

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷

F02D 41/18

F02D 41/14

[12] 发 明 专 利 说 明 书

[21] ZL 专利号 96193243.0

[45] 授权公告日 2001 年 10 月 17 日

[11] 授权公告号 CN 1073205C

[22] 申请日 1996.4.9

[21] 申请号 96193243.0

[30] 优先权

[32]1995.4.10 [33]DE [31]19513601.2

[86]国际申请 PCT/DE96/00615 1996.4.9

[87] 国际公布 W096/32579 德 1996.10.17

[85]进入国家阶段日期 1997.10.10

[73] 专利权人 西门子公司

地址 联邦德国慕尼黑

[72]发明人 S·特雷尼斯 M·恩格 G·罗塞尔

审查员 庄一方

[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

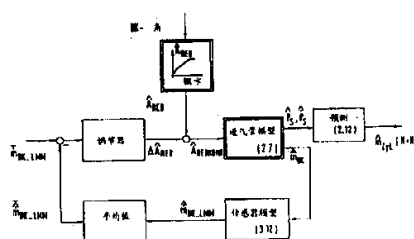
代理人 赵 辛 蔡民军

权利要求书 3 页 说明书 13 页 附图页数 4 页

[54]发明名称 依据模型确定流入内燃机气缸中的空气量的方法

[57]摘要

本发明涉及依据模型确定流入内燃机气缸中的空气量的方法。计算流入气缸中的实际空气量用一个进气管充气模型来进行,该模型由节流阀开度、环境压力和表示阀门调节的参数的输入变量中提供一个负荷变量,并根据该负荷变量来确定喷射时间。此外,这个负荷变量用来进行预测,以便估算在此喷射时间现时计算迟后至少一个取样步距的时刻的负荷变量。



ISSN 1008-4274

知识产权出版社出版

权 利 要 求 书

1.一种确定流入内燃机气缸中的空气量的方法, 具有
 一个吸气系统, 该系统具有一根进气管(10)和设置在该管中的一个节
 流阀(11)以及一个探测节流阀(19)的开度的节流阀位置传感器(14),
 5 一个产生内燃机负荷信号($\bar{m}_{DK-LMM}$; $\bar{P}_{S-S}$)的传感器(12; 13);
 一个根据测得的负荷信号($\bar{m}_{DK-LMM}$; $\bar{P}_{S-S}$)和内燃机转数来计算基本喷
 射时间的电子控制装置, 其特征是:

用一个进气管充气模型来模拟进气系统中的工况, 其中用节流阀(11)
 的开度、环境压力 P_U 和表示阀门位置的参数作为模型的输入变量;

10 用通过节流点的理想气体的流量方程来描述节流阀(11)的空气中的流量
 ($\hat{m}_{DK}$) 的模型变量;

用空气流量($\hat{m}_{DK}, \hat{m}_{y1}$)的质量平衡作为进气管压力($\hat{P}_S$)的线性函数
 来描述进入气缸(17)中的空气流量($\hat{m}_{y1}$)的模型变量;

15 这些模型变量通过一个微分方程组合, 从中算出进气管压力($\hat{P}_S$)作为
 计算内燃机实际负荷的确定变量;

从计算出的进气管压力($\hat{P}_S$)与流入一个或多个气缸(17)中的空气流
 量($\hat{m}_{y1}$)的模型变量之间的线性关系中通过积分求出流入一个或多个气缸
 (17)中的空气量($\hat{m}_{y1}$)。

2.按权利要求1的方法, 其特征是, 用负荷传感器(12; 13)测得的负
 20 荷信号($\bar{m}_{DK-LMM}$; $\bar{P}_{S-S}$)来修正和调整闭环调节回路中的模型变量($\hat{m}_{y1}$),
 其中负荷信号($\bar{m}_{DK-LMM}$; $\bar{P}_{S-S}$)作为调节回路的基准变量。

3.按权利要求2的方法, 其特征是, 在内燃机的稳定和/或不稳定运行中
 进行调整, 并考虑负荷传感器(12; 13)的传递特性。

4.按权利要求2的方法, 其特征是, 节流阀的一个减小横截面的一个值
 25 ($\hat{A}_{RED}$)对应节流阀开度的一个测量值, 并通过修正变量($\Delta \hat{A}_{RED}$)修正的
 减小横截面($\hat{A}_{RED}$)来调整模型变量, 使基准变量和相应模型变量之间的调
 整误差减小到最低限度。

5.按权利要求4的方法, 其特征是, 减小的横截面($\hat{A}_{RED}$)由发动机试
 验台上进行的稳定测量来确定, 并存储在电子控制装置的一个存储器的一个
 30 特性曲线族中。

6.按权利要求 1 的方法,其特征是,在表示节流阀(11)中的空气流量($\hat{m}_{DK}$)的模型变量时,将流量方程中的流量函数(Ψ)分成单独的区段($i = 1 \dots k$),这些区段用直线段近似,其中相应直线段的斜率(m_i)和绝对项(n_i)作为进气管压力($\hat{p}_s$)和环境压力($\hat{p}_v$)之比的函数来确定,并存储在 5 在一个特性曲线族中。

7.按权利要求 1 的方法,其特征是,相应气缸中的空气流量的模型变量($\hat{m}_{zyl}$)的线性函数的斜率(r_1)和绝对项(r_0)根据内燃机的转数、气缸数、进气管几何尺寸、进气管(10)空气温度(T_s)和阀门调节信号这些参数中的至少一个来确定。

10 8.按权利要求 7 的方法,其特征是,这些参数由发动机试验台上进行稳定测量来确定,并存储在特性曲线族中。

9.按权利要求 1 的方法,其特征是,流入气缸中的空气量($\hat{m}_{zyl}$)用下式计算:

$$15 \quad \hat{m}_{zyl}[N] = \frac{T_A}{2} \cdot (\hat{m}_{zyl}[N-1] + \hat{m}_{zyl}[N])$$

式中: T_A 取样时间或分段时间;

$\hat{m}_{zyl}[N]$ 在现时取样步距或分段过程中的空气流量的模型变量;

$\hat{m}_{zyl}[N-1]$ 在过去取样步距或分段过程中的空气流量的模型变量。

20 10.按权利要求 1 的方法,其特征是,流入一个或多个气缸中的空气量($\hat{m}_{zyl}$)在一个相对于现时负荷探测在取样时刻(N)位于将来确定的预测范围(H)通过相应压力值的估算用下式进行估算:

$$25 \quad \hat{m}_{zyl}[N+H] = T_A \cdot \left(\gamma_1 \cdot \left\{ \hat{p}_s[N] + (H-0.5) \cdot \frac{T_A}{2} \cdot [\hat{p}_s[N-1] + \hat{p}_s[N]] \right\} + \gamma_0 \right)$$

式中: T_A 取样时间或分段时间;

H 预测范围,位于将来的取样步距数;

r_1 线性方程的斜率;

r_0 确定 $\hat{m}_{zyl}$ 的绝对项;

30 N 现时取样步距。

11.按权利要求 10 的方法，其特征是，用于估算将来负荷信号的分段数
(H) 根据转数变化进行确定。

说明书

依据模型确定流入内燃机气缸
中的空气量的方法

5 本发明涉及一种依据模型确定流入内燃机气缸中的空气量的方法。

用燃料喷射进行工作的内燃机的发动机配气系统需要将发动机吸入的空气量 m_{zy1} 作为发动机负荷的一个参数。这个参数构成实现要求的燃料-空气比例的基础。由于对发动机配气系统不断增加的要求,例如
10 要求减少汽车有害物质的排放量,所以确定的稳定和不稳定过程的负荷参数必须保持很小的容许误差。除上述运行情况外,内燃机热态运转过程中的精确的负荷检测提供了减少有害物质的很大可能性。

在空气量控制的发动机配气系统中,在不稳定运行情况下,作为内燃机负荷信号用的、布置在进气管上游的空气流量计的信号不是表示气
15 缸实际充气的尺度,因为节流阀下游的进气管的容积起着必须充满和排空的空气存储器的作用。但对计算喷射时间起决定性作用的空气量是从进气管流出并流入相应汽缸中的空气量。

在用进气管压力控制的发动机配气系统中,虽然压力传感器的输出信号反映进气管中的实际压力状况,但有时由于必要对测量值进行平均
20 计算,所以只有在时间上相对推迟以后才提供出测量值。

引用变化的吸气系统和变化的阀门调节时,用测量信号得出的负荷参数对经验获得的模型出现很多的影响因素,它们影响着相应的模型参数。

建立在物理假设条件基础上的、用模型支持的计算方法是精确地确
25 定空气量 m_{zy1} 的良好开端。

DE 39 19 448 C2 公知了一种调节和预先确定进气管压力控制的内燃机吸气量的装置,该装置将节流阀开度和发动机转数作为内燃机燃烧室吸入空气的现时值的计算根据,然后把这个计算出的现时吸气量作为
30 对进行计算到一定时间点吸入内燃机燃烧室中的吸气量的预先确定值的计算根据。在节流阀下游测出的压力信号用理论的关系式修正,这样就达到了吸入的空气量的计算改进,从而可能比较精确地计算喷射时

间。

但在内燃机不稳定的运行中，最好对流入气缸中的空气量进行更精确地确定。

5 本发明的任务在于，提出一种能以高精度确定流入内燃机气缸中的实际空气量的方法。此外，还可补偿由于燃料推进和在计算喷射时间时计算时间可能出现的系统引起的无效时间。

根据本发明，提供一种确定流入内燃机气缸中的空气量的方法，具有

10 一个吸气系统，该系统具有一根进气管和设置在该管中的一个节流阀以及一个探测节流阀的开度的节流阀位置传感器，

一个产生内燃机负荷信号的传感器；

一个根据测得的负荷信号和内燃机转数来计算基本喷射时间的电子控制装置，其特征是：

15 用一个进气管充气模型来模拟进气系统中的工况，其中用节流阀的开度、环境压力 P_U 和表示阀门位置的参数作为模型的输入变量；

用通过节流点的理想气体的流量方程来描述节流阀的流量的模型变量；

用空气流量的质量平衡作为进气管压力的线性函数来描述进入气缸中的空气流量的模型变量；

20 这些模型变量通过一个微分方程组合，从中算出进气管压力作为计算内燃机实际负荷的确定变量；

从计算出的进气管压力与流入一个或多个气缸中的空气流量的模型变量之间的线性关系中通过积分求出流入一个或多个气缸中的空气量。

25 根据一种已知的假设条件得出一种建立在一个非线性微分方程基础上的模型描述。下面将演示这个非线性方程的近似算法。在这种近似计算的结果中可用一个双线性方程来描述系统特性，该方程可快速求解在实时条件下汽车发动机控制器的关系式。在这种情况下，选择的模型假设条件包含变化进气系统和变化阀门调节系统的模型化。由于这种
30 假设和由于气态补充充气亦即由于压力波的反射在进气管中所引起的

效应便可通过模型稳态确定的参数选择来予以很好地考虑。全部模型参数一方面用在物理方面是可以解释的，而另一方面又必须从稳态的测量中获得。

描述这里使用模型的特点的微分方程的时间离散解所用的大多数
5 计算法大都需要在节流阀很小压差即在满负荷情况下有一个很小的计算步距才能得出稳定的数字。其结果是，在确定负荷参数时势必导致不可接受的计算费用。由于负荷探测系统通常是按分段同步工作的，即在四缸发动机时，全部 180° 曲轴转角都取样一个测值，所以模型方程同样也是分段同步求解的。下面用一个绝对稳定的差分法来求解微分方程，
10 该差分法保证任意计算步距时数值的稳定性。

此外，本发明建立在模型基础上的计算方法可提供一个按可选择的取样信号数得出负荷信号预测的可能性，亦即提供一个具有变化预测范围的负荷信号的预测。在恒定转数情况下，如果与预测范围成比例的预测时间不太长，则可得出一个高精度的预测负荷信号。

15 因为在相关测量值的探测和负荷值的计算之间存在一个无效时间，所以这样的预测是必要的。此外，由于混合处理的原因，在相应气缸吸气阶段实际开始前必须通过喷射阀尽可能精确地计算在即将进行的吸气阶段的过程中与空气量 m_{zy1} 保持要求比例的燃料量。在不稳定的发动机运行中，一个变化的预测范围可改善燃油计量的质量。由于在
20 不断增加转数时分段时间减少，所以喷射过程必须比在低转数时大量分段之前开始。为了能够尽可能精确地确定待计量的燃料量，负荷变量的预测需按燃料推进的分段数进行，以便在这种情况下保持要求的燃料-空气比例。所以在不稳定的发动机运行中，显著改善的要求的燃料空气比例的保持有助于负荷变量的预测。依据模型的这个负荷探测系统在已知
25 的发动机配气系统中即在空气量控制的或进气管压力控制的发动机配气系统中，在下面以模型调整回路的形式提出一个修正计算法。这个修正计算法在模型参数出现不精确的情况下可实现精确度的永久改善，亦即可实现在稳定和不稳定运行情况下的模型调整。

下面结合附图来说明本发明方法的一个实施例。附图表示：

30 图 1 表示四冲程循环内燃机的进气系统的示意图，包括相应的模型

变量和测试变量;

图 2 表示气流函数和相应的多边形折线近似法;

图 3 表示空气量控制的发动机配气系统的模型调整回路方框图;

图 4 表示进气管压力控制的发动机配气系统的模型调整回路方框

5 图。

在依据模型的负荷变量 $\dot{m}_{m_{zy1}}$ 的计算是以图 1 所示的原理图为依据的。为清晰起见，图中只示出了内燃机的一个气缸。标号 10 表示内燃机的一根进气管，在该进气管中布置有一个节流阀 11。节流阀 11 与一个用来确定节流阀开度的节流阀位置传感器 14 连接。在空气量控制的
10 发动机配气系统中，节流阀 11 上游布置一个空气流量计 12，而在进气管压力控制的发动机配气系统中则在进气管内配置一个进气管压力传感器 13。所以根据负荷探测的类型只用这两个元件 12 和 13 中的一个。空气流量计 12，节流阀位置传感器 14 和代替空气流量计 12 的进气管压力传感器 13 的输出端都与图中未示出的内燃机电子控制装置的输入
15 端连接。此外，图 1 中还示出了一个进气阀 15、排气阀 16 和在气缸 17 中运动的活塞 18。

图 1 中还标出了进气系统选出的变量和参数。其中，在变量的上方加有一个脱字符“^”的变量表示模型变量，而没有加脱字符“^”的变量则表示测试变量。详细表示为：

20 P_U - 环境压力， P_s - 进气管压力， T_s - 进气管内的空气温度， V_s - 进气管的容积。

带有一个圆点符号的变量表示相应变量的一阶时间导数。所以 $\dot{m}_{DK}$ 是节流阀的空气流量， $\dot{m}_{zy1}$ 是实际流入内燃机气缸中的空气流量。

25 发动机负荷情况依据模型计算的基本任务是，求解进气管压力的微分方程：

$$\hat{\dot{P}}_s = \frac{R_L \cdot T_s}{V_s} \cdot (\hat{\dot{m}}_{DK} - \hat{\dot{m}}_{zy1}), \quad (2.1)$$

30 这个微分方程在进气管空气温度 T_s 恒定的前提下可从理想气体的状态方程中导出。

式中 R_L 叫做一般气体常数。

负荷变量 $\dot{m}_{zy1}$ 通过对气缸气流 $\dot{m}_{zy1}$ 进行积分来确定。由 (2.1) 式描述的工况适用于带有摆管 (开关进气管) 和/或共振进气系统的多缸内燃机, 而无需结构的改变。

- 5 对燃料计量由多个喷射阀进行的多点喷射系统, (2.1) 式描述的工况比单点喷射即燃料用唯一的一个燃料喷射阀进行计量时精确。在前一种燃料计量时, 几乎整个进气系统都被空气充满。只有进气阀前面的一个小的区段内充满燃料-空气混合气。而在单点喷射系统时, 由于喷射阀布置在节流阀之前, 所以从节流阀至进气阀的整个进气管都充满燃料-空气混合气。在这种情况下, 理想气体的假定比多点喷射时更接近。在单点喷射时, 燃料计量按 $\dot{m}_{dk}$ 进行, 而在多点喷射时则按 $\dot{m}_{zy1}$ 进行。

下面将较详细描述空气流量 $\dot{m}_{DK}$ 和 $\dot{m}_{zy1}$ 的计算。

- 15 在节流阀处的空气流量的模型变量 $\dot{m}_{DK}$ 通过节流点的理想气体的流量方程来描述。在节流点产生的流动损失用减小的流通横截面来考虑。所以空气流量 $\dot{m}_{DK}$ 按下式计算:

$$\dot{m}_{DK} = \hat{A}_{RED} \cdot \sqrt{\frac{2K}{K-1} \cdot \frac{1}{R_L \cdot T_s}} \cdot \hat{P}_U \cdot \Psi \quad (2.2)$$

20

式中

$$\Psi = \sqrt{\left(\frac{\hat{P}_s}{\hat{P}_U}\right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{\hat{P}_s}{\hat{P}_U}\right)^{\left(\frac{K+1}{K}\right)}} \quad \text{为超临界压力比例}$$

25

或

$\Psi = \text{常数}$, 为临界压力比例

$\dot{m}_{DK}$: 节流阀处的空气流量的模型变量

$\hat{A}_{RED}$: 减小的流通横截面

K : 绝热指数

30

R_L : 一般气体常数

T_s : 进气管内的空气温度

$\hat{p}_u$: 环境压力的模型变量

$\hat{p}_s$: 进气管压力的模型变量

Ψ : 流量函数

- 5 在节流点亦即在节流阀处产生的流动损失通过适当选择 $\hat{A}_{RED}$ 来考虑。在节流点前后已知压力和已知通过节流点的空气流量的情况下，从稳态测量中可在由节流阀位置传感器 14 测得的节流阀角度和相应减小的横截面 $\hat{A}_{RED}$ 之间得出一个对应值。

如果在节流阀处的空气流量 $\hat{m}_{DK}$ 用式 (2.2) 描述，则在微分方程
10 (2.1) 的数字正确求解时出现复杂的运算。为了减少运算工作，可用多边形折线近似计算流量函数 Ψ 。

图 2 表示流量函数 Ψ 的曲线和所用的近似原理。在区段 $i = (1 \dots k)$ ，流量曲线为一条直线。所以用可接受的直线段数目便可达到令人满意的接近。通过这种假设，在 $i = 1 \dots k$ 时用来计算节流阀处的空气流量 $\hat{m}_{DK}$
15 的方程 (2.2) 可按下式近似计算：

$$\hat{m}_{DK_APPROX} = \hat{A}_{RED} \cdot \sqrt{\frac{2K}{k-1} \cdot \frac{1}{R_L \cdot T_s}} \cdot \hat{p}_u \cdot \left(m_i \frac{\hat{p}_s}{\hat{p}_u} + n_i \right) \quad (2.3)$$

此式中的 m_i 描述该直线段的斜率， n_i 描述绝对项。斜率值和绝对
20 项的值作为进气管压力与环境压力比 $\frac{\hat{p}_s}{\hat{p}_u}$ 的函数存储在表中。

图 2 的横坐标绘出压力比 $\frac{\hat{p}_s}{\hat{p}_u}$ ，纵坐标绘出流量函数 Ψ 的函数值 (0 - 0.3)。

在压力比 $\frac{\hat{p}_s}{\hat{p}_u} \leq \left[\frac{2}{K+1} \right]^{\frac{K}{K-1}}$ 时， $\Psi = \text{常数}$ ，即节流点的流动只与横截面
25 有关而不再与压力比有关。流入内燃机相应汽缸中的空气量是很难用分析法确定的，因为它与换气密切相关。气缸的充气在很大程度上是由进气管压力、转数和阀门调节时间确定的。

所以为了尽可能精确计算相应气缸中的空气流量 $\hat{m}_{cyl}$ ，一方面需要用偏微分方程来描述内燃机进气冲程的比例，另一方面又需按流量方程作

为必要的边界条件来计算进气阀处的空气流量。只有这种复杂的近似法才可考虑主要受转数、进气管几何尺寸、气缸数和阀门调节时间影响的动态补充充气效应。

5 由于按上述假设条件不可能在内燃机的电子控制装置中进行计算，所以用进气管压力 $\hat{P}_s$ 和气缸空气流量 $\hat{m}_{cyl}$ 之间的简单关系来进行可能的近似计算。为此，在意义重大的阀门调节时间的一个大的范围内都可按下式获得很好的一次近似，即：

$$\hat{m}_{cyl_APPROX} = r_1 \cdot \hat{P}_s + r_0 \quad (2.4)$$

10 式 (2.4) 的斜率 r_1 和绝对项 r_0 在考虑全部重要影响因素的情况下为转数、进气管几何尺寸、气缸数、阀门调节时间和进气管中的空气温度 T_s 的函数。此时与转数、进气管几何尺寸、气缸数和阀门调节时间及阀门上升曲线这些影响因素有关的 r_1 和 r_0 的值可通过静态测定求得。通过这种数值确定同样可清楚反映出摆管和/或共振进气系统对内燃机吸入的空气量的影响。数值 r_1 和 r_0 存储在电子的发动机控制装置的特性曲线族中。

15 选择进气管压力 P_s 作为确定发动机负荷的待确定的变量。用模型 - 微分方程可尽可能精确和快速估算这个变量。估算 $\hat{P}_s$ 需要求解方程 (2.1)。

借助于结合式 (2.2) 和 (2.3) 引用的简化，在 $i = (1 \cdots k)$ 时式 (2.1) 可用下式近似计算：

$$\hat{P}_s = \frac{R_L \cdot T_s}{V_s} \cdot \left(\hat{A}_{RED} \cdot \sqrt{\frac{2K}{k-1} \cdot \frac{1}{R_L \cdot T_s}} \cdot \hat{P}_U \cdot \left\{ m_i \cdot \frac{\hat{P}_s}{\hat{P}_U} + n_i \right\} - \{ r_1 \cdot \hat{P}_s + r_0 \} \right) \quad (2.5)$$

25 根据推导方程式 (2.1) 的前提，进气管中的空气温度 T_s 作为缓慢变化的测试变量和 $\hat{A}_{RED}$ 作为输入值，则微分方程式 (2.1) 的非线性形式可用双线性方程 (2.5) 近似计算。

为了求解方程 (2.5)，必须将此式变换成一个适当的差分方程。

30 下面提出待形成的差分方程的求解特点的原则要求作为适当的差

分格式的选择标准:

1.即使在极端的动态要求情况下,也必须保持差分格式,即差分方程的解必须符合微分方程的解;

2.在取样时间尽可能符合分段时间的情况下,必须保证整个工作范围内进气管压力的数字稳定性。

要求 1 可用隐函数计算法来满足。由于非线性微分方程 (2.1) 用双线性方程进行近似计算,所以待形成的隐函数法解算不用迭代法即可求解,因为差分方程可变换成一种显函数的形式。

由于微分方程 (2.1) 的处理及其近似计算式 (2.5) 所以只通过一个运算规则来形成运算绝对稳定的差分方程便可满足第二要求。这种方法也叫做绝对稳定法。这种绝对稳定法的特点是,计算法的特性在取样时间即分段时间 T_A 任意值时的稳定的初始问题在数值上都是稳定的。用来数字求解微分方程的一个可能的、满足上述两个要求的运算规则为梯形规则。

在这种情况下,当 $N = (1 \cdots \infty)$ 时,通过动用梯形规则产生的差分方程可定义成:

$$\hat{P}_s[N] = \hat{P}_s[N-1] + \frac{T_A}{2} \cdot (\hat{P}_s'[N-1] + \hat{P}_s'[N]) \quad (2.6)$$

将这个规则应用到式 (2.5), 即得下式:

$$\hat{P}_s[N] = \frac{\hat{P}_s[N-1] + \frac{T_A}{2} \cdot \hat{P}_s'[N-1]}{1 - \frac{T_A}{2} \cdot \frac{R_L \cdot T_s}{V_s} \cdot \left(\hat{A}_{RED} \cdot \sqrt{\frac{2K}{K-1} \cdot \frac{1}{R_L \cdot T_s}} \cdot m_i - \gamma \right)} + \frac{\frac{T_A}{2} \cdot \frac{R_L \cdot T_s}{V_s} \cdot \left(\hat{A}_{RED} \cdot \sqrt{\frac{2K}{K-1} \cdot \frac{1}{R_L \cdot T_s}} \cdot \hat{P}_U \cdot n_i - \gamma_0 \right)}{1 - \frac{T_A}{2} \cdot \frac{R_L \cdot T_s}{V_s} \cdot \left(\hat{A}_{RED} \cdot \sqrt{\frac{2K}{K-1} \cdot \frac{1}{R_L \cdot T_s}} \cdot m_i - \gamma_1 \right)} \quad (2.7)$$

式中 $N = (1 \cdots \infty)$, $i = (1 \cdots k)$ 。此式用于计算作为发动机

负荷度量标准的进气管压力 $\hat{p}_s[N]$.

$[N]$ 在这里表示现在分段或现在计算步距, $[N+1]$ 表示下一个分段或下一个计算步距.

下面来描述现在和预测负荷信号的计算.

- 5 从算出的进气管压力 $\hat{p}_s$ 可通过式 (2.4) 计算流入气缸中的空气流量 $\hat{m}_{zyl}$. 用一个简化的积分运算则得 $N = (1 \cdots \infty)$ 时在一个进气冲程中被内燃机吸入的空气量的计算式:

$$\hat{m}_{zyl}[N] = \frac{T_A}{2} \cdot (\hat{m}_{zyl}[N-1] + \hat{m}_{zyl}[N]) \quad (2.8)$$

10

这里假定负荷变量的初始值为零. 在分段同步的负荷探测时, 分段时间随转数的不断上升而下降, 而燃料推进所需的时间数则必须增加. 由于这个原因, 必须设计变化的预测范围 H 即一定的、主要取决于转数的分段数 H 的负荷信号的预测. 在考虑这个变化的预测范围 H 的情况下, 可将 $N = (1 \cdots \infty)$ 时的方程 (2.8) 写成下式:

15

$$\hat{m}_{zyl}[N+H] = \frac{T_A}{2} \cdot (\hat{m}_{zyl}[N+H-1] + \hat{m}_{zyl}[N+H]) \quad (2.9)$$

- 20 在进一步的考虑中, 假定用于由进气管压力 $\hat{p}_s$ 确定空气流量 $\hat{m}_{zyl}$ 所需的方程式 (2.4) 的分段时间 T_A 、参数 r_1 和 r_0 在整个预测时间内都不变化.

在这个前提下, 通过相应压力值 $\hat{p}_s[N+H]$ 的预测而可达到对 $\hat{m}_{zyl}[N+H]$ 值的预测, 从而可将 $N = (1 \cdots \infty)$ 的方程式 (2.9) 假设成下式:

25

$$\hat{m}_{zyl}[N] = \frac{T_A}{2} \cdot (\gamma_1 \cdot \{\hat{p}_s[N+H-1] + \hat{p}_s[N+H]\} + 2 \cdot \gamma_0) \quad (2.10)$$

由于在上述方法中进气管压力 $\hat{p}_s$ 的时间变化是以分析的形式出现的, 所以下面通过 H 次应用梯形规则便可得出压力值 $\hat{p}_s[N+H]$ 的预测. 在这种情况下得出 $N = (1 \cdots \infty)$ 时的关系式为:

30

$$\hat{P}_s[N+H] = \hat{P}_s[N] + \frac{T_A}{2} \cdot H \cdot (\hat{P}_s[N-1] + \hat{P}_s[N]) \quad (2.11)$$

如用类似的方式确定压力 $\hat{P}_s[N+H-1]$, 则可列出 $N = (1 \cdots \infty)$ 时的
5 预测负荷信号的方程式为:

$$\hat{m}_{zyl}[N+H] = T_A \cdot \left(\gamma_1 \cdot \left\{ \hat{P}_s[N] + (H-0.5) \cdot \frac{T_A}{2} [\hat{P}_s[N-1] + \hat{P}_s[N]] \right\} + \gamma_0 \right) \quad (2.12)$$

如果预测范围 H 值选定为 $1 \cdots 3$ 分段数量级, 则可用式 (2.12)
10 得出一个满意的预测负荷信号。

下面说明空气量控制和进气管压力控制的发动机配气系统用的模型调整原理。

由于采用变化的阀门调节和/或变化的进气管几何尺寸的发动机、由于制造误差和老化现象以及由于温度影响, 引起了 r_1 和 r_0 值一定程度的不可靠性。如上所述, 用来确定气缸中空气流量的方程式的参数是各种影响因素的函数。其中, 只有最重要的影响因素可以进行探测。
15

在计算节流阀处的空气流量时, 节流阀角度探测时的测量误差和流量函数中的多边形折线近似法引起的近似计算误差对模型参数有影响。特别是, 在小的节流阀角度时, 系统对前面提到的误差特别敏感。
20 由此而产生这样的结果: 节流阀位置的微小变化都会对空气流量或进气管压力产生巨大的影响。为了减少这种影响的后果, 下面提出一种方法来对模型计算有影响的一些参数进行这样的修正, 即: 对稳态和不稳态的发动机运行都可进行改善精确度的模型匹配。

用来确定内燃机负荷变量用的模型的主要参数的匹配可通过由测出的节流阀角度确定的减小横截面 $\hat{A}_{RED}$ 用修正值 $\Delta \hat{A}_{RED}$ 进行修正来实现。
25

所以用于计算修正的进气管压力的输入值 $\hat{A}_{RED}$ 可用下式描述:

$$\hat{A}_{REDKORR} = \hat{A}_{RED} + \Delta \hat{A}_{RED} \quad (3.11)$$

然后用 $\hat{A}_{REDKORR}$ 代替方程 (2.2) 中和以后公式中的 $\hat{A}_{RED}$ 。为了改进调节回路的跟踪特性, 把从节流阀角度的测量值中推导出的减小的节流阀横截面 $\hat{A}_{RED}$ 考虑在模型计算中。修正值 $\Delta \hat{A}_{RED}$ 通过模型调节回路的实现来构成。

5 在空气量控制的发动机配气系统中, 用节流阀处的空气流量计测出的空气流量 $\dot{m}_{DK-LMM}$ 作为这个调节回路的基准参数, 而在进气管压力控制的系统中则用测出的进气管压力 P_s 作为基准参数。通过一个跟踪调节来这样确定 $\Delta \hat{A}_{RED}$ 的值, 即把基准参数和相应调节参数之间的调节误差减小到最低限度。

10 为了在动态运行中也能用上述方法达到改善精确度, 必须尽可能精确地模拟基准参数的测量值的探测。在大多数情况中, 必须考虑传感器的动态特性, 亦即必须考虑空气流量计或进气管压力传感器的动态特性和随后进行的平均值计算。

相应传感器的动态特性可用一次近似作为具有可能与工作点有关的滞后时间 T_1 的一阶系统。在空气量控制的系统情况中, 描述传感器特性的一个可能的方程式为:

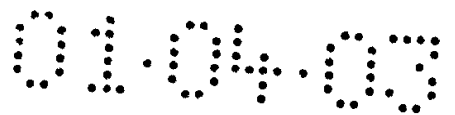
$$\hat{m}_{DK_LMM}[N] = e^{-\frac{T_1}{T_1}} \cdot \hat{m}_{DK}[N-1] + \left(1 - e^{-\frac{T_1}{T_1}}\right) \cdot \hat{m}_{DK_LMM}[N-1] \quad (3.12)$$

20 环境压力 $\hat{P}_U$ 是一个在选择假设条件时对最大可能的空气流量 $\hat{m}_{y1}$ 具有显著影响的一个变量。由于这个原因, 不可能根据这个变量的一个恒定值, 而是按下述的方式方法来进行匹配。

当修正值 ΔA_{RED} 的值超过一定的阈值时, 或当压力比 $\frac{\hat{P}_s}{\hat{P}_U}$ 大于一个可选择的恒定值时, 环境压力 $\hat{P}_U$ 的值产生变化。这样就保证了在部分负荷范围内和满负荷范围内都可进行环境压力匹配。

下面来说明空气量控制的发动机配气系统的模型调整。对这个系统可用图 3 所示的模型结构来说明。

节流阀位置传感器 14 (图 1) 发出一个与节流阀 11 开度一致的信号例如一个节流阀打开角度。在电子的发动机控制装置的一个特性曲线



族中存储了与这个节流阀打开角度的不同数值对应的节流阀的减小横截面值 $\hat{A}_{RED}$ 。这种对应通过图 3 和图 4 的“静态模型”的方框图来表示。图 3 和图 4 的部分系统“进气管模型”表示式 (2.7) 描述的特性。这个模型调节回路的基准参数是节流阀上整个分段平均得出的空气流量的测量值 $\bar{m}_{DK-LMM}$ 。如果在这个模型调节回路中用比例积分调节器作为调节器, 则剩余调节误差为零, 亦即节流阀处空气流量的模型变量和测试变量完全相等。节流阀中空气流量的脉动现象会在显示数值的空气流量计上导致明显的正测量误差, 所以会导致一个具有明显误差的基准参数。特别是四缸发动机会出现这种脉动现象。通过调节器的断开, 亦即

10 调节器参数的减少可过渡成调节的以模型支持的运行。所以在产生上述脉动的范围内, 例如那些存在一个几乎无扰动的基准参数的范围内可用相同的方法在考虑动态关系的情况下来进行处理。当只考虑在稳态运行点相应测量值的方法比较, 上述系统几乎保持不受限制的运行能力。在空气量信号或节流阀位置传感器信号失效时, 该系统可构成一个相应的

15 等效信号。在基准变量失效时可实现控制运行, 而在另一种情况中, 调节运行则保证系统几乎不受影响地完成功能的能力。

“进气管模型”方框图表示用方程 (2.7) 描述的工况, 因此作为输出变量有模型变量 $\hat{P}_s$ 以及时间导数 $\dot{\hat{P}}_s$ 和变量 $\hat{m}_{DK}$ 。在传感器传递特性模型化以后, 亦即在空气流量计的传递特性和取样模型化以后, 进行模型

20 变量 $\bar{m}_{DK-LMM}$ 的平均值计算, 所以将平均变量 $\bar{m}_{DK-LMM}$ 和由空气流量计测得的平均气流量 $\bar{m}_{DK-LMM}$ 输入一个比较器中。两个信号的差得出减小的流量横截面 A_{RED} 的变化 $\Delta \hat{A}_{RED}$, 于是可进行稳定和不稳定的模型调整。

对进气管压力控制的发动机配气系统则用图 4 所示的模型结构来说明, 其中, 与图 3 相同的方框用相同的符号表示。与空气量控制的发动机配气系统一样, 部分系统“进气管模型”表示用差分方程 (2.7)

25 描述的特性。这个模型调节回路的基准变量为通过一个分段平均得出的进气管压力 $\bar{P}_{s-s}$ 的测量值。如果也象图 3 那样用比例积分调节器, 则在稳定情况下进气管的压力测量值与模型变量 $\bar{P}_{s-s}$ 完全相等。如上所述, 这个系统也保持几乎不受限制的工作能力, 因为在进气管压力信号或节流阀开度的测量值失效时可形成一个相应的等效信号。

30

通过进气管模型获得的模型变量 $\hat{p}_s$, $\dot{\hat{p}}_s$ 被输入一个“预测”方框中。由于用模型也可计算出进气管中的压力变化, 所以可用这种压力变化来估算进气管中的将来的压力变化, 从而也可用来估算下一个分段 $[N+1]$ 或下面的分段 $[N+H]$ 的气缸空气量。然后变量 $\hat{m}_{\text{cyl}}$ 或变量 $\hat{m}_{\text{cyl}}[N+1]$ 用来

5 精确计算燃料喷射的喷射时间。

说明书附图

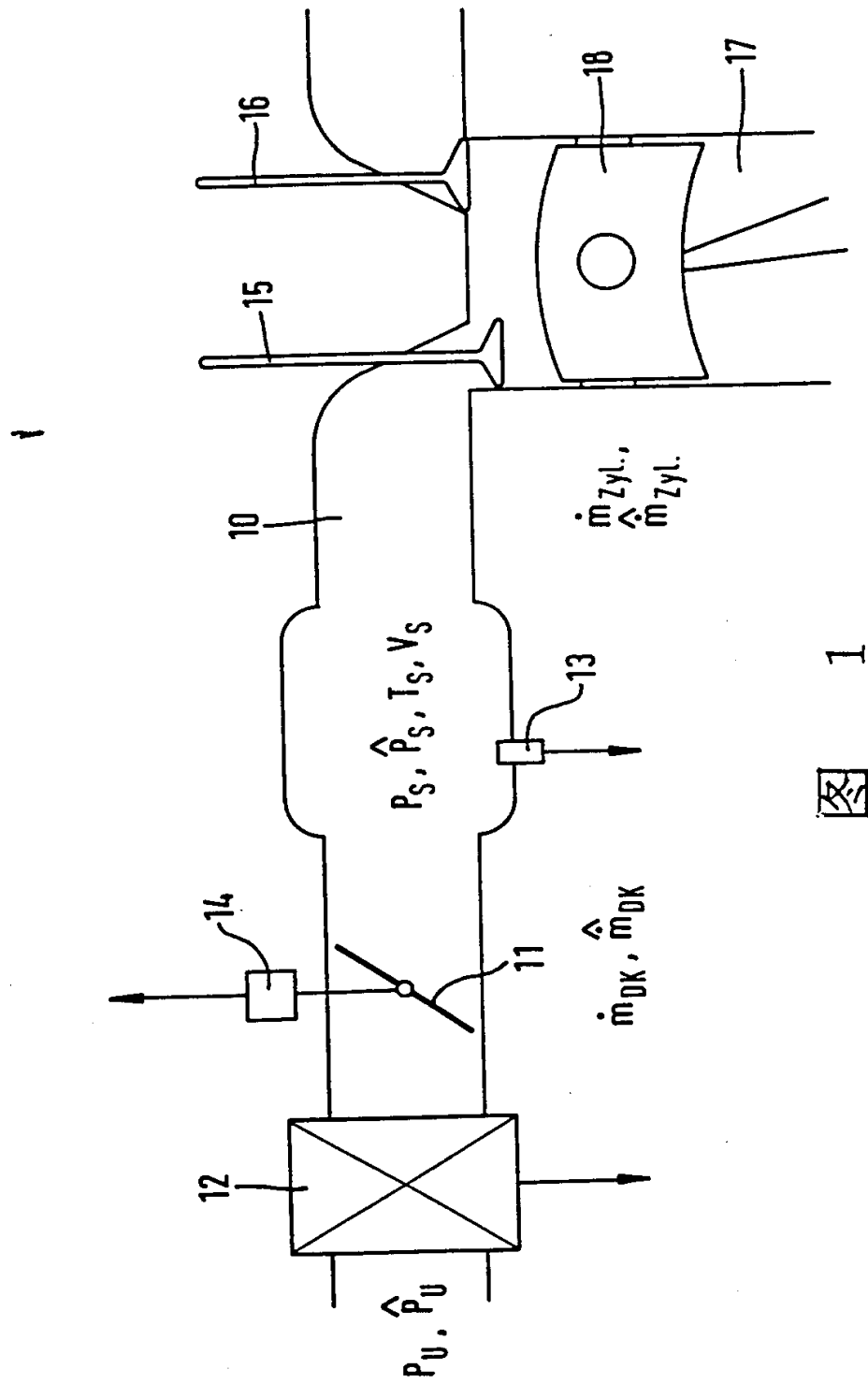


图 1

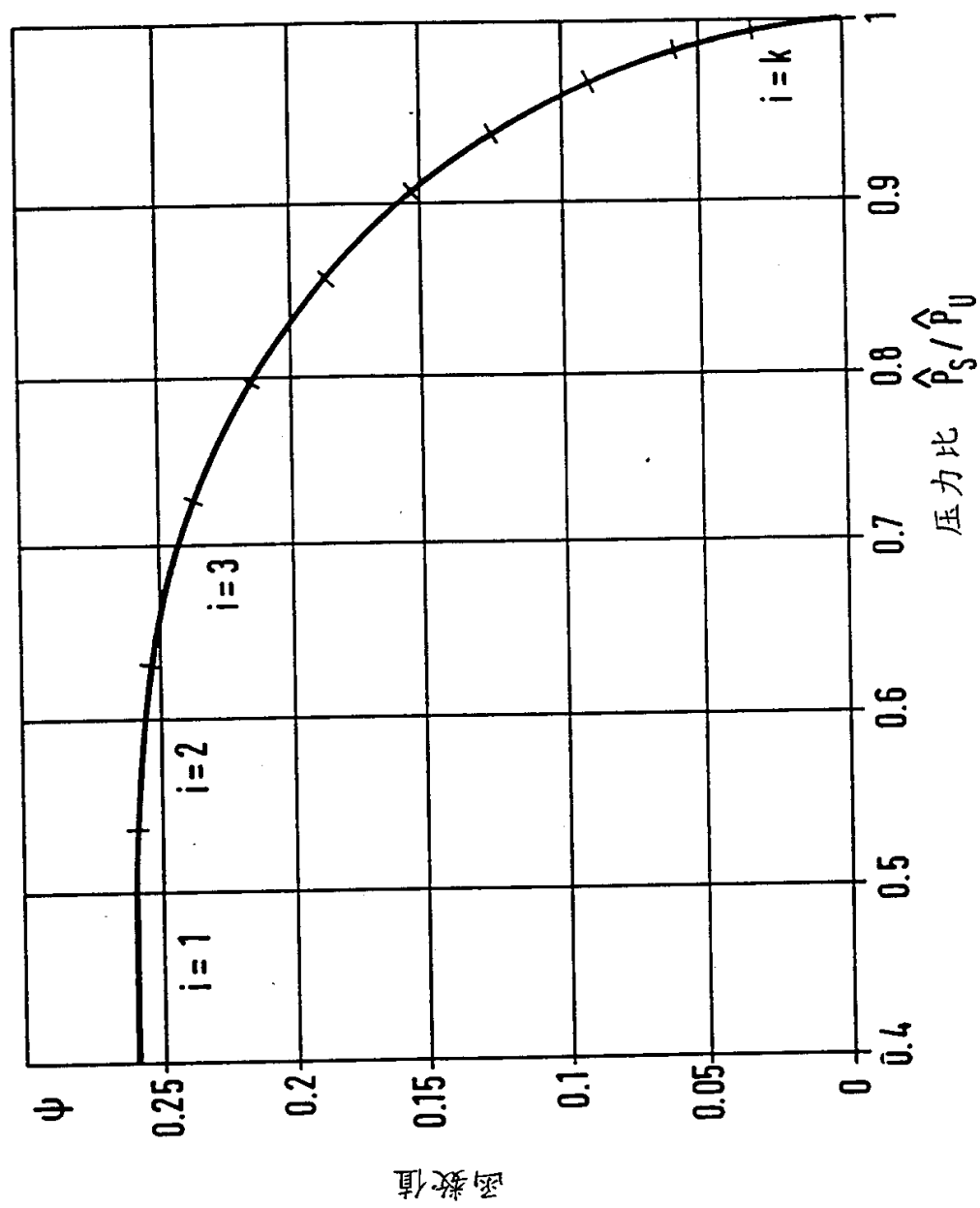
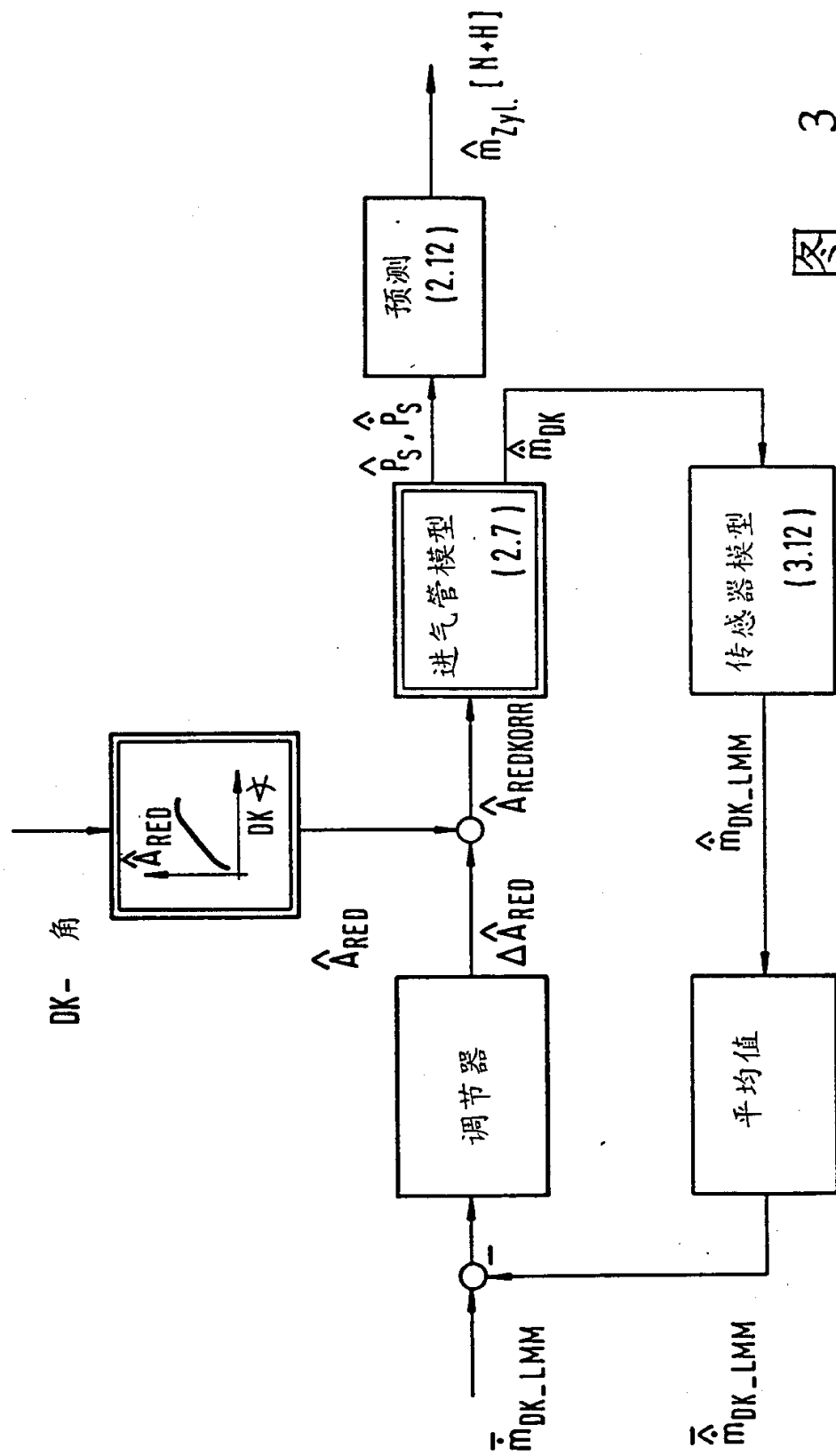


图 2



图

3

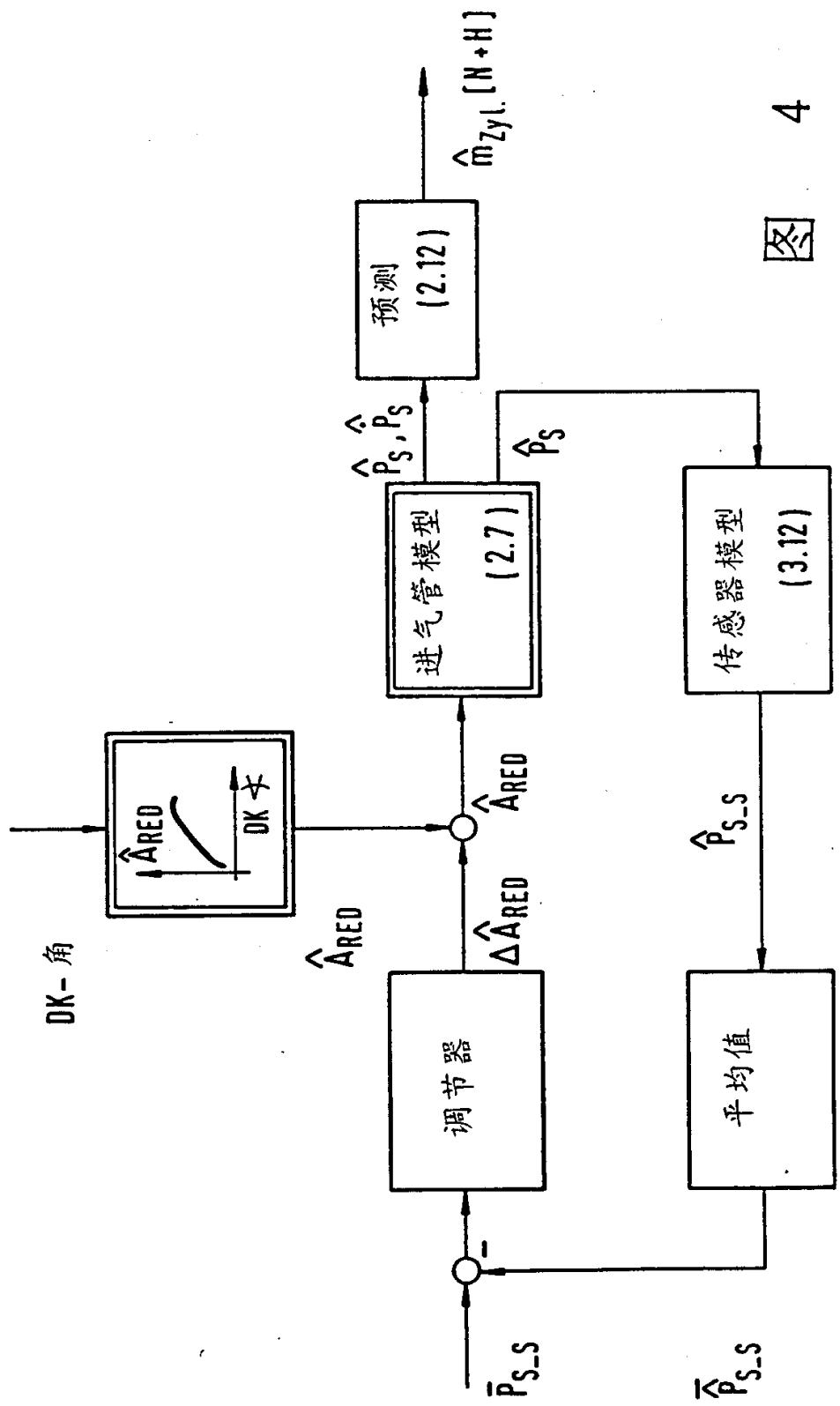


图 4