

(12) 按照专利合作条约所公布的国际申请

(19) 世界知识产权组织
国际局

(43) 国际公布日
2020 年 4 月 23 日 (23.04.2020)



(10) 国际公布号
WO 2020/078083 A1

(51) 国际专利分类号:
F02B 75/00 (2006.01) **F02F 3/00** (2006.01)
F02F 3/26 (2006.01)

(21) 国际申请号: PCT/CN2019/100321

(22) 国际申请日: 2019 年 8 月 13 日 (13.08.2019)

(25) 申请语言: 中文

(26) 公布语言: 中文

(30) 优先权:
201811219095.0 2018 年 10 月 19 日 (19.10.2018) CN
201910370596.7 2018 年 10 月 19 日 (19.10.2018) CN

(71) 申请人: 广州宏大动力科技有限公司
(GUANGZHOU HONGDA POWER TECHNOLOGY
CO., LTD.) [CN/CN]; 中国广东省广州市天河
区翰景路 1 号金星大厦 5 楼 F7-J96 刘金
宏, Guangdong 510000 (CN)。

(72) 发明人: 刘金宏 (LIU, Jinhong); 中国广东省
茂名市化州市丽岗镇幸福路 3 号,
Guangdong 525125 (CN)。

(81) 指定国(除另有指明, 要求每一种可提供的国家
保护): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG,
BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU,
CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB,
GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS,
JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK,
LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX,
MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL,
PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL,
SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG,
US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW。

(84) 指定国(除另有指明, 要求每一种可提供的地区
保护): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ,
NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), 欧亚 (AM,
AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), 欧洲 (AL, AT, BE, BG,
CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU,

(54) Title: INTERNAL COMBUSTION ENGINE AND DESIGN AND FABRICATION METHOD THEREFOR

(54) 发明名称: 内燃机及其设计制造方法

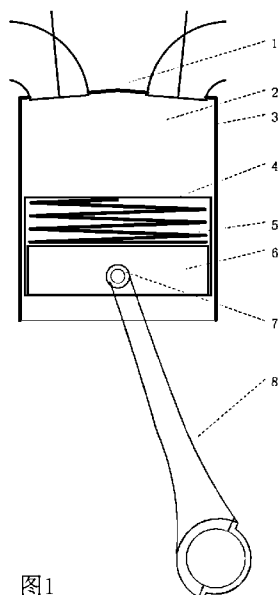


图1

(57) Abstract: An internal combustion engine and a design and fabrication method therefor. The internal combustion engine comprises an elastic energy storage structure. The elastic energy storage structure is a structure that has elasticity, and the function thereof is that energy may be stored and elastic potential energy may be quickly converted. When a force or moment caused by the expansion of a combustion working medium is greater than an elastic force or elastic moment of the elastic energy storage structure, the elastic energy storage structure undergoes elastic deformation, and internal energy of the working medium is converted into elastic potential energy of the elastic energy storage structure. When external stress of the elastic energy storage structure is less than the elastic force thereof, the stored elastic potential energy is converted into load energy. By means of the process of converting the internal energy of the working medium into the elastic potential energy and then converting said elastic potential energy into work energy, the rapid energy conversion of the internal energy of the working medium is achieved, which may effectively reduce and control the maximum temperature and maximum pressure of combustion.

(57) 摘要: 内燃机及其设计制造方法, 内燃机包含有弹性储能结构, 弹性储能结构是一个具有弹性的结构, 其功能作用是可以存储能量和迅速转换弹性势能; 当燃烧工质膨胀做功所引起的力或力矩大于弹性储能结构的弹力或弹力力矩时, 弹性储能结构发生弹性形变, 工质内能转化为弹性储能结构的弹性势能; 当弹性储能结构的外部应力小于其弹力时, 储存的弹性势能转化为负荷能。通过工质内能转化为弹性势能再转化为做功能量的过程, 实现了工质内能的能量迅速转化, 可以有效降低和控制燃烧的最高温度和最高压力。

IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT,
RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI,
CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG)。

根据细则4.17的声明：

- 关于发明人身份(细则4.17(i))
- 关于申请人有权申请并被授予专利(细则4.17(ii))
- 关于申请人有权要求在先申请的优先权(细则4.17(iii))
- 发明人资格(细则4.17(iv))

本国际公布：

- 包括国际检索报告(条约第21条(3))。

说明书

发明名称：内燃机及其设计制造方法

技术领域

[0001] 本发明涉及一种内燃机，并且特别是涉及一种往复活塞式内燃机。

背景技术

[0002] 内燃机是一种燃料在机器内部燃烧释放能量转换为动力对外做功的热力发动机，根据结构分类可以分为喷气发动机、活塞式发动机等；喷气发动机可以分为带氧化剂的火箭发动机和不带氧化剂的空气喷气发动机，空气喷气发动机包括冲压发动机、脉冲发动机、涡轮发动机；涡轮发动机又包括涡轮喷气发动机（或称作涡喷发动机）、涡轮风扇发动机（或称作涡扇发动机）、可变循环喷气发动机、燃气轮机等；活塞式发动机又可以分为往复活塞式发动机、旋转活塞式发动机（转子发动机）和自由活塞式发动机等。内燃机应用最普遍的是往复活塞式发动机，本发明方案主要就往复活塞式发动机进行论述说明，以下说明的内燃机一般指往复活塞式发动机，当涉及到其他发动机的地方时也一并说明。往复活塞式发动机按着火方式按燃料可以分为汽油机、柴油机、天然气发动机、LPG发动机、乙醇发动机和双燃料发动机等，通常普遍使用的是汽油机和柴油机；按着火方式可以分为点燃式和压燃式两类，气体燃料和汽油抗爆性差，容易产生爆燃，故一般使用点燃着火方式，比如汽油发动机；柴油抗爆性好，所以柴油机都使用压燃着火方式。

[0003] 从内燃机的历史来看，1860年法国的莱诺依尔(Lenoir)发明了第一台实用煤气机，其热效率低于5%；1876年奥托(Nikolaus August Otto)发明了四冲程内燃机，热效率达到14%，到1884年，热效率已达到20%；1892年德国的狄塞尔(Diesel)发明压燃式柴油机，热效率达到26%；此后一百多年直到现在，内燃机经过不断的改进，出现了很多新的技术，比如增压技术、可变气门技术等等，内燃机热效率有了较大的提高，现在的汽油机热效率一般为35%左右，最高达到40%，柴油机热效率一般为40%左右，最高达到46%左右；但要进一步提高内燃机热效率变得极为困难。

[0004] 内燃机的排放物会造成环境污染，排放的有害物质主要有：硫氧化物（主要为二氧化硫 SO_2 ）、一氧化碳（CO）、氮氧化物（ NO_x ）、碳氢化合物（HC）、颗粒物（PM）、臭气（主要为各种不完全燃烧的产物，如各种醛类）、二氧化碳（ CO_2 ）等，还有噪音污染，早期的汽油中还含有用于抗爆的铅化物，现在都全部采用无铅汽油，含铅物已极少；大部分国家都实施环境保护制定了各自的排放标准，并且排放标准的要求越来越严格。欧洲从1992年开始实施欧I标准，1996年实施欧II标准，2000年实施欧III标准，2005年实施欧IV标准，2008年实施欧V标准，2014年实施欧VI标准，而欧VI标准与之前的标准相比，各项排放物都有了极大的降低；中国从2001年4月开始实施国I（相当于欧I）标准，从2004年7月开始实施国II标准，2007年7月实施国III标准，2010年至2014年逐步实施国IV标准，2018年实施国V标准，在2019年至2020年将实施国VI标准。排放标准的实施对发动机的热效率和设计等有所限制。

[0005] 理论加热循环是研究内燃机热效率的简化模式，具有理论指导作用。理论循环假设工质是理想气体，在闭口系统中作封闭循环，工质作绝热压缩和绝热膨胀过程，燃烧是定容或定压的工质加热，工质放热为定容放热，并且循环过程是可逆过程。理论加热循环内燃机可以推导出发动机效率计算公式：

[0006] 等容加热循环：

[0007]

$$\eta = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$$

[0008] 等压加热循环：

[0009]

$$\eta = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}$$

[0010] 混合加热循环：

[0011]

$$\eta = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}$$

- [0012] 以上公式中， η 为热效率； ϵ 为压缩比； k 是绝热压缩和绝热膨胀过程的绝热指数，即比热比，一般地说，单原子气体的绝热指数 k 为1.66，双原子气体的绝热指数 k 为1.41，多原子气体的绝热指数 k 为1.33，理想干燥空气的绝热指数约为1.4； ρ 为等压加热过程的容积初始膨胀比(预胀比或预膨胀比)； λ 为等容加热过程的压力升高比。
- [0013] 从理论循环公式可以看出，压缩比越大，热效率越大，当压缩比较小时，热效率随压缩比增加较快，当压缩比较大时，热效率随压缩比增加较慢。等容加热循环的热效率只与压缩比有关。等压加热循环的情况，在压缩比不变的情形下，随着预膨胀比的增加，热效率会逐渐下降。混合加热循环，在加热相同的情况，在压缩比不变的情形下，压力升高比越大，预膨胀比则越小，热效率会增加，反之热效率会减小；在最高压力不变的情形下，压缩比越大，则压力升高比越小，并且预膨胀比则越大，结果是热效率越大。总的分析结果就是，压缩比是影响热效率的主要因素，压缩比越大，热效率就越大。
- [0014] 目前理论与实际结合的研究模型是，一般地把汽油机看作是等容加热循环，燃气轮机看作是等压加热循环，柴油机看作是混合加热循环。
- [0015] 提高内燃机热效率的方法有增大压缩比（和膨胀比）、增压技术、米勒循环技术、燃油缸内直喷技术、排气再循环技术、优化燃烧过程、优化进排气系统、减少摩擦损耗、减少散热损失等等，但最主要手段是增大压缩比。目前汽油机的压缩比普遍在9--12之间，最高的马自达发动机压缩比甚至达到14；柴油机的压缩比目前普遍为12--22之间，最大甚至可达到25。
- [0016] 要增大压缩比受到多方面的限制。首先，是机体材料的限制；特别是汽油机，较大的压缩比会导致汽油燃烧更加剧烈，并产生高温高压，容易产生爆燃，引起发动机爆震，从而损害发动机的机体。第二，是在高温高压环境下，容易产生有害污染物；高温更容易产生氮氧化物（ NO_x ），有研究表明，当温度低于1800K时，氮氧化物（ NO_x ）的生成速率极低，因

此有的设计为了能达到更高的气缸压力，使用了排气后处理的催化还原技术（SCR），甚至使用了降低空燃比和排气再循环技术（EGR），随着燃烧氧气量的减少，确实可以提高气缸压力和减少氮氧化物的产生，但由于缺氧燃烧却又容易生成一氧化碳，增加了新的有害排放物，所以，随着排放法规的日益严格，在现有的技术条件下，压缩比适当下调才更有利于降低氮氧化物和一氧化碳的生成，适当降低效率才能有效减少有害排放，故而现在有很多柴油机设计其压缩比在14--16之间，其压缩比与以前比较有所下降，以降低内燃机热效率来达到减少有害排放的目的。第三，是升功率和动力需求的限制；当前，往复式活塞式内燃机一般设计为固定压缩比的方式，可调节压缩比发动机由于结构复杂而较少得到应用；在固定压缩比方式下，压缩比通常要以最大负载情况下进行设计，过高的压缩比会导致进气时压缩的空气量较少，从而限制发动机的负载量和每次燃油量，负载过低就很难达到设计的要求，所以一般带有增压的汽油机和柴油机的压缩比通常都较低一些，以满足发动机较大功率和较大动力的要求。

[0017] 在实际发动机的设计中，主要是受限于最高温度和最高压强的限制，以符合越来越严格的排放标准，同时对发动机的升功率和动力也存在较大的要求，这些限制和需求使得内燃机热效率的提高变得极为困难。特别是往复式活塞式发动机技术相对成熟，很多新技术都得到了应用，在符合越来越严格排放标准的情况下，即使想要内燃机热效率作一点点的提高也变得极为艰难。

[0018] 提高内燃机热效率和减少有害排放虽然取得了较大的进步，汽油机热效率最高达到40%，柴油机热效率最高达到46%左右，但总体上来说还是十分不理想，内燃机热效率距离一半都相差甚远，也就是说燃油的一大半都没被利用而浪费掉了，进一步提高内燃机热效率和有效减少有害排放成为当前内燃机难以解决的难题。

[0019] 参考文献：

[0020] 1.《内燃机学》，机械工业出版社，主编：刘圣华，周龙保，副主编：韩永强，王忠。

[0021] 2.《内燃机原理》，华中科技大学出版社，主编：刘永长。

[0022] 3.《内燃机先进技术与原理》，天津大学出版社，编著：姚春德。

[0023] 4.《内燃机设计》，机械工业出版社，编著：袁兆成。

发明概述

技术问题

[0024] 如何提高内燃机热效率和有效减少有害排放是当前内燃机设计和制造难以解决的难题。

问题的解决方案

技术解决方案

[0025] 为了解决内燃机热效率低下和降低有害排放的难题，本发明提供了一种内燃机的新方案，在内燃机的理论原理上有了新的发展，从理论和设计制造上大幅度提升了内燃机热效率，并且能够同时有效地大幅度降低有害物的排放，还能大幅度提高内燃机的动力性能和升功率，有效减小单位排量机身质量，提高功率质量比（功重比）。

[0026] 为了更清楚地说明本发明的内燃机新方案，以现在的四冲程往复活塞式发动机为例，先分析内燃机的工作过程和能量转换过程。四冲程往复活塞式发动机的工作过程是，由活塞运动形成进气、压缩、燃烧和膨胀做功、排气四个有序步骤过程形成一个工作过程，并且工作过程不断重复循环，这些过程中只有膨胀做功是对外做功的过程，其他过程都是为了更好地实现做功而需要的过程。发动机膨胀做功过程是工质燃气压力推动活塞直线运动做功，活塞通过连杆转换成曲轴的旋转运动，并从曲轴对外输出动力做功。很多书籍资料把内燃机定义为热能（或内能）转化为机械能的机器，本发明人认为这种说法是不正确的。从能量的角度来分析，首先所谓机械能是指动能和势能的总和，势能又分为重力势能和弹性势能，所以可以把动能、重力势能、弹性势能统称为机械能。内燃机通过燃料的燃烧，化学能转化为燃烧工质的内能，工质内能的一部分通过气缸温度散热消耗掉了，一部分工质内能推动活塞做功，部分做功能量作为摩擦消耗了，部分转化为机械动能（比如发动机加速），部分做功能量克服发动机的负载做功，还有一部分内能随尾气消耗了，成为尾气内能和尾气动能。负载是指发动机对外承受的阻力负担，对于不同的负载，其能量的转换方式是不同的，比如内燃机带动发电机发电，负载是发电机，其运行速度是固定的，

所以其动能不变，其机械能也不变，只是内燃机通过动力传动，带动发电机转动，内燃机通过机械传动动力使得发电机克服电磁阻力做功，内燃机工质内能通过动力传动间接转化为电能；对于汽车的能量转换来说，汽车发动机通过机械将动力传递到车轮，克服车轮的摩擦阻力做功，其做功的能量一部分转化为摩擦热能，一部分克服空气阻力做功，加速时一部分做功能量转化为汽车的动能，从整体上看，发动机工质内能通过机械的动力传动做功，消耗转化成了多种能量；所以负载并不一定是机械能，可以是转化各种的多种能量形式，为方便清晰起见，这里定义负载消耗的做功能量为负载功，或者称作负载能。内燃机的摩擦阻力、动能阻力和负载阻力等，都是内燃机除温度散热和尾气内能之外的消耗阻力，都属于内燃机的机械阻力，这里定义为内燃机的负荷，定义负荷消耗的做功为负荷功或负荷能，也就是阻力耗费的能量。这样内燃机的能量过程就可以清楚简单地简化为：

[0027] 工质内能 = 散热热能+尾气内能+负荷能(或负荷功)

[0028] 负荷能（或负荷功）= 摩擦消耗能量+发动机动能增量+尾气动能+负载能(负载功)

[0029] 从以上可以看出，内燃机工质膨胀做功的过程就是工质内能转化为负荷能（负荷功）的过程，内燃机对外做功的过程就是工质内能转化为负载能（负载功）的过程。以上能量转化过程对所有内燃机都可以适用。

[0030] 本发明方案采用与现有（指当前或传统的、在本发明方案之前的）内燃机能量转换不同的新方式，引入了新的能量转换过程，本发明方案在理论原理上能量的转化与现有内燃机有所不同，为了区分本发明方案与现有内燃机的能量转换方式的不同，以及更容易简单清楚说明，本说明把本发明方案独有和相关的阻力、能量和过程与现有内燃机的阻力负荷区别开来，只把现有内燃机的阻力方式定义为负荷，现有内燃机阻力消耗的能量定义为负荷能（或负荷功），而新方案增加的阻力和能量不归属于负荷和负荷能。这新方案就是：内燃机包含有弹性储能结构，弹性储能结构是一个具有弹性的结构，其功能作用是可以存储能量和迅速转换弹性势能；当燃烧工质膨胀做功所引起的力或力矩大于弹性储能结构的弹力或弹力力矩时，弹性储能结构发生弹性形变，工质内能转化为

弹性储能结构的弹性势能，当弹性储能结构的外部应力小于其弹力时，储存的弹性势能转化为负荷能；也就是，内燃机燃烧工质膨胀做功过程中，其工质内能除转化为负荷能外，工质内能也可以转化为弹性势能，然后保存的弹性势能再转化为负荷能，即是附加了工质内能转化为弹性势能再转化为负荷能的过程。弹性储能结构由弹性材料组成，能够发生弹性形变，并储存能量为弹性势能，可以根据实际需要将弹性储能结构设计成需要功能的形状和结构；弹性储能结构的作用主要就是迅速转化能量、存储能量、确保发动机的顺畅运行，它本身可以不消耗能量。本发明方案内燃机能量转化过程可以表示如下：

[0031] 内能与弹性势能转化：

[0032] 工质内能 ——→ 散热热能+弹性储能结构弹性势能+负荷能（或负荷功）

[0033] 弹性势能与负荷能转化：

[0034] 工质内能+弹性储能结构弹性势能 ——→ 散热热能+尾气内能+负荷能（或负荷功）

[0035] 以上附加的弹性势能转化的能量转化过程对所有内燃机都可以适用。

[0036] 这里要特别说明的是内燃机的弹性储能结构要与内燃机的负载相区别。内燃机的弹性储能结构是内燃机的一个组成部分，其参与内燃机对外的能量输出过程；负载是独立于内燃机的负担阻力，其不参与到内燃机的运作过程。即使负载是一个弹性装置也不是所谓的内燃机的弹性储能结构，一个明显的例子是内燃机带动一个压气机工作来制备压缩空气，压气机将空气压缩时是将机械做功转化为空气的内能（包括空气的弹性势能），但即使将两机器制作成为一个整体的机器，其中的压气机也不属于内燃机的弹性储能结构，因为压气机不是属于内燃机的一部分，其明显的区别是压气机没有参与到内燃机的运行，除了负载阻力外其没有任何其他作用于内燃机，而弹性储能结构则不同，其本身作为内燃机的一部分并参与内燃机的运作过程，并且其弹性势能的一部分能量作用于内燃机中的摩擦或动能消耗掉了。

[0037] 一般来说内燃机燃烧过程十分迅速，相对地来说，现有内燃机的内能转化为负荷能的过程时间较长，本发明方案增加了工质内能转化为弹性势能再转化为负荷能的过程，弹性势能的转化过程可以十分迅速，使得工质内能可以迅速地

转化为弹性势能并存储起来，然后再慢慢地转化为负荷能（或负荷功），极大地加速了工质内能的能量转化过程。工质内能的能量能够实现迅速转化，就可以使得工质内能的能量迅速减少，从而可以迅速降低工质燃气的温度和压力，这样既可以减少温度传热所引起的工质热能消耗散失，又可以减少高温高压对机体的损害和降低机体材料的使用标准，以节省内燃机制造成本和减轻单位排量机体质量，提高功率质量比（功重比），还可以达到实现减少生成尾气有害物的目的，尤其重要的是，由于实现工质内能的迅速转化，就可以降低和控制燃烧的最高温度和最高压力，这样就可以大幅度地提高内燃机的压缩比，也能够极大幅度地提高内燃机的热效率。提高功率质量比（功重比）不但对普通发动机有很大的益处，特别是对航空发动机的应用具有十分重要的影响。减少尾气有害物的排放对保护环境和符合越来越严格的发动机排放标准也有重大的意义。根据现有的研究表明，一氧化氮（NO）的生成是随温度呈指数函数变化关系，当温度低于1800K时，一氧化氮（NO）的生成速率极低，而二氧化氮（NO₂）又由一氧化氮（NO）生成，二氧化氮（NO₂）含量与一氧化氮（NO）含量的比值一般不超过2%，所以只要保持工质燃气温度低于1800K，就可以极大地降低氮氧化物（NO_x）特别是一氧化氮（NO）的产生，以实现大幅度地降低尾气氮氧化物（NO_x）的含量。在无需考虑氮氧化物（NO_x）生成的情况下，就可以采用比较大的空燃比，可以实现燃料的稀薄燃烧，过量的空气更容易实现充分的燃烧，还可以达到减少一氧化碳（CO）和颗粒物（PM）排放的目的。

[0038] 要实现内燃机增加工质内能转化为弹性势能再转化为负荷能的过程，构造内燃机弹性储能结构，一种内燃机构造和设计制造方法就是，在具体设计制造中，构造带有弹性的燃烧室或者是半刚性半弹性的燃烧室，此弹性燃烧室作为内燃机的弹性储能结构，内燃机的能量转化过程附加了工质内能转化为燃烧室的弹性势能再转化为负荷能的过程。在气体压缩过程中，燃烧室表现为刚性压缩或有限弹性压缩；在内燃机燃料燃烧和燃烧工质做功过程中，燃烧室表现为半刚性半弹性，当燃烧室压强等于或低于预设定值时，燃烧室体现为刚性，当燃烧室压强增加到大于预设定值时，燃烧室表现为弹性，并发生弹性形变，工质内能迅速转化为弹性势能，当燃烧室压强减小时，保存的燃烧室弹性势能转化

为负荷能。其实所有物体受到压力都会产生形变或弹性形变，所谓刚性是指固体或固体组成组件的形状和形态不发生改变，与极其微弱的弹性形变无关；所谓有限弹性压缩，是指燃烧室的压缩可以产生较小的弹性形变，但并不影响燃烧室气体压缩的效果；弹性形变就是通常定义的固体受外力作用后物体各点间相对位置的改变，当外力撤消后，固体又恢复原状；半刚性半弹性是指某种特定条件下表现为刚性，在另一种特定条件下表现为弹性。除了前面所述的弹性储能结构的各项优点益处之外，弹性燃烧室能够有效地减小甚至避免燃烧室的粗暴燃烧，有效地减小甚至避免爆燃的发生，有效减轻机体振动和损害，同时能大幅度地减小燃烧噪音和机械噪音。

[0039] 作为弹性储能结构的弹性燃烧室的一种设计制造方法是，燃烧室开有孔洞直接连接一个弹性气缸，弹性气缸与燃烧室共同组成半刚性半弹性空间形成弹性燃烧室，此弹性燃烧室为弹性储能结构。弹性气缸的特性是，弹性气缸可以是气体压力气缸，也可以是弹簧组成的弹性压力气缸，或者是其他弹性气缸，并且气缸被约束为一定预压力的压力气缸，所以能表现出半刚性半弹性的特性；在弹性气缸没有发生弹性形变时，燃烧室的体积与没有弹性气缸相比并没有差别，所以弹性气缸并不影响内燃机的压缩比；当弹性气缸活塞受到的压力大于弹力时，弹性气缸活塞就会移动，燃烧室的气体进入弹性气缸，压力减小时，弹性气缸活塞复位。当燃烧室的压强小于或等于预设定值时，弹性气缸表现为刚性，燃烧室也表现为刚性；当燃烧室的压强大于预设定值时，弹性气缸被压缩，燃气进入弹性气缸空间，整个燃烧室发生弹性形变，燃烧工质膨胀做功，工质内能转化为弹性气缸的弹性势能；当燃烧室的压强减小时，弹性气缸恢复，弹性势能转化为负荷能。由弹性气缸所组成的弹性燃烧室具备前面所述的弹性储能结构的各项优点，特别是保护机体的作用明显，比如应用于喷气发动机的燃烧室，使得喷气发动机具有弹性燃烧室，弹性燃烧室可以有效地减小和避免爆燃的发生，可以避免损害机体和大幅度提高压缩比以大幅度提高发动机效率。

[0040] 对于往复活塞式发动机，作为弹性储能结构的弹性燃烧室的一种设计制造方法是，往复活塞式发动机气缸与气缸盖之间可以活动以改变燃烧室的空间大小

，发动机气缸与气缸盖之间是半刚性半弹性的连接，形成弹性燃烧室，此弹性燃烧室为弹性储能结构；当燃烧室的压强等于或低于预设定值时，其气缸与气缸盖之间为刚性不活动的，燃烧室空间不变；当燃烧室的压强大于预设定值时，其气缸与气缸盖之间作弹性移动，燃烧室空间增大，工质内能转化为气缸与气缸盖之间的弹性势能，当燃烧室的压强减小时，气缸与气缸盖之间位置弹性恢复，弹性势能转化为负荷能。一般来说气缸盖和气缸的质量（重量）都比较大，难以进行高速运动，所以此种结构也只能适合于较低转速的发动机。

[0041] 对于往复活塞式发动机，作为弹性储能结构的弹性燃烧室的另一种设计制造方法是，构造弹性可变长度活塞，其活塞使用半刚性半弹性可变长度活塞，活塞的长度弹性可变，此活塞是弹性可变长度活塞，是一个弹性储能结构；发动机气缸、气缸盖、活塞一起构成半刚性半弹性的燃烧室，此弹性燃烧室为弹性储能结构；当燃烧室的压强等于或低于预设定值时，其活塞表现为刚性，燃烧室也表现为刚性；当燃烧室的压强大于预设定值时，活塞表现为弹性，燃烧室也表现为弹性，活塞被弹性压缩，活塞长度缩小，工质内能转化为活塞中的弹性势能，当燃烧室的压强减小时，活塞长度弹性恢复，弹性势能转化为负荷能。

[0042] 通过设计构造多级的不同弹性压力和相应可压缩长度就可以实现多级的活塞长度弹性可变，构成多级弹性变长活塞，以实现不同的多级压力下半弹性半刚性的特性和相应不同的多级长度弹性可变，可以实现更多的功能，并可以提高压缩比。例如，较大的弹力弹性只在燃烧室工质燃气压力较大时才发生长度缩小的弹性形变，在此基础上还可以再设置另一级较小弹力弹性，在较高负载和压力时，此级弹性长度完全被压缩，压缩表现与单级弹性完全一致，但当负载和压力相对比较低时，气缸吸入气体较少，在气体压缩时，此级弹力弹性只被部分压缩，活塞长度也只缩小一部分，使得在很少气体时压缩仍能保持较大的压力和较高的温度，相对地压缩比也动态地变得更高，很少的气体在压缩时也具备较高的温度和压力，也就更能容易燃烧，特别是对于压燃式发动机来说更容易压燃，在启动时更容易着火运行，在零负载怠速运行时可以更省油；在排气时，此较小级弹力长度完全伸展为最大长度，使得排气更干净彻底；在进气

时，此较小级弹力长度也完全伸展为最大长度，使得气缸容积长度和容积变小，这就实现了米勒循环，使得压缩比小于膨胀比，进气时能有效减小进气能量消耗，而在膨胀做功时燃气又可以做更多的功，可以更好地改善提高机械效率。所以实现多级弹性变长活塞，可以提高压缩比，可以提高少量气体的初始压缩温度和压力，实现少量气体更容易燃烧，更容易启动，排气也更彻底，实现米勒循环，机械效率更高。

[0043]

弹性可变长度活塞的一种设计制造方法是，构造内芯式弹性变长活塞，如图1所示，图1是内芯式弹性变长活塞构成弹性燃烧室结构图，图中标记：1.气缸盖，2.燃烧室，3.气缸，4.活塞外套，5.弹性层（弹簧组），6.活塞内芯，7.活塞销，8.活塞连杆。内芯式弹性变长活塞分为外套、内芯和弹性层等组成；外套的活塞顶与气缸、气缸盖一起组成燃烧室，外套与气缸接触并沿气缸直线运动；内芯包括活塞销座与连杆连接，内芯与连杆的连接与常规活塞类似，内芯不与气缸壁接触，内芯可以在外套内滑动，使得活塞销座与活塞顶部的距离可以变动以改变活塞的长度；外套内底部与内芯的顶部之间为弹性层，是受约束为半压缩的弹簧组或弹性材料的分隔层，弹性约束在弹性层两端之间，使得活塞在长度方向上具有半刚性半弹性的特性，这就构成内芯式弹性变长活塞。当活塞顶受到的压力等于或小于弹力时，活塞表现为刚性；当活塞顶受到的压力大于弹力时，活塞内的弹性层被压缩，活塞外套顶部与内芯的相对位置移动并且距离缩小，活塞的长度缩小，燃烧室的工质内能一部分转化为活塞弹性层的弹性势能；当活塞顶和连杆的受力减小时，活塞长度弹性复位，活塞的弹力推动连杆，活塞的弹性势能转化为负荷能。由于内芯可以一直全部浸润在润滑油中，所以内芯与外套之间为浸润式润滑摩擦，可以有效减小摩擦力。在燃烧室燃料燃烧时，当工质燃气压力大于活塞弹力时，活塞长度被迅速弹性压缩，此时侧压力几乎为零，并且活塞外套与内芯是浸润式润滑摩擦，故此时摩擦力极小，也就是活塞在摩擦力极小的情况下在气缸内移动了一段距离，可以有效大幅度减少摩擦损耗。

[0044] 在内芯式弹性变长活塞中，把弹性层构造为串连的、不同约束弹力和相应不

同压缩长度的多个弹性层，以构造内芯式多级弹性变长活塞，其具备前面所述的多级弹性变长活塞的各项优点和特性。

[0045] 弹性可变长度活塞的另一种设计制造方法是，构造分离式弹性变长活塞，如图2所示，图2是分离式弹性变长活塞构成弹性燃烧室结构图，图中标记：1.气缸盖，2.燃烧室，3.气缸，5.弹性层（弹簧组），7.活塞销，8.活塞连杆，9.活塞顶盖，10.导行柱，11.销座部，12.活塞裙。分离式弹性变长活塞分为顶盖、销座部和弹性层等组成；顶盖为活塞密封燃烧室的顶部；销座部包括销座、活塞裙和导行柱，销座与连杆连接，活塞裙是指活塞与气缸接触并承受侧应力的结构，导行柱引导和约束活塞顶盖和弹性层的直线运动（比如有的活塞顶部与气缸盖相对角度位置不能改变，这就需要导行柱来固定方向）；弹性层在顶盖和销座部之间，由受约束为半压缩的弹簧组或弹性材料组成，弹性约束在弹性层两端之间，使得活塞在长度方向上具有半刚性半弹性的特性。所谓分离式是指活塞销座部（特别是包括与气缸接触的活塞裙）与活塞顶盖分开，这就使得活塞顶盖的受热很难传递到活塞裙，这样就不会发生一般活塞由于热传递使得活塞裙膨胀而导致的侧应力过大而引起的摩擦力大增，甚至导致拉缸或拍缸的现象，并且由于活塞裙的分离，可以实现活塞裙与气缸壁处于完全浸润式润滑的滑动摩擦，这两者可以使得活塞的摩擦阻力大幅度减小。当活塞顶盖受到的压力等于或小于弹力时，活塞表现为刚性；当活塞顶盖受到的压力大于弹力时，活塞内的弹性层被压缩，活塞顶盖与销座部的相对位置移动并且距离缩小，活塞的长度缩小，燃烧室的工质内能一部分转化为活塞弹性层的弹性势能；当活塞顶盖和连杆的受力减小时，活塞长度弹性复位，活塞的弹力推动连杆，活塞的弹性势能转化为负荷能。

[0046] 分离式弹性变长活塞也可以构造多级弹性变长活塞，将弹性层构造为串连的、不同约束弹力和相应不同压缩长度的多个弹性层，以构造分离式多级弹性变长活塞，也同样具有前面所述的多级弹性变长活塞的优点益处。

[0047] 对于往复活塞式发动机，作为弹性储能结构的弹性燃烧室的另一种设计制造方法是，构造弹性可变长度活塞连杆。活塞连杆是发动机中连接活塞和曲轴的部件，活塞作直线往复运动，活塞连杆将活塞的动力传递到曲轴，将活塞的往

复运动转变为曲轴的旋转运动。本发明方案是，构造弹性可变长度活塞连杆，发动机活塞连杆长度弹性可变，是半刚性半弹性的活塞连杆，此活塞连杆是一个弹性储能结构，使得发动机的气缸、气缸盖、活塞和活塞连杆一起构成半刚性半弹性的燃烧室，此弹性燃烧室为弹性储能结构；当燃烧室压强等于或低于预设定值时，活塞连杆表现为刚性，燃烧室也表现为刚性；当燃烧室的压强大于预设定值时，活塞连杆表现为弹性，燃烧室也表现为弹性，活塞连杆被弹性压缩，工质内能转化为活塞连杆中的弹性势能，当燃烧室的压强减小时，活塞连杆长度弹性恢复，弹性势能转化为负荷能。弹性可变长度活塞连杆具备与弹性可变长度活塞类似的优点，并且由于在连杆被压缩时长度缩小，曲轴的力臂增大，在相同的压力下其做功的力矩更大，可以增强发动机的动力性能和机械效率。弹性可变长度活塞连杆也有不好的缺点，就是其构造比一般连杆更复杂、质量也更大，由于活塞连杆一般做不规则的摇摆运动，故其增加质量会对发动机的振动造成影响。

[0048] 弹性可变长度活塞连杆的一种设计制造方法是，构造伸缩式弹性变长活塞连杆，如图3所示，图3是伸缩式弹性变长活塞连杆构成弹性燃烧室结构图，图中标记：1.气缸盖，2.燃烧室，3.气缸，5.弹性层（弹簧组），7.活塞销，13.活塞，14.导行约束杆，15.连杆小头，16.连杆大头，17.连杆盖，18.弹性杆身。伸缩式弹性变长活塞连杆主要分为连杆小头、连杆大头、弹性杆身、连杆盖、连杆螺栓等部分组成，与现有活塞连杆不同的是，活塞连杆的杆身由刚性杆身改变成了弹性杆身，弹性杆身由导行约束杆和弹性层（弹簧组或其他弹性材料）组成，导行约束杆一方面确保活塞连杆的连杆大头和连杆小头在直线固定方向上运动，另一方面约束弹性层为半压缩状态，使得整个活塞连杆成为半刚性半弹性活塞连杆。当活塞连杆的连杆大头和连杆小头受到的压力等于或小于弹力时，活塞连杆表现为刚性，燃烧室也表现为刚性；燃烧室的燃气膨胀做功，活塞顶受到的压力通过活塞销座传递到活塞连杆，当活塞连杆受到的压力大于活塞连杆弹力时，活塞连杆弹性压缩，活塞连杆的长度缩小，燃烧室的工质内能一部分转化为连杆的弹性势能；当活塞连杆的受力减小时，活塞连杆长度弹性复位，活塞连杆的弹性势能转化为负荷能。在燃烧室燃料燃烧时，当燃烧气体压

力大于活塞连杆弹力时，活塞连杆长度被迅速弹性压缩，此时活塞侧压力几乎为零，故此时摩擦力极小，也就是活塞在摩擦力极小的情况下在气缸内移动了一段距离，可以有效大幅度减轻摩擦；另一方面，当活塞连杆长度被压缩后推动曲轴做功时，由于活塞连杆长度变小，力矩的力臂就会增大，在相同压力的情况下，活塞连杆对曲轴的力矩会变得更大，这就有效地增强了发动机的动力性能，可以大幅度提高机械效率和燃油效率。

[0049] 在伸缩式弹性变长活塞连杆中，把弹性杆身的弹性层构造为串连的、不同约束弹力和相应不同压缩长度的多个弹性层（多级弹力的弹簧组），以构造伸缩式多级弹性变长活塞连杆，其具备前面所述的多级弹性变长活塞连杆的各项优点和特性。

[0050] 弹性可变长度活塞连杆的另一种设计制造方法是，构造弓形弹性变长活塞连杆，如图4所示，图4是弓形弹性变长活塞连杆构成弹性燃烧室结构图，图中标记：1.气缸盖，2.燃烧室，3.气缸，7.活塞销，13.活塞，14.导行约束杆，15.连杆小头，16.连杆大头，17.连杆盖，19.弓形弹性杆身，20.弹性弓身（弹簧片）。弓形弹性变长活塞连杆主要分为连杆小头、连杆大头、弓形弹性杆身、连杆盖、连杆螺栓等部分组成，其结构与伸缩式弹性变长活塞连杆基本相同，只是弹性杆身改变成弓形弹性杆身，弓形弹性杆身的弓身是具有弹性的弹簧片或其他弹性材料，是弹性弓身，弹性弓身的弧形两臂分别连接活塞连杆的连杆大头和连杆小头，弓弦是约束弹性弓身的活动导行约束杆，使得弹性杆身构成半刚性半弹性结构，整个活塞连杆也成为弹性储能结构的半刚性半弹性活塞连杆，其优缺点与伸缩式弹性变长活塞连杆类似，但它构造更加简单。当活塞连杆的连杆大头和连杆小头受到的压力等于或小于弹力时，活塞连杆表现为刚性，燃烧室也表现为刚性；当活塞连杆两端受到的压力大于弹力时，活塞连杆的弹性弓身被压缩弹性弯曲，活塞连杆的连杆大头和连杆小头的相对位置移动并且距离缩小，活塞连杆的长度缩小，燃烧室的工质内能一部分转化为活塞连杆的弹性势能；当活塞连杆两端的受力减小时，活塞连杆长度弹性复位，活塞连杆的弹力推动曲轴，活塞连杆的弹性势能转化为负荷能。

[0051] 弓形弹性变长活塞连杆也可以构造多级弹性变长活塞连杆，将弹性杆身构造

为串连的、不同约束弹力和相应不同压缩长度的多个弓形的弹性杆身，以构造弓形多级弹性变长活塞连杆，也同样具有前面所述的多级弹性变长活塞连杆的优点益处。

[0052] 弹性燃烧室对于往复活塞式内燃机具有十分重要的作用和意义。弹性燃烧室使得往复活塞式发动机具备前面所论述的弹性储能结构所具备的全部优点和作用，其中最重要的就是可以大幅度提高发动机的压缩比和热效率，还可以实现低成本的动态可变压缩比，大幅度提高发动机的动力性能和升功率，并且有利于减少甚至消除燃烧时爆燃爆震现象的发生，实现可以使用各种不同燃料的超高始燃压燃油一体往复活塞式内燃机。

[0053] 由于米勒循环技术和进气增压技术的应用，往复活塞式内燃机标记的压缩比实际上是发动机的膨胀比，膨胀比虽然对实际的压缩比有参照作用，但并不能准确地反映为实际的压缩比，比如应用米勒循环技术的汽油机，无论其压缩比(实际为膨胀比)做得有多大，都难以有效提高汽油机的热效率。另一方面，发动机通常使用固定的压缩比方式，其不同功率和不同转速下，发动机的进气量和实际的压缩比并不相同，故发动机在一般情况下也难以达到其最佳的热效率模式。所以要简单而相对更准确地衡量发动机的热效率，应该以发动机的着火前压强(或称作始燃压)和膨胀比这两者一起作为判断发动机热效率因素更加准确和简单方便。对于过大的膨胀比主要影响机械效率和动力，其他的限制影响并不多，所以主要的决定因素就是着火前压强(始燃压)了。理论上压缩比是越大越好，但实际上最高温度和最高压强受到材料和环保要求的限制，并且需求上也受升功率和动力的要求限制，所以从理论和实际的结合情况来看，最佳的方案应该是实现动态压缩比，在小负载的情况下实现高压压缩比，以实现较高的着火前压强(始燃压)和高膨胀比，在大负载情况下，实现相对小些的压缩比，以满足大进气量和大喷油量的要求。但动态压缩比的发动机设计很复杂，增加制造和维护成本，使得难以实现，所以目前通常是固定压缩比的发动机，以进气量对发动机实施有限的调节，一般都难以达到发动机的理想运行状态，也难以达到较高的热效率。

[0054] 对于往复活塞式内燃机，本发明方案构造带有弹性的燃烧室或者是半刚性半

弹性的燃烧室，此弹性燃烧室是内燃机的弹性储能结构；通过设置足够的弹性空间，并设计制定燃烧室的最高弹性压强，可以控制燃烧最大压强在燃烧室最高弹性压强之下，通过设定半刚性半弹性燃烧室的起始弹性强度，可以设定燃烧室的开始弹性变形的压强；在内燃机气体压缩末期，在燃料混合气体着火前的燃烧室压强，即始燃压，大幅超越了现有内燃机的始燃压，达到10MPa压强以上，并使得始燃压以最有效率的方式接近或达到、甚至超过燃烧室开始弹性变形的压强，设定此始燃压趋向于接近燃烧最大压强，使得内燃机趋向和接近于理论上的等压加热循环模式；燃烧室弹性变形前的压强越大，越接近燃烧最大压强，则内燃机越接近于等压加热循环模式，内燃机的燃烧热效率也就越大；也就是说，始燃压应当尽可能接近燃烧最大压强。这里所谓“设定此始燃压趋向于接近燃烧最大压强”和“始燃压应当尽可能接近燃烧最大压强”是指，在发动机设计过程中，应当使得燃烧室开始弹性变形的压强尽量接近最大燃烧压强和最大弹性压强，也就是说，燃烧室的弹性系数(或倔强系数、劲度系数)应当尽量小，以至使得燃烧室开始弹性变形的压强、最大燃烧压强和最大弹性压强的差距尽量的减小，以达到最接近等压加热循环的模式；当然，由于弹性的本质，这三个压强是不可能相同的，所以也不可能实现完全理想的等压加热循环模式。

[0055] 本发明方案由于弹性燃烧室可以通过弹性膨胀来降低和控制燃气的最高温度和最高压力，使得燃烧室在着火前的气体压缩压强(始燃压)可以得到极大幅度的提升，理论上着火前的气体压强压力可以达到甚至超过弹性燃烧室的发生形变的起始压强压力，这样就可以使得压缩比可以大幅度地提高，甚至可以提高数倍！这样就可以大幅提高压缩比和热效率。当前的往复式内燃机，汽油发动机的始燃压一般都较小，最大通常在2MPa左右，汽油机一般使用铝合金机体，其最大压强为3—8.5MPa，增压汽油机可达6—11MPa，汽油机的压缩比一般为9—12之间(现有最大为14)；柴油发动机的始燃压较大，一般非增压柴油机在3--5MPa之间，增压柴油机在5--10MPa之间，柴油机一般使用铸铁合金机体，其最大压强一般为7—14MPa，最大甚至可达20MPa，压缩比一般为12—22之间(现有最大为25左右)。本发明方案是压缩后气体压强可接近最高压强，按铝合金机体的最高可承受压强为9—11MPa，始燃压为6—8MPa计算，理论上本发明方案

的压缩比可达19—23以上，如果按柴油机的铸铁机体的最高压强为15—20MPa，始燃压为11—16MPa计算，本发明方案的最高压缩比可达29—38以上，如果按最高压强为25MPa，始燃压为20MPa计算，则最高压缩比可达44。假设压缩过程是理想绝热过程，具体理论计算如下：

[0056] 理想气体状态方程: $PV/T = nR$ (常数)

[0057] 根据理想气体状态方程和绝热过程方程，联立求解可得各状态参数关系为：

[0058] $T_1/T_0 = (V_0/V_1)^{(k-1)}$ 和 $T_1/T_0 = (P_1/P_0)^{(1-1/k)}$

[0059] 其中 k 为绝热压缩和绝热膨胀过程的绝热指数，即比热比，一般地说，单原子气体的绝热指数 k 为1.66，双原子气体的绝热指数 k 为1.41，多原子气体的绝热指数 k 为1.33，理想干燥空气的绝热指数约为1.4。

[0060] 压缩比为 ϵ ，设压缩前气体压强为标准大气压 $P_0=0.1\text{MPa}$ ，体积为 V_0 ，温度为 $T_0=300\text{K}$ ，压缩后气体压强为 P_1 ，体积为 V_1 ，温度为 T_1 ，为保守起见，绝热指数取 $k=1.4$ ，则可得：

[0061] 压缩末期温度 T_1 (始燃温度)：

[0062] $T_1/T_0 = (V_0/V_1)^{(k-1)}$, $\epsilon = V_0/V_1$

[0063] $T_1 = T_0 * \epsilon^{(k-1)}$

[0064] 压缩末期压强 P_1 (始燃压)和压缩比 ϵ ：

[0065] $P_1 * V_1 / T_1 = P_0 * V_0 / T_0$, $\epsilon = V_0/V_1$

[0066] $P_1/P_0 = V_0/V_1 * (T_1/T_0)$

[0067] $P_1/P_0 = \epsilon * \epsilon^{(k-1)}$

[0068] $P_1/P_0 = \epsilon^k$

[0069] $P_1 = P_0 * \epsilon^k$

[0070] $\epsilon = (P_1/P_0)^{(1/k)}$

[0071] 计算压缩比 ϵ 和始燃温度 T_1 ：

[0072] 当始燃压为6MPa时， $P_1=6$ ，可得：

[0073] $\epsilon = (P_1/P_0)^{(1/k)} = (6/0.1)^{(1/1.4)} \approx 18.63 \approx 19$

[0074] $T_1 = T_0 * \epsilon^{(k-1)} = 300 * 18.63^{(1.4-1)} \approx 966.51 \text{ K}$

[0075] 当始燃压为8MPa时， $P_1=8$ ，可得：

[0076] $\epsilon = (P1/P0)^{(1/k)} = (8/0.1)^{(1/1.4)} \approx 22.87 \approx 23$

[0077] $T1 = T0 * \epsilon^{(k-1)} = 300 * 22.87^{(1.4-1)} \approx 1049.13 \text{ K}$

[0078] 当始燃压为10MPa时，P1=10，可得：

[0079] $\epsilon = (P1/P0)^{(1/k)} = (10/0.1)^{(1/1.4)} \approx 26.83 \approx 27$

[0080] $T1 = T0 * \epsilon^{(k-1)} = 300 * 26.83^{(1.4-1)} \approx 1118.33 \text{ K}$

[0081] 当始燃压为11MPa时，P1=11，可得：

[0082] $\epsilon = (P1/P0)^{(1/k)} = (11/0.1)^{(1/1.4)} \approx 28.72 \approx 29$

[0083] $T1 = T0 * \epsilon^{(k-1)} = 300 * 28.72^{(1.4-1)} \approx 1149.20 \text{ K}$

[0084] 当始燃压为16MPa时，P1=16，可得：

[0085] $\epsilon = (P1/P0)^{(1/k)} = (16/0.1)^{(1/1.4)} \approx 37.53 \approx 38$

[0086] $T1 = T0 * \epsilon^{(k-1)} = 300 * 37.53^{(1.4-1)} \approx 1279.01 \text{ K}$

[0087] 当始燃压为20MPa时，P1=20，可得：

[0088] $\epsilon = (P1/P0)^{(1/k)} = (20/0.1)^{(1/1.4)} \approx 44.01 \approx 44$

[0089] $T1 = T0 * \epsilon^{(k-1)} = 300 * 44.01^{(1.4-1)} \approx 1363.14 \text{ K}$

[0090] 以上都是估算的数值，不可能十分准确，但也可以充分地说明，与现有的发动机相比较，本发明方案可以大幅度地、成倍地提高压缩比，这仅仅是理论计算值，如果应用米勒循环或可变气门技术，实际压缩比可以更加大，从而可以大幅度地提升热效率。另外，从上也可以看出，由于使用空气进行压缩，所以其绝热指数过大，以致于压缩末期的始燃温度过高，如果使用尾气循环复用可以降低绝热指数，从而可以相对降低压缩末期的温度。

[0091] 当前的汽油机，其燃烧方式类似为等容加热循环模型；当前的柴油机，其燃烧方式类似为混合加热循环模型；无论是汽油机还是柴油机，其压力升高比都较大，当始燃压过大时，其燃烧压力和温度都很容易就超过发动机所能承受的最高压力和最高温度，使得发动机受到破坏或者生成超量的有害污染物。而本发明方案由于使用了弹性燃烧室，可以使用高压压缩比，发动机始燃压可以在10MPa以上，并尽可能接近最大燃烧压强，这超高始燃压是现有往复式活塞式内燃机都不可能达到的始燃压高度，本发明方案发动机的燃烧方式接近或类似于等压加热循环模型，其模式与现有的往复式活塞式内燃机模式完全不同，在最高压强受

限(相当于最大压强不变)的情况下,从理论上就可以判断出本发明方案具有更高的热效率。对于同种气体工质,其定压比热容一般要比定容比热容大得多,所以在同样的加热情况下,等压模式的容积升高率要比等容模式下的压力升高率要低,并且等压模式的最高温度要低得多,这十分有利于减少废气有害物的产生,因为温度是生成氮氧化物(NO_x)的主要因素,当温度低于1800K时,氮氧化物(NO_x)的生成速率极低,本发明方案可以看作类似的等压加热循环模式,可以有效降低最高燃烧温度,从而能够有效减少和控制氮氧化物(NO_x)的产生,使得废气排放更加环保。

[0092] 本发明方案的弹性燃烧室构造,可以控制和确保燃烧最高压强在设定的压强之下,可以确保发动机燃烧过程在类似于等压加热的状态下燃烧,以保障发动机结构的安全,在确保发动机结构的安全的前提下,通过高压压缩比,使得进气空气进行高度的压缩,很容易实现本发明方案的超高始燃压。

[0093] 本发明方案可以通过调节进气量以实现压缩比(膨胀比)的动态可变调节,以满足不同负载的需要:在负载较小时,空气进气量也较小,始燃压一般会与燃烧室开始弹性变形的压强基本相同,压缩比(膨胀比)较大;在负载较大时,空气进气量也较大,当压缩空气的压强大于燃烧室开始弹性变形的压强时,燃烧室会弹性变形增大,而始燃压也会比燃烧室开始弹性变形的压强大,压缩比(膨胀比)会变小,可以有更多的空气进气量以支持更多的燃料燃烧,以实现更大的负载。通过调节进气量实现压缩比(膨胀比)的动态可变调节,相对于现有的机械调节压缩比,是极低成本动态可变压缩比方法。

[0094] 当前的往复式活塞式内燃机基本上都是采用固定压缩比的方式,其升功率受限因素是机体最高压强、最高温度、压缩比、发动机转速等,最主要的因素是压缩比,当压缩比确定后,固定的压缩比也就确定了最大的空气进气量,所以发动机的最大升功率也就基本确定了。本发明方案由于采用了超高始燃压,始燃压与柴油机相比有较大的提高,与汽油机相比更是有数倍的提高,在相同空气进气量时,其实际压缩比与目前的发动机相比有成倍甚至数倍的提高,在相同压缩比情况下,本发明方案的空气进气量要比传统发动机的多得多,甚至可能是数倍之多(与汽油机相比较),并且本发明方案还可以根据需要通过进气量对压缩

比进行动态调节，使得最大进气量可以比现有的发动机提高达到3倍甚至更多的数倍以上，而空气进气量决定了发动机每循环所能够燃烧的燃料数量，在最高转速不变的情况下，也就基本决定了发动机的升功率。以上分析可以看得出，本发明方案的空气进气量可以提升到当前发动机的数倍以上，其升功率也可以提升到数倍以上。

[0095] 在内燃机的运行过程中，其工作状况会经常发生变化，比如负载大小的变化、内燃机转速变化等等，但为了确保其热效率能够维持在相当的水平，不管其工况如何不同，必须要确保内燃机的始燃压维持在本发明方案超高始燃压相当的水平。将始燃压维持到本发明方案的超高始燃压水平的一个方法是，使用高压压缩比的米勒循环以调节空气进气量和始燃压；当负载较小或发动机转速较小时，所需要的空气进气量也较小，在米勒循环下发动机的实际压缩比要比膨胀比小得多，但确保发动机始燃压达到本发明方案的超高始燃压；当负载较大或发动机转速较大时，所需要的空气进气量也较大，实现米勒循环调节，发动机的实际压缩比也要相应地动态提高，以保证发动机维持同样水平的超高始燃压，以保持同样水平的燃烧热效率；这就使得内燃机在不同负载或者不同转速情况下，实现米勒循环调节，确保维持同样水平的超高始燃压，以保持同样水平的燃烧热效率。将始燃压维持到本发明方案的超高始燃压水平的另一个方法是，使用高压压缩的进气增压以调节空气进气量和始燃压，当负载较小或发动机转速较小时，所需要的空气进气量也较小，可以不使用进气增压或者比较小的进气增压，但确保发动机始燃压达到本发明方案的超高始燃压；当负载较大或发动机转速较大时，所需要的空气进气量也较大，使用较大的进气增压进行调节，以保证发动机维持同样水平的超高始燃压，以保持同样水平的燃烧热效率；这就使得内燃机在不同负载或者不同转速情况下，通过使用高压压缩的进气增压调节，确保维持同样水平的超高始燃压，以保持同样水平的燃烧热效率。

[0096] 在本发明方案中，由于始燃压很高，着火前的温度也很高，对于汽油燃料，如果采用和汽油发动机一样预喷油的混合燃料方式，必定会导致混合气体在压缩过程中就发生自燃，发生过早着火的情况，这也就不可能达到预期的效果。在本发明方案，汽油或者其他燃料都必须使用压燃着火的方式，一方面着火前

压强(始燃压)和着火前温度都比较高, 这为压燃着火提供了充分条件, 并且可以使得燃烧过程十分迅速; 另一方面, 本发明方案有利于抑制和防止爆燃的发生; 由于汽油燃料抗爆性能差, 容易发生爆燃, 但爆燃的发生与燃烧时的压力升高率密切相关, 并且爆燃发生由爆炸浓度极限所决定; 本发明方案是理论上类似于等压加热循环模型, 使得燃烧时燃烧室压力升高率较低, 可以有效地抑制和防止爆燃和爆振发生的因素, 只要确保燃料混合气体在爆炸浓度极限之外, 就可以有效地控制和防止爆燃的发生。爆炸浓度极限是指可燃性物质与空气(或氧气, 或其他氧化剂)必须在一定浓度范围内均匀混合, 形成混合气体, 着火就会发生爆炸, 这个浓度范围称为爆炸浓度极限, 简称爆炸极限。因此, 本发明方案中, 在使用抗爆性能差的燃料时, 比如汽油, 必须使得混合气的浓度低于爆炸浓度极限, 这就要求燃料供给必须像柴油机一样, 在压缩空气的末期高压均匀地喷射进燃烧室, 以实现压燃式燃烧, 并且通过控制每次喷射燃料的量, 使得混合气燃烧时其浓度低于爆炸浓度极限, 以实现稀薄燃烧, 以防止爆燃的发生。在混合气体进行稀薄燃烧时, 由于控制每次喷射的燃料量较少, 一次喷射燃料量可能达不到负载的要求, 可以通过多次脉冲式燃料喷射, 分阶段燃烧, 以满足每次循环燃烧所需要的燃料燃烧的量, 来达到满足每次循环负载的需要; 在本发明方案中, 由于着火前压强(始燃压)和着火前温度都很高, 形成混合气和滞燃期会十分短暂, 所以燃烧过程也会很短, 使得燃烧十分迅速, 也就可以满足多次脉冲式燃料喷射燃烧的需要; 可根据每种不同燃料的特性来调节脉冲式燃料喷射燃烧, 对每次燃料喷射的量以及脉冲喷射的时间间隔, 可以根据燃料燃烧的不同特性进行适当的调节; 比如抗爆性能较差的汽油, 则按其爆炸浓度极限相应减少每次喷油量, 但其燃烧速度较快, 每次脉冲喷射的时间间隔也可以相应缩小; 对于抗爆性能较好的柴油, 则按其爆炸浓度极限相应增加每次喷油量, 但其燃烧速度相对较慢, 每次脉冲喷射的时间间隔也可以相应增加; 对于混合燃料则根据其特性和实验或实际检测数据, 相应调节每次的喷油量和脉冲喷射间隔, 以实现燃料的完全畅顺燃烧; 此外, 对于不同的燃油燃料, 还要根据其燃烧特性控制调节发动机的最大转速。因此, 在本发明方案, 不再需要区分汽油机和柴油机, 根据需要, 可以分别使用汽油或柴油, 甚至可

以使用其他各种混合燃料，这就实现了可以使用各种不同燃料的往复活塞式燃油一体发动机。

[0097] 本发明方案也可以根据燃烧室容积对多次脉冲式燃料喷射燃烧进行调节。在活塞运行到上顶点时，活塞和连杆的速度很慢，对于现有的往复活塞式内燃机来说，此时的燃烧相当于等容加热，但本发明方案是近似于等压加热循环模型，此时则相当于等压加热，燃烧室容积会随着燃烧而弹性扩张，为了确保混合气燃烧时其浓度低于爆炸浓度极限，以实现稀薄燃烧，当燃烧室容积较小时，每次脉冲喷射的燃料量和脉冲喷射间隔都应当比较小，随着燃烧室容积的弹性扩大，每次脉冲喷射的燃料量和脉冲喷射间隔也可以相应增大，使得燃料混合气可以更加迅速、畅顺燃烧。

[0098] 本发明方案实现了超高始燃压，使得着火前具备高温高压，有利于燃料混合气的迅速和充分燃烧，燃料燃烧充分有利于减少废气有害物的产生。本发明方案与柴油机一样采用混合气压燃着火方式，并且采用混合气浓度较低的稀薄燃烧，也必然与柴油机一样采用较大的空燃比，使得一氧化碳的排放几乎为零，这也极大地减少和控制废气有害物的排放。

[0099]

发明的有益效果

有益效果

[0100] 本发明方案有储多的有益效果，有益效果都取得了显著的进步，甚至部分有益效果是飞跃式的进步，现将前面所述的有益效果归纳如下：

[0101] 1、大幅度提高压缩比，从而大幅度地提升热效率。

[0102] 2、最高温度大幅度降低，有效减少传热散失消耗，有效提高热效率。

[0103] 3、大幅度降低和限制最高温度和最高压力，保护机体以免损害。

[0104] 4、大幅度减少有害物的排放。

[0105] 5、大幅度提高发动机的活塞平均压力和平均力矩，从而大幅度地提高发动机的动力性能、功率和升功率。

[0106] 6、有效减少和避免粗爆燃烧和爆燃的发生，促进发动机平稳燃烧，有效减小燃烧噪声。

- [0107] 7、有效减小摩擦以提高机械效率。
- [0108] 8、大幅度提高初始燃烧压力(始燃压)和初始燃烧温度，可以大幅度提高燃烧速度，提高发动机转速，得以提高发动机升功率。
- [0109] 9、有效减轻机体质量，提高发动机的功率质量比（功重比）。
- [0110] 10、使得往复活塞式内燃机理论上近似于等压加热循环模式，并具备此理论循环模式的各项优点。
- [0111] 11、实现往复活塞式内燃机的低成本动态可变压缩比。
- [0112] 12、可以实现往复活塞式燃油一体发动机，可以使用各种燃油燃料。

对附图的简要说明

附图说明

[0113] 下面对附图及其标记进行说明：

[0114] 图1是内芯式弹性变长活塞构成弹性燃烧室结构图。

[0115] 图2是分离式弹性变长活塞构成弹性燃烧室结构图。

[0116] 图3是伸缩式弹性变长活塞连杆构成弹性燃烧室结构图。

[0117] 图4是弓形弹性变长活塞连杆构成弹性燃烧室结构图。

[0118] 图中标记说明：

[0119] 1.气缸盖，2.燃烧室，3.气缸，4.活塞外套，5.弹性层（弹簧组），6.活塞内芯

[0120] 7.活塞销，8.活塞连杆，9.活塞顶盖，10.导行柱，11.销座部，12.活塞裙，

[0121] 13.活塞，14.导行约束杆，15.连杆小头，16.连杆大头，17.连杆盖，

[0122] 18.弹性杆身，19.弓形弹性杆身，20.弹性弓身（弹簧片）。

实施该发明的最佳实施例

本发明的最佳实施方式

[0123] 超高始燃压燃油一体往复活塞式内燃机

[0124]

[0125] 本发明方案实施实例为超高始燃压燃油一体往复活塞式内燃机，这就是，始燃压在10MPa以上，并且可以分别使用各种燃油的往复活塞式发动机。本实例具体设计制造方法是，在现有的增压柴油机的基础上，对活塞、进气和喷油等作

相应的设计改造，使得活塞成为弹性可变长活塞，燃烧室具备弹性成为弹性储能结构，使得发动机达到本发明方案的各项功能。发动机采用铸铁合金机体，可承受25MPa以上的压强压力；活塞使用半刚性半弹性的弹性变长活塞；设定活塞弹性起始压强为20MPa，最大压强为25MPa，最大膨胀比(压缩比)为60，实际膨胀比(压缩比)可以通过进气量在8—60的范围内按需进行调节；气门采用电控气门，使用米勒循环，确保需要的精确进气量；增压采用涡轮增压器；发动机为1.6升排量的四缸发动机，每气缸0.4升排量；在本发明方案中，为提高机械效率和减轻活塞连杆的压力，气缸直径应短些，活塞行程应该较长些，为简单起见采用气缸容积直径与长度比为0.8，计算可得：

[0126] 实际的静态压缩比(根据理想气体绝热过程计算)：

[0127]
$$\epsilon = (P1/P0)^{(1/k)}$$

[0128] 以上公式中， ϵ 为压缩比， $P0$ 为压缩前压强，取 $P0$ 为大气压， $P0=0.1$

MPa， $P1$ 为压缩末期压强或者是着火前压强(始燃压)，即燃烧室弹性起始压强， $P1=20$ MPa， k 为绝热指数，按保守计取为空气的绝热指数， $k=1.4$ ，则实际的静态压缩比为：

[0129]
$$\epsilon = (P1/P0)^{(1/k)}$$

[0130]
$$\epsilon = (20/0.1)^{(1/1.4)}$$

[0131]
$$\epsilon \approx 44$$

[0132]

此压缩比就是应用米勒循环所使用的静态压缩比，实际压缩比应以始燃压为20MPa标准进行相应调节，需要加大进气量和增加负载的，按需要进气进行调节。

[0133] 气缸或活塞直径 D ，气缸容积长度 L ：

[0134]
$$V = \pi D^2 L / 4, V = 0.4 * 10e(-3) * 10e9, D = 0.8 * L$$

[0135]
$$D^3 = 0.8 * 4 * V / \pi = 1.28 * 10e6 / \pi = 407436.65$$

[0136]
$$D \approx 74.13 \text{ mm}$$

[0137]
$$L = D / 0.8 = 74.13 / 0.8 \approx 92.66 \text{ mm}$$

[0138] 活塞行程 S (按压缩比或膨胀比60计算，活塞行程也是曲轴旋转直径长度，是曲柄半径的2倍)：

[0139] $S = L - L / 60 = 92.66 - 92.66 / 60 \approx 91.12 \text{ mm}$

[0140] 活塞连杆长度 l (一般为曲柄半径的3倍):

[0141] $l = S / 2 * 3 = 91.12 / 2 * 3 = 136.68 \approx 137 \text{ mm}$

[0142] 活塞弹性可压缩长度(设定为最小压缩比或膨胀比为8, 按本例在符合环保标准情况下预膨胀比应不超过2倍, 在此设定为3倍):

[0143] $L1 = L / 8 * 3 - L / 60 = 92.66/8*3 - 92.66/60 \approx 33.20 \approx 34 \text{ mm}$

[0144] (据此可以得出: 活塞到上顶点时燃烧室最大与最小容积之比为 $60/8=7.5$, 也就是说每循环空气进气量最少可以在1—7.5倍之间动态调节, 每循环燃料量最少可以在[0-1]—7.5之间动态调节; 理论上膨胀比可以更小些, 同时最大功率和动力也可以更大, 但相应的热效率也会降低。)

[0145] 活塞弹性起始弹力:

[0146] $F1 = P1 * \pi D^2 / 4 = 20 * \pi * 74.13^2 / 4 \approx 86319.29 \text{ N} \approx 8808.09 \text{ kg}$

[0147] 活塞弹性最大弹力:

[0148] $F2 = P2 * \pi D^2 / 4 = 25 * \pi * 74.13^2 / 4 \approx 107899.12 \text{ N} \approx 11010.11 \text{ kg}$

[0149] 活塞弹性倔强系数(弹性系数) K :

[0150] $F2 = K * x + F1$

[0151] $K = (F2 - F1) / x = (11010.11 - 8808.09) / 34 \approx 64.77$

[0152] 在膨胀比为60, 没有使用尾气处理, 并且在环保标准下工作状态时(最高温度不超过1800K), 最大预膨胀比 ρ 值:

[0153] 设压缩末期(开始燃烧时)的状态分别为 $P1$ 、 $V1$ 、 $T1$, 预膨胀后状态分别为 $P2$ 、 $V2$ 、 $T2$, 为符合环保标准要求 $T2=1800K$, 则有:

[0154] $P1 * V1 / T1 = P2 * V2 / T2$, $V2 / V1 = \rho$, $V1 = L / 60$

[0155] $P1 = F1 / s$

[0156] $P2 = (F1 + K * (\rho - 1) * (L / 60)) / s$

[0157] $T1 = T0 * \epsilon^{(k-1)}$, $T0 = 300 \text{ K}$, $\epsilon = 44$, $k = 1.4$ (压缩时值)

[0158] 可得:

[0159] $\rho = 1.32$

[0160] 也就是说, 在膨胀比为60时, 环保标准状态下工作, 预膨胀比 ρ 值不应超过1.3

2, 在此状态下工作才不容易生成氮氧化物。同样计算可得, 当膨胀比为8时, 预膨胀比 ρ 的最大值为1.26, 其他类推, 应在这两者之间。如果加强尾气处理, 包括尾气复用和尾气净化处理等, 使最高温度可以得到提高, 可以使得预膨胀比 ρ 值提高, 可以使用更大的混合气浓度和加大喷油量, 从而大幅度提高发动机的升功率和动力性能。

[0161] 分别按以上计算结果确定活塞弹簧弹力和弹性系数, 活塞所受的压力和对弹性的约束拉力也必须能承受以上计算的结果, 活塞弹性可压缩长度是燃烧室的弹性空间, 以此来设计制造弹性变长活塞。本发明方案燃油一体发动机的一个很重要和关键的设计是喷油方式, 燃油喷射系统可以采用与现有柴油机类似的高压电控共轨式喷油系统, 燃油的喷射压力应与现有柴油机一致, 喷射压力可达80-160MPa, 可采用多个喷嘴分散喷射, 并且分多次间隔脉冲式喷射, 根据燃油特性控制每次喷射燃油量, 间隔分段燃烧, 以此来控制燃烧过程, 减少粗暴燃烧, 避免爆燃的发生。由于燃烧室最高温度和压力保持时间较长, 所以对活塞的密封也必须加强。对于不同的燃油, 因为燃油燃烧速度不同, 甚至可能会相差很大, 比如汽油和柴油的燃烧速度就有比较大的差异, 必须对不同的燃油设定相应的喷射时间和间隔时间的不同喷油方式, 具体精确的喷射和时间间隔需要经测试后确定; 对于不同的燃油, 还必须设定不同的最大转速限制。

[0162] 本实例发动机的运行过程。本实例发动机同样具备普通往复活塞式发动机的进气、压缩、燃烧和膨胀做功、排气四个工作循环过程。在发动机启动的时候, 进气时通过电控气门控制吸进较少量的空气量, 但必须达到压燃着火的压强和温度(不同的燃料具体要求不同), 由于进气量较少, 压缩时需要消耗的能量相对较少。在发动机正常运行时, 在进气和压缩行程中, 当负载较小时, 由于使用米勒循环, 电控气门在压缩过程中才关闭, 使得实际压缩比要小于膨胀比, 但确保始燃压达到设计的20MPa, 在空气压缩末期, 在点火提前角(最佳点火提前角需实际测定)喷射高压燃油, 喷油方式必须是多次间隔喷射, 并且限制每次喷射的燃油量, 以形成稀薄的混合燃气, 以防止爆燃发生, 由于处于较高的温度和压强下, 燃油的燃烧十分迅速, 此时燃烧室在燃烧过程相当或类似于等压燃烧, 燃烧室弹性膨胀做功, 工质内能也转化为活塞的弹性势能, 随着曲轴

的转动，发动机能量的转化是工质内能同时转化为弹性势能和对负载做功，在曲轴转动一定角度后，工质内能完成部分转移，当压力小于弹力时，工质内能和弹性势能同时转化为对负载做功；在做功过程，当活塞接近下止点时，电控气门打开，将废气排出；这就完成了发动机启动的四个工作过程。当负载较大时，可以使用米勒循环通过电控气门和增压器控制进气的空气量，增加实际压缩比和增加进气增压，以适应负载的要求，当进入的空气量较大时，在着火前活塞可能被部分压缩，实际膨胀比会有所减小，始燃压也会有所提高，发动机每次循环的燃油量也会增加，但发动机的功率和动力性能会得到提高；按本例设计，发动机的膨胀比可以在8—60之间动态调节，空气进气量和每循环燃料量最少可以在1—7.5倍之间进行动态调节。

[0163] 对本发明实例的性能估算。目前汽油机的压缩比普遍在9--12之间，其着火前压强(始燃压)一般为1—2MPa左右；柴油机的压缩比一般为12—22，其着火前压强(始燃压)可达3—10MPa(包括增压的情况)；而本发明案例的压缩比(膨胀比)为8—60，通常为60，着火前压强(始燃压)最低为20 MPa；可以清楚看到，本发明案例与目前的燃油发动机相比，无论是实际压缩比还是着火前压强(始燃压)都有很大幅度的提高，甚至是数倍的提升，其热效率和升功率也必定会有大幅度的提高；如果按进气量对功率和动力进行估算(以始燃压和压缩比为已知条件，按理论绝热压缩的逆过程可计算出相对空气进气量的比例)，对于同等气缸排量的发动机，本发明案例的最大进气量是同等排量汽油机(最高始燃压为2MPa左右，压缩比为10)的6.5倍以上，是一般柴油机(最高始燃压为3-5MPa左右，压缩比为18)的6倍以上，是增压柴油机(最高始燃压为5--10MPa，压缩比为16)的3.2倍以上；也就是说，本发明案例发动机的空气进气量是汽油机或一般柴油机或是增压柴油机的数倍以上，即使本发明案例使用稀燃方式，升功率仍有成倍以上的提高；这还是以发动机相同转速的情况下的估算，但实际上由于本发明方案始燃压和着火前温度都有大幅度提高，所以其燃料的燃烧过程也必定更加迅速，发动机的转速也必定可以有较大的提高，实际的升功率和动力应该还会更大。按理想模型进行估算(按照理论等压加热循环模型进行计算，按简单模型计算，没计算涡轮增压部分效率，但计算了部分米勒循环影响)，本发明案例的理论热效率

最大值大约为73%左右，参照现有的实际发动机热效率与理论值对比，可以估算得出的本发明案例的实际热效率最大值大约为61%左右。

工业实用性

[0164] 本发明符合内燃机的基本理论，引入了新的能量转换方式，实现了工质内能的能量迅速转化，可以有效降低和控制燃烧的最高温度和最高压力，材料要求也没有超出现有的标准，设计及工艺相对简单，制造成本相对也比较低，但有益效果却可以大幅超越现有的水平，可以大幅度提高内燃机的压缩比、热效率、动力性能和升功率，实现低成本的动态可变压缩比，有效提高功率质量比，并且大幅度降低有害物的排放，实现可以使用各种不同燃料的超高始燃压燃油一体往复活塞式内燃机，适合大规模制造和应用，实用性强。

权利要求书

- [权利要求 1] 一种内燃机，其特征是：内燃机包含有弹性储能结构，弹性储能结构是一个具有弹性的结构，其功能作用是可以存储能量和迅速转换弹性势能；当燃烧工质膨胀做功所引起的力或力矩大于弹性储能结构的弹力或弹力力矩时，弹性储能结构发生弹性形变，工质内能转化为弹性储能结构的弹性势能，当弹性储能结构的外部应力小于其弹力时，储存的弹性势能转化为负荷能；也就是，内燃机燃烧工质膨胀做功过程中，其工质内能除转化为负荷能外，工质内能也可以转化为弹性势能，然后保存的弹性势能再转化为负荷能，即是附加了工质内能转化为弹性势能再转化为负荷能的过程。
- [权利要求 2] 根据权利要求1所述的内燃机，其特征是：燃烧室构造是带有弹性的燃烧室或者是半刚性半弹性的燃烧室，此弹性燃烧室作为内燃机的弹性储能结构，内燃机的能量转化过程附加了工质内能转化为燃烧室的弹性势能再转化为负荷能的过程。
- [权利要求 3] 根据权利要求2所述的内燃机的一种设计制造方法，其特征是：构造带有弹性的燃烧室或者是半刚性半弹性的燃烧室，此弹性燃烧室作为内燃机的弹性储能结构，内燃机的能量转化过程附加了工质内能转化为燃烧室的弹性势能再转化为负荷能的过程；在气体压缩过程中，燃烧室表现为刚性压缩或有限弹性压缩；在内燃机燃料燃烧和燃烧工质做功过程中，燃烧室表现为半刚性半弹性，当燃烧室压强等于或低于预设值时，燃烧室体现为刚性，当燃烧室压强增加到大于预设值时，燃烧室表现为弹性，并发生弹性形变，工质内能迅速转化为燃烧室弹性势能，当燃烧室压强减小时，保存的燃烧室弹性势能转化为负荷能。
- [权利要求 4] 根据权利要求3所述的内燃机设计制造方法，其特征是：燃烧室开有孔洞直接连接一个弹性气缸，弹性气缸与燃烧室共同组成半刚性半弹性空间形成弹性燃烧室，此弹性燃烧室为弹性储能结构；当燃烧室的压强小于或等于预设值时，弹性气缸表现为刚性，燃烧室也表现为

刚性；当燃烧室的压强大于预设值时，弹性气缸被压缩，燃气进入弹性气缸空间，整个燃烧室发生弹性形变，燃烧工质膨胀做功，工质内能转化为弹性气缸的弹性势能；当燃烧室的压强减小时，弹性气缸恢复，弹性势能转化为负荷能。

[权利要求 5] 根据权利要求3所述的往复活塞式发动机设计制造方法，其特征是：其活塞使用半刚性半弹性可变长度活塞，活塞的长度弹性可变，此活塞是弹性可变长度活塞，是一个弹性储能结构；发动机气缸、气缸盖、活塞一起构成半刚性半弹性的燃烧室，此弹性燃烧室为弹性储能结构；当燃烧室的压强等于或低于预设值时，其活塞表现为刚性，燃烧室也表现为刚性；当燃烧室的压强大于预设值时，活塞表现为弹性，燃烧室也表现为弹性，活塞被弹性压缩，活塞长度缩小，工质内能转化为活塞中的弹性势能，当燃烧室的压强减小时，活塞长度弹性恢复，弹性势能转化为负荷能。

[权利要求 6] 根据权利要求3所述的往复活塞式发动机设计制造方法，其特征是：构造弹性可变长度活塞连杆，其活塞连杆长度弹性可变，是半刚性半弹性的活塞连杆，此活塞连杆是一个弹性储能结构，使得发动机的气缸、气缸盖、活塞和活塞连杆一起构成半刚性半弹性的燃烧室，此弹性燃烧室为弹性储能结构；当燃烧室压强等于或低于预设值时，活塞连杆表现为刚性，燃烧室也表现为刚性；当燃烧室的压强大于预设值时，活塞连杆表现为弹性，燃烧室也表现为弹性，活塞连杆被弹性压缩，工质内能转化为活塞连杆中的弹性势能，当燃烧室的压强减小时，活塞连杆长度弹性恢复，弹性势能转化为负荷能。

[权利要求 7] 根据权利要求3所述的往复活塞式发动机设计制造方法，其特征是：活塞式发动机气缸与气缸盖之间可以活动以改变燃烧室的空间大小，内燃机气缸与气缸盖之间是半刚性半弹性的连接，形成弹性燃烧室，此弹性燃烧室为弹性储能结构；当燃烧室的压强等于或低于预设值时，其气缸与气缸盖之间为刚性不活动的，燃烧室空间不变；当燃烧室的压强大于预设值时，其气缸与气缸盖之间作弹性移动，燃烧室

空间增大，工质内能转化为气缸与气缸盖之间的弹性势能，当燃烧室的压强减小时，气缸与气缸盖弹性恢复，弹性势能转化为负荷能。

[权利要求 8]

根据权利要求2所述的往复式活塞式内燃机，其特征是：构造带有弹性的燃烧室或者是半刚性半弹性的燃烧室，此弹性燃烧室是内燃机的弹性储能结构；通过设置足够的弹性空间，并设计制定燃烧室的最高弹性压强，可以控制燃烧最大压强在燃烧室最高弹性压强之下，通过设定半刚性半弹性燃烧室的起始弹性强度，可以设定燃烧室的开始弹性变形的压强；在内燃机气体压缩末期，在燃料混合气体着火前的燃烧室压强，即始燃压，大幅超越了现有内燃机的始燃压，达到10MPa压强以上，并使得始燃压以最有效率的方式接近或达到、甚至超过燃烧室开始弹性变形的压强，设定此始燃压趋向于接近燃烧最大压强，使得内燃机趋向和接近于理论上的等压加热循环模式；燃烧室弹性变形前的压强越大，越接近燃烧最大压强，则内燃机越接近于等压加热循环模式，内燃机的燃烧热效率也就越大；也就是说，始燃压应当尽可能接近燃烧最大压强。

[权利要求 9]

根据权利要求8所述的往复式活塞式内燃机的一种设计制造方法，其特征是：通过调节进气量以实现压缩比(膨胀比)的动态可变调节，以满足不同负载的需要：在负载较小时，空气进气量也较小，始燃压与燃烧室开始弹性变形的压强基本相同，压缩比(膨胀比)较大；在负载较大时，空气进气量也较大，当压缩空气的压强大于燃烧室开始弹性变形的压强时，燃烧室会弹性变形增大，而始燃压也会比燃烧室开始弹性变形的压强大，压缩比(膨胀比)会变小，可以有更多的空气进气量以支持更多的燃料燃烧，以实现更大的负载。

[权利要求 10]

根据权利要求8所述的往复式活塞式内燃机的一种设计制造方法，其特征是：在内燃机气体压缩过程中，使用高压缩比的米勒循环以调节空气进气量和始燃压，使得燃烧室始燃压维持达到权利要求8所述的燃烧室始燃压；当负载较小或发动机转速较小时，所需要的空气进气量也较小，在米勒循环下发动机的实际压缩比要比膨胀比小得多，但确

保发动机始燃压达到本发明方案的超高始燃压；当负载较大或发动机转速较大时，所需要的空气进气量也较大，实现米勒循环调节，发动机的实际压缩比也要相应地动态提高，以保证发动机维持同样水平的超高始燃压，以保持同样水平的燃烧热效率。

[权利要求 11] 根据权利要求8所述的往复式活塞式内燃机的一种设计制造方法，其特征是：在内燃机气体压缩过程中，使用高压压缩的进气增压以调节空气进气量和始燃压，使得燃烧室始燃压达到权利要求8所述的燃烧室始燃压；当负载较小或发动机转速较小时，所需要的空气进气量也较小，可以不使用进气增压或者比较小的进气增压，但确保发动机始燃压达到本发明方案的超高始燃压；当负载较大或发动机转速较大时，所需要的空气进气量也较大，使用较大的进气增压进行调节，以保证发动机维持同样水平的超高始燃压，以保持同样水平的燃烧热效率。

[权利要求 12] 根据权利要求8所述的往复式活塞式内燃机的一种设计制造方法，其特征是：通过控制每次喷射燃料的量，使得混合气燃烧时其浓度低于爆炸浓度极限，以实现稀薄燃烧，以防止爆燃的发生；通过多次脉冲式燃料喷射，分阶段燃烧，以满足每次循环燃烧所需要的燃料燃烧的量，来达到满足每次循环负载的需要；根据每种不同燃料的特性来调节脉冲式燃料喷射燃烧，对每次燃料喷射的量以及脉冲喷射的时间间隔，根据燃料燃烧的不同特性进行适当的调节；对于不同的燃油燃料，还要根据其燃烧特性控制调节发动机的最大转速；以此实现可以使用各种不同燃料的往复式活塞式燃油一体发动机。

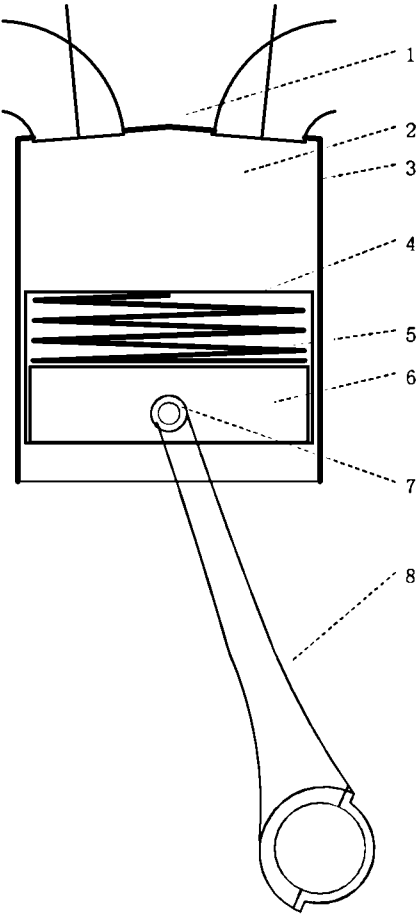


图1

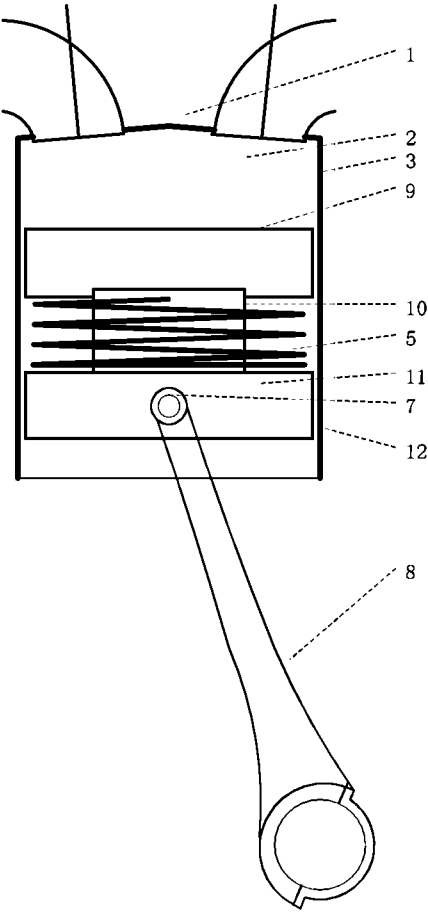


图2

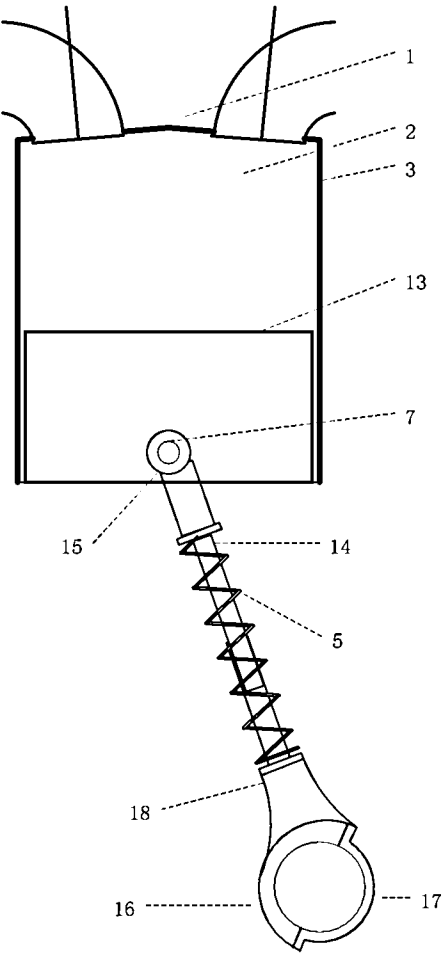


图3

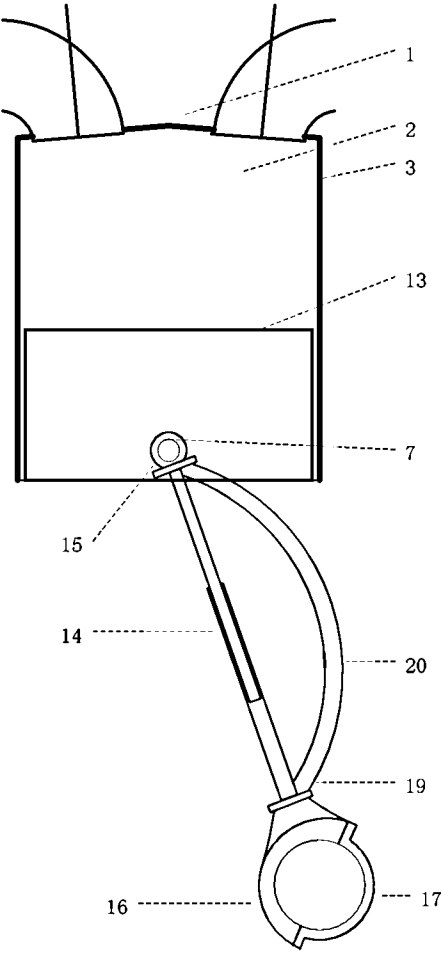


图4

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2019/100321

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F02B 75/00(2006.01)i; F02F 3/26(2006.01)i; F02F 3/00(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F02B; F02F

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

CNABS; CNKI; CNTXT; VEN; USTXT; EPTXT; WOTXT: 内燃机, 活塞, 连杆, 气缸盖, 弹簧, engine, piston+, connect, rod +, spring, cover, head

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	CN 101042069 A (JIN, YUNAN) 26 September 2007 (2007-09-26) description, p. 1, paragraph 1 to p. 3, paragraph 2, and figure 1	1-5, 8-12
Y	CN 101042069 A (JIN, YUNAN) 26 September 2007 (2007-09-26) description, p. 1, paragraph 1 to p. 3, paragraph 2, and figure 1	6, 7
Y	CN 1037011 A (GUO, JINGKUN) 08 November 1989 (1989-11-08) description, p. 1, paragraph 1 to p. 4, paragraph 3, and figures 1-3	6
Y	EP 0488431 A2 (MIGNONE, G.) 03 June 1992 (1992-06-03) description, column 1, line 35 to column 8, line 9, and figure 5	7
A	US 2006005793 A1 (COMB ELECTROMAGNETICS INC.) 12 January 2006 (2006-01-12) entire document	1-12

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date

“L” document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

17 September 2019

Date of mailing of the international search report

30 October 2019

Name and mailing address of the ISA/CN

**China National Intellectual Property Administration (ISA/
CN)**
**No. 6, Xitucheng Road, Jimenqiao Haidian District, Beijing
 100088**
China

Facsimile No. (86-10)62019451

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.

PCT/CN2019/100321

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)			Publication date (day/month/year)
CN	101042069	A	26 September 2007	None			
CN	1037011	A	08 November 1989	None			
EP	0488431	A2	03 June 1992	IT	1243259	B	26 May 1994
				EP	0488431	A3	10 June 1992
US	2006005793	A1	12 January 2006	US	7318397	B2	15 January 2008

国际检索报告

国际申请号

PCT/CN2019/100321

A. 主题的分类

F02B 75/00(2006.01)i; F02F 3/26(2006.01)i; F02F 3/00(2006.01)i

按照国际专利分类(IPC)或者同时按照国家分类和IPC两种分类

B. 检索领域

检索的最低限度文献(标明分类系统和分类号)

F02B; F02F

包含在检索领域中的除最低限度文献以外的检索文献

在国际检索时查阅的电子数据库(数据库的名称, 和使用的检索词(如使用))

CNABS; CNKI; CNTXT; VEN; USTXT; EPTXT; WOTXT: 内燃机, 活塞, 连杆, 气缸盖, 弹簧, engine, piston+, connect, rod+, spring, cover, head

C. 相关文件

类 型*	引用文件, 必要时, 指明相关段落	相关的权利要求
X	CN 101042069 A (靳宇男) 2007年 9月 26日 (2007 - 09 - 26) 说明书第1页第1段-第3页第2段、附图1	1-5, 8-12
Y	CN 101042069 A (靳宇男) 2007年 9月 26日 (2007 - 09 - 26) 说明书第1页第1段-第3页第2段、附图1	6, 7
Y	CN 1037011 A (郭景坤) 1989年 11月 8日 (1989 - 11 - 08) 说明书第1页第1段-第4页第3段、附图1-3	6
Y	EP 0488431 A2 (MIGNONE GIUSEPPE) 1992年 6月 3日 (1992 - 06 - 03) 说明书第1栏第35行-第8栏第9行、附图5	7
A	US 2006005793 A1 (COMB ELECTROMAGNETICS INC) 2006年 1月 12日 (2006 - 01 - 12) 全文	1-12

☐ 其余文件在C栏的续页中列出。☒ 见同族专利附件。

* 引用文件的具体类型:

“A” 认为不特别相关的表示了现有技术一般状态的文件

“E” 在国际申请日的当天或之后公布的在先申请或专利

“L” 可能对优先权要求构成怀疑的文件, 或为确定另一篇引用文件的公布日而引用的或者因其他特殊理由而引用的文件 (如具体说明的)

“O” 涉及口头公开、使用、展览或其他方式公开的文件

“P” 公布日先于国际申请日但迟于所要求的优先权日的文件

“T” 在申请日或优先权日之后公布, 与申请不相抵触, 但为了理解发明之理论或原理的在后文件

“X” 特别相关的文件, 单独考虑该文件, 认定要求保护的发明不是新颖的或不具有创造性

“Y” 特别相关的文件, 当该文件与另一篇或者多篇该类文件结合并且这种结合对于本领域技术人员为显而易见时, 要求保护的发明不具有创造性

“&” 同族专利的文件

国际检索实际完成的日期

2019年 9月 17日

国际检索报告邮寄日期

2019年 10月 30日

ISA/CN的名称和邮寄地址

中国国家知识产权局 (ISA/CN)
中国北京市海淀区蓟门桥西土城路6号 100088

受权官员

周兵

传真号 (86-10)62019451

电话号码 86-(512)-88995590

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号

PCT/CN2019/100321

检索报告引用的专利文件			公布日 (年/月/日)	同族专利			公布日 (年/月/日)
CN	101042069	A	2007年 9月 26日	无			
CN	1037011	A	1989年 11月 8日	无			
EP	0488431	A2	1992年 6月 3日	IT	1243259	B	1994年 5月 26日
				EP	0488431	A3	1992年 6月 10日
US	2006005793	A1	2006年 1月 12日	US	7318397	B2	2008年 1月 15日