

齿轮传动的润滑

林子光 徐大耐 编著
郁明山 韩翠蝉

机械工业出版社



齿 轮 传 动 的 润 滑

林子光 徐大耐 编著
郁明山 韩翠蝉



机 械 工 业 出 版 社

本书在简要分析齿轮传动的润滑原理的基础上,论述了润滑对齿轮传动的影响。並介绍了各类齿轮传动的润滑,齿轮润滑油的种类、性能、调制及齿轮油的试验。本书从润滑方面对提高齿轮的承载能力、防止和减少齿轮的失效提供了有效途径,也填补了国内在齿轮润滑方面的空白。

本书可供从事齿轮设计、制造及石油化工方面的工程技术人员参考,也可供大专院校师生参考。

齿轮传动的润滑

林子光 徐大耐 编著
郁明山 韩翠蝉

*

机械工业出版社出版 (北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可出字第 117 号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{32}$ · 印张 $7^{\frac{5}{8}}$ · 字数 167 千字

1980 年 11 月北京第一版·1980 年 11 月北京第一次印刷

印数 00,001-12,600 · 定价 0.80 元

*

统一书号: 15033 · 4763

前 言

齿轮传动在现代机器中占有重要的位置，而齿轮传动的润滑是齿轮传动中必不可少的组成部分。随着齿轮传动向着高速重载方向发展，齿轮传动的润滑就越显得重要，它对于齿轮的承载能力和使用寿命起着极为重要的作用。因此，我们在齿轮的设计、制造与使用中必须对齿轮润滑的这一环节予以足够的重视。本书主要从齿轮润滑的重要性、齿轮润滑的发展历史、齿轮润滑原理、润滑对于齿轮传动的作用、齿轮装置的润滑、齿轮传动对于齿轮油的要求、齿轮油的制造、齿轮油的试验等方面加以叙述，并向读者提供选择与改变齿轮润滑条件的依据。

本书适于从事机械制造、石油化工的研究、设计、制造及使用部门的工程技术人员及高等、中等学校的广大师生参考。

在本书的编写中得到了朱景梓教授、郑林庆教授的支持和帮助，锦西石油五厂研究所的蔡叔华、张其耀、杨林森、张丕烈、程作溪同志，上海水工机械厂的张展、潘光华、李淦年同志，上海市重机、彭浦货车、造纸、浦江、大隆、水工机械厂七·二一工大的师生，首都钢铁公司，太原工学院齿轮研究室，太原工学院的栾菲同志，兰州炼油厂的顾久敬、刘贻铭同志，兰州炼油厂研究所，石油科学研究院综合所，西北工业大学机械系零件教研室等单位与同志为该书的编写提供了大量的资料，并提出了许多宝贵意见，在此一并表示感谢。

由于编者水平有限，认识肤浅，书中的错误在所难免，恳请读者批评指正。

目 录

前言

第一章 概述	1
--------------	---

第二章 齿轮传动的润滑原理	6
---------------------	---

一、 引言	6
-------------	---

二、 流体动力润滑	8
-----------------	---

三、 齿轮工作表面接触概率的计算	17
------------------------	----

四、 边界润滑	25
---------------	----

五、 混合润滑	31
---------------	----

六、 小结	43
-------------	----

第三章 润滑对齿轮传动的的影响	45
-----------------------	----

一、 齿轮的主要失效形式及润滑的影响	45
--------------------------	----

二、 润滑对胶合的影响	53
-------------------	----

三、 润滑对齿面疲劳点蚀的影响	69
-----------------------	----

四、 润滑对齿轮磨损的影响	78
---------------------	----

五、 润滑对齿轮振动、噪音的影响	82
------------------------	----

六、 润滑对摩擦及传动效率的影响	85
------------------------	----

七、 润滑对齿面烧伤和轮齿热屈服的影响	90
---------------------------	----

第四章 齿轮传动装置的润滑	92
---------------------	----

一、 齿轮传动的分类及润滑特点	92
-----------------------	----

二、 渐开线闭式齿轮传动的润滑	95
-----------------------	----

三、 圆弧齿轮的润滑	120
------------------	-----

四、 蜗轮传动的润滑	125
------------------	-----

五、 双曲线齿轮的润滑	133
-------------------	-----

六、 开式齿轮传动的润滑	135
--------------------	-----

第五章 齿轮润滑油	139
-----------------	-----

一、 齿轮润滑油的主要性能指标	139
-----------------------	-----

二、 齿轮油基础油	146
-----------------	-----

三、 齿轮油的添加剂	152
------------------	-----

四、 齿轮油的调制	159
-----------------	-----

五、 齿轮油的分类与规格	163
--------------------	-----

六、 齿轮油的发展趋势	173
-------------------	-----

第六章 齿轮油的试验	176
------------------	-----

V

一、齿轮油试验的意义	176
二、齿轮油的理化分析	176
三、使用性能的模拟试验	180
四、工业应用尺寸(全尺寸)的台架试验	189
五、运行试验	192
附录	193
一、粘度换算表	193
二、石油产品粘度指数计算图	195
三、石油产品粘度-温度换算图、混合油粘度-成分 计算图	202
四、常用添加剂及其应用	203
五、单位换算表	206
六、常用润滑油粘度近似换算表	217
七、我国机械油规格	219
八、我国汽缸油规格	220
九、我国 28 号轧钢机油规格	221
十、我国齿轮油规格	221
十一、我国硫铅型极压工业齿轮油暂定企业标准	222
十二、我国硫磷型极压工业齿轮油暂定企业标准	223
十三、我国开式齿轮油暂定企业标准	223
十四、我国双曲线齿轮油(残渣型)规格 SYB1102-60S	224
十五、我国 18 号馏分型双曲线齿轮油(企业标准)	224
十六、国内外工业齿轮油粘度对照表	225
十七、国内外工业齿轮油粘度分级对照表	229
十八、国内外汽车齿轮油对照表	230
十九、美汽车齿轮油 GL-4、5、6 与其对应标准	232
二十、日本齿轮油标准(JISK2219)	234
二十一、略语(代号)注释	235
参考文献	236

第一章 概 述

齿轮传动是机械中最主要的一种传动方式，它在现代机器制造业中应用极广，由直径不到 1 毫米的仪表齿轮到传递上万千瓦的巨型齿轮。近年来机器朝着高速高负荷的方向发展，对齿轮的承载能力和使用条件提出了更高的要求。要充分发挥齿轮的承载能力、减少齿轮的失效可能、延长齿轮的寿命、提高齿轮的传动效率，润滑是重要的环节。要保证齿轮的正确润滑就要求齿轮的设计、制造部门掌握先进的润滑理论，根据齿轮的使用条件正确地选择润滑剂和润滑方法。对于用户，必须加强油品的维护管理和化验监督工作，积累油品的使用变化数据，作好运行记录，定出合理的消耗定额与换油周期。

齿轮润滑理论的研究，经历了由古典润滑理论到弹性流体动力润滑理论，并在弹性流体润滑理论的基础上考虑更多因素的跨学科理论的研究过程。早在 1916 年马丁 (Martin) 发表了在伴有滑动的滚动接触情况下，油膜形成的理论，人们把这个理论称为古典润滑理论。这个理论是采用了一系列假设条件来求油膜厚度和压力分布的。它假设：1) 不考虑齿面的弹性变形；2) 油的粘度是恒定的；3) 油是非压缩的；4) 齿宽是无限大的。这种理论对于像滑动轴承之类的低单位负荷状态是适合的，但对于高负荷状态下的齿轮传动就不适合了。因为齿面的弹性变形和由于压力产生粘度的提高，将使油膜的厚度大大增加。1926 年柯汀 (Kartin) 发表了考

虑由于压力而产生粘度变化的润滑理论。1941年迈达尔 (Meldahl) 发表了考虑弹性变形的齿轮润滑理论。因为它的方法太复杂, 很多数值是不能求的, 随后布洛克 (Blok) 发表了近似的理论。格鲁宾 (Grubin) 于1949年同时考虑了弹性变形和粘度变化, 即用弹性流体理论对油膜厚度和压力分布进行了计算。道森-希金森 (Dowson-Higginson) 进一步把计算数值严密化, 于1960年发表了专著, 这就是大家熟悉的弹性流体动力润滑理论 (简称 EHL)。60年代对弹性流体润滑的研究极为盛行, 这是齿轮发展的必然结果。我们知道, 在60年代渗碳淬火齿轮的普遍应用, 使得齿轮的承载能力大大提高。随着承载能力和速度的大幅度提高, 齿面的擦伤和胶合已逐渐上升为齿轮损坏的主要形式。这就迫使人们对齿轮的润滑理论和润滑剂开展了大量的研究, 而且发展极为迅速。就齿轮的润滑理论来讲, 必须考虑到瞬时温升, 即提出非等温的弹性流体润滑理论。由于接触应力的大幅度提高, 原来的所谓压力——粘度关系 (即由于压力提高而粘度增加的关系), 在高压下 (高应力下) 已失效, 即提出考虑润滑油粘弹性的弹性流体润滑理论。齿面粗糙度往往大于油膜厚度, 因此在研究齿轮的润滑时, 必须考虑粗糙度的影响。有人把考虑粗糙度影响的弹性流体润滑, 叫做部分弹性流体润滑。由于今日电子计算技术的发达, 根据弹性流体润滑理论, 可以精确地计算出油膜厚度和压力分布。但对现场所遇到的复杂条件, 至今尚未完全解决。

关于齿面的润滑状态, 除流体动力润滑状态之外, 还有边界润滑状态和混合润滑状态。流体动力润滑状态是有条件的。一般, 只有在高速、轻载、齿面良好的情况下, 才有形成完全的流体动力润滑的可能。而在低速、高负荷的情况

下，一般处于边界润滑的状态。由于齿轮的工作状态多种多样，影响润滑状态的因素也比较多，所以齿轮的润滑状态往往处于上述二者之间，即混合润滑状态。目前，齿轮传动向着高速重载发展，例如轧钢机齿轮、汽车齿轮、重载蜗轮等润滑状态均处于边界润滑和混合润滑状态。这就要求我们今后应当把研究的重点放在边界润滑状态上面。在继续研究弹性流体动力润滑理论及边界润滑理论的基础上，大量研制和发展高质量的极压润滑油和合成润滑油，以适应各类齿轮传动的润滑状态。

齿轮润滑剂，作为设计齿轮传动的一种“结构材料”而出现了，它的粘度及抗磨性能，已成为齿轮设计中不可忽视的因素〔1〕。润滑剂的性质，决定着油膜的强度和特性。就油膜的性质来讲，可分为吸附性油膜（也叫非反应性油膜）和反应性油膜两种。吸附性油膜是由油（或油性剂）分子吸附在金属表面上成极性排列而成，油膜强度取决于它的附着性。反应性油膜是添加剂与金属表面起反应而形成的被膜，它的强度取决于添加剂的特性。因此，若要提高齿轮的承载能力，就必须同时考虑改进润滑材料或使用特殊的润滑剂。

据说最初的齿轮传动是用木销子制成的木轮〔10〕，而后出现了铸铁齿轮。为了减少磨损和噪音而采用了动植物脂肪润滑。石油分馏物用于齿轮润滑仅有一百年的历史。最初的矿物齿轮润滑剂是石油分馏后的残渣，即一种十分粘稠的黑色液体。尽管这种产品以后仍有所用，但由于齿轮传动向着高速、大功率以及精密方向发展而导致使用较低粘度的齿轮油。近五十年来，由于钢铁工业的发展及一些资本主义国家小汽车的畸形发展，引起了齿轮润滑剂的巨大变化。

冶金工业所用的齿轮传动设备的工作特点是传递功率

大、齿面应力高并有冲击。齿轮的这种苛刻工作条件，除了通过改变设计参数，寻找高质量齿轮材料，改善加工及热处理外，研制和使用具有增加抗磨耐极压、抗氧化、抗乳化性能的润滑剂是刻不容缓的。另一方面，汽车用润滑油脂所占的比重很大。据介绍，日本的工业用油中，汽车用润滑油脂占全部的60%，美国为50%，西欧共同市场为45~55%。汽车后桥齿轮传动的润滑条件是非常苛刻的，特别是双曲线锥齿轮引进后桥传动，使得齿轮润滑剂的使用条件更苛刻。实践证明了纯矿物油润滑剂不适于这种齿轮传动。为此大力发展添加剂是势在必行。1925年人们开始在双曲线齿轮上试用了一种含有铅皂的硫化物润滑油，初步满足了这种齿轮的润滑要求。一直到五十年代，齿轮润滑剂主要是以含铅和硫的化合物为极压剂、以动植物油为油性添加剂的润滑油。五十年代中期，由于对汽车的高速、高扭矩的要求，发展了含有硫—磷—氯—锌化合物为极压添加剂和以脂肪酸、酯或胺作为油性添加剂的润滑剂。自六十年代末期又发展了硫—磷型的极压齿轮油。硫—磷型极压齿轮油由于在抗磨极压性能上、热氧化安定性上、防腐蚀等性能方面都很优良，因此发展得很快。美国自1967年已广泛使用此种类型的齿轮油，不仅用于卡车后桥，而且在小轿车上也广为使用。日本于1968~1969年已在钢铁厂压延设备上采用。七十年代以来硫—磷型齿轮油，有逐渐取代硫—铅型齿轮油的趋向。日本新制造的设备已普遍采用硫—磷型齿轮油，美国也有不少设备改用硫—磷型齿轮油〔7〕〔8〕〔9〕。

由于现代炼油技术的发展，各种新型多效的齿轮油不断涌现。与矿物型齿轮油发展的同时，性能良好的合成齿轮油，在一般的齿轮传动装置中亦逐步使用。齿轮油的用量是很

大的，例如 1973 年美国齿轮油产量为 22 万吨，其中 83% 是极压齿轮油。加拿大极压齿轮油占全部齿轮油的 95% 以上。

我国在齿轮油的研制和使用方面有了很大发展。1970 年正式生产了工业齿轮油（即中型极压齿轮油）。经大量的试验与现场使用，证明性能良好。用此种油品代替纯矿物油，可大大提高齿轮的使用寿命和承载能力。这种中型极压齿轮油的规格系列已正式列为石油部部颁标准。在此基础上，又研制了硫—铅型及硫—磷型极压工业齿轮油及极压双曲线齿轮油。润滑理论的研究方面，我们还有很大差距。对于齿轮油的正确选择、合理使用，节约用油等方面还处于自流或半自流状态。在大量的齿轮传动装置中，所使用的润滑油仍旧是一般的机械油、汽缸油、轧钢机油等负荷能力低的非极压型润滑油。因此严重地影响着齿轮的承载能力与使用寿命，这对于四个现代化是极不相适应的。我们必须采取有力措施，在尽可能短的时间内，使齿轮润滑的研究、研制、生产和使用方面赶上世界先进水平。

本书所叙及的范围主要系工业动力齿轮的润滑，至于仪表及其他非动力传动的齿轮润滑，这里不予专题讨论。本书所涉及的传动齿轮是以一般的平行轴齿轮（直齿、斜齿、人字齿圆柱齿轮），相交轴齿轮（直齿、斜齿、螺旋锥齿轮），交错轴齿轮（蜗轮、双曲线齿轮）传动为主。其它传动装置，读者可根据接触形式、应力等级、滑动速度及润滑特点联系对照。

动力传动齿轮装置所采用的润滑剂主要是液体润滑剂，故本书主要介绍的是液体润滑方式。

第二章 齿轮传动的润滑原理

一、导 言

简单说来, 齿轮润滑的机理是: 当齿轮在运转中, 润滑剂以流体动力油楔的形式参与工作时, 就有分离轮齿的趋势。当负荷低时, 相啮合的轮齿之间具有厚的油膜; 当负荷增加时, 啮合区的压力也增加, 从而引起油膜厚度的减低。当负荷增加到足够大时, 齿面间的流体油膜便不能阻挡相啮轮齿表面最高点之间的接触, 从而发生磨损, 甚至出现胶合现象。

两个相啮轮齿之间的完整油膜是由边界油膜和流动油膜两部分组成 (图 2-1)。这两种油膜的形成原理完全不同。边界油膜是靠润滑油中的极性分子 (表面活性物质), 在靠近金属表面时, 与金属表面发生静电吸附, 产生垂直方向的定向排列。与此同时, 非极性分子在电场作用下, 它们的电子轨道发生变形而成为暂时性的极性分子, 并且也如极性分子那样, 在金属表面发生静电吸附和定向排列。这样吸附的结果, 在金属表面就形成了一层比较牢固的边界油膜。距金属表面越远的地方, 极

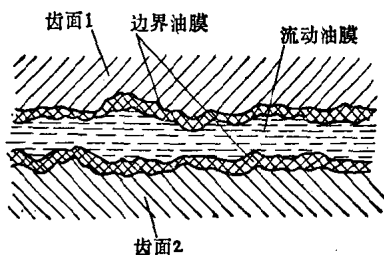


图2-1 润滑油膜的构造

性分子的吸引力就越小。因此，边界油膜仅能保持一定的厚度，一般为 $0.1 \sim 0.4$ 微米。在两边界油膜之间的油膜叫做流动油膜，其内部的润滑油分子可以自由流动，并依靠润滑油本身的运动（齿面相对运动）来产生油压，承受一定的负荷而不被挤出，所以也叫做动压油膜。正是这两部分油膜形成了流体动力油楔，把相啮合轮齿的表面完全隔开，使两齿表面的摩擦转变为油膜内部分子之间的摩擦，使磨损大大地降低，从而起到了润滑作用。

润滑及磨损的性质依速度不同而异。在速度很低时（圆周速度在 3 米/秒以下），润滑油膜的负荷能力随速度的降低而增加。在中、高速齿轮传动中，如果啮合和润滑参数设计适当，相啮合轮齿可以在厚油膜区域工作，即齿轮传动的润滑状态是流体动力润滑。在高速传动中，润滑油膜的负荷能力随速度的增加而增加。这归因两个因素：一是松弛现象，二是挤压作用。松弛现象是，在润滑油经受大的变形时，它象弹性固体一样起反应。挤压作用是指要把全部润滑油从啮合轮齿之间的接触区域挤出去需要一定的时间，而在高速时，由于接触时间太短，以致来不及把全部润滑油挤出，这就产生润滑油的挤压作用。由于以上两种现象的存在，大大改善了在高速运转下流体动力油膜的承载能力。

流体动压油膜的厚度和承载能力除与齿轮转速有关外，还与相啮齿面的共轭曲率、齿轮材料的机械性能、齿面光洁度及润滑油的粘度等有关。共轭曲率半径大，油膜厚度大；当量弹性模数越小，油膜厚度越大；润滑油的粘度越高，油膜越厚，承载能力和抗磨性能就越好。然而，从对润滑油其他要求性能来看，希望它的粘度要低些，这是个矛盾。所以必须综合考虑对润滑油性能的要求。

在一般的情况下，高速轻载齿轮传动容易得到流体动力润滑，而低速重载齿轮传动常在边界润滑范畴（图 2-2）。在我们所讨论的情况中，以及在实际使用的齿轮传动中，大多数是处于“混合润滑状态”，即部分流体动力润滑，部分边界润滑。

由于边界润滑是靠吸附于相啮合轮齿表面上的极性化合物（如油性剂）的分子膜把轮齿工作表面隔开，而在局部区域又可能发生表面突出点的直接接触，所以，在使用一般的非反应型的润滑油的齿轮

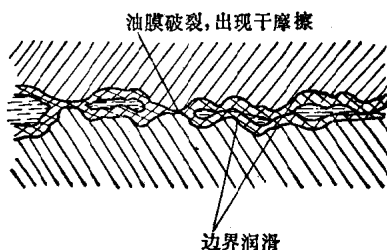


图2-2 边界润滑油膜

传动中，如果外加负荷超过油膜的极限负荷时，就会使边界油膜破裂，导致轮齿表面凸起点的直接接触，造成强烈的摩擦，并产生大量的热，最后发生胶合。为此，在高负荷的情况下，必须使用反应型的极压齿轮油。极压齿轮油就是在润滑油中加入极压添加剂，在高温时与金属起化学反应，生成化学反应膜而起润滑作用。这种润滑状态称极压润滑。极压剂的作用原理见第五章。

二、流体动力润滑

一般的齿轮都在相当大的负荷和较高的速度下运转。人们希望相啮合的轮齿之间能产生流体动力润滑。这是齿轮的一种理想润滑状况。这种润滑状态能否实现呢？人们在实践中常常发现，齿轮在长期运转后，在工作齿面上的机械加工痕迹依然清晰可见，这样低的磨损速率就意味着是流体动力润滑，

而不是边界润滑。

然而, 根据古典流体动力学理论所计算得到的油膜厚度, 总是小到不可能存在的程度。古典的流体润滑理论是假定润滑剂的粘度是个常数, 齿面不因油膜压力而变形, 即齿表面是刚性的, 润滑油是等粘性的。这就是我们在下面所介绍的“刚性工作表面等粘性润滑剂的流体动力润滑”。这些假设条件在普通的滑动轴承中是接近真实情况的, 因为滑动轴承中的接触面压力相当低, 约在 150 公斤/厘米^2 左右。但是齿轮的接触情况就大不相同, 齿面的压力通常在 $4000 \sim 15000 \text{ 公斤/厘米}^2$ 左右。在这样高的压力下, 齿表面的弹性变形可达到油膜厚度的数倍, 而油的粘度比常压下高千百倍! 如果我们在古典流体润滑理论的基础上, 同时考虑由压力所引起的齿面金属的弹性变形和润滑油粘度的变化这两个因素, 则计算所得的油膜厚度、油膜截面形状和油膜的壓力分布都与实际所测的相符。这种情况下的润滑就叫做弹性流体动力润滑。

根据负荷、齿轮材料、润滑剂的特性不同可将流体动力润滑分成四种情况。

(一) 刚性工作表面、等粘性润滑剂的流体动力润滑

这种润滑简称“刚性-等粘”润滑(即 $R-I$ 润滑), 也就是所说的古典流体润滑理论。

它不考虑由油压所引起的齿面金属的弹性变形和润滑油的粘度变化。这就是通常所说的马丁(Martin)条件。实际上还应包括油的不可压缩、无限

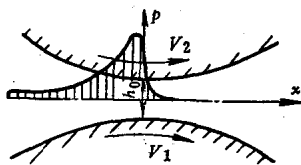


图2-3 “刚性-等粘”润滑的
流体动压力分布

宽接触以及等温(即忽略温度变化对润滑油粘度的影响)等条件。其油膜的截面形状和油膜内的压力分布如图2-3所示。

在这种润滑方式下, 图 2-3 中所示的最小油膜厚度 h_0 [2] 可以按下式计算:

$$h_0 = 4.9 \frac{\eta_0 \mu R}{W} \quad (2-1)$$

式中 $\mu = \frac{V_1 + V_2}{2}$ —— 相对的卷吸速度 (英寸/秒);

$R = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}$ —— 当量曲率半径;

R_1 和 R_2 —— 相应表面 1 和 2 在相啮合处的曲率半径;

η_0 —— 在周围温度和压力下的绝对粘度 (吨·秒/英寸²);

V_1 和 V_2 —— 两共轭齿面当量圆柱的线速度 (英寸/秒);

W —— 单位齿宽上的法向负荷 (吨/英寸)。

在这种假设条件下的分析计算只适用于高速轻载下工作的齿轮传动。

(二) 弹性工作表面、变粘性润滑剂的流体动力润滑

这种润滑也就是弹性流体动力润滑, 简称“弹性-变粘”润滑 (即 $E-V$ 润滑)。它是在“刚性、等粘”润滑理论的基础上考虑了齿面的弹性变形和润滑油的粘度随压力而变化的影响。这种理论适用于重载和压粘系数较大的情况。

在这种润滑方式下, 计算两个圆柱体接触的最小油膜厚度 h_0 的公式如下 [2]:

$$h_0 = 2.65 \frac{\alpha^{0.54} (\eta_0 \mu)^{0.7} R^{0.43}}{W^{0.13} E^{0.03}} \quad (2-2)$$

式中 $\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right]$

α —— 压粘系数;

E ——当量弹性模数;

E_1 和 E_2 ——相应两齿轮 1 和 2 的弹性模数;

ν_1 和 ν_2 ——相应两齿轮 1 和 2 的泊松比;

其余符号同式 (2-1)。

式 (2-2) 亦适用于一般线接触的情况。为了使齿轮设计人员容易应用, 可应用齿轮啮合参数, 把式 (2-2) 改写成下列形式[2]:

$$h_p = K \frac{(c \sin \phi)^{1.13}}{W^{0.13}} (\eta_0 n_g)^{0.7} \frac{M_g^{1.13}}{(M_g + 1)^{1.58}} \quad (2-3)$$

$$M_g = \frac{N_j}{N_p} \text{——速比}$$

$$\text{式中 } K = 0.545 \frac{\alpha^{0.54}}{E^{0.93}}$$

对钢齿轮: $K = 0.4002 \alpha^{0.54}$

在整体温度 170°F (76.7°C) 时, 用矿物油润滑的钢齿轮: $K = 0.208$

对钢材: $E = 14700 \text{ 吨/英寸}^2$

在 76.7°C 时: $\alpha = 0.30 \text{ 英寸}^2/\text{吨}$

在 121°C 时: $\alpha = 0.22 \text{ 英寸}^2/\text{吨}$

h_p ——齿轮在节圆上的最小油膜厚度, (英寸);

c ——中心距, (英寸);

ϕ ——压力角;

n_g ——大齿轮转速, (转/分)。

必须注意, 用式 (2-3) 所计算得的结果只是齿轮节圆上弹性流体动力润滑油膜的厚度。这对整个接触区域来说都是适用的公式, 只要齧轮的齿数不太少及作用线的接触区不是太接近齧轮或齿轮的基圆就可以。

从上式的各项指数看出, 油膜厚度受负荷的影响不大, 这