

拖拉机 动力学

[苏] И·Б·巴爾斯基等著

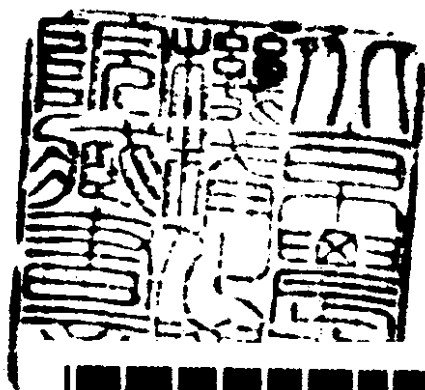
中国农业机械出版社

M16/04
拖拉机动力学

[苏] И. Б. 巴尔斯基 等著

余 群 周一鸣 译

赵 铨 校



065901

中国农业机械出版社

内 容 简 介

本书介绍了研究拖拉机动力过程的数学方法和试验方法, 拖拉机机体及部件的振动理论, 发动机曲轴角速度的波动, 拖拉机的起步和加速。并介绍了机器-拖拉机机组起步和加速过程的电子模拟和工程计算方法。

书中所提出的研究方法, 可用在计算拖拉机各部件和零件的强度和耐久性时确定其动力载荷。

本书供从事拖拉机和发动机研究、设计的技术人员使用, 也可供大专院校有关专业师生参考。

ДИНАМИКА ТРАКТОРА

И. Б. Барский В. Я. Анилович Г. М. Кутьков

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»,

Москва, 1973

* * *

拖 拉 机 动 力 学

[苏] И. Б. 巴爾斯基 等著

余 群 周一鸣 译

赵 铨 校

*

中国农业机械出版社出版

重庆印制一厂印刷

新华书店北京发行所发行

新华书店经售

*

850×1168 大 32 开 9⁶/₁₆ 印张 253 千字

1982年2月北京第一版·1982年2月重庆第一次印刷

印数: 0,001—2800 定价 1.15 元

统一书号: 15216·093

序 言

拖拉机的动力性能在很大程度上决定了拖拉机的运用指标和农业技术指标。随着拖拉机能量饱和度的提高，这种影响越来越大。因此，设计和制造远景的、高能量饱和度的农用拖拉机，需要进一步发展拖拉机动力学并改进其研究方法。

拖拉机动力学的基本问题有：发动机的功率利用、机器-拖拉机机组（以后简称机组）的起步和加速、行驶平顺性以及传动系的扭转振动等。

上述问题中，有一些问题是近些年来第一次提出来的，另一些问题则需要用新的方法加以解决。由于基础科学及其应用分支的发展（如随机函数理论、概率理论、数理统计方法、调节理论以及振动理论等），已经有可能研究和解决这些问题。

电子计算机（ЭВМ）的应用使拖拉机动力学的研究成果有可能用于实际的工程计算，能够提高计算容量和缩短研究周期，可以用电子模拟试验部分地代替原型试验。

拖拉机动力学研究中个别课题的解决，在参考文献中已有阐述。但还有大量的研究课题需要去完成，并且要求有步骤地建立系统化理论。

本书仅仅是将许多研究成果加以最大限度的概括整理。

在《拖拉机的牵引动力学》这一篇里，无级传动只研究液力机械式传动，因为其它类型的无级传动，在农用拖拉机远景型谱中并未规定采用。

目前，提出了各种描述拖拉机动力学及其部件振动的数学模型的研究方法。通常，在研究牵引动力学时，利用模拟计算机；而在研究拖拉机部件振动时，利用数字计算机。本书介绍了这些方法。

由于研究方法的共同性，传动系的扭转振动与行驶平顺性列于同一篇中阐述。

本书是概括拖拉机动力学的第一次尝试。因而无论在材料的技术内容方面，还是在叙述的特点方面，都欢迎提出批评和建议。作者将怀着深切的感激心情予以接受。

借此机会，作者向全苏农业机械化研究所、拖拉机研究所、乌克兰农业机械化研究所和哈尔科夫拖拉机厂总设计师室的同事们表示深切的谢意，感谢他们在开展研究工作中给予了大力协助，并为编写本书提供了大量资料。

目 录

第一篇 拖拉机的牵引动力学

第一章 拖拉机带稳定负荷行驶时的牵引动力学	1
第一节 调速特性	1
第二节 负荷波动对发动机和拖拉机性能指标的影响	3
第三节 牵引阻力的特性	14
第四节 调节系统元件的微分方程, 拖拉机工作的 数学模型	20
第五节 研究机组工作的数学模型方法	32
第六节 模拟所需的原始数据的确定方法	34
第七节 拖拉机工作的模拟方法	43
第八节 拖拉机工作的电子模拟	45
第九节 田间试验	56
第二章 拖拉机带不稳定负荷行驶时的牵引动力学	61
第一节 关于机组加速的一般概念	61
第二节 调节系统元件的微分方程, 拖拉机起步和 加速的数学模型	64
第三节 模拟所需的原始数据的确定方法	75
第四节 机组起步和加速的电子模拟	77
第五节 研究机组加速时的田间试验方法	84
第三章 机组参数和拖拉机行驶的初始条件对其牵引- 动力指标的影响	86
第一节 飞轮	87
第二节 调速器	89
第三节 涡轮压气机	95
第四节 机械传动系统	103

第五节	液力变扭器	107
第六节	行驶的初始条件	111

第二篇 拖拉机的行驶平顺性和 传动系的扭转振动

第四章	拖拉机的悬架, 激励特性和行驶平顺性	117
第一节	拖拉机的悬架和决定行驶平顺性的主要因素	117
第二节	激励特性和典型计算工况的选择	123
第三节	行驶平顺性的特性和拖拉机振动水平的评价	140
第五章	拖拉机振动的微分方程式及其解法	146
第一节	任意激励形式下的拖拉机振动方程式及其解法	146
第二节	履带式拖拉机振动的计算	160
第三节	轮式拖拉机振动的计算	186
第六章	拖拉机机体和座位的振动分析	193
第一节	拖拉机单质量系统的振动	193
第二节	履带式拖拉机的振动	200
第三节	轮式拖拉机的振动	245
第四节	拖拉机座位的振动	261
第五节	研究拖拉机振动的一些方法	266
第七章	传动系中的扭转振动	269
第一节	计算简图及其参数	269
第二节	拖拉机传动系的载荷	279
参考文献		288

第一篇 拖拉机的牵引动力学

第一章 拖拉机带稳定负荷行驶时的牵引动力学

第一节 调速特性

拖拉机的牵引-动力指标充分反映了它的牵引性能。

拖拉机的牵引性能实质上是建立在另一种坐标上的调速特性，制取时经过传动系并考虑了行走装置的滑转。

在制取调速特性或牵引特性时，总是从某一负荷程度开始逐步增加或减小发动机的负荷的。区别仅在于制动试验时在每一负荷程度上阻力矩自始至终保持不变，

而在牵引试验时阻力矩按随机函数的规律变化。

因而表示扭矩和曲轴转速关系的发动机调速特性（图1）是确定拖拉机牵引-动力性能的一种主要的静态特性。

关于调速特性的某些定义在文献中是各式各样的。因此这里只讨论那些被认为是基本的调速特性的概念。

调速特性由三段组成：ab、bc和cd。在ab和bc段内，每循

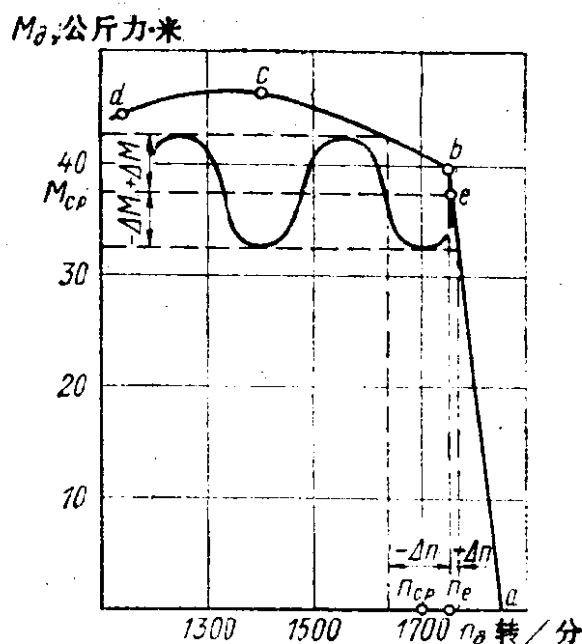


图1 发动机扭矩与曲轴转速间的关系（调速特性）

环的供油量由喷油泵的齿条调节，齿条在调速器弹簧力和恢复力之差值的作用下移动。在ab段，齿条的移动不受任何限制，曲轴的转速几乎保持不变，调速器在这段内起作用，因此ab段通常称为调速段。在bc段，齿条的位移受被称为校正器的专门装置所限制，所以bc段称为校正段，有时也称为非调速段。但这种称呼是错误的，因为发动机在校正段的工作是靠调节每循环的供油量来实现的。

在cd段，调速器的齿条始终不动。发动机的这段外特性用术语“非调速区段”是完全正确的。

通常取调速特性b点的数值作为新发动机的标定指标（曲轴转速、扭矩和功率）。b点是这样选择的，对应于它的扭矩比发动机的最大扭矩小12~15%。最大的扭矩常受到以冒烟为象征的发动机工作过程的强度所限制。

c点在发动机的外特性上应位于最大扭矩点的右面。

描述发动机的动力性能的重要指标是扭矩储备系数k：

$$k = \frac{M_{\max} - M_n}{M_n} 100\%$$

式中 $M_{\max}$ ——调速特性上发动机发挥的最大扭矩；

M_n ——发动机的标定扭矩。

确定发动机储备系数的困难在于，用什么扭矩作为标定扭矩还没有一个公认的看法。根据标准中的一种（ГОСТ7057-54）应采用发动机最大功率时所发挥的扭矩，而根据另一种（ГОСТ491-55）应采用标定功率时的扭矩。

如上所述，实质上扭矩储备为其最大值的12~15%。因此我们采用调速特性上b点的扭矩作为 M_n 。由于在调整发动机时不可避免会有偏差，一些主要的参数如功率的标定值通常不与b点重合。因而如标准所介绍的，在确定对应于标定功率的或最大功率的扭矩储备时，确定的不是设计者所规定的扭矩储备而是别的，因此标准中所指出的功率值可以符合于特性曲线上的任何点。

某些装调速器的发动机没有明显转折的特性曲线，不可能从上

面分辨出 b 点。这时 M_n 应选处于标定速度工况范围内(考虑到允差值的范围)与调速特性的最大功率相对应的点。例如,在发动机说明书上指出标定转速应为 2000 ± 30 转/分,则为了计算扭矩储备选用 1970 转/分以上的最大功率点。

第二节 负荷波动对发动机和拖拉机性能指标的影响

1. 发动机的工作条件

拖拉机在进行农业作业时,负荷总是不断地波动。波动的过程接近于稳态的过程,所以可以认为是平稳的。

当传动系没有不可透性的减振装置时,负荷的波动传到发动机上引起曲轴转速和拖拉机行驶速度的变化,影响了机组的生产率。发动机在某范围内工作时靠调速器维持预定的速度状态。调节的质量不仅取决于调速器的参数,还取决于整个自动调节系统的完善程度以及拖拉机、发动机和农具的各个参数的正确选择。

保勤斯基 (В. Н. Болтинский) 是研究拖拉机在稳定负荷[⊖]下工作的奠基人,对这个问题的理论发展和试验研究成果已在文献 [7] 中阐述了。

2. 功率损失

保勤斯基指出造成发动机功率损失的两个因素是:

(1) 负荷的波动所引起曲轴转速的波动不利于发动机工作过程的形成和进展,降低了充气系数、指示效率、机械效率和过量空气系数,因此发动机的有效功率非常低。

(2) 发动机曲轴角速度的波动引起调节系统的大大失调,其中包括调节系统元件的输入和输出坐标的相位变动(阻力矩、发动机转速、喷油泵齿条的位移、发动机扭矩)。

并非所有的研究者都成功地通过实验得到负荷变动时发动机在

⊖ 在保勤斯基的著作中稳定过程(简谐的和随机的)被称为不稳定过程,因为在他完成这些著作的时期内尚未建立起这个名词。

调速特性线性段工作时的功率降低。根据古夏特尼柯夫 (B. A. Гусятников) 的资料, 负荷的波动引起发动机指标 (转速、耗油量、空气消耗量) 的波动, 但它们的平均值保持如同受恒定阻力矩负荷时那样等于波动扭矩的平均值。发动机进入校正段工作时, 在功率降低的同时小时耗油量也降低, 这是符合于小时耗油量特性的。

下面研究由于发动机调速特性的非线性, 负荷波动对拖拉机和发动机的某些指标的影响, 以及稳态工况下拖拉机动力性能的评价指标。假设:

(1) 阻力矩按简谐规律在平均值 (即 e 点的发动机扭矩) (图 1) 附近波动;

(2) 负荷波动时, 发动机的扭矩和曲轴转速严格按照调速特性的规律变动, 也就是说任意时刻的 M_d 和 n_d 对应于一个点, 这个点总是位于描述这些参数的静态关系曲线上。

于是工作过程的指标保持不变, 也不会由于这些原因或者调节系统的失调而产生功率损失。

当遵守这些条件时, 试验期间内的 M_d 平均值相当于 e 点 (按条件), 而这期间内的曲轴转速的平均值相当于 n_{cp} , 它不等于 e 点的转速而是稍低一些。虽然作了第二节中所叙述的假设, 特性发生“分层”, 原因在于同一个 M_d 值对应于不同的曲轴转速, 也就是对应于不同的有效功率。由于 $n_{cp} < n_e$, 从下式得出扭矩波动时的功率低于受恒定扭矩负荷时的功率:

$$N_{cp} = \frac{M_{dcp} n_{cp}}{716.2} \quad (1)$$

所得出的结论与第二节只用调速特性的非线性解释功率下降的假设相反。这种下降与波动引起系统内过程的物理状况变化 (发动机热过程的恶化、自动调节系统的失调等) 是否造成功率损失无关。如果存在这些损失, 则它们应和调速特性的非线性所造成的功率相加。

鉴于此, 最好用“功率利用不足”一词代替“功率下降”和“功率损失”。今后我们将采用这个术语。

应该指出，在个别著作中为了评价调速特性的非线性所引起的发动机指标的下降，采用了发动机扭矩利用系数。

根据以下的理由，这种观点是不够恰当的。发动机的扭矩是靠调速器根据外负荷来维持的。因此 M_n 的平均值与负荷有关，而与发动机调速器系统的特性无关。该著作中所提出的系数大于 1，其实它所表示的是发动机负荷而不是负荷变动时的功率利用程度。在已知的外部平均扭矩值的作用下，发动机的功率利用仅取决于曲轴转速平均值的下降。

功率利用不足是在发动机的扭矩由于波动而超过标定值，也就是发动机周期性地在特性的校正段工作时开始发生的。不难看出，当负荷波动的振幅不变化而发动机的平均负荷接近于标定值时，发动机功率利用不足的程度增加。当发动机的平均负荷不变时，随着负荷波动的振幅增大，功率利用不足的程度也增加。为了使人信服，研究下述两个例子。

例 1 假定发动机的扭矩振幅为 3.75 公斤力·米，在各种不同的平均负荷下均保持不变(图 2)。指定以下的负荷程度: 36.25、37.50、38.75、40.00、41.25、42.50、43.75 公斤力·米。每点所对应的平均曲轴转速为: 1760、1730(代替阻力矩为常数时的 1757)、1695(代替 1755)、1655(代替 1750) 等等。

如果在图上列出与所得的平均转速对应的指定扭矩，则 M_1 、 M_2 、 M_3 诸点移到 M'_1 、 M'_2 、 M'_3 等位置，于是 M_n 和 n_n 之间呈虚

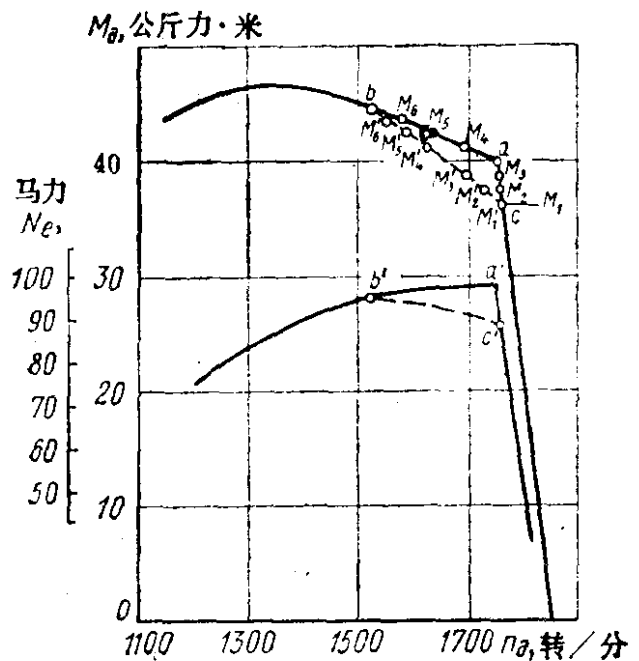


图 2 发动机的调速特性 (实线相当于发动机受恒定的阻力矩负荷; 虚线相当于受变动的阻力矩负荷)

线所表示的关系（在其它的振幅时，曲线是另一种形状）。

分析 N_e 与 n_n 的关系时应指出两点。第一点，所得的最大功率比制动试验时的最大功率低。第二点，这功率所对应的转速比制动试验的最大功率所对应的转速至少低200转/分。这种情况下，由于曲线的趋势发生了质的变化，不应只着眼于功率的利用不足，否则会在发动机的实际工况方面形成一些混乱的概念。

例 2 假定按扭矩表示的发动机的平均负荷为 a 点(图 3)。按顺序指定四个频率相同而振幅不同的正弦波动负荷，其扭矩的振幅如下：1.25、2.50、3.75、5.00 公斤力·米。从图上不难看出，随着负荷波动振幅的增加转速波动的振幅也随之增大，而平均转速减小。

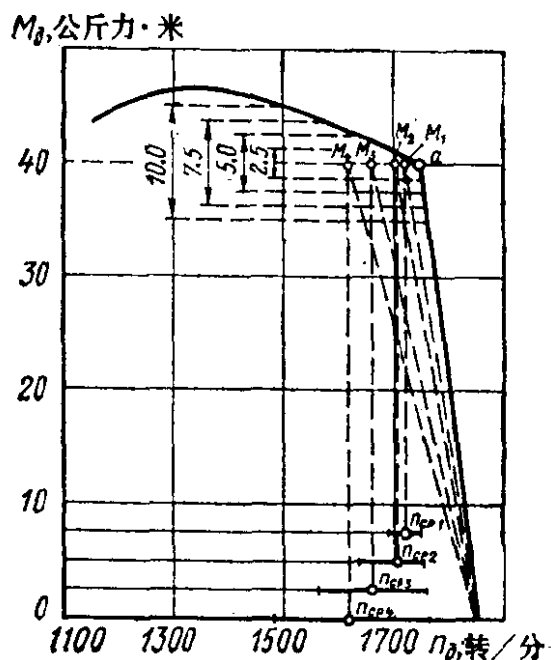


图 3 对应于调速特性上平均扭矩的各点的位置随扭矩波动振幅而变化的关系

在图 3 上，发动机的平均曲轴转速用点 n_{cp1} 、 n_{cp2} 、 n_{cp3} 、 n_{cp4} 表示，它指出随着负荷波幅的增大，对应于同一发动机平均扭矩的点在图上向左移。于是，取决于波幅的大小，不同的曲轴平均转速也就是不同的 N_e 。可能对应于同一个发动机扭矩。

目前的测试手段允许在试验过程中连续将瞬时的曲轴转速乘以瞬时的发动机扭矩，得出某种比例尺的瞬时有效功率曲线。这时由于它可以得到试验过程中记录下来的、经过处理的功率波动曲线，就没有必要采用计算 N_{cp} 平均值的公式 (1) 了。

如图 2 中所看出的， N_e 随 n_n 变化的曲线的特点是负荷在非线形区域波动时平均功率低于原来它所围绕着波动的功率，因而不能采用卡戈鲁 (Б. Б. Чагар) 所指出的最大值。

3. 发动机的负荷系数

在测试和使用条件下，发动机的负荷用负荷系数 k_3 和发动机的转速来评价。根据负荷系数确定某期间平均的发动机负荷程度。拖拉机驾驶员在工作中定期和直接地根据转速表的读数控制发动机的负荷。

根据 ГOCTy7057—54，负荷系数：

$$k_3 = \frac{N_n}{N_{\max}} \quad (2)$$

式中 N_n ——有条件的发动机平均功率，根据由调速特性的小时耗油曲线求出的平均小时耗油量来确定；

$N_{\max}$ ——标定转速下的发动机最大功率。

有时系数 k_3 也定义为平均小时耗油量与最大功率所对应的小时耗油量的比值。

在研究时通常采用公式(1)得出的 N_{cp} 代替 N_n 。

下面研究每一种评价发动机在稳态负荷下工作时的负荷状况的方法。

按现有的标准确定 k_3 的方法，是求出试验期间的平均小时耗油量，在发动机调速特性上标出该数值并选用与该小时耗油量相对应的发动机功率作为 N_n 。然后根据公式(2)求出负荷系数 k_3 。

小时耗油量特性曲线

(图4)的特点是它的最大值对应于发动机的标定负荷工况，低于或高于这种标定负荷时，小时耗油量都减小。因此，小时耗油量在特性曲线的非线性段围绕某初始位置波动时，

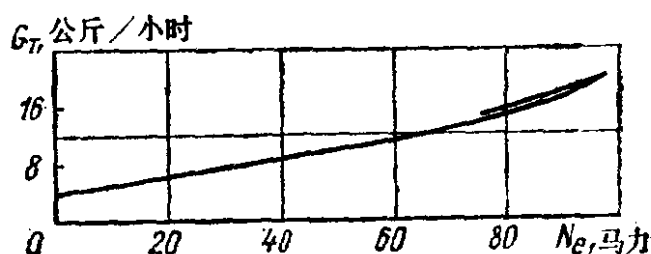


图4 发动机的小时耗油量和有效功率间的关系(根据调速特性曲线来决定)

平均小时耗油量不可能等于此初始位置的小时耗油量，而总是低一些。这表明功率 N_n 低于初始的，而系数 k_3 低于实际的。

如果取发动机的标定工况作为初始工况，则平均小时耗油量低于小时耗油量特性曲线的最大值。也就是说，采用小时耗油量作为

标准, 负荷系数不可能等于 1 (条件是试验期间的小时耗油量计算准确以及燃油泵的调节保持稳定)。

试验期间所得到的平均小时耗油量可能属于小时耗油量曲线的上升段, 也可能属于曲线的下降段, 前者相当于发动机负荷不足, 后者相当于超负荷。由于试验者没有任何辅助的客观标准来确定负荷状况, 则他会随意选中其中的一种工况。考虑到拖拉机驾驶员不可能长期保持发动机在超负荷的工况, 通常认为发动机是在特性的上升段工作。这样也许会带来误差, 误用小于 1 的负荷系数去评定在特性曲线校正段工作的发动机的负荷程度。

采用废气涡轮增压时, 这种误差的可能性增大了, 因为实际上没有任何特征表明涡轮增压的发动机是在校正段工作。涡轮压气机保证发动机在超负荷时不过分冒烟, 而有效的排气消声器使人不能凭听觉分辨出转速的下降。

通过 N_{cp} 去确定负荷系数也得不到有关发动机工况的正确概念。例如例 1 中 (参看图 2) 按功率确定的负荷系数相当于按扭矩确定的标定负荷, 等于 0.91。于是当扭矩在 7.5 公斤力·米的范围内波动时 (偏离标定值 18.7%), 发动机实际的负荷的失真度为 9%。振幅愈大失真度愈大, 与此相反, 同样的振幅但校正特性的趋势不同时, 误差值又将是另一种样子。

在特性曲线的 b' 点处 (图 2) 估计了负荷波动在内的功率达到了最大值, 按功率计算的负荷系数为 0.96, 而按扭矩计算的负荷系数为 1.09, 也就是说发动机在超负荷工况下工作时负荷系数小于 1。虽然在试验和在许多使用情况下, 发动机可能在标定工况或者超负荷的工况下工作, 用这方法去确定负荷也和用耗油量的方法去确定负荷一样, 任何时候负荷系数都不可能等于 1 或大于 1。

因此, 通过 M_n 和 n_{cp} 的平均值求出的功率去评价发动机的负荷状况不可能得到有关发动机负荷状况的确切概念。尤其是同一台发动机在不同的条件下或不同的发动机 (有不同的扭矩曲线) 在相同的条件下按功率进行评价时负荷的数据是不可对比的, 因为在这两种情况下按扭矩决定的实际负荷与按功率决定的实际负荷之间是有

差别的。

例如，按扭矩决定的发动机负荷程度是相同的，但耕地和用圆盘耙耙地的负荷波动将不一样。因为耕地时负荷的波动振幅大，发动机的转速显著下降， N_n 和 k_s 将比圆盘耙的小，也就是说按平均阻力矩发动机的负荷虽然是相同的，但将由不同的负荷系数来评价。

下面来检验根据曲轴转速确定发动机负荷的可靠性。为了测定平均转速，拖拉机上采用转速表。如前面所指出的，转速在特性曲线的非线性段波动时的平均转速总是低于它围绕着波动的初始值。例如，发动机在相应于调速特性的 M'_3 点（图 2）的工况下工作时，曲轴的平均转速（在指定的阻力矩波动振幅作用下）接近于 1700 转/分。由于 M_3 点相当于发动机负荷不足的工况，而转速（1700 转/分）属于特性曲线的校正段，仅仅根据转速去评价发动机的负荷则关于发动机实际工况的概念将是不准确的。

在使用条件下阻力矩的波动具有随机的性质，要预先决定转速表的误差予以修正实际上是不可能的。因此对于发动机的工况基本上接近于标定工况的那些拖拉机，不推荐用转速表作为负荷的指示器。

根据功率和曲轴转速来估计发动机负荷状况的常用方法引起很大的误差。在试验时会由此得出有关拖拉机进行农业作业时发动机负荷能力的错误概念，它表现在生产率和燃油经济性的决定上，以致于得不出拖拉机和发动机零部件的实际受载状况，因此在评价机器的可靠性时引起误差。

阻力矩或发动机扭矩是直接决定发动机负荷的参数。发动机的扭矩正比于工作循环的平均有效压力而与调速特性的非线性无关。根据扭矩来决定发动机的负荷状况免除了上述的所有缺点。测定扭矩的装置可以是机械的、电力的和液压的等等。

4. 拖拉机的牵引效率和牵引指标

拖拉机的牵引效率如同其它机器的效率一样，是完善程度的指标。下面研究现有决定效率的方法。

$$\eta_{\text{TP}} = \frac{N_{\text{KP}}}{N_{\text{max}}}$$

式中 N_{KP} ——最大的挂钩功率。

挂钩功率根据牵引试验的结果来决定：

$$N_{\text{KP}} = \frac{P_{\text{KP}} v_{\text{TP}}}{270} \quad (3)$$

式中 P_{KP} ——试验中挂钩牵引力的平均值；

v_{TP} ——试验中拖拉机行驶速度的平均值。

和拖拉机带农具工作的情况相同，牵引试验的过程中发动机的负荷和曲轴转速出现波动。由于拖拉机的行驶速度（在其余条件相同时）取决于发动机曲轴的转速，则根据公式(3)求出的 N_{KP} 值已经考虑了发动机有效功率的利用不足，这时从调速特性上取的是 N_{max} 的最大值。因此目前根据制动试验测出的有效功率以及根据恒定的阻力矩负荷来计算效率时，得出的拖拉机牵引效率偏低。在同样的试验条件下，装有“刚性”传动系统的拖拉机其牵引效率的降低总是大于传动系装有减振器或其它减轻发动机转速波动振幅的装置的拖拉机。

发动机负荷和曲轴转速在特性的非线性段波动是牵引特性曲线在标定负荷区域内的各个平均指标点比较离散的主要原因。图3中指出，同一个平均扭矩实际上可能对应着无穷多个曲轴的平均转速，其中每个转速都取决于波动振幅的大小。由于牵引试验时的负荷和转速按随机的规律波动，甚至在平均扭矩和功率很接近时所对应的却是完全不同的 n_{CP} 值。如果再考虑到平均转速也和扭矩有关（参看图2），也就是围绕哪一点发生波动，则显然在牵引试验中所得到的、表面上很离散的 N_{KP} 平均值是完全有规律的（利用有随机激励的非线性系统理论可以非常精确地说明这种现象）。

牵引特性上点的离散造成在可比的条件下进行的对比性牵引试验有时会得出有争议的结果。

在制取牵引特性时，必然会发现最大的挂钩功率偏离发动机曲轴的标定转速。这种偏离是那样地明显，不应再归咎于随机误差，