

# 拖拉机设计

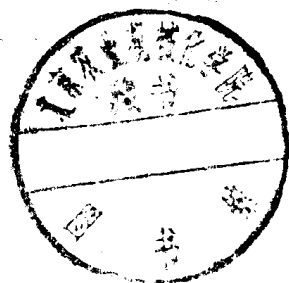
吉林工业大学 程悦荪主编



中国农业机械出版社

# 拖 拉 机 设 计

吉林工业大学 程悦荪主编



中国农业机械出版社

本书内容包括拖拉机整机参数的确定，总体布置和各部件方案的分析评价，各部件主要参数的确定，以及主要零件的设计计算方法，对手扶拖拉机、四轮驱动拖拉机、机耕船的设计要点也做了简要介绍。

本书作为高等工业学校拖拉机专业的试用教材，也可供拖拉机设计制造工程技术人员参考。

## 拖 拉 机 设 计

吉林工业大学 程悦荪主编

\*

中国农业机械出版社出版

沈阳市第二印刷厂印刷

\*

787×1092 16开 23 $\frac{1}{2}$ 印张 577千字

1981年9月北京第一版·1981年9月沈阳第一次印刷

印数：0,001—4,700 定价2.40元

统一书号：15216·019

## 前 言

本书是根据1978年6月在镇江召开的“农机、拖拉机、汽车专业教材编写大纲会议”所确定的《拖拉机设计》教材大纲编写的。内容包括拖拉机整机参数的确定，总体布置和各部件方案的分析评价，各部件主要参数的确定，以及主要零件的计算和设计要点等。

本书由吉林工业大学程悦荪副教授、秦维谦副教授、吕栗樵编写。绪论及第一、二章由吕栗樵编写，第三、四、五、八章由程悦荪编写，第六、七章由秦维谦编写，主编程悦荪。全书承镇江农机学院林世裕教授审阅，提出了许多宝贵意见，谨此致谢。

本书作为高等工业学校拖拉机专业的试用教材，也可供拖拉机设计制造工程技术人员参考。

由于编者水平所限，书中错误之处在所难免，请读者批评指正，来信请寄吉林省长春市吉林工业大学拖拉机教研室。

编 者

1980.9.2

## 关于本书采用单位的说明

本书采用国际单位制（简称SI），书中的国际单位见下表：

量的名称	单位名称	代号	当量关系式	
基本单位	长度	米	m	
	质量	千克	kg	
	时间	秒	s	
辅助单位	平面角	弧度	rad	
导出单位	频率	赫兹	Hz	$1\text{Hz} = 1(\text{周})/\text{s}$
	力	牛顿	N	$1\text{N} = 1\text{kg}\cdot\text{m}/\text{s}^2$
	压力、应力	帕斯卡	Pa	$1\text{Pa} = 1\text{N}/\text{m}^2$
	能量、功、热量	焦耳	J	$1\text{J} = 1\text{N}\cdot\text{m}$
	功率	瓦特	W	$1\text{W} = 1\text{J}/\text{s}$

书中使用了国际单位制的下列接头词：

系数	名称	代号
$10^9$	千兆	G
$10^6$	兆	M
$10^3$	千	k
$10^{-3}$	毫	m
$10^{-6}$	微	$\mu$

书中还使用了可以与国际单位合并使用的其它单位，见下表：

量的名称	单位名称	代号	与国际单位的换算式
时间	分	min	$1\text{min} = 60\text{s}$
时间	时	h	$1\text{h} = 60\text{min} = 3600\text{s}$
角度	度	°	$1^\circ = (\pi/180)\text{rad}$
角度	分	'	$1' = (1/60)^\circ = (\pi/10800)\text{rad}$
角度	秒	"	$1'' = (1/60)' = (\pi/648000)\text{rad}$
体积	升	l	$1\text{l} = 0.001\text{m}^3$
长度	公里	km	$1\text{km} = 1000\text{m}$
转速	转/分	r/min	$1\text{r}/\text{min} = (1/60)1/\text{s}$

书中采用的国际单位制与过去沿用的MKfS制的换算关系如下表。为了方便，书中对拖拉机工业已往的许多数据都采用表中最右栏的近似公式计算。

量的名称	国际单位制	MKfS制	
		精确值	近似值
力	1N (牛顿)	0.101972kgf·(公斤力·)	0.1kgf
功	1J (焦耳)	0.101972kgf·m (公斤力·米)	0.1kgf·m
功率	1kW (千瓦)	1.35962PS (马力)	1.36PS
压力、应力	1kPa (千帕)	$1.01972 \times 10^{-2} \text{kg/cm}^2$ (公斤/厘米 <sup>2</sup> )	0.01kgf/cm <sup>2</sup>
	1MPa (兆帕)	10.1972kgf/cm <sup>2</sup> (公斤/厘米 <sup>2</sup> )	10kgf/cm <sup>2</sup>
热量	1J (焦耳)	0.238846cal (卡)	0.239cal

# 目 录

绪论 .....	1	六、挂结式换档变速器的操纵机构 .....	73
第一章 拖拉机的使用性能和整机 参数的确定 .....	3	七、变速器的结构设计 .....	75
§ 1-1 拖拉机的使用性能 .....	3	八、便于挂档的小制动器 .....	79
一、农业技术性能 .....	3	§ 2-4 摩擦式换档变速器 .....	79
二、技术经济性能 .....	10	一、摩擦式换档变速器的工作原理 和类型 .....	79
三、一般技术性能 .....	10	二、定轴传动的摩擦式换档变速器 .....	81
§ 1-2 拖拉机机型的选择和整机参数 的确定 .....	12	三、行星机构设计中的一般问题 .....	86
一、拖拉机机型的选择 .....	12	四、行星传动的摩擦式换档变速器 .....	91
二、拖拉机整机参数的确定 .....	12	五、自由轮机构的结构与计算 .....	99
第二章 传动系 .....	21	六、换档摩擦元件及其液压操纵 .....	103
§ 2-1 传动系概述 .....	21	§ 2-5 中央传动 .....	107
一、传动系的功用、要求和类型 .....	21	一、中央传动的功用、要求和结 构 .....	107
二、齿轮传动系的组成和布置 .....	21	二、锥齿轮的设计与计算 .....	109
三、齿轮传动系的总传动比及其分 配 .....	22	三、锥齿轮的受力分析 .....	119
四、齿轮传动系的效率 .....	23	§ 2-6 差速器 .....	120
五、齿轮传动系的计算载荷 .....	24	一、差速器对轮式拖拉机性能的影 响 .....	121
六、传动零件的载荷性质和载荷谱 .....	26	二、差速器分类及方案分析 .....	123
§ 2-2 离合器 .....	28	三、圆锥齿轮差速器基本参数的确 定 .....	128
一、离合器的功用、要求和类型 .....	28	四、圆锥齿轮差速器主要零件结构 与计算 .....	128
二、离合器主要参数的确定 .....	31	五、差速锁方案与结构 .....	130
三、离合器的接合过程和滑磨功 算 .....	33	§ 2-7 最终传动 .....	133
四、离合器主要零件的计算和结构 设计 .....	36	一、最终传动的功用、要求和结 构 .....	133
五、离合器的操纵机构 .....	44	二、最终传动的主要参数和传动 零件 .....	135
六、杠杆压紧式离合器的工作特点 .....	46	三、驱动轮轴 .....	138
七、湿式离合器的工作特点 .....	51	§ 2-8 动力输出轴和动力输出皮 带 .....	139
§ 2-3 挂结式换档变速器 .....	53	一、动力输出轴 .....	139
一、变速器的功用、要求和类型 .....	53	二、动力输出皮带轮 .....	144
二、挂结式换档变速器的传动方案 .....	53	§ 2-9 无级传动系方案 .....	144
三、变速器主要参数的确定 .....	62	一、机械式无级传动 .....	145
四、圆柱齿轮的结构与计算 .....	66		
五、轴、啮合套和轴承的结构与计 算 .....	69		

二、电力式无级传动·····	147	五、整体台车行走系的结构布置·····	260
三、液压式无级传动·····	149	第六章 液压悬挂装置·····	263
四、液力式无级传动·····	155	§ 6-1 概述·····	264
第三章 转向系·····	166	一、液压悬挂装置的功用和要求·····	264
§ 3-1 轮式拖拉机转向系·····	166	二、液压悬挂装置的类型·····	265
一、转向系的设计要求·····	166	三、农具在拖拉机上的挂接·····	265
二、转向梯形·····	167	§ 6-2 农具耕作深度的控制·····	266
三、双拉杆机构·····	170	一、耕作深度的控制方法·····	267
四、转向器·····	173	二、各种控制方法对拖拉机驱动轮	
五、转向系的角传动比·····	178	增重的影响·····	273
六、转向系的强度计算·····	180	§ 6-3 悬挂机构·····	275
七、转向助力器和全液压转向器·····	183	一、悬挂机构的要求·····	276
§ 3-2 履带拖拉机转向系·····	189	二、瞬心 $O_c$ 和 $O_x$ 的位置·····	277
一、履带拖拉机转向系的设计		三、杆件尺寸的确定·····	280
要求·····	189	四、速度分析和受力分析·····	287
二、转向离合器·····	190	§ 6-4 液压系统·····	293
三、单级行星转向机构·····	195	一、液压系统的要求·····	293
四、双差速器·····	198	二、液压系统的分类和基本油路·····	294
五、其他转向机构·····	200	三、国产拖拉机的典型油路·····	299
六、转向离合器的操纵机构·····	200	四、液压系统主要参数的确定·····	306
第四章 制动系·····	204	五、主要液压元件·····	309
§ 4-1 制动器·····	204	§ 6-5 操纵机构·····	314
一、制动器的工作情况和设计要		一、操纵机构的要求·····	315
求·····	204	二、操纵机构的类型·····	316
二、带式制动器·····	207	三、操纵机构的运动分析·····	318
三、蹄式制动器·····	209	四、阻力控制的传感·····	322
四、盘式制动器·····	213	第七章 驾驶室和驾驶室·····	331
§ 4-2 制动器的操纵机构·····	220	§ 7-1 驾驶室·····	331
一、机械式人力操纵·····	220	一、概述·····	331
二、液压式人力操纵·····	221	二、对拖拉机驾驶室的要求·····	334
三、液压式动力操纵·····	221	三、驾驶座的分类·····	335
四、气压式动力操纵·····	222	四、结构方案·····	335
第五章 行走系·····	226	§ 7-2 驾驶室·····	341
§ 5-1 轮式拖拉机行走系·····	226	一、概述·····	341
一、车轮·····	226	二、防翻滚和安全框架·····	342
二、前桥·····	232	三、隔声和隔振·····	343
§ 5-2 履带拖拉机行走系·····	238	四、通风和温度调节·····	345
一、履带拖拉机行走系的分类和设计		第八章 拖拉机的总布置·····	347
要求·····	238	§ 8-1 总布置的内容和步骤·····	347
二、整体台车架的悬架·····	239	一、总布置工作的重要性·····	347
三、履带行走装置·····	248	二、总布置的任务·····	347
四、密封装置·····	259	三、总布置的步骤·····	347



§ 8-2 轮式拖拉机的总布置 .....	348	§ 8-4 手扶拖拉机总布置的特点 .....	358
一、布置方案的确定 .....	348	§ 8-5 四轮驱动拖拉机的总布置 .....	360
二、各部件的布置 .....	349	一、变型四轮驱动拖拉机的总布	
三、重心位置的估算和调整 .....	354	置 .....	360
四、拖拉机的变型 .....	355	二、独立型四轮驱动拖拉机的总	
§ 8-3 履带拖拉机的总布置 .....	356	布置 .....	362
一、履带拖拉机总布置的特点 .....	356	§ 8-6 机耕船 (船式拖拉机) .....	365
二、履带拖拉机重心位置的估		一、船体 .....	366
算和调整 .....	356	二、重心位置 .....	366
三、轮式拖拉机的履带式变型 .....	357	三、驱动轮的布置 .....	366

## 绪 论

解放以来，在党的领导下，我国拖拉机工业从无到有，从小到大，得到了迅速发展。为了在本世纪内把我国建设成为伟大的社会主义现代化强国，要求设计制造出更多、更好的拖拉机，以适应农业和整个国民经济高速度发展的需要。

一台好的拖拉机，应当满足好用、好造、好修的要求。这三者也是评价拖拉机设计水平和质量的标准。

好用，就是指所设计的拖拉机能在预定的工作环境和作业项目中，表现出良好的使用性能。

好造，就是指所设计的拖拉机便于制造。要有利于降低制造成本，提高劳动生产率。为此，在满足使用性能要求的前提下，结构应力求简单，零件的种类和数量要少，重量要轻，以减少原材料消耗。所选用的材料尽量用国产的，少用或不用我国稀缺的合金钢或有色金属，材料的品种和规格要少，优先选用价格便宜的材料；工艺上应便于成坯、加工和装配，零件形状避免过于复杂或特殊，尺寸宜尽量规格化，加工精度、表面光洁度和技术要求要订得合理。在改进设计时，为了充分利用工厂原有设备，改进后的产品对原产品应保持较好的工艺继承性。

好修，就是指所设计的拖拉机便于修理。这要求各组成部分尤其是易损部分容易拆装，易损零件便于修复且尽量通用，以减少修理工作量并简化备品供应。

显然，只有好用、好造、好修的产品，才能在国内市场上受到欢迎。为此，必须贯彻“三化”（标准化、系列化、通用化）原则。标准化首先意味着遵守已经颁布的各种标准和规范，至于常用零件（如联接件、紧固件和某些传动件）、组件以及拖拉机配带的附件，则应完全按国家、部门、行业的标准选用，而不另行设计。系列化是指同一类型的产品按其大小分成若干等级，组成系列，用较少品种的部件组装出较多型号的拖拉机。通用化是指本产品内部以及不同产品之间的零件、部件最大限度地通用互换，以减少零部件的种类。实行“三化”是一项重大的技术政策，它有利于提高企业的技术水平、经营管理水平和劳动生产率，有利于采用新技术、新工艺、新材料，从而大大提高产品的产量和质量，大幅度地降低生产成本，同时也便于产品的维修与备品供应，并使设计工作得到简化。应当指出，上述好用、好造、好修的要求，有时是互相矛盾的。这要求设计者以辩证唯物论为指导，分清主次，合理取舍。设计出符合各方面要求的，性能完善的拖拉机，使我国的拖拉机科学技术，早日走在世界的先进行列。

拖拉机产品设计是一项复杂的工作。它是一种零件种类数量众多且需大批量生产的机器，一台新拖拉机的投产往往涉及国民经济的许多方面，事关重大。为了确保产品的质量和水平，设计工作必须按照科学的程序进行。目前，拖拉机新产品设计（包括原有产品的改进设计）一般需经历制定设计技术任务书、图纸设计、样机试制和样机试验鉴定等阶段。

### 1. 制订设计技术任务书

拖拉机设计任务通常由主管机关提出，或由生产、科研单位提出报经主管机关批准。设

计人员接受任务后，通过深入调查研究，广泛征求使用、修理和制造部门的意见，进一步明确设计目的和具体要求。

在收集所设计拖拉机的预定工作条件的有关资料（如土壤、地形、气候、作物、耕作制度、综合利用要求等）、收集国内、外同类型拖拉机资料（有条件时可做一些对比试验）以及了解生产厂的设备和技术水平的基础上，编制拖拉机设计技术任务书。

设计技术任务书的内容通常包括：设计目的要求，拖拉机的用途和工作条件，拖拉机的基本参数，所选择的发动机型号及其主要性能指标，底盘各主要部件的结构类型，对附件及配套农具的要求等。此外，还可附有国内外同类型拖拉机的技术数据，以供比较。

## 2. 图纸设计

图纸设计一般分为方案设计、部件设计、零件设计和编制技术文件等阶段。在实际工作中这些阶段有时交错进行，互相配合，并不一定是截然分开的。

方案设计阶段中，要绘制总体布置草图，初步安排各部件相互位置，估计拖拉机的整机性能指标，绘制各部件结构草图等。这一阶段往往同时进行多方案设计，在充分比较后选取其中最佳者，作为部件设计的依据。

部件设计是方案设计的具体化。部件设计阶段要妥善解决各部件之间和部件与整机之间不协调而产生的问题，绘制各个部件图和整机总图，进行整机参数和性能的计算（包括绘制拖拉机的理论牵引特性），进行部件参数的计算以及主要零件的强度、刚度计算等。

零件设计阶段应绘制全部零件图、组件图，进行必要的尺寸链计算，编制零件清单。如果所设计零件的形状尺寸较原部件图有了更动，就要按零件图修改或重绘部件图和整机图。

编制的技术文件通常包括：部件与整机的装配技术要求、部件与整机的试验技术要求、设计计算说明书、备件目录、使用保养说明书等。其中有些文件可在图纸设计阶段之后编制。

## 3. 样机试制

样机试制是将图纸化为实物的过程。通过试制考核图纸设计的完整性与正确性。试制以单件生产的方式进行，一般只生产 3~5 台。试制必须保证质量，严格按设计要求加工和装配。

## 4. 样机试验鉴定

样机试验鉴定是设计工作的最后阶段。只有经过试验才能最终判定所设计的产品是否达到预期的目标。试验开始时要对装配好的样机进行一般性的技术检查，即检查其零部件是否完整以及外观是否存在缺陷等。然后进行试运转、性能试验（如整机参数测定和牵引试验等）和生产试验。在生产试验后进行技术鉴定，查明零件磨损量、损坏情况和机件性能是否有所变化及变化的程度等。最后就试验鉴定结果提出结论性意见和改进的建议。

在实际工作过程中，有时根据具体情况对上述拖拉机产品设计的一般程序作适当变动。第一轮设计程序完成后，如发现问题，还要进行第二轮以至第三轮设计，直至样机通过上级主管部门的鉴定，方能投入批量生产。

# 第一章 拖拉机的使用性能和整机参数的确定

## § 1-1 拖拉机的使用性能

拖拉机在使用过程中表现出来的性能称为拖拉机的使用性能，使用性能是评价拖拉机水平和质量的主要依据。农业拖拉机的使用性能通常可分为农业技术性能、技术经济性能和一般技术性能。

### 一、农业技术性能

农业技术性能反映拖拉机对一定的自然环境和农作（包括田间、固定和运输作业）要求的适应能力，它直接关系到拖拉机能进行那些作业以及完成这些作业的农艺质量。

#### (一) 牵引性能

牵引性能是指拖拉机在一定土壤条件下所发挥的牵引工作能力及其效率，主要用拖拉机的牵引力、牵引功率和牵引效率来衡量。为了估计和测定牵引性能，设计时需绘制理论牵引特性，样机试制后要进行牵引试验，测取实际牵引特性。根据田间牵引工作的特点，牵引特性是按拖拉机在水平地段作等速直线运动的工况进行分析的。图1-1是两轮驱动拖拉机和履带拖拉机在这种工况下牵引作业的受力简图。

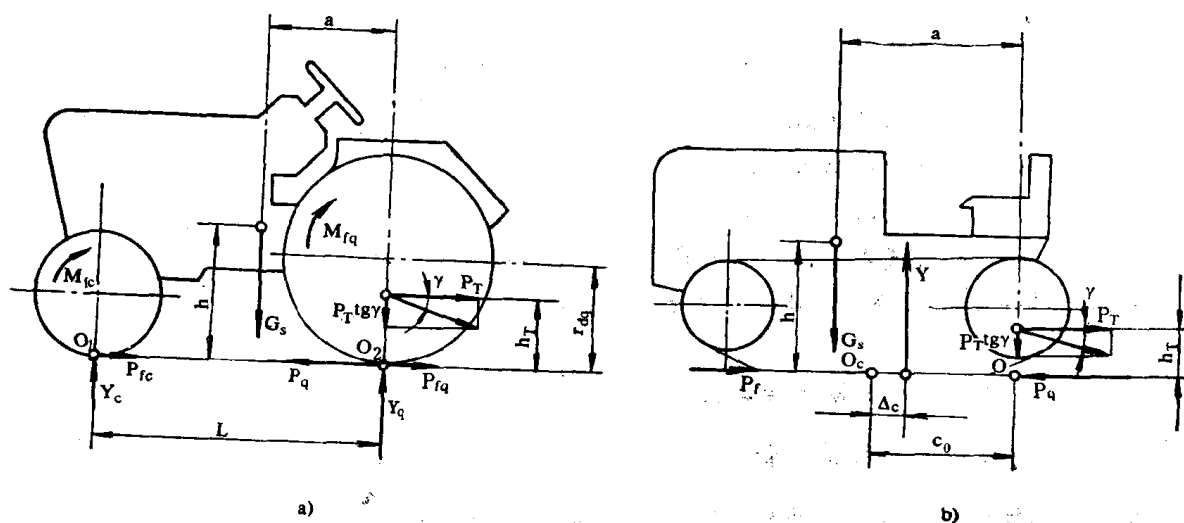


图1-1 拖拉机牵引作业受力简图

a) 两轮驱动拖拉机 b) 履带拖拉机

牵引力 $P_T$ 反映拖拉机牵引外界机具的能力：

$$P_T = P_q - P_f \quad (1-1)$$

上式中的 $P_q$ 和 $P_f$ 分别是拖拉机的驱动力和滚动阻力。驱动力 $P_q$ 按下式计算：

$$P_q = \frac{M_c i_{\Sigma} \eta_c \eta_q}{r_{dq}} \quad (1-2)$$

式中  $M_c$ ——发动机扭矩；

$i_T$  ——传动系的总传动比；

$\eta_c, \eta_q$  ——传动系效率和履带驱动区段效率（轮式拖拉机 $\eta_q = 1$ ）；

$r_{dq}$  ——驱动轮的动力半径。

拖拉机的滚动阻力 $P_f$ （轮式拖拉机 $P_f = P_{fc} + P_{fq}$ ， $P_{fc}$ 和 $P_{fq}$ 分别是前轮和后轮的滚动阻力）为：

$$P_f = fG \quad (1-3)$$

式中  $G$  ——拖拉机的使用重量；

$f$  ——滚动阻力系数。

驱动力 $P_q$ 的发挥受地面附着条件限制，正常工作时的驱动力应不大于拖拉机的附着力，即 $P_q \leq P_\varphi$ 。附着力 $P_\varphi$ 为：

$$P_\varphi = \varphi G_\varphi \quad (1-4)$$

式中  $G_\varphi$  ——拖拉机的附着重量；

$\varphi$  ——附着系数。

由于图1-1b中的 $P_T \tan \gamma$ 很小可略去不计，履带拖拉机（以及四轮驱动拖拉机）的附着重量即等于拖拉机的使用重量；

$$G_\varphi = G \quad (1-5)$$

两轮驱动拖拉机的附着重量在数值上等于地面对驱动轮的垂直反力 $Y_q$ 。将图1-1a中各力对 $O_1$ 取矩（忽略 $P_T \tan \gamma$ ）得：

$$\begin{aligned} G_\varphi = Y_q &= \frac{1}{L} [G_s(L-a) + P_T h_T + M_{fc} + M_{fq}] \\ &\approx \frac{1}{L} [G_s(L-a) + P_T h_T + fG_s r_{dq}] \end{aligned} \quad (1-6)$$

式中  $L$  ——拖拉机的轴距；

$a$  ——重心的纵向坐标；

$h_T$  ——牵引点离地高度；

$M_{fc}, M_{fq}$  ——前轮和后轮的滚动阻力矩， $M_{fc} + M_{fq} \approx fG_s r_{dq}$ 。

拖拉机的牵引功率 $N_T$ 反映牵引作业的工效：

$$N_T = P_T v = P_T v_1 (1 - \delta) \quad (1-7)$$

式中  $v, v_1$  ——拖拉机的实际速度和理论速度；

$\delta$  ——驱动轮或履带的滑转率， $\delta = 1 - \frac{v}{v_1}$ 。

拖拉机的牵引效率 $\eta_T$ 反映牵引作业时发动机功率有效利用程度：

$$\eta_T = \frac{N_T}{N_e} = \eta_c \eta_q \eta_s \eta_f \quad (1-8)$$

式中  $N_e$  ——发动机功率；

$\eta_s$  ——滑转效率， $\eta_s = 1 - \delta = \frac{v}{v_1}$ ；

$\eta_f$  ——滚动效率， $\eta_f = \frac{P_T}{P_q} = \frac{P_T}{P_T + P_f}$ 。

当拖拉机带着有地轮的后悬挂农具作业时，如果农具的重量由农具自身的地轮承受，则

其受力情况与带牵引农具时相近。

当拖拉机带着无地轮的后悬挂农具作业时，其受力情况简化如图1-2所示。农具重量 $G_n$ 和土壤对农具的反作用力 $P_n$ 都将通过悬挂杆件作用于拖拉机机体上。 $P_n$ 可分解为水平反力 $P_{nx}$ 和垂直反力 $P_{ny}$ 。列出水平方向力的平衡式如下：

$$P_{nx} = P_q - P_f$$

将上式与式(1-1)比较可看出， $P_{nx}$ 与牵引力 $P_f$ 有类似性质（都等于拖拉机驱动力与滚动阻力之差）。但带无地轮的后悬挂农具作业时，由于农具重量和土壤反力都作用于拖拉机上，会使拖拉机的附着重量、滑转率和滚动阻力等都发生变化。目前，要象计算牵引机组那样计算悬挂机组牵引特性中的各项因素还存在着困难，这主要是因为土壤反力 $P_n$ 的大小、方向和着力位置难于准确地确定，而且随农具与土壤的不同状态而异。例如，图1-2中 $P_{ny}$ 与犁的重力作用线重合，就属于一种假设。而且试验表明，当犁的刃口锋利时 $P_{ny}$ 方向朝下，犁尖磨钝后 $P_{ny}$ 朝上，这必然对拖拉机的受力有不同影响。

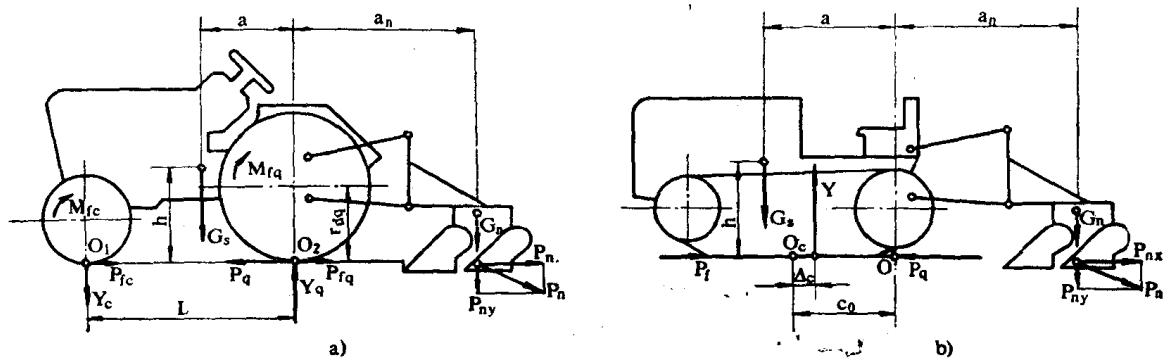


图1-2 拖拉机带无地轮的后悬挂农具作业时受力简图

a) 两轮驱动拖拉机 b) 履带拖拉机

为了计算带无地轮悬挂农具时拖拉机的滚动阻力 $P_f$ ，在缺乏试验资料的情况下，可暂且忽略 $P_{ny}$ ，认为拖拉机行走系统只承受拖拉机和农具的重量，这时：

$$P_f = f(G_s + G_n) \quad (1-9)$$

式中  $G_n$ ——悬挂农具的重量。

计算拖拉机附着重量 $G_\varphi$ 时，也暂且忽略 $P_{ny}$ 的影响，故履带拖拉机（以及四轮驱动拖拉机）附着重量为：

$$G_\varphi = G_s + G_n \quad (1-10)$$

两轮驱动拖拉机的附着重量在数值上等于 $Y_q$ 。为求出 $Y_q$ ，可将图1-2a中的各力对 $O_1$ 取矩，其中 $P_{nx}$ 贴近地面，所产生的力矩很小可略去不计，又 $M_{fc} + M_{fq} \approx f(G_s + G_n)r_{dq}$ ，故：

$$G_\varphi = Y_q \approx \frac{1}{L} [G_s(L - a) + G_n(L + a_n) + f(G_s + G_n)r_{dq}] \quad (1-11)$$

式中  $a_n$ ——悬挂农具重心的纵向坐标。

可以看出，配带无地轮的悬挂农具工作时，拖拉机的附着重量增加，这将减小滑转率，改善牵引性能。虽然这时拖拉机的滚动阻力也有所增加，但应当指出，由于农具没有地轮因

而没有农具地轮的滚动阻力，整个机组由于行走机构滚动而损失的功率并不一定会上升。

## (二) 通过性

通过性是指拖拉机能否通过不同地带的性能，一般分越野性、障碍通过性、行间通过性三种

### 1. 越野性

越野性是指拖拉机能否通过潮湿泥泞或无路地带的性能。在任何地带，拖拉机的最大附着力（行走机构完全打滑时的附着力）都不得小于滚动阻力，否则连空车也不能通过。

影响越野性的因素主要是行走机构类型，例如，履带式优于轮式，四轮驱动式优于两轮驱动式等。对于同一类行走机构，又与接地比压（行走机构对地面的单位面积的垂直压力）有关。接地比压的分布是不均匀的，为便于比较，通常用平均接地比压  $q_p$  作为衡量指标。 $q_p$  是空车时行走机构作用于地面的垂直载荷与行走机构的接地面积之比。轮式拖拉机前、后轮的  $q_p$  不同，应分别测定。在一定的载荷和地面条件下， $q_p$  随轮胎直径、宽度的增加和气压的降低而减小。履带拖拉机的  $q_p$  为

$$q_p = \frac{G_s}{2bL_0} \quad (1-12)$$

式中  $L_0$ ——履带接地长度；

$b$ ——履带板宽度。

平均接地比压  $q_p$  小则越野性好。一般农业履带拖拉机  $q_p$  多为35~50kPa，用于沼泽地时降到10~30kPa，中耕采用窄履带达55~70kPa，工业履带拖拉机多为50~60kPa。

履带拖拉机接地比压分布的不均匀程度可以用  $Y$ （见图1-1b和图1-2b）的位置来代表。力  $Y$  是地面对履带接地面垂直反力的合力。当  $Y$  作用于履带接地面中点  $O_c$  时，可认为接地比压沿履带接地面全长上均匀分布。 $Y$  偏离  $O_c$  愈远则接地比压分布愈不均匀，一般要求力  $Y$  偏离  $O_c$  的距离  $\Delta_c$  不超过如下数值：

$$\Delta_c \leq \frac{L_0}{6} \quad (1-13)$$

式中  $\Delta_c$ ——力  $Y$  对履带接地面中点的偏离量。

偏离量  $\Delta_c$  过大将导致最大的接地比压迅速上升，越野性恶化，滚动阻力增加，土壤严重压实，并降低转向操纵性能。为了计算  $\Delta_c$ ，在带牵引农具工作时（图1-1b）可忽略  $P_T \tan \gamma$ ，则  $Y = G_s$ ，将各力对  $O$  点取矩得：

$$\Delta_c = c_0 - a + \frac{P_T}{G_s} h_T \quad (1-14)$$

式中  $c_0$ ——履带接地面中点  $O_c$  至驱动轮轴线的水平距离。

带无地轮的悬挂农具工作时（图1-2b），且忽略  $P_{nY}$  的影响，则  $Y = G_s + G_n$ ，将各力对  $O$  点取矩（ $P_{nX}$  造成的力矩很小，从略）得：

$$\Delta_c = c_0 - \frac{G_s a - G_n a_n}{G_s + G_n} \quad (1-15)$$

为了计算悬挂农具处于运输状态时的偏离量  $\Delta_c$ ，上式中的  $a_n$  应是运输状态下悬挂农具重心的纵向坐标（图1-3b）。

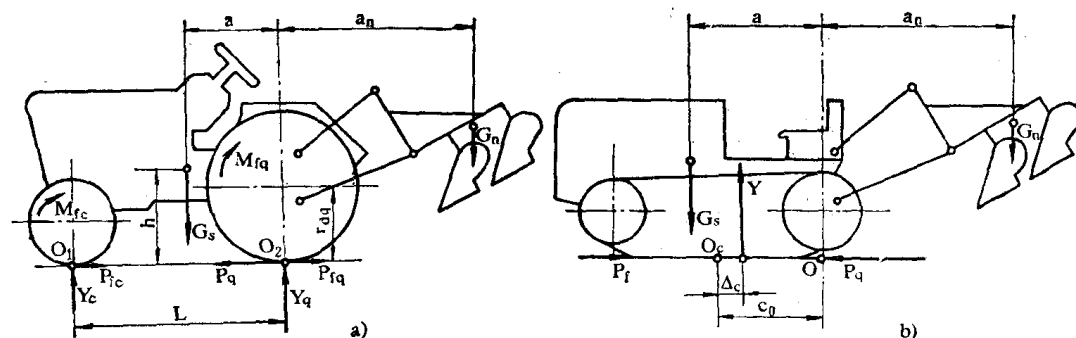


图1-3 拖拉机带后悬挂农具在运输状态下受力简图  
a)两轮驱动拖拉机 b)履带拖拉机

## 2. 障碍通过性

障碍通过性是指拖拉机能否通过局部起伏不平地段的性能。为此，要求拖拉机有足够的最小离地间隙 $H_{min}$ 、接近角 $\psi$ 、离去角 $\psi'$ 和纵向通过半径 $R_2$ （图1-4）。增加 $H_{min}$ 可保证拖拉机能越过一定高度的凸起物，增加 $\psi$ 、 $\psi'$ 和减小 $R_2$ ，可保证拖拉机通过起伏不平的地段时机身的前部、后部和中部不致触及地面。一般农业拖拉机的 $\psi$ 和 $\psi'$ 很大，仅某些机头伸出较长的独立型四轮驱动拖拉机和某些发动机后置的工业拖拉机，才需要对 $\psi$ 和 $\psi'$ 给予必要注意。

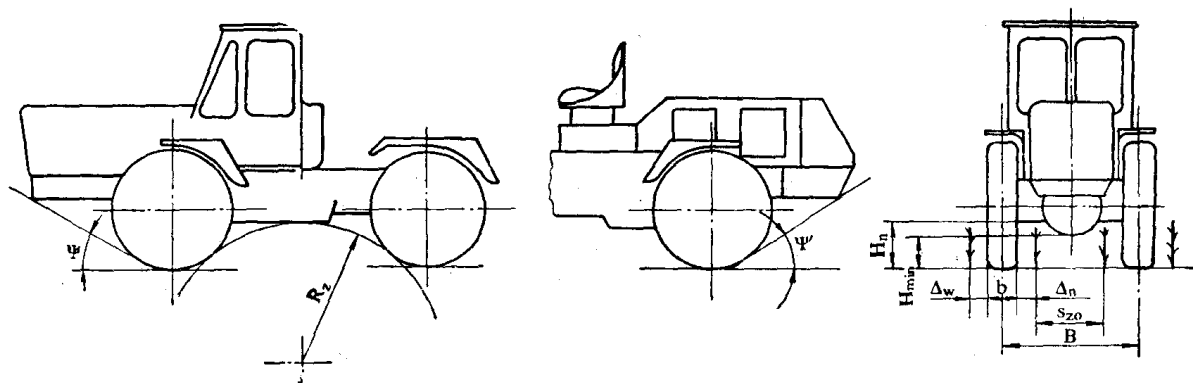


图1-4 拖拉机的障碍通过性和行间通过性

## 3. 行间通过性

行间通过性是指拖拉机能否在中耕作物行间多次通过而对作物伤害最少的性能。多数作物中耕时，拖拉机从作物上部跨越，这时的行间通过性主要用农艺离地间隙 $H_2$ 和保护带宽度来衡量（图1-4），同时还要求拖拉机下部轮廓有合理的形状。保护带宽度是从作物行的中心线到拖拉机行走机构最近部分的距离，该距离过小时会对作物造成严重伤害。内、外保护带宽度 $\Delta_n$ 和 $\Delta_w$ 分别为：



$$\left. \begin{aligned} \Delta_n &= 0.5[B - b - s_{z_0}(z_{z_0} - 1)] \\ \Delta_w &= s_{z_0} - b - \Delta_n \end{aligned} \right\} \quad (1-16)$$

式中  $B$ ——轮(轨)距;  
 $b$ ——轮胎(履带)宽度;  
 $s_{z_0}, z_{z_0}$ ——作物行距和跨越的作物行数。

$z_{z_0}$ 一般为偶数,以便利用农艺离地间隙。对保护带宽度的要求随不同作物而异,通常不少于100~200mm。可看出,为加宽保护带应减小 $b$ 。此外,当 $B = s_{z_0}z_{z_0}$ 时, $\Delta_n = \Delta_w = 0.5(s_{z_0} - b)$ ,即轮(轨)距等于作物行距整数倍时,内、外保护带宽度相等,否则, $\Delta_n$ 和 $\Delta_w$ 中必有某一小于 $0.5(s_{z_0} - b)$ ,对行间通过性不利。因此,中耕拖拉机轮距可调,以适应不同作物的行距。

### (三) 对土壤结构的破坏程度

当拖拉机在水田工作时,行走机构可能破坏土壤的硬底层,引起泥脚不断加深,为此必须合理选择和研究水田拖拉机行走机构的型式。拖拉机在旱地工作时会压实土壤,其压实程度与接地比压有密切关系。履带拖拉机的接地比压小于轮式,对土壤的压实较轻。

### (四) 机动性

机动性是指拖拉机能否按驾驶员希望的路线行驶的性能,包括转向操纵性和直线行驶性两方面。

#### 1. 转向操纵性

转向操纵性首先要求拖拉机有足够的转向力矩以克服转向时的阻力矩。两轮驱动拖拉机多采用偏转前轮的转向方式,转向力矩受前轮侧向附着条件限制,当该条件不能满足时前轮严重侧滑,转向半径急剧增加,拖拉机不能按预定的转向圆行驶,即失去了转向操纵性。为了保证前轮有足够的侧向附着力,分配到前轮上的拖拉机重量不能过轻,地面对前轮的垂直反力 $Y_c$ 的数值应满足如下要求:

$$Y_c \geq 0.2G_s \quad (1-17)$$

对于牵引机组(图1-1a), $Y_c = G_s - Y_q$ ,代入式(1-6)得:

$$Y_c \approx \frac{1}{L} [G_s a - P_T h_T - f G_s r_{dq}] \quad (1-18)$$

对于悬挂机组(图1-2a), $Y_c = G_s + G_n - Y_q$ (忽略 $P_{ny}$ ),代入式(1-11)得:

$$Y_c \approx \frac{1}{L} [G_s a - G_n a_n - f(G_s + G_n) r_{dq}] \quad (1-19)$$

为了校核悬挂机组在运输状态下的转向操纵性,上式中的 $a_n$ 应是运输状态下悬挂农具重心的纵向坐标(见图1-3a)。

履带拖拉机空车急剧回转不失去转向操纵性(转向半径不自行增大)的条件是:

$$\frac{I_{10}}{B} \leq \frac{2(\varphi - f)}{\mu} \quad (1-20)$$

式中  $\mu$ ——转向阻力系数,取决于地面条件和履带结构,并随转向半径减小而增大,一般取 $\mu = 0.7$ 。

对转向操纵性的另一要求是转向半径小,使拖拉机能在小地块上灵活机动地行驶并减少对地头的践踏,常用最小转向半径 $R_{min}$ 和最小转向圆半径 $R_{rmin}$ 作为衡量指标(图1-5)。最