

编号: 0097

科学技术成果报告

东风-5联合收割机后导向轮
液压驱动的研究

科学技术文献出版社

目 录

一、概述.....	(1)
二、东风-5联合收割机后导向轮液压驱动研制、试验过程.....	(3)
(一) 1973年联合收割机后导向轮液压驱动研制、试验情况.....	(3)
(二) 1974年东风-5联合收割机导向轮液压驱动系统试验情况.....	(4)
(三) 1976年东风-5联合收割机液压驱动导向轮系统试验情况.....	(6)
三、对于同步液压驱动的元件和系统的初步认识.....	(14)
(一) 同步液压驱动装置的性能和结构特点.....	(14)
(二) 同步液压驱动的元件的选择.....	(15)
(三) 同步液压驱动装置的液压油路系统方案选择.....	(18)

东风-5联合收割机后导向轮 液压驱动的研究

一机部农机院 四平联合收割机厂 北京工业学院

一、概 述

我国东北黑龙江省，土地肥沃，耕地广大，是我国重要的商品粮基地。但是，当主要作物如小麦、大豆收获时，正是七、八月雨季，据统计，一般情况下，这两月的降雨量集中了全年雨量的60%。由于雨水多且集中，土地透水性又差，造成土壤含水饱和，湿软泥泞，联合收割机车轮下陷打滑，难以工作，粮食不能及时收获，损失严重。另外，黑龙江省地处反修前线，有的农场同苏修仅一江之隔，雨季收获时，苏修经常进行挑衅，因此，解决雨季收获，也是关系到反修斗争的重大政治问题。

为落实毛主席关于“备战、备荒、为人民和“农业的根本出路在于机械化”的伟大指示，迅速扭转丰产不丰收的局面，抗击苏修的挑衅，黑龙江省广大贫下中农和农场职工，采取培育早熟品种，提前分段收获和大搞农田基本建设，挖渠排水，平整土地等措施，在很大程度上减轻了涝害，同时也对各种收获机具进行改进，提高机具通过性。

自1973年起，四平联合收割机厂和一机部农机院协同有关单位，在总结其他兄弟单位经验的基础上，对广泛用于黑龙江省的东风—5联合收割机将进行了提高防陷打滑性能的改进工作。

1. 原东风—5的半履带采用东方红—54履带板，三个支重轮，七三年设计了偏置的三角履带板，履带加长加宽，并与机架刚性联结；七四年履带板仍为三角形，将偏置改为正置，刚性联结改为弹性联结。

2. 尾轮与驱动轮胎加大，规格分别为：

9.5/9—24和18.4/15—30

3. 增大发动机马力，由原来的65马力4115柴油机改为85马力4115增压柴油机和90马力6105柴油机。以克服在低洼地行走功率不足的问题。

在此基础上，还充分考虑了使用部门广大农机战士的经验，认识到减小导向轮阻力对提高整机通过性的重要性。十几年来，特别是文化大革命以来，很多单位在导向轮上做过大量研究工作：加大直径，加宽胎体，前后轮同辙等等，通过群众性的研究工作，体会到最好的方法是使导向轮有自己转动的能力，即应成为两桥同时驱动的形式。这个结论，不仅为迄今已有的大量多轮驱动的越野车辆和四轮驱动的拖拉机实际使用经验证明，而且也为在黑龙江农垦地区的土壤性质进行的研究所证实。

由七四年在宝泉岭地区进行的土壤参数的测定得知，黑龙江地区雨季收获土壤的承压能

力为1—2公斤/厘米²，东风—5改装后，三角履带板的接地地压为0.27—0.34公斤/厘米²，即使动载是静载的3—4倍，土壤也能承受。此时，半履带的下陷量2—6厘米尚属合理，而尾轮（导向轮）的下陷量达14—30厘米。经分析认为，在这种情况下，造成陷车的主要原因不是履带的“浮力”不够，而是尾轮不能自转而滑移推土。尾轮下陷太深，阻力太大，是下陷的重要原因。尾轮下陷后，行走阻力急剧增加，致使半履带滑转，形成滑转下陷。因此，得出结论：单独减小前桥半履带的接地比压以提高通过性是有一定限度的，为了进一步提高机具的通过性，就需着手减小尾轮的下陷和阻力。

理论分析和实践都说明了，使尾轮由纯导向轮变为驱动轮是很重要的。由试验可知，在低洼地作业时，尾轮受阻力后，滑移量很大甚至不能转动，从而使下陷量增加，拥土严重。若后轮也能自行转起来，则不仅可以避免严重的拥土现象，而且还可以增加整机的牵引力，变阻力为推力。

经过总结群众技术革新的经验，我们决定在前桥加长加宽半履带的基础上，同时加设导向轮驱动装置以进一步提高机具的通过性能。对于导向轮实现驱动的方法，有以下几种：

1. 四轮机械驱动：

对于四轮机械驱动，黑龙江管理总局建三江管理局有关单位还在试验。他们拟在东风—5上安装原格斯—63汽车前桥作为导向桥，由变速箱经分动箱分别输出动力变为前后桥机械传动。因联合收割机的工作部分安装在前、后桥之间，离地间隙低。因此为后轮机械传动的输出动力而安装机械传动轴困难。整个传动机构和导向桥得重新设计，改动多，难度大。

2. 四轮液压驱动：

采用四轮液压驱动，是属于整机重新设计，周期很长，同时研制的液压元件多，性能和系统问题尚待进一步研究解决。如有性能可靠的液压件，应积极进行试验研究。

3. 前轮机械传动、后轮液压传动：

这个方案基本不改动原机，仅在后轮加液压驱动，前、后桥的动力传递仅通过液压软管就可实现。同时后桥基本结构可不变，只在轮胎上安装驱动马达即可，从而保证了原机的整体结构的改动尽可能小。采用这种方案需要解决导向轮同步液压驱动的问题，在条件好的情况下，只用前轮驱动，在路面困难时改用四轮同步驱动。这种结构便于老产品的改装，拆装方便，研制周期短，见效快，符合多、快、好、省地建设社会主义的方针。

一机部于一九七三年下达了“后导向轮液压驱动的研究”科研课题，作为国家重点科研项目“大中型联合收割机适应低湿地行走机构”的组成部分，由四平联合收割机厂和一机部机械院农机所承担研制任务。一九七六年，北京工业学院第三机械系工农兵学员结合毕业实践，也参加了这项工作。通过73、74和76年三年田间试验和许多台架试验，使东风—5联合收割机配套的导向轮液压驱动系统性能不断提高，结构日趋完善，达到了设计任务书规定的各项指标。实践证明，联合收割机除前桥改装半履带外，通过导向轮装设液压驱动系统，具有对整机改动不大的前提下，进一步提高机具在低湿地的通过性能，减小行走系统的功率消耗和改善机具转向性能，提高机动性等效益。这项新技术的应用，不仅有利于提高联合收割机的防陷防滑性能，而且可推广用于轮式拖拉机导向轮驱动（变型为四轮驱动型）、农用挂车和牵引农具的同步驱动上以及大跨距喷灌和植保机具的同步驱动等方面。对于其他车辆和某些机具的液压驱动，也有参考价值。

根据现有资料报导，美国、西德等国亦在积极研制两桥驱动联合收割机用于低湿地收获作业。其中，美国约翰·迪尔公司1972年发表了7700型四轮驱动联合收割机的研究报告，

现已投入批量生产,该机采用了液压驱动的导向轮。西德法尔公司在1976年巴黎国际农机博览会上展出了采用机械传动导向轮的M1302型联合收割机。美国一家公司从1975年开始生产可以为多种型号联合收割机配套的液压驱动导向轮附件。从开始研究和获得成果的时间看来,我们不比外国人晚,遵循伟大领袖毛主席关于“中国人民有志气,有能力,一定要在不远的将来,赶上和超过世界先进水平”的教导,我们一定要让这项科研成果更好地运用到生产中去,为加速实现农业机械化,为巩固无产阶级专政而贡献力量,努力为人类做出较大的贡献。

二、东风-5 联合收割机后导向轮液压驱动研制、试验过程

(一) 1973年联合收割机后导向轮液压驱动研制、试验情况

1. 设计要求: 73年在东风-641样机(为东风-5的改进型式)上对导向轮加液压驱动,要求最大同步速度 $V_{\max}=8$ 公里/小时,额定驱动力(两个后导向轮之和) $P_{\text{后}}=416$ 公斤,额定工作压力, $P=120$ 公斤/厘米²。确定这些参数的依据主要是:

- (1) 收割机作业时,一般在低于8公里/小时的速度下行驶。
- (2) 收割机的行走,主要靠前桥驱动,后导向桥在低洼地只要求起助力作用。
- (3) 后导向桥的负荷 $G_{\text{后}}=1500$ 公斤,下陷时附着系数 $\varphi \approx 0.3$,因此,后导向轮牵引力 $P_{\text{后}}=1500 \times 0.3=450$ 公斤,由于受附着系数的限制,过大的牵引力难以发挥。

2. 导向轮驱动装置的结构

后导向轮规格为9.5/9-24(东方红-20拖拉机驱动轮)。转向桥传动简图见图1,二个液压马达(YMC-30型摆线马达)固定在后桥管梁内。马达输出的动力经液控离合器、等速万向节,侧减速器($i=3.46$)传到导向轮上。YMC-30型液压马达是石家庄煤矿机械厂生产的,在系统压力为120公斤力/厘米²时,马达可输出30公斤·米的扭矩。

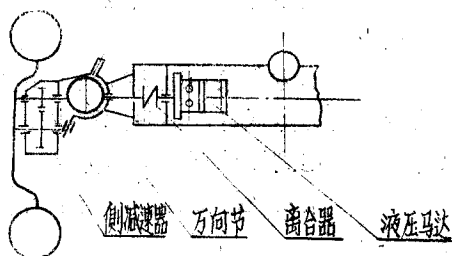


图1 七三年导向轮液压驱动实验装置简图

3. 液压系统

液压系统油路见图2,油路为带补油泵的单向闭式油路。主泵为ZBSV-40型轴向柱塞变量泵,和CB-32型齿轮补油泵一起固定在发动机机架上,由发动机经皮带传动,发动机输出轴额定转速 $n=2000$ 转/分。为了保证导向轮与前轮同步,变量泵采用了带压力伺服阀的反馈控制系统,当导向轮切线速度高于前轮时,由于导向轮推力负荷加大,系统压力升高,通过压力伺服阀和伺服油缸自动减小变量泵的排量,使导向轮转速降低。当导向轮切线速度低于前轮时,系统压力降低,又自动使变量泵排量增加。这样使导向轮驱动系统维持一个恒定的压力。亦即保持一个恒定的驱动扭矩和推进力,在速度上与前轮同步。马达输出轴通过低压油路控制的离合器与导向桥的左、右驱动半轴连接,在换向阀处于中立位置时,离合器由弹簧的作用而分离,切断马达和导向轮之间的传动,使导向轮成为能自由旋转的从动轮。导向轮的转向和随动工况由手动换向阀切换。为了保护管道和元件在负荷突然增加时不至于过载,在高压油路上装有溢流阀(安全阀),它的遥控先导阀和联合收割机行走离合器联动,使得在前桥换挡时能使导向轮驱动系统卸荷。为防止马达高速拖转时“吸空”,在高低

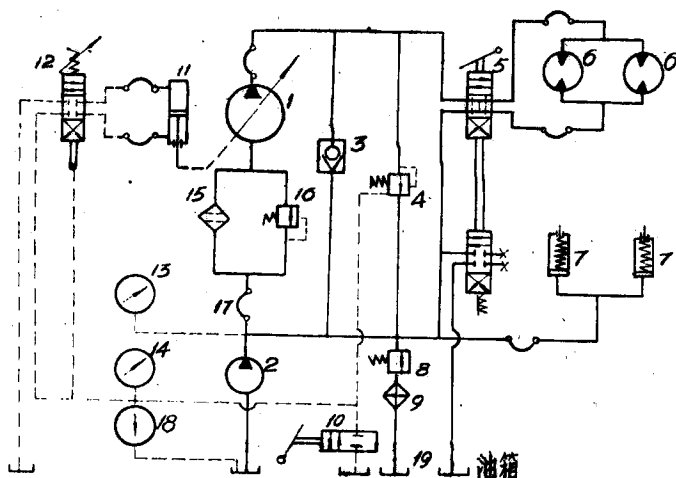


图2 七三年导向轮液压驱动油路系统图

1. 变量泵 2. 补油泵 3. 单向阀 4. 高压溢流阀
5. 手动换向阀 6. 定量马达 7. 离合器操纵油缸
8. 低压溢流阀 9. 冷却器 10. 先导阀 11. 变量操纵油缸
12. 压力伺服阀 13. 低压表 14. 高压表 15. 滤油器
16. 旁通阀 17. 软管 18. 油温表

间比较短，整机结构配置尚有不少不合理之处，测量方法也比较粗糙，所以进行了第二轮，即1974年的试制、试验。

5. 采用本方案的优缺点

优点：

（1）本方案采用压力伺服，恒扭矩驱动液压系统。压力升高时，伺服油缸使变量泵排量减少，压力降低时，伺服油缸使变量泵排量增大。经田间试验后，证明采用本方案同步效果好，能够达到设计额定驱动力。

（2）采用液控离合器，当不需液压驱动时，可使马达与侧减速器脱开，减少功率损失。

缺点：

（1）恒扭矩驱动使后导向轮总是保持一定的驱动力，当不需额定驱动力时，因液压驱动比机械传动效率低，带来不必要的功率损失。在较好路面上，还可能产生功率从后桥往机械驱动前桥传递的循环现象，使效率显著降低。

（2）采用手动换向，阀变速箱由前进挡变为倒挡（或反之），手动换向阀也必须与变速箱操纵杆一致，带来驾驶员操作复杂化，容易出现误操作。

（3）采用变量泵，虽然同步效果好，但对油的滤清要求高，耐冲击性能差，且成本过高，单一台ZBSV—40型变量泵价格1200元，在农业机械上应用受到限制。

（4）后桥带有等速万向节、侧减速器、液控离合器等部件，结构比较复杂，成本高，与原机通用性差。

（二）1974年东风-5联合收割机导向轮液压驱动系统试验情况

在1973年田间试验的基础上，1974年又利用改进的东风—5试验样机加装导向轮液压驱动装置进行了进一步的试验。在这次试验中，除取得了较多的测试数据，再次肯定了这项技术对提高机具防陷防滑能力的作用外，样机还参加了一定数量的麦收生产，在导向轮带有驱动

压油路内并联了开启压力为0.3公斤力/厘米²的单向阀。此外，系统中还有低压溢流阀，滤油器，散热器等辅助元件。

4. 田间试验情况

1973年8月，在黑龙江生产建设兵团15团对第一轮样机进行了田间试验，肯定了加装导向轮驱动系统后对提高整机通过性能的效果。实践证明，不论在前桥装轮胎或半履带的两种情况下，导向轮驱动装置均对防陷防滑有效，装有加宽半履带和液压驱动导向轮的试验样机的通过性能比苏修半履带联合收割机СКПГ—4要好得多。在整个试验过程中，导向轮液压驱动系统的工作基本是可靠的。但由于试验时

力的工况下收获了约300亩土壤条件恶劣的小麦，同时对驱动装置的结构和油路系统进行了简化。

1. 设计要求

根据73年试验的经验，74年导向轮驱动系统的压力降低了一些，为100公斤力/厘米²，主要考虑摆线马达压力高时效率太低。由于换装了扭矩为40公斤·米的马达，所以驱动力仍达到477公斤（实测），最大同步速度略有降低，为6公里/小时。

2. 导向轮驱动装置的结构

1974年试验样机导向轮驱动装置较之1973年有较大的简化，见图3，它省去了等速万向节、传动半轴和专用的转向节叉。马达和侧减速器（ $i=3.58$ ），直接装在导向轮羊角轴总成上，后梁上除装有液压油管外，其余部件均与普通东风—5通用。

3. 导向轮驱动装置的液压系统（图4）

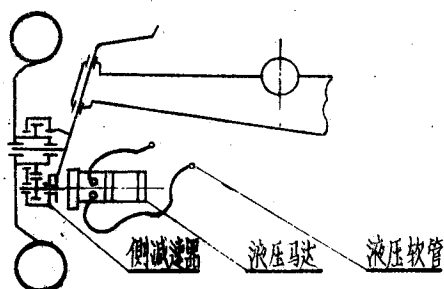


图3 七四年导向轮液压驱动试验装置简图

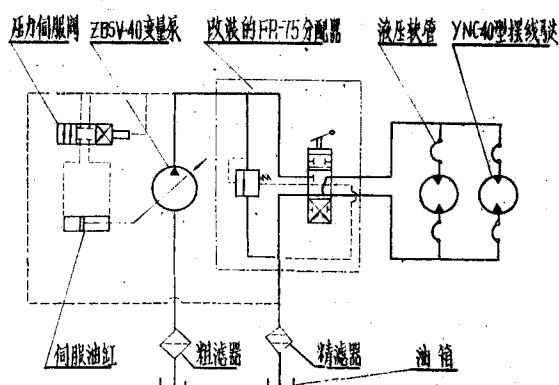


图4 七四年导向轮液压驱动油路简图

液压系统的同步控制工作原理与73年相同，而油路大为简化。采用开式油路，主泵ZBSV—40型变量泵，由发动机通过皮带驱动，直接从油箱吸油，利用改装的FP₁—75型分配器作为换向阀，省去了补油泵、液控离合器和散热器，但油箱比73年有所增大（73年为16升，74年为46升）。

4. 田间试验情况

1974年8月5日—16日在黑龙江生产建设兵团15团16连进行了田间生产试验。试验地的土壤均为草甸白浆土，质地粘重，蓄水性强，一般有15—25厘米深的耕作层，其下面是硬底层。土壤含水量一般均在50%以上。由于8月10日下了一天大雨，在定量测定的几个测区里，土壤含水均趋于饱和，十分松软。表层附近土壤坚实度为1—2公斤/厘米²。

（1）通过性能观察：

试验证明：在接近土壤水线的地方（16连2号地），不加导向轮驱动时，装有加宽半履带的试验样机难以通过测区，导向轮下陷达30厘米，几乎完全滑移，前桥半履带也打滑下陷，而当一挂接导向轮驱动系统，机具就可以顺利通过。这种情况在测试时和生产作业中曾多次发生。而在驱动导向轮时。试验样机从未发生陷车的情况。此时如用GT—4.9作业，则需用三台在履带上加有方木（“穿木鞋”）的东方红—75拖拉机牵引。

观察还表明，驱动导向轮后，对样机在低湿地面上的转向性能亦有改善。此时，导向轮

能很快爬出前轮辙，侧滑较少。

这次试验中几种联合收割机行走装置通过性能对比情况见表1，可以看出，带有导向轮驱动装置的试验样机，通过性能有显著提高。

表1 几种机型通过性能比较

机 器 名 称	土壤承载力公斤/厘米 ²	
	土层深0—25厘米	土层深25厘米以下
普通轮式东风—5可通过	2.5—3.5	6.5—9.5
苏СКПГ—4半履带加12×12方木可通过	1.5—2.0	7.0—8.2
改进东风—5加宽半履带可通过	1.0—1.5	7.0—8.0
改进东风—5加宽半履带，后轮液压驱动可通过	0.8—1.2	4.0—6

(2) 牵引力和行走功率分配：

电测结果表明：驱动导向轮后，前桥半履带所需的牵引力显著减少，其减少值大大超过导向轮所提供的牵引力。这说明，驱动导向轮后整机的行走阻力明显下降。这不仅是由于后导向轮下陷减少所致，而且也是前桥半履带所需牵引力减小后履带打滑率降低，滑移下陷量减小，相应地也减小了行走阻力的结果。

8月9日在16连Ⅱ号地整个测区的实测值按平均值计算，不驱动导向轮时，前桥需要3360公斤的牵引力（总扭矩1008.1公斤·米），而驱动导向轮，产生约450公斤推力后，前桥牵引力下降到1945公斤（总扭矩为584公斤·米），此时整机行走阻力（前后桥牵引力之和）下降到2395公斤，比不驱动导向轮时下降了965公斤。如果按当时行走速度 $V=0.706$ 米/秒计算，则行走功率减小了约9马力，但由于液压元件效率较低，所以实测机组总功率减少值是4.7马力。

(3) 前后桥同步性能

电测结果表明，导向轮液压驱动系统采用的压力伺服变量系统工作是可靠的，能保证导向轮恒扭矩工作。当导向轮液压系统接通时，系统压力稳定时间约为1秒，超调量不大于15公斤/厘米²，同步性能基本良好。

5. 方案评价

74年方案较73年不论在结构上和油路系统上都有较大的简化，但有些性能受到损失，如存在马达位置低、软管堵泥、挂草较严重和侧减速器密封困难等缺点。同时，由于省去了液控离合器，马达空转阻力大，对于公路运输挡行驶不利。另外采用变量泵成本高，采用摆线马达效率低，系统上联动性能不好，操纵较复杂。因此，在充分肯定这种装置的使用效果的同时，还必须努力改进结构，使之向产品过渡。这是75年、76年研究工作的主要任务。

(三) 1976年东风—5联合收割机液压驱动导向轮系统试验情况

在1973、1974年两年田间试验的基础上，76年的主要任务是改进结构，提高性能，向产品过渡。

1. 设计要求

(1) 根据74年田间试验结果分析，认为在黑龙江地区雨季土壤条件下，东风—5联合收割机导向轮可以发挥500公斤左右的推力，因此，确定导向轮额定推力为500公斤。

(2) 根据几年的实践, 导向轮仅在田间作业和在低速行驶时才需要有驱动, 这个速度一般不大于7公里/时; 联合收割机作业的最低速度约2公里/时。由此确定导向轮液压驱动系统应保证在1.8—7.2公里/时范围内与前桥同步工作。在这个速度以外, 导向轮应能“拖转”。

(3) 要求在液压驱动系统不工作时, 导向轮空转阻力小。整个驱动系统不应妨碍原机行走和工作部件的传动和操纵。

(4) 除导向轮液压驱动挂接装置应单独操纵外, 液压驱动导向轮的起步、换向、滑行、制动等操纵应与前桥离合器和变速杆联动, 不应单设操纵手柄, 以简化操作, 防止失误。

(5) 整个导向轮驱动系统应成为一个完整的附件, 在主机上安装时应方便并尽可能不动或少动主机结构, 同时整套装置的价格尽可能降低, 以利推广。

2. 导向轮驱动装置的结构

和73年、74年试验方案相比, 76年的方案在保证原有性能并略有提高的基础上, 在导向轮驱动装置的结构上作了重大改进。

改进后的液压驱动导向轮桥结构见图5, 外形见图6、图7。新结构采用轴向柱塞双凸盘球塞马达取代了原方案采用的摆线马达。这种球塞马达扭矩较大, 稳定转速低, 效率较高, 又制成壳体旋转的“车轮马达”形式, 直接装在导向轮幅板上, 省去了侧减速器等装置, 不仅结构简单、紧凑、离地间隙高, 而且使导向桥梁架与普通东风—5完全通用。在液压系统不工作时, 轴向双凸盘球塞马达的球塞可以自动与凸盘分离, 保证马达壳体和与之相连接的导向轮自由旋转, 此时马达起到普通轮壳的作用。这个性能对液压系统不工作时和联合收割机在公路上高速行驶时满足导向轮应具有“拖转”性能, 是十分可贵的。

这种轴向双凸盘球塞马达是一机部机械院农机所试制工厂试制的, 其主要参数是:

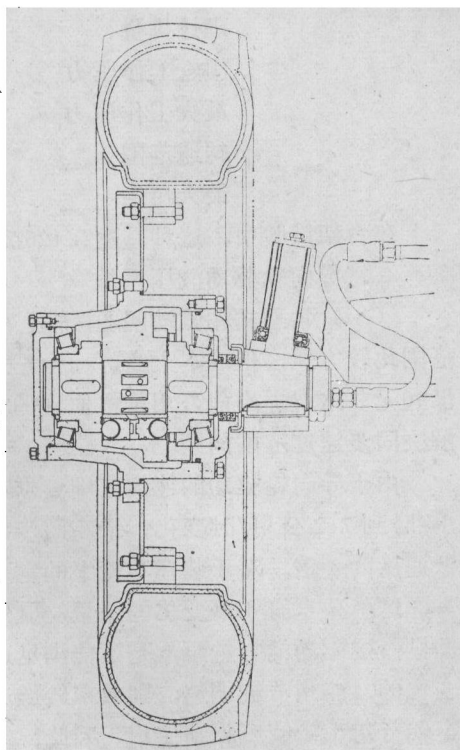


图 5

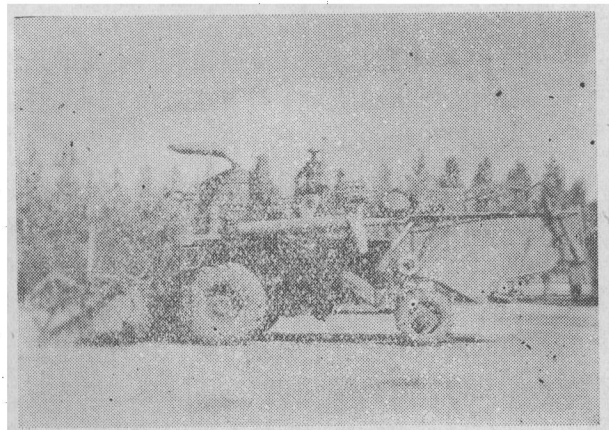


图 6



图 7

理论排量	$q_M = 0.80 \text{ 升/转}$
额定工作压力	$p_H = 125 \text{ 公斤/厘米}^2$
最大工作压力	$p_{\max} = 160 \text{ 公斤/厘米}^2$
转速范围	$n_M = 1-100 \text{ 转/分}$
最大扭矩	$M_{\max} = 185 \text{ 公斤} \cdot \text{米}$

在台架试验中, 这种马达在120公斤/厘米²压力下, 转速为40转/分时, 总效率约85%。

3. 导向轮驱动液压系统

(1) 泵型式和驱动问题: 73、74两年均用变量泵, 由发动机直接驱动, 满足同步速度范围比较方便, 但成本太高, 一台ZBSV—40型变量泵价格1200元, 而一台CB46型齿轮泵仅90元。这就提出能否用价格便宜的定量泵来解决同步速度范围问题。

由于导向轮驱动的速度范围要求从1.8公里/时到7.2公里/时变化, 最高同步速度为最低速度的4倍, 对于装在车轮上的定量马达而言, 这就要求有4倍变化的流量, 显然, 由发动机直接驱动的定量泵, 是不能满足这个流量变化的, 而用节流调速, 则效率较低, 不适合车辆行走系统液压驱动使用。因此, 需要通过改变泵的转速来改变其流量。根据四平联合收割机厂工人师傅的提议, 参照一般多桥驱动车辆的机械传动原理, 76年方案的液压泵由前桥变速箱的第二轴驱动。众所周知, 变速箱第二轴与前轮半轴间的传动比是固定的, 不受挡位影响。因此, 这根轴以及被它驱动的液压泵的转速也会变化4倍, 在不考虑泵的容积损失时, 可以认为它输出的流量也变化4倍, 从而满足了导向轮同步驱动的要求。

采用由变速箱第二轴驱动液压泵的方案也解决了前后桥的联动操纵问题。前桥变速时, 泵的转速和转向也同时相应变化, 无需单独操纵。

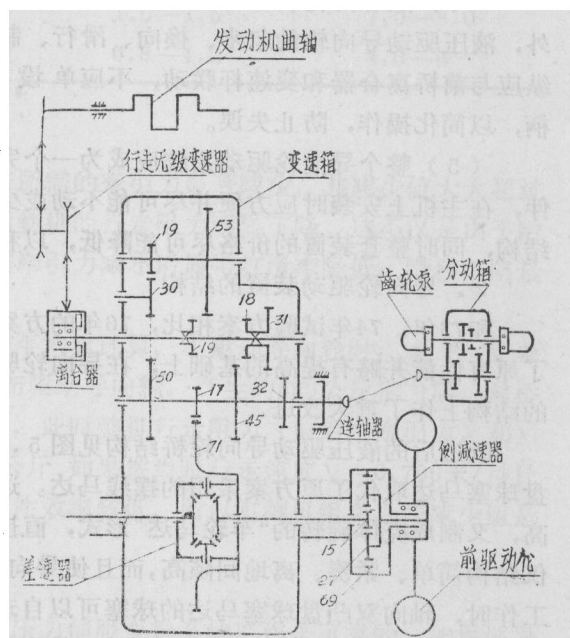


图8 齿轮泵动力传递简图



图9

由于东风—5联合收割机在导向轮规格不变的条件下前桥可能换装大型低压轮胎和半履带这两种不同的行走装置, 它们的驱动轮半径相差很大(轮式 $R_k = 0.71 \text{ 米}$, 半履带 $R_k = 0.297 \text{ 米}$)。在达到同样行驶速度时, 导向轮的速度是一定的, 它的马达要求的流量也是一定的, 而前桥两种行走机构的驱动半轴以及变速箱第二轴的转速却是不一样的, 半履带式时转速较高, 轮式时较低。所以, 导向轮液压系统中的液压泵相对于变速箱第二轴的转速比, 应该根据前桥配装的行走装置不同而有所改变, 加之考虑到在公路上高速行驶时为防止泵的超速而应将其动力切断和安装的方便性, 实际装置中的泵是装在一个分动箱上。分

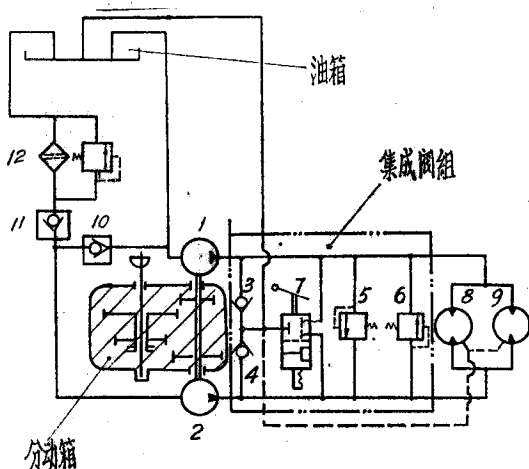


图 10

1, 2—CB—46齿轮泵；3, 4—单向阀；5, 6—安全阀；7—卸荷阀；8, 9—轴向柱塞马达；10, 11—单向阀；12—带旁通阀的滤油器

(2) 空载卸荷：当不需要液压驱动，但又不希望泵停转，以备可随时接入液压驱动。为此，系统中设置手动二位三通阀。

(3) 为实现差速转向，马达采用并联系统。

(4) 液压系统工作原理如下（参见图10和图11）。

①两个CB—46齿轮泵装在分动箱输出两端。当前进时，二位三通阀在封闭位置，泵1正常工作，泵2为反转工况。泵1从油箱直接吸油，打出高压油到两个马达，马达回油经反转泵2、单向阀11、滤油器12回油箱。因两个泵转速相同、排量相同，反转泵2亦要从马达回油路吸油，而正转泵1打出流量经两个马达和阀后要漏损一部分，使马达回油量低于泵2的吸油量，就会产生气蚀或“吸空”，引起噪音，甚至使泵损坏。为此在油路中增设单向阀3和4，利用油箱位能和泵2的吸油真空，使单向阀4打开。这样，油箱中油可流入马达回油管路补油，保证泵2的吸油量。在此工况下，为开式油路。

②倒车时，泵2正转，泵1反转，此时马达回油经泵1和单向阀10进入泵2的吸油管路，借单向阀3解决补油的问题。显然，泵2的吸油阻力较大。在此工况下为闭式油路。因倒车使用时间较短，油路中虽无专门冷却措施，也不会产生使油过热的现象。

③溜车工况：把

动箱有“高”、“低”、“空”三个挡位，主动轴通过万向节与前桥变速箱第二轴上的制动鼓轮连接，两只液压泵装在分动箱的被动轴上。

根据流量匹配计算，并考虑到价格便宜和供应的方便性，液压泵选用农机工业中大量使用的CB—46型齿轮泵。由于要实现前进与倒退的双向驱动，所以为正车和倒车各设置了一只泵，两只泵合起来的价格为180元。采用这样的双泵方案，既解决了现在国内供应双向齿轮泵较少（一般用CM—C45之类的齿轮马达代用，每只售价500元）的矛盾，而且在油路布置上有方便之处，比单泵型式、价格也并不增加很多。

液压泵和前桥变速箱之间的传动简图见图8，实物照片见图9。

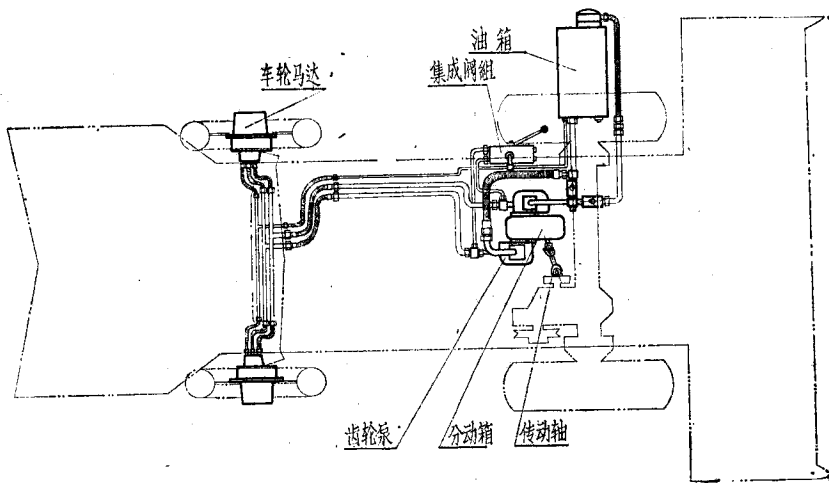


图 11

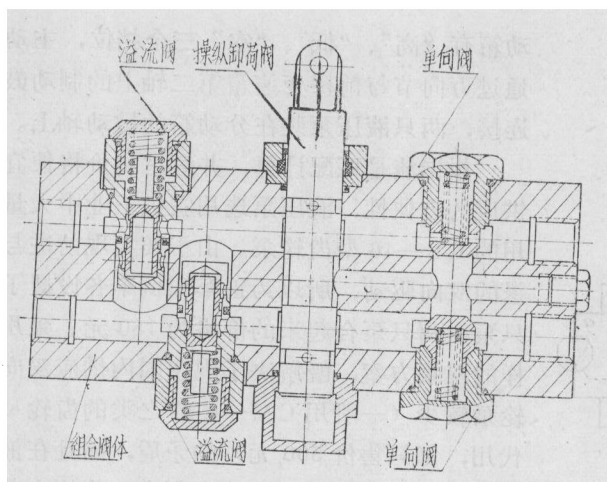


图12 组合阀结构示意图

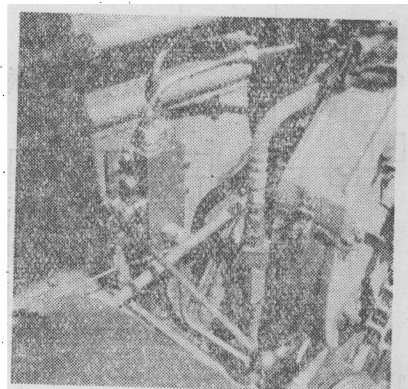


图 13

二位三通阀放在卸荷位置，高低压油路相通，泵卸荷，此时马达无油压，钢球被凸轮盘顶进柱塞孔，马达外壳被后轮拖转，几乎无功率损失，实现溜车或脱开液压驱动。

④利用2个安全阀5和6防止超载。二位三通阀7和单向阀3、4及安全阀5、6组装在一个阀体内，其结构见图12，外形见图13。由油路图可见，主流量不经常通过组合阀，仅安全阀打开时短时流过，这样组合阀管径很小，整个结构尺寸也很小。

4. 性能试验情况：

(1) 导向轮驱动力的测定：

①滚动阻力 P_f 的测试

试验方法：东风—5样机变速箱挂空挡，把样机工作泵CB32与马达连接，马达回油管通工作泵油箱，马达外漏管通原油箱，用溢流阀调压，油路见图14。

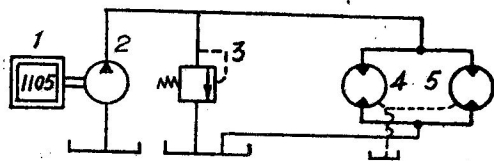


图 14

1—6105柴油机；2—CB32齿轮泵；
3—YF-L10H溢流阀；4,5—轴向球
塞马达

用东方红28轮式拖拉机挂1挡牵引，中间放国产3吨拉力表，在匀速行驶下读数。

试验日期和地点：76年8月12日下午在16团24连食堂前较平坦的硬砂土路面（雨后）。

测试数据见表2。

数据分析：滚动阻力按两次平均值取合适，故

$$P_f \approx (355 + 309) \div 2 = 332 \text{ 公斤}$$

表2 滚动阻力测定结果

试验 序号	地面情况	力表读数 (公斤)	平均值 (公斤)	起步峰值 (公斤)	后轮转速 (转/分)	车 速 (公里/小时)
1	硬土路面	200—500	355	850	19.5	3.67
2	微有上坡	200—450	309	/	19.9	3.75

②牵引力 P_k 测试

试验方法：油路图见图14。用东风—5样机牵引东方红28拖拉机，前桥挂空挡，两车之间挂3吨拉力表，发动机在最大油门，匀速下读数。路面条件同上。

测试数据见表3。

数据分析：牵引力按四次平均值取合适，故

$$P_k = \frac{257 + 182 + 185 + 163}{4} = 197 \text{ 公斤}$$

根据车辆行驶理论，可知后导向轮驱动力等于克服整机的行驶阻力与剩余挂钩牵引力之和，即

$$P = P_f + P_k = 332 + 197 = 529 \text{ 公斤}$$

这个数值和导向轮马达台架试验结果（压力120公斤/厘米²时扭矩为135公斤·米）换算出来的驱动力 $P = 530$ 公斤是一致的，已超过了课题设计任务要求在系统压力为125公斤/厘米²、驱动力为500公斤的指标。

表3 牵 引 力 测 定 结 果

试 验 序 号	力表读数范围 (公斤)	平均值 (公斤)	起步峰值 (公斤)	工 作 油 压 (公斤/厘米 ²)	后轮转速 (转/分)	车 速 (公里/小时)
1	200—300	257	/	90—120	/	/
2	150—250	182	/	90—120	21.4	3.43
3	150—250	185	1600	90—120	14.6	3.1
4	100—250	163	250 (缓起动)	90—120	18	3.36

注：工作油压一项已抛去10公斤/厘米²的管路损失。

(2) 前后轮空转同步性能的测定：

试验方法：由分动箱驱动泵，油路见图10。把左侧前、后轮支起空转，右侧前、后轮着地。变速箱挂不同挡，无级变速箱分别置于“快”“慢”位置，发动机油门在最大位置。分别测定前、后轮在相当于轮式($i_{f1}=0.4$)和半履带式($i_{f2}=1$)两种工况下前后轮的转速。由于前、后桥均为差速传动，故车轮空转的转速均增加一倍。

测试结果见表4。

数据分析：在两种工况时，除轮式倒挡外，后轮空转时的切线速度均高于前轮。在轮式工况，对应的 v_1 由1.53—8.35公里/小时范围内，两轮的相对滑转 δ 值一般均保持在—(13—16%)；在半履带式工况， v_1 由0.658—3.76公里/小时范围内， δ 值一般也在—(7.3—13%)。考虑到额定压力时由于液压元件和系统容积效率下降的影响，在导向轮有负荷时实际转速要下降10—15%，因此，实际工作时，在作业范围内可基本同步。其中，半履带式工况下 δ 值较小，亦即达到同步时的系统压力比轮式工况低，这是和半履带式工况下对后导向轮驱动力要求较小是一致的。

在不下陷的田间行驶情况表明，东风—5样机在同步速度范围内系统压力始终保持在50

表4 前后轮空转同步性能测定

变速箱挡位	前 轮				后 轮				滑转率
	分 动 箱								$\delta = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$ (%)
	$i_{r1} = 0.4$								
	时 间 (秒)	转 数	转 速 (转/分)	切线速度 v_1 (公里/小时)	时 间 (秒)	转 数	转 速 (转/分)	切线速度 v_2 (公里/小时)	
I 慢	105.6	20	11.4	1.53	65.8	20	18.2	1.72	-12.4
	52.8	10	11.4	1.53	32	10	18.7	1.76	-15
II 慢	36.6	20	32.8	4.44	22	20	54.5	5.14	-15.8
	36.6	20	32.8	4.44	22	20	54.5	5.14	-15.8
I 快	54.5	20	22	2.95	33	20	36.4	3.43	-16.2
	54.5	20	22	2.95	34	20	36.4	3.43	-16.2
II 快	19.2	20	62.5	8.35	12	20	100	9.43	-12.9
倒慢	18.8	10	31.9	4.27	16	10	37.5	3.53	+17.4
	18.8	10	31.9	4.27	16	10	37.5	3.53	+17.4

分 动 箱									
$i_{r2} = 1$									
I 慢	52.3	10	11.5	0.658	40	5	7.5	0.706	-7.3
II 慢	35.8	20	33.5	1.92	27	10	22.2	2.09	-8.85
I 快	56.7	20	21.6	1.24	20	5	15	1.42	-11.3
	53.8	20	22.3	1.28	20	5	15	1.42	-10.9
II 快	18.3	20	66.5	3.76	14	10	42.8	4.03	-13.9
倒快	19.4	20	61.9	3.55	7.5	5	40	3.77	-6.2
倒慢	37.8	20	31.8	1.82	15	5	20	1.88	-3.04

—80公斤/厘米²，也说明此时的同步性能好。

在轮式工况倒挡时，由于油路系统中倒挡泵的吸油阻力过大，造成充满系数太小，而使后轮转速损失过多（达17%），这是今后应改进的。

（3）整机牵引力和行走功率分配测定

试验方法：样机前桥右半轴用应变片电测方法测量其扭矩，根据前桥差速器原理，可知左右半轴扭矩相等，对应地测出此时样机行走速度，即可算出前桥牵引力和功率。

样机液压马达（即后导向轮）的扭矩和系统压力基本为线性关系。通过台架试验已知一定压力时对应的扭矩，再由田间实测的压力折算出当时的扭矩，从而可推算出后桥行走功率。

根据实测，装有球塞马达的后导向轮在“拖转”工况下（即导向轮液压系统不工作）本身的旋转阻力是很小的，比普通的不带马达的导向轮没有显著增加。因此，样机单用前桥驱动时的行走功率可以代表普通的东风—5收获机的行走功率。

试验日期和地点：76年8月13日上午在16团29连麦田，地面平坦潮湿，土质较均匀，麦子长势一般。

试验结果及数据处理见表5。

表5 东风—5试验样机行走功率分配测定结果

驱 动 工 况	测 试 序 号	前 桥					后 桥					总 (公 牵 引 力 斤)	总 (马 功 率 力)	
		转 (转/分) 速	切 (公里/小时) 线速度	扭 (公斤·米) 矩	牵 (公 引 力 斤)	功 (马 力) 率	转 (转/分) 速	切 (公里/小时) 线速度	平 (公 均 压 力 厘米 ²)	扭 (公 斤·米) 矩	牵 (公 引 力 斤)			功 (马 力) 率
双 驱 动	1	11.7	3.33	550	775	10.2	18.9	3.56	39	79.2	158.4	2.09	933.4	13.1
	2	15.8	4.42	620	874	15.5	25.4	4.80	51	103.6	207.2	3.67	1081.2	19.17
	5	15.8	4.23	610	859	15.3	25.6	4.82	53	108	216.0	3.85	1075.0	19.15
	6	16.7	4.66	580	816	13.8	24	4.60	48	97.6	195.2	3.28	1011.2	17.08
	7	18.3	5.12	630	887	17.9	28.7	5.46	57	116	232.0	4.65	1119.0	22.55
	10	18.7	5.24	624	880	16.7	27.2	5.13	48	97.6	95.2	3.71	1075.2	20.41
前 驱 动	3	16.7	4.57	820	1155	19.4	22.7	4.52	0	0	0	0	1155.0	19.40
	4	17.1	4.70	900	1268	23.6	25	4.92	0	0	0	0	1268.0	23.60
	8	21.2	5.83	750	1056	21.6	27.8	5.51	0	0	0	0	1056.0	21.60
	9	20	5.50	820	1155	23.3	27.5	5.45	0	0	0	0	1155.0	23.30

讨论：在同一块地进行的十次测定中，总牵引力 $P_{总}$ （等于整机滚动阻力）的平均值为：

$$\text{双桥驱动时：} P_{总} = \frac{933.4 + 1081.2 + 1075 + 1011.2 + 1119 + 1075.2}{6} = 1049.2 \text{ 公斤}$$

$$\text{前桥驱动时：} P_{总} = \frac{1155 + 1268 + 1056 + 1155}{4} = 1158.5 \text{ 公斤}$$

双桥驱动时的阻力较之前桥驱动时小一些，其差值为：

$$\Delta P_{总} = 1158.5 - 1049.2 = 109.3 \text{ 公斤}$$

由此可看出，加有导向轮液压驱动系统的东风—5样机行走阻力比单有前桥驱动时要小一些（本次试验中约小100多公斤，即10%左右）。这次试验期间，由于下雨量小，没能造成下陷条件，效果不能更加明显看出。但根据74年在恶劣潮湿地块中试验情况来看，当导向轮达到额定驱动力时，阻力的减少还要更显著一些，这对通过性、减少行走功率的消耗都是有利的。

5. 76年方案评价

在73、74年实践的基础上，76年液压驱动装置有较大改进，并且有下列一些优点：

(1) 经初步试验证明，采用定量泵和定量马达实现同步是可行的，最大推力完全达到设计指标。

(2) 液压驱动推力随相对滑转率而改变，这就能充分发挥前桥机械驱动效率高的优点。

(3) 对原机结构基本无改动，保留定型生产要求。

(4) 成本大大减小。

(5) 采用轴向钢球马达，拖转性能好，工作可靠。

还存在的一些问题有：

(1) 这次试验没有在下陷洼地考验，因此具体参数匹配是否完全合理，尚有待进一步验证。

(2) 油箱和吸油管路在车上布置得零散，倒挡油路不够合理，还需进一步改进才能投入生产。

76年试验样机共收割小麦约1000亩，大豆约250亩，由于采用了曙光化工厂生产的40号抗磨液压油，油的温升不大，一般没有超过55℃。

三、对于同步液压驱动的元素和系统的初步认识

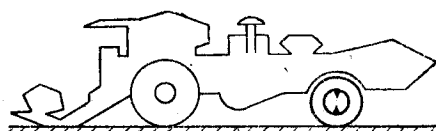
通过73、74和76年三轮样机的试制、试验，我们对联合收割机导向轮液压驱动这样一种与机械传动同步的液压驱动装置所用的元件和油路系统有了一些感性知识，并做了一些理论分析的尝试。现将我们的一些初步认识介绍如下：

(一) 同步液压驱动装置的性能和结构特点

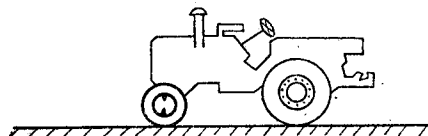
作为一种液压驱动装置，同步液压驱动装置也具有和一般车辆液压驱动的一些共同性的特点，如对元件要求体积小、重量轻、效率高，系统中要考虑是开式油路还是闭式油路，元件中要研究采用高速马达还是低速马达（“高速方案”还是“低速方案”）等等，在管道设置、滤清、散热等许多问题的设计计算上，都是遵循着同一原则。但是，它也具有自己矛盾的特殊性，有其需要特殊考虑和研究的一系列问题。

图15示出农业机械上可能采用同步液压驱动的几种机具的示意图。

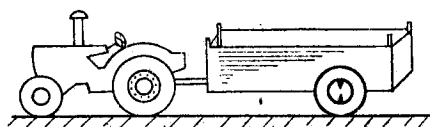
其中，一是自走式联合收割机导向轮采用同步液压驱动的例子。前已述及，采用这样的装置后，联合收割机在低湿地的通过性提高，行走功率减小，还改善了机动性。二是轮式拖



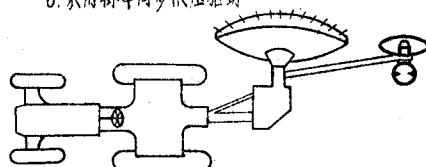
1 走式联合收割机导向轮液压驱动



2 轮式拖拉机的导向轮液压驱动



3 轮式拖拉机同步液压驱动



4 轮式开沟机行走轮同步液压驱动

图15 可以采用同步液压驱动装置的几种农具

拉机导向轮采用液压驱动的例子。四轮驱动的拖拉机较之两轮驱动的牵引性能更好，更适于在山区、水田工作，采用机械方法实现四轮驱动已有几十年的使用历史，近年来也出现了采用液压驱动导向轮的机型。后者的主要优点是改装方便，不影响导向轮转角和地隙，同步性能好。三是用于驱动型挂车的例子。驱动型挂车的通过性，机动性都较好，特别有利于发挥轻型拖拉机的功率，适用于田间和山区运输。对于这种挂车，采用同步液压驱动比机械传动结构简单，挂接方便，使用安全。四是牵引式农机具的行走轮采用同步液压驱动的例子。象侧置式旋转开沟（清淤）机这类机具，由于作业性质的原因，工作时常处于“偏牵引”状态，这样使拖拉机的受力和操纵均不利。如果在这类机具阻力作用方向上装一个同步液压驱动的行走轮就可以有效地克服这种“偏牵引”引起附加力矩。

上述几种机具具有的共同特点是：

1. 机组的主要驱动轮是机械传动的，液压驱动行走轮仅作为辅助驱动之用。因此，对其效率等方面要求不十分苛刻。

2. 液压驱动的行走轮的线速度应与机械传动驱动轮随动并同步，考虑到轮子相对地面允许一定的滑转，故同步精度可较低。

3. 对于一些仅在困难条件下才使用的同步液压驱动装置（如自走式联合收获机的导向轮）工作速度范围比较小，而在非困难的作业条件和运输空行时，常常需要将辅助的液压驱动行走轮卸载，即要求它有良好的“拖转”特性，在自由旋转时阻力要小。

4. 由于同步液压驱动装置常常作为某种现有机型的附加装置，因此，它的安装应尽可能地不改或少改动原机的结构，尤其是不应妨碍原有工作部件的运转和操纵。

（二）同步液压驱动的元件的选择

一般地说，常用的车辆液压驱动的各种泵和马达均可用于同步液压驱动系统。但当装置对“拖转”要求高时，有几种马达则难以适应：关于泵的选择问题由于和系统的关系密切，将在下一节内详述，这里重点介绍一下对于驱动马达型式选择的一些认识。

按在液压马达和行走轮之间是否装有减速器而言，可分为“高速方案”（带减速装置）和“低速方案”（马达直接与行走轮连接）两种。

我们1973、1974两年在东风—5导向轮液压驱动中采用的都是“高速方案”（见图1、图3）。美国约翰·地尔公司生产的用于拖拉机和联合收割机导向轮液压驱动装置，也属于“高速方案”，它采用轴向柱塞马达。经过二级行星减速传到导向轮上，行星减速器的齿圈带有液控制动器，将其分离时，就切断了马达到导向轮的传动，实现“拖转”的要求，根据不同车辆的要求，通过改变第一级行星排的参数，整个减速器的传动比可以制成25.1和40.6两种。

采用“高速方案”时，液压马达可以选择体积小的轴向柱塞式，齿轮式（包括摆线式）或叶片式等多种形式，限制因素较少。由于有中间传动环节，不仅容易获得较好的特性匹配，而且可以用机械离合器（用液压控制）来实现导向轮的“拖转”。因而就液压元件本身的选择而言，采用这种方案是有利的。但是，这种方案却要求有较复杂的机械传动装置，如同我们1973年方案和美国约翰·地尔7700联合收割机的导向桥那样。这样的导向轮桥在原机上要进行相当大的改动。因此，不适于作为现有机型附加装置。

采用“低速方案”时，行走轮直接装在马达的输出轴上，或是反过来，马达的壳体旋转，本身成为车轮的一部分，构成所谓“车轮马达”，如同我们1976年第三轮搞得方案那样（参见图6）。这种型式的显著优点是结构简单、紧凑，改装时仅改动了行走轮而不必涉及