

增压柴油机蒸汽喷注余热回收系统试验研究

朱思鹏, 韩圣俊, 封金凤, 白书战

山东大学核科学与能源动力学院, 山东 济南 250061

摘要:为实现增压柴油机排气余热的高效回收,基于某增压柴油机试验台架,设计并搭建蒸汽喷注余热回收系统,试验研究蒸汽喷注余热回收系统对柴油机性能的影响。试验结果表明:中低转速工况下,蒸汽喷注可有效改善增压压力,柴油机燃油消耗率最大可降低 5.8 g/(kW·h);在高转速工况下,喷注蒸汽进一步增大柴油机的排气背压,但无法改善柴油机的燃油消耗。为改善蒸汽喷注余热回收系统的效果,需进一步优化柴油机增压系统的匹配。

关键词:柴油机;蒸汽喷注;增压系统;余热回收

中图分类号:TK115

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2024)06-0001-06

引用格式:朱思鹏,韩圣俊,封金凤,等.增压柴油机蒸汽喷注余热回收系统试验研究[J].内燃机与动力装置,2024,41(6):1-6.

ZHU Sipeng, HAN Shengjun, FENG Jinfeng, et al. Experimental study on steam injected system recovering waste heat from the turbocharged diesel engine [J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2024, 41(6):1-6.

0 引言

为降低交通运输行业的 CO₂ 排放总量,针对乘用车及轻载商用车燃油效率或 CO₂ 排放的标准和法规日趋严格^[1]。内燃机作为交通运输行业中的重要动力装置,其节能降耗和提高燃油效率面临着重大的机遇与挑战。内燃机余热尤其是排气余热回收具有较大的潜力,目前已成为改善现有内燃机热效率的关键技术途径之一^[2-4]。

涡轮增压通过回收排气余压动能可有效提高增压压力,已成为广泛应用的余热回收方式。排气余热回收通常借助热电效应将热能转化为电能或者通过构建热力循环将热能转化为机械能。从能量品质分析,排气余热的最大回收效率受限于理想卡诺循环热效率^[5-7]。目前,关于温差发电、有机朗肯底循环^[8-10]、超临界 CO₂ 循环^[11-13]等典型的排气余热能量回收方式的研究较多。蒸汽辅助涡轮增压是利用排气余热回收产生过热蒸汽并喷注到涡轮前实现燃气、蒸汽混流做功,是目前被证实可改善内燃机低转速性能的高效增压系统^[14-16]。付建勤等^[17]、Fu 等^[18-19]在某一增压汽油机上验证了蒸汽辅助涡轮增压可有效改善低转速时的转矩,在转速为 1 500 r/min 工况时的增压压力可恢复到期望压力,且转矩可提高 25%。目前关于蒸汽喷注涡轮增压系统的试验研究较少,为提高内燃机燃油效率,基于某柴油机试验平台,开展蒸汽喷注余热回收系统试验研究,为蒸汽喷注涡轮增压系统优化提供参考。

1 系统概况

增压柴油机蒸汽喷注余热回收系统结构简图如图 1 所示,图中‘w’代表工质水,数字代表流体流经

收稿日期:2024-10-02

基金项目:山东省重点研发计划项目(2021CXGC010703)

第一作者简介:朱思鹏(1989—),男,山东济宁人,工学博士,研究员,主要研究方向为内燃机余热回收,E-mail:sipengzhu@sdu.edu.cn。

顺序。由图 1 可知:工质水经水泵压缩后流经换热器,与涡轮排出的废气发生热交换成为过热蒸汽;过热蒸汽在蒸汽调节阀的控制下喷注到涡轮前管路并与废气发生汽-气混合;混合后的湿燃气流经涡轮膨胀做功,膨胀后的湿燃气在换热器中放热,最终排入大气。涡轮输出功增大使得进气压力升高,进一步通过缸内循环实现排气能量的高效回收。通过控制旁通阀的开度可有效控制增压压力,保障缸内循环最高压力在许用范围。

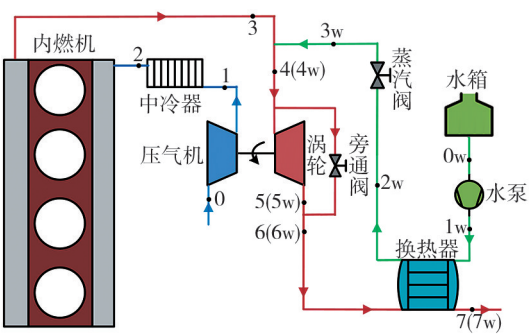


图 1 蒸汽喷注余热回收系统

2 试验台架搭建

以某四冲程增压柴油机为试验对象,柴油机基本技术参数如表 1 所示。

表 1 试验用柴油机基本技术参数

额定转速/(r·min ⁻¹)	排量/L	缸径/mm	行程/mm	压缩比	最高爆发压力/MPa
2 200	7	108	130	18 : 1	16

2.1 部件选型设计

换热器是余热回收系统的核心部件,其性能决定蒸汽产气质量及余热回收总效率。以柴油机功率为 180 kW、转速为 1 800 r/min 的外特性试验点为设计工况,试验排气温度为 450 ℃,排气质量流量为 0.2 kg/s。假定工质水的入口温度为 30 ℃,工质水的蒸发压力为 0.5 MPa,设计过热蒸汽出口温度为 220 ℃。设定蒸汽与废气的最大质量流量比为 0.13,过热蒸汽产气量约为 0.035 kg/s。根据能量平衡分析可知,换热器总换热量约为 70 kW。基于上述设计参数,设计包含预热段、蒸发段及过热段的三段式翅片管式换热器。为保证蒸汽回路稳定运行,在蒸发器及过热器之间加装容积为 25 L 的汽、水分离器。成撬后的烟气余热回收系统如图 2 所示,图中 PLC 为可编程逻辑控制器 (programmable logic controller, PLC)。

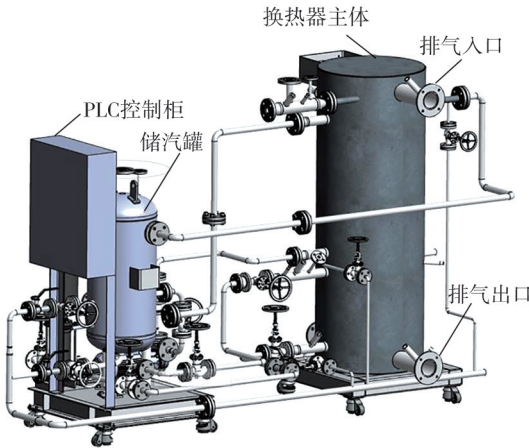


图 2 成撬后的烟气余热回收系统

除核心换热器外,补水泵、循环水泵、蒸汽流量计、温度压力传感器、注汽调节阀等其它系统部件部件的相应技术参数如表 2 所示。实际运行过程中,余热回收系统工质泵的最大功耗不超过 0.5 kW 且计入最终试验比油耗结果。

表 2 系统部件及传感器技术指标

部件	规格型号及技术指标
补水泵	体积流量为 0.16 m ³ /h,扬程为 120 m
热水循环泵	体积流量为 1.3 m ³ /h,扬程为 60 m
蒸汽涡街流量计	型号为 LUGB-32,量程为 0~3 000 kg/h,精度为满量程的±1%
液态水流量计	型号为 LUGB-25,量程为 2~16 m ³ /h,精度为满量程的±1%
电动截止阀	型号为 J941H-16C, DN15

表 2(续)

部件	规格型号及技术指标
电动调节阀	型号为 ZDLM-16K, DN32
弹簧式安全阀	型号为 A48Y-16C, 量程为 0.8~1.0 MPa
温度变送器	型号为 AM101, 量程为 0~600 ℃, 精度为 ± 2.5 ℃
压力变送器	型号为 SSTYC, 量程为 0~1.6 MPa, 精度为满量程的 $\pm 0.5\%$

2.2 台架集成和调试

在已有系统部件选型、设计及加工完成后,对试验台架进行集成和调试。为保障加装余热回收系统后对整个发动机软硬件的影响最小,在台架集成初期,将蒸汽回路的测试及控制系统集成在独立的 PLC 控制柜中,测试蒸汽运行侧的流量、温度及压力,调节、控制循环水泵工作频率和比例调节阀。为实现涡轮前蒸汽喷注,选用直径为 32 mm 的管路焊接在涡轮前排气管路。为防止柴油机机体振动对余热回收系统的影响,涡轮后排气管路和蒸汽注气管路均选用波纹软管;为降低废气侧及蒸汽侧管路的散热损失,在台架集成完毕后对整个余热回收系统进行保温处理。由于换热器表面积较大,在换热器表面包裹保温材料,再用铁皮进行包裹。集成后的柴油机蒸汽喷注余热回收系统试验台架如图 3 所示。



图 3 余热回收系统试验台架

台架搭建完毕后,对整个余热回收系统进行调试,包括管路清洗、耐压试验、密封试验、自保护试验。换热器加工完毕后,试验前对换热器进行加压冲洗。换热器设计运行压力为 0.8 MPa,在进行耐压试验时,关闭蒸汽出口阀,借助工质循环泵对整个蒸汽侧管路加压,当系统压力为 0.8 MPa 时,关闭循环泵及循环泵出口截止阀;静置 24 h 后,余热回收系统无明显泄漏且换热器内压力基本无变化,余热回收系统的设计满足耐压、密封要求。继续对系统设备进行加压至压力为 1.0 MPa,达到弹簧式安全阀整定开启压力,系统经泄压阀安全泄压。

3 结果分析

为评估蒸汽喷注涡轮增压系统对柴油机性能的影响,试验工况选择转速分别为 1 000、1 200、1 400、1 600、1 800 r/min 的外特性工况。试验过程中,首先进行原机外特性试验,获得原机基准性能信息。发动机稳定后,开启工质泵并设定工质泵运转频率使得汽-水分离器内液位维持在一定高度,当汽-水分离器内压力超过 0.5 MPa 时,缓慢打开注汽调节阀使蒸发压力维持在 0.5 MPa,直至柴油机和汽-水分离器稳定运行,并记录蒸汽喷注工况下的试验结果。

蒸发压力为 0.5 MPa 时,蒸汽喷注系统产生的蒸汽质量流量及蒸汽温度如图 4 所示。由图 4 可知:蒸发压力为 0.5 MPa 时,换热器出口蒸汽温度基本控制在 440 K 左右,出口蒸汽过热度较低,主要原因为过热段换热面积较小;随着发动机转速升高,蒸汽质量流量逐步增大并趋于平缓,表明换热器总换热效率在柴油机高转速工况有所降低。不同工况下,可通过改变变频泵转速和蒸汽喷

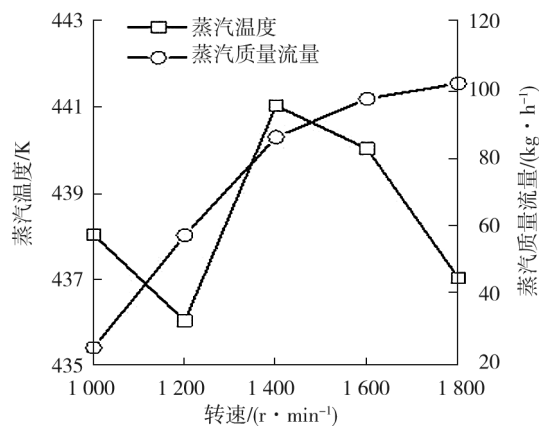


图 4 不同工况下蒸汽喷注温度及质量流量

阀开度控制蒸汽产量。最大蒸汽喷注量取决于柴油机排气余热,最佳蒸汽喷注量取决于蒸汽喷注对增压系统的影响。

蒸汽喷注前、后,柴油机进气压力 p_{in} 、 p'_{in} ,排气压力 p_{ex} 、 p'_{ex} ,进气质量流量 q_m 、 q'_m ,增压器转速 n_t 、 n'_t 的变化规律如图 5、6 所示。由图 5、6 可知:随着发动机转速升高,喷注蒸汽在提高涡轮净功输出水平上的效果显著提高;当柴油机转速为 1 800 r/min 时,为限制缸内最高燃烧压力超限(16 MPa),涡轮前废气旁通阀开启;因此转速为 1 800 r/min 工况增压器转速和进气流量增大幅度有所降低。

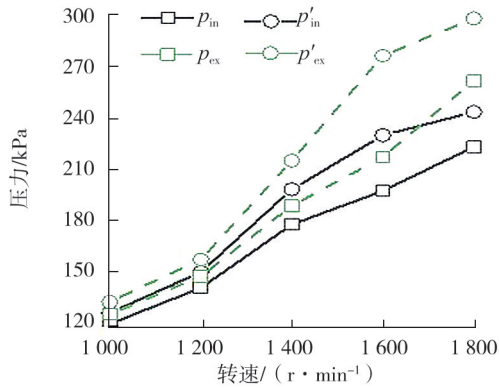


图5 蒸汽喷注前后进气压力和排气压力的变化

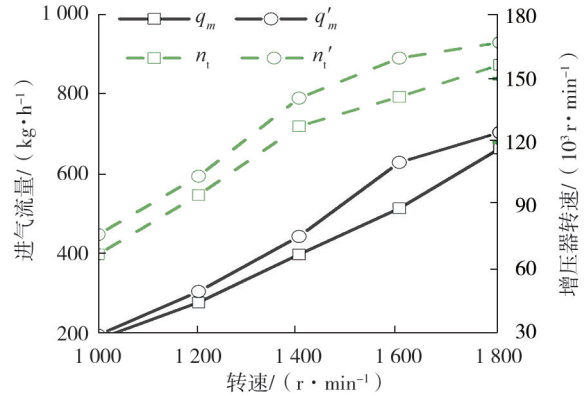


图6 蒸汽喷注前后进气流量和增压器转速变化

蒸汽喷注前、后,柴油机的排气压力与进气压力的差 Δ_p 、 Δ'_p ,制动比油耗 b_e 、 b'_e 的变化如图 7 所示。由图 7 可知:随着柴油机转速增大,蒸汽喷注使得柴油机进、排气压差显著增大,导致发动机的泵气损失进一步加剧;但蒸汽喷注可有效提高柴油机的进气压力,改善缸内循环效率,因此蒸汽喷注后柴油机比油耗均不高于原机,发动机转速为 1 400 r/min 时,蒸汽喷注使得柴油机比油耗降低幅度最大,为 5.8 g/(kW·h),中低转速工况下,柴油机比油耗可降低约 4.5 g/(kW·h);在高转速工况下,喷注蒸汽无法提高柴油机燃油效率。

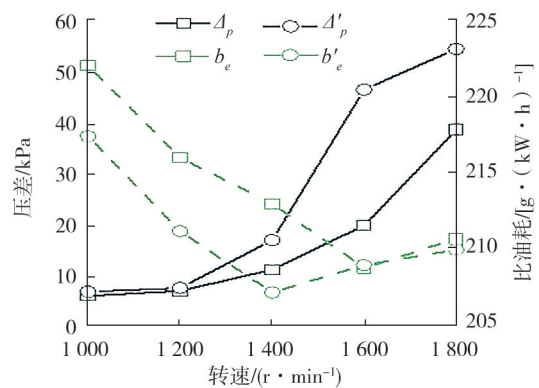
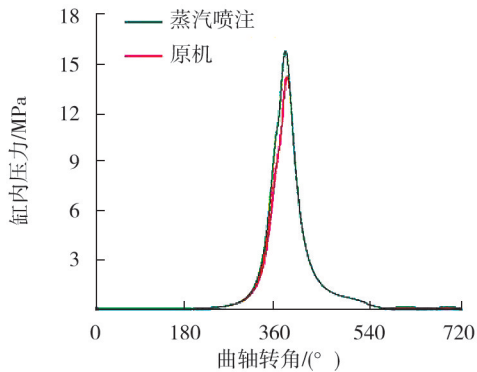
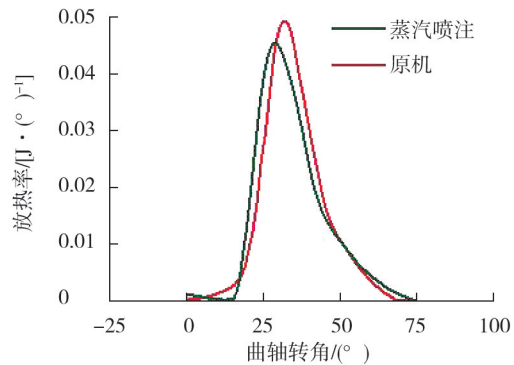


图7 蒸汽喷注前后扫气压差和制动比油耗变化

为进一步探明蒸汽喷注对缸内燃烧过程的影响,分析转速为 1 600 r/min 时的缸内燃烧压力和瞬时放热率的变化,结果如图 8 所示。由图 8 可知:蒸汽喷注使缸内燃烧压力显著升高,最高燃烧压力增大了约 2 MPa;同时,进气量增大进一步使得蒸汽喷注工况下的燃烧相位略有提前,但整个放热率曲线基本保持不变。



a) 缸内压力



b) 放热率

图8 转速为 1 600 r/min 工况下蒸汽喷注前、后缸内压力和瞬时放热率变化

转速为 1 600 r/min,不同发动机负荷特性下蒸汽喷注对柴油机进、排气压力和比油耗的影响如图 9 所示。由图 9 可知:随着负荷增大,蒸汽喷注可有效增大进气压力但同时使得排气压力显著升高;由于泵气损失增加,转速为 1 600 r/min 时,蒸汽喷注对柴油机比油耗基本无影响。

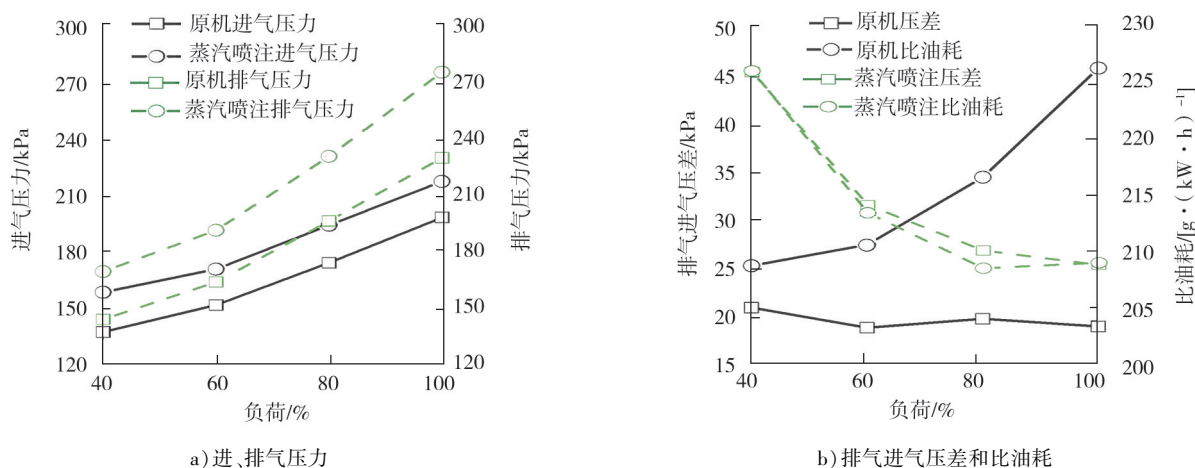


图9 转速为 1 600 r/min 不同负荷特性下蒸汽喷注前、后系统参数的变化

4 结论

- 1) 蒸汽喷注可有效改善中低负荷工况下发动机的燃油效率,转速为 1 400 r/min 时,相比原机,比油耗降低 5.8 g/(kW·h)。
- 2) 发动机在高转速工况下,由于泵气损失加剧,蒸汽喷注难以改善发动机的燃油效率。
- 3) 最大蒸汽喷注量取决于柴油机排气余热,最佳蒸汽喷注量取决于蒸汽喷注对增压系统的影响。
- 4) 优化蒸汽喷注涡轮增压系统需考虑柴油机与涡轮增压器的匹配,或加装动力涡轮系统以实现高负荷工况下蒸汽、废气能量的高效回收。

参考文献:

- [1] TAYLOR A M K P. Science review of internal combustion engines[J]. Energy Policy, 2008, 36(12):4657-4667.
- [2] 舒歌群. 高效、节能、低碳内燃机余热能梯级利用基础研究[J]. 天津大学学报(自然科学与工程技术版), 2014, 47(1): 1.
- [3] LU B W, ZHANG Z F, CAI J W, et al. Integrating engine thermal management into waste heat recovery under steady-state design and dynamic off-design conditions[J]. Energy, 2023, 272:127145.
- [4] FARJAT O, FARARJ J, HACHEM F, et al. A recent review on waste heat recovery methodologies and applications: Comprehensive review, critical analysis and potential recommendations[J]. Cleaner Engineering and Technology, 2022, 6: 100387.
- [5] 张扬军,张树勇,徐建中. 内燃机流动热力学与涡轮增压技术研究[J]. 内燃机学报, 2008, 26(增刊 1): 90-95.
- [6] 刘刚,诸葛伟林,黄开胜,等. 车用发动机涡轮联合循环技术研究进展[J]. 车用发动机, 2014(5): 1-7.
- [7] 舒歌群,霍永占,田华,等. 内燃机余热回收 ORC 系统三层次评价方法[J]. 天津大学学报(自然科学与工程技术版), 2017, 50(4): 411-420.
- [8] 宋健,宋寅,顾春伟. 基于有机朗肯循环的船用柴油机余热回收系统研究[J]. 工程热物理学报, 2015, 36(9): 1898-1901.
- [9] LIU H Y, LU B W, XU Y, et al. Experimental investigation of a splitting organic Rankine cycle for dual waste heat recovery[J]. Energy Conversion and Management, 2024, 320:119005.
- [10] SONG J, SONG Y, GU C W. Thermodynamic analysis and performance optimization of an organic Rankine cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines[J]. Energy, 2015, 82:976-985.

- [11] SHU G Q, SHI L F, TIAN H, et al. Configurations selection maps of CO₂-based transcritical Rankine cycle (CTRC) for thermal energy management of engine waste heat[J]. Applied Energy, 2017, 186: 423–435.
- [12] SHU G Q, SHI L F, TIAN H, et al. An improved CO₂-based transcritical Rankine cycle (CTRC) used for engine waste heat recovery[J]. Applied energy, 2016, 176: 171–182.
- [13] SHU G Q, LIU P, TIAN H, et al. Operational profile based thermal-economic analysis on an organic Rankine cycle using for harvesting marine engine's exhaust waste heat [J]. Energy Conversion and Management, 2017, 146: 107–123.
- [14] 闻雪友, 陆犇, 夏军宏. 船舶柴油机注汽涡轮增压系统[J]. 中国造船, 2007(3): 93–99.
- [15] 陆犇, 闻雪友, 夏军生, 等. 注蒸汽对涡轮增压器的影响[J]. 热能动力工程, 2003, 18(3): 272–275.
- [16] ZHU S P, DENG K Y, QU S. Thermodynamic analysis of an in-cylinder waste heat recovery system for internal combustion engines[J]. Energy, 2014, 67: 548–556.
- [17] 付建勤, 刘敬平, 陈玉龙, 等. 蒸汽辅助涡轮对增压汽油机瞬态响应特性影响的模拟[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2015, 42(4): 13–18.
- [18] FU J Q, LIU J P, WANG Y, et al. A comparative study on various turbocharging approaches based on IC engine exhaust gas energy recovery[J]. Applied Energy, 2014, 113: 248–257.
- [19] FU J Q, LIU J P, DENG B L, et al. An approach for exhaust gas energy recovery of internal combustion engine: steam-assisted turbocharging[J]. Energy Conversion and Management, 2014, 85: 234–244.

Experimental study on steam injected system recovering waste heat from the turbocharged diesel engine

ZHU Sipeng, HAN Shengjun, FENG Jinfeng, BAI Shuzhan

School of Nuclear Science, Energy and Power Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China

Abstract: To achieve efficient recovery of exhaust heat from turbocharged diesel engines, a steam injection waste heat recovery system is proposed. Based on a turbocharged diesel engine test bench, a steam injection waste heat recovery system is designed and built, and the effect of the steam injected system on diesel engine performance is studied experimentally. The experimental results show that steam injection can effectively improve the boost pressure under low and medium speed conditions, and the maximum specific fuel consumption of diesel engines can be improved by 5.8 g/(kW·h). Under high-speed operating conditions, injected steam further increases the exhaust back pressure of the diesel engine, which makes it impossible to improve the fuel efficiency of the diesel engine. To improve the effectiveness of the steam injection waste heat recovery system, it is necessary to further optimize the matching of the diesel engine turbocharging system.

Keywords: diesel engine; steam injection; turbocharging system; waste heat recovery

(责任编辑:刘丽君)