

铰接自行式机械动力学

郑 州 工 程 机 械 制 造 厂

铰接自行式机械动力学

(振动和运行稳定性)

〔苏〕 E. IO. 马林诺夫斯基 著
M. M. 加茨高里

郑州工程机械制造厂设计科 译
西安公路学院筑路机械教研室 校

郑州工程机械制造厂

1 9 7 6

内 容 简 介

本书研究了铰接式轮胎机械的动力学问题,包括行驶的平顺性和运行稳定性。分析了铰接式机械的优缺点,研究了新型机械弹性系统(人体-机器-道路)的计算示意图,提出了铰接式机械动力学微分方程的普遍形式。在分析整个方程组的基础上,对机器的行驶平顺性和运行稳定性问题作了专门研究,并根据各种铰接式车辆的结构特点,分析了运动微分方程在这些情况下的特殊形式和计算方法。振动计算问题是利用统计动力学方法解决的。在运行稳定性问题中,则导出了在各种特殊情形下的临界速度计算公式。书中还介绍了研究铰接式机械之行驶平顺性和运行稳定性的模拟试验装置与某些试验结果。

本书对从事铰接式机械研制工作的工程机械(尤其是铲土运输机械)制造厂和研究单位、汽车和其他运输车辆的设计和研发部门均有一定的参考价值。

ДИНАМИКА САМОХОДНЫХ МАШИН
С ШАРНИРНОЙ РАМОЙ (колебания
и устойчивость движения)
Е.Ю.МАЛИНОВСКИЙ, М.М.ГАЙЦГОРИ
Москва, «МАШИНОСТРОЕНИЕ», 1974г.

铰接自行式机械动力学

郑州工程机械制造厂设计科 译
西安公路学院筑路机械教研室 校
常州人民印刷厂 印刷
郑州工程机械制造厂 (内部发行)

1976 定价: 2.60元

序

“铰接自行式机械动力学”（Динамика самоходных машин с шарнирной рамой）一书系苏联机械制造出版社1974年出版，原作者为E.Ю.马林诺夫斯基和M.M.加茨高里，由郑州工程机械制造厂设计科翻译。

铰接式轮胎机械是五十年代末期才大量发展起来的一种新型轮式基础车辆。与传统的汽车型轮式机械相比，铰接式机械有不少独特的优点，例如：在不平的路面上行驶时，各车轮上的反力可自动平衡，车架不受扭转，能保证很小的转弯半径，减少在松土上的滚动阻力等等，所有这些优点都有助于改善机器的牵引性能、通过性能以及机动性和灵活性。对于经常在越野条件下运输和作业的工程机械来说，铰接式机械的优越性尤为显著。此外，车辆结构简单，便于通用化、系列化，不需要复杂的梯形转向机构，可以避免采用庞杂的汽车式悬架系统等特点，都使得铰接式车架在建筑与筑路机械，尤其是在铲土运输机械方面（例如：铲运机、装载机、平地机、运土车、压路机等）获得了十分广泛的应用。

近年来，具有铰接车架的轮胎式工程机械在我国已有了迅速的发展。但是，铰接式机械的结构特点也带来了某些问题，例如由于没有悬架和在越野条件下行驶而引起的强烈振动，由于铰接机构引入的附加自由度导致抗翻稳定性和高速运行稳定性的下降等。在工程机械向重型和高速化的方向发展时（例如从运行稳定性的观点来看，对于重型机械，时速40公里就已经不低了，而现代的轮胎式工程机械的速度可高达90公里/小时以上），这些问题的解决就显得十分迫切了。

本书研究了铰接式机械的动力学问题，包括行驶的平顺性和运行稳定性。在第一章中分析了新型机械的优缺点，并对铰接式机械的发展作了历史回顾。

第二章研究了机器弹性系统中弹性元件（轮胎和铰接装置）刚度的确定问题，但对重型轮胎和铰接系统刚度计算的原始资料提供较少，尤其是缺乏实验数据。

第三章分析了机器弹性系统（人体-机器-道路）的计算示意图，提出了铰接式机械动力学微分方程的普遍形式，并指出：汽车型机械的振动和稳定性问题可作为普遍方程的特殊形式来解决。

第四章专门研究了行驶平顺性问题，并介绍了在实际施工条件下测得的机器和人体的振动加速度及其频谱的资料。由于横向和纵向振动远较垂直振动为小，所以，妨碍车速提高和对人体产生有害影响的主要是垂直振动。对于垂直振动来说，铰接式机械与一般的汽车型机械并无本质上的差别。因此，在本章中引起兴趣的主要是研究行驶平顺性问题的统计动力学方法和某些实际的试验结果，以及对于降低振动强度之结构措施进行的分析。

第五章专门讨论了铰接式机械的运行稳定性问题。分析了各种类型单铰式车辆的计算示意图和运动方程，并由此导出了稳定性判据的普遍形式。根据各种双节段单铰式车辆的结构特点，分析了在这些特殊情形下的稳定性判据和临界运行速度的计算方法。分析的结果表明，与汽车型机械不同，铰接式机械可能存在着两种失去运行稳定性的情况：由于偏离而失去稳定性和由于车体折转而失去稳定性。在本章中还讨论了多铰式机械（汽车列车）的运行稳定性问题。

第六章介绍了研究人体-机器-道路系统之动力学问题的台架试验，介绍了装备有道路状态显示装置的模拟试验台，和由此取得的某些试验结果。

在发展我国自行设计的铰接式工程机械时，对于研究铰接式机械的行驶平顺性和运行稳定性问题，本书所阐述的某些内容有一定的参考价值。但是，书中也有不少繁琐的、不切我国实际的地方，需要我们根据“洋为中用”的原则，取其精华，去其糟粕，批判地进行参考。

西安公路学院筑机教研室

目 录

前 言	1
第一章 铰接式机械的特点	3
第一节 计算示意图	3
第二节 铰接式机械的优缺点	6
第三节 历史回顾	8
第二章 系统中弹性元件的特性	10
第一节 轮胎	10
轮胎与道路垂直相互作用的模型	10
轮胎与道路横向相互作用的模型	15
第二节 车体铰接机构	24
第三章 铰接式机械的一般运动方程	28
第一节 基本假设的选择	28
第二节 运动方程的推导	29
第三节 方程的结构分析	33
第四章 机器的振动和行驶平稳性	37
第一节 问题的提出	37
第二节 试验结果	38
第三节 道路的激振作用	41
第四节 处在机器—道路系统中的人	45
第五节 减振结构的设计方案	49
第六节 垂直振动	55
按线性问题处理时的垂直振动计算公式	55
在考虑典型非线性特性情形下研究振动的例子	59
行驶平稳性的简单评价	63
第七节 横向振动	67

第五章	行驶稳定性	71
第一节	引言	71
第二节	二节铰接式机械	73
	研究机械平面平行运动的例子	82
第三节	多节铰接式机械	83
	运动方程的推导	84
	利用一般方程求特殊解的例子	91
	双铰式机械计算示意图的特点	95
第六章	人体-机器-道路系统的台架试验研究	103
第一节	专用台架试验装置	103
第二节	研究结果	105
参 考 文 献		108

前 言

最近几十年来,大功率轮胎自行式机械的产量一直在增长着。在筑路和土壤改良工程中,在建筑材料的采掘和矿山的露天开采中,轮胎式机械均已得到广泛应用。行走机构装用充气轮胎,能够成功地综合满足自行式运输车辆的高速运输性能和完成各种作业所必需的高的牵引动力性能。近二十年来,这些新型机械(其性能大多决定于上述优点)已经获得广泛的应用。在这些机械中,包括有范围广泛的轮胎自行式铲土运输机械,如铲运机、装载机、压路机,及其他以轮胎自行式底盘为基础的各种施工机械。因为这些机械具有高的运输速度和机动性,所以生产率也高,因此在长运距建筑工程(公路与运河的建筑,水利工程)中特别喜欢使用它们。

轮胎式行走机构的采用,迫使铲土运输机械研制人员去综合地解决机器在运输工况下的运动稳定性和振动问题。机械的防振问题尤为复杂。由质量较大和施工工艺所形成的结构特点,使得土方机械不一定能利用汽车式悬挂。同时,建筑机械需要在越野条件下工作。因此,若想实现高速运输,建筑人员就必须为建筑机械修筑道路,设计人员也应当探索新的设计方案和机器结构。尽管铲运机、运土车和装载机都在越野条件下工作,但在施工时要繁忙地高速行驶,而且需要从一个工地向另一工地迅速转移,所以要求这些机械能在公路上自由调动。在运输速度不断提高的情况下,这一要求对设计人员提出了一系列问题,这些问题范围广泛,并与保证机器具有令人满意的操纵性能和运行稳定性有关。

为了解决《运输特性》问题,设计人员曾不得不求助于汽车制造业的经验。但是,由于这些机器计算原理图的特点,往往不能利用《汽车理论》中的现成结果。

新机器与汽车的不同之处,在于其所谓铰接式结构,现在,已经开始将这种机械称为具有铰接车架的机械或铰接式机械。

通常,铰接的轮胎式机械是双轴车辆,由二节或更多个节段组成,利用垂直铰和有关的专门机构联接在同一平面内。这些机构保证各个节段能在平面内相对转动或使机器之车架《折转》。折转角的变化决定着所需要的操纵性能。除垂直铰之外,机器各节间还有水平铰相连,它能使机器各节相对纵轴独立地摆动。因此,与汽车的计算示意图相比,描述系统之状态的独立坐标的数目更多了。

直到不久以前,还未对铰接式机械的特性作过研究。因此,在许多情况下,设计人员只能依靠汽车制造业的经验。可是,积累的经验清楚地表明:铰接式机械乃是一种新型轮式车辆,对于它们来说,汽车制造业中已知的许多问题需要重新解决。首先应当研究那些最能反映由于系统自由度的增加而形成其特点的过程。这些过程包括:在具有实际微观不平度的路面上运行时机器的机动性和操纵性;抗翻稳定性;运输工况下的振动和行驶平顺性,以及高速行驶稳定性。

对于自行式机械来说,驱动装置和传动系统的动力学问题也是相当复杂的,但是属于经典问题,与铰接式机械的特点并无直接联系。关于工作装置的动力学问题,也可以说是属于同样的情况。

本书详细地研究了机械运动之振动和稳定性问题。所有运动方程都是从描述轮胎铰接式机械

之运动的一般系统导出的。并将所得的结果与汽车理论中已知的类似结果作了比较。而且，轮胎铰接式机械动力学的特点，是在某些情况下允许从新的观点来看待汽车理论中的某些众所周知的问题，并扩大轮胎式运输车辆运动理论的概念。

近几年来，全苏建筑筑路机械制造科学研究所对具有铰接车架的轮胎自行式机械之计算方法和结构进行了研究，本书就是根据作者在该所作出的研究成果写成的。

尽管铰接式机械之许多动力学问题的提法和解法与汽车理论中熟知的问题和解法有着密切关系，但是，为了阐明由于在计算示意图中增加自由度而带来的特点，还是有必要对这些问题作再一次考察。

在研究机器运动的振动和稳定性时，研究了人体-机器-道路系统。作者认为，对于铰接式机械的动力学问题，上述提法是很切实际的。现代的大功率铰接式机械通常都是高生产率机器。关心司机，在一定程度上满足其舒适性要求，最终就意味着能实现机械的有效利用。

在准备书稿时，认为大多数工程师是熟悉机械的计算方法的。

本书之第一、五两章是E. IO. 马林诺夫斯基写的，其余部分则均由二位作者共同写成。

第一章 铰接式机械的特点

第一节 计算示意图

铰接式机械之垂直铰可使其机架在平面内折转。按照机械所有的垂直铰数目，可将它们分为具有一个垂直铰的二节式铰接机械，和具有二个垂直铰的三节式铰接机械等。组成机器的各节段，则宜按机器之运动方向命名为前节、中间节与后节(机械有三节构成时)。二节铰接式机械已获得最广泛的应用。图1是它们的典型的计算示意图，其固定座标系统XYZ的Z、X轴相应与水平铰和垂直铰之轴线重合。下面来研究这些示意图。

在图1—a中，机器之前节是独立的总成——单轴牵引车，后节是半拖车。垂直铰轴稍稍偏置于单轴牵引车之桥轴的后方。水平铰起平衡架的作用，位置相当低。机器的各节均可相对Z轴摆转 $15^\circ \sim 20^\circ$ 。

转向时，两个节段均可相对X轴转动，折转角取决于各节转角之差。这种铰接式机械的折转角可达 90° 。许多自行式铲运机和运土车都是这一种型式的铰接车辆。这一型式最适用于以单轴

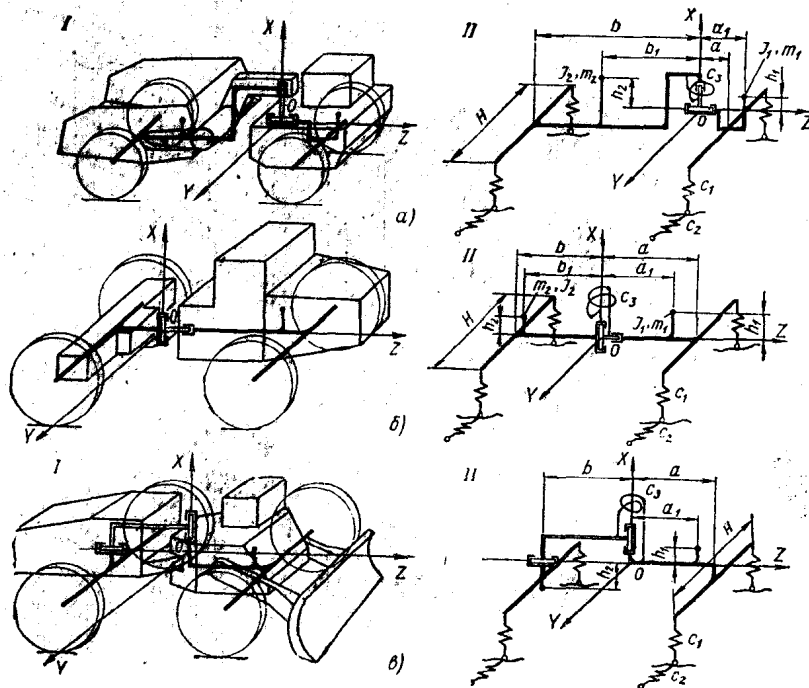


图1 两节铰接式机械的计算示意图

a. 铲运机或运土车, б. 牵引车, в. 装载机, I. 简化总图, II. 计算示意图;
 $m_{1,2}$ ——质量; $J_{1,2}$ ——惯性矩; a, b ——铰轴至桥轴的距离; a_1, b_1 ——铰轴至质心的距离; h_1, h_2 ——前后节质心高度; H ——轮距; c_1, c_2 ——轮胎的径向刚度和横向刚度; c_3 ——连接铰的圆周刚度。

牵引车为基础的机械与设备。

示意图 1—6 之特点是由水平铰和垂直铰构成的铰接机构的位置接近机器的支承中心。机器各节相对 Z 轴之最大摆转角为 $8^{\circ} \sim 12^{\circ}$ ，折转角为 $30^{\circ} \sim 35^{\circ}$ 。摆转角和折转角的大小均决定于稳定性条件，因为，这种型式的机械（例如 K—700、K—702 型拖拉机）多半是可以安装多种不同悬挂设备的基础车辆。

对于图 1—B 所示的机械，前后节之间仅有垂直铰相连接。水平铰被用作前桥或后桥的平衡装置。这种铰接式机械的最大折转角和平衡器的摆转角与上一种的相同。许多铰接式装载机都是采用这一型式。

尽管这三种计算示意图在外观上是不同的，但从机器运动的力学观点来看，却都是同一种机构，所不同的仅在于铰的位置对座标系统的相互关系。图 2—a~r 为两节铰接式机械的外观图。

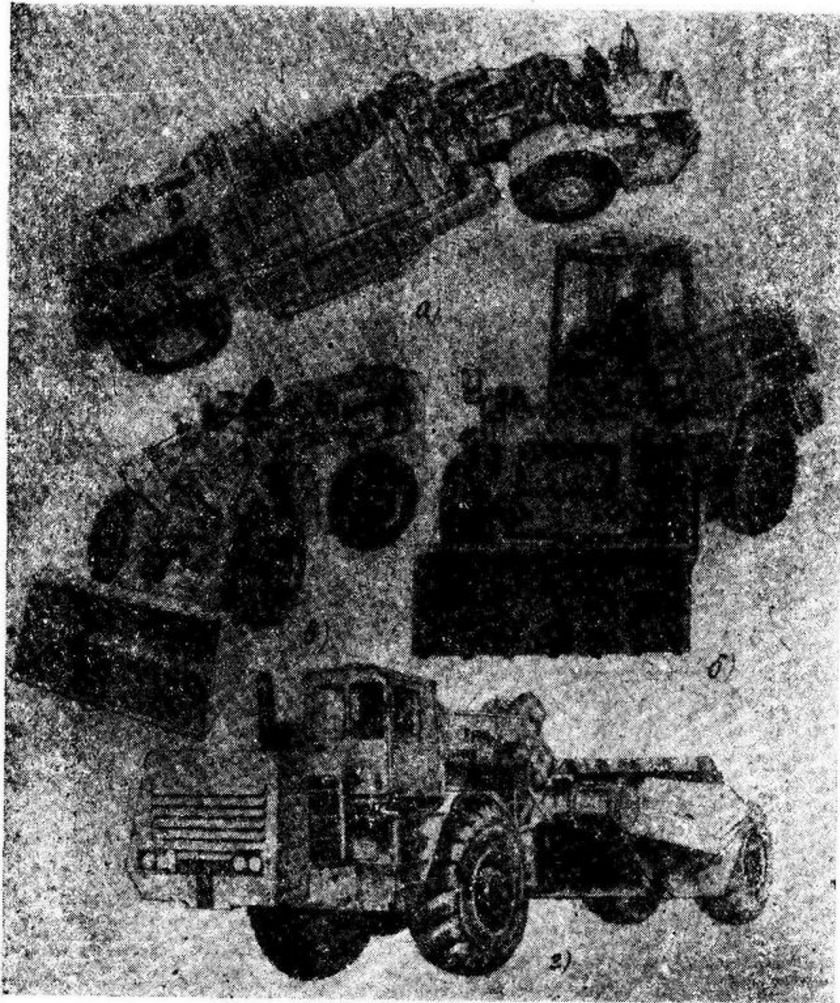


图 2 二节铰接式机械

a. 凯特皮勒公司制造的铲运机；б. TO—18 型装载机；в. 克拉克·爱克维门公司造的装载机；г. ДЗ—67 型铲运机。

下面研究三节铰接式机械（或称双铰式机械）的计算示意图。三节铰接式机械的生产量不多，且常常带有试验性质。第二个铰将使结构复杂化，因此，只有在具有显著的施工优点（例如能

《侧行》)时,才会采用这种复杂的结构。《侧行》是使前、后节同时向一侧转向时实现的,足够这对研制平地机械特别适用。在《侧行》工况下工作时,后轮可在前轮轮辙外沿整平的表面动。

图3为三节双铰式机械的计算示意图。增加的座标轴 X_1 在第二个垂直铰轴上。转向角决定于前后两节相对中间节的转角之和。

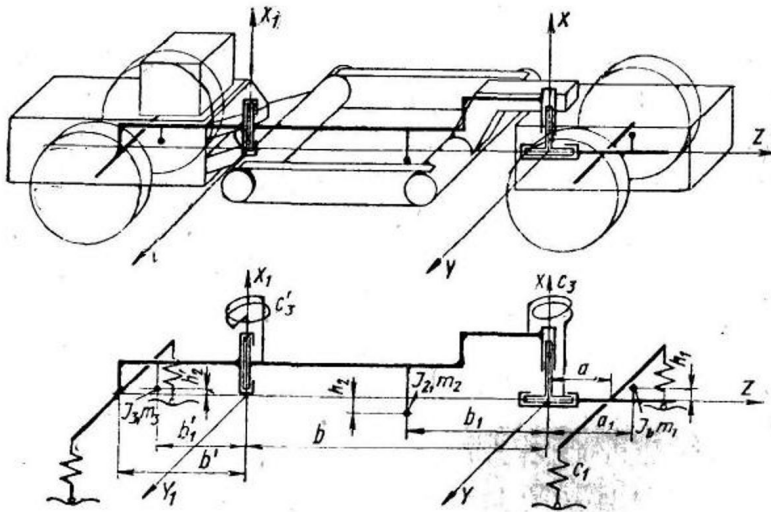


图3 三节铰接式机械的计算示意图

图4为三节铰接式机械的试验机型。

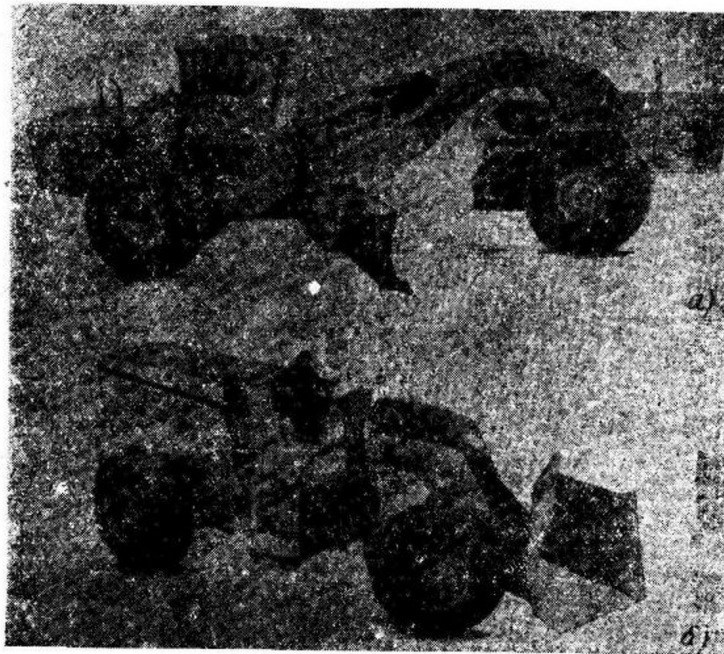


图4 三节铰接式机械

a. 列埃各公司造《巨人》型平地机; б. 其尔·泰恩公司造《特洛伊》型装载机

第二节 铰接式机械的优缺点

在叙述铰接式机械的一些性能时，我们将把这些性能与具有汽车式传统结构的机械之类似性能作比较。

二节铰接式机械的优越性是由于具有水平铰和垂直铰而形成的。因而可将它们按其形成的原因分成二类。

在支承表面具有任意微观断面的条件下，由水平铰铰接成的二节式机械的每个车轮的载荷，均可由三个静力学方程定出。因为具有水平铰，所以机械是静定的，尽管机器具有四个支承点（轮子），其各构件（车轮，桥，车架）的载荷还只决定于机重 G_M ，而与支承表面之断面状况无关。在这种情况下，就具有以下优点：

能大大地减小甚或完全消除机器车架的扭转载荷 M_{KP} （见图5，a），因此不仅可减小机架之质量，还能提高整个结构的可靠性（如汽车在越野条件下工作，则其机架将经受相当大的载荷）；

为研制不用车桥悬挂机构的高效能施工机械提供了可能性。对于重型越野车辆，省去悬挂机构（弹簧、减振器、导向机构拉杆）可简化机器的结构和降低成本；

能提高机器在恶劣道路条件下工作时的通过性和生产率。这是因为静定的结构保证了充分地利用机器的附着重量，避免了抬起任一车轮或使任一车轮卸载。

利用车体之垂直铰可以形成下列优点：

实现大的车体转向角（可达 90° ）。这对于在转向节上安装转向车轮的汽车式结构（图5，6）来说是不能做到的。这种较大的转向角，能保证机器在运输和施工工况下工作时具有更高的机动性；

降低机器在转向运行过程中的功率消耗（图5，b）。其原因是：当垂直铰位于轴距之中点处时，能保证机器前后轴上各相应车轮通过同一轮辙（图6），而不是象汽车那样形成二个轮辙。当机器在可变形的土壤条件下工作时，动力的节约更为显著；

简化转向机构的设计布置方案。因为采用这种型式时，可省去转向梯形，而且在全轮驱动条件下，可省去昂贵的等角速高强度万向节和高强度的转向节。这一点对于在恶劣的条件下工作的机械特别重要，因为上述机构很容易受到损伤。由于铰接式机械车体转向机构的位置布置得较

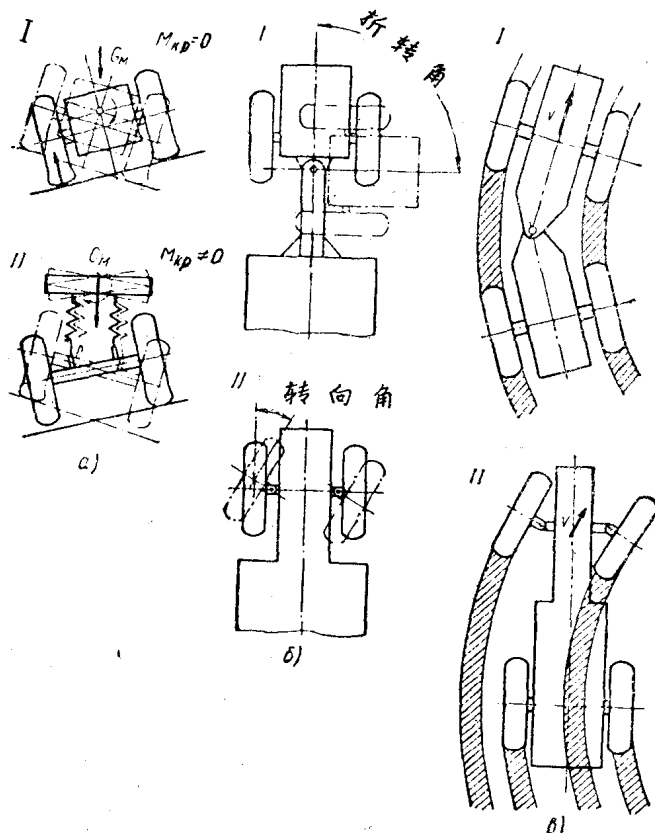


图5 底盘的工作特性

a——与支承表面的相互作用；б——机动性；в——通过性；

г——铰接式机械；д——具有整体车架的汽车

高，所以通常也就更可靠一些。

铰接式机械便于标准化和通用化。机器的分节性使我们有可能在同一基础节（如单轴牵引车或铰接式底盘的动力车节）上组装各种悬挂装置，从而形成具有各种施工用途的机械簇。在图7上表示了以列都尔诺公司制造的单轴牵引车为基础节组装成的这类机械簇。

可是，在带来附加自由度的同时，铰也招致了一些极严重的缺点。其中最严重的缺点是降低了抗翻稳定性的贮备。

铰接式机械某一节段失去稳定性（如发生横向翻车）与另一节无关，但将会使整个机械失去稳定性。这种情况可解释如下：倾翻载荷通常决定于装在机器某节段上的工作装置的参数，而水平铰又部分地消除了由另一节之自重形成的抑制力矩的作用。这种情况，将会特别地恶化工作装置尺寸远远超过轴距的机械的稳定性。当机器在平面内转向时，支承面积会缩小。机器某节之重心因工作装置的位置变动可能移向支承面的边缘。正确地设计机器能够避免出现这种现象，可是保证铰接式机器在斜坡上特别是在紧急制动条件下工作的稳定性问题需要进行专门的研究[15]。

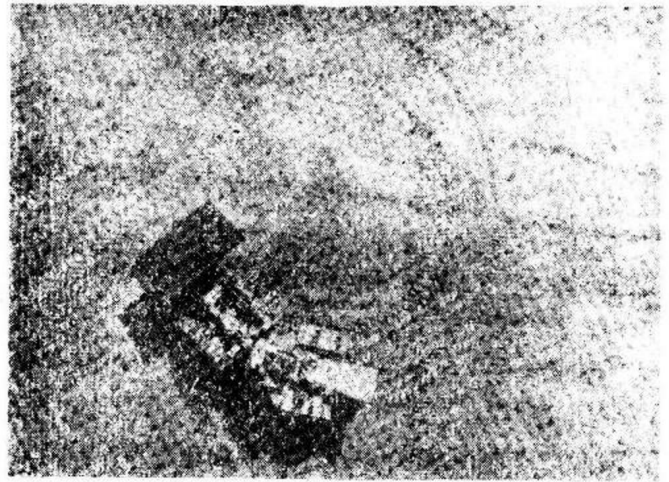


图6 二节铰接式机械在可变形土壤上运行时的轨迹

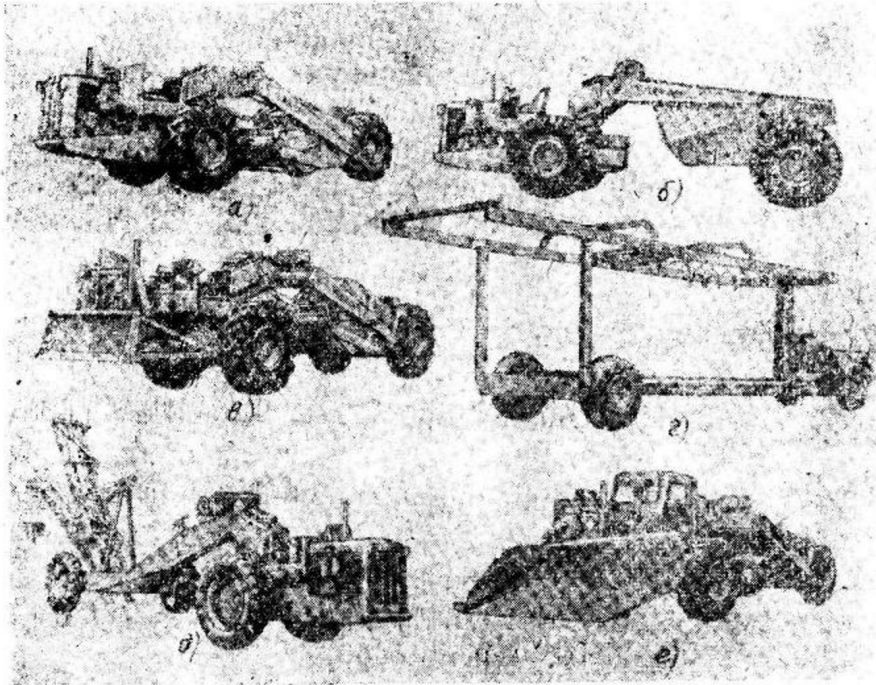


图7 以单轴牵引车为基础形成的机械簇

a. 铲运机；b. 运土车；c. 带推土刀的铲运机；d. 预制板运输车；e. 起重机；f. 扫雪机

铰接式机械的另一缺点是货厢布置的设计困难，铰接装置会在某种程度上加长机器的轴距，对铰接机构、支承连接装置等专用部件需要进行专门的设计。在每一种具体的情况下，设计方案的优越性必须根据机器的用途、使用特点及生产上的各种综合因素来确定。

第三节 历史回顾

要追溯铰接式机械的发生和发展过程是相当困难的，这是因为，这种机械的提出和研究，是在从事汽车和拖拉机研制工作的强大的研究潮流和许多设计师的研究成果中进行的〔37〕。

第一辆铰接式运输装置《阿达姆斯车》，是1836年在英国制成的。奇泼洛克工程师在1920年获得了铰接车架方面的专利。该铰确定了二个自由度，使机器各节能在二个平面内转动。这种铰最初曾用于履带式机械。

第一台铰接的轮式车辆是意大利的鲍威斯—托洛基公司在1913年研制成功的(图8, a)。它是一种具有钢轮的双轴驱动式农用拖拉机。按折腰的方式实现车体转向。

装有实心轮胎的铰接式机械也是意大利在1914年研制成功的，并用作大炮的牵引车。这种机器极其成功，因此该公司向英国、瑞典出售了生产这些机器的许可证。这种机器生产了三十年。同时，许多国家对利用铰接结构设计轮式车辆的思想作了进一步的试验。英国在1930年设计成了一种铰接式四轴汽车(《鲍威斯—威尔逊》牵引车，见图8, b)。机器之每一节段都可以单独使用。每个节段上的车轮都用平衡悬架成对相连。可是，因机器有好几根轴，所以转向阻力矩增大了。由于当时还没有完善的伺服操纵系统，所以同时操纵几根轴的问题未能解决。

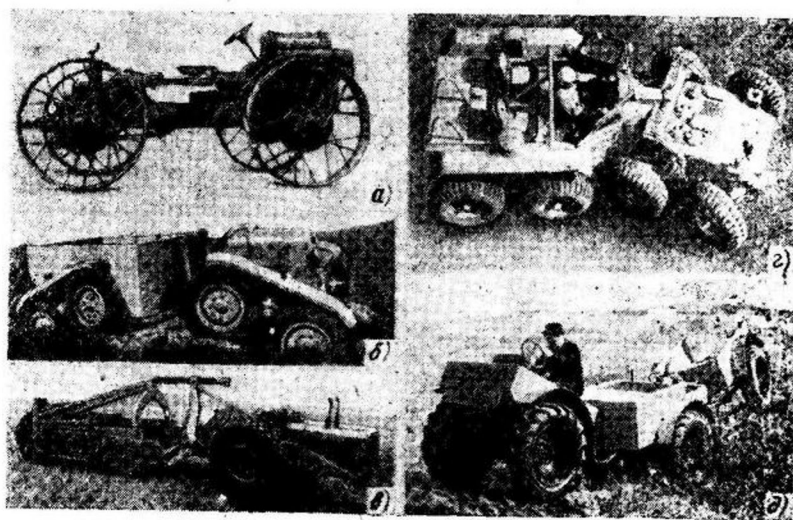


图8 最初的一些铰接式机械

a.《鲍威斯》农用拖拉机；b.《鲍威斯—威尔逊》牵引车；c.列都尔诺公司造的铲运机；d.《维斯脱尔》牵引车；e.阿太克公司制造的机械

第一台铰接的自行式铲运机是列都尔诺公司在1923年创制成功的，可是，铲运机的速度不太高，所以未曾得到推广。

到1938年，列都尔诺公司研制成功《托诺普尔》型铰接式铲运机(图8, e)。这种机器是按《单轴牵引车和半拖挂装置铰接为一体》的方法制成的。在单轴牵引车的基础上出现带半拖挂装置的机械，成了研制各种铰接式机械之结构的推动力。

《托诺普尔》型铲运机系全轮驱动，具有铰接式结构。机器的转向是用制动同侧车轮的方法实现的。在1940年，德国克虏伯公司制成《洛梅尔》铰接式机械，在铰接式转向机构中首次采用了油缸。到了1950年，才在铲土运输机械上采用强制的动力式车体转向。从此，铰接式机械(主

要是铲土运输机械)很快就充满了市场。传动系统(特别是液压传动)的发展促进了铰接式机械的成功运用。这些设计方案以前曾经被抛弃过,随着液压传动的采用,已经变成完全有效的方案了。可以列举洛克希德公司在1955年研制成功的《维斯脱尔》牵引车为例子,其结构几乎与《鲍威斯—威尔逊》型牵引车没有什么不同(见图8, r)。主要的差别仅仅只是在车体转向机构中采用了液压传动。

从1960年起,各种吨级的铲土运输机械、建筑筑路机械、装载机和其他铰接式机械已经开始大量生产。

在明斯克汽车制造厂研制和掌握MA3-529型单轴牵引车(在其基础上试制了M-357M型自行式铲运机)的成批生产过程中,苏联积累了成功地创制铰接式机械的经验。在近几年中,又研制成了铰接的轮胎式装载机(TO-17型、TO-18型等)。在深入地研究现代化轮胎式拖拉机时,成功地利用了铰接式机械的经验。

研制铰接式机械的经验,以及机器本身的优越性,促使设计人员去研制由二个以上节段组成的轮胎铰接式运输机械。以后,把多节式机械叫做铰接式列车。在研制铰接式列车方面,主角是列都尔诺公司。在五十年代中叶,它生产了铰接式串联铲运机,在北方和沙漠地带作运土车辆。1962年,研制成功载重150吨的18节铰接列车。研制多节铰接式机械是极其复杂的课题。一般,这种列车是试验性的单件产品。

这种机械在建筑筑路机械行业制造串联铲运机方面应用最广[27]。

随着宇宙被征服,已经设计出在其他行星条件下(特别是月球上)使用的运输机械。铰接式机械被认为是具有竞争能力的方案。在1961年,通用汽车公司制成了具有弹性铰的铰接式机械,并作了稳定性试验。近几年来,其他公司已开始研制宇宙间使用的铰接式机械。专家们都认为:由三个单轴车节构成的铰接式机械是最适用的,因为这种铰接式车辆的机动性最好。ATAR公司已制成这种型式的机器(图8, n),它具有弹性铰,并且各轮均有独立的驱动系统¹。

¹ 苏联月球车工作的成功经验表明,采用无铰多轴轮式机械方案的可能性还远未消失。

第二章 系统中弹性元件的特性

第一节 轮 胎

轮胎决定着机器的许多最重要的动力特性。有些研究人员甚至认为：应当在《道路-轮胎-机器》综合系统中将轮胎作为一个独立的单元来考察[25, 31]。可是，尽管已经有了一些研究轮胎工作力学的基本著作，还只能利用轮胎的近似模型来解决机器运动的动力学问题。这是因为，轮胎的基本参数，如横向刚度、径向刚度、切向刚度，阻尼特性，抗横向偏离的特性都与许多因素（例如轮胎的几何尺寸、断面的相对高度、胎内气压、接触印迹的面积和对支承表面的平均压力、轮胎质量、层级、胎面花纹密布度以及帘线的分布特性等等）有关。

进行轮胎选型时，通常都希望能保证必要的牵引附着性能和耐摩性。如果轮胎选型得当，便能最好地综合满足轮胎承载能力和机器在各种不同土壤条件下的通过性要求，这是因为，轮胎的直径和断面宽度与其承载能力和胎内气压有着密切关系。同时，轮胎的承载能力又与它和支承表面的接触面积（特别是断面宽度）有关。如果轮胎的直径不变，承载能力相同，则加大其断面宽度可大大地降低胎内气压，从而提高其通过性能。可是，这种好处有时会恶化操纵性和高速行驶稳定性。

有些公司作了不少专用诺模图，利用这些诺模图，可根据轮胎比较试验的许多结果，按机型、施工类别、气候及其他条件来选择最佳轮胎。可是，当不能远在试制新机器之前即行研制新型的轮胎时，这种方法是不适用的。在这种情况下，只能利用研究系统的数学模型的方法，来评价机器的动力特性，因此有必要对描述轮胎模型的方法作详细研究。

轮胎与道路垂直相互作用的模型

对于轮胎式铲土运输机械的大多数结构来说，在系统中轮胎是唯一的弹性件和减振元件。所以，机器的振动和行驶平稳性完全决定于轮胎。

可用弹性元件的模型来描述轮胎与地面的垂直相互作用，在一定的负荷范围内，可以用线性刚度 $c = \frac{Q}{f_m}$ 和阻尼系数 θ （公斤·秒/米）表达出来（图9），式中： Q 为额定载荷（公斤）； f_m 为相应的轮胎静态变形量（米），它仅取正值，并确定着轮胎的单方向工作特性。

轮胎说明书中常常不给出 f_m 和 θ 值。在这种情况下，可用 P. 海杰凯尔公式[14]确定 f_m 的初次近似值：

$$f_m = Q \frac{1}{\pi p_m \sqrt{2RD}} \quad (1)$$

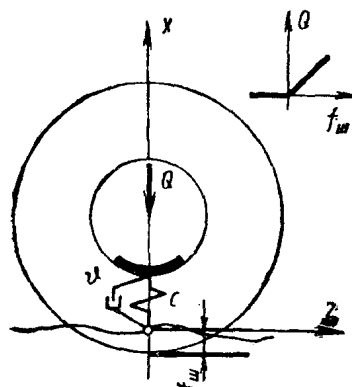


图9 轮胎与支承表面在点接触状态下的简化模型