



农业工程力学

吴起亚 张德骏 编

上海科学技术文献出版社

农 业 工 程 力 学

吴起亚、张德骏 编

*

上海科学技术文献出版社出版

(上海高安路六弄一号)

新华书店上海发行所发行

江苏省宜兴县南漕印刷厂印刷

*

开本 787×1092 1/16 印张 10.25 字数 252,000

1981年10月第1版 1981年10月第1次印刷

印数: 1- 2000

书号: 16192·17 定价: 1.30 元

《科技新书目》9 243

目 录

土壤-机具力学的重要性及其发展趋势	(1)
-------------------	-------

拖拉机牵引力学

最大牵引效率和最佳牵引效率	(5)
美国内布拉斯加州拖拉机试验的牵引性能分析	(10)
由履带车辆车辙引起的外部运动阻力	(17)
履带车辆下面土壤推力的研究	(25)
弹性轮在松软粘性土壤上运动时的性能	(33)
胎纹对牵引特性的影响	(46)
胎纹位置对土壤推力的影响(胎纹模型试验)	(53)
农用轮式拖拉机和履带拖拉机的对比	(61)
轮子滑转引起的粘土压实	(69)
拖拉机的牵引性能和土壤的力学性质	(74)

农机具耕作力学

预测不同处理的土壤中铧式犁的阻力	(85)
用回归分析研究犁的比牵引阻力与其影响参量的关系	(93)

基 础 理 论

塑性理论和临界状态土壤力学	(101)
非饱和土壤的动态剪切强度特性	(120)
土壤压实的有限元分析	(128)
各种不同的土壤强度指数对湿度和容积密度变化的反应	(135)
采用简单牵引装置作业时的土壤牵引效率	(145)
土壤-车轮相互作用的塑性分析中的一般屈服条件	(153)

土壤-机具力学的重要性及其发展趋势

吴 起 亚

土壤-机具系统力学 (Soil-machine System Mechanics) 简称土壤-机具力学。它是一门新的学科。有些高等学校已经或正在计划开设这方面的专门课程。这里机具一词包括车辆和土壤耕作机具、土方工程机具; 车辆则包括拖拉机、推土机、军用越野车辆等。因此, 有人认为土壤-机具力学有两个分支, 即土壤-车辆力学 (Soil-Vehicle Mechanics) 和土壤-耕作力学 (Tillage Mechanics)。也有人把土壤-车辆力学叫做牵引力学 (Traction Mechanics)。

还有一个相当流行的英文名字, 叫做 Terramechanics (日文テラメカニクス), 一般译作地面力学。地面力学的内容大致和土壤-机具力学的内容相同, 但在有些文献里, 地面力学一词主要是指土壤-车辆力学, 而对土壤-耕作力学则很少涉及。

总之, 这门学科的内容还在不断丰富和发展之中, 它的名称的确切含义在不同文种的科技文献中也不一致。为了简单而又能概括起见, 我建议把它叫做土壤-机具力学。

一、土壤-机具力学的发展及与其它学科的关系

上面说过, 土壤-机具力学是一门新学科 (也有人说, 它正在逐渐形成一门学科), 它的名字的出现也只是最近 20 年的事。但是这门学科的萌芽可追溯到 200 多年以前。

Coulomb (1776)、Darcy (1856)、Boussinesq (1855)、Mohr (1871)、Bernstein (1912)、Goriatohkin (1913)、E. A. White (1918)、M. L. Nichols 和 Terzaghi (1914~1955) 等都对我国目前称之为土壤-机具力学这门学科的奠基工作有很大贡献。当然, 上述这些科学家大多是在土木工程的土力学方面工作的 (Goriatohkin 和 White 在农业机械学领域内工作, Nichols 则在土壤物理学方面工作)。

有一点值得我们注意, 土木工程实践中涉及的土与土壤-机具力学中所涉及的土不同, 前者是一个相当大的质量, 在大范围内受变化非常缓慢的静载荷作用, 后者则指移动的机具以较高速度施加载荷的土壤表层。土木工程土力学中可以接受的简化或误差在土壤-机具力学中并不一定能接受。土壤-机具力学对土力学中的理论或公式有的可以继承或借用, 有的则不能。这两门学科的研究着重点也有所不同。

一般说来, 土壤-机具力学本身开始于二次世界大战期间。英国的 Mickelthwaite 首先把土木工程土力学应用到车辆设计上。他把库伦公式和坦克的前进力 H 联系起来, 即

$$H = blc + W \tan \phi$$

式中 b ——履带宽度;
 l ——履带长度;
 c ——土壤内聚力;
 ϕ ——土壤内摩擦角。

随后, M. G. Bekker、A. R. Reece、A. A. Andreyev、E. Hegedus、W. Sohne、田中孝、Freitag、D. R. Bateman、H. P.; Chancellor J.、W. R. Gill; G. E. Vandenberg; Schuring、D. J., J. Y. Wong、Jaw-Kai Wong 等在土壤-机具力学的研究方面做了很多工作。

为什么二次大战后土壤-机具力学就逐渐形成一门学科呢? 这主要由于军事越野运输和农业工程事业发展的需要所促成。

国际地面车辆系统学会(The International Society of Terrain-Vehicle Systems, 缩写为 ISTVS) 于 1962 年成立, 到现在为止, 已开过六次国际性学术会议, 最近一次是 1978 年在奥地利的维也纳召开的。

以上讲的是土壤-机具力学的纵的历史方面; 如果从横的方面看, 也就是分析它与其它学科的关系, 可以看到土壤-机具力学是在农业工程学科的领域内, 如果说农业工程是一个大的综合性学科, 则土壤-机具力学可算是它的一个分支学科。

至于与土壤-机具力学有关系的学科则除土力学外, 还有土壤学、作物栽培学、弹性力学、塑性理论、流变学、流体力学、散体力学、振动学、人体工程学……等。这些有关学科的发展也对土壤-机具力学的发展起了推动作用。

二、土壤-机具力学的研究范围

土壤-机具力学研究的主要内容如下:

- (1) 在轮子、履带、土方工程机具, 土壤耕作机具(翻土、铲土、切土、碎土、平土……的部件)的作用下, 土壤的应力-应变关系, 土壤结构失效, 应变速率效应等。
- (2) 车辆性能, 例如牵引性能、稳定性、越障性能、振动特性、通过性、转向操纵性……等。
- (3) 耕耘机具, 如犁、中耕机……的牵引阻力。
- (4) 机具行驶以后对土壤的压实问题。
- (5) 车辆的构型、正确适宜的形式-尺寸-重量-功率的关系等。
- (6) 车辆的最优化设计。
- (7) 耕耘机具和土方机具的工作部件的最优化设计。

三、土壤-机具力学的重要性

耕耘机具和越野车辆的制造和使用已有很长的历史。但直至现在, 我们对机具和土壤相互作用的物理过程的本质和规律仍然没有完全掌握。因为缺乏有关这方面的成熟的基础理论, 机具的设计只能靠经验来摸索, 或者说设计工作还是带点盲目性, 有时只是碰运气。这样做既花钱又费时。

土壤-机具力学对改进车辆、耕作机具等所起的作用, 和空气动力学对改进飞机设计以及水力学对改进船舶设计所起的作用将有同等的重要。因此, 很多国家的科学工作者正在这方面开展深入的研究。

土壤-机具力学的研究成果对提高机器工作效率、降低生产成本有密切关系。为了生产粮食, 美国农民使用各种土壤-机具系统, 每年加工处理土壤达 2,500 亿吨, 消耗能量相当

大。可以想见,如果通过土壤-机具力学的研究,提高效率10%,则在能源节约方面就可以收到很大的效果。

土壤压实与农业产量有密切关系。据粗略估计,由于农用车辆压实土壤而引起的产量损失,在瑞典达5~10%,在美国约为11亿美元,而在苏联则达5亿卢布。

目前拖拉机功率不断增加,但轮胎接地面积的增加与长度尺寸的平方成比例,而重量增加与长度尺寸的立方成比例。因此,拖拉机大了,重量增加得快,单位接地压力大,土壤压实问题更为严重。因此,有人主张提高拖拉机速度以减轻土壤压实。但是速度的提高又会带来其他问题,例如振动、驾驶员舒适性……等。

如上所述,如土壤-机具力学的研究而导致即使只是较小程度地减小牵引阻力或减轻土壤压实,它的经济效果也是很大的。

当然,牵引阻力问题和土壤压实问题只是土壤-机具力学的研究内容的一部份。还有许多其他问题也要研究,这些研究成果也将会对机具的设计、制造和使用带来很大的改进。军用车辆、拖拉机和农机具的改进在实现国防现代化和农业现代化所起的作用也是很明显的。

四、土壤-机具力学的研究机构

土壤-机具力学的专门研究机构或兼做这方面研究工作的机构为数不少,现择要介绍如下。

美国:

1. 陆地行驶试验室(Land Locomotion Laboratory,即LLL)属于陆军军械部。它着重研究车辆形态和工作环境的关系。研究性质主要是理论性的,但也做了一些模型试验和原型车辆试验。

2. 国立耕耘机械实验室(National Tillage Machinery Laboratory, NTML)建于1935年,是美国农业部的一个研究单位。它有9个大型土壤槽,可以进行原尺寸机具(拖拉机、耕作机具)的试验,土槽250×20英尺。设计的土壤层深度为2英尺或5英尺。在室内试验室进行缩小尺寸机具的研究。

3. 水道试验站(Waterways Experiment Station,即WES)水道试验站的陆军机动性研究中心研究土壤的通过性,着重在车辆难通过的软土壤。土槽是移动式的。

4. 卡特匹拉拖拉机公司采用了高度机械化的模型试验装置。

5. 约翰迪尔公司设有土壤动力学研究中心。

6. 夏威夷大学土壤动力学试验室内有35×2.5×2英尺的土壤槽。

英国:

在第二次世界大战期间,迫切要求研究泥泞地上战用车辆和卡车的机动性问题。英国为此建立了“战用车辆泥泞地通过性能研究委员会”。

英国国立农业工程研究院(The National Institute of Agricultural Engineering, NIAE)采用可机动的试验装置在田间条件下进行土壤-机具相互关系的研究。牵引研究工作用一个万能单轮试验装置来进行。

西德农业工程基础研究所:

用旋耕机的单独刀齿研究切割土壤所耗的功, 研究被牵引的圆盘犁在土壤中移动时作用于圆盘上的力。

日本农业机械化研究所:

进行旋耕机、铧式犁等的动力测定以及车轮、履带行走装置或整车的牵引力的测定。

苏联:

苏联的农业机械研究所(BNM)和拖拉机研究所(HATN)也做了不少土壤-机具力学方面的研究工作。

我国也有不少单位如中国农业机械化研究院、吉林工业大学、镇江农机学院等正在开展土壤-机具力学的研究工作, 并且取得了初步成果。

五、土壤-机具力学的发展趋势

电子计算机、有限元法、谱分析技术的应用对土壤-机具力学的发展将有很大帮助。量纲分析应用到土壤-机具系统的模型试验, 也是一个很有用的工具。由于测试技术的进步以及有关学科的协同努力, 这门新的学科将得到进一步的发展。

最近一段时期, 土壤-机具力学的研究重点在下列几方面:

- (1) 进一步研究在车轮、履带、耕作部件作用下土壤的应力-应变关系。
- (2) 建立并改进土壤-机具系统的数学模型。从数学模型推导出设计参数和性能参数。有了这些参数, 就有可能预计机具效率并预定适合于给定任务的机具构型。
- (3) 设计并制造新的土壤值测量仪器。
- (4) 测定不同情况下的土壤值。
- (5) 制定地面值谱(包括地面的几何值和地面的土壤值)。
- (6) 在确定了机具的工作环境、工作任务和构造之后, 便可致力于系统的最优化设计。

最大牵引效率和最佳牵引效率

K. W. Domier A. E. Willans

摘 要

通常在总牵引比为 0.4~0.5 时牵引效率最大。在混凝土路面上, 拖拉机高速前进时可以得到最大牵引效率, 但这种速度不适合于绝大多数田间作业。可以采用前进速度和驱动轮荷重的各种不同组合。为了获得最大的牵引效率、最高的生产率, 并使成本最低, 在实际田间作业时, 应综合考虑速度和驱动轮荷重。对于速度为 8~12 公里/时的两轮驱动拖拉机, 在拖拉机重量-功率比大约为 60 公斤/千瓦的情况下, 可得到最佳的牵引效率和最佳的性能。

引 言

一般认为, 一台牵引装置或农用拖拉机的牵引效率, 即挂钩功率对驱动轴输入功率之比, 是最重要的牵引参数。自从三十年代初期出现充气橡胶轮胎以来, 牵引问题的研究和发展主要集中于如何提高牵引效率上。

大约 40 年以前“汽车工程师协会拖拉机轮胎试验委员会”在一份报告中^[5], 列举了根据一系列广泛的田间试验得出的四个主要结论。

1. 土壤是影响牵引性能的最重要因素。
2. 对于给定的土壤, 轮胎所承受的载荷是影响挂钩牵引力的最重要因素。
3. 对于功率-重量比值高的拖拉机, 为了充分利用其有效马力, 不得不快速行驶, 或者必须使用配重, 才能进行低速作业。
4. 轮胎充气压力对牵引附着性能有影响。在松软的土壤地上轮胎内压低是一个优点, 但在硬土上这种优点不复存在。

尽管在牵引技术方面取得了进展, 但荷重-功率比和行驶速度依然是影响最大牵引效率的主要因素。Wilkins 和 Coleman^[6]全面研究了拖拉机进行高速田间作业时的某些优缺点。然而对于荷重-功率比一定的拖拉机, 还不能规定理想的速度。英国国立农业工程研究所的 Dwyer^[2]曾指出, 两轮驱动拖拉机由于没有足够的配重和(或)田间作业速度较低, 所以无法获得最大的牵引效率; 而四轮驱动拖拉机由于荷重-功率比较高, 所以在作业速度较低的情况下也能得到最大的牵引效率。

可以从牵引效率、生产率(每小时作业的公顷数)以及投资费用等角度评价功率利用效率。根据 Zoz^[7]所说, 对各种作业宽度和速度进行适当的组合, 能够得到相同的生产率。在低速时, 由于添加了配重以及农具宽度的增加, 使设备费用增加; 在速度较高时, 由于增加了能量消耗, 使操作费用增加。在给定的条件下, 可以得到最佳的作业宽度和速度。本文研究

两轮驱动拖拉机在混凝土路面和两种典型的农田上的牵引效率。另外,也用生产率 and 投资费用等因素来估价拖拉机-凿形松土犁机组的效率,这种机组在加拿大的大草原诸省是常见的(本文所用术语的定义见 ASAE S296.2)。

混凝土路面上的牵引效率

在牵引试验中,最大的牵引效率通常在较小的滑转率时出现。路面越好,最大牵引效率出现时的滑转率越低。为了说明这一点,在美国内布拉斯加州利用两台 134.5 千瓦两轮驱动拖拉机作试验,对试验结果进行了牵引性能分析。由于在内布拉斯加州仅仅测定了挂钩功率,所以通过假定运动阻力系数并作相应的计算便可求出牵引效率。

两台拖拉机的主要不同点仅是驱动轮的荷重有差别,因此,它们的动态牵引比(DTR)和牵引效率(TE)曲线差不多等同。从图 1 中可见,在实际前进速度为 11 公里/时以及滑转率为 4% 时得到最大牵引效率。第二台拖拉机的驱动轮载荷小 263 公斤,因此要得到最大牵引效率,则速度需约 12 公里/时。

如果象 Coleman^[1] 推荐的那样画出有关参数对总牵引比的曲线(总牵引比等于总牵引力除以后轮动载荷),那末,牵引效率达到或接近于最大值时总牵引比(GTR)的范围为 0.4~0.5(图 2)。通过前进速度和配重的适当组合就能使 GTR 达到 0.4~0.5。牵引效率的简单表达式是

$$TE = (DTR/GTR)(1-S)^*$$

式中 S 是滑转率(用小数表示); DTR/GTR 可以认为是有效的挂钩牵引力与理论的牵引力之比; $1-S$ 表示实际前进速度与理论前进速度之比。不能使上式右端两项的值同时尽量加大从而使牵引效率达到最大值,这是因为如果试图通过加配重使滑转率 S 减小到非常低的

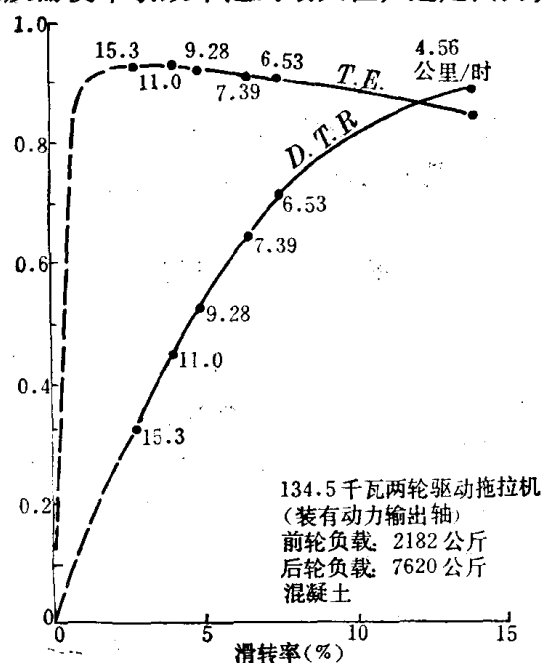


图 1 混凝土路面上动态牵引比和牵引效率对滑转率的关系曲线

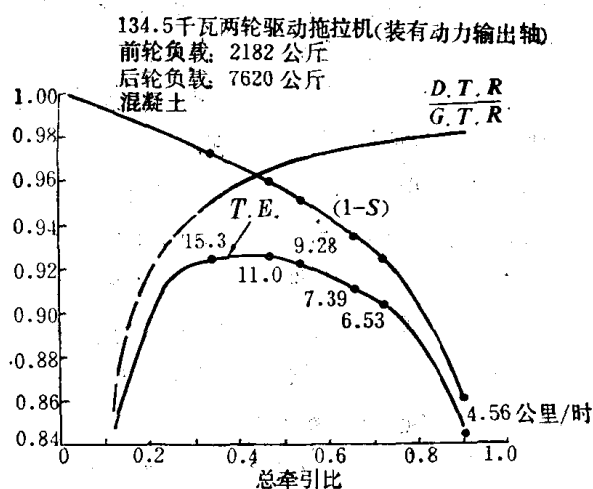


图 2 混凝土路面上牵引效率、 DTR/GTR 和 $(1-S)$ 对总牵引比的关系曲线

* 原文公式为 $DTR/GTR(1-S)$, 译者在前面加一括号, 以使读者免于误解

数值, 那末由于运动阻力增大, 比值 DTR/GTR 将下降。虽然没有明确说明, 但是却假定总牵引比*等于动态牵引比与运动阻力系数的和, 即 $GTR = DTR + MRC$, 则 $MRC/GTR = 1 - DTR/GTR$, Coleman 将此值称为力损失比。

在混凝土表面上, 最大牵引效率似乎发生在 DTR/GTR 等于 $1-S$ 或力损失比 MRC/GTR 等于滑转率 S 的时候。尚需更多的资料以进一步证实这一结论的正确性。

田间作业时的牵引效率

用 1969 年在 Manitoba 大学进行的牵引试验报告作为基本资料, 创造了一种计算机模拟的田间情况模型。选用一台 134.5 千瓦的两轮驱动拖拉机(装有动力输出轴)作为动力装置。编制了计算机程序来利用 1969 年获得的基本牵引资料, 其中只有与 Kliefoth^[4] 所用相似的轮胎压力特性部分有所修订。程序中, 发动机以额定转速运转和所加配重每次增加 500 公斤, 最大增到 5000 公斤时, 负荷加至 100%, 所用的理论前进时速为 4、6、8、10、12 和 14 公里。

选择了两种农田: 第一种是春季附着性能中等的休闲地(指犁过而未种植的土地——译者); 第二种是秋季附着性能良好的留茬地。第一种农田的动态牵引比、牵引效率与滑转率的关系曲线如图 3 所示。应注意, 滑转率在 12.5~17.5% 时牵引效率最大; 同时还应注意: 前进速度与附加配重或自农具转移来的载荷的各种适当组合, 均能够获得最大牵引效率。在附着性能较好的地面上, 14、12、10 和 8 公里/时的理论前进速度分别装用 1000、2000、3500 和 5000 公斤的配重后, 则获得的最大牵引效率几乎相同。

从图 4 可知, 在总牵引比范围为 0.4~0.5 时牵引效率最大。由于图 3 所选的范围与图 4 的范围并不完全一致, 所以图 4 中, 时速在 14、12 和 10 公里下所需的配重比图 3 中略大。应注意到图 4 中最大牵引效率在距 DTR/GTR 和 $(1-S)$ 相交点的左方颇远处出现, 而在具

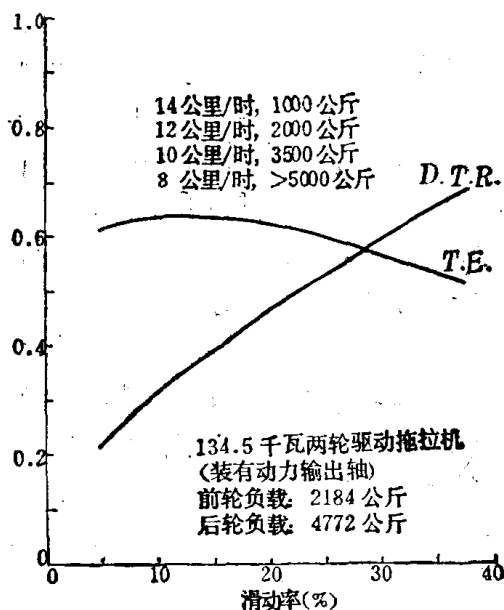


图 3 附着性能中等的休闲地上动态牵引比、牵引效率与滑转率的关系曲线

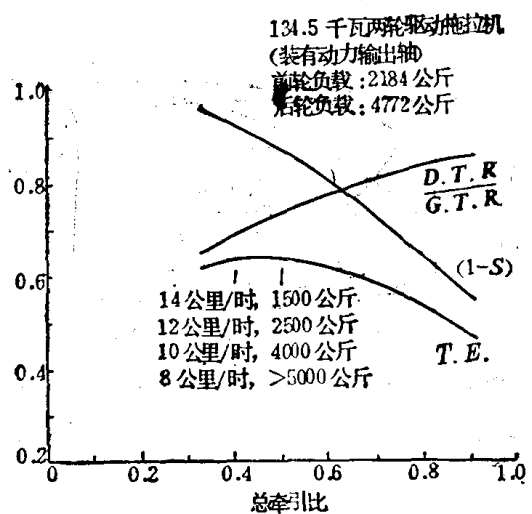


图 4 附着性能中等的休闲地上牵引效率、 DTR/GTR 和 $(1-S)$ 与总牵引比的关系曲线

* 原文为动态牵引比, 有误——译注

有较好的附着性能的残茬地中,却在相交点稍微偏左处出现最大牵引效率。

如前所述,前进速度和配重的不同组合都可以获得最大牵引效率。图5画出了由于运动阻力损失和滑转率引起的总功率损失与几种选定的速度下所加配重的关系曲线。由图6可以看出得到的挂钩功率。在秋季残茬地上,拖拉机的总功率损失较小,挂钩功率较高,然而速度和配重的影响基本上保持不变。如果以10公里/时的理论前进速度进行一种特殊的田间作业,如凿形松土犁作业,那末为使挂钩功率达到最大,除了前轮转移载荷外,还需要大约4000公斤的配重。由于来自凿形松土犁的有效转移载荷极小,所以需要额外充注液体或装用铸铁来增加配重。增加配重后,就能采用较低的作业速度和较宽的凿形松土犁。

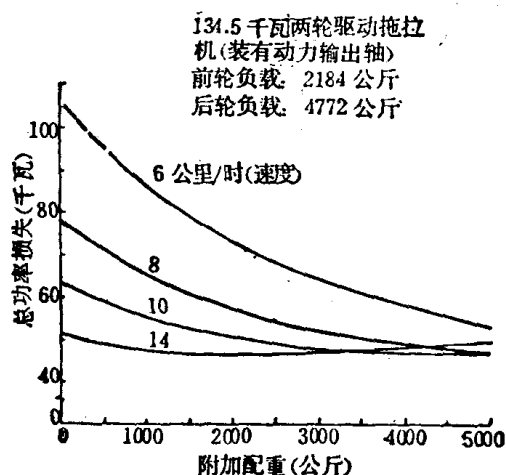


图5 134.5 千瓦拖拉机在附着性能中等的休闲地上的总功率损失与加配重的关系曲线

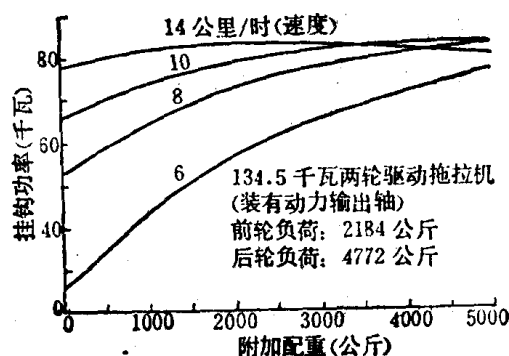


图6 134.5 千瓦拖拉机在附着性能中等的休闲地上挂钩功率与附加配重的关系曲线

作业生产率和成本

前进速度、配重和相应的凿形松土犁宽的不同组合导致作业生产率的变化,如图7所示。

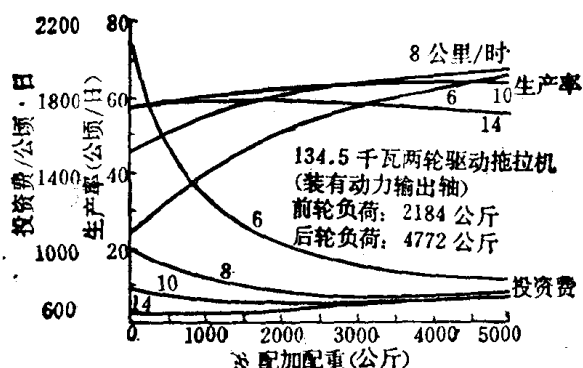


图7 134.5 千瓦拖拉机在附着性能中等的休闲地上投资费和生产率与附加配重的关系曲线

假如田间作业效率为82.5%和一天10小时。应注意到在作业速度较低和配重大的情况下可以得到最高的作业生产率。

但是,如果考虑到增大配重量和凿形松土犁宽度的费用,情况就截然不同了。图7还表明了承担每公顷耕作面积的拖拉机、配重和凿形松土犁的每日费用的粗略比较。在14公里/时和配重为1000公斤时,每公顷作业花费最小。在10公里/时下花费最小时所加的配重小于获得最大效率时的配重。对于

秋季残茬地也有类似的关系。

根据这种选定的拖拉机在中等和良好的附着性能的地面牵引凿形松土犁作业所得到的资料,获得最佳效率的条件是在理论速度为14公里/时和配重为1000~2000公斤的条件下作业,这种理论速度相当于12~12.5公里/时的实际作业速度,视农田附着性能而定。从农

艺学、操纵性能和驾驶员的舒适性的观点来看,这一速度是否理想呢?由于耕作速度可能因所进行的农田作业而异,所以就需要进行综合考虑。在这种特定情况下,配重为 3000 公斤或负载-功率比为 60 公斤/千瓦,在理论时速为 14、12 和 10 公里时大致可得到最大牵引效率;在 8 公里/时效率降低约 3~5%。如果从成本和作业生产率的角度考虑,这种方案似乎是很合理的,所能获得的最佳牵引效率与最大牵引效率相比,其差有限。

结 论

通常在滑转率较低时或总牵引比为 0.4~0.5 时获得最大牵引效率。在混凝土路面上,拖拉机以不适于大多数田间作业的高速前进时可以得到最大牵引效率。为了发挥拖拉机功率,所要求的前进速度对于某些田间作业来说嫌太高,但前进速度较低时,要加的配重量太大,又不经济。为了获得最佳性能,对最大牵引效率、最高的作业生产率和最低的成本必须作综合考虑。对于两轮驱动拖拉机来说,轮速在 8~12 公里/时范围内、载荷-功率比约为 60 公斤/千瓦时可获得最佳牵引效率和最佳性能。

(参考文献略)

沈廷荣、周孔元、王健伟译自《Transaction of the ASAE》

1978, Vol. 21, No. 4, p. 650~653

吴起亚、完定远校

美国内布拉斯加州 拖拉机试验的牵引性能分析

Kenneth W. Domier

摘 要

对美国内布拉斯加州大学在 1963~1974 年间所做的两轮驱动拖拉机的试验结果进行了牵引性能的分析。根据胎纹角、胎压、载荷系数、轮胎直径、轮胎宽度、轮胎线网层数、单胎或双胎等因素,比较了动力牵引比和牵引效率。在低载荷系数下,减小充气压力、增加轮胎直径以及应用低压双胎使牵引性能获得改进。胎纹角的影响不是决定性的;轮胎宽度和线网层数对牵引性能没有影响。

引 言

很多国家对农业和工业拖拉机作了正式和独立的试验。理想的拖拉机挂钩牵引功率的试验应在田间进行,然而,由于充气轮胎的拖拉机在田间作试验时,即使是一台拖拉机的几次试验之间还是几台拖拉机所做的试验之间,其结果差异悬殊,所以要求在混凝土路面或沥青路面上进行试验。对在状态良好的试验路面上所作的拖拉机挂钩牵引功率试验结果进行了比较。农业和工业拖拉机制造商因此精心挑选有效的轮子结构,力求取得最佳的试验结果。

Sheets^[7]叙述了几种在混凝土试验路面上获得最大挂钩牵引功率的办法。其中,所介绍的四种方法是:

1. 如果可能,选用较小的 8 层线网以及充气压力较高的轮胎;选用完好的旧胎,而其胎纹高度为规定初始胎纹高度的 65%。
2. 控制滑转率,尽量接近 5.7%,行驶速度在 6.5~8.9 公里/时时,为获得最大的挂钩牵引功率,需适当添加后轴配重。
3. 在拖拉机的前部加足够的配重,以便保证最大挂钩牵引力受到允许的后轮滑转率为 15% 的限制,而不是受到稳定条件的限制。
4. 为了获得最大的挂钩牵引功率,要选择最佳的传动比,以使驱动轴上输出最大的有效功率。这些建议是否为拖拉机制造商沿用,不得而知。

在内布拉斯加州大学,按美国机动车工程师学会(SAE)和美国农业工程师学会(ASAE)试验规范或正式的内布拉斯加州试验规范^[8]对拖拉机进行了试验。至于轮胎,SAE 试验规范 SAE J 708C (1975)规定:“拖拉机要装有标准的商用车轮装置。……因为轮胎的牵引系数随磨损而变化,2、3、1 项试验(带配重的最大挂钩功率)开始前的供试轮胎胎纹高度不小

于新胎的 65%。”这些要求减少了出现因轮胎胎纹高度所造成的试验结果相差悬殊的可能性。除胎纹或胎纹高度之外,还有许多因素影响轮胎的牵引性能。这些因素包括橡胶成份、制造工艺、环境条件、试验路面的类型和条件以及由拖拉机制造者控制下的其它因素,例如胎纹角度、充气压力、载荷系数(允许载荷的百分率)、轮胎直径和宽度、轮胎线网层数以及双胎的应用等。后面的这些因素在分析斜网层轮胎时应加以考虑。

用作比较的参数选择

比较轮胎性能的两个最常用的参数是动力牵引比(拉力/载荷比)和牵引效率。通常先绘制出这些参数与轮子的滑转率的关系曲线,然后在特定的滑转率值或在某滑转率范围内的平均值下进行比较(文中所用术语系 ASAE S 296.2 所规定)。

本文比较了动力牵引比为 0.3~0.75 的滑转率,动力牵引比特地选为 0.4~0.6,这是因为最大挂钩牵引功率试验通常在这范围内进行^[7]。在某一动力牵引比下与滑转率的对照,比在一给定滑转率下动力牵引比的比较更有意义。在给定排档下,拖拉机在最大输出和额定发动机转速下会对驱动轮传递一定的扭矩。这样产生的总牵引力与有效力臂或有效半径成反比;在某一滑转率下会得到净拉力。如果在一定的动力牵引比下比较两只尺寸相同的轮胎,假定两只轮胎的运动阻力系数相等;任何滑转率的差异都是输出特性差异的征兆。

动力牵引比是一个输出参数,靠自身所取得的值不能度量所需要的输入功率。如果已知对轴的输入功率,那么就能计算一个极有用的输出参数——牵引效率。由于功率在传递过程中的损失在一给定的传动装置下因排档不同而有变化^[4],因而,应用市场上的每一类型的变速器,挂钩功率与动力输出轴功率的比值不能表示所获得的牵引效率。在美国内布拉斯加州拖拉机试验中,不测量输入功率,本文中的牵引效率是利用测量和假设的数据来进行计算的。

方 法

1963~1974 年,内布拉斯加州大学的两轮驱动拖拉机的正式试验报告按轮胎尺寸分类,然后按轮胎充气压力、轮胎线网层数以及胎纹角度细分(如该大学的 L. F. Larsen 所提供)。使用美国轮胎轮圈协会^[10]所详细规定的轮胎载荷极限来计算载荷系数。有关胎纹角度,应确定是使用轮胎制造厂所规定的胎纹角度还是按照 ASAE S 296.2 (1977) 的规定。试验依照 ASAE S 296.2 的规定,胎纹角度为 45° 和 67° (厂商规定则为 23°)。比较时,为了使尽量多的因素为常数,所以很多试验报告不能利用。

按下列步骤计算动力牵引比:

1. 两轮驱动拖拉机前轮运动阻力的计算值加上挂钩牵引力来表示拖拉机净牵引力;
2. 利用前轮和后轮运动阻力计算值的方程,求得两轮驱动拖拉机的动力载荷转移^[2];
3. 动力牵引比由净牵引力除以作用在驱动轮上的动力载荷求得。

在计算牵引效率时,将驱动轮输入功率的量值计为挂钩牵引功率、滑转率引起的功率损失以及克服运动阻力所需功率的总和。通过由动力牵引比除以总牵引比并乘 100 减去滑转率,能以简化的形式计算牵引效率。总牵引比是驱动轮上的总牵引力除以驱动轮上的动力载荷。由于不能根据测量数据计算总牵引比,所以总牵引比取为动力牵引比与驱动轮运动

阻力系数之和。根据轮胎直径求得所用的运动阻力系数,其值范围为:从24.5-32轮胎的0.017到12.4-28轮胎的0.025。不考虑轮胎的变形或其它因素。

对每一次拖拉机试验所得数据绘制关系曲线,并用手描成一条光滑的曲线。用求平均值的方法获得所研究每一因素的具有代表性的曲线。由轮胎尺寸、胎纹角度、轮胎线网层数、充气压力、载荷系数表示了每一种有代表性的曲线,并对由大量拖拉机试验所得的结果取平均值来描制该曲线。双重轮胎用字母D表示;而单胎,如有需要,则用字母S表示。

结 果

为简化起见,仅讨论动力牵引比为0.5时滑转率方面的增减及其对最大牵引效率的影响,曲线上的其它点亦有意义,将在下面详细讨论。

胎纹角的影响

胎纹角分为 45° 或 67° 两种。自1966年以来,内布拉斯加州大学的正式试验一直使用胎纹角为 67° 的轮胎,而从1969年以来,约有95%的试验使用胎纹角为 67° 的轮胎。在其它因素固定不变的情况下,仅对下列5种尺寸的轮胎(12.4-38、14.9-28、16.9-30、23.1-34、24.5-32)的胎纹角度进行比较。在5种轮胎尺寸中,其中两种(12.4-28、14.9-28)的胎纹角为 67° 时,得到较好的性能;另两种(23.1-24、24.5-32)则在胎纹角为 45° 时,取得较好的性能;而在第5种(16.9-30)则胎纹角对牵引性能无明显的影响。作者注意到,23.1-34轮胎在牵引性能上的差异最大,胎纹角为 45° 时,滑转率减少1.5%,因此最大牵引效率增加1.2%(与 67° 胎纹角相比),见图1a、1b。

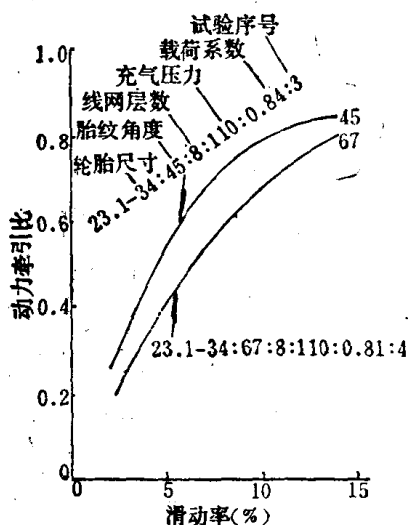


图1a 胎纹角对动力牵引比-滑转率关系的影响(23.1-34轮胎)

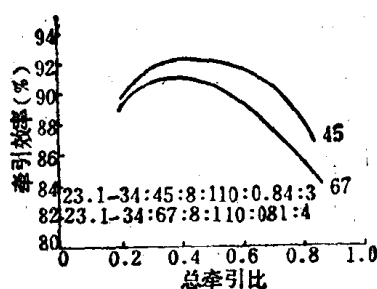


图1b 胎纹角对牵引效率-总牵引比间关系的影响(23.1-34轮胎)

轮胎压力的影响

轮胎充气压力的影响见图2a和2b。胎压增加27.5千牛顿/米²,即轮胎允许载荷也相应地增加,这样就使滑转率增加1%,最大牵引效率减少0.6%(图2a、b)。在另外三种比较中,胎压增加13.8千牛顿/米²时仅对轮胎的性能产生较小的影响。

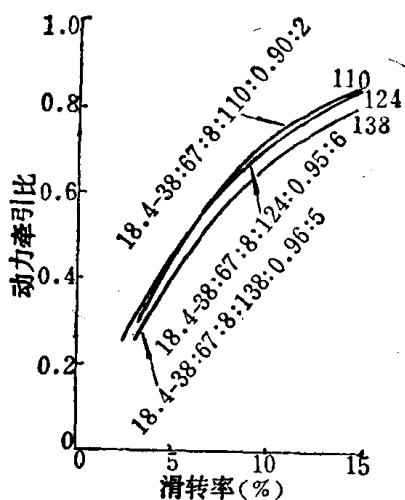


图 2a 充气压力对动力牵引比-滑
转率关系的影响
(18.4-38 轮胎)

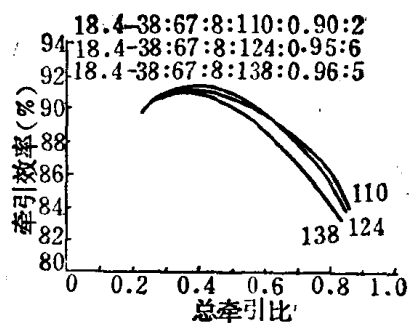


图 2b 充气压力对牵引效率-总牵引比
关系的影响
(18.4-38 轮胎)

载荷系数的影响

载荷系数被定义为：作用在驱动轮上的静载荷与轮胎和钢圈协会所规定的(1975)允许载荷之比。对于 18.4-38 双胎，载荷系数从 0.69 增至 0.90，就使滑转率增加 1.3% (图 3a)，最大牵引效率减少 0.8% (图 3b)。与单胎 23.1-34 的比较中，载荷系数从 0.81 增至 1.00，使滑转率约增加 1%，最大牵引效率减少 0.5%。

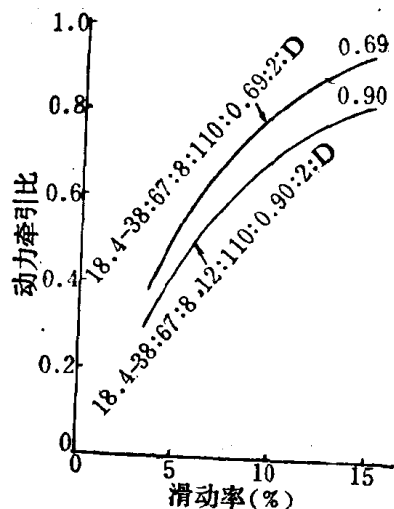


图 3a 载荷系数对动力牵引比-滑
转率关系的影响
(18.4-38 轮胎)

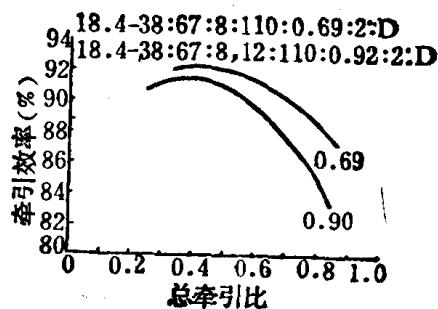


图 3b 载荷系数对牵引效率-总
牵引比关系的影响
(18.4-38 轮胎)

轮胎直径的影响

轮胎直径的影响见图 4a、4b，直径增加 10% (从 23.1-26 到 23.1-30)，滑转率则减少 0.6%，最大牵引效率增加 1.0%；直径增加 18% (从 23.1-26 到 23.1-34)，滑转率减少 1.1%，最大牵引效率增加 1.6%。载荷系数较小的 23.1-34 轮胎 (23.1-34 轮胎的载荷系数为 0.89，而其它两种轮胎的载荷系数为 1.00) 也会产生差异。对轮胎 18.4-28、18.4-34 和 18.4-38，发现存在着类似的差异，只不过不那么明显罢了。

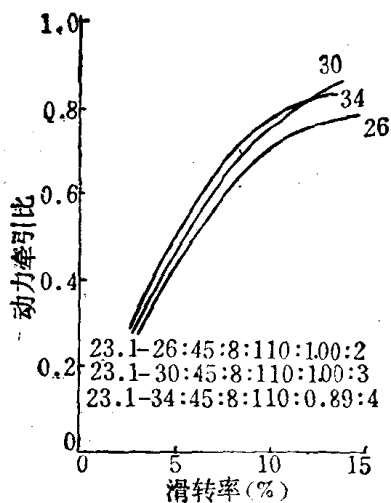


图 4a 轮胎直径对动力牵引比-滑
转率关系的影响
(23.1-26、23.1-30、23.1-34 轮胎)

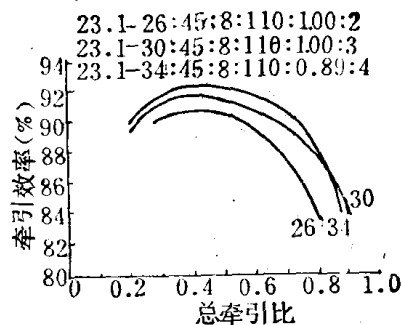


图 4b 轮胎直径对牵引效率-总
牵引比关系的影响
(23.1-26、23.1-30、23.1-34 轮胎)

轮胎宽度的影响

选择两个受载后半径大致相等,但宽度不同(相差 33%)的轮胎作比较(18.4-38; 67:8:124:0.95:6 和 24.5-32; 67:10:124:0.97:2),在正常牵引力范围内,动力牵引比和牵引效率没有区别。

轮胎线网层数的影响

选用了 11 种 6 层线网和 8 种 8 层线网的轮胎进行比较。8 层线网轮胎的动力牵引比-滑转率曲线位于滑转率差异不到 1% 的狭窄带形区域内。8 台拖拉机中有 7 台是一个公司制造的,但已在试验中用过三年。6 层线网轮胎的 11 条动力牵引比-滑转率曲线分布在滑转率差约为 3% 的范围内,虽然其中 8 条曲线处于其滑转率差为 0.6% 的狭窄区域内。11 台拖拉机中有 5 台是一个公司制造的,而 5 台中又有 4 台是在同年内进行试验的。所得到的结论是,轮胎线网层数对滑转率或牵引效率没有明显的影响。

双重轮胎的影响

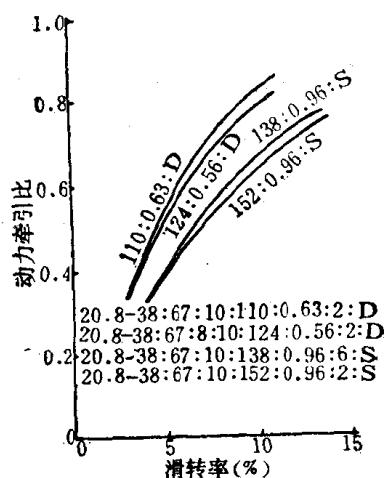


图 5a 双重轮胎对动力牵引比-滑
转率关系的影响
(20.8-38 轮胎)

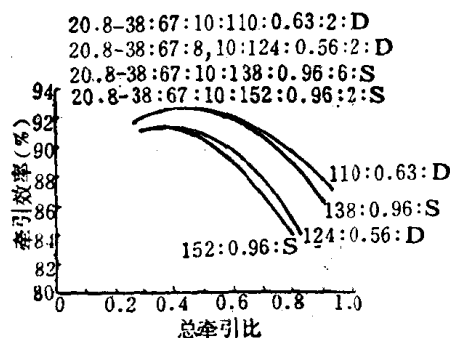


图 5b 双重轮胎对牵引效率-总
牵引比关系的影响
(20.8-38 轮胎)