

轮胎自行式 铲土运输机械理论

〔苏〕H.A. 乌里扬诺夫 著

华中杰 译 孙祖望 孙树仁 等校

《国外工程机械》编辑部

轮胎自行式铲土运输机械理论

H.A. 乌里扬诺夫 著

华中杰 译

孙祖望 孙树仁 龙水根



《国外工程机械》编辑部

1979

前 言

本书系根据苏联1969年出版的《ТЕОРИЯ САМОХОДНЫХ КОЛЕСНЫХ ЗЕМЛЕРОЙНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН》一书译出，原书共分三个部分。

第一部分：《轮胎自行式铲土运输机械的一般理论问题》。这部分的重点是轮式行走机构理论，着重讨论了在铲土运输机械施工中最常见的土壤条件下，车轮的运动学和动力学，以及轮式行走机构的滑移和附着性能。在这一部分中还介绍了轮式行走机构在各种土壤条件下的滚动阻力和附着性能的试验资料，以及根据试验资料归纳成的经验公式。

第二部分：《轮胎自行式铲土运输机械的牵引力学》。这一部分较详细地叙述了机械传动式和液力机械传动式铲土运输机械在各种工况下的牵引计算和绘制牵引特性的方法。研究了如何根据牵引特性曲线来评价铲土运输机械的技术经济性能的问题。

第三部分：《轮胎自行式铲土运输机械基本参数的选择和计算》。这部分主要叙述单、双轴牵引车的牵引计算以及牵引性能、速度性能和燃油经济性的分析。在这一部分和上二部分的有关章节中，还着重讨论了发动机、各种传动系，尤其是液力机械传动系和轮式行走机构的匹配问题，并在此基础上提出了轮胎自行式铲土运输机械总体参数的计算。

根据“洋为中用”的原则，本书内容对我国当前轮胎自行式铲土运输机械，尤其是液力机械传动式铲土运输机械的设计、研究工作，以及有关专业的教学工作均有一定的参考价值。但是，书中也有一些不切实用的繁琐计算，作者的某些论点，有些并不一定适合我国的国情，有些还有待于在实践中加以检验。所有这些，都需根据“认真学习外国的好经验，也一定研究外国的坏经验——引以为戒”的精神，认真地加以研究，以去其糟粕，取其精华。

孙祖望

目 录

前 言

第 一 部 分

轮胎自行式铲土运输机械的一般理论问题

第 I 章 土壤概论

- § 1 土壤的物理机械特性..... (1)
- § 2 土壤的抗压强度..... (2)
- § 3 土壤的计算条件..... (3)

第 II 章 轮胎式行走机构理论

- § 4 充气轮胎车轮的分类..... (5)
- § 5 充气轮胎车轮的滚动运动学..... (6)
- § 6 充气轮胎车轮的滚动动力学..... (10)
- § 7 轮胎式行走机构的滚动阻力..... (14)
- § 8 轮式行走机构轮胎的滑动..... (36)
- § 9 轮式行走机构轮胎的附着力..... (52)

第 III 章 轮胎式行走机构工作过程的试验研究

- § 10 试验研究方法的基本原理..... (58)
- § 11 轮胎与土壤的相互作用..... (60)
- § 12 轮胎式行走机构的滚动阻力..... (63)
- § 13 轮式行走机构轮胎的滑动..... (66)
- § 14 轮胎式行走机构的动力半径..... (73)
- § 15 轮胎式行走机构的无因次牵引特性..... (77)

第 IV 章 轮胎自行式铲土运输机械的驱动力

- § 16 内燃机的特性..... (83)
- § 17 机械传动式铲土运输机械驱动力的确定..... (85)
- § 18 液力传动的特性..... (86)
- § 19 内燃机与液力传动装置的共同工作..... (91)
- § 20 内燃机—液力传动装置系统输出特性的绘制..... (93)
- § 21 液力机械传动式铲土运输机械驱动力的确定..... (107)

第 二 部 分

轮胎自行式铲土运输机械的牵引力学

第 V 章 轮胎自行式铲土运输机械的牵引平衡

- § 22 铲土运输机械的工况 (110)
- § 23 铲土运输机械的工作阻力 (111)
- § 24 铲土运输机械的牵引平衡和功率平衡 (112)

第 VI 章 轮胎自行式铲土运输机械的牵引性能

- § 25 铲土运输机械牵引性能的评价 (115)
- § 26 机械传动式铲土运输机械牵引特性的绘制 (117)
- § 27 发动机分出动力时机械传动式铲土运输机械牵引特性的绘制 (128)
- § 28 铲土运输机械理想牵引特性的绘制 (133)
- § 29 液力机械传动式铲土运输机械牵引特性的绘制 (135)
- § 30 一些特殊工况下铲土运输机械牵引特性的绘制 (141)
- § 31 由两台牵引车构成的机组牵引特性的绘制 (146)
- § 32 铲土运输机械牵引性能和燃油经济性的确定 (149)
- § 33 周期切土式铲土运输机械铲土时总牵引力的确定 (150)
- § 34 连续切土式铲土运输机械主要使用指标的计算 (157)

第 VII 章 轮胎自行式铲土运输机械的牵引试验

- § 35 牵引试验方法的基本原理 (160)
- § 36 牵引试验结果的处理 (163)
- § 37 自行式铲运机的牵引试验 (165)
- § 38 双轴牵引车的牵引试验 (168)
- § 39 Д-446 型自动平地机的牵引试验 (170)

第 VIII 章 轮胎自行式铲土运输机械的速度性能

- § 40 铲土运输机械速度性能的评价 (172)
- § 41 机械传动式铲土运输机械速度特性的绘制 (172)
- § 42 液力机械传动式铲土运输机械速度特性的绘制 (178)
- § 43 铲土运输机械的动力特性 (179)

第 三 部 分

轮胎自行式铲土运输机械基本参数的选择与计算

第Ⅷ章 铲土运输机械的发动机、传动系和行走装置

§ 44	内燃机的工况	(180)
§ 45	对内燃机的要求	(181)
§ 46	关于选用内燃机的几点建议	(181)
§ 47	传动系的作用	(182)
§ 48	机械式传动系	(183)
§ 49	液力机械式传动系	(186)
§ 50	液力传动基本参数的计算	(187)
§ 51	关于液力变矩器选型的一些建议	(195)
§ 52	铲土运输机械行走装置参数	(196)
§ 53	充气轮胎基本参数的确定	(199)
§ 54	充气轮胎的选择	(206)

第Ⅹ章 单轴牵引车

§ 55	对单轴牵引车的要求	(208)
§ 56	机械传动式单轴牵引车的牵引计算	(209)
§ 57	全轮驱动双发动机自行式铲运机的若干运动学和动力学问题	(220)
§ 58	液力机械传动式单轴牵引车的牵引计算	(224)
§ 59	牵引工况下土壤对自行式铲运机车轮的法向反力的确定	(226)
§ 60	单轴牵引车的稳定性	(231)
§ 61	单轴牵引车的转向	(233)

第ⅩⅠ章 铲运机

§ 62	铲斗参数的选择	(239)
§ 63	铲运机土壤铲装阻力的计算	(240)
§ 64	铲装土壤时铲运机组总牵引力和总惯性力的确定	(243)
§ 65	铲运机执行机构的受力计算	(245)
§ 66	铲运机生产率的计算	(251)
§ 67	铲运机工作时燃油消耗量的计算	(254)
§ 68	自行式铲运机和助铲机共同工作的试验研究	(259)
§ 69	链板装斗式铲运机的牵引计算	(269)

第ⅩⅡ章 犁扬机

§ 70	机器参数和工作装置上的作用力	(273)
§ 71	犁扬机的牵引计算	(275)
§ 72	牵引工况下土壤对犁扬机车轮的法向反力的确定	(279)
§ 73	犁扬机横向稳定性的计算	(281)
§ 74	犁扬机生产率和燃油消耗量的计算	(282)

第XⅡ章 双轴牵引车

§ 75	对双轴牵引车的要求	(284)
§ 76	机械传动式双轴牵引车的牵引计算	(286)
§ 77	全轮驱动双轴牵引车的若干运动学和动力学问题	(288)
§ 78	液力机械传动式双轴牵引车的牵引计算	(296)
§ 79	双轴牵引车在牵引工况下工作时滚动表面对车轮的法向反力的确定	(299)
§ 80	运输工况下滚动表面对双轴牵引车车轮的法向反力的计算	(307)
§ 81	双轴牵引车的稳定性	(309)
§ 82	双轴牵引车的转向	(310)

第XⅣ章 推土机

§ 83	推土机参数的计算	(311)
§ 84	推土机推土阻力的计算	(315)
§ 85	推土机执行机构之受力计算	(316)
§ 86	推土机生产率的计算	(317)
§ 87	推土机燃油消耗量的计算	(318)

第XⅤ章 自动平地机

§ 88	机械传动式自动平地机的牵引计算	(319)
§ 89	液力机械传动式自动平地机的牵引计算	(323)
§ 90	自动平地机在牵引工况下工作时土壤对车轮的法向反力的确定	(325)
§ 91	自动平地机生产率的计算	(330)
§ 92	自动平地机工作时燃油消耗量的确定	(331)

第 一 部 分

轮胎自行式铲土运输机械的一般理论问题

第 I 章 土 壤 概 论

§ 1 土壤的物理机械特性

轮胎自行式铲土运输机械的铲土阻力、牵引性能、通过性和稳定性在很大程度上取决于土壤的物理机械性质。因此，有必要援引某些在研究铲土运输机械理论的各种问题时所涉及的土壤特性。

表 1 为筑路土壤分类法，它是以小于 0.005 毫米的粘土颗粒的百分含量为基础分类的〔8〕。土壤等级的定义可见表 2〔23〕。土壤的松散系数如表 3〔25〕。

表 4 是土壤内摩擦系数 μ_1 和土壤对钢的摩擦系数 μ_2 。

表 5 为各种状态堆积土壤的自然坡角 α 〔2〕。

表 1~5 中所列的土壤物理机械性能资料应视为概数。对于每种具体情况，须经相应的实验室试验，使之精确化。

表 1 筑路土壤分类法

土 壤 名 称	按 重 量 计 算 的 颗 粒 (其 尺 寸 以 毫 米 计) 含 量 (%)		
	砂 粒 (2.00~0.05)	粉 粒 (0.050~0.005)	粘 土 粒 (小于0.005)
砂土	—	< 15	< 8
粉质砂土	—	15~50	< 8
亚砂土	颗粒尺寸为 2.00~0.25 者 > 50	较砂土少	8~12
细亚砂土	尺寸为2.00 ~0.25的颗 粒 < 50	较砂土少	8~12
粉质土	—	较砂土多	< 12
亚粘土	比粉质土多	—	12~18
重质亚粘土	同 上	—	18~25
粉质亚粘土	—	较砂土多	12~25
粘土	任意	任意	> 25

表 2 土壤级别的定义

土 壤 级 别	I	II	III	IV
公路科学研究所 冲击器的冲击次数〔53〕	1~4	5~8	9~15	16~35

表3 土壤的松散系数

土壤级别	土壤名称	k _p
I	砂土	1.08~1.17
II	亚粘土	1.14~1.23
III	粘土	1.24~1.30
IV	重质粘土	1.26~1.32

表4 土对土和土对钢的摩擦系数

土壤名称	μ_1	μ_2
砂土和亚砂土	0.8	0.35
中质亚粘土	1.0	0.50
重质亚粘土	1.2	0.80

表5 土壤的自然坡角

土壤名称	土 壤			土壤名称	土 壤		
	干的	湿的	潮的		干的	湿的	潮的
粗砂	30	32	27	轻质亚粘土	40	30	20
中粒砂	28	35	25	亚粘土, 瘦粘土	50	40	30
细砂	25	30	20	肥粘土	45	35	15

§ 2 土壤的抗压强度

在铲土运输机械工作装置和车轮的作用下, 土壤发生局部变形。轮子使土壤变形的的主要形式是垂直压缩。因此, 首先应知道土壤的法向接触应力 σ 和总变形量 x 之间的函数关系。

在土力学中, 这些函数是在整理曲线 $\sigma = \sigma(x)$ 的基础上确定的, 而这些曲线则是用刚性圆形平冲头压入土壤的实验方法得到的[74]。研究车轮和土壤的相互作用时, 土壤压缩变形规律最通用的形式是[61]:

$$\sigma = C_1 x^\alpha \quad (1)$$

幂指数 α 主要决定于土壤的含水量[17]。实验研究表明(图1, 2), 当铲土运输机械在典型的土壤条件下工作时, 若 $\sigma \leq 2.5$ 公斤/厘米², 则在工程计算时可以足够精确地认为: $\sigma = \sigma(x)$ 是线性函数[61]。此时, 公式(1)呈:

$$\sigma = C_1 x \quad (2)$$

试验研究也已确定, 土壤变形规律(1)[18]、(2)[61]不仅可用于评价压缩过程, 也适用于评价土壤弹性变形的恢复过程。此时, 对于驱动轮造成的土壤变形, (2)式可写为:

在加载区(nO, 图3), $\sigma = C_1 x$,
式中 x 是土壤的总变形量;

在卸载区(mO, 图3), $\sigma = C_2 x$,
式中 x 为土壤的弹性变形。

C_1 与 C_2 之差随土壤密实度的增高而减小。

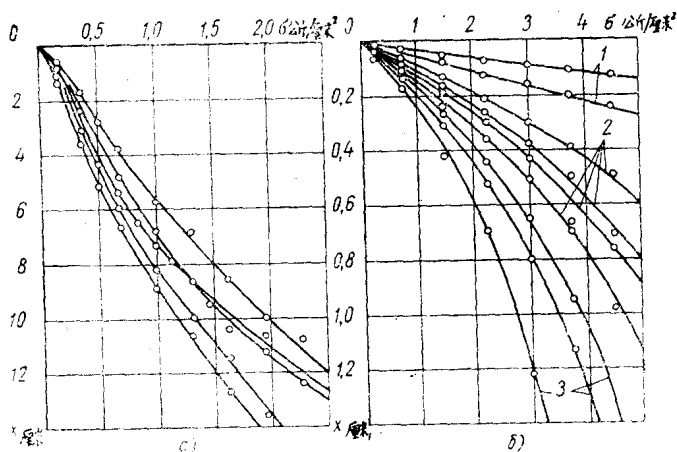


图 1 直径为25厘米的刚性圆形平冲头压入亚粘土 [$w = (0.85 \sim 0.95)w_0$] 的阻力曲线
a. 深25~30厘米的熟土; 6. 最典型的土壤表面;
1. 土路; 2. 人工压实的土壤; 3. 新切土

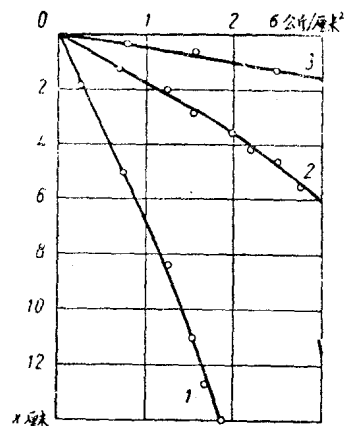


图 2 装胎车轮重复通过同一轮辙时(次数见曲线上的数字), 法向接触应力对加载区土壤总变形量的函数曲线。试验用土壤条件为压实地基上铺设40厘米厚的疏松粘土 [$w_0 = (0.95 \sim 1.0)w$]

按照线性变形半空间理论[74], 用刚性圆形平冲头压入时, 土壤总变形量最大值为:

$$h_{\Pi} = \sigma D_{\Pi} \frac{1 - \mu_r}{E_1} \frac{\pi}{4},$$

式中 σ 为冲头下土壤表面的法向接触应力平均值;

D_{Π} 是冲头直径。

近似计算时, 可将上式简化为[19]:

$$h_{\Pi} = \frac{\sigma D_{\Pi}}{E_1}$$

若将 $\sigma = C_1 h_{\Pi}$ 代入上式, 则不难确定压缩变形时土壤的机械强度指标 E_1 和 C_1 间的函数关系:

$$E_1 = C_1 D_{\Pi}$$

按刚性圆形平冲头压入土壤的结果所作的曲线 $\sigma = \sigma(x)$ 表徵着土壤在稳定历程(静态平衡)中的强度。当负荷短时间作用时, 因土壤的粘性表现得较小, 会产生附加的变形阻力, 所以土壤显得结实些。在负荷的短时间作用下, 土壤的压缩强度可用其动态总形变模量来评价[47]:

$$E_{\partial 1} = E_1 + \frac{H}{t}, \quad (3)$$

式中 E_1 是土壤的静态总形变模量, 可按冲头压入土壤之阻力曲线确定;

H 是与土壤种类、密实度和含水量有关的常数;

t 是负荷的作用时间。

§ 3 土壤的计算条件

在几种主要的铲土运输机械进行施工时, 运动表面的典型形式如表 6。

表 6

几种主要铲土运输机械施工时遇到的典型运动表面

机器名称	作业名称	运动表面的种类
铲运机	铲土	新切土
	运土	新切土, 土路, 压实程度不同的填积土
	卸土、平土	疏松的填积土
	空程	同运土栏
犁扬机	挖土	新切土, 部分是松土
推土机	切土、推土	新切土
	推土、平地	新切土和疏松填积土
	空程	土路, 新切土, 疏松的填积土
	给铲运机助铲	新切土
自动平地机	切土、运土	新切土
	运土、平地	疏松的填积土
	修平路基侧面	压实程度不同的填积土
	修筑土路	土路

由这些资料可见, 大多数铲土运输机械施工时是在土路、新切土和疏松的填积土上运行的。可是, 在进行铲土这一工作循环的主要作业时, 所有铲土运输机械则都在新切土上运动。

因此, 铲土运输机械的典型运动表面将是: 结构未受到破坏的新切土, 人工压实的土壤, 疏松的填积土和土路。

试验研究表明[62], 进行土方施工时, 土壤含水量范围平均为 $(0.6 \sim 1.1)w_0$, 或 $(0.36 \sim 0.66)w_{\text{BH}}$ [73]。

如所周知, 工程结构的填方土应具有接近最佳值的含水量, 而自然土层中的土壤在大多数情况下都具有这样的含水量。但是, 实际土方施工时, 有时必须采掘含水量高的土壤。当然, 这不是典型情况。此外, 观察铲土运输机械的工作可发现, 当含水量超过 $(1.1 \sim 1.2)w_0$ 时, 用工作装置挖掘土壤是不合适的, 而且有时甚至是不可能的。其原因是, 铲土运输机械牵引性能会急剧地降低, 推土机和自动平地机的铲刀会粘着土壤, 铲运机铲斗装土和卸土会发生困难。

从土壤含水量观点看, 可分为表 7 所列的二种典型计算情形。

也应指出, 土方施工中, 挖掘粘土比挖非粘性土壤的情况更多。其原因一方面是自然界中粘土分布较广, 另一方面是粘土更适用于修造土建工程结构。

因此, 进行铲土运输机械牵引计算和解决工作过程的其他问题时, 必须按具有自然密实度和正常含水量 $(0.7 \sim 1.0)w_0$ 或 $(0.42 \sim 0.60)w_{\text{BH}}$ 的新切粘土条件作出。

归纳试验资料, 可得含水量为 $(0.8 \sim 1.0)w_0$ 时粘土总形变模量之平均值如次[62];

	E_1 (公斤/厘米 ²)
很疏松 (填积, 新开垦) 的粘土	5~25
疏松的粘土 (磁实的填积土, 耕作地的熟土)	25~50
未压实粘土	50~100
实 土	100~150

Я—61型14.00—20轮胎重复通过熟土地时, 土壤密实度和总形变模量如表8所示。试验中, 轮轴之垂直载荷为4000公斤, 胎内气压是5公斤/厘米², 土壤之相对含水量 $\frac{w}{w_0} = 0.7[62]$ 。

表7 土壤的计算条件

计 算 条 件	w/w_0	w/w_{BH}
正 常 的	0.7~1.0	0.42~0.60
困 难 的	1.0~1.2	0.60~0.72

表8 装胎车轮重复通过时的土壤密实度和总形变模量

重复通过次数	$\delta r/\delta r_{max}$	E_1 (公斤/厘米 ²)
通 过 前	0.78	10
1	0.92	65
2	0.96	80
3	0.98	92
5	0.99	104
9	1.00	120

第 I 章 轮胎式行走机构理论

§ 4 充气轮胎车轮的分类

轮胎自行式铲土运输机械车轮的作用是:

1. 作为行走机构, 将驱动轮的旋转运动转变为机器的前进运动;
2. 作为支承件, 将垂直载荷传递给滚动表面;
3. 作为导向件, 能保证机器运动时可以改变方向;
4. 作为弹性悬挂, 使机器运行平稳。

根据车轮所起的主要作用, 可分类如次:

1. 主动轮: 既是行走机构, 又是支承件;
2. 被动轮: 仅起支承件的作用;
3. 被动导向 (操纵) 轮: 起支承和导向作用;
4. 主动导向轮: 起行走、支承与导向作用。

轮胎自行式铲土运输机械的工作装置只是在运动过程中利用其轮式行走机构发挥的牵引力铲削土壤。由于轮式行走机构的轮胎与滚动表面的相互作用, 使得由发动机传递给轮式行走机构的扭矩变成了轮胎自行式铲土运输机械的牵引力。这一过程的效率在很大程度上确定着轮胎自行式铲土运输机械的牵引性能。

显然, 在由发动机传递给轮式行走机构的功率中, 转变为铲土运输机械牵引功率的部分越多, 则此机构在牵引工况下的工作效率也越高。

轮式行走机构工作时的功率损失决定于: 轮式行走机构之轮胎接触区相对于滚动表面的滑移程度 (由于滑移会减低机器的运行速度) 和滚动阻力。

决定着滑移和滚动阻力之大小, 亦即铲土运输机械之牵引性能和速度性能的因素,

$$R_1 = r_o \left(1 + \frac{\lambda}{h_n} \right);$$

$$R_2 = r_o \left(1 + \frac{\lambda}{h_y} \right)$$

进行计算。

如所周知，土壤的总变形量 $h_n = h_y + h_o$ ， ξ 点相对滚动表面之运动速度 v_1 的方向与过该点的切线方向相同。因为轮胎的圆周变形相当小[61]，若忽略不计，则 v_1 即为 ξ 点的圆周速度 v_3 与其径向移动速度 v_2 （轮胎之径向变形速度）之合成速度。

利用所作的图形及有关标记，可列出下式：

$$v_1 = \frac{v_3}{\cos(\alpha - \beta)} = \frac{\omega_k \rho}{\cos(\alpha - \beta)}; \quad (4)$$

$$v_2 = v_3 \operatorname{tg}(\alpha - \beta) = \omega_k \rho \operatorname{tg}(\alpha - \beta), \quad (5)$$

式中： $\rho = O_1 \xi$ 。

设轮轴不动，而滚动表面沿相反方向作等速运动，且其值等于轮轴之实际运动速度 $v_k \theta^*$ 。

若点 ξ 的速度为 $v_k \theta$ ，则它在速度 v_1 方向上的分量

$$v_4 = \frac{v_k \theta}{\cos \beta} \quad (6)$$

若把接触点 ξ 作为滚动表面上的一点来考察，则其速度将为 v_4 。在这种情况下，若该点属于轮胎表面，则显然，其速度将取另一值 v_1 。因此，轮胎上 ξ 点那个单元和其他 $v_1 \neq v_4$ 的所有单元一样，必然不可避免地将相对滚动表面发生滑移。此时，其滑移速度为

$$\Delta v_n = v_1 - v_4 = v_1 - \frac{v_k \theta}{\cos \beta} = \frac{\omega_k \rho}{\cos \beta (\alpha - \beta)} - \frac{v_k \theta}{\cos \beta} \quad (7)$$

轮胎滚动时，若在某接触点处 $\Delta v_n > 0$ ，则轮胎之该单元将在行驶的反方向上相对滚动表面发生滑移。我们将这种滑移叫做“滑转”，并定为正值。 $\Delta v_n < 0$ 时则相反，轮胎之该单元将按行驶方向相对滚动表面滑移。此种滑移叫做拖曳，取负值。若在某些接触点上 $\Delta v_n = 0$ ，则轮胎之该单元相对于滚动平面不发生滑移。

A.C. 安东诺夫提议用滑移系数 Θ_ξ 作为描述弹性车轮诸单元相对于滚动表面滑移的相对指标[5]。利用此法评价轮胎诸单元的滑移时，

$$\Theta_\xi = \frac{v_1}{v_4} = \frac{v_1}{v_k \theta} \cos \beta = \frac{\omega_k \rho \cos \beta}{v_k \theta \cos(\alpha - \beta)} \quad (8)$$

应指出：轮胎之某一单元滑转时，其滑移系数 $\Theta_\xi > 1$ ；若为拖曳，则 $\Theta_\xi < 1$ ；若该点之 $\Theta_\xi = 1$ ，则轮胎之相应单元对于滚动平面不滑移。若在公式(8)中取 $\alpha = \beta = 0$ ，则可得轮胎支承中心点 O 的滑移系数计算式：

$$\Theta = \frac{\omega_k r}{v_k \theta} = \frac{v_{10}}{v_k \theta}, \quad (9)$$

式中 $r = \rho$ ， $v_{10} = \omega_k r$ 。

*在作运动学分析时，采用了A.C. 安东诺夫提出的许多研究原则[5]。

按(9)式将 $v_{k\theta}$ 之值代入公式(8),可得

$$\Theta_{\xi} = \frac{\rho \Theta \cos \beta}{r \cos(\alpha - \beta)} \quad (10)$$

由公式(10)可见,轮胎之不同单元的位置将由 (α, β, ρ) 值确定,其转移系数亦异。因此,系数 Θ_{ξ} 不能作为评价充气轮胎车轮滑移的标准。为此,宜利用轮胎支承中心O点的转移系数。当 $\Theta > 1$ 时,车轮滚动时有滑转; $\Theta < 1$ 时,车轮滚动时有拖曳现象; $\Theta = 1$ 时,车轮相对滚动表面不发生滑移。

考虑(9)式,再利用公式(4)可得

$$v_1 = \frac{v_{k\theta} \rho \Theta}{r \cos(\alpha - \beta)} \quad (11)$$

按(7)式则得:

$$\Delta v_{\Pi} = \left[\frac{\rho \Theta}{r \cos(\alpha - \beta)} - \frac{1}{\cos \beta} \right] v_{k\theta} \quad (12)$$

第二种相互作用情况: 充气轮胎车轮沿不变形的表面滚动,因此只有轮胎发生变形(见图4)。上述有关轮子的运动状况和轮胎的变形特性的假设仍然有效。

可作为上述研究充气轮胎车轮滚动运动学的一般情形之特殊介导出这种情况下的车轮滚动运动学关系式。因 $\beta = 0$, $\rho = \frac{r}{\cos \alpha}$, 故此时可得下面一些关系式*:

$$\text{由(4)式得: } v_1 = \frac{\omega_k r}{\cos^2 \alpha}; \quad (13)$$

$$\text{由(5)式得: } v_2 = \frac{\omega_k r \sin \alpha}{\cos^2 \alpha}; \quad (14)$$

$$\text{由(7)式得: } \Delta v_{\Pi} = v_1 - v_{k\theta} = \frac{\omega_k r}{\cos^2 \alpha} - v_{k\theta}; \quad (15)$$

$$\text{由(8)式得: } \Theta_{\xi} = \frac{v_1}{v_{k\theta}} = \frac{\omega_k r}{v_{k\theta} \cos^2 \alpha}; \quad (16)$$

$$\text{由(10)式得: } \Theta_{\xi} = \frac{\Theta}{\cos^2 \alpha}; \quad (17)$$

$$\text{由(11)式得: } v_1 = \frac{\Theta v_{k\theta}}{\cos^2 \alpha}; \quad (18)$$

$$\text{由(12)式得: } \Delta v_{\Pi} = \left(\frac{\Theta}{\cos^2 \alpha} - 1 \right) v_{k\theta} \quad (19)$$

第三种相互作用情形: 此时,充气轮胎车轮沿可变形表面滚动,但只有滚动表面变形(见图5)。和以前一样,这种相互作用情况下的运动学关系式乃是充气轮胎车轮滚动学一般情形的特殊介。取 $\beta = \alpha$, $\rho = r = r_0$, 则

$$\text{由(4)式可得: } v_1 = \omega_k r_0; \quad (20)$$

$$\text{由(6)式可得: } v_4 = \frac{v_{k\theta}}{\cos \alpha}; \quad (21)$$

*第一个研究弹性车轮沿不变形表面滚动的运动学这一特殊情况的是A.C.安东诺夫[5]。

由 (7) 式可得: $\Delta v_{\Pi} = v_1 - \frac{v_{K\theta}}{\cos\alpha} = \omega_K r_o - \frac{v_{K\theta}}{\cos\alpha}$; (22)

由 (8) 式可得: $\Theta_{\xi} = \frac{\omega_K r_o \cos\alpha}{v_{K\theta}}$; (23)

由 (9) 式可得: $\Theta = \frac{\omega_K r_o}{v_{K\theta}}$; (24)

由 (10) 式可得: $\Theta_{\xi} = \Theta \cos\alpha$; (25)

由 (11) 式可得: $v_1 = \Theta v_{K\theta}$; (26)

由 (12) 式可得: $\Delta v_{\Pi} = \left(\Theta - \frac{1}{\cos\alpha} \right) v_{K\theta}$ (27)

图 6 为轮胎接触区内诸单元在上述几种情况下的滑移速度 Δv_{Π} 图, 它是在 $\Theta = 1$ 时按表达式 (12)、(19) 和 (27) 作成的。而轮胎径向变形速度 (v_2) 图, 则是利用 (5)、(14) 式仅对第一、二种相互作用情形绘出的。

作图时, 在垂线上标出 Δv_{Π} 与 v_2 之值, 且其正值向下截出, 负值则向上截出。

Δv_{Π} 图 (图 6 a, 6) 表明, 除支承中心 O 外, 轮胎上所有单元都按逆轮轴运动的方向滑移, 即均滑转, 且其滑转程度随着远离过轮心之垂线而增高。图 6 a 中的 Δv_{Π} 图与图 6 6 中的相反, 是不对称的, 因为轮胎在加载区和卸载区的形状和接触长度 nO 与 mO 都不同。

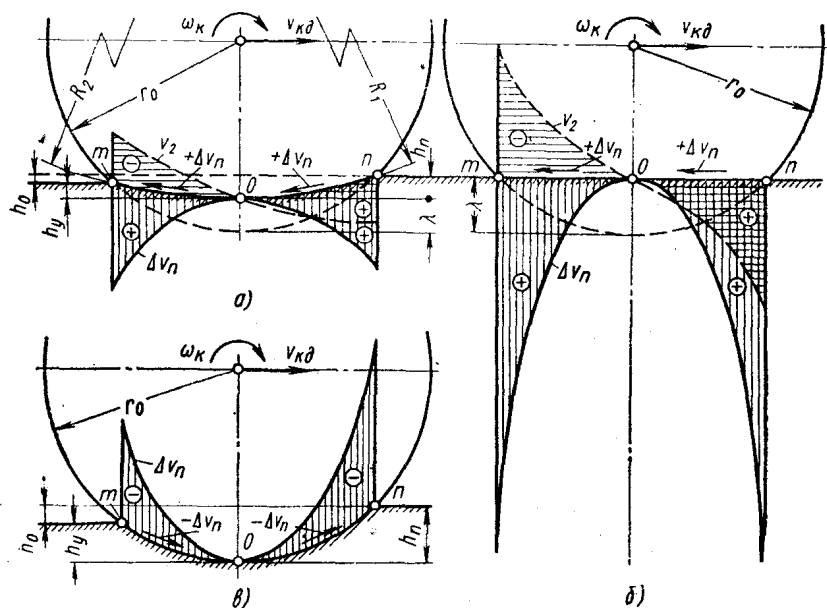


图 6 $\Theta = 1$ 时轮胎诸单元的径向变形速度和滑移速度图。

- α. 轮胎与滚动表面都会变形;
- б. 轮胎会变形;
- в. 滚动表面会变形。

应指出, Δv_n 图的特性可能会变化, 在第一种情况下主要取决于轮胎之法向变形 λ 值以及 R_1 、 R_2 。当 λ 值减小时, 该图将趋于图 6 6 所示的图形。

在第二种相互作用情况下 (图 6 6), 其他条件相同时, 边界支承点 n 和 m 的 Δv_n 值与其他相互作用的情况比较, 将达到最大值。

在第三种相互作用情况下 (图 6 6), 除支承中心 O 点外, 轮胎上所有单元将顺着轮轴运动方向滑移, 即发生拖曳现象, 其值随远离支承中心 O 而增高。

在两种情况下 (图 6 a, 6), 轮胎之径向变形速度图都改变符号。 v_z 之正值表示轮胎加载区 nO 各接触点上诸单元的径向压缩变形速度。 v_z 之负值表示轮胎恢复原状时诸单元的径向变形速度。

§ 6 充气轮胎车轮的滚动动力学

在《驱动轮》工况下, 轮胎式行走机构所受的作用力和扭矩图如图 7 a。此时可认为, 滚动表面是水平的, 而轮轴的实际前移速度不变。

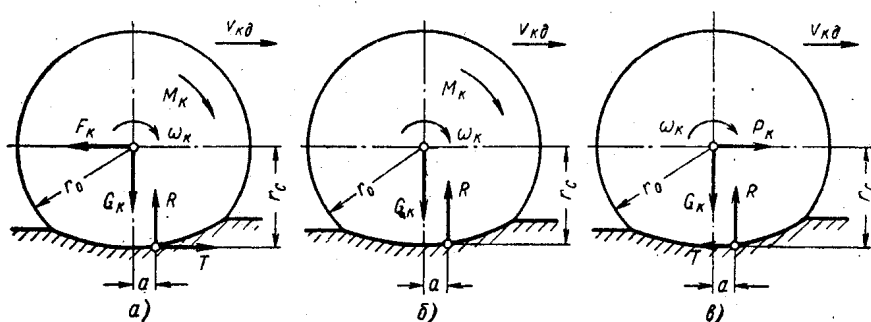


图 7 充气轮胎车轮在下列工况下工作时受到的力和力矩图:

a. 《驱动轮》工况; б. 《自由轮》工况; в. 《被动轮》工况

轮式行走机构之平衡方程为

$$M_k - Tr_c - R_a = 0$$

将方程两端除以 r_c , 注意到 $G_k = R$, 可得

$$\frac{M_k}{r_c} - T - G_k \frac{a}{r_c} = 0$$

$\frac{M_k}{r_c}$ 为轮式行走机构之圆周力 P_k 。合反力之水平分量 T 是轮式行走机构驱动轴传

递给铲土运输机械车架的牵引力。我们记 $\frac{a}{r_c} = f$, 此处 f 为轮式行走机构的等效滚动阻力系数或简称滚动阻力系数 [27]。此时, 上述公式可写如:

$$P_k - T - fG_k = 0$$

乘积 fG_k 是假想的滚动阻力 P_i [27]。最后将得:

$$P_k = T + P_i \quad (28)$$

因此, 在这些情况下研究作用到轮式行走机构上的诸力时, 可引入假想的滚动阻力

$$P_i = fR = fG_k$$