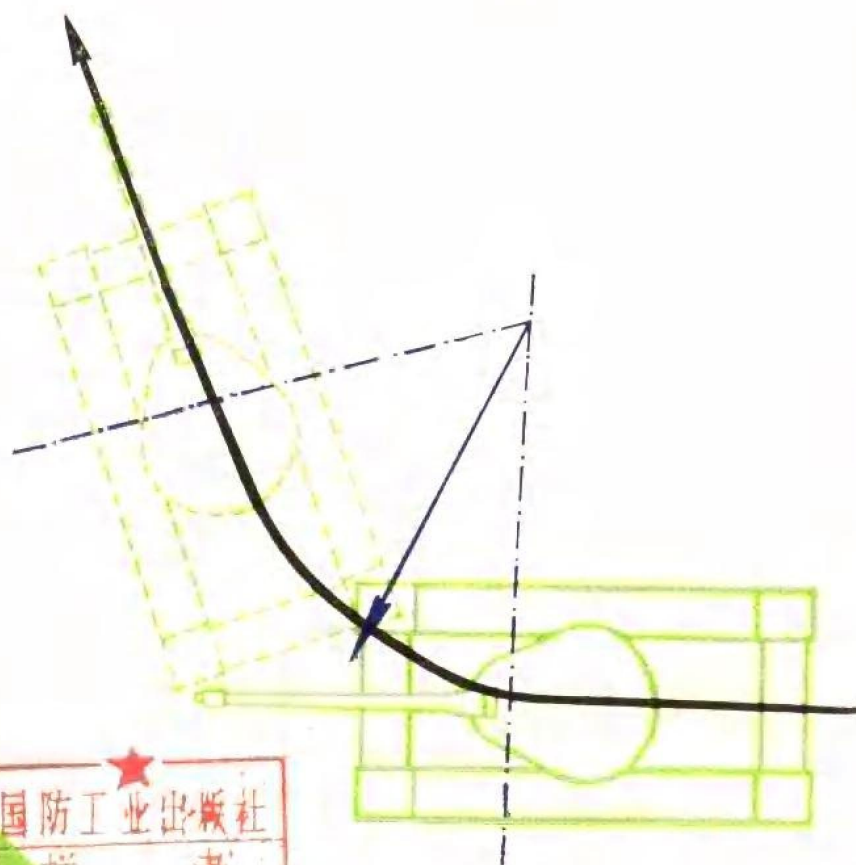


坦克行驶原理

汪明德 赵毓芹 祝嘉光 编著



国防工业出版社
样书

国防工业出版社

内 容 简 介

本书系统地阐述了坦克在各种行驶条件下的运动规律, 坦克行驶机动性的组成部分、评价的方法和指标及其影响因素。每章以讲清基本原理为主, 详细分析了坦克行驶时的力学问题。书内编入了一些新的技术内容, 如具有液力传动装置坦克的牵引性和加速性的计算, 动、静液双流转向机构的分析和随机振动等。并且, 还介绍了有关实验的基本原理和方法。

本书可供从事坦克和履带式车辆的设计、科研和使用的科技人员参考, 也可供大专院校学员学习。

坦克行驶原理

汪明德 赵毓芹 祝嘉光 编著

*

国防工业出版社 出版

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印装

*

787×1092¹/₁₆ 印张26 603千字

1983年7月第一版 1983年7月第一次印刷 印数: 0,001—1,500册

统一书号: 15034·2481 定价: 2.65元

前 言

坦克具有强大的攻击火力，高度的机动性和装甲防护。因此，在现代战争中，坦克是一种重要的武器，坦克部队是陆军中一支重要的突击力量。坦克在地面行驶时的高度机动性，对战役转移、战术上的迅速分散和集中以及火炮威力的发挥和积极防御等方面，都有很大的影响。

近年来，由于反坦克武器的发展，除增强坦克的火力和装甲防护外，对坦克的行驶机动性提出了更高的要求。为了提高坦克在战场上的生存率，坦克的加速性已被作为战技指标，有的坦克的单位功率已经接近30马力/吨，并对越野速度提出了较高的要求。

坦克的机动性包括两个方面：即战役机动性和战术机动性。坦克的战役机动性是指装甲师和机械化步兵师所组成的装甲集团军的机动性。它对战役的计划方案及其实施与成败具有决定性的影响。坦克的战术机动性是指坦克在各种气候、地形和光照条件下，在战场上挺进和克服障碍的能力。因此，战役机动性主要是指坦克在道路上行驶的快速性，而战术机动性是指坦克在无路条件下运动的快速性。这样，坦克的机动性主要包括：坦克直线行驶快速性、坦克转向的灵活性和坦克的通过性。

本书就是以坦克的行驶机动性为中心进行编写的。通过对坦克在各种行驶条件下的力学分析，系统地阐述了坦克行驶机动性的组成部分、评价方法和指标以及影响因素。为评价、分析和设计坦克时提供理论依据。通过阅读本书，可使读者对坦克的行驶机动性，从理论上有一个系统地理解，弄清提高坦克行驶机动性的途径和方向。

为了适应国防工业现代化的需要，书内编入了一些新的技术内容，如具有液力传动装置坦克的牵引性和加速性的计算，动、静液双流转向机构的分析和随机振动等。

本书全部采用国际单位制（SI），为了便于学习和应用，在书末附有国际单位制与工程单位制常用单位的换算表。

本书共分十章。在第一章至第三章里阐述了坦克直线行驶原理；在第四章至第六章里阐述了坦克的转向理论；在第七章里阐述了坦克车体的振动理论；在第八章和第九章里阐述了坦克的稳定性和通过性；在第十章里阐述了坦克的水上行驶原理。而且，在各章里都分别介绍了一些实验方法和基本原理。

本书第一、二、三章由祝嘉光同志编写；第四、五、六章由赵毓芹同志编写；第七、八、九、十章和前言部分由汪明德同志编写。本书初稿在1974年完成后，曾根据各单位的意见和教学使用情况作了修改。在1978年5月编写了第二稿，曾再次征求有关单位的意见和经教学使用，并于1979年11月召开了审稿会，会后根据到会同志们提出的宝贵意见，再次作了修改。出席审稿会的有：刘修骥、何承坚、李昭如、张向彭、吴玉麟、刘雨发、李永亨、任萃、顾俊芳等同志。全书由何承坚同志担任主审。此外，不少同志曾对本书初稿进行审阅并提出了不少宝贵的修改意见。在此，我们一并表示衷心地感谢。

由于编者水平有限，又缺乏资料，缺点和错误在所难免，请读者提出批评指正。

编 者

一九八〇年五月

目 录

第一章 坦克直线行驶力学	1
第一节 坦克直线行驶运动学	1
第二节 坦克直线行驶的内部损失和效率	4
第三节 直线行驶时作用于坦克上的外力	24
第四节 坦克直线行驶动力学	36
第二章 坦克直线行驶的快速性	46
第一节 坦克的动力性	46
第二节 坦克的加速性	55
第三节 坦克的制动性	63
第四节 坦克的起步性	66
第五节 坦克的功率利用性	68
第六节 具有液力传动装置坦克的牵引性和直线行驶动力学	71
第三章 坦克的牵引计算	86
第一节 确定发动机的最大功率	86
第二节 确定坦克的传动范围	88
第三节 确定排档数目及中间排档的划分	90
附录 坦克牵引计算实例	100
第四章 坦克转向运动学和动力学	103
第一节 概论	103
第二节 转向运动学	107
第三节 转向动力学	113
第五章 纵向力和横向力作用下的坦克转向	128
第一节 纵向力作用下的坦克转向	128
第二节 横向力作用下的坦克转向	136
第三节 离心力作用下的坦克转向	142
第六章 转向的功率平衡和牵引计算	147
第一节 转向机构的分类	147
第二节 转向时外阻力所消耗的功率	150
第三节 离合器转向机的功率平衡和牵引计算	155
第四节 二级行星转向机的功率平衡和牵引计算	175
第五节 双差速器转向机的功率平衡和牵引计算	197
第六节 转向功率和其单位牵引力的通式	212
第七节 双功率流转向机构的功率平衡和牵引计算	220
第八节 豹 2 坦克转向机构的功率平衡和牵引计算	252
第七章 坦克的行驶平稳性	281
第一节 悬挂特性和悬挂刚度	281

第二节 坦克的弹性中心	285
第三节 坦克车体的振动	289
第四节 履带对车体振动的影响	319
第五节 悬挂系统主要性能参数的选择	323
第六节 坦克振动的实验及测量	333
第七节 随机振动简介	335
第八章 坦克的稳定性	345
第一节 概述	345
第二节 坦克的静力稳定性	346
第三节 坦克的动力稳定性	348
第九章 坦克的通过性	350
第一节 概述	350
第二节 克服壕沟	350
第三节 克服垂直壁	352
第四节 地面的分类和特性	355
第五节 坦克在雪地的通过性	356
第六节 坦克在沼泽地的通过性	357
第七节 坦克在水稻田的通过性	363
第八节 撞击树木	365
第九节 坦克克服水障碍	366
第十章 水陆坦克理论基础	368
第一节 基本术语和车体线型图	368
第二节 浮性	370
第三节 稳性	386
第四节 快速性	397
第五节 通过性 (坦克出水 and 入水)	400
附录	404
附录一 主要符号表	404
附录二 常用单位换算表	406
参考文献	407

第一章 坦克直线行驶力学

坦克是一种高速履带式战斗车辆，由于它采用履带行驶装置，因而在野战条件下尤其是在无路情况下，优于轮式车辆。履带行驶装置十分复杂，也比较昂贵，但到目前为止，还没有更理想的行驶装置能取代它。

坦克行驶的能量是由发动机供给的。坦克在行驶过程中，发动机产生的功率消耗于克服坦克本身的机械装置的内阻力和由行驶条件所决定的外阻力。内阻力仅决定于机械的结构，外阻力不仅与坦克本身的结构参数有关，而且决定于外部介质的特性。

在直线行驶条件下，分析作用于坦克上的外力及其特性，研究履带运动的特点及其与地面之间的相互作用，以及外力与坦克运动的关系，是学习和研究以后各章的基础。

第一节 坦克直线行驶运动学

坦克的运动包括坦克车体和履带的运动。坦克的行驶速度是指坦克车体的速度。当坦克在各种路面上行驶时，履带作复合运动。履带的绝对运动是由与车体运动相同的牵连运动和履带相对于车体的卷绕运动组成的。

现有坦克是以两条封闭且平行旋转的履带环来行驶的。履带环的形状取决于主动轮、诱导轮、负重轮及托带轮的相互位置和履带各点的曲率半径（见图1-1）。自由悬垂于两轮之间的部分履带叫做自由

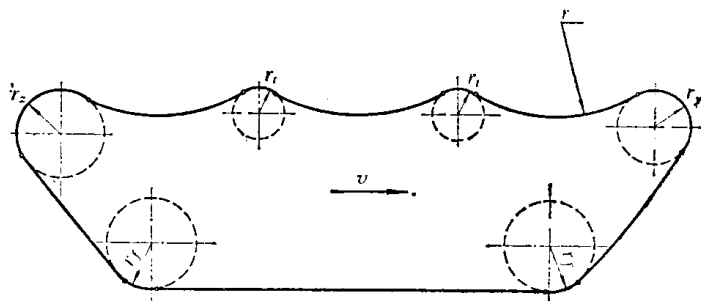


图1-1 履带环

段；贴于主动轮、诱导轮、负重轮及托带轮上的部分履带叫做弧形段；与地面接触的部分履带叫做接地段；被主动轮的工作拉力拉紧的部分履带叫做工作段。

（一）履带运动学

履带行驶装置是比较复杂的机构，为了简化起见，在研究履带运动学时，假定坦克履带是不可拉伸且十分柔软的带子，带上所有点位于同一平面内。

（1）履带的滑转与滑移

设履带相对于车体的卷绕速度为 v_x ，履带随车体一起前进的牵连速度为 v_q ，履带上某一点的绝对速度 v_j 应为相对速度与牵连速度的向量和（见图1-2）。

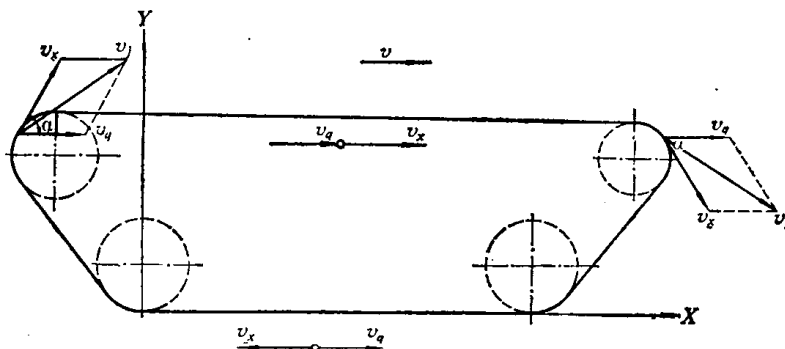


图1-2 履带环上各点的速度

$$\vec{v}_j = \vec{v}_q + \vec{v}_x \quad (1-1)$$

设牵连速度和相对速度的夹角为 α ，由平行四边形法可得：

$$v_j = \sqrt{v_q^2 + v_x^2 + 2v_q v_x \cos \alpha} \quad (1-2)$$

假定履带上部段是水平的， $\alpha = 0$ ，当它沿顺时针方向旋转时，由公式 (1-2) 可得上部段的绝对速度：

$$v_j = v_q + v_x \quad (a)$$

若接地段沿地面无滑转及滑移时，即 $v_q = v_x$ ，代入 (a) 式得：

$$v_j = 2v_x$$

假定地面是水平的，对于接地段， $\alpha = \pi$ ，代入 (1-2) 式可得接地段的绝对速度：

$$v_j = v_q - v_x \quad (b)$$

若接地段沿地面无滑转及滑移，将 $v_q = v_x$ 代入 (b) 式得 $v_j = 0$ 。此时接地段相对于地面是静止的，即坦克处于理论行驶状态。

坦克在实际行驶过程中，总是伴随着滑转现象。类似于汽车在泥水中或松软地面上车轮打滑，而车体不能前进，这种情况相当于坦克处于完全滑转状态；当汽车紧急刹车时，车轮已完全制死不再转动，汽车靠本身的动能在地面上滑移，这种情况相当于坦克处于完全滑移状态。

当履带的卷绕速度不等于坦克车体的牵连速度时，接地段产生滑动，其绝对速度不等于零，即：

$$v_j = v_q - v_x \neq 0$$

在自动推进的履带中， $v_q < v_x$ ， $v_j < 0$ 。此时履带接地段沿坦克行驶相反的方向滑动，称为滑转。

在被拖动的履环或靠惯性运动的履环中， $v_q > v_x$ ， $v_j > 0$ 。此时履带接地段沿坦克行驶相同的方向滑动，称为滑移。

坦克在行驶中经常存在着或多或少的滑转现象。因而坦克的实际行驶速度低于按发动机转速计算的理论行驶速度。

履带接地段沿地面的滑转程度可用滑转系数 σ 来表示。履带接地段的滑转速度 ($v_x - v_q$) 与履带的卷绕速度之比，叫做滑转系数：

$$\sigma = \frac{v_x - v_q}{v_x} \quad (1-3)$$

此时坦克的行驶速度为：

$$v = v_q = (1 - \sigma)v_x \quad (1-4)$$

现讨论坦克的几种行驶情况：

1. 当 $\sigma = 0$ 时，即 $v = v_x$ ，为坦克的理论行驶速度；
2. 当 $0 < \sigma < 1$ 时，即 $v < v_x$ ，为常见的行驶情况，坦克行驶速度小于履带卷绕速度，换句话说，坦克行驶速度有某些损失，称为部分滑转；
3. 当 $\sigma = 1$ 时，即 $v = 0$ ，履带原地空转，坦克行驶速度完全损失于打滑之中，称为完全滑转；
4. 当 $\sigma < 0$ 时，即 $v > v_x$ ，坦克行驶速度大于履带卷绕速度，履带相对于地面产生

滑移；当履带被制死时， $v_x = 0$ ，坦克依赖本身的动能向前滑移，称为完全滑移。

(2) 履带某点的加速度

对公式(1-1)两端进行微分，可得履带上任何一点的绝对加速度：

$$\ddot{\vec{x}}_j = \frac{d\vec{v}_j}{dt} = \frac{d\vec{v}_q}{dt} + \frac{d\vec{v}_x}{dt} \quad (1-5)$$

当坦克等速运动时， $\frac{dv_q}{dt} = 0$ ， $v_x = \text{常数}$ ，对于履带弧形段上的点，其切向加速度为零，则其向心加速度为：

$$\ddot{x}_j = -\frac{v_x^2}{r} \quad (1-6)$$

式中 r ——履带弧形段上的点的半径。

对于履带的直线段， $r = \infty$ ，因而其绝对加速度为零。对于履带的圆弧段， $\ddot{x}_j = \text{常数}$ 。当履带的曲率半径发生突变时，该点的加速度也突变，于是产生柔性冲击，因而有某些能量损失。

(二) 坦克理论行驶速度和主动轮半径

曾假设履带为一条不可拉伸而又十分柔软的带子，实际上履带是由若干块履带板用铰链连接封闭而成。履带板引起履带相对速度发生变化，故坦克的运动是不均匀的。如果主动轮的半径比履带板节距的二倍还大，这种运动不均匀性是允许的。

设接地段无滑转，可用履带的相对速度来计算坦克的理论行驶速度：

$$v = Zln_z \quad \text{米/分} \quad (c)$$

式中 l ——履带板的节距(米)；

n_z ——主动轮转速(转/分)；

Z ——主动轮转一周所绕过的履带板数。

当运动速度以千米/小时表示时：

$$v = 0.06Zln_z \quad \text{千米/小时}$$

设履带产生滑转，履带的相对速度为：

$$v_x = Zln_z \quad (d)$$

将(d)式代入公式(1-4)得坦克行驶速度：

$$v = (1 - \sigma)Zln_z$$

主动轮与履带板啮合，主动轮的工作半径即主动轮半径，可由下式求出：

$$v = 2\pi n_z r_z \quad (e)$$

将(c)式代入(e)式即得：

$$r_z = \frac{Zl}{2\pi} \quad (1-7)$$

式中 r_z ——主动轮半径(米)。

当采用双销式履带时，设主动轮齿数为 Z ，履带板节距为 l_1 ，连接套中心距为 l_2 。主动轮每转过一个齿，履带移动距离为 $(l_1 + l_2)$ 。所以坦克理论行驶速度为：

$$v = Z(l_1 + l_2)n_z \quad (f)$$

将(f)式代入(e)式，即可计算双销式履带主动轮半径：

$$r'_z = \frac{Z(l_1 + l_2)}{2\pi}$$

第二节 坦克直线行驶的内部损失和效率

坦克行驶时, 发动机产生的有效功率一部分用于克服由行驶条件所决定的外部阻力, 有相当大的一部分消耗于克服机构中的内阻力。对于现代坦克的内部损失高达坦克动力装置功率的25~40%。坦克内部损失包括动力装置损失、传动装置损失和行驶装置损失。内部损失与许多因素有关, 通常用效率表示。

(一) 动力装置及其特性

坦克在各种行驶条件下所需的能源是由动力装置提供的。现代坦克对于动力装置在功率、尺寸、重量、燃料经济性及使用寿命等方面提出了严格的要求, 使坦克所采用的动力装置受到一定的限制。到目前为止, 在坦克上仍广泛地采用内燃机, 主要是采用以重燃油为燃料的压燃式发动机, 也叫柴油机。在早期某些西方国家坦克上曾采用以汽化器工作的点燃式发动机, 也叫汽油机。值得注意的是在美国 XM-1 主战坦克上开始采用燃气轮机。

(1) 内燃机特性

内燃机分为柴油机和汽油机。汽油机和柴油机相比, 汽油机的优点是单位功率下的重量轻, 起动比较容易, 扭矩曲线的适应性系数 K 较大; 缺点是热效率低, 比燃料消耗量大, 不仅会给冷却和散热带来困难, 而且在相同发动机功率和相同油箱容积条件下的最大行程小, 而柴油机却可使坦克的最大行程增大1.3~1.5倍。现代坦克上多采用柴油机。

发动机的性能用其特性来表示, 在研究坦克性能时常用发动机的速度特性。发动机的扭矩、功率与其转速之间的关系称为发动机的速度特性。当汽油机的汽化器节流阀全开或柴油机处于最大供油时, 发动机的功率、扭矩和转速之间的关系叫做汽油机或柴油机的外特性 (见图1-3)。

$$N_f = f(n_f)$$

$$M_f = \varphi(n_f)$$

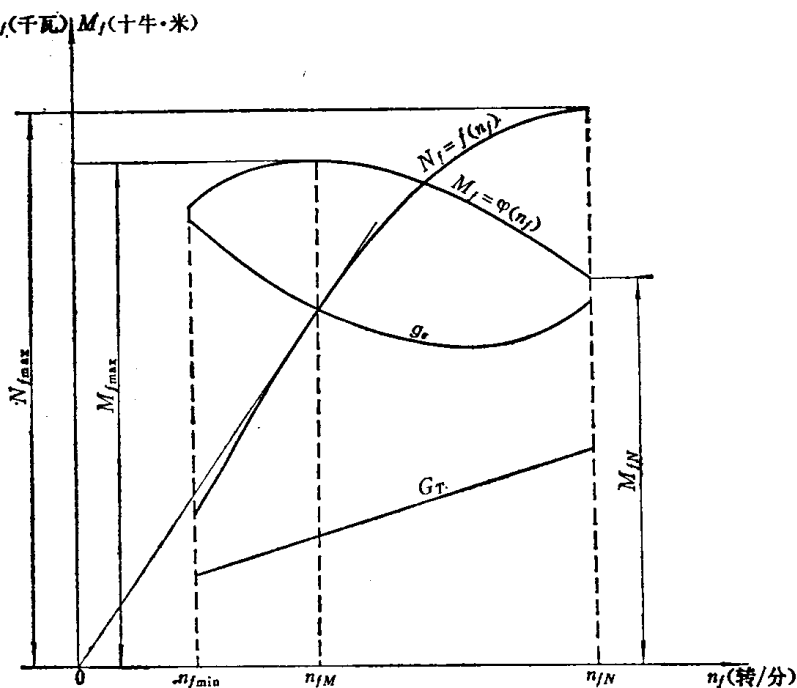


图1-3 柴油机的外特性曲线

当节流阀未全开或部分供油时, 发动机功率、扭矩与转速之间的关系称为汽油机或柴油机的部分特性。

发动机的外特性可以在制动试验台上测出。先测各种工况下的扭矩和转速, 然后按下式计算发动机的有效功率, 简称发动机功率。

$$N_f = \frac{M_f n_f}{955.4} \quad \text{千瓦} \quad (1-8)$$

式中 M_f ——发动机扭矩 (十牛·米);

n_f ——发动机转速 (转/分)。

当没有实验测得的特性曲线时, 已知发动机最大功率 $N_{f\max}$ 和相应的转速 n_{fN} , 可以应用下面的经验公式绘制发动机外特性曲线。

对于汽化器式发动机:

$$N_f = N_{f\max} \left[\frac{n_f}{n_{fN}} + \left(\frac{n_f}{n_{fN}} \right)^2 - \left(\frac{n_f}{n_{fN}} \right)^3 \right] \quad (1-9)$$

对于直接喷射式柴油机:

$$N_f = N_{f\max} \left[0.5 \left(\frac{n_f}{n_{fN}} \right) + 1.5 \left(\frac{n_f}{n_{fN}} \right)^2 - \left(\frac{n_f}{n_{fN}} \right)^3 \right] \quad (1-10)$$

对于12150 L 发动机, 采用下述经验公式:

$$N_f = N_{f\max} \left[0.6 \left(\frac{n_f}{n_{fN}} \right) + 2 \left(\frac{n_f}{n_{fN}} \right)^2 - 1.6 \left(\frac{n_f}{n_{fN}} \right)^3 \right] \quad (1-11)$$

式中 N_f ——任意转速 n_f 时发动机功率 (千瓦);

$N_{f\max}$ ——发动机最大功率 (千瓦);

n_{fN} ——最大功率时的转速 (转/分)。

应当指出, 上述经验公式是根据一定结构的发动机的外特性曲线得来的。

在以后研究坦克的牵引特性和动力特性时, 将经常用到发动机的外特性, 因为这是研究坦克机动性的一个基本依据。现将其上的特殊点简述如下。

最大功率 $N_{f\max}$ 及其相应的转速点 n_{fN} , 在此工况下, 发动机功率达到最大值。为了使发动机在无负荷或小负荷时的转速不致超过额定值, 以防机件损坏, 采用了调速器。当转速进一步增加时, 由于调速器起作用而减少供油量, 发动机功率随转速增加自动地急剧地下降, 直至发动机功率为零 (见图1-4)。

最大扭矩 $M_{f\max}$ 及其相应的转速 n_{fM} 点, 在此工况下发动机扭矩达到最大值。自坐标原点作曲线 $N_f = f(N_f)$ 之切线 (见图1-3), 即可确定转速 n_{fM} 的位置。此点已接近发动机不稳定工况。

最小稳定转速 $n_{f\min}$ 点, 是指发动机有负荷时能持续工作 10 分钟以上的最小转速, 低于此转速发动机不能稳定工作而熄火。通常, 柴油机的最小稳定转速为 500~700 转/分, 汽油机最小稳定转速为 400~900 转/分。

图1-3 上还给出比燃料消耗量 g_e 和每小时燃料消耗量 G_T 与发动机转速间的关系曲线, 可用来评价发动机的经济性。

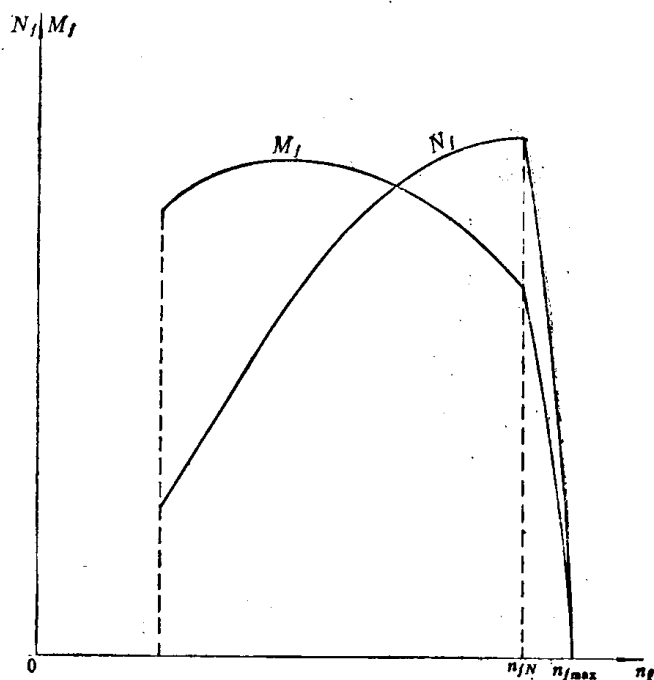


图1-4 带调速器柴油机外特性

研究坦克动力特性时,对于发动机外特性还常用两个评价指标,即发动机适应性系数 K 、发动机工作转速范围 d_g 和稳定转速范围 d_w 。

发动机在外特性上工作时,发动机的最大扭矩 $M_{f\max}$ 与最大功率时的扭矩 M_{fN} 之比值叫做发动机的适应性系数,以 K 表示:

$$K = \frac{M_{f\max}}{M_{fN}}$$

K 值标志着外载荷变化时发动机自动适应的工作能力,也就是坦克在不换档的情况下,仅靠发动机本身性能所能克服阻力的变化范围。 K 值愈大,工作愈稳定,发动机转速随外界负荷的变化愈小,坦克行驶速度变化也愈小。

初步计算时, K 值可在下述范围内选取:

对无校正器的柴油机, $K = 1.1 \sim 1.15$;

对带校正器的柴油机, $K = 1.2 \sim 1.25$;

对无校正器的汽油机, $K = 1.15 \sim 1.35$ 。

在部分负荷下工作时,柴油机的适应性系数基本上不变,汽油机略有增加。

柴油机装上专门的校正器可提高 K 值。若发动机在外特性上工作的转速下降时,校正器能使汽缸中的循环供油量增加,从而使扭矩增加。如无校正器的 12150 L-4 发动机 $K = 1.1$,而在 12150 L-5 同样的发动机上装校正器后 $K = 1.24$ 。

发动机转速能在较大范围内变化,最大功率时的转速 n_{fN} 与最大扭矩时的转速 n_{fM} 之比叫做发动机工作转速范围,以 d_g 表示:

$$d_g = \frac{n_{fN}}{n_{fM}}$$

发动机最大功率时转速与最小稳定转速 $n_{f\min}$ 之比叫做发动机稳定转速范围,以 d_w 表示:

$$d_w = \frac{n_{fN}}{n_{f\min}}$$

d_g 或 d_w 值表示坦克在某档时行驶速度变化范围。该值愈大,行驶速度变化范围也愈大。一般内燃机的 d_g 和 d_w 值如下:

对柴油机, $d_g = 1.5 \sim 2.0$; $d_w = 3 \sim 6$ 。

对汽油机, $d_g = 2.5 \sim 3.0$; $d_w = 8 \sim 9$ 。

(2) 燃气轮机特性

近年来已在汽车和坦克上应用燃气轮机,对此国内外都很注意。现将燃气轮机的工作原理和它的速度特性作些介绍。

燃气轮机是燃气涡轮发动机的简称。根据对燃气轮机速度特性的分析,在地面运输车辆上包括在坦克上,采用双轴式燃气轮机是适宜的。双轴式燃气轮机原理简图和速度特性见图 1-5。

由图 1-5 可知,在空气增压器、增压涡轮和功率涡轮之间没有机械联系,这就使得功率涡轮的转速为零时得到最大扭矩,空气增压器与增压涡轮可在最高效率点附近工作,而功率涡轮可根据坦克行驶条件确定其工作扭矩与转速。

单轴式燃气轮机原理简图及其速度特性见图 1-6。由图可知,当涡轮机的转速减少时,

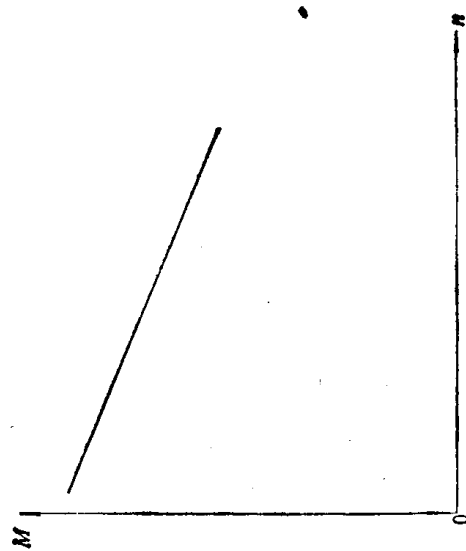
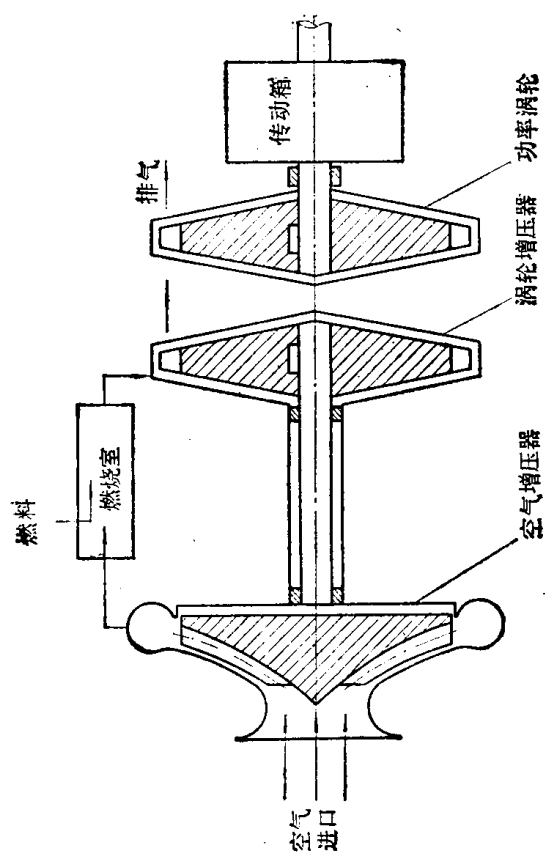
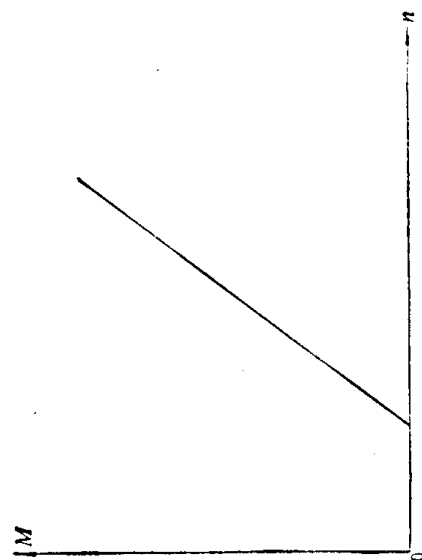
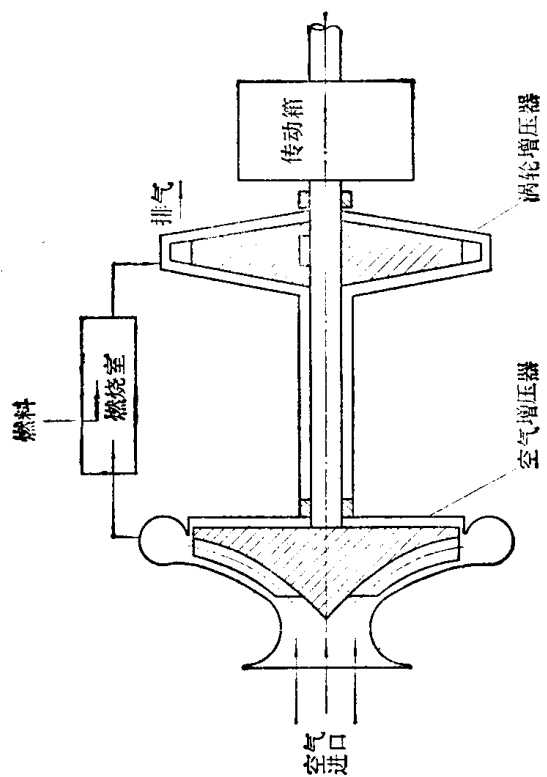


图1-6 单轴式燃气轮机原理简图和速度特性

图1-5 双轴式燃气轮机原理简图和速度特性

其扭矩也迅速下降。因此，这种燃气轮机特性对于坦克是不适用的。

燃气轮机的速度特性是指每小时燃料消耗量不变或涡轮叶片附近的最高温度不变时，功率涡轮轴上的功率、扭矩与同一轴上转速的关系曲线。

汽车双轴式燃气轮机的速度特性(见图1-7)是在增压器转速等于常数时由试验测得的。由图可见，当功率涡轮完全制动时，其轴上扭矩大约是最大功率时扭矩的2倍，并且随着转速增加，扭矩几乎是直线下降。功率涡轮的极限转速大约超过最大功率转速的25~30%。功率涡轮的整个扭矩变化范围，是以功率涡轮完全制动时的扭矩与最大转速时的扭矩之比来计算的。根据已有的燃气轮机结构，此值等于3~3.5。

在图1-7上还绘制出燃气轮机的部分特性曲线，它是在增压涡轮转速减小时，也就是供油量减小时测得的。

燃气轮机工作时的力矩范围，是根据使用条件，涡轮所发出的功率变化范围的下限值确定的。在最大功率点的左右两侧的功率下限值不一定相同，因为最大功率左侧部分允许的下限值受发动机经济性变坏的限制，而其右侧部分除受经济性变坏限制外，还受功率涡轮转速不能过高的限制。

以图1-7作为例子确定燃气轮机的力矩范围，假定最大功率点左右两侧功率下限值为 $0.85N_{\max}$ ，过纵坐标上的 $0.85N_{\max}$ 点作水平线与功率曲线相交两点，再过此两点向横坐标作垂线与扭矩曲线相交于两点，从此两点向纵坐标投影，得燃气轮机的力矩变化范围，在图示情况下的力矩变化范围为：

$$K = \frac{M_1}{M_2} = 2.3$$

在功率变化不大的情况下，燃气轮机力矩变化范围较大，说明燃气轮机有较高的牵引性能。在其它条件相同的情况下，与活塞式发动机相比，它可使传动装置的排档数目减少，从而可以减小传动装置的外廓尺寸和重量，并简化操纵。燃气轮机的构造较为简单，它没有活塞式发动机那样的直线往复运动件，不会由于运动方向改变产生不可避免的惯性力，因而增加了发动机的工作可靠性。它能使用各种燃料工作，并有良好的起动性。在坦克上采用燃气轮机的主要缺点是：经济性低，特别是在部分负荷时不如柴油机；空气消耗量大，相同重量的燃料所需的空气量为柴油机的3~4倍；不便于发动机制动；燃气轮机本身的加速性能差，特别是在坦克起步时更是如此。

目前在各国军队中装备的坦克上，大多数还是采用活塞式柴油机。因此，在以后叙述牵引计算时，将着重讨论装有活塞式柴油机坦克的牵引计算。这种计算方法具有普遍性，其原理对其它类型发动机也同样适用。

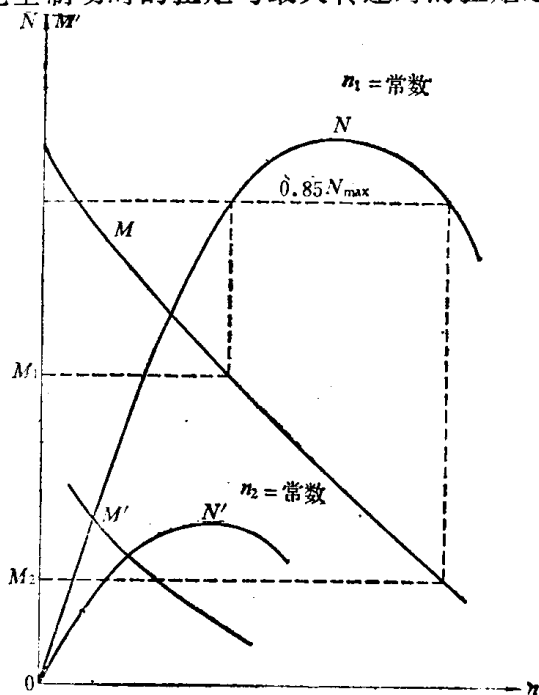


图1-7 汽车双轴式燃气轮机的速度特性

(二) 动力装置的功率损失及其效率

装在坦克上的发动机的工作条件, 与在工厂试验台上作外特性试验的发动机是不完全相同的。如果在试验台上测定发动机外特性时, 没有安装空气滤清器、排气管及冷却风扇。在坦克内工作的发动机要求装上空气滤清器、排气消声器及大马力风扇。风扇用以保证发动机和传动装置部件在不同外界条件及不同工况时可靠地冷却。

对风冷式发动机进行试验台试验时, 虽然装有风扇, 但所消耗的功率与在坦克中的风扇也是不同。为了提高坦克在战场上的生存能力, 进气口与出气口具有最小的计算截面面积, 空气通过这些孔口和通道时呈现较高的阻力, 同时车内风扇还应冷却传动装置的各部件。

由此可知, 当发动机转速和供油量相同时, 外特性曲线上的功率与由发动机传给传动装置的功率是有显著差别的。外特性上的有效功率是发动机在试验台上测得的, 并记载于工厂的出厂证的数据表中。因而在进行牵引计算时, 必须考虑到坦克动力装置中的功率损失。

(1) 冷却风扇的功率损失

消耗于冷却风扇装置的功率取决于风扇的型式、所需的空气量及气流通道的阻力。当发动机转速为 n_{fN} 时, 通常坦克冷却风扇消耗的功率大约为发动机最大功率 N_{fmax} 的 6 ~ 15%。在其它转速时, 消耗于风扇中的功率可近似地由下式计算:

$$N'_{fs} = N_{fs} \left(\frac{n_f}{n_{fN}} \right)^3 \quad (1-12)$$

式中 N_{fs} ——当发动机转速为 n_N 时风扇消耗功率;

N'_{fs} ——任意转速 n_{fN} 时风扇消耗功率。

必须指出, 公式 (1-12) 是建立在百叶窗全开的情况下, 即在消耗于风扇装置中的功率为最大时的情况。表 1-1 为现代坦克消耗于风扇联动装置中的功率。

表1-1 现代坦克消耗于风扇联动装置中的最大功率

型 号	N_{fmax} (千瓦)	N_{fs} (千瓦)	N_{fs}/N_{fmax}	风扇型式
T-34	368	31	0.084	离心式
T-54A	383	48	0.125	离心式
T-IV H	478	34	0.071	轴流式
M4A2	276	17.6	0.064	轴流式
STB-1	640	88.5	0.138	轴流式
豹-I	610	70	0.114	离心式
豹-II	1100	162	0.147	离心式
伊朗狮	885	73.5	0.084	混流式

(2) 空气滤清器的功率损失

坦克发动机是在外界空气中含有许多灰尘的条件下工作的, 若灰尘进入发动机, 会使发动机很快地磨损。因此, 坦克发动机均装有空气滤清器。它使发动机的进气阻力显著增加, 使汽化器发动机的充气系数降低, 使柴油机的泵损增加, 从而使发动机的有效功率降低。

空气滤清器的阻力随着它被堵塞的程度增大而增加, 换句话说, 其阻力取决于外部空

气的含尘量和空气滤清器清洗后的持续工作时间。在牵引计算时,若没有空气滤清器消耗功率的实际值,此功率可按发动机最大功率的 2~4% 计算。其功率损失的百分数见图 1-8,纵坐标为功率损失的百分数,横坐标为空气滤清器的阻力。

(3) 排气装置中的功率损失

在坦克上安装排气管后发动机消耗于排气装置中的功率比在发动机试验台消耗的大些。在牵引计算时,此值可按发动机最大功率的 1~2% 计算。

(4) 动力装置的效率

综上所述,相应于发动机最大功率时,动力装置中总功率损失在下列范围内变化:

$$N_s = (0.10 \sim 0.20) N_{f \max}$$

随着发动机转速变化,计算空气滤清器和排气装置中的功率损失比较困难,且消耗于风扇装置的功率是动力装置总功率损失的最主要部分,为此,在计算其它转速时动力装置中的功率损失可由下式决定:

$$N'_s = N_s \left(\frac{n_f}{n_{fN}} \right)^3$$

式中 N_s ——在发动机最大功率时,消耗于动力装置中的总功率;

N'_s ——在任意转速时,消耗于动力装置中的总功率。

当考虑了动力装置中的功率损失后,由发动机输给传动装置的功率为:

$$N_j = N_f - N'_s$$

N_j 叫做发动机净功率。 N_f 、 N_j 及 N'_s 与转速的曲线关系见图 1-9。

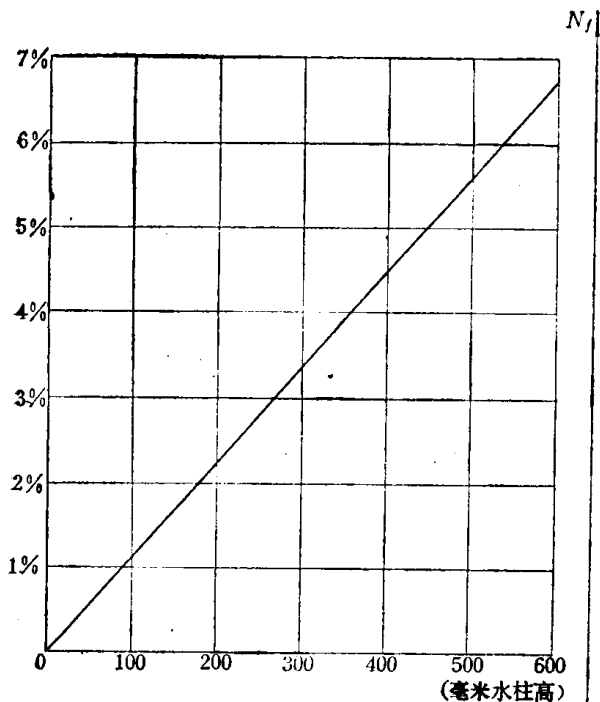


图1-8 空气滤清器消耗功率的百分数
与阻力关系

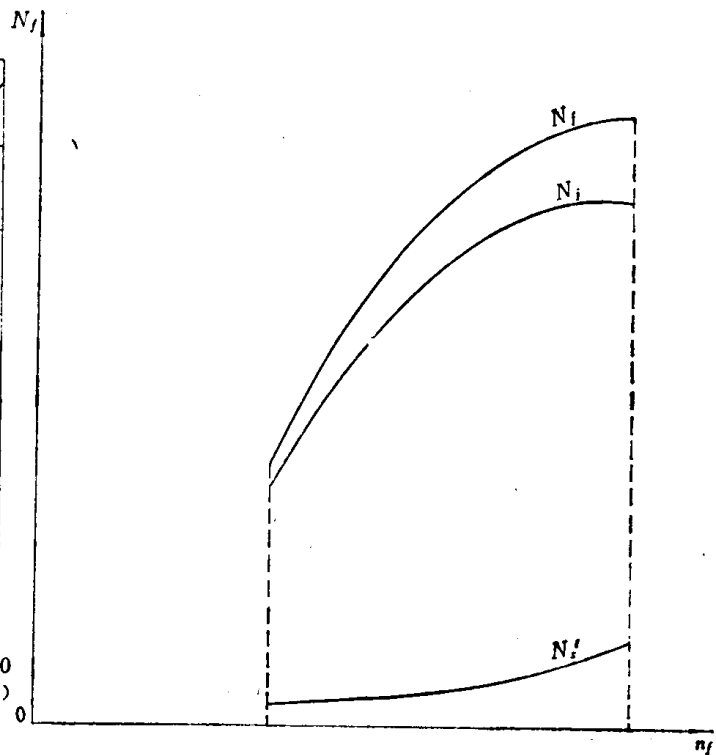


图1-9 N_f 、 N_j 及 N'_s 与 n_f 的关系

设发动机在外特性上工作, 坦克动力装置的效率为:

$$\eta_d = \frac{N_j}{N_f} = \frac{N_f - N'_f}{N_f}$$

或

$$N_j = \eta_d N_f$$

式中 η_d ——坦克动力装置效率。

对于不同的转速, 动力装置的效率是不同的, 就多数现有坦克结构来说, 发动机最大功率时动力装置效率为 $\eta_d = 0.80 \sim 0.90$ 。

(三) 传动装置的功率损失及其效率

传动装置的功率损失与传动装置的类型有关, 这里仅讨论机械传动装置的功率损失及其效率。在机械传动装置中的功率损失主要有以下几个方面:

(1) 齿轮啮合点处的摩擦损失, 包括参与将发动机扭矩传递到主动轮上的所有齿对的摩擦损失;

(2) 轴和齿轮轴承中的摩擦损失, 后者指齿轮本身具有轴承或它相对于轴旋转产生的摩擦损失;

(3) 传动装置各部件间的半刚性联轴器中的摩擦损失;

(4) 搅动润滑油的功率损失;

(5) 旋转零件与密封装置间的摩擦损失。

传动部件中的功率损失, 根据它与传递的功率的关系可分为两部分, 一部分功率损失与所传递的功率成正比, 另一部分与所传递的功率大小无关, 即所谓空转损失, 也就是在无负荷情况下, 转动各机件的阻力损失。

齿轮啮合点的功率损失与传递的扭矩、齿轮类型、加工及装配精度等因素有关。搅动润滑油的功率损失与所传递的扭矩、齿轮旋转速度、油面高度、润滑油的粘度及温度等因素有关。要分开考虑这些因素的影响或用理论方法进行计算是比较困难的。通常是用实验方法确定功率损失。

现代机械传动装置的生产技术水平是很高的, 因此, 在传动装置中的功率损失相对地说是不大的, 为了简化计算, 将上述后四项功率损失归并到啮合损失内。

对于一般有级式机械传动装置的效率 η_{ch} 可按下列式计算:

$$\eta_{ch} = \eta_{zc}^m \eta_{yc}^n$$

式中 η_{zc} ——锥齿轮对的效率, 取 $\eta_{zc} = 0.96 \sim 0.97$;

η_{yc} ——圆柱齿轮对的效率, 取 $\eta_{yc} = 0.97 \sim 0.98$;

m ——传递扭矩时处于啮合状态的锥齿轮对数;

n ——传递扭矩时处于啮合状态的圆柱齿轮对数。

当并联连接各齿轮对时的效率为:

$$\eta_{ch} = \frac{\eta_1 N_1 + \eta_2 N_2}{N_1 + N_2}$$

式中 N_1 ——并联中第一路功率传递路线的功率;

N_2 ——并联中第二路功率传递路线的功率;

η_1 ——并联中第一路功率传递路线的效率;

η_2 ——并联中第二路功率传递路线的效率。

当 $N_1 = N_2$, $\eta_1 = \eta_2$ 时, $\eta_{ch} = \eta_1 = \eta_2$ 。因此, 经过并联齿轮对传递功率时, 只计算其中一路功率流齿轮对的效率即可。

对于某些采用行星轮系或行星排的机械传动装置, 确定其效率的方法将在设计教程中讲述, 这里不予讨论。对于单排行星减速器的效率值, 一般取 $0.97 \sim 0.98$ 。

(四) 履带行驶装置的功率损失及其效率

坦克直线行驶时, 在履带行驶装置各构件中有如下的功率损失: 履带销和销孔间的摩擦损失; 负重轮沿履带接地段的滚动损失; 负重轮及其它轮子中轴承摩擦损失; 主动轮与履带啮合的摩擦损失; 主动轮、诱导轮及负重轮与履带板间的冲击损失。

在上述各项功率损失中, 主要是履带销与销孔间的摩擦损失, 其次是负重轮沿履带接地段的滚动损失, 下面将分别进行研究, 其它各项损失归并到前两项功率损失内。为了确定在履带销链中的摩擦损失, 必须了解履带工作时各种张力在履带各段的分布情况, 以及履带销与销孔间在履带各段的相对转角。

(1) 履带的预加张力

坦克静止时, 履带由于本身的重量作用而被拉紧, 这种拉紧履带的张力叫做预加张力, 以 P_y 表示。预加张力通常以履带某段上的下垂度的大小表征, 并根据坦克在各种行驶情况下履带不脱落的条件, 用履带调整器进行调整。

曾假设履带是一条柔软带子, 整个履带环形状见图1-10。在主动轮或诱导轮与托带轮之间的自由段受本身重量作用产生下垂度, 由理论力学可知, 自由段下垂的形状是一条悬链线。

预加张力一般均匀分布在履带上, 可根据自由段的下垂度计算。

取自由悬垂段的一半为自由体 (见图 1-11), P_y 为预加张力, 自由段的重量为 $\gamma l/2$, 作用于自由体的各力对 B 点取矩得:

$$P_y u - \frac{\gamma l}{2} \cdot \frac{l}{4} = 0$$

$$P_y = \frac{\gamma l^2}{8u} \text{ 牛} \quad (1-13)$$

式中 u ——履带自由段下垂度 (厘米);

γ ——履带单位长度的重量 (牛/厘米);

l ——履带自由段的长度 (厘米)。

P_y 值是一个近似值, 因为履带与软带不同, 它是由有一定长度的履带板组成的, 履

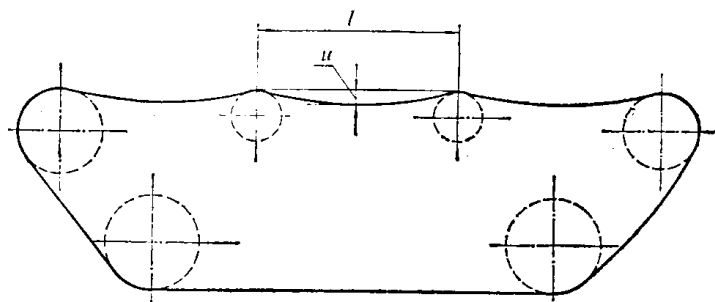


图1-10 两轮间履带的悬垂状态

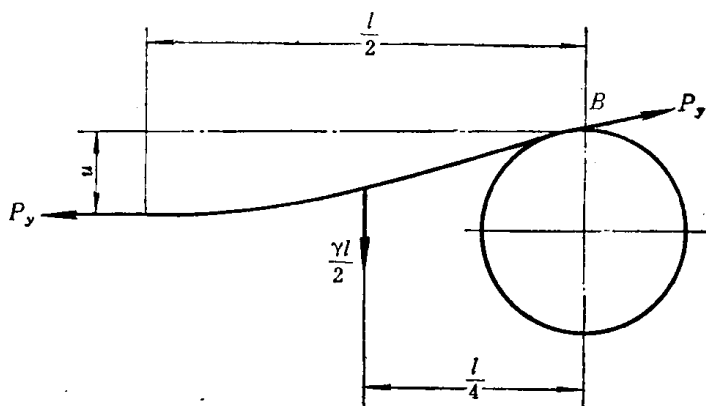


图1-11 履带悬垂部分受力情况