

油菜联合收获机串并联组合式液压驱动系统设计与试验

王 华¹ 舒彩霞^{1,2} 廖庆喜^{1,2}
万星宇¹ 李海同¹ 徐 阳¹

1. 华中农业大学工学院, 武汉 430070; 2. 南方粮油作物协同创新中心, 长沙 410128

摘要 针对传统油菜联合收获机运动部件多、机械传动路线长且结构复杂等问题, 设计了1套应用于4LYZ-1.8型油菜联合收获机的串并联组合式双泵多马达液压驱动系统, 通过液压系统测试确定了负载敏感系统节流阀开度与转速间关系; 采用正交试验研究割台复合推运器转速、脱粒滚筒转速、抛扬机转速、强制喂入轮转速对负载敏感系统总功耗的影响; 开展功耗分析试验对主要工作部件所在回路的功耗进行测量。正交试验方差分析表明: 脱粒滚筒转速对负载敏感系统总功耗影响极显著, 割台复合推运器转速、旋风分离筒入口风速对总功耗影响显著。液压回路功耗分析试验表明: 油菜平均喂入量为1.5 kg/s时, 割台平均功耗为1.68 kW, 强制喂入轮平均功耗为1.00 kW, 脱粒滚筒平均功耗为5.11 kW, 抛扬机及输送装置平均功耗为2.28 kW, 风机平均功耗为1.80 kW。田间试验表明: 串并联组合式双泵多马达液压驱动系统可适应油菜联合收获机的作业要求, 能根据不同作业工况实现无级调速。

关键词 油菜联合收获机; 液压驱动; 负载敏感; 功率分析

中图分类号 S 225.99 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2017)05-0090-09

现阶段油菜收获的途径主要有人工收获、分段收获和联合收获3种方式, 其中联合收获具有便捷、高效等优点^[1-3]。现有油菜联合收获机多是在稻麦联合收割机基本结构上进行设计研究, 其主要结构为割台^[4-6]、脱粒分离装置^[7-10]、清选系统^[11-13]等。传统油菜联合收获机各工作部件采用机械传动方式, 整机运动部件多, 且速度、转矩、功耗等各不相同, 导致传动系统传动路线长, 结构复杂。此外, 整机采用齿轮传动、带传动、链传动等方式, 在田间作业时难以实现根据不同的油菜品种、种植方式、生长状况等情况对工作部件的转速、转矩进行实时调节, 降低了整机的适应性。液压驱动具有功率密度大、体积小、安装灵活简便、能够实现无级调速等优点, 已在农业工程领域有广泛的研究与应用^[14-19]。

本研究设计了一套应用于4LYZ-1.8型油菜联合收获机的串并联组合式双泵多马达液压驱动系统, 以液压泵、液压阀块、液压马达等组成的液压系

统替代机械传动, 驱动各部件工作, 对油菜联合收获机主要部件及液压回路进行空载、负载的功耗分析, 旨在为简化油菜联合收获机传动结构及明确收获机各主要工作部件的功耗提供科学依据。

1 材料与方法

1.1 油菜联合收获机基本结构与工作过程

1) 基本结构。自行研制的4LYZ-1.8型油菜联合收获机整机由分体组合式割台、纵轴流脱粒分离装置、旋风分离清选系统、粮箱、行走系统及液压传动系统等组成。除履带式行走系统外, 整机的主要工作部件均采用液压系统进行驱动, 整机结构示意图如图1所示。4LYZ-1.8型油菜联合收获机配套动力为32.4 kW的柴油发动机, 总体尺寸为2 575 mm×2 530 mm×4 520 mm, 割幅为1.8 m, 喂入量为1.5~3 kg/s, 生产率为0.36~1.80 m²/s。

2) 工作过程。田间油菜在割台切割器以及拨禾

收稿日期: 2016-12-30

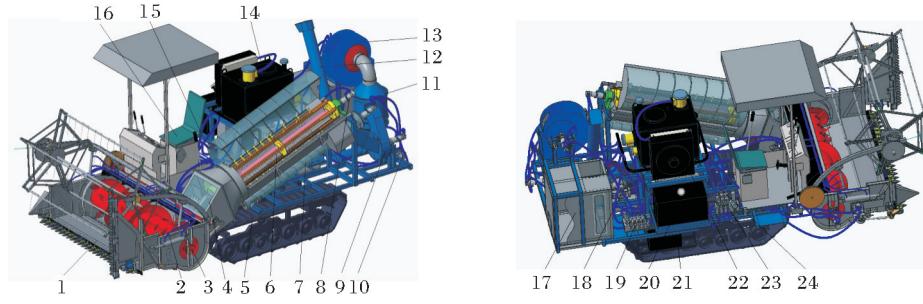
基金项目: 农业部科研杰出人才及创新团队; 湖北省技术创新重大项目(2016ABA094); 国家油菜产业体系专项(CARS-13)

王 华, 硕士研究生。研究方向: 油菜收获机械。E-mail: 022wanghua@webmail.hzau.edu.cn

通信作者: 舒彩霞, 副教授。研究方向: 油菜机械化生产技术与装备。E-mail: shucaixia@mail.hzau.edu.cn

轮的共同作用下被割断并拨送到割台复合推运器内,在复合推运器的可伸缩拨指作用下,经由强制喂入装置被输送到纵轴流脱粒分离装置中进行脱粒分离。脱粒分离后的油菜脱出物经脱粒滚筒下方的筛网筛选后落入筛下物提升搅龙,在螺旋输送搅龙的作用下被输送到清选系统的抛扬机中。脱粒后的油菜茎秆经脱粒分离装置末端的排草口排到田间。抛扬机将油菜脱出物进行加速并抛送到旋风分离筒内

对其进行清选,最后,油菜籽粒经籽粒提升搅龙被送入粮箱。作业过程中,串并联组合式双泵多马达液压驱动系统同步工作,启动液压系统控制开关,负载敏感系统的割台回路、强制喂入轮回路、脱粒滚筒回路、抛扬机回路依次运作,齿轮泵系统的清选系统风机开始工作。同时可根据田间工作实际要求通过割台、拨禾轮液压升降缸对割台高度、拨禾轮位置进行调节。



1.分体组合式割台 Separating-combined header; 2.复合推运器 Composite conveyor; 3.拨禾轮升降缸 Hydraulic cylinder for reel; 4.强制喂入装置 Forced-feed device; 5.履带式底盘 Crawler chassis; 6.脱粒分离装置 Separation device; 7.筛下物输送搅龙 Conveyor for screen underflow transportation; 8.液压马达 Hydraulic motor; 9.抛扬机 Throwing machine; 10.三通流量阀 3-Way flow valve; 11.旋风分离筒 Cyclone separator; 12.籽粒提升装置 Lifting device for grain; 13.离心风机 Centrifugal fan; 14.液压油箱 Hydraulic oil tank; 15.液压软管 Hydraulic pipeline; 16.驾驶室 Cab; 17.粮箱 Grain tank; 18.负载敏感变量泵 Load sensitive pump; 19.多路控制阀组 Multi-control values; 20.柴油油箱 Diesel Oil tank; 21.蓄电池 Accumulator; 22.风冷却器 Air Cooler; 23.齿轮泵控制阀块 Control valve block for gear pump; 24.液压钢管 Hydraulic steel pipe.

图1 油菜联合收获机结构示意图

Fig.1 Structure of rape combine harvester

1.2 液压驱动系统组成与工作原理

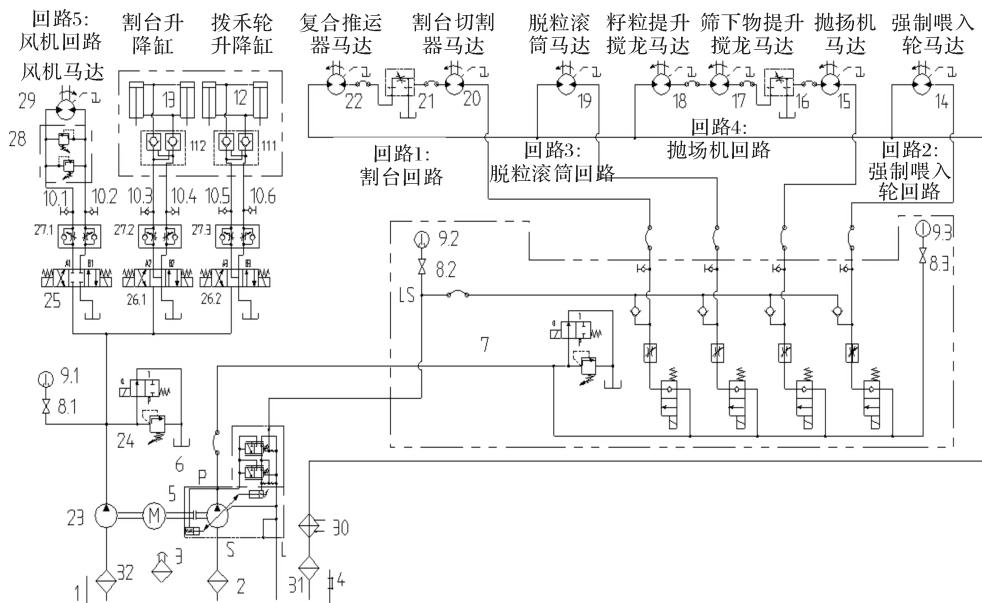
4LYZ-1.8型油菜联合收获机串并联组合式双泵多马达液压驱动系统采用双泵供油的方式,由负载敏感系统和齿轮泵供油系统组成。收获期油菜因品种、种植方式、生长状况等因素的影响,其植株特性存在显著差异,油菜联合收获机工作时,各部件马达负载呈动态变化。负载敏感系统能够通过控制阀感应收获机不同部件驱动马达的负载变化信号,调节泵的输出流量和压力,以匹配负载的变化需求^[20-21]。采用负载敏感系统不仅能按负载需要提供执行元件所需的压力,还能满足不同工作部件各自的调速要求。节流阀控制各马达调速时,不受负载压力变化和油泵流量变化的影响。旋风分离清选系统的风机转速相对于其他转动部件转速较高,采用发动机自带的CBN-E306齿轮泵供油系统进行驱动。此外,分体组合式割台以及拨禾轮的两组液压升降缸由于在收获机作业时不会实时频繁调节,且多为人工调整,同样将其并入到齿轮泵供油系统。串并联组合式双泵多马达液压驱动系统原理图如图

2所示。

负载敏感系统由4条并联的回路构成:分体组合式割台中的复合推运器马达、往复式切割器马达串联在同一液压回路(回路1),中间串联三通流量阀实现分别调速;强制喂入轮马达单独并联一个液压回路(回路2);脱粒分离装置的脱粒滚筒马达单独并联一个液压回路(回路3);抛扬机马达、籽粒提升搅龙马达、筛下物提升搅龙马达串联为一个液压回路(回路4)。在齿轮泵供油系统中,风机马达、分体组合式割台液压升降缸、拨禾轮升降缸构成3条并联回路,动力经CBN-E306齿轮泵、电磁换向阀、双单向节流阀、液控单向阀等液压元件后传送至液压缸及马达。

1.3 油菜联合收获机主要工作部件负载

通过对自行研制的4LY-1.8型联合收获试验样机的实际测量及查阅相关资料^[22-23],确定了4LYZ-1.8型油菜联合收获机主要工作部件的参数范围,为液压系统泵及马达的选型提供了依据,如表1所示。



1.液压油箱 Hydraulic oil tank; 2.吸油过滤器 Oil adsorption filter; 3.空气滤清器 Air filter; 4.液位液温计 Liquid level liquid thermometer; 5.避震喉 Expansion & flexible joints; 6.负载敏感变量泵 Load-sensing variable pump; 7.马达控制阀组 Motor control valve group; 8.压力表开关 Switch of pressure gauge; 9.压力表 Pressure gauge; 10.测压接头 Pressure measuring tie-in; 11.液控单向阀 Hydraulic control check valve; 12.拨禾轮升降缸 Lifting cylinder of reel; 13.割台升降缸 Lifting cylinder of header; 14.强制喂入轮马达 Motor for forced-feed wheel; 15.抛扬机马达 Motor of throwing machine; 16.三通流量阀 3-Way flow valve; 17.筛下物提升搅龙马达 Motor of screw conveyor using for lift undersized compost; 18.籽粒提升搅龙马达 Motor of screw conveyor using for lift grain; 19.脱粒滚筒马达 Motor of threshing cylinder; 20.切割器马达 Motor of cutter; 21.三通流量阀 3-Way flow valve; 22.复合推运器马达 Motor of composite conveyor; 23.CBN-E306 齿轮泵 CBN-E306 gear pump; 24.电磁溢流阀 Electromagnetic overflow valve; 25.O型电磁换向阀 O type of solenoid directional control valve; 26.Y型电磁换向阀 Y type of solenoid directional control valve; 27.双单向节流阀 Single& bidirectional throttle valve; 28.叠加式双溢流阀 Overlap-type two relief valve; 29.风机马达 Blower motor; 30.风冷却器 Air cooler; 31.回油过滤器 Return filter; 32.吸油过滤器 Oil adsorption filter.

图2 油菜联合收获机液压驱动系统原理图

Fig.2 Diagram of hydraulic drive system for rape combine harvester

表1 联合收获机主要部件功率和转速

Table 1 Power and speed of components for combine harvester

部件 Parts	转速/(r/min) Speed	功率/kW Power
复合式推运器 Conveyor	100~300	1.0~1.8
割台切割器 Cutter for header	300~600	1.0~1.8
强制喂入轮 Forced feed wheel	200~600	0.5~1.2
脱粒滚筒 Threshing cylinder	500~700	3.0~8.0
筛下物提升搅龙 Lifting conveyor	200~300	0.10~0.15
抛扬机 Throwing machine	600~700	0.5~2.0
风机 Fan	2 000~2 500	1.7~2.0
籽粒提升搅龙 Lifting conveyor	200~300	0.10~0.15

1.4 主要负载工作部件液压元件选型与参数分析

1)液压马达选型与分析。根据表1联合收获机对主要工作部件功率、转速运行参数的要求,将最高转速及功率作为设计指标。以分体组合式割台的切割器马达为例,往复式切割器的曲柄轴由马达直接驱动,切割器切割时所需的功率P包括切割功率 P_g 和空转功率 P_k ,计算公式如下^[22]:

$$P = P_g + P_k = v_m B L_0 \times 10^{-3} + N_k B \quad (1)$$

式(1)中, v_m 为收获机前进速度, 取最高值 2 m/s; B 为收获机割幅, m; L_0 为切割每平米面积的茎秆所需功率, 取 200 W/(m²/s); N_k 与切割器的安装有关, 一般每米割幅需消耗 0.6~1.0 kW, 取 0.6 kW/m。

液压马达的排量 V_M 及输入液压马达的最大流量 q_M 计算公式如下:

$$V_M = \frac{2\pi T_{Lmax}}{(p - p_b) \eta_{Mm}} \quad (2)$$

$$q_M = \frac{n_{Mmax} V_M}{\eta_{Mv}} \times 10^{-3} \quad (3)$$

式(2)、(3)中, V_M 为马达计算排量, mL/r; T_{Lmax} 为马达最大负载转矩, N·m; p 为马达工作压力, MPa; p_b 为回油背压, 取 0.5 MPa; η_{Mm} 为马达机械效率, 查表得 0.92; q_M 为马达最大流量, L/min; n_{Mmax} 为部件最高转速, r/min; η_{Mv} 为马达容积效率,

查表得 0.95。根据表 1 可知切割器最高转速 $n_{M_{max}}$ 为 600 r/min, 由式(1)可得: 切割器最高功率 P 为 1.8 kW, 则马达最大负载转矩 $T_{L_{max}}$ 为 28.65 N·m, 预选用 BMM-32-F-A-E-S-0 马达, 额定压力为

9 MPa。由式(2)~(3)可得, $V_M = 23.01 \text{ mL/r}$, $q_M = 14.53 \text{ L/min}$, 选用马达满足要求。马达选型参考表 2 的最大转速、功率及式(2)~(3), 具体选型及参数如表 2 所列。

表 2 联合收获机液压驱动系统主要工作元件型号及参数

Table 2 The type and key parameters of main components in drive system for rape combine harvester

元件 Components	型号 Type	排量/(mL/r) Displacement	额定压力/MPa Nominal pressure	额定转速/(r/min) Rated speed	额定功率/kW Rated power
切割器马达 Cutter motor	BMM-32-F-A-E-S-0	31.6	9.0	513	1.7
复合推运器马达 Composite conveyor motor	BMP-50-2-A-M-S	51.7	12.5	850	10.0
强制喂入轮马达 Forced-feed wheel motor	BMM-32-F-A-E-S-0	31.6	9.0	513	1.7
脱粒滚筒马达 Threshing cylinde rmotor	BMP-50-2-A-M-S	51.7	12.5	850	10.0
抛扬机马达 Throwing machine motor	BMM-32-F-A-E-S-0	31.6	9.0	513	1.7
风机马达 Fan motor	CMW-F204-CFZR	4.0	20.0	2 500	2.7
筛下物提升搅龙马达 Lifting conveyor motor	BMM-50-F-A-E-S-0	50.3	6.0	358	1.2
籽粒提升搅龙马达 Lifting conveyor motor	BMM-50-F-A-E-S-0	50.3	6.0	358	1.2
负载敏感变量泵 Load sensing pump	A10VSO71DFR/31L	71.0	14.0	1 480	24.5
齿轮泵 Gear pump	CBN-E306	6.0	16.0	2 000	3.2

2) 负载敏感泵选型与分析。液压泵的最大工作压力 p_p 应满足:

$$p_p \geq p_1 + \sum \Delta p \quad (4)$$

式(4)中, p_1 为执行元件的最高工作压力, MPa; $\sum \Delta p$ 为执行元件进油路上的压力损失, MPa, 取 0.5 MPa。整机最大负载部件为脱粒滚筒, 设计最高功耗为 8 kW, 计算可得 p_1 为 12.2 MPa。

液压泵的最大流量 q_p 应满足:

$$q_p \geq K \sum q_{max} \quad (5)$$

式(5)中, $\sum q_{max}$ 为负载敏感系统各回路所需流量之和的最大值, 计算可知 $\sum q_{max}$ 为 91.42 L/min; K 为泄露系数, 取 1.1。

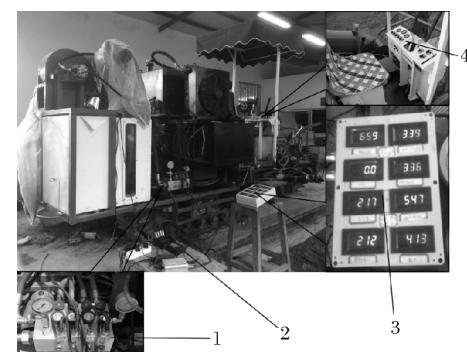
作业时全部马达开启, 选用排量为 71 mL/r 的负载敏感泵。所选泵额定压力 $p = 14 > 12.7 \text{ MPa}$, 最大流量 $q_p = 142 > 100.56 \text{ L/min}$, 能够满足整机需求。控制元件采用集成块式和叠加阀式的集成化配置, 负载敏感系统为实现相关部件马达转速可调, 采用溢流阀、节流阀、电控单向阀等组成的马达控制阀组。齿轮泵系统的叠加阀式配置由电磁溢流阀、电磁换向阀、双单向节流阀、叠加式溢流阀、液控单向阀等控制拨禾轮、割台的升降高度及风机转速。

1.5 台架试验

基于 4LYZ-1.8 型油菜联合收获机进行了整机空载试验与负载试验。空载试验包含两项工作: (1) 节流阀调节角度 θ 与所对应部件马达转速间关系的液压系统测试; (2) 研究负载敏感系统液压回路主要工作部件转速对负载敏感系统总功耗影响的四因素四水平正交试验。在空载试验的基础上, 得出了节流阀与马达的对应关系, 进一步开展对整机主

要部件所在回路(回路 1~5)功耗分析的负载试验。

1) 试验设备。将基于霍尔元件的转速测量仪测速接头安装在各马达与部件联接的联轴器处, 并通过数据线与转速显示仪连接, 实时显示各马达转速。将雷诺 SR-PTT400-05-OC 压力传感器、GFM3143-03-35.00 齿轮式流量传感器、SR-CT60-B-B-6 涡轮式流量传感器串联到各个回路中, 通过数据线将流量、压力传感器与雷诺 CHPM480-05-0C 八通道液压测试仪连接, 测试仪采集记录相关液压数据, 空载试验台架如图 3 所示。



1. 马达控制阀组 Motor control value group; 2. 八通道液压传感器测试仪 Tester of eight-channel hydraulic transducer; 3. 转速测量仪 Measuring Rotational Speed; 4. 液压系统各回路启动开关 Starting switch of circuits for hydraulic system.

图 3 油菜联合收获机空载试验台架

Fig.3 No-load experiment bench for rape combine harvester
2) 试验方法。液压系统测试时, 启动液压系统, 将发动机转速调节至 1 800 r/min, 发动机与负载敏感泵传动比值为 1.36。被测回路的节流阀打开角度记为 θ , 由初始位置(节流阀完全闭合)开始调节, 根

据回路1(复合推运器马达、切割器马达)、回路2(强制喂入轮马达)、回路3(脱粒滚筒马达)、回路4(抛扬机马达、筛下物提升搅龙马达、籽粒提升搅龙马达)上马达实际转速需求,依次取 θ 的范围分别为 $0^\circ\sim60^\circ$ 、 $0^\circ\sim230^\circ$ 、 $0^\circ\sim120^\circ$ 、 $0^\circ\sim130^\circ$,角度间隔为 5° 。

正交试验以脱粒滚筒转速、复合推运器转速、抛扬机转速(抛扬机转速设置依次分别对应旋风分离

筒入口风速:2、3、4、5 m/s)、强制喂入轮转速为影响因素(筛下物提升搅龙、籽粒提升搅龙、割台切割器因非整机核心部件且空载功耗相对较低而未选用),以负载敏感系统总功率作为试验指标。风机属齿轮泵系统回路,试验过程设定为2 000 r/min。通过对节流阀开度的调节,改变各回路上关键部件的转速进行试验,试验因素水平如表3所示。

表3 试验因素与水平

Table 3 Factors and levels of test

水平 Level	A 脱粒滚筒转速 Threshing cylinder	B 复合推运器转速 Composite conveyor	C 抛扬机转速 Throwing machine	D 强制喂入轮转速 Forced-feed wheel	r/min
1	550	150	265	450	
2	600	200	353	500	
3	650	250	490	550	
4	700	300	604	600	

负载试验利用空载试验的测试仪器及电动输送带等设备对油菜联合收获机关键部件所在回路(回路1~5)的平均功耗进行了测量计算,试验台架如图4所示。拨禾轮相对其他部件对功耗影响较弱^[22],且试验中没有拨禾动作,为不影响物料均匀喂入,将拨禾轮拆下。试验油菜品种为华油杂62,液压回路功耗分析试验过程中,平均喂入量为1.5 kg/s,发动机转速为2 000 r/min,试验时将试验油菜均匀铺放于输送带上,输送带以恒定的速度将油菜喂入联合收获机内,以保证喂入顺畅、均匀。



1.联合收获机及相关测试装置 Experiment device; 2.输送带 Conveyer belt.

图4 液压回路功耗分析试验台

Fig.4 The test device for power analysis of hydraulic circuit

1.6 田间试验

田间试验于2016年5月在华中农业大学现代农业科技试验基地依据GB/T 8097—2008收获机械联合收割机试验方法进行。以4LYZ-1.8型油菜联合收获机为试验对象,试验材料为华油杂62,种植方式为机直播,种植密度为40株/m²,油菜平均株高为1 500 mm。

2 结果与分析

2.1 液压系统测试

系统测试时,联合收获机整体运转流畅,系统工作稳定可靠,各主要工作部件转速可单独实时调整,部件间实现了较好的匹配联接,有效提高了整机的工作效率。图5为节流阀旋钮打开角度 θ 与对应回路马达转速间的关系曲线。由图5可知:随着节流阀打开角度 θ 的不断增大,各回路液压马达的转速不断提高;同一回路同排量马达间数值完全相同;同一回路不同排量的马达转速随节流阀开度的变化相差较大,原因为同一回路工况一致,恒流的情况下马达转速与排量成反比,与各自负载无关。

同时,通过液压系统测试可知:回路1节流阀开度为 $25^\circ\sim70^\circ$ 时,复合式推运器马达、往复式切割器马达对应转速为92~315 r/min;回路2节流阀开度为 $115^\circ\sim240^\circ$ 时,脱离滚筒马达对应转速为445~668 r/min;回路3节流阀开度为 $55^\circ\sim110^\circ$ 时,抛扬机马达对应转速为416~696 r/min,筛下物提升搅龙马达、籽粒提升搅龙马达对应转速为255~430 r/min;回路4节流阀开度为 $35^\circ\sim90^\circ$ 时,强制喂入轮马达对应转速为216~527 r/min。

2.2 空载正交试验

正交试验结果如表4所示,对试验结果进行极差分析,影响油菜联合收获机负载敏感系统总功率的主次顺序为A>C>B>D,即脱粒滚筒转速、抛扬机转速、割台复合推运器转速和强制喂入轮转速。方差分析见表5,方差分析结果表明,脱粒滚筒转速对负载敏感系统总功耗影响极显著($P<0.01$),复

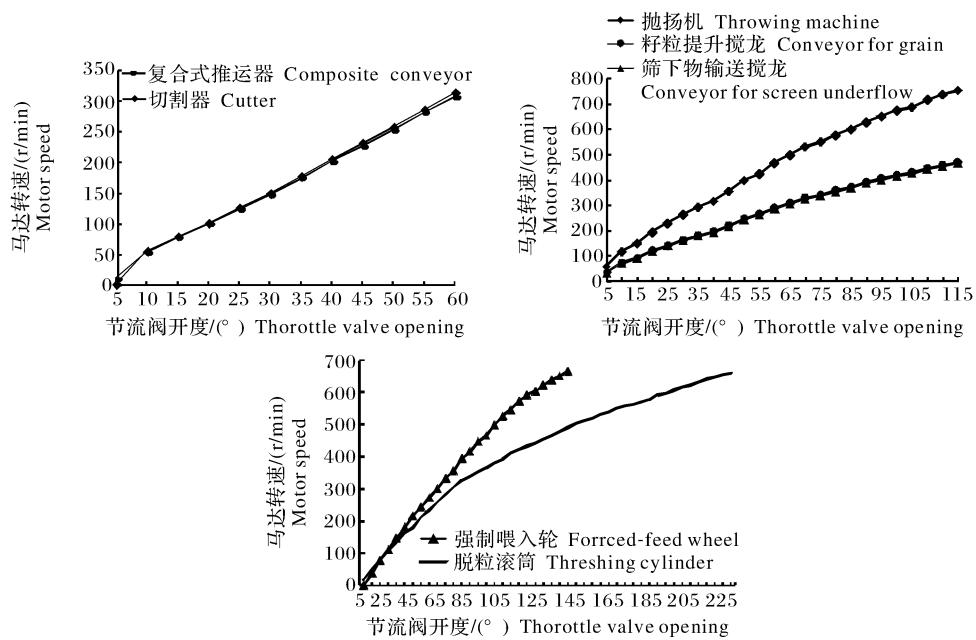


图5 节流阀旋钮打开角度与马达转速的关系

Fig.5 Influence of throttle valve opening on motor speed

合推运器转速、抛扬机转速对总功耗影响显著($P < 0.05$),强制喂入轮转速对总功耗影响不显著。脱粒滚筒因其转速高、转矩大对总功耗的影响最大,复合推运器、抛扬机为多部件串联回路中的核心部件,对总功耗有一定影响,强制喂入轮转速、转矩较小,对总功耗影响较弱。

表4 空载正交试验结果与极差分析

Table 4 No-load orthogonal test results and range analysis

试验号 No.	A 脱粒滚筒转速/ (r/min) Threshing cylinder speed	B 复合推运器转速/ (r/min) Composite conveyor speed	C 抛扬机转速/ (r/min) Throwing machine speed	空列 Blank	D 强制喂入轮转速/ (r/min) Forced- feed wheel speed	总功耗/kW Power
1	550	150	265	1	450	7.528
2	550	200	353	2	500	7.558
3	550	250	490	3	550	7.588
4	550	300	604	4	600	6.844
5	600	150	353	3	600	8.183
6	600	200	265	4	550	8.019
7	600	250	604	1	500	7.737
8	600	300	490	2	450	8.049
9	650	150	490	4	500	8.719
10	650	200	604	3	450	8.362
11	650	250	265	2	600	8.629
12	650	300	353	1	550	8.332
13	700	150	604	2	550	7.573
14	700	200	490	1	600	7.722
15	700	250	353	4	450	8.034
16	700	300	265	3	500	7.290
k_1	7.380	8.001	7.867	7.830	7.993	
k_2	7.997	7.915	8.027	7.952	7.826	
k_3	8.510	7.997	8.019	7.856	7.878	
k_4	7.655	7.629	7.629	7.904	7.845	
R	1.131	0.372	0.398	0.123	0.167	

表5 功耗方差分析

Table 5 Variance analysis of power

变异来源 Variation source	自由度 DF	偏差平方和 SS	方差 Variance	F 值 F value	临界值 F_a Critical value	显著性 Significance
A	3	2.848	0.949	80.665	$F_{0.05}(3,3)=9.28$	**
B	3	0.370	0.123	10.480	$F_{0.01}(3,3)=29.46$	*
C	3	0.416	0.139	11.796		*
D	3	0.068	0.023	1.915		
误差 Errors	3	0.035	0.012			
总变异 Variation	15	3.738				

2.3 液压回路功耗分析试验

通过式(6)~(7)可计算出各个液压回路的转矩 T , N·m; 功耗 P , kW。将雷诺八通道测试仪中各个回路中流量、压差的数据导入配套的软件中, 实际测试结果如表 6 所示, 测试仪采集数据曲线图见图 6。

$$T = \frac{V_g \cdot \Delta p}{20\pi\eta_{Mm}} \quad (6)$$

$$P = \frac{q_v \cdot \Delta p}{600\eta_t} \quad (7)$$

式(6)、(7)中, V_g 为马达排量, mL/r; Δp 为马达工作压差, MPa; q_v 为马达工作流量, L/min; η_t 为总效率 ($\eta_t = \eta_{Mm} \cdot \eta_{Mv}$), 得 0.874。

由表 6 可知, 割台平均功耗为 1.68 kW; 强制喂入轮平均功耗为 1.00 kW; 脱粒滚筒平均功耗为 5.11 kW; 抛扬机及输送装置平均功耗为 2.28 kW;

表6 液压回路功耗分析参数表

Table 6 Power analysis of hydraulic circuit measured parameters

参数项 Item	回路 1 Circuit 1	回路 2 Circuit 2	回路 3 Circuit 3	回路 4 Circuit 4	回路 5 Circuit 5
流量/(L/min) Flow	最大值 Max	18.28	18.87	35.03	23.64
	最小值 Min	8.26	12.55	15.14	15.91
	平均值 Avg	15.45	15.27	27.42	19.43
压差/MPa Pressure difference	最大值 Max	10.94	4.81	12.67	7.97
	最小值 Min	3.09	2.76	6.12	5.04
	平均值 Avg	5.70	3.45	9.77	6.14
主要部件转速/(r/min) Speed	最大值 Max	335.90	567.29	643.68	710.70
	最小值 Min	151.78	377.30	278.20	478.31
	平均值 Avg	283.90	459.07	503.85	584.13
平均转矩/(N·m) Torque	50.96	18.85	87.35	33.57	8.20
平均功耗/kW Power	1.68	1.00	5.11	2.28	1.80

风机平均功耗为 1.80 kW。

2.4 田间试验

田间试验收获作业如图 7 所示。试验表明, 串并联组合式双泵多马达液压驱动系统收获油菜时整机运转流畅, 系统工作稳定可靠, 负载敏感系统能够根据田间负载变化进行压力、流量反馈调节; 同时, 通过调节节流阀开度能够实现各部件的无级调速, 提高了整机在田间的适应性, 液压系统可满足油菜联合收获机的工作要求。

油菜联合收获机的工作效率 Q 为:

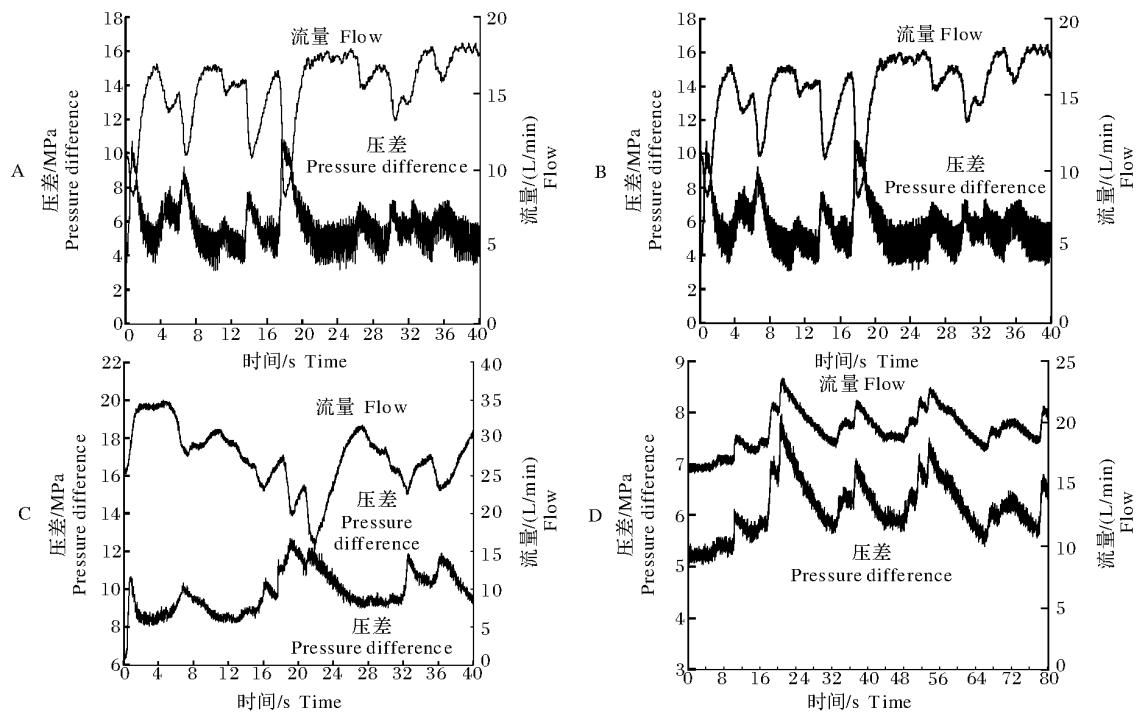
$$Q = \eta B v_m \quad (8)$$

式中, η 为油菜联合收获机时间利用率, 油菜植株高大, 田间转弯较为困难。因此, 油菜联合收获机时间利用率结合实际工作状况, 取 0.6; v_m 为整机田间行进速度, 0.9 m/s, 由式(8)可得田间试验工作效率 Q 为 0.972 m²/s。

3 讨论

本研究设计了一套应用于 4LYZ-1.8 型联合油菜收获机的串并联组合式双泵多马达液压驱动系统, 在满足生产需求的基础上简化了油菜联合收获机传动系统结构。

液压系统测试表明, 该系统运行良好, 各工作部件转速可连续调节。正交试验方差分析结果表明, 脱粒滚筒转速、割台滚筒转速、旋风分离器入口风速对总功耗影响较大, 强制喂入轮转速对总功耗影响较弱。液压回路功耗分析试验表明: 油菜平均喂入量为 1.5 kg/s 时, 割台、强制喂入轮、脱粒滚筒、抛扬机及输送装置、风机平均功耗分别为 1.68、1.00、5.11、2.28、1.80 kW。4LYZ-1.8 型油菜联合收获机的田间试验表明: 整机运转流畅, 串并联组合式双泵多马达液压驱动系统工作稳定可靠, 通过调节节流



A:割台回路 Circuit of composite conveyor; B:强制喂入轮回路 Circuit of forced-feed wheel; C:脱粒滚筒回路 Circuit of threshing cylinder; D:抛扬机回路 Circuit of throwing machine.

图6 负载敏感系统液压回路压力与流量实测数据

Fig.6 Pressure and measured discharge data for hydraulic circuit of load sensitive system



图7 田间试验

Fig.7 Field experiment

阀开度能够实现各部件无级调速,油菜收获时负载敏感系统能够根据田间负载变化进行压力与流量的反馈调节,田间试验工作效率为 $0.972 \text{ m}^2/\text{s}$ 。

田间作业时,影响油菜联合收获机收获性能的因素较多,对于整机各部件的功耗分析应在台架试验的基础上,开展田间功耗试验。同时,油菜联合收获机总功耗及各部件功耗受喂入量影响较大,需进一步开展不同喂入量对总功耗及各工作部件功耗分布的影响研究。

参 考 文 献

[1] 吴崇友,肖圣元,金梅.油菜联合收获与分段比较[J].农业工程学报,2014,30(17):10-16.

- [2] 李平,廖庆喜,李磊,等.4SY-1.8改进型油菜割晒机主要装置设计与试验[J].农业机械学报,2014,45(1):53-58.
- [3] 梁苏宁,金诚谦,张奋飞,等.4LZG-3.0型谷子联合收获机的设计与试验[J].农业工程学报,2015,31(12):31-38.
- [4] 李海同,廖庆喜,李平,等.油菜联合收获机分体组合式割台的设计[J].华中农业大学学报,2014,33(5):111-116.
- [5] 徐立章,李耀明,马朝兴,等.4LYB1-2.0型油菜联合收获机主要部件的设计[J].农业机械学报,2008,39(8):54-57.
- [6] 冀牧野,廖庆喜,李海同,等.油菜联合收获机梳脱式割台设计[J].华中农业大学学报,2016,35(5):117-124.
- [7] 宗望远,廖庆喜,黄鹏,等.组合式油菜脱粒装置设计与物料运动轨迹分析[J].农业机械学报,2013,44(S2):41-46.
- [8] 李耀明,王成红,徐立章,等.切纵流联合收获机脱粒分离装置田间试验与参数优化[J].农业机械学报,2014,45(11):111-116.
- [9] 黄鹏,廖庆喜,宗望远,等.油菜联合收获机不同脱粒元件对脱离性能的影响试验[J].农业机械学报,2013,44(S2):47-51.
- [10] 杨方飞,阎楚良,杨炳南,等.联合收获机纵向轴流脱粒谷物运动仿真与试验[J].农业机械学报,2010,41(12):67-71,88.
- [11] 宗望远,黄小毛,潘海兵,等.下落油菜籽粒在无秸秆正压纵向气流场中的漂移特性[J].农业工程学报,2015,31(3):70-76.
- [12] 廖庆喜,陈立,李海同,等.油菜联合收获机脱出物清选试验台[J].农业机械学报,2013,44(10):80-85.
- [13] 廖庆喜,万星宇,李海同,等.油菜联合收获机旋风分离清选系统设计与试验[J].农业工程学报,2015,31(14):24-31.

- [14] 王光明,张晓辉,朱思洪,等.拖拉机液压功率分流无级变速器换挡规律研究[J].农业机械学报,2015,46(10):7-15.
- [15] SPEER S,CHAMPAGNE P,CROLLA A,et al.Hydraulic performance of a mature wetland treating milkhouse wastewater and agricultural runoff.[J].Water science & technology a journal of the international association on water pollution research,2009,59(12):2455-2462.
- [16] MILANES V,GONZALES C,NARANJO J E,et al.Electro-hydraulic braking system for autonomous vehicles[J].International journal of automotive technology,2010,11(1):89-95.
- [17] 张闻宇,丁幼春,廖庆喜,等.拖拉机液压转向变论域模糊控制器设计与试验[J].农业机械学报,2015,46(3):43-50.
- [18] 陈志伟,金波,朱世强,等.液压驱动仿生多足机器人单腿设计与试验[J].农业工程学报,2016,32(5):36-42.
- [19] 韩彩锐,舒彩霞,李磊,等.4SY-1.8型油菜割晒机液压驱动系统的设计[J].华中农业大学学报,2015,34(1):136-141.
- [20] 邱清盈,陆银,冯培恩,等.负载敏感液压挖掘机作业循环时间建模与优化[J].农业机械学报,2011,42(10):39-44,73.
- [21] 袁士豪,殷晨波,刘世豪.机械负载敏感定量泵系统性能分析[J].农业工程学报,2013,29(13):38-45.
- [22] 张孝安.农业机械设计手册[M].北京:中国农业科学技术出版社,2007.
- [23] 李耀明.谷物联合收获机的设计与分析[M].北京:机械工业出版社,2014.

Design and test of series-parallel combined hydraulic drive system for rapeseed combine harvester

WANG Hua¹ SHU Caixia^{1,2} LIAO Qingxi^{1,2} WAN Xingyu¹ LI Haitong¹ XU Yang¹

1. College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China;

2. Southern Regional Collaborative Innovation Center for Grain and Oil Crops in China, Changsha 410128, China

Abstract A set of hydraulic drive system with series-parallel combined double pumps and motors was designed to solve the problems of many moving parts and a long mechanical power transmission line of traditional rapeseed combine harvester. The system was applied in 4LYZ-1.8 rapeseed combine harvester. The relationship between throttle position and rotate speed was determined with testing hydraulic system. Orthogonal experiments were performed to study effects of header speed, cylinder speed, throwing machine speed and the speed of forced feeding roller on the power consumption of load sensitive system. The power consumption of circuits with main components was measured based on the experiment of power analysis. Results of analyzing variance of orthogonal experiments showed that power consumption of load sensitive system was significantly sensitive to the speed of threshing cylinder. The speed of cyclone separation tube inlet and the speed of header significantly affected the power consumption. Results of analyzing power consumption of hydraulic circuit showed that when the average feed rate was 1.5 kg/s, the average power consumption of five concerned parts including header, forcible feed rotor, threshing cylinder, throwing machine (conveying appliance was belonged) and fan was 1.68 kW, 1.00 kW, 5.11 kW 2.28 kW and 1.80 kW, respectively. Results of the field experiment of rapeseed combine harvester conducted in Huazhong Agricultural University indicated that the hydraulic drive system constructed can meet the working demand of rapeseed combine harvester, realize the regulation of stepless speed, and adapt different operation conditions. This study can simplify the structure of transmission system for rapeseed combine harvester and offer the reference for the power distribution of different components.

Keywords rapeseed combine harvester; hydraulic drive; load-sensing; power analysis