	5	20.4
30	0.30	30	20.2

则花费30分钟)。

综合考虑柴油机性能与机时消耗,本项计算选用5~10个点,计算步长为 $1^{\circ}$ ~ $2^{\circ}$ 曲轴转角为最佳值。

由于PDP11/23计算机在分时后,程序运行速度受到其它用户的影响,无法用确切的时间来描述计算所花费的机时,所以令5个点的计算时间为一个单位时间(用户较少时,约为7分钟,若11个终端同时运行,

## 四、115单缸柴油机排气压力波计算

### 1. 不同气阀重叠角及不同配气相位的排气压力波计算

#### (1) 不同气阀重叠角对排气压力波及性能的影响

从图3可以看出,随着重叠角增大,压力波峰值增高,波形变宽,扫气阶段压力波波动大。值得注意的是,在图4中,当重叠角大于 $50^{\circ}$ 之后,计算功率明显下降,比油耗上升,但伴随有进气量增加,排温降低的现象,而它对爆发压力的影响不十分显著。

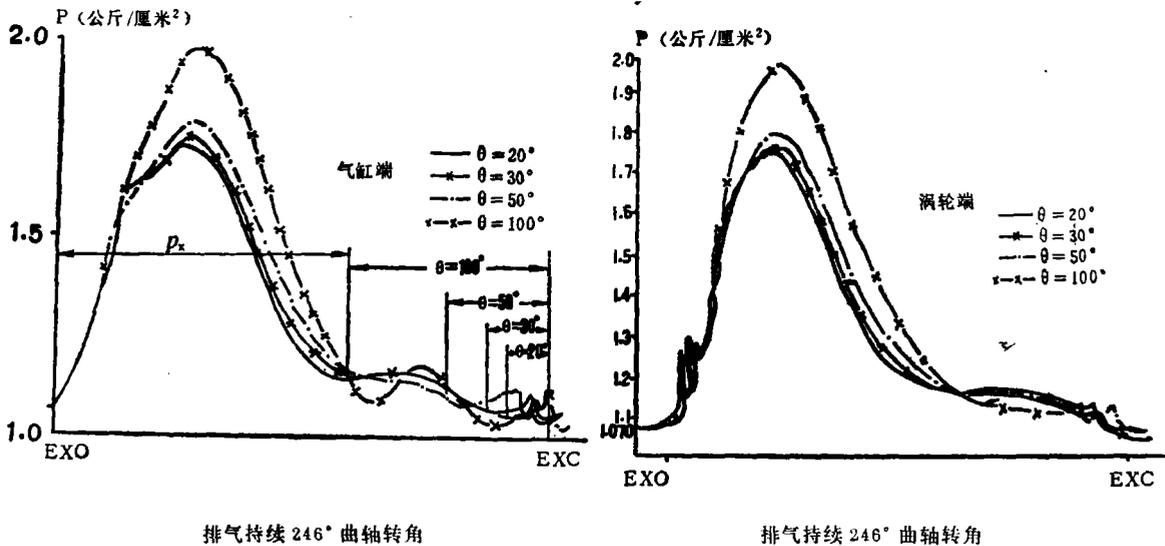


图3. 不同气阀重叠角时的排气压力波

气阀重叠角增大之后,排气效率提高,加大了排气峰值,致使压力波能量增加,但伴随有活塞上行功增加,发动机功率下降。从图4性能指标计算结果中反映很敏感。当 $\theta = 20^{\circ}$ 时, $N_e = 21.43$ 马力,而 $\theta = 100^{\circ}$ 时, $N_e = 20.5$ 马力,功率下降了近一马力。同时,随着

气阀重叠角增大, 由于进气门早开后, 当吸气过程开始时, 进气门的开启面积已足够大, 使吸气过程节流损失减小, 进气充分。

(2) 不同配气相位对排气压力波及性能的影响。这里仅对改变排气门早开角进行比较。

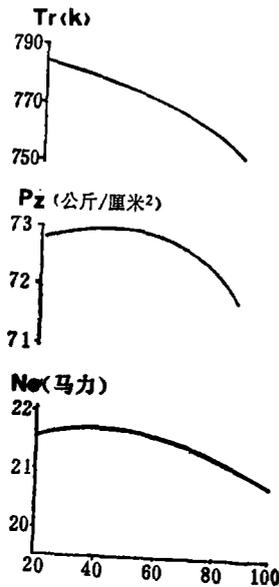


图4. 不同气缸重叠角对发动机性能的影响

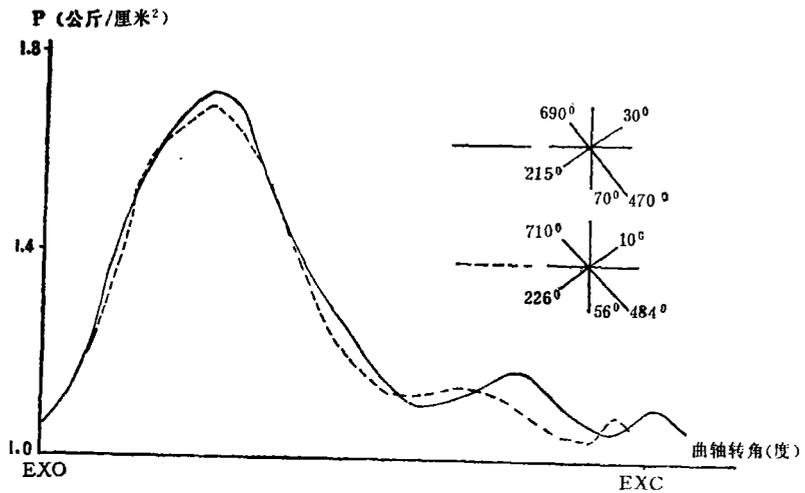


图5. 不同排气门早开角对排气压力波的影响

从图5可以看到, 在下止点前 $70^\circ$ 时开启排气门, 压力波能量较大, 而下止点前 $56^\circ$ 开启排气门时, 压力波峰值有所降低。性能计算结果表3说明, 排气门早开角减小, 发动机功率下降, 最高爆发压力基本不变, 排气温度降低。

表3

排气门开 (下止点前)	$P_z$ (公斤/厘米 <sup>2</sup> )	$N_e$ (马力)	$T_r$ (K)
$56^\circ$	73.21	21.44	760
$70^\circ$	73.31	21.91	767

## 2. 不同涡轮流通面积的排气压力波计算

计算中涡轮流通面积是用涡轮当量喷嘴面积 $F_T$ 来代替的。由图6可以看出, 随着涡轮流通面积 $F_T$  (或相似参数 $\phi_T$ )

减少, 压力波能量增强, 压力波峰值增高。这是由于 $F_T$ 的减小使反射波增强, 强化了压力波, 因而使节流损失减少, 涡轮能量增加。由图7及表4可以看出, 在 $F_T$ 小于 $700 \text{ 毫米}^2$ 时, 随着 $F_T$ 的减少, 功率急剧下降。这是由于排气背压升高, 活塞泵气功坛加的缘故。

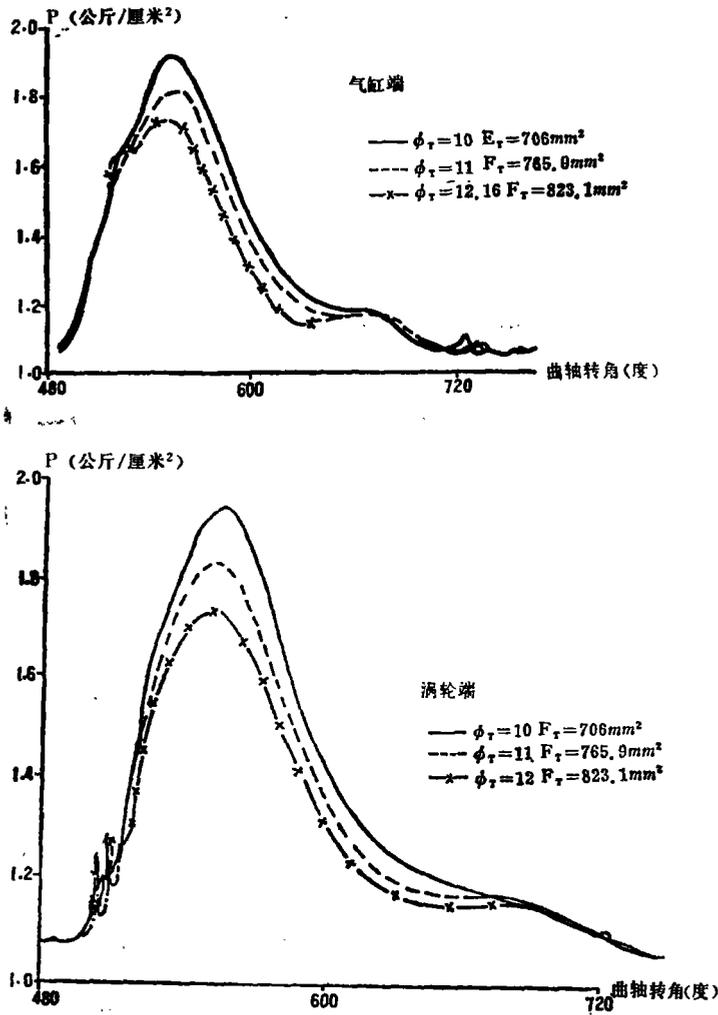


图6. 不同涡轮当量喷嘴面积时的排气压力波

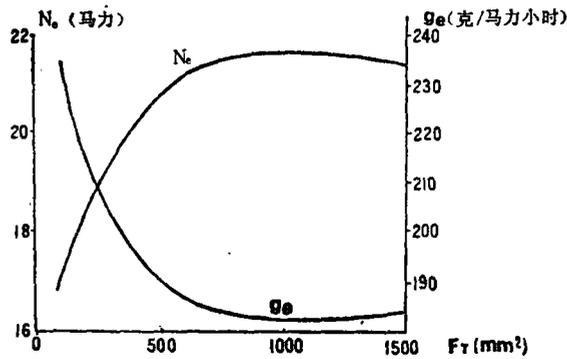


图7. 不同涡轮当量喷嘴面积对发动机性能的影响

表 4

$F_T$ (毫米 <sup>2</sup> )	100	450	706	783.3	817.3	1000	1500
$N_e$ (马力)	16.1	20.55	21.53	21.56	21.43	21.63	21.57
$g_e$ (克/马力小时)	234.78	192.05	183.37	183.17	184.22	182.48	183.00

### 3. 不同管长及管径的排气压力波计算

#### (1) 不同管长的计算

固定管径, 改变管长时, 可得到气缸端和涡轮端的压力波, 见图 8。当管长减小时, 气缸端和涡轮端的压力波上升加快, 下降也相对加快。这是因为当排气管很短( $\varphi_L \leq 35^\circ$ 时<sup>[6]</sup>, 反射波回到气缸时, 正值基本压力波兴起时期, 这对增加基本压力波振幅, 减少排气门节流损失都有良好作用。

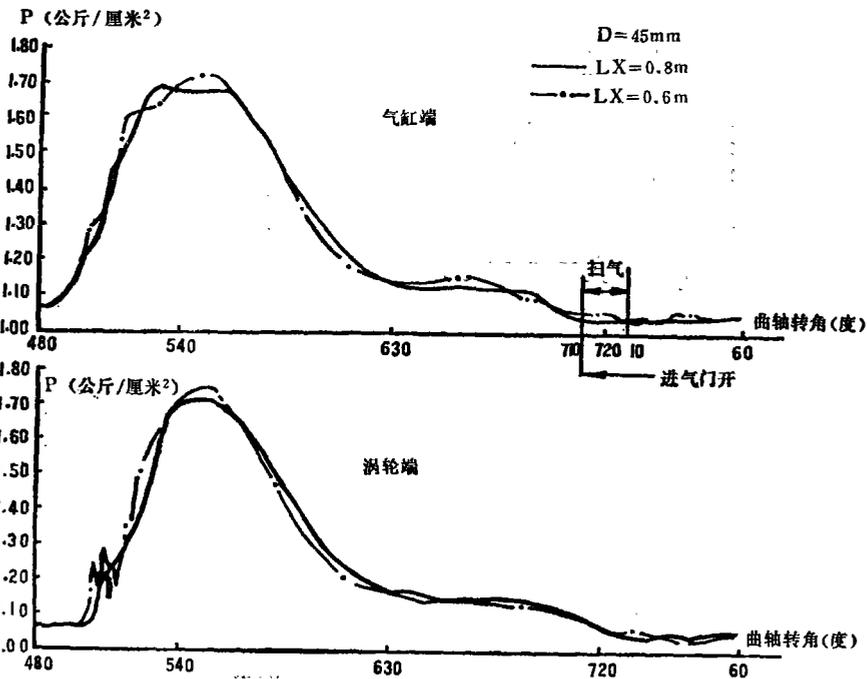


图 8. 不同排气管长度时的排气压力波

从表 5 中可以看出, 随着管长的增加, 发动机功率下降, 比油耗上升。这是由于管长增加, 使反射波回到气缸端的时间增大, 等到反射波回到气缸端的时候, 再次引起了气缸背压上升, 而此时正值气缸进入强制排气或扫气阶段, 从而使泵气功增加, 并严重妨碍了扫气, 甚至有废气倒灌的可能。可见,  $L_x = 0.5 - 0.6$  米较好。

表5  $D=40$ 毫米

$L_x$ (米)	0.45	0.5	0.6	0.8
$N_e$ (马力)	21.48	21.82	21.47	21.34
$g_e$ (克/马力小时)	183.74	180.88	183.83	184.94

## (2) 不同管径的计算

固定管长  $L_x=0.6m$ , 改变管径时, 可得到气缸端和涡轮端的压力波。

由图9可知, 随 $D$ 减小, 压力波峰值增大, 排气初期管内压

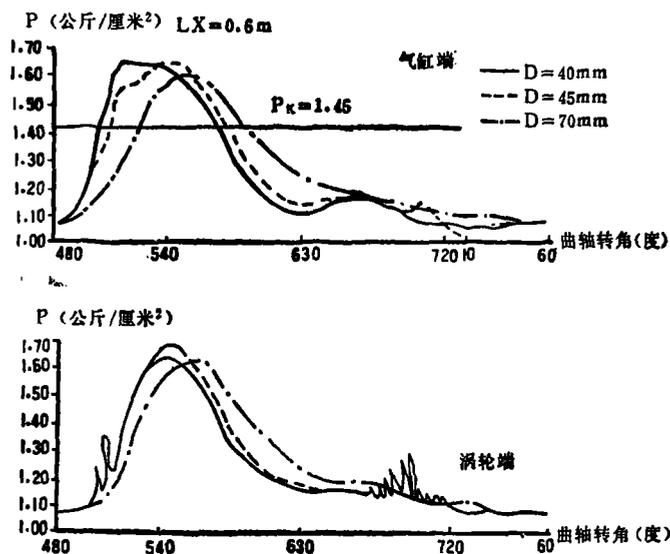


图 9

力上升迅速, 因而节流损失小。

排气管直径对性能影响见表6。

表 6

$\varphi_P$	0.9415	1.2296	1.5563	1.9214
$D$ (毫米)	35	40	45	50
$N$ (马力)	21.53	21.47	21.43	21.42
$g_e$ (克/马力·小时)	183.35	183.83	184.17	184.3

从表中看到, 随着 $D$ 的减小, 功率上升, 比油耗下降。当 $D$ 太小时, 从图10中也可看到, 涡轮端压力发生强烈的脉动现象, 废气能量利用不好, 而且会产生强烈的噪音。所以, 排气管管径选择 $D=40mm$ 为宜。

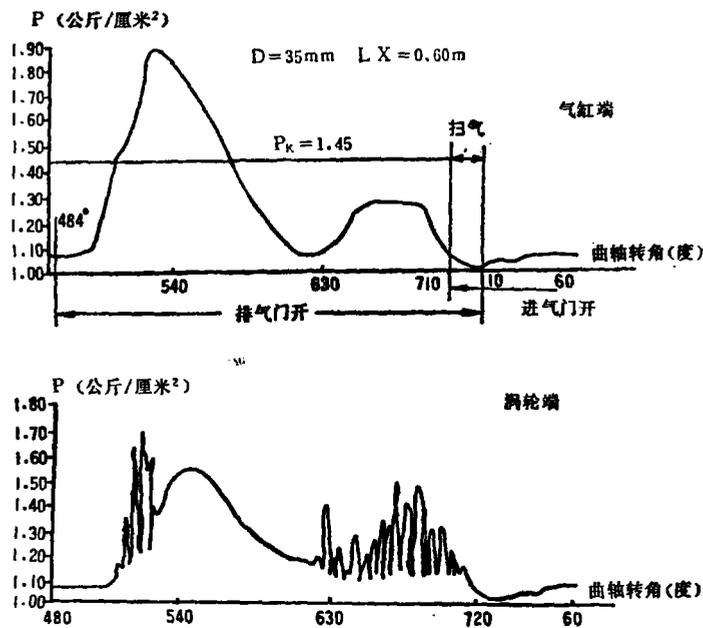


图 10

#### 4. 对4115ZL<sub>1</sub>柴油机增压系统结构参数的改进意见

通过对 115 单缸增压柴油机排气压力波计算结果的分析, 认为:

(1) 4115ZL<sub>1</sub> 柴油机气阀重叠角从现采用的 20 度曲轴转角增大至 50 度曲轴转角较为适宜。这样, 不仅可以强化排气压力波, 而且可以增加气缸进气量, 提高有效功率同时降低排气温度。

(2) 计算结果表明, 排气管长和管径都存在一个最佳值。4115ZL<sub>1</sub> 排气管长度由于受结构限制, 不可能作大的改动, 而排气管径的选择是十分重要的。如前所述, 如将排气管截面积由  $\varphi_p = 1.5563$  改为  $\varphi_p = 1.2296$ , 相当于排气管径为 40 毫米为最佳值。

## 五、结 论

1. 计算结果表明, 应用一元不稳定流动方程组, 用特征线数值解法原理所编制的程序, 计算配有径流式涡轮的中小型柴油机排气压力波, 收敛较快, 第三循环和第四循环计算结果已重合得很好。排气系各相似参数对压力波的影响趋势, 计算结果与理论分析及国内外发表的资料趋向一致, 说明程序可用, 精度可满足工程要求。今后应进行多种机型的计算和试验, 进一步验证和完善该程序。

2. 排气系的相似参数对压力波形态的影响除气缸排空速率一项外, 都进行了计算。另外还作了不同气阀重叠角的计算。115 单项机的计算结果, 对 4115ZL<sub>1</sub> 柴油机的性能提高是有一定参考价值的。

3. 计算中网格点的选取, 直接影响计算精度和时间。根据本项计算结果, 认为计算步

长为 $1^{\circ}\sim 2^{\circ}$ 曲轴转角较为适宜。在进行不同管长计算时,网格点数应进行调整,保证当管长变化时,计算步长基本不变,以便于比较,否则将导致较大的误差。

### 参 考 文 献

- [1] 西安交通大学内燃机教研室《内燃机原理》,中国农业机械出版社,1981年, p374—p380.
- [2] 沈恒荣等:《内燃机性能研究》,机械工业出版社,1981年, p279—p282.
- [3] 北京内燃机总厂设计科:4115ZL<sub>1</sub>增压柴油机试验报告。
- [4] 顾宏中:涡轮增压柴油机热力过程计算,上海交通大学船舶内燃机教研室1983年2月 p5·1—p5·17.
- [5] 711所:柴油机与涡轮配机计算程序说明,1981年.
- [6] 禹惠生:《涡轮增压脉冲转换系统的原理与设计》国防工业出版社,1980, p52.