

农用柴油发动机变压缩比机构设计及主要部件仿真

刘克铭¹, 张 蕾², 陶云飞¹, 杨伟红^{1,3}

(1. 辽宁工程技术大学 机械学院, 辽宁 阜新 123000; 2. 阜新嘉隆电子有限公司, 辽宁 阜新 123000; 3. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110004)

摘要:增大发动机压缩比可提高发动机的动力性,但又会影响其工作的可靠性及寿命,为解决此矛盾,设计了一种农用柴油发动机的变压缩比机构,在发动机不同工况下实现了液压控制的压缩比自动调节,压缩比的变化范围为15~19;在发动机冷启动及中小负荷时压缩比为19,在发动机大负荷时压缩比为15。通过ANSYS有限元软件对活塞组及齿轮齿条进行了仿真,得到了不同压缩比、不同工况下的应力、应变云图。仿真结果表明:活塞组的最大应力出现在活塞顶面凹坑位置,其数值为0.0535 22 MPa;齿轮齿条的最大应力出现在齿轮齿条与传动齿条的啮合位置,其数值为0.198 445 MPa;活塞组的最大应变出现在活塞与活塞杆的连接部位,其数值为0.000 863 mm,齿轮齿条的最大应变出现在齿轮齿条与传动齿条啮合齿的根部,其数值为0.003 326 mm,所设计的变压缩比机构能够满足发动机工作要求。

关键词:变压缩比;活塞;齿轮齿条;有限元仿真

中图分类号:TK422

文献标识码:A

文章编号:1002-2767(2012)02-0120-04

由发动机的理论循环可知,增大压缩比可提高发动机的动力性、经济性及燃料燃烧的热效率;可提高发动机压缩终了的温度和压力,从而解决灌溉用大功率柴油发动机冷启动困难的问题。但压缩比过大,在发动机大负荷时会造成机械负荷和热负荷过大,影响发动机的工作可靠性及使用寿命^[1-2]。为了解决二者之间的矛盾,设计了新型的变压缩比机构,该机构可实现大功率柴油发动机压缩比随负荷变化而进行自动调节的功能。

1 变压缩比机构的结构及工作过程

变压缩比机构的结构见图1。该变压缩比机构由滚轮、传动齿条、活塞杆、活塞、气缸、安全阀、回油阀、进油阀、控制活塞、齿轮齿条、控制齿条、连杆和曲轴等主要部件组成。设计参数:进油单向阀的开启压力为25 MPa、回油单向阀的开启压力为29 MPa。变压缩比机构的工作过程:发动机冷启动时,外接油泵提供的压力为25 MPa油液经进油单向阀进入到控制活塞上腔,控制活塞下移至极限位置,此时发动机的压缩比为19。压缩比的增大,有利于提高发动机压缩终了的温度及

压力,发动机的冷启动更容易。当发动机负荷逐渐增大,气缸内工质的爆发压力增大,燃气压力作用于活塞顶面,该作用力经活塞杆、传动齿条、齿轮齿条、控制齿条和控制活塞传递给控制活塞上方的油液,油液压力随发动机负荷增大而升高。在压缩比19、中小负荷工况下,气缸内的爆发压力计算数值为11.6 MPa,由计算可知控制活塞上方的油液压力为23.2 MPa,回油单向阀不能开启,此时发动机压缩比维持19不变。随着发动机进一步增大到大负荷过程中,气缸内的爆发压力增大,控制活塞上方的油液压力升高,在压缩比19情况下,当发动机工况变为大负荷,气缸内工质的爆发压力增大到14.5 MPa时,控制活塞上方的油液压力大于29.0 MPa,回油单向阀开启,油液通过回油单向阀流回油箱,控制活塞上行,此时发动机的压缩比减小,当控制活塞上行至上极限位置时,压缩比为15。在压缩比15、大负荷工况下气缸内工质的爆发压力高于12.5 MPa,控制活塞上方的油液压力计算数值高于25 MPa,故外接油泵的油液不能进入控制活塞上腔,此时发动机的压缩比维持15不变。在压缩比15状态下,发动机工况由大负荷减小至中小负荷时,中小负荷时气缸内工质的爆发压力计算数值低于10.0 MPa,故控制活塞上方的油液压力计算数值低于25.0 MPa,故外接油泵提供的压力为25 MPa的油液经进油单向阀进入到控制活塞上

收稿日期:2011-10-01

基金项目:辽宁工程技术大学优秀青年基金资助项目(07-79)

第一作者简介:刘克铭(1977-),男,辽宁省阜新市人,博士,讲师,从事发动机动力与排放控制研究。E-mail:liukm2003@yahoo.com.cn。

腔,在油液的作用下控制活塞由上极限位置下行,当运行至下极限位置时,发动机的压缩比增大为 19。在压缩比 19、中小工况下气缸内工质的爆发压力计算数值低于 11.6 MPa,控制活塞上方的油液压力低于 29.0 MPa,故回油单向阀不能开启,此时发动机维持高压压缩比 19。由此可知:该变压缩比机构可实现发动机压缩比随工况变化而进行自动调节,压缩比的变化范围是 15~19,冷启动及中小负荷时压缩比维持为 19,这更有利于发动机的冷启动;中小负荷时的高压缩比提高了发动机动力性及经济性。在大负荷工况下保持低压缩比 15 不变,有效地控制了发动机的机械负荷、热负荷,提高了大功率柴油发动机的工作可靠性^[3-4]。

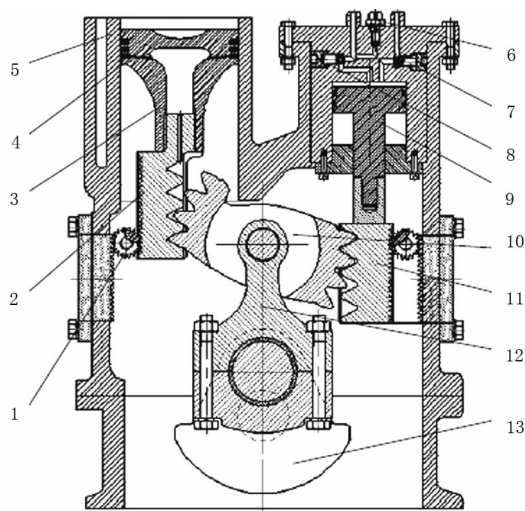


图 1 变压缩比机构的结构图

Fig. 1 Structure of variable compression ratio mechanism

1:滚轮;2:传动齿条;3:活塞杆;4:活塞;5:气缸;6:安全阀;7:回油阀;8:进油阀;9:控制活塞;10:齿轮齿条;11:控制齿条;12:连杆;13:曲轴

1: Synchronous wheel; 2: Drive rack; 3: Piston rod; 4: Piston; 5: Cylinder; 6: Safety valve; 7: Return valve; 8: Inlet valve; 9: Control piston; 10: Transmission gear; 11: Control rack; 12: Rod; 13: Crankshaft

2 变压缩比机构关键部件——活塞组及齿轮齿条的有限元仿真

活塞组承受着燃气的高温、高压作用,齿轮齿条以齿轮-齿条啮合方式传递着传动齿条至控制齿条的作用力,活塞组及齿轮齿条是变压缩比机构的关键部件^[5-7],应对其进行力学性能研究。采用 ANSYS 有限元软件对活塞组及齿轮齿条进行

建模与仿真,得到在不同工况下活塞组及齿轮齿条的应力及应变云图。以灌溉用 380 kW 柴油发动机为结构参数为设计原始参数,进行变压缩比机构的设计,选取 6 缸、4 冲程、增压、水冷发动机,气缸直径 180 mm。活塞组及齿轮齿条的材料为 40 Cr,弹性模量为 2.06e11 Pa,泊松比为 0.28。仿真过程中发动机的压力、温度计算参数:压缩比为 19、大负荷时作用于活塞顶面的最高爆发压力为 14.5 MPa、燃烧室瞬时最高温度为 2 080 K;压缩比为 15、大负荷时作用于活塞顶面的最高爆发压力为 12.5 MPa,燃烧室瞬时最高温度为 1 960 K;压缩比为 19、中小负荷时作用于活塞顶面的最高爆发压力为 11.6 MPa,燃烧室瞬时最高温度为 1 850 K;压缩比为 15、中小负荷时作用于活塞顶面的最高爆发压力为 10.0 MPa,燃烧室瞬时最高温度为 1 720 K。

2.1 活塞组的有限元仿真

由通过有限元仿真得到活塞组的应力云图可知,压缩比为 19、大负荷情况下活塞组的最大应力为 0.053 522 MPa,压缩比为 15、中小负荷情况下活塞组的最大应力为 0.030 254 MPa,压缩比为 19、中小负荷情况下活塞组的最大应力为 0.041 628 MPa,压缩比为 15、大负荷情况下活塞组的最大应力为 0.030 254 MPa。最大应力出现在活塞燃烧室凹坑顶部,最大应力为 0.053 522 MPa,该数值小于其屈服强度 680 MPa,故设计的活塞结构满足变压缩比机构的工作要求(见图 2)^[8-10]。

由通过有限元仿真得到活塞组的应变云图可知,压缩比为 19、大负荷情况最大应变为 0.000 863 mm,压缩比为 15、中小负荷情况最大应变为 0.000 488 mm,压缩比为 19、中小负荷情况最大应变为 0.000 671 mm,压缩比为 15、大负荷情况最大应变为 0.000 627 mm;且不同压缩比、不同负荷情况下活塞组的最大应变均出现在活塞杆与活塞的连接部位,最大应变为 0.000 863 mm(见图 3)。

2.2 齿轮齿条的有限元仿真

由图 4 可知,压缩比为 19、大负荷情况下齿轮齿条的最大应力为 0.198 445 MPa,压缩比为 15、中小负荷情况下齿轮齿条的最大应力为 0.112 203 MPa,压缩比为 19、中小负荷情况下齿轮

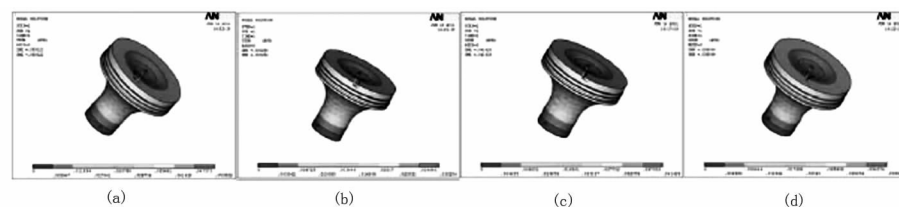


图 2 活塞的应力云图

Fig. 2 Stress nephogram of piston

(a)压缩比为 19、大负荷情况下的应力云图;(b)压缩比为 15、中小负荷情况下的应力云图;(c)压缩比为 19、中小负荷情况下的应力云图;(d)压缩比为 15、大负荷情况下的应力云图

(a)Compression ratio for 19,big load cases of stress cloud;(b)Compression ratio of 15,small and medium-sized load cases of stress cloud;(c)Compression ratio for 19,small and medium-sized load cases of stress cloud;(d)Compression ratio of 15,big load cases of stress cloud

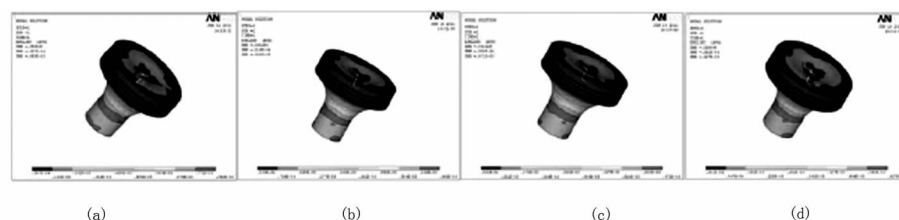


图 3 活塞的应变云图

Fig. 3 Strain nephogram of piston

(a)压缩比为 19、大负荷情况下的应变云图;(b)压缩比为 15、中小负荷情况下的应变云图;(c)压缩比为 19、中小负荷情况下的应变云图;(d)压缩比为 15、大负荷情况下的应变云图

(a)Compression ratio for 19,big load cases of strain image;(b)Compression ratio of 15,small and medium-sized load cases of strain image;(c)Compression ratio for 19,small and medium-sized load cases of strain image;(d)Compression ratio of 15,big load cases of strain image

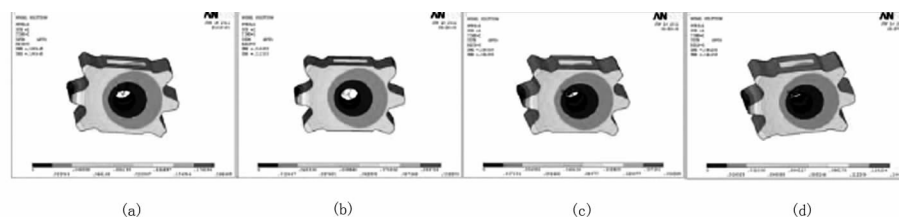


图 4 齿轮齿条的应力云图

Fig. 4 Stress nephogram of gear and rack

(a)压缩比为 19、大负荷情况下的应力云图;(b)压缩比为 15、中小负荷情况下的应力云图;(c)压缩比为 19、中小负荷情况下的应力云图;(d)压缩比为 15、大负荷情况下的应力云图

(a)Compression ratio for 19,big load cases of stress cloud;(b)Compression ratio of 15,small and medium-sized load cases of stress cloud;(c)Which worked so well-2 compression ratio,and small and medium-sized load cases 19 the stress of convective;(d)Compression ratio of 15,big load cases of stress cloud

齿条的最大应力为 0.154 385 MPa,压缩比为 15、大负荷情况下齿轮齿条的最大应力为0.144 263 MPa;且最大应力点均出现在齿轮齿条与传动齿条的啮合位置处,最大应力为 0.198 445 MPa,该数值在材料的作用强度范围内,远小于其屈服强度 680 MPa,所以,结构能够满足要求。

由通过有限元仿真得到齿轮齿条的应力云图

可知,压缩比为 19、大负荷情况下,齿轮齿条的最大应变为 0.003 326 mm,压缩比为 15、中小负荷情况下齿轮齿条的最大应变为 0.001 777 mm,压缩比为 19、中小负荷情况下齿轮齿条的最大应变为 0.002 445 mm,压缩比为 15、大负荷情况下齿轮齿条的最大应变为 0.002 285 mm;且不同压缩比、不同负荷情况下齿轮齿条的最大应变均出现在齿轮

齿条与传动齿条啮合齿的根部,最大应变为 0.003 326 mm。

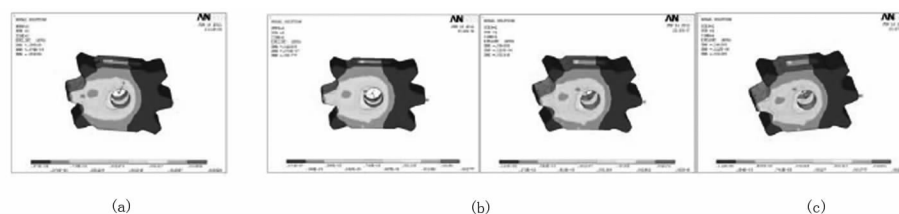


图 5 齿轮齿条的应变云图

Fig. 5 Strain nephogram of gear and rack

(a)压缩比为 19、大负荷情况下的应变云图;(b)压缩比为 15、中小负荷情况下的应变云图;(c)压缩比为 19、中小负荷情况下的应变云图;(d)压缩比为 15、大负荷情况下的应变云图

(a)Compression ratio for 19, big load cases of strain image;(b)Compression ratio of 15, small and medium-sized load cases of strain image;(c)Which worked so well for 19, three compression ratio of small and medium load cases of strain image;(d)Compression ratio of 15, big load cases of strain image

3 结论

所设计的变压缩比机构可实现农用柴油发动机压缩比在 15~19 范围内变化;在冷启动和中小负荷工况下发动机的压缩比为 19,大负荷工况下发动机的压缩比为 15。

通过对不同压缩比、不同工况下变压缩比机构的主要部件——活塞组及齿轮齿条的有限元仿真,得到了活塞、齿轮齿条的应力云图及应变云图。结果表明:所设计的活塞组及齿轮齿条能够满足变压缩比机构的工作要求,为变压缩比机构优化设计提供了理论基础。

参考文献:

[1] 吴建华. 汽车发动机原理[M]. 北京:机械工业出版社,2005.

- [2] 刘克铭,杨伟红,李志强. 变压缩比活塞结构设计与仿真[J]. 机械科学与技术,2010,29(6):412-415.
- [3] 姜晨龙,司慧,刘小虎. 基于 ADAMS 的清洁小车齿轮传动系建模及仿真[J]. 黑龙江农业科学,2011(1):118-121.
- [4] 张允卿. 发动机技术手册[M]. 北京:机械工业出版社,2005.
- [5] 胡国良. 有限元分析与入门与提高[M]. 北京:国防工业出版社,2009.
- [6] 李兵,胡欲立,姚倡峰. 活塞在温度和机械载荷作用下的应力和变形的有限元分析[J]. 机械科学与技术,2002(3):222-223,227.
- [7] 姚怀新. 工程车辆液压动力学与控制原理[M]. 北京:人民交通出版社,2006.
- [8] 魏金文,王慧. 液压传动[M]. 沈阳:东北大学出版社,2001.
- [9] 单士睿,尚旭凯. 农业机械化信息管理信息年报系统设计[J]. 广东农业科学,2011(3):172-173.
- [10] 崔景元,胡欲立,杨杰. 活塞发动机机阀体有限元分析[J]. 机械科学与技术,2003,22(21):118-120.

Variable Compression Ratio Mechanism Design and Main Components Simulation of Agricultural Diesel Engine

LIU Ke-ming¹, ZHANG Lei², TAO Yun-fei¹, YANG Wei-hong^{1,3}

(1. Mechanical Engineering College of Liaoning Technical University, Fuxin, Liaoning 123000; 2. Fuxin Jialong Electronic Limited Company, Fuxin, Liaoning 123000; 3. Mechanical Engineering and Automation College of Northeastern University, Shenyang, Liaoning 110004)

Abstract: A kind of variable compression ratio mechanism of agricultural diesel engine was designed and it could make the compression ratio of hydraulic pressure control adjust to different working condition change automatically. The range of compression ratio was from 15 to 19. The compression ratio was 19 under the working condition of cold-start and medium-small load. The compression ratio was 15 under the working condition of large load. The stress and strain nephograms under different compression ratio and working conditions were obtained through simulation of gear, rack and piston assembly carried out by ANSYS finite element software. The simulation results showed that: The maximum stress point of piston assembly was at the pit position of piston surface, and its value was 0.053 522 MPa. The maximum stress point of gear and rack was at the meshing position of gear, rack and drive rack, and its value was 0.198 445 MPa. The maximum strain point of piston assembly was at the contact position of piston and piston rod, and its value was 0.000 863 mm. The maximum strain point of gear and rack was at the meshing teeth root position of gear, rack and drive rack, and its value was 0.003 326 mm. The designed variable compression ratio mechanism could satisfy the working requirement of engine.

Key words: variable compression ratio; piston; gear and rack; finite element simulation