

农业机械文摘

(第 二 集)

科学技术文献出版社重庆分社

农业机械文摘 (第二集)

中国农业机械化科学研究院情报室
(北京德外北沙滩一号)

洛 阳 拖 拉 机 研 究 所 编 辑
(洛阳市涧西)

科学技术文献出版社重庆分社 出 版
(重庆市市中区胜利路91号)

四川省新华书店重庆发行所 发 行
科学技术文献出版社重庆分社印刷厂 印 刷

开本: 787×1092毫米1/16 印张 6.75 字数 30万
1979年7月第1版 1979年7月第1次印刷
印数: 8300

书号: 15176·362

定价: 1.50元

目 录

拖 拉 机

综合问题	(1)
拖拉机制造	(4)
理论研究	(4)
设计、计算	(9)
手扶拖拉机	(10)
轮式拖拉机	(10)
履带拖拉机	(11)
特种拖拉机	(—)
液压系统	(11)
传动系	(14)
转向系和制动系	(14)
行走系	(14)
驾驶室和座椅	(15)
安全装置	(—)
工作装置	(16)
拖拉机试验	(16)
使用和维修	(17)

农 业 机 械

综合问题	(19)
农田基本建设机械	(32)
耕整地机械	(33)
播种、栽植和施肥机械	(40)
中耕、植保机械	(44)
排灌机械	(49)
收获机械	(60)
场上作业机械	(74)
装卸运输机械	(77)
其他	(80)

畜 牧 机 械

综合问题	(85)
牧草和青饲种植、收获、贮藏机械及设备	(89)
饲料加工和喂饲机械	(96)
畜禽舍管理设备	(102)
畜禽产品采集和初加工机械	(107)

拖 拉 机

综合问题

A2 0249 国外自动底盘的发展——(Габай Е. В. 等), «Механиз. и электрифик. соц. с. х.», 1977, №8, 58—61 (俄文)

A2 0250 西德日益增长的农用拖拉机工业——«Landmaschinen-Rundschau», 1977, №2, 33 (德文)

1976年西德拖拉机产量121,664台,比1975年(114213台)增加7451台。其中51,939台拖拉机供应国内需要,69,725台出口。国内销售量比1975年(47681台)增加4258台,而出口额比1975年(66532台)增加3193台。40马力的拖拉机出口总销售量有所增长。40马力的拖拉机由1975年的12929台增加到17259台。50马力的拖拉机由1975年的24285台增加到30172台。60马力的拖拉机销售量由1975年的42088台减少到40627台。

国内总销售量为51,939台,50至100马力的占39,309台。34马力的拖拉机17994台供应国内。

1976年登记的拖拉机总计64,325台。销售重点放在34马力的拖拉机。50至80马力的拖拉机销售量也大。 [刘杰、徐利生]

A2 0251 西德农业拖拉机和农机工业在整个机械制造业中的地位——(Gagel K.), «Agrartechnik International», 1977, 56, №10, 10—11 (德文)

据统计,1976年西德农业拖拉机和农机工业按产值计算,占全西德机械工业(分为31个工业部门)总产值的7.8%,仅次于机床(8.3%)居第二位,按从业人员计算,为七万多人,仅次于机床和传动机械工业,占第三位。1960~1976年,西德农业拖拉机和农机工业产值每年平均增长1.4%,而整个机械制造业约为3.3%。文章认为,造成这种情况的原因是各国农业政策的变化和气候的影响。作者对西德农业拖拉机和农机工业发展前景的预计是:国内需要量只可能有缓慢的增长,出口需要量的增加是发展的主要动力,通过生产方法合理化和改进产品等措施才能加强在国际上的竞争能力。文中附有下列图表:(1)西德整个机械制造业31个工业部门按产值计算排列的名次;(2)西德整个机械制造业31个工业部门的从业人员数;(3)西德整个机械制造业以及农业拖拉机和农机工业1974~1976年的企业数、从业人员、产量(以千吨计

算)、产值、每个从业人员每年产量(以吨计算)、出口值和进口值;(4)1975和1976年西德各马力等级拖拉机、手扶拖拉机和机动农具、附件、零件以及各类农机和附件、零件的产量(以千吨计)和产值;(5)1960~1976年西德农业拖拉机和农机的产值、国内需要量、国内销售值、出口值和进口值的变化情况。

[冯镜明]

A2 0252 苏联拖拉机制造工业六十年的发展情况——(Крейслер А. А. 等), «Тракторы и сельхозмашины», 1977, №10, 7—11 (俄文)

本文内容分为两部分:1)、十月革命以后苏联拖拉机制造工业的发展过程;2)、苏联最近几年在拖拉机制造工业方面正在进行的研究工作以及今后的发展方向,其内容主要包括:使现有拖拉机现代化和研制一些新型拖拉机;提高拖拉机的生产率;发展工业用拖拉机的生产;在降低材料消耗的同时提高拖拉机的可靠性及其寿命;提高单机功率;完善设计工作,以改善劳动条件,提高驾驶的舒适性和自动化程度,同时要降低油耗;提高拖拉机的技术水平—通用化和标准化等。图1,照片6。

[张恩摘 唐才林校]

A2 0253 苏联拖拉机生产的发展——(Святченков А.), «Сельский механизатор», 1977, №10, 34—35 (俄文)

十月革命前的沙皇俄国只有1500台进口拖拉机。1918年布尔什维克厂开始仿制美国«Холт»拖拉机,1923年哈尔科夫蒸汽机车厂开始生产«Коммнар»履带拖拉机,1924年列宁格勒普洛洛夫开始大批生产功率为20马力的«Фордзон-путиловец»轮式拖拉机。1928年兴建斯大林格勒拖拉机厂,1931年建了哈尔科夫拖拉机厂,1933年又建了切里亚宾斯克拖拉机厂,在第一个五年计划终了时苏联农业已拥有14.8万台拖拉机。卫国战争开始时,苏联年产拖拉机占世界的40%。战争中苏联拖拉机工业遭受了严重的破坏,1943年开始恢复斯大林格勒和哈尔科夫等拖拉机厂的生产,同时新建了利别茨克和弗拉基米尔拖拉机厂。功率为75马力的万能中耕轮式拖拉机MT3-80/82可用于各种农业工作,驱动固定机器、运输和道路建筑。MT3-80/82已配套了230种农具。在1976~1980年发展国民经济计划的主要指标规定:1980年拖拉机产量达58~60万台(总功率5500万马力)。苏联的拖拉机和农业机械工业掌握了248种新拖拉机和农业机械

器的生产技术。包括T-330、T-500、T-1305、MT3-80X。计划设计中耕拖拉机的功率为150马力，耕地的为200~250马力。〔徐伟彪〕

A2 0254 提高拖拉机可靠性的工作组织和计划——(Стопалов С. Г.), «Тракторы и сельскохозяйственные машины», 1977, №11, 21—23 (俄文)

A2 0255 英国流体动力技术发展趋向——(Vigo R.), «Hydraulics and Pneumatics», 1977, 30, №10, 126—129 (英文)

A2 0256 越野车辆电气系统的发展趋向——«Automotive Engineering», 1977, 85, №9, 54—59 (英文)

本文介绍了在农业、建筑和工业用车辆上电气系统主要改进的方面是：无炭刷发电机，不用保养的蓄电池和可靠低成本的电气监视系统。附有关无炭刷的电机图4幅。〔王瑞〕

A2 0257 高度舒适的拖拉机——«Landmaschinen-Rundschau», 1977, №5, 123—124, 126 (德文)

驾驶室安全、可见度好，由于装有橡胶制的减振垫 (Silentblöcken) 减少了驾驶室的振动和来自发动机和传动的噪音。方向盘的倾斜度可以调节，驾驶座可以按驾驶员的身高和体重进行调节。文章对 David Brown、John Deere、Eicher、Ford 和 International 等机型的舒适性作了扼要介绍。〔刘杰〕

A2 0258 Allis-chalmers 等公司新产品——(Fogarty B.), «Implement and Tractor», 1977, 92, №20, 100—101, №21, 26—29, 41 (英文)

述及美国农机市场竞争加剧的情况。介绍 Allis-chalmers 等公司的新产品，包括 Sperry New Holland 饲料机械、Allis-chalmers、White Farm Equipment、Deere 的拖拉机和 International Harvester 的新型轴流康拜因等。Allis-chalmers 进口日本 Toyosha 21 及 26 马力的拖拉机改成本公司 5020 和 5030 型号；Deere 从日本 Yanmar 订货二种拖拉机，改为 Deere 850 型 (22 输出马力) 和 Deere 950 型 (27 输出马力)，估计 1978 年美市场全年可销 20~30 万台拖拉机二万台。照片 15。〔王雅文〕

A2 0259 评价拖拉机和农机制造部门生产技术水平的方法——(Сидельников М.С.), «Тракторы и сельскохозяйственные машины», 1977, №8, 1—3 (俄文)

A2 0260 拖拉机按标准台的计算方法——(Треп-пененков И. И. 等), «Тракторы и сельскохозяйственные машины», 1977, №7, 2—3 (俄文)

本文指出，按台来算拖拉机数量是不合适的。一

台小型拖拉机与一台大型拖拉机不论在制造成本、原材料消耗，还是它的生产率等诸方面都悬殊很大。苏联曾用 15 马力的牵引功率作为计算单位。近年来，苏联中央统计局还按发动机的马力数来计算拖拉机的产量和保有量。最近几年来 (1971 年以来)，苏联颁发了新的计数方法，就是以生产率的平均值作基础，并把拖拉机分成农用拖拉机，工业拖拉机，林业拖拉机，土壤改良拖拉机和集材拖拉机等来计算。例如农业拖拉机的计数是这样的：在下述标准条件下测定拖拉机的生产率：土壤比阻 0.5 公斤力/厘米²，耕深 20~22 厘米 (平均 21 厘米)，谷物茬地上，地形平坦 (坡度角小于 1°)，田地形状规则 (成直角)，单程长度 800 米。拖拉机耕作的生产率 (公顷/小时)，按下式计算：

$$Wэ = 0.1 Bp \text{ up } \tau,$$

式中：Bp—机组工作幅宽 (米)，up—拖拉机工作速度 (公里/小时)，τ—一个工作班次时间利用系数。利用上述公式即可计算出每种拖拉机的生产率。苏联取 DT-75 拖拉机的生产率为一个计数单位。其它各类拖拉机也都制定了它们的标准测定条件和计算方法。参考文献 3。〔王伯良摘 唐才林校〕

A2 0261 1967 年和 1976 年西德各种类型 (纯农业农场、以农为主兼搞副业和以副业为主兼搞农业) 和规模 (以公顷计) 的农场数量、耕地面积、收入和各项支出表——«Agrartechnik International», 1977, 56, №8, 19 (德文)

A2 0262 苏联农业的拖拉机化——(Поляк А. Я.), «Механиз. и электрифик. соц. с. х.», 1977, №11, 5—12 (俄文)

综述了“拖拉机化的主要发展阶段”、“国产拖拉机结构的发展”和“拖拉机化的远景”三个问题。

〔顾品翰〕

A2 0263 苏联在第十个五年计划期间提高拖拉机效率、标准化和质量的途径——(Блоштейн Е. А. 等), «Тракторы и сельскохозяйственные машины», 1977, №9, 31—32 (俄文)

A2 0264 土壤—车辆系统国际协会颁布的三种标准：I、土壤—车辆专业词汇；II、与土壤—车辆测试有关的土壤测试设备；III、土壤—车辆专业用的缩写词与符号——«J. of Terramechanics», 1977, 14, №3, 153—182 (英文)

A2 0265 在意大利 Bologna 举行的农机展览会——«AMJ», 1977, №12, 52—53, 55 (英文)

在展览会上展出了意大利 Fiat 工厂的产品有 680 二轮驱动和四轮驱动的新一代拖拉机。这一种拖拉机有 50 千瓦的四缸柴油机，12 个前进档和 3 个倒档；还

有450/8 二轮和四轮驱动的拖拉机, Carraro 844新型拖拉机装有62千瓦 Perkins 四缸柴油机。还有一种西德设计的特殊结构的 Bi 型拖拉机, 它的宽度可以调正, 加宽时, 两边可以沿纵向分开, 适用于行间作业。它有二轮和四轮驱动变型, 装用了Slanzi 33.5千瓦风冷柴油机, 全液压传动, 司机可以有三个不同的位置。此外, 还有Same、Beitolini和 Massey-Ferguson 等公司生产的拖拉机。 [宋 憬]

A2 0266 在英国Smithfield举行的农机展览会——*«AMJ»*, 1977, №12, 68—69, 71, 73, 75, 77 (英文)

在展览会上展出了County FC1174型84千瓦拖拉机, 这种拖拉机轴距较长, 前轮负荷4吨, 后轮负荷1吨, 地隙482毫米。Fiat展出了680二轮和四轮驱动的新一代拖拉机, 装有51千瓦四缸柴油机, 最高速度2500转/分。Fiat还第一次展出了1000Super 和1300 Super二轮和四轮驱动拖拉机。I. H.展出了98千瓦1246型拖拉机, 这些拖拉机在法国和西德出售, 它采用了增压六缸DT358型直接喷射的柴油机, 有12个前进档和5个倒档; 采用液压动力转向和液压制动器。

[宋 憬]

A2 0267 经互会在捷克“布尔诺”的展览[会]——*«AMJ»*, 1977, №10, 28—32; №12, 50—51 (英文)

在这个展览会上展出了Zetor 工厂出产的各种拖拉机, 包括5911、5945、6911、6945、12011、12045型号等, 功率56~120马力, 有二轮驱动和四轮驱动, 最大的Z16045型功率为110千瓦(150马力)。

在这个展览会上, 罗马尼亚展出了Universal800和四轮驱动的800DT拖拉机。苏联展出的拖拉机有25马力的Kolovy T-25A1轮式拖拉机、大型履带式拖拉机以及300马力的K-701型扭腰式四轮驱动拖拉机。

[宋 憬]

A2 0268 1977年日本各液压企业的新产品简介——*«油空压化设计»*, 1977, 15, №9, 1—71 (日文)

1977年9月2日至5日, 日本东京举行了一次“油压、空气压样本展览会”, 有102家企业参加了该展览会。本刊汇集各主要企业所展出的新产品, 并简单介绍其性能和结构特点。图64幅。 [周一鸣]

A2 0269 1973~1977年1至4月拖拉机销售量——*«Landmaschinen-Rundschau»*, 1977, №3, 60 (德文)

A2 0270 1976/72 1月至12月农用拖拉机的销售量——*«Landmaschinen-Rundschau»*, 1977, №2, 32 (德文)

A2 0271 1973~1977年1至8月农用拖拉机的销售量(按马力划分)——*«Landmaschinen-Rundschau»*, 1977, №5, 116 (德文)

A2 0272 1977/1973 一月至六月农用拖拉机的销售量——*«Landmaschinen-Rundschau»*, 1977, №4, 88 (德文)

A2 0273 1977年上半年农用拖拉机的销售量(按功率划分)——*«Landmaschinen-Rundschau»*, 1977, №4, 90 (德文)

A2 0274 大马力拖拉机销售量日益增多——*«Landmaschinen Rundschau»*, 1977, №1, 5 (德文)
介绍西德近几年来销售的拖拉机马力增大的趋势。以1976/77为例列表说明如下: 功率等级: 12马力以下—6种; 12马力以上至17马力—7种; 17马力以上至24马力—8种; 24马力以上至34马力—32种; 34马力以上至40马力—24种; 40马力以上至50马力—55种; 50马力以上至60马力—48种; 60马力以上至80马力—76种; 80马力以上至100马力—37种; 100马力以上—38种。

[刘 杰 徐利生]

A2 0275 西德拖拉机保有量、销售量和销售值——(Lehmann W.), *«Agrartechnik International»*, 1977, 56, №10, 13—14 (德文)

根据西德联邦运输局发表的统计, 1975年7月1日至1976年7月1日西德农业拖拉机保有量增加了20169台, 即增加1.3%, 达到1535427台。与前几年一样, 34马力以下的保有量不断减少, 尽管25~34马力的在总保有量中比例仍是最大的。总保有量中, 101~120马力等级的增加最多, 并有继续增加的趋势。61~100马力的增加22.9%, 大于121马力的增加了22.6%。

全部拖拉机保有量中, 68.9%的最高行驶速度为20公里/小时, 比1975年减少3.4%。但最高行驶速度大于20~25公里/小时的却增加了25.7%。

全部拖拉机保有量中11.1% (即168642台) 的役令长于20年。平均役令为11.59年 (1975年) 和12.04年 (1976年)。57.6%的拖拉机役令长于10.5年。

1977年上半年拖拉机销售量为64287台, 而1976年上半年为63226台。表7。 [冯镜明]

A2 0276 1973/74~1976/77农业统计年份 (7月1日至次年6月30日) 和1977年上半年西德农业拖拉机和农业机械的国内销售值、出口值和进口值——*«Agrartechnik International»*, 1977, 56, №10, 151 (德文)

A2 0277 拖拉机的性能与价格——*«Motorisation agricole»*, 1977, №328, 31—32, 35, 37—48 (法文)

在这一专栏报导中收集了各公司的轮式拖拉机(二轮驱动和四轮驱动)、履带拖拉机、拖拉机驾驶室、拖拉机附加设备以及带特殊轮子的拖拉机的主要性能和出厂价格。拖拉机主要性能包括:型号、马力、重量、发动机缸数、冷却方式、档数、提升效率、转向及变速箱形式,等等。

[闻雁圣]

拖拉机制造

理论研究

A2 0278 对土壤切割面的有限单元分析——(Yong R. N.等),《J. of Terramechanics》, 1977, 14, №3, 103—125 (英文)

A2 0279 牵引能力是土壤湿度的函数——(Michael L. V.等),《Transactions of the ASAE》, 1977, 20, №5, 806—809 (英文)

农业作业是否能及时进行是与土壤能否给牵引机械的轮子提供好的附着,产生足够的牵引力,以克服耕作机具的阻力有关系的,即与土壤条件是否允许进行牵引作业有关系的。本文阐述了土壤湿度与牵引力关系的试验研究。

用一个电动铰车拖动一个可装置不同数量犁体的底盘,在单一土壤上以不同速度进行试验。通过对试验地喷水来改变土壤的湿度,并用惠斯登电桥应变仪来测量牵引阻力。

文中提出了五个假设,并根据试验数据,运用前人所提出的轮子牵引力、牵引效率及牵引阻力的五个公式,经过计算绘制了“犁的比阻力与土壤湿度”、“圆锥指数与土壤湿度”、最佳后轴重量与土壤湿度和轮子打滑,“不同速度下牵引力和阻力与土壤湿度”、“牵引效率和土壤湿度与轮子打滑”、“轴功率与土壤湿度”等关系曲线图表。

结论是:假如采用不同犁体,在给定打滑率(5~50%)、土壤湿度和作业速度下,当阻力小于或等于牵引力时,这个系统是可以进行牵引作业的。不同速度下的牵引力和阻力与土壤湿度关系的曲线表明,土壤湿度为33%是牵引能力的绝对极限,此时牵引力为零,单位面积的能量消耗变成一垂直的渐近线。在各种作业速度下,最小能量消耗的土壤湿度是接近30%。图7,参考文献4。

[刘书智摘 陈让全校]

A2 0280 静液压牵引的加速度能力及制动能力——(Nikolaus H.),《Ölhydraulik und Pneumatik》, 1977, №7, 499—501 (德文)

本文叙述了初级及次级均可调变化的静液压传动对获得规定的减速度及加速度特性所具有的优越性,

并说明了静液压牵引的车辆在加速度及制动时,初级转矩与次级转矩间的关系。同时指出产生规定的加速度及制动过程的信号影响问题。文中从数学式分析了具有固定吸入容积($V_2 = \text{常数}$)的液压马达的输出加速度 $\frac{dn_2}{dt}$ 与液压泵流量对时间变化 $\frac{dQ_1}{dt}$ 的关系。展开得知,牵引加速度由二个部分构成:泵输送容积的变化速度 $\frac{dv_1}{dt}$ 及输入转数的时间变化 $\frac{dn_1}{dt}$ 。如考虑到液

且马达的调节,则还需计入马达调节速度 $\frac{d(\frac{1}{V_2})}{dt}$ 。

液压马达的最大输出转矩与系统中最大压力差 $\Delta P_{\max}$ 及液压马达的最大吸入容积 $V_{2\max}$ 有关,数学式为: $M_{2\max} = \frac{\Delta P_{\max} \cdot V_{2\max}}{2\pi}$ 。因此,有程序

的车辆加速度是通过液压泵及液压马达的调节速度来达到的。静液压牵引传动的制动能力是受传动马达限制的,从转动效率得输入与输出转矩之间的关系:

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{V_2}{V_1}, \text{该式说明若输入装置的制动转矩不超过}$$

最大可能转矩时,通过初级泵流量 V_1 及次级马达吸入容积 V_2 的调节,可以获得任意的输出制动转矩。通过合适的连接,初级及次级调节用的大多数压力调节信号能适应于制动过程。所以,能通过压力信号控制制动功率及制动转矩。该信号与输入转数 n_1 、输出转数 n_2 、输出转数的时间变化 $\frac{dn_2}{dt}$ 及某些已知大小有

关。最后本文介绍了一种直接作用的调节缸,其调节活塞依靠弹簧定中心而处于中间位置。此种调节机构对于泵与马达的调节能很好地满足牵引传动的要求。它提供了附加信号转换的可能性,即靠增设带第二控制压力信号的无负载活塞侧,使主信号的作用减少、取消、有时甚至超越之。图1,参考文献8。

[饶余基]

A2 0281 机器的操纵方便性及其客观评价——(Клейн Ю. К.等),《Механиз. и электрифнк. соц. с. х.》, 1977, №10, 42—44 (俄文)

提出了用能量消耗值来作为机器拖拉机机组操纵方便性的评价指标的建议。这个能量消耗值是指在最佳操纵过程的条件下,对机组所有的(或主要的)操纵系统中的各个操纵机构,在某一段时间或某一段操纵行程中进行“一次操纵”(例如踩一次离合器踏板、转动一次方向盘、扳动一次转向操纵杆等等)所需要的平均功率的总和。所谓最佳操纵过程,是要根据具体的机组的结构特点和其所要完成的作业特点来具体确定的。图表2,参考文献3。

[顾品铸]

A2 0282 从工程观点看«人机»问题——(Улицкий Е. Я.), «Механиз. и электрифик. соц. с. х.», 1977, №10, 38—42 (俄文)

阐述了科学技术的进步使农业采用机器的比重不断增长,且单机功率和作业速度不断提高,因此在操作者身上作用着的各种动力也随之加剧,其结果是使操作者在生产环境中工作的条件变坏,同时技术的完善也使操作者的职能大大复杂化。指出了目前技术进步的速度,与对操作者的各种保护手段的发展速度之间的差距。提出应将操作者和机器作为一个«人机»系统整体来加以研究。影响«人机»系统最好地完成职能的因素有动力的和社会的两大类。从工程观点来看,在移动式机组上对«人机»系统的最佳状态有影响的首先是噪音、振动(包括低频偶然振动)、空气污染、小气候变坏等因素。分析了这些因素产生的根源,指出了目前尚存在的问题以及今后的研究方向。图1,表2,图表4,参考文献14。 [顾品琦]

A2 0283 防振基本参数对拖拉机驾驶室防振系统频率特性的影响——(Коваленко В. К.), «Тракторы и сельхозмашины», 1977, №11, 12—14 (俄文)

文章指出,目前使驾驶员免受声振的唯一好办法是在驾驶室底部安装减振装置,以减小声波振动。而减小声波振动的主要办法之一是调节驾驶室本身的频率。文中着重对影响驾驶室本身频率的各因素作了计算及研究,指出决定驾驶室本身频率的内部因素有:驾驶室的质量,减振装置沿着相应坐标轴的线性刚度,驾驶室的惯性矩和减振装置支撑点的坐标等。图1,参考文献2。 [张恩摘 唐才林校]

A2 0284 以T-150和T-150K拖拉机为例对驾驶室负荷性能的研究——(Боровик А. П.等), «Тракторы и сельхозмашины», 1977, №7, 8—10 (俄文)

A2 0285 与抗侵蚀机具配套工作时T-150拖拉机挂钩上外载荷的动力学——(Косяк А. Я.), «Тракторы и сельхозмашины», 1977, №9, 22—24 (俄文)

A2 0286 轮式拖拉机的垂直振动对它的牵引动力性指标降低的影响——(Кожуханцев А. Н.), «Тракторы и сельхозмашины», 1977, №7, 10—12 (俄文)

本文总结了轮式拖拉机牵引动力性研究的丰富资料,并利用T-150K拖拉机作了一些实验,试验研究的结果表明:由于拖拉机行驶在高低不平的地面上,不仅由此引起的挂钩牵引力波动会造成牵引动力性指标降低,而且拖拉机自身的垂直振动也会造成牵引功

率下降。但是,迄今为止,人们还没有考虑到这种影响。因此,今后在研究拖拉机的牵引动力性时,有必要注意到这一点。图2,表3,参考文献3。

[王伯良摘 唐才林校]

A2 0287 工业履带拖拉机的弹簧悬架和结构参数对其行驶性能和牵引附着性能的影响——(Кавьяров И. С.等), «Тракторы и сельхозмашины», 1977, №8, 14—16 (俄文)

A2 0288 履带型车辆在坡地的转向性能——(北野昌则等), «农业机械学会志», 1977, 38, №4, 523—528 (日文)

本文从理论上分析了履带型车辆在坡地上的转向运动。首先提出履带型车辆在坡地上运动的数学模式,并用电子计算机进行数值计算,求出履带型车辆的转向状态、履带的滑移、接地载荷及所需的牵引力等,以明确表示履带型车辆在坡地上的转向性能。文中对0°、10°、20°三种倾斜角分别进行数值计算。转向从横坡方向开始,采取内侧履带减速,外侧履带增速的方法,这种方法接近实际转向,而且容易应用数学方法计算。根据计算结果,分析了在不同坡度角和车辆处于不同位置时,车辆的回转轨迹和回转半径,接地载荷和履带的滑移以及转向时的驱动力等。

通过数值计算和分析,得出如下结论:随着坡度角的增大而转向困难,严重时车辆原地自转,不能操向。上坡转向时,车速降低而转向曲率半径变小;下坡转向时,车辆容易移动而转向曲率半径变大。在坡度角为20°左右时,上坡或下坡的最大接地载荷大约是平均接地载荷的150%。在上坡转向时,坡度角增大,内侧履带制动力减小,而在陡坡时,即使内侧履带也发出驱动力,仍发生向后滑移;相反,在下坡转向时,即使外侧履带发出制动力,仍会发生向前滑移。车辆纵轴位于陡坡斜面时,由于土壤附着力达到极限,上坡和下坡时两履带的摩擦力大致相等,不能操向。图11,表1。

[程代鸿摘 张松明校]

A2 0289 轮式拖拉机圆圈转向的动力特性——(Куликов В. Н.), «Механиз. и электрифик. соц. с. х.», 1977, №8, 46—47 (俄文)

阐述了轮式拖拉机的设计转向半径(即从拖拉机的纵向对称平面到瞬时转向轴线间的距离)和导向轮的最大偏转角不能充分表征带农具作业时的拖拉机机组的转向特征,因为在实际使用条件下,转向时前后轮都会有侧滑,故实际转向半径要较设计转向半径大。提出了一些动力参数,用以评价拖拉机的转向性。对拖拉机MTЗ-52带各种悬挂式和牵引式农具,在多种土壤条件下以各种不同的排档进行了转向试

验, 得出了该拖拉机作圆圈转向时的一组动力特性曲线。利用该组曲线, 可以确定在某些具体条件下机组在地头转向时的所需转向时间、应留的地头宽度和所能采用的转向方式(圆圈转向、梨形转向或用倒退来协助转向等等)。给出了试验装置的原理图。图3, 参考文献4。

[顾品筠]

A2 0290 土壤坚实程度对履带工业拖拉机传动系使用载荷的影响——(Улиров П. П.), «Тракторы и сельхозмашины», 1977, №7, 16—17 (俄文)

A2 0291 存在切向振动时拖拉机离合器摩擦付接触过程中相互作用的模拟——(Колесников Ю. В. 等), «Тракторы и сельхозмашины», 1977, №9, 12—14 (俄文)

文章研究了供拖拉机离合器用的21—40灰铸铁-KФ-2石棉材料摩擦付在具有切向振动时接触过程中的相互作用。文章认为振动频率对接触变形的增长没有影响, 提出在切向振动的振幅和循环次数增长时, 摩擦系数也应增长, 并给出了各种关系式。图5, 参考文献8。

[张文春]

A2 0292 在摩擦离合器各种结合方案下对拖拉机机组加速过程的研究——(Коленко М. Н.), «Тракторы и сельхозмашины», 1977, №8, 18—19 (俄文)

本文以T-150K拖拉机为例, 建立了离合器各种结合方案的数学模型, 并进行了一些试验, 其目的是找出摩擦离合器结合的最佳方案。研究表明, 用变速箱第一、第二档两个液力压紧离合器进行加速的方法, 是最有前途的。其中第二档离合器可按液压系统规定的压力自动分离。这样既能提高传动系的可靠性又能简化结构。图4, 参考文献2。

[郭富洲摘 唐才林校]

A2 0293 离合器缓冲弹簧的张紧程度和支承点对拖拉机传动系扭转振动影响的研究——(Геккер Ф. Р. 等), «Тракторы и сельхозмашины», 1977, №7, 13—16 (俄文)

A2 0294 充气轮胎的不稳定滚动——(Видерман В. Л. 等), «Известия ВУЗов, Машиностроение», 1977, №12, 85—90 (俄文)

论述了Келдыш М. В. 最先提出的充气轮胎不稳定侧向偏离时的滚动理论及线性方程式。指出Келдыш方程在轮胎偏离角较小及频率不大时是可用的。其后又提出过许多不稳定侧向偏离的物理模型, 其中最简单的是假设轮胎为固定在刚性轮圈上的线性弹性层, 即“刷子”模型。本文提出的模型是Келдыш模型与“刷子”模型的综合, 即假设线性弹性层固定在

可变形的胎体上。轮胎中线在接地面内的侧向弯曲可看成抛物线形, 表征该抛物线的系数与侧向力及回位力矩呈线性关系。胎体中线的侧向偏离由下式表示。

$Z(x, s) = k_1 F(s) + k_2 XM(s) - k_3 X^2 F(s)$ 。式中X为胎体中线在未扰动时沿行驶方向上至接地面中心(原点)的距离, S为行驶距离(=vt), F(s)和M(s)为侧向力及回位力矩, k_1, k_2 为胎体的侧向及偏转柔度, $2k_3$ 为在单位侧向力作用下胎体中线的曲率。作用在轮子接地面上侧向力的强度可由下式表示。 $q(x, s) = k_4 [n_1 F(s-s_1) + n_2 M(s-s_1) - (k_1 - k_3 x^2) F(s) + k_2 XM(s) + Y(x_0, s-s_1) - Y(x, s)]$ 。 k_4 为胎面层的侧向刚度, $n_1 = k_1 - k_3 x_0^2$, x_0 为接地长度之半, $s_1 = x_0 - x$, $n_2 = k_2 x_0$, Y(x, s)为轮纲中线座标。设车轮无滑移地滚动, 则 $Y(x, s) = (a_0 + \varphi_0 x) \sin \bar{\Omega} s$ 。 a_0 为侧向振动的振幅, φ_0 为角振动的振幅, $\bar{\Omega}$ 为路频(=Ω/v), Ω为角振动的频率。可得 $F(s) = F_1 \sin \bar{\Omega} t + F_2 \cos \bar{\Omega} s$, $M(s) = M_1 \sin \bar{\Omega} s + M_2 \cos \bar{\Omega} s$ 。最后可以得出解 F_1, F_2, M_1, M_2 的方程组。于是可

解得侧向力及回位力矩的振幅, $F_0 = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}$,

$M_0 = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}$ 及力与力矩之间的相位差 $\varphi_l =$

$\arctg\left(\frac{F_2}{F_1}\right)$, $\varphi_m = \arctg\left(\frac{M_2}{M_1}\right)$ 。文中介绍了

260—508P型径向钢丝帘线轮胎在充气压力为0.6毫皮兹和径向载荷为18.6千牛顿时研究的结果。该模型所用参数按理论求出其值为: $k_1 = 0.212 \times 10^{-5}$ 米·牛顿⁻¹, $k_2 = 0.227 \times 10^{-4}$ 米⁻¹·牛顿⁻¹, $k_3 = 0.115 \times 10^{-4}$ 米⁻¹·牛顿⁻¹, $k_4 = 7.69 \times 10^6$ 牛顿·米⁻², $x_0 = 115$ 米。文中有图绘出了该模型的回位力矩及侧向力的振幅及相位差, 并分别与Келдыш模型及“刷子”模型的相应值作了对比。在小的路频时, 该模型的结果与Келдыш模型相符, 只有在频率十分低时该模型才与“刷子”模型的频率关系相符。侧向振动计算的结果也得出相似的结论。图3, 参考文献6。

[许兆林摘 王文隆校]

A2 0295 改善履带行走机构的牵引附着性能——(Скотников В. А. 等), «Механиз. и электрифик. соц. с. х.», 1977, №12, 29—31 (俄文)

指出了行走机构与土壤间的摩擦系数和附着系数不仅跟正压力有关, 而且还跟实际接触面积、接触时间、拖拉机的行驶速度、接触表面的形状以及土壤的种类等因素有关, 在水饱和的土壤中, 当行走机构与土壤相互作用时水被挤出时的性质(是紊流还是层流)也有一定作用。但是所有这些因素中起决定性影响的是正压力。为了评价履带的牵引附着性能与正压力和

滑转率之间的关系,对ТМЛ-110拖拉机在泥炭沼泽地上进行了试验。试验表明,在垂直载荷不改变的情况下增大接地面积(亦即降低接地比压),促使了切线牵引力的提高。对该拖拉机来说,当每条履带的接地比压小于27千巴时牵引力的增长最显著。至于牵引力增加的合宜界限以及为了改善牵引性能而关系到行走机构支承而应有的结构形状,则要取决于土壤的种类和状态以及行走机构的类型。这些都要通过实验来确定。图2。参考文献11。〔顾品铨〕

A2 0296 变几何形状金属弹性轮式行走机构牵引附着性能的近似评价——(Ларин В. В.), «Известия ВУЗов, Машиностроение», 1977, №11, 122—126 (俄文)

文中叙述了由于空间技术的发展,需要研究与充气轮胎不同的轮式行走机构。最感兴趣的是设计几何形状及使用性能可随不同土壤进行变化的行走机构,从而可在广泛的土壤范围内得到最佳的牵引性能及经济性能。文中介绍了一种几何形状可变的金属弹性轮式行走机构。它的两个辐板间距可变(一个固定,一个可移动),以便固结其上的由金属网编的胎面形状改变,从而使轮子的宽度及直径也随之改变。对它在砂土及砂壤土上的牵引附着性能作了近似计算。当其外径变化时接地长度的变化为3倍,同时宽度和接地面积的变化为7.5倍,而橡胶轮胎变更气压所能得到的接地面积最大变化为2.8倍。绘出了砂土及砂壤土上,不同滑转率(δ)时外径D与牵引附着系数 φ_t 的关系曲线图。在砂土上,当 $0 < \delta < 0.2$ 时,D在相当大的范围内变化时, φ_t 几乎不变,D的最佳值在210至280毫米之间。而在砂壤土上,D的相应变化范围较小。 δ 大于0.2时,在砂土上, φ_t 最佳值随D变化很少。而在砂壤土上 φ_t 最佳值所对应的D将随 δ 增大而减小。这个计算只考虑了压缩土壤所引起的滚动阻力,而忽略了推土效应、滑转等。图3。

〔徐兆林摘 王文隆校〕

A2 0297 轮式行走机构与雪的相互作用——(Томкунас Ю. И.), «Механиз. и электрифик. соц. с. х.», 1977, №12, 28—29 (俄文)

介绍了МТЗ-52拖拉机在雪地上的研究结果。指出,轮胎与雪的接地比压跟雪的机械物理性质、轮胎的几何特性、拖拉机的行驶速度有关。给出了该拖拉机在雪盖荒地上装上不同型号的轮胎工作时的合宜的胎内气压值。图2,表2,参考文献1。

〔顾品铨摘〕

A2 0298 车轮在刚性支承表面上以初始工况滚动时的动力学——(Иванов В. В.), «Тракторы и сельскохозяйственные машины», 1977, №12, 10—13 (俄

文)

本文对车轮在刚性支承表面上初始工况下的动力学作了初步分析。指出弹性轮胎在开始工况下滚动时,因扭矩作用,引起了车轮的切向变形。同时,在初始工况下,通过对接地面上应力分布的计算表明车轮与道路的接触长度可分成二个区域,即附着区和滑移区。车轮初始滚动过程中的滑移区曾被正确地称为脱开区,由附着区过渡到脱开区的点称为临界点,此点的位置决定于车轮载荷,摩擦系数和其它因素。文章还论述了弹性轮胎还要产生冲动性的磨损,它是由于车轮在初始工况下的滚动过程中其与地接触的滑着跑过部分的必然固有冲动特性所引起的。试验证明,具有大抓地齿的拖拉机轮胎,在不高的速度下行进,其磨损程度要比汽车轮胎大很多。文章指出,弹性轮胎的冲动性磨损可用来解释具有抓地齿的轮胎磨损的试验规律。文章建立了车轮在硬路面上滚动的理论,它可以分析影响轮胎磨损的所有因素。这些因素可分成二类:a)、只确定弹性轮胎在滚动中磨损量大小的因素;b)、在确定轮胎磨损量大小的同时又可确定其不均匀性的因素。这种冲动性磨损不但在车轮初始滚动工况中能见到,而且在其它不同工况中也能见到。它决定着拖拉机轮胎的结构与参数等,并且是胎面磨损不均匀性的一个主要原因。最后文章指出,所得初始工况下弹性车轮滚动规律可用来进行摩擦功的估算,它确定着充气轮胎的磨损,和评定影响这些功的一系列因素。图5,参考文献8。

〔唐才林摘 王文隆校〕

A2 0299 拖拉机驱动轮的滑转下陷——(伊藤信孝), «农业机械学会志», 1977, 39, №1, 5—9 (日文)

本文叙述了关于拖拉机驱动轮的滑转下陷问题。列出了三个下陷量的概念,即静下陷量,动下陷量和滑转下陷量。车轮下陷是行走阻力大的原因之一,因此,在驱动轮行走时,这些下陷量的总和,即总下陷量就影响了车轮的行进。本文介绍了在沙土土槽中对用1马力的电机驱动的耕耘机用的4—10型车轮进行试验的内容和方法。文中提出了车轮的力学平衡模型,并介绍了由于车轮下陷而引起的扭矩损失的计算方法。根据实验结果和计算公式,计算了扭矩传递效率、扭矩损失、单位下陷量的扭矩损失、滑转下陷的扭矩损失和单位滑转率的扭矩损失等,得出以下结论:1)、车轮每下陷1毫米,扭矩损失约为0.7%。2)、滑转率为1%的滑转下陷扭矩损失约为0.3%。3)、车轮的滑转下陷扭矩损失约为静下陷扭矩损失的1/2弱。图2,表4。

〔高安林摘 张松明校〕

A2 0300 大功率拖拉机驱动轮的功率转换—(Heinrich Steinkampf), 《Grundlagen der Landtechnik》, 1977, 27, №5, 168—172 (德文)

文章引用不同著作者关于拖拉机功率提高后如何改进其牵引附着性能的一些看法。其中包括土壤的种类、轮胎的形式和尺寸、轮廓的形状、驱动轮的附着重量等对拖拉机性能的影响, 以及根据模型定律提出关于拖拉机的功率、轮胎尺寸和重量间的关系。讨论了耕地时大型驱动轮沿犁沟和不沿犁沟、前后轮同轴行驶以及在松软的地面上高速行驶对牵引性能的影响。文章还探讨了采用子午线轮胎、全轮驱动时采用自动差速器锁以及双后轮、网格轮对牵引性能和土壤压实的影响。

[余 群]

A2 0301 拖拉机驱动轮胎的牵引性能—I: 花纹高度的影响—(Gee-Clough D. 等), 《J. of Agricultural Engineering Research》, 1977, 22, №4, 373—384 (英文)

花纹高度变化为0~75毫米范围的5个13.6—38拖拉机驱动轮胎的牵引性能, 以三年为周期, 在广泛不同的田间条件下进行了测定。从正体牵引性能出发的试验研究表明: 在20%滑转率时, 光滑轮胎比其他轮胎牵引系数为低。当花纹高度增加超过20毫米时, 牵引系数下降。在80%滑转率时, 35、50和75毫米花纹高度的轮胎牵引系数是一样的。滚动阻力系数光滑轮胎比其他轮胎为低, 它随花纹高度增加而增加。在不佳的牵引条件下试验研究表明, 在20%滑转率时, 光滑轮胎比其他轮胎牵引系数为低, 但所有其他轮胎的牵引系数是一样的。光滑轮胎滚动阻力系数比其他轮胎为低, 且随花纹高度增加而增加。最大的牵引效率与花纹高度无关。从提高牵引性能的观点看, 当增加花纹高度超过20毫米时, 在英国的田间条件下进行广泛的试验研究表明, 没有什么效果。花纹高度超过20毫米在不佳的牵引条件下降低了牵引性能。花纹高度高于20毫米是需要的, 以保证合适的轮胎寿命, 但超过20毫米的增加量应使之尽可能小。图4, 表9。

[赵 铨]

A2 0302 拖拉机驱动轮胎的牵引性能—I: 子午线层和横线层胎体结构的比较—(Gee-Clough D. 等), 《J. of Agricultural Engineering Research》, 1977, 22, №4, 385—395 (英文)

两个13.6—38子午线层拖拉机驱动轮胎和一个同样尺寸的横线层轮胎的牵引性能, 以三年为周期, 在广泛不同的田间条件下进行了比较。在20%滑转率时, 两个子午线层轮胎气压为80仟巴比一个横线层轮胎气压为120仟巴其牵引系数为高。当轮胎气压增加到最大推荐值160仟巴时, 子午线轮胎A在20%滑转率

时比横线层轮胎和子午线轮胎B之中任一个其牵引系数为高。当轮胎气压从120增加到160仟巴时, 在20%滑转率时, 所有三个轮胎的牵引系数均下降。滚动阻力系数对每一种轮胎在每一个气压值上是相同的, 且随气压增加而增加。最大牵引效率对每一种轮胎在每一个气压值上是相同的, 且当气压值增加时而减少。本文所得的结论是在英国的田间条件下, 只要轮胎气压不太高, 在20%滑转率使用子午线层轮胎比之横线层轮胎牵引性能的得益可能平均增加5~8%, 且最大牵引效率没有变化。当气压高于最大允许值时, 这种牵引性能的得益就消失了。表10, 曲线图3。

[赵 铨]

A2 0303 拖拉机驱动轮胎的牵引性能—II, 在沟底中运行—(Gee Clough D. 等), 《J. of Agricultural Engineering Research》, 1977, 22, №4, 397—404 (英文)

当在356毫米(14吋)沟底中和同一土地的地表上运行时, 在以两个两年为周期的时间内, 在24种不同的田间条件下, 测量了13.6—38和16.9—34两种拖拉机驱动轮胎的牵引性能。正常的牵引条件, 当在沟底中运行时, 两种轮胎最大牵引效率可平均增加23%, 牵引系数增加13%(在20%滑转率时)。滚动阻力系数和最大牵引效率在沟底中和地表上是相同的, 两种轮胎没有差别。良好的牵引条件, 在沟底中运行两种轮胎最大牵引效率可平均增加23%, 但当20%滑转率时, 在沟底中和在地表上一样, 牵引系数是相同的, 两种轮胎没有差别。滚动阻力系数在沟底中对13.6—38轮胎比平均值高80%, 对16.9—34轮胎比平均值高140%。最大牵引效率在沟底中对13.6—38轮胎平均降低10%, 对16.9—34轮胎平均降低15%。表8。

[赵 铨]

A2 0304 拖拉机行走机构和农机工作部件对土壤肥力的影响—(Kuznecov N. G.), 《Agrartechnik》, 1977, 27, №10, 440—442 (德文)

随着大功率机组的使用, 增加了拖拉机行走机构和农机具对土壤的冲击载荷, 造成土壤垂直压实过度, 并在水平应力作用下破坏了土壤结构。这样, 土壤中空气和水的原有状态恶化, 增加了土壤风化倾向。文中根据对苏联国内各种土壤和地区所做的试验, 说明了拖拉机行走机构和农机具与土壤肥力之间的关系。作者认为, 为使耕作机具不破坏土壤肥力, 应该: (1) 建立合理的耕作制度, 以保证拖拉机行走机构和农机具工作部件不致于破坏土壤的工况(允许的土壤垂直变形和水平变形、最佳的土壤破碎); (2) 根据减少拖拉机行走机构和农机具工作部件对土壤的冲击作用的要求, 建立拖拉机行走驱动机构与

现有农机具连接机构的设计原则；(3)建立科学的耕作制度，取消不必要的机具作业项目；(4)创制具有新型行走机构或农机具拖挂系统的牵引机；(5)创制带有新型工作部件的农机具，以对土壤结构起保护作用；(6)制订作物栽培和整地新工艺。文中还叙述了为达到上述几点而涉及到的一些具体问题。参考文献12。

〔冯镜明 余群〕

A2 0305 不同轮胎对土壤的压实问题——《Bulletin d'Information du CNEEMA》，1977, №237, 65—70 (法文)

土壤依据轮胎的充气压力、它所承受的载荷及其结构而被压实的方式，很少为人所知。作者对比比利时《农业杂志》1977年第1期上就该题材发表的一篇论文加以评论，得出的结论是：要想在压力最大的地方了解附近地面由于轮胎通过而造成的对土壤的破坏，不能满足于对土壤平面内的平均压力的测量，应当考虑其它各种成分的分布。重新研究证明是必要的，但这种研究要求一种快而准确的压实测量方法。

〔闻雁圣〕

A2 0306 农业机器对土壤的压实现象——《Bulletin d'Information du CNEEMA》，1977, №237, 33—40 (法文)

本文介绍了(1)从土壤角度来看压实的危险；(2)土壤对压实的敏感性；(3)与土壤工作相关的压实问题；(4)农艺后果。文章的结论是：由于采用越来越重的拖拉机，因此就不可避免地会产生对土壤的压实。由于压实使土壤的农艺价值降低并减产。

〔闻雁圣〕

A2 0307 拖拉机轮胎对土壤压实的影响——(Mainul Hussain A. A.), 《AMA》，1977, 8, №3, 55—56 (英文)

本文简单论述土壤压实原因和压实力学问题。图1，参考文献3。

〔林伟〕

A2 0308 对基-克拉夫(D. Gee-Clough)的文章“从滑移和陷深方面修改贝克(M. G. Bekker)的滚动阻力理论”的评论——(Karafiath L. L. 等), 《J. of Terramechanics》，1977, 8, 14, №3, 183—188 (英文)

作者针对基-克拉夫的文章的一些分析、公式、曲线等内容进行深入讨论和分析指出，基-克拉夫所采用的土壤应力分析图与实验不符。认为，基-克拉夫推导的滑移率与陷深角关系公式不合理，对公式中滑移率仅与轮子陷深角(θ_c)一个因素有关表示非常诧异；作者引用基-克拉夫的参数制成予测曲线，指出它与规定斜率有很大偏差。作者认为，基-克拉夫

沿着错误的方向进行分析和推导，结果将是错上加错。

〔邵耀坚摘 杨京校〕

设计、计算

A2 0309 实心轮胎的热计算——(Мартынова Г. В.), 《Известия ВУЗов Машиностроение》，1977, №9, 92—96 (俄文)

A2 0310 运输车辆最佳弹簧悬架系统的计算——(Волошин Ю. Л. 等), 《Тракторы и сельскохозяйственные машины》，1977, №9, 7—10 (俄文)

本文根据具有非悬架质量后桥和带有悬架前桥的轮式运输车辆的复杂振动特性的特点，对悬架系统最佳参数的统计计算方法作了进一步的发展。对同时具有弹簧和减振器的给定悬架结构形式进行研究，这种悬架特性用于轮式拖拉机和汽车运输装置。文中提出了轮式车辆的动力计算模型，并在计算时采用下列主要假设：所观察的是轮式车辆的线性平面模型；车辆在恒速下($v = \text{const}$)运行时由道路产生的激震是稳定的随机过程，它以不平度为纵坐标是正态分布；路面是绝对刚性的。文章列出根据给定的道路不平度输入频谱来计算最佳悬架刚度C和最佳减振系数K值以及垂直震动的微分方程式并以T-150为例进行计算，最后认为悬架的绝对最佳参数在拖拉机结构上实际是不可能实现的(因计算的绝对最佳参数是 $C_{\text{最佳}} = 0$, $K_{\text{最佳}} = 72 \text{公斤} \cdot \text{力/厘米}$)。对于仅有一个桥进行悬架且其刚度很小的车辆，驾驶员座位以布置在机体被悬架处的附近较为合理。图4，参考文献6。

〔张文春摘 唐才林、王文隆校〕

A2 0311 拖拉机摩擦离合器总滑磨功的工程计算方法——(Барский И. Б.), 《Тракторы и сельскохозяйственные машины》，1977, №9, 16—17 (俄文)

文章把离合器的滑磨过程分为三个阶段，认为总滑磨功是机组起步加速过程中三个阶段上离合器滑磨功的总和，并给出了这三段时间滑磨功的计算式。文章把用各种方法计算得的滑磨功值和测得的实验值列表进行比较，认为本文所提方法的计算结果与实验结果最接近，其差值最小，在3~13%的范围内；而采用农业拖拉机设计中所给公式时，差值最大，因此按本文所提的方法来计算滑磨功可有更高的精确度，因而可缩短离合器新结构投产前使其达到完善的试验时间。图1，表1，参考文献8。

〔张文春摘 王文隆校〕

A2 0312 液力摩擦离合器的热计算——(Лабковский Б. А.), 《Известия ВУЗов Машиностроение》，1977, №9, 187—189 (俄文)

本文叙述在稳定工况下具有减振性能的可联锁的

液力摩擦离合器的构造。根据限制起步时发热温度这一条件确定了离合器所需要的热容量。

〔曹本惠〕

- A2 0313 用图线法对具有液力机械传动的履带式工业拖拉机进行牵引特性计算——(Гинзбург Ю. В.), «Тракторы и сельскохозяйственные машины», 1977, №9, 10—12 (俄文)

在这篇论文中探讨了液力机械传动拖拉机在所有地面条件范围内牵引特性的近似计算方法。这种计算方法可在设计拖拉机时足够简单的来找出最佳的传动比,以及在不知道液力变扭器参数、传动系的传动比和驱动轮半径的情况下来评价国内外液力机械传动拖拉机的牵引特性。文章认为牵引力和速度近似成直线关系。该直线与纵坐标 P 相交于 P_0 点, P_0 为“停车”时的牵引力(在液力变扭器具有最大变扭系数的时候);与横坐标 V 相交在 V_0 点, V_0 为液力变扭器变扭系数等于1时的速度。文章给出了求 P_0 、 V_0 的公式。指出该直线应穿过 Π 点,点 Π 的坐标决定于按附着性能求出的拖拉机最大牵引力和这一牵引力下的速度;指出了具体求解直线的方法。文章把用这种方法进行推导计算的结果与某些国外拖拉机的实际资料相比较,误差不超过10~15%。文章最后得出结论:液力机械传动工业拖拉机工作档的牵引特性可以写成直线方程式,和按给定的公式计算,这对实际应用是足够精确的。图2,表1,参考文献3。

〔张文春摘 唐才林、王文隆校〕

- A2 0314 拖拉机传动系减震器最佳参数的确定——(Чернявский И.Ш.等), «Тракторы и сельскохозяйственные машины», 1977, №9, 34—36 (俄文)
- A2 0315 细长动作缸的弯扭变形估算——«Hydraulics and Pneumatics», 1977, 30, №10, 212—216 (英文)

这是一篇文摘。选摘自美国汽车工程师学会文献№760641《细长动作缸的弯扭变形估算》。发表于1976年9月该学会的陆用车辆会议上。文中介绍一种称为SACREG的对细长动作缸进行结构研究的方法。

〔柯 静〕

- A2 0316 五种不同类型拖拉机的视野性的比较——(Ulrich Schünke等), «Landtechnik», 1977, №12, 502—504 (德文)

本文对五种不同类型的拖拉机的视野性进行了比较分析,藉以说明拖拉机结构型式对驾驶员的视野性的影响。图10,表2。

〔周一鸣〕

手扶拖拉机

- A2 0317 国际水稻研究所新的动力旋耕机的发展

——(Mahmud S. H.), «AMA», 1977, 8, №3, 13—20 (英文)

本文在简单回顾了旋耕机的发展史后着重介绍5~7和6~8马力新的旋耕机的发展。文中介绍了旋耕机的传动和转向离合器的几种结构方案,附有较详细的结构图。最后还对旋耕机的作业成本作了比较。

图17。

〔林 伟〕

轮式拖拉机

- A2 0318 日本的几种中、小型轮式拖拉机——«AMA», 1977, 8, №3, 80—86 (英文)

- A2 0319 Ford 7600和7700 轮式拖拉机——«Power Farming», 1977, 56, №2, 64 (英文)

- A2 0320 ЛТЗ-145 万能中耕拖拉机——(Киноградов К.等), «Сельский механизатор», 1977, №9, 38—39 (俄文)

ЛТЗ-145 万能中耕拖拉机是为组成复式宽幅机组而创制的。由于发动机和驾驶室前置,使前轴分配重量占拖拉机总重的60%,这就不仅提高了拖拉机的纵向稳定性,同时使拖拉机可以带宽幅的悬挂农具和更重的拖车工作。前后轮尺寸一样大,都是驱动轮和导向轮。ЛТЗ-145为2吨级拖拉机,该机采用功率为150马力的Д181柴油机。拖拉机的传动系前进和后退均具有16个档次,行驶速度为0.2~35公里/小时。轮距为1350~2100毫米,轴距为2525毫米。拖拉机的前后均装有悬挂系统和动力输出轴。动力的输出有独立的和同步的。整机的结构重量为4000公斤。

〔徐伟恩〕

- A2 0321 243马力的八轮拖拉机——«Power Farming», 1977, 56, №6, 54 (英文)

- A2 0322 Massey-Ferguson 公司拖拉机的特点——«Agrartechnik International», 1977, 56, №10, 34—35 (德文)

文中以照片和线图的形式介绍了该公司拖拉机在拖拉机手工作条件和结构方面的一些特点,并有简单说明。照片17,线图2。

〔冯镜明〕

- A2 0323 Case 2670 大马力拖拉机——«Power Farming», 1977, 56, №5, 52—53 (英文)

本文介绍了美国J.I. Case公司生产的Case 2670 农用拖拉机,243马力(DIN),功率输出轴马力222马力。该拖拉机为四轮驱动。图4。

〔李家琪〕

- A2 0324 法国拖拉机在英国——(Lucas G.), «Power Farming», 1977, 56, №9, 53 (英文)

- A2 0325 MF 新型拖拉机——«AMJ», 1977, №10, 50 (英文)

MF595型拖拉机(65.7千瓦)在原有基础上作了很大的改进,变速箱齿轮加宽,液压系统的容量由原来的每分钟30.2升加大到36升,变速箱及液压系统采用了加大的机油滤清器,能清除15微米以上的杂质。有8个速度的二轮驱动拖拉机售价9989英镑,变型的四轮驱动拖拉机售价13195英镑。

〔宋 憬〕

A2 0326 John Deere 4040拖拉机——《Tracteurs et Machines Agricoles》, 1977, №11, 71 (法文)

John Deere 4040 拖拉机功率110马力(Din), 介于3120 (92马力, Din) 和4230 (118马力, Din) 之间。装有带一个涡轮增压器的六缸发动机, 转速2200转/分。采用“Quad Range”半液力传动装置, 共16个前进挡和6个倒挡。离合器用液压操纵。H.P.I 整体式驾驶室采用了玻璃纤维, 改善了隔音效果。照片1。

〔高建业 周建国〕

A2 0327 1977年 Renault 拖拉机系列——《Tracteurs et Machines Agricoles》, 1977, №12, 44 (法文)

简单介绍了1977 Renault拖拉机。重要技术改进有以下4个方面: 提高拖拉机性能, 改进操作的舒适性和简易性, 增加使用性和增添新产品。共有5个新品种, Renault 551-4, 功率55马力(Din), 四轮驱动; Renault 781和781-4, 功率78马力(Din), 二轮和四轮驱动; Renault 891和891-4, 功率89马力(Din), 二轮和四轮驱动。1977 Renault 拖拉机二轮驱动标准型有11种产品, 功率范围35~98马力(Din); 四轮驱动标准型有11种产品, 功率范围45~145马力(Din); 果园、葡萄园用拖拉机有8种产品; 工业用拖拉机有3种产品。照片1, 表1。

〔高建业 周建国〕

A2 0328 两种新的“International”955和1055拖拉机——《Tracteurs et machines agricoles》, 1977, №9, 83—84 (法文)

“International”955和1055是法国I.H.公司展出的新的二轮和四轮驱动的拖拉机, 功率分别为99和110马力。发动机为 International D-310和D-358; 传动装置包括一个4个同步传动比变速箱和1个3组传动比变速箱(8个前进挡和4个倒挡)。提升器的提升力达4150公斤, 如果增加一个辅助油缸, 提升力可提高至5000公斤。驾驶室采用了绝缘材料, 使杂音电平显著降低。表1。

〔高建业 周建国〕

A2 0329 MH 171四轮驱动拖拉机——《Power Farming》, 1977, 56, №9, 50—51 (英文)

A2 0330 林业专用拖拉机——《Agrartechnik International》, 1977, 56, №10, 95 (德文)

Welte 公司提出的这种林业专用拖拉机“Jubi-Trac”是一种轮距可调整的窄轮距拖拉机。它可根据装备的不同, 在坡地沿等高地工作时, 用液压方法移动机子重心。驾驶座可旋转, 踏板是成双的, 有两套手柄式转向机构, 故可梭行。在“窄轮距”位置时, 机子宽1.8米, 轴距为1.95米时, 转弯半径为3.9米。发动机功率为70马力, 变速箱有前进挡和倒挡各5个。拱形前桥处离地间隙为52厘米。后桥有自锁式差速锁, 前桥也可选装自锁式差速锁。照片1。

〔冯镜明〕

A2 0331 玉米地专用拖拉机——《Agrartechnik International》, 1977, 56, №10, 40 (德文)

ACG Gaede 公司提出了一种专用高架式拖拉机, 可用于玉米的播种、中耕、去叶、切茎杆、收获和运输。装有风冷柴油机。后轮(0~20公里/小时)或所有四个车轮(0~9公里/小时)可采用静液压驱动。可装闭式或敞开式驾驶室。离地间隙2米, 轴距3.17米, 轮距1700~2650(3150)毫米, 自重约3吨, 容许总重最大可达6吨。采用Ⅰ类三点悬挂。照片1。

〔冯镜明〕

A2 0332 John Deere 的新机器——《Bulletin d'Information du CNEEMA》, 1977, №237, 15—16 (法文)

履带拖拉机

A2 0333 履带拖拉机的优缺点——《Power Farming》, 1977, 56, №3, 8—14 (英文)

本文通过使用者的座谈, 对履带拖拉机的性能和使用进行了全面的评价。

〔李家琪〕

液压系统

A2 0334 大功率容积式液压传动装置的泵总成——(Фрумкис И.В.), 《Тракторы и сельскохозяйственные машины》, 1977, №7, 3—6 (俄文)

A2 0335 大马力用液压式无级变速机——(北川二郎), 《油压技术》, 1977, 16, №9, 55—61 (日文)

本文介绍了新研制的液压式无级变速机的构造、工作原理、性能及特点。

〔蒋洪翔〕

A2 0336 液压中的热力学测量: “测量精度的评定”——(Witt K.), 《Ölhydraulik und Pneumatik》, 1977, №9, 653—657 (德文)

没有一种测量数据对绝对值而言是无误差的, 因此, 为了在不同试验条件下对所进行的测量能进行比较, 需要掌握测量总偏差的知识。热力学测量法相对普

通测量法具有其优点,即能量的确定不是从机械的数据迂迴而得,而是凭藉液体的热力学,直接由温度或温度-压力测量而得,其测量精度可按图表及简化计算法得到。据此观点,本文研究了合适的仪器及影响测量偏差和效率计算的若干因素。根据热力学测量独特要求,文中介绍了参考文献所列的测量仪器产品,并提出了按精度等级分类,以适应不同场合使用的需要。温度测量所用传感器是以不同材料配对的体积膨胀原理或电子运动或材料阻抗变化或半导体等为依据

$$\Delta y = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x_1}\right)^2 \cdot \Delta x_1^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2}\right)^2 \cdot \Delta x_2^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n}\right)^2 \cdot \Delta x_n^2}$$

② ΔT - ΔP 测量的总效率偏差。以热力学原理确定率的总效率时的测量精度是由温度-压力测量的精度确定的。从附图得温度测量、压力测量对总效率的影响,然后由下式从单个测量偏差计算得总偏差

$$\Delta \eta_T = \pm \sqrt{\left[\Delta \eta_T(\delta \Delta T)\right]^2 + \left[\Delta \eta_T(\delta \Delta P)\right]^2}$$

③ ΔT 测量时总效率偏差。单独从温差测量得到的总效率,从热力学论证是可能的。其数学式为:

$$\eta_{Tp} = \frac{-\Delta T_{adiab.} + \Delta T_{ventil}}{\Delta T_{pump} + \Delta T_{ventil}}$$

④以 ΔT 测量所得两种容积流量关系时的偏差。测量偏差对总偏差的影响可从图得;⑤测量精度的其它影响因素。传感器的保护套管对热惰性的影响,不同类型传感器适合于不同工作条件。全文最后提出,本文可供使用者以简单方法评定其测量的精度,偏差评定图表供使用者以现有仪器简单地确定测量总偏差或使其符合允许的偏差范围。图22,表4,参考文献9。

(饶余基)

A2 0337 液压中的热力学测量:“测量及测量方法选择依据”——(Witt K.),《Ölhydraulik und Pneumatik》,1977, №12, 858—862 (德文)

实践证明,静液压部件的“健康”状况能从温差的增加或由相应的信号(电压、电阻、电流)发出指令。好像人类的机体,当温度升高超过正常的 37°C 时,即表明健康状况恶化的象征。本文研究的目的是某种型号测量仪的发展,而是原理的探讨,测试方法的运用,边界条件研究,以及极端条件下测试方法的范围。首先叙述了不同条件时的测量运用。①生产末端控制时,一般仅做容积流量试验,即指出给定工作点的泵是否供出必要的流量。而热力学测量法可用较少费用进行总效率测量。该方法工作于“黑箱原理”(Black-box Prinzip),但它仅能说明总状况,不可能知道各个漏损部分。如果不把外部漏油返回蓄油池而是经吸管送至泵入口,则此情况符合内部漏损,其

的。列表说明温度传感器进行热力学测量的原则。而测量精度不仅受测量仪器的影响,且温度传感器与测量仪连接的转换器精度需加以考虑。文中以大量图表及数学式研究了温度-压力差测量中测量精度对总偏差的影响及计算方法。①测量精度对总偏差的影响。将测量结果按高斯的偏差算法进行计算,从许多单个测量值中求得一个结果的总偏差,以进行评定。数学式为:

总效率即可由下式确定:

$$\eta_{Tp} = \frac{\bar{V} \cdot \Delta P}{c_{p0} \cdot \Delta T_p + [1 - T_2 \cdot \alpha_p] \cdot \bar{V} \cdot \Delta P}$$

从有效容积流量 $\bar{V}$ 带走的热量与泵出口静液压能量的比值 $\varphi_{verl} Q_{eff}$ 及 η_{Tp} 可得到外部漏损带走的热量与泵出口静液压能量的比值 $\varphi_{verl} \cdot o_l$ 。其关系式为: $\frac{1}{\eta_{Tp}} = \varphi_{verl} \cdot o_l$

$Q_{eff} + \varphi_{verl} \cdot o_l + 1$ 。而从三极系统的二个温差测量中,可得外部漏油与有效容积流量的比例: $\frac{Q_L}{Q_{eff}} =$

$$\frac{\Delta T_{11-1}}{\Delta T_{111-11}}$$

结论是从温度传感器可得具有外部漏损的泵的健康状况的资料。文中以图示例,并介绍了决定总效率的曲线图表。②对于连续监视时,热力学测量可以满足工作过程不受干扰的要求。以图示例说明总效率与温差之间关系。文中提出,如果综合热力学测量与现代数据处理技术一起,则有可能早发现偏差。

③相对于规定数据的对比测量,这种方法可以进行是非判断。把温度传感器装在规定的位置,则依之能保证系统正常工作且易于确定出误差的位置。以图示例,当存在漏油时,相当于压力差的温度差出现。操作者可进行是非判断,藉光或颜色信号决定继续工作或停止。④具有热力学测量法的机械测量装置。热力学测量法在此提供一交变的机械测量装置,试验装置如图示,其关系式为:

$$M_a = \frac{\bar{\tau}_{p0} \cdot \Delta P + V}{\omega} \cdot Q_{eff} \cdot c_o$$

式中指出,仅需要大气压时的比热及比重的材料规定值,这可以很简单地用三个测试点来确定。原图11。

(饶余基)

A2 0338 林木采伐集运机的液压回路——(Johnson T.E.),《Hydraulics and Pneumatics》,1977, 30, №7, 67—69 (英文)

本文介绍一种全液压林木采伐集运机的液压回路。它能完成林木的剪伐、削枝、去梢等作业,并能集运重约两吨半的圆木。一般情况下,每次作业采伐

一根,一小时能采集60~85根。除采运机的移动外,全部作业都是液力控制和驱动的。此机可分为四个独立的工作系统:铰接式转向的底盘,其中装有机罩保护的原动机和传动系统;完成夹持、剪伐、集运等作业的采伐臂杆;完成割枝、去梢等作业的臂杆;集材系统。液压系统采用纵列的二个泵提供相对独立的液力,可合并供油或顺序供油,以完成采运机的各项作业。当最大的系统压力为2250磅/平方英寸(157.5公斤·力/平方厘米)时,每个泵的流量为27加仑/分(102升/分)。此机备有两组多连的主控制伐,用以控制三种基本功能:转向、树杆的采伐及削枝去梢处理、卸车。当采运机接近树木时,采伐臂杆把采伐夹钳和采伐剪放置树杆底部,采伐臂杆可适应树杆的位置调节采伐剪。此臂杆还可以将采伐下来的圆木从地上举起,置于削枝位置。由于采伐及削枝、去梢等处理的作业循环有顺序的特点,两个泵的液流,通过两组主控制伐,在回路上作了巧妙的安排,使有些作业具有半自动的性质。例如,利用减压-溢流伐控制削枝刀闭合回路的油压,一方面防止削枝刀削伤树杆,同时还能适应树杆直径的局部增大放开削枝刀。并且在削枝刀贴紧树杆之后,才使臂杆伸展油缸动作。通过凸轮联动装置,可使削枝移动油缸还没有全部伸展之前停止,使去梢剪剪去树梢。在臂杆移动油缸的盖端油腔连接一顺序伐用以限定系统压力,使其在回复行程开始之前,把去梢剪、削枝刀打开。图3。

〔柯 静〕

A2 0339 拖拉机的油管快速接头——《Automotive Engineering》, 1977, 85, №9, 43—45 (英文)

本文介绍一种拖拉机液压系统用的筒式液压快速接头,它具有拆装方便、漏损小等优点。文内附有接头结构的详图。图5。

〔王 瑞〕

A2 0340 液压管子接头的连接方法——《Hydraulics and Pneumatics》, 1977, 30, №9, 94—98 (英文)

本文介绍了现今通用的各种管子总成(包括软管、金属管等)在液压系统中与各种元件的连接方法。其中列举了管子螺纹密封连接、SAE锥面密封连接、扩管密封连接、O型圈密封连接、法兰压圈连接及卡簧连接等方法,并附有相应的图表数据可供参考。

〔柯 静〕

A2 0341 密封材料的性质——(Stone J. G.), 《Hydraulics and Pneumatics》, 1977, 30, №8, 67—70 (英文)

A2 0342 密封材料的性质——(Stone J. G.), 《Hydraulics and Pneumatics》, 1977, 30,

№11, 87—92 (英文)

A2 0343 液压油的污染及其后果——(Hlawitschka E.), 《Agrartechnik》, 1977, 27, №10, 471—473 (德文)

液压装置中的污染微粒影响到液压装置的工作可靠性和使用寿命。本文介绍了液压装置中液压油污染的各种来源、形式、原因及后果。并实测了ZT300型轮式拖拉机和T157/T174型装载机液压油中的固体污染物的含量。此外,还介绍了波因霍夫(Böinghoff)提出的一种表示液压油污染程度的方法,该方法也可作为选择液压油滤清器,以及计算一定污染程度下预期使用寿命的基础。图2,表1,参考文献3。

〔冯镜明〕

A2 0344 铰接式大型农用拖拉机动力输出的静液压电子控制——《Hydraulics and Pneumatics》, 1977, 30, №9, 76 (英文)

1977年英国全国流体动力会议上,M. A. Klimowicz宣读一篇题为“铰接式大型农用拖拉机动力输出的静液压电子控制”的论文。在这篇论文的简介报导中认为,静液压与电子学这两门技术的结合,将使农用拖拉机的动力输出轴比以前工作得更加准确和发挥更多作用,这一巨大进展将使拖拉机的操作更简便,生产率更高。

〔柯 静〕

A2 0345 一个应用纯拉力传感器和改良的悬挂杆件几何形状的农具控制系统——(Cowell P. A. 等), 《J. of Agricultural Engineering Research》, 1977, 22, №4, 353—371 (英文)

本文叙述了一个应用纯拉力传感器和改良的悬挂杆件几何形状的液力-机械式农具控制系统的设计。拉力传感是靠三点悬挂装置顶部和底部安装孔中诸力的代数和来完成的。系统由一个变量斜盘泵提供动力。当采用一铧式犁在起伏不平的地面上进行田间试验以比较实验系统和一般商业系统的性能时表明,实验系统在耕深控制方面较佳,尤其是前铧耕深的控制方面较佳。这种改善主要是由于采用一个较短的悬挂长度。当采用一个弹簧加载刚齿中耕器时,两种系统的耕深控制性能是相似的。当采用一张凿式犁时,商业控制系统有较好的性能。文中给出了与控制纯拉力传感系统稳定性有关诸因素的分析。其稳定性决定于时间延迟和系统增益。在振摆发生前,时间延迟越大,能用的增益越小。反之,时间延迟越小则允许的增益越大。系统的增益由公式 $(K_1 K_2 K_3 K_i K_q ne)/A$ 给出。因系统的增益随着 K_i (拉力对耕深的变化率)值而增加,农具越大,土壤粘重越大,倾向于振摆则越大。系统的反应速度决定于增益,因此希望有尽可能高的增益值。

当牵引重型农具时,为防止系统的不稳定性,最简单的解决办法是使用一个时间延迟很短的控制器。图15。

〔赵 铨〕

传动系

A2 0346 大功率拖拉机用三滚轮无级摩擦传动——(Каменецкий В.А.等),《Тракторы и сельскохозяйственные машины》, 1977, №10, 25—27 (俄文)

文章指出无级式摩擦传动的优点在于使传动机构简化,便于操作,并能降低油耗,提高工作质量。叙述了无级式摩擦传动的设计原理。文章重点介绍了二滚轮和三滚轮无级摩擦传动装置的结构及其工作原理,指出三滚轮无级摩擦传动的优越性,在于使机构简单化,并能提高传动装置的负荷能力,因而,它适用于其功率大于150马力的大功率拖拉机。图4,参考文献7。

〔张恩摘 唐才林校〕

A2 0347 提高拖拉机传动系轴承部件的使用寿命——(Левитанус А. Д.),《Тракторы и сельскохозяйственные машины》, 1977, №11, 28—30 (俄文)

转向系和制动系

A2 0348 David Brown 盘式制动器——《Power Farming》, 1977, 56, №8, 70—73 (英文)

这种盘式制动器是用于 David Brown 1410和1412拖拉机上的。本文有它的结构、原理、调整等简图和照片。照片8,图5。

A2 0349 串置的121型气力制动系统——《Automotive Engineering》, 1977, 85, №8, 11, 13 (英文)

本文介绍一种新的串置121型气力制动系统。本系统采用的零件数比一般同类型气力制动系统少40%。它用两个控制阀可以满足整个制动系统的要求:第一个是RS-2型空气调节阀,是装在壳体内的一个双向阀,用来操作串置的制动系统;第二个是RT型多功能的电磁阀,有四个作用:松开制动器弹簧、防止制动器抱死、保持紧急刹车气路中有50磅/英寸²的压力和隔开二个独立操作系统。在每个车轮上都装有一个速度传感器记录转速,并将这部分讯号输入到一台计算机内进行逻辑模拟来控制制动系统。该逻辑模拟是一个固态的电子计算机,用它来操作控制空气调节阀以调节制动压力。

〔王 瑞〕

A2 0350 多节拖拉机列车同步制动的条件——(Рашидов Н.等),《Механиз. и электрифик. соц. с. х.》, 1977, №7, 26—29 (俄文)

叙述了多节拖拉机列车的压缩空气式制动器所以

不能同步制动的原由。提出了由操纵主干道及与其相连接的各贮气空腔组成的模拟模型,该模型的容量与各节拖车的气室容量总和相等。从理论上研究了同步制动的条件,并得出了确定同步喷嘴尺寸的计算方法和公式。对装有同步喷嘴的由四节拖车组成的拖拉机列车进行了试验,试验结果证实了理论计算的正确性。图4,表1,照片1,参考文献4。

〔顾品琦〕

行走系

A2 0351 拖拉机用轮胎——(Rose M.),《AMJ》, 1977, №11, 54—55 (英文)

A2 0352 适用于农业机械的新型驱动轮——《Automotive Engineering》, 1977, 85, №9, 38—41 (英文)

本文介绍了Borg-Warner公司研制的用于静液压传动农用车辆上的行星驱动轮。在农用车辆上采用静液压传动,需要将液压马达输出的高转速小扭矩,转变为低转速大扭矩后传到车轮上,以满足车辆的使用要求。行星驱动轮就是按这一要求研制的。它由两级行星机构组成,包括有7个组件:输入轴和联轴节、分离壳体、第一级和第二级行星机构总成、齿圈、轮毅和轴承、驱动轴。动力从输入轴传到第一级行星机构的太阳轮,太阳轮与三个行星轮啮合,行星轮围绕内齿圈带动行星架与输入轴同一方向转动,行星架上的太阳轮又带动第二级行星机构内的三个行星轮,这时,行星架是固定不动的,行星轮带动齿圈转动,然后,齿圈带动轮毅使车轮移动。驱动轮有三种不同的尺寸规格,最大的间歇输出力矩容量分50,000、100,000和180,000磅-吋三种,有效成本可以按单位重量上的扭矩来计算,分别为485、538和462磅-吋/磅。新型驱动轮在农业机械上有广泛的用途。图3。

〔王 瑞〕

A2 0353 静液压行走驱动装置实现“差速锁”的几种可能方案——(Hofmann K.等),《Agrartechnik》, 1977, 27, №7, 326—329 (德文)

与机械式行走驱动车辆一样,静液压行走驱动车辆在直道行驶时车轮转速应是同步的,弯道行驶内、外车轮应有转速差。另外,这种车辆在特殊工作条件下应防止一对车轮产生差速作用(即“液压差速锁”作用)。单轴驱动的静液压行走驱动装置有中央驱动和单轮驱动两种基本型式。对这种车辆,实现“静液压差速锁”的可能方案有:切断液压马达;用节流阀控制液压马达;由并联变为串联;每个液压马达采用一个液压油泵;在油泵后面的管路中加两个机械连接的液压泵;采用配流器同时驱动几个液压马达。双驱动