

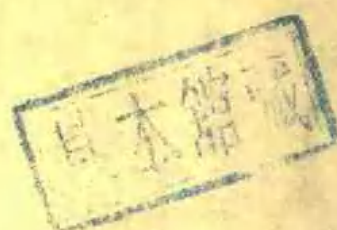
865571

1988. 1.12—14



5770

56872



《第六届国际工业润滑剂的特性、应用
及处理学术研讨会》论文集

第一集



中国人民解放军后勤工程学院图书馆情报室

一九八八·九

5770

56872

861071

57
56872

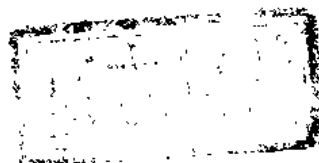
前 言

一九八八年元月十二日至十四日，第六届国际工业润滑学术研讨会在西德举行，我院有二名代表参加了该研讨会并带回了会议印发的论文集。为了促进学术交流，使这部分资料为国内有关同志共享，我室立即组织翻译了其中的部分论文作为第一集发行，第二集将于八九年二月底发行。

由于我们的翻译水平和专业水平有限，缺乏经验，时间又紧，译文中缺点和错误在所难免，又由于设备所限，原文中的照片图均无法制版，故一律删除，请读者谅解。

中国人民解放军
后勤工程学院 图书馆情报室

一九八八年十一月 重庆



目 录

(第一集)

自动集中润滑系统——现状及展望	(1)
.....	
机器和装置里润滑油供应系统的最佳设计	(12)
.....	
高速滚动轴承的滑油加注系统	(25)
.....	
合成润滑脂——技术现状	
——在工业中的应用	(30)
.....	
在滑脂润滑接触过程中的速度场	(47)
.....	
低温下润滑脂的流变学行为	(62)
.....	
边界润滑的化学效应	(70)
.....	
润滑过程中添加剂与添加剂及	
添加剂与表面之间的相互作用	(80)
.....	
有机硼型抗磨添加剂的研制及其作用机理探讨	(95)
.....	

酯类油、矿物油组成对ZnS的摩擦、氧化反应的影响	(134)
润滑油添加剂对边界润滑条件、油膜的抗磨和抗胶合性能的影响	(141)
应用极压润滑添加剂降低磨损及延长使用寿命的研究	(144)
低粘度齿轮油抗磨性能和节能效果的实验研究	(146)
添加剂分子结构对摩擦的影响	(170)
金属二硫代磷酸盐界面化学与摩擦特性的新发现	(187)
抗磨剂成分与金属性质相互关系的研究	(200)
陶瓷材料摩擦学	(210)
用于干膜润滑的物质和复合材料	(220)
固体高能接触的摩擦聚合与润滑机理	(240)
利用摩擦量热计测量摩擦热	(263)

7A4 1103

在滚动/滑动点接触条件下用耐火液测量
EHD膜厚度及其与矿物油比较
..... (277)

滚动接触的应力计算
——动力粘度对负荷承载能力的影响
..... (290)

润滑材料同森林和水源的关系减轻
环境负荷的可作生物分解的润滑材料
..... (305)

锯链粘附的润滑油与环境保护
..... (324)

高稀释低污染舷外润滑油的研制
..... (331)

开式齿环传动的润滑——评论与技术状况
..... (341)

工业齿轮油添加剂技术
..... (348)

多功能工业齿轮润滑油的研制
..... (363)

齿轮油长期用于困难条件的效果检验
..... (372)

润滑剂和添加剂对正齿轮疲劳寿命的作用
..... (389)

自动集中润滑系统——现状及展望

P. R. Huber

Deutsche Tecalemit GmbH, Bielefeld, Bundesrepublik Deutschland

1. 导论

机器设备摩擦点的润滑应保证其持久的高效率，使之在整个使用期限内运行良好。给各个摩擦点提供润滑剂，可以针对机器的需要，通过全自动集中润滑系统的控制来解决这一问题。其整体考虑应以摩擦系统为出发点，系统优化必须考虑摩擦副和润滑剂的物化特性以及润滑剂输送能力、加油与排油的物化特性和所有的外部影响。只有摩擦降低，磨损减少，磨合运转状态较佳，运转安全性得到了提高，使用寿命得以延长，降低了维修费用，节省了燃料消耗，并且有益于环境保护，才称得上最佳的条件。

2. 摩擦点

所谓摩擦点就是两个部件相对运动时以润滑剂为媒介传递力的位置，也常常称之为轴颈。在这一过程中，由于润滑剂的内摩擦，会产生因发热引起的损耗功率（Dissipation）。对润滑剂的需要量起决定作用的是在与润滑剂工作粘度相关的速度、载荷与温度的主要比例中润滑轴颈的大小。这一点不仅适应于完全供油状态，而且也适应于上、下供油状态。完全供油就是指均匀地给润滑轴颈加注润滑剂，使之在正常散热情况下达到液体动力润滑。即使在上供油时也存在着散热很大的液体动力润滑。这种润滑状态在方法上可由循环润滑方法来提供。在下供油时——所谓的最低量润滑（英语‘缺油’），存在着始终无散热的消耗润滑，而且弹性液体动力润滑膜还常以此为基础。

所有与润滑相关的结构与方法上的措施都是为了使润滑剂能直接进入摩擦点传递力的区域，在此区域内尽可能长期存留，并且离开摩擦点时又能散热。但也有例外情况，当润滑剂还须完成密封功能时——例如用作粘性润滑剂的油脂轴环，或者需要从使用液体润滑剂的摩擦点散热时。摩擦点的运转速度愈高，根据数量、位置、时间和质量准确地加注润滑剂就显得愈加必要（高速运转范围）。对此，需要划分摩擦作用较弱的载荷（重载范围），以便采取最低量润滑。由此而知润滑方法及其最优化的选择依据。

3. 润滑剂

对设计滑动轴承起决定作用的是液体润滑剂的动力粘度，这一粘度可用于计算液体动力润滑。反之，在集中润滑系统内，必须考虑由管道长度、管道截面、输送量和工作粘度所定义的真实设备内的吸入特性——润滑剂的压力升、降，而且润滑标准也受其制约。采用自动润滑设备时，原则上勿须使用可持久润滑的润滑剂，因为可确保单位时间内加入确定的润滑剂量，必要时还要进行相应的制备（例如喷雾微粒的生成）。常用的方法是在运动状态下通过集中润滑系统给摩擦点加注润滑剂，无论如何，这样都比静止状态下间断地给摩擦点再润滑或一次加满更为有益。这儿指的是对间歇性工作的设备在较短时间内加注少量润滑油比长时间进行大量加注更为有益。

各种专业领域采用特殊润滑剂的范围日见增加；除各种添加剂外，粘性润滑剂添加物和固体润滑剂添加物亦属考虑之列，虽然附加这类润滑剂添加物给集中润滑系统的加油增加困难。由于商品润滑脂市场的发展，现有用于集中润滑系统的是称之为NLGI00至000系列的流动滑脂。其理由是，摩擦点的速度低于中速时，可大大降低单位时间内的润滑剂加注量，正像消耗润滑剂的实际经验所证明的一样。但差别是存在的，组成成分适当的流动润滑脂可以输送到单管集中润滑系统中，而且可准确地计量到极小的量，并且在制造、安装、维修方面都比粘性系列2的润滑脂双管润滑系统便宜的多。单管集中润滑系统在载重汽车的实际应用中，如新的DIN标准规定的那样，至-25℃都可以毫无问题地输送和计量流动润滑脂。由大量试验和使用所证明，传统的钙皂脂较适用，比Ca-Li或Li皂脂的输送性能要优越得多。在此并未产生可能会引起管道和计量分配器完全堵塞、设备内润滑脂外流的问题。这也许与设备的膨胀小和正常温度时1-3巴以内的压力升降较快有关。因为在双管和先进系统内没有这些先决条件，所以它们可能受到的危害要大得多。因此，各种不同的皂粉润滑剂，外流趋势也不同，而且在润滑脂内会出现其成分。

4、消耗与循环润滑系统

依照DIN24271的集中润滑系统的分类示于图1。有消耗润滑方法是最初只给摩擦加注一次液体、半液体（流动润滑脂）或稠性润滑剂，然后将其排出。这类系统的特点是，在单位时间内给摩擦点加注的润滑剂极少，润滑油的加注量为 mm^3/min ，流动润滑脂为 mm^3/h 。在图1中，消耗润滑系统分别包括左边栏目以及油雾润滑。部分系统会造成某些方法变异，采用压缩气体作为附加载体，精确地给摩擦点——例如齿轮的齿面定量加注润滑剂。可通过一定的特征，来对此加以区别，尤其是润滑剂实行体积计量分配的特征——这种分配与粘度、温度无关，或者是与粘度和温度相关的按比例分配的特征。表明特征的标准是计量

分配器的作用方式，特别是与润滑剂分为流动或粘性的类别有关，这个分类可决定泵的压力高低。如果用流动润滑剂，体积计量对压力范围30至100巴较为合适，粘性润滑剂为200—400巴。反之，节流装置中液体润滑剂按比例输出时，压力范围大约在5巴以下。

而在循环润滑时，可先反复输送最大量为 dm^3/min 的液体润滑剂。泵的体积流量的分配，根据以每一润滑点前液压阻力之和为基础的节流原理，大都与各个摩擦点成正比，由于通过调节供油量几乎无限制的散热，这种分配适用于摩擦点的最高速度。

为此要区分使用寿命润滑——即一次给摩擦点加足润滑剂（大多数是加不能散热的润滑油）来实现润滑。与工作条件相关的润滑剂（例如抗氧化剂）的化学物理疲劳强度可确定这种润滑。

近10年来，西德工业界根据VDMA的内部统计，在油耗润滑的总销售额方面，单管原理用的润滑油与润滑油的市场销售比重不断提高，1986年约为56%。其余部分为其它作用原理。自动集中润滑系统在国内载重汽车的应用范围，尤其是润滑油用于单管系统的比重，其趋势已大大提高，而且还会更高。

系统的基本结构见图2。该系统由一个活塞泵、一个控制仪表、总管、总管滤清器、计量阀、润滑点导管、双锥环螺丝、一个压力开关和检验压力表连接件组成。活塞泵为气动型，它经一有筛网的导管吸气。润滑油箱可用螺丝拧紧，配有观察玻璃或加油高度电控器。控制仪表负责在程序化润滑循环脉冲时间/间隔时间内打开和关闭压缩空气的3/2通道电磁阀。总管按照DIN73378由聚酰胺管 $6 \times 1 \text{ PA 11 H1-SW}$ 组成，并擦防热防光。总管滤清器是一可交换的滤清筒。计量阀也可用螺丝调节为固定的计量。润滑点导管由聚酰胺管 $4 \times 1 \text{ PA 11-P, DIN 73378}$ 组成。压力开关（接通开关）可把总管压力调到至少10巴，它位于系统的尾部，并受控制仪表控制。检验压力表连接件用于控制运转中压力的升降。

泵可使压力以脉冲方式达到约50巴，并根据当时的空气压力最大可达100巴。压力梯度约为500至1000巴/秒。

压力在总管内的传递与长度、尺寸有关，主要与各个支管终点以内的工作精度有关。最长导管末端的压力开关负责咨询最低操作压力是否达到了 $P_b > 18$ 巴。

活塞泵可用手工、机械、液压、气动或电磁方式进行操作（见图3）。工作粘度为 $30 < \nu < 750 \text{ mm}^2/\text{s}$ 时，随着范围的增加，利用相应的阀门组合，电机传动功率（约100W）较低的齿轮是能够胜任的。

计量阀的功能可决定整个系统的作用原理。计量阀的活塞（图4）在压力脉

冲作用了，从静止位置以与活塞簧相反的力向相反方向运动(2)，与此同时打开止回阀，弹簧室内的润滑剂就被输送到润滑点。当活塞运动到终点(3)时，止回阀关闭，计量便告结束。借助一定的剩余压力通过泵内压力总压力得以降低。在这一过程中，活塞弹簧把活塞推回静止位置(4)，同时经过计量室净空约为0.1mm的活塞缝隙重新加入润滑剂，直至活塞重新位于静止位置时(1)。当进行纯体积(与粘度无关)的计量时，移注与粘度、时间有关。弹簧、面积、缝隙和压力须互相协调，以使这一原理能在宽粘度范围起作用。由于该系统作用方式简单、零件少、公差小，可以说明润滑油和润滑脂的极为灵巧和极为准确的方法原理。每一种计量都有特定的结构尺寸，而且其量级从5mm³/升程至1000mm³/升程；最常用的结构尺寸范围在10至直50mm³/升程。筛网可以保护计量不受污染，这一点对上终端位置的活塞密封面特别重要。当泵的压力在恒压阶段时，润滑剂会因污染而产生泄漏，但是不允许发生这种情况。对系统进行相应的调节，可把数百个计量阀连接起来。起决定作用的是泵的供油量—为计量阀输出量加上有压力时会膨胀的合成材料导管的增加体积之和。这一点绝对不能忽略。因此在极限情况下要采用金属导管。采用组合集中润滑的特殊情况时，大容积的泵组须同时给每台有30个润滑点的48台织布机供油。

5、最低量润滑的方法

基础油从润滑脂皂膜带上的缓慢外流只能解释为最低量润滑，其变化当然是杂乱的，如未受到影响一样。相反，在用最低计量的集中润滑系统中就不一样。

根据现在的理解，最低量计量的实际应用范围为5-25mm³/升程。这大致相当于自由落下油滴的体积的20-100%。然而，除本身的输送或计量装置外，还需要一个压缩气体型的载能体，该载能体能分配油量子，例如在出现油量子时，能将其分布在一个面积上。已知有以下三种方法。

进行油雾润滑时，用持久的压缩气流经油箱的文氏管将润滑油连续不断地吸入，微雾状的混合气体成比例地给摩擦点供油，直径为 $d < 0.5 \mu m$ 的油粒约占60% ($Q < < 0.0001 mm^3$)，这些油粒为自由悬浮体，不应用于润滑，因为要达到充分利用，其碰撞速度必须 $V > 19 m/s$ 。因此，它们能够轻易地从摩擦点进入自由大气，经呼吸器官进入人体。通过适当的复式压缩机喷嘴作为摩擦点前的冷凝装置以及将高分子附加物添加进润滑油中可得到较大的改善。可应用的粘度范围很窄： $16 < \nu < 60 mm^2/s$ (无加热)，每个摩擦点的实际供油量的最低油流量为 $V > 0.2 mm^3/min$ 。

进行喷淋润滑时，对润滑油实施容积计量，而且间断地用并联的压缩空气

给摩擦点供油。油量约为 $Q \approx 0.1 \text{ mm}^3$, 并可通造改变每一摩擦点的空气压力使其优化。在滚动轴承试验润滑 $V > 0.01 \text{ mm}^3/\text{min}$ 最低油量 (但可随意降低) 时, 粘度为 $10 < V < 6000 \text{ mm}^2/\text{s}$ (润滑油 NLGI 系列, < 2)。

进行油气润滑时, 根据上述的作用原理, 间断地对润滑油实施容积计量, 利用持久的压缩气流经过剪切应力能量传递 (压缩空气 → 润滑油) 把润滑油泵入导管内壁, 给摩擦点连续供油。每一个摩擦点都有计量分配器。因计量间隔时间太长, 润滑油工作粘度太高或表面应力太大而可能使导管壁的薄膜脱离, 所以这一方法也有其局限性。由此可知, 像对开式齿轮大功率传动机构进行喷淋润滑所必需的粘性和/或固体润滑剂附加剂是不合适的。油滴为 $Q = 0.01 \text{ mm}^3$, 可用的润滑油粘度为 $10 < V < 200 \text{ mm}^2/\text{s}$, 最低油流量为 $V > 0.2 \text{ mm}^3/\text{min}$ 。

对用于机床主轴部件径向推力球轴承放射性内环的磨损进行试验时, 进行了基础试验作为研究的先决条件。在此, 可采用计量为 $0.5 \text{ mm}^3/\text{行程}$ 的用于单管系统的特殊喷淋分配器。另外还对雾状润滑油系统和油气系统进行了试验。

润滑。摩擦和磨损比率稳定时, 轴承的摩擦矩不仅会随油流量 V 的增加而上升, 而且会随转速的增加而上升, 而且与转速成递增关系 (较强), 与油流量 V 成递减关系 (较少)。磨损率 W 随转速和油流量的增加而上升的比率是不一致的。油流量最低的转速参数 $n \cdot d_m = 270000 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$ 时, 磨损率 $W < 0.1 \mu\text{g}/\text{h}$; 但是, 转速参数 $n \cdot d_m = 756000 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$ 和油流量 $V = 0.6 \text{ mm}^3/\text{min}$ 时, 磨损率 $W = 1 \mu\text{g}/\text{h}$ 。推力球轴承的磨损率为 5 至 10 倍时其比率是一致的。由于喷淋润滑可以大大降低最低油流量, 所以在轴承型号相同的条件下, 磨损率 W 可从 100% ($V = 0.2 \text{ mm}^3/\text{min}$) 降到 $25-35\%$ ($V = 0.01 \text{ mm}^3/\text{min}$)。

图 5 表示 NN K 系列机床主轴承的双列滚柱轴承自动喷淋润滑系统的液压工作图。这个插图是有 30 个润滑点的整个机床消耗润滑系统的缩影。泵由液压系统驱动; 同时与泵并联的压缩空气也是由液压系统产生的。这两者经 3/2 通逆截止阀与整个机床的液压系统成为一体。自身混合区前的气体压力是可调的, 另外用压力开关进行电控。

6. 磨损

本文指出了采用较高粘度润滑剂 (如润滑油) 以降低摩擦点润滑油用量的发展趋势。这儿须分别考虑各个摩擦点在任一工作粘度下按照供油的方式、地点和时间所需要的润滑油用量。作这些努力的主要目的是, 保证整个轴承结构稳定的低温度级, 以便使热膨胀变化尽可能保持在最低限度, 因为热膨胀会加重机床加工工件的误差。我们还研究了通过相应的加热措施控制所有机床的热过程。毫无疑问, 整个轴承协会都在进行这方面的思考。

根据滑动运动摩擦点的流体动力学，速度 (u) 提高到 $(\Delta V - u^m)$ 时，温度会有很大升高 (ΔV)。然而现在机床微机已经应用于自动润滑的控制，所以将速度作为润滑剂计量频率的参数已为期不远了。这就要求不同计量频率的润滑油循环，这种循环现在已经在个别设计和小型计量泵操作的特殊情况下得以实现。

现今也已有些临界润滑点的润滑供油可以控制。然而费用是很可观的，因而只需研究其故障会导致显著停工费用的摩擦点。但是，现在已有控制处理机的模型，可还缺乏价廉物美的微型传感器用来采集和传递最低润滑油流量的信号。

翻译 梅益新
审稿 孙淑玲

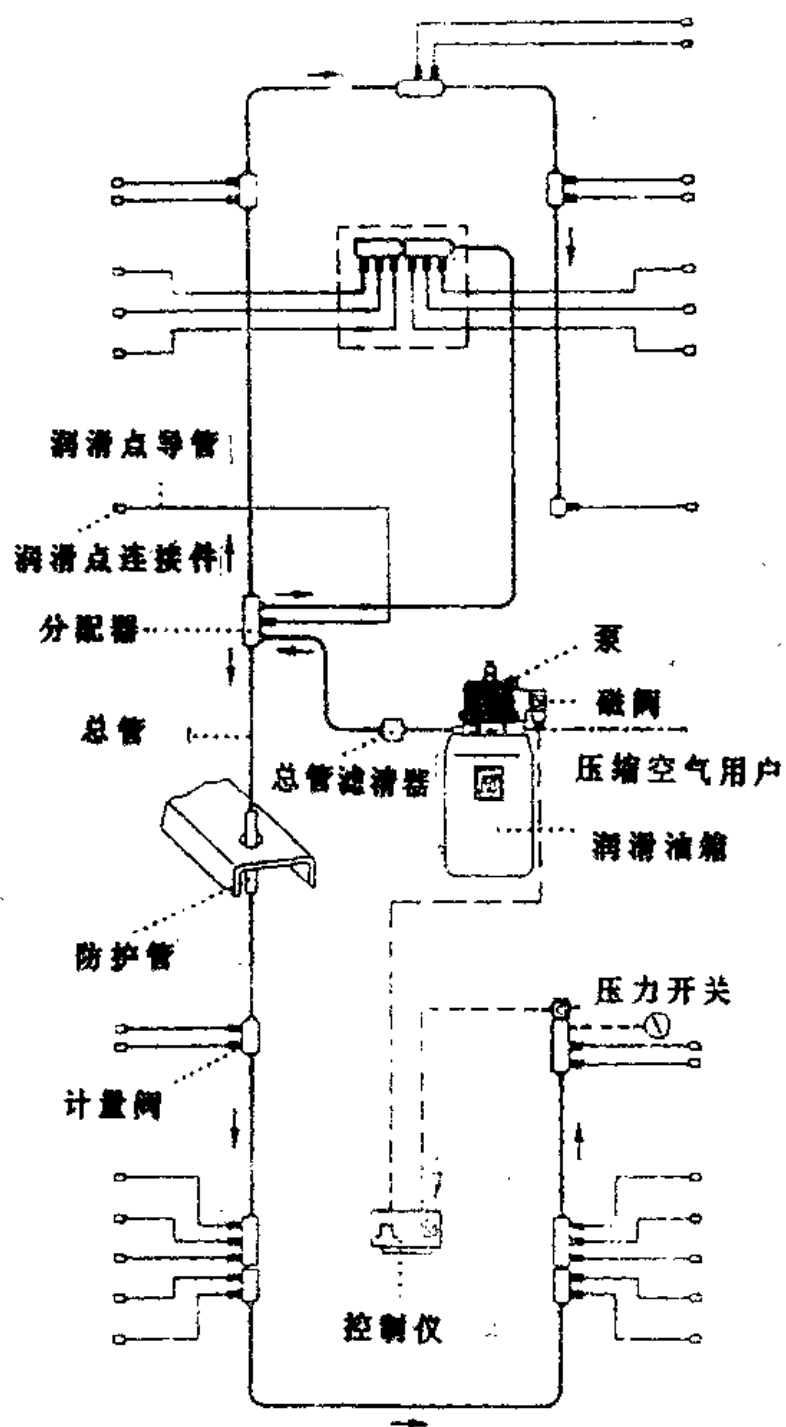


图2, 润滑油和润滑脂的全自动单管集中润滑系统,
气动型, 28个润滑点(图)

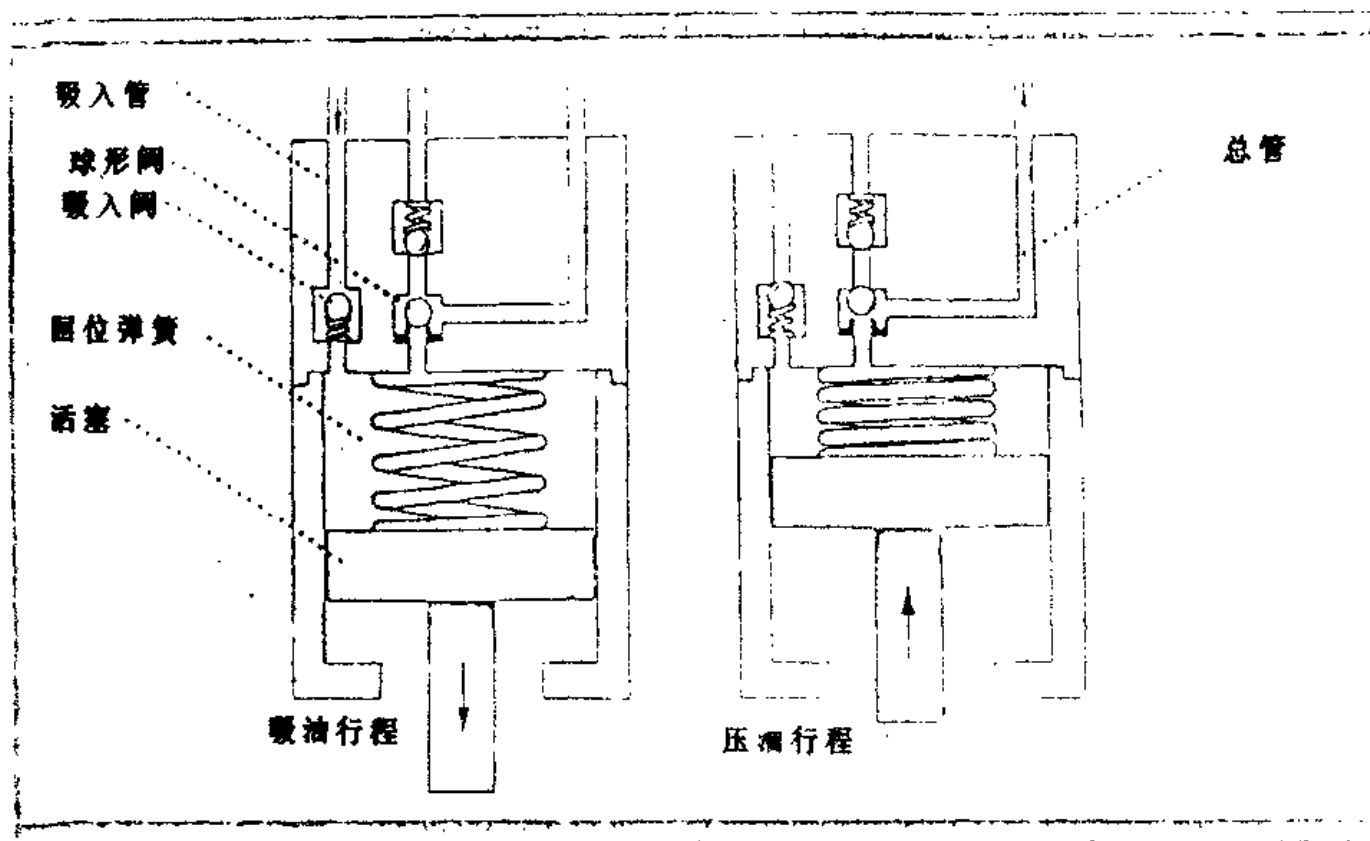


图3. 活塞泵；润滑油和流动润滑油吸油与压油行程工作图

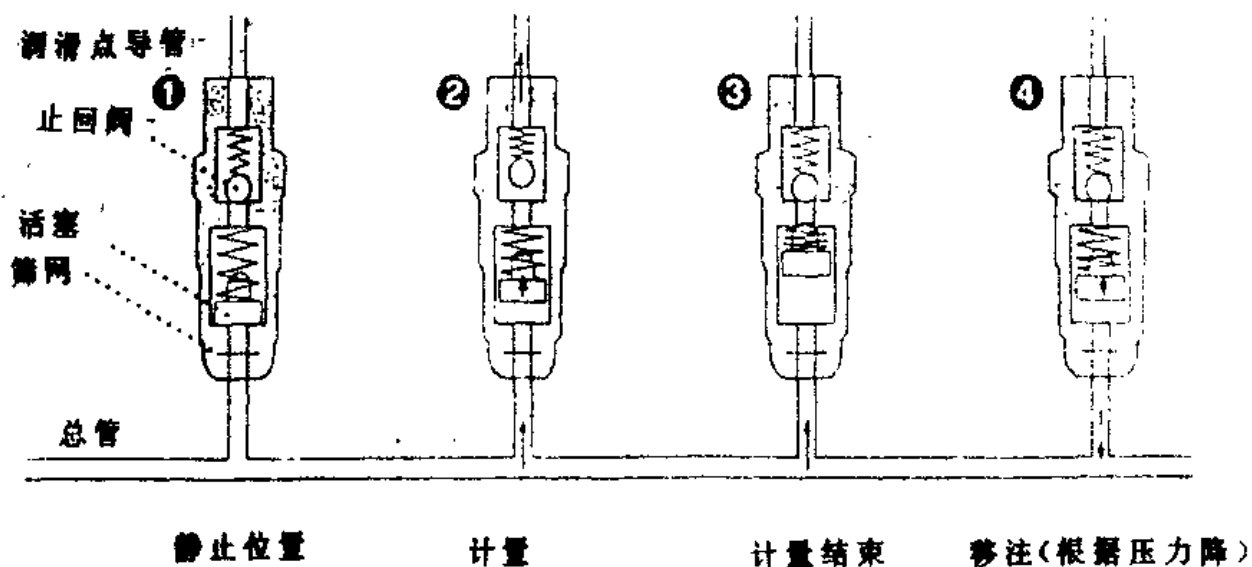


图4. 用于润滑油和流动润滑油的单管系统计量阀；容积计量工作图(草图)

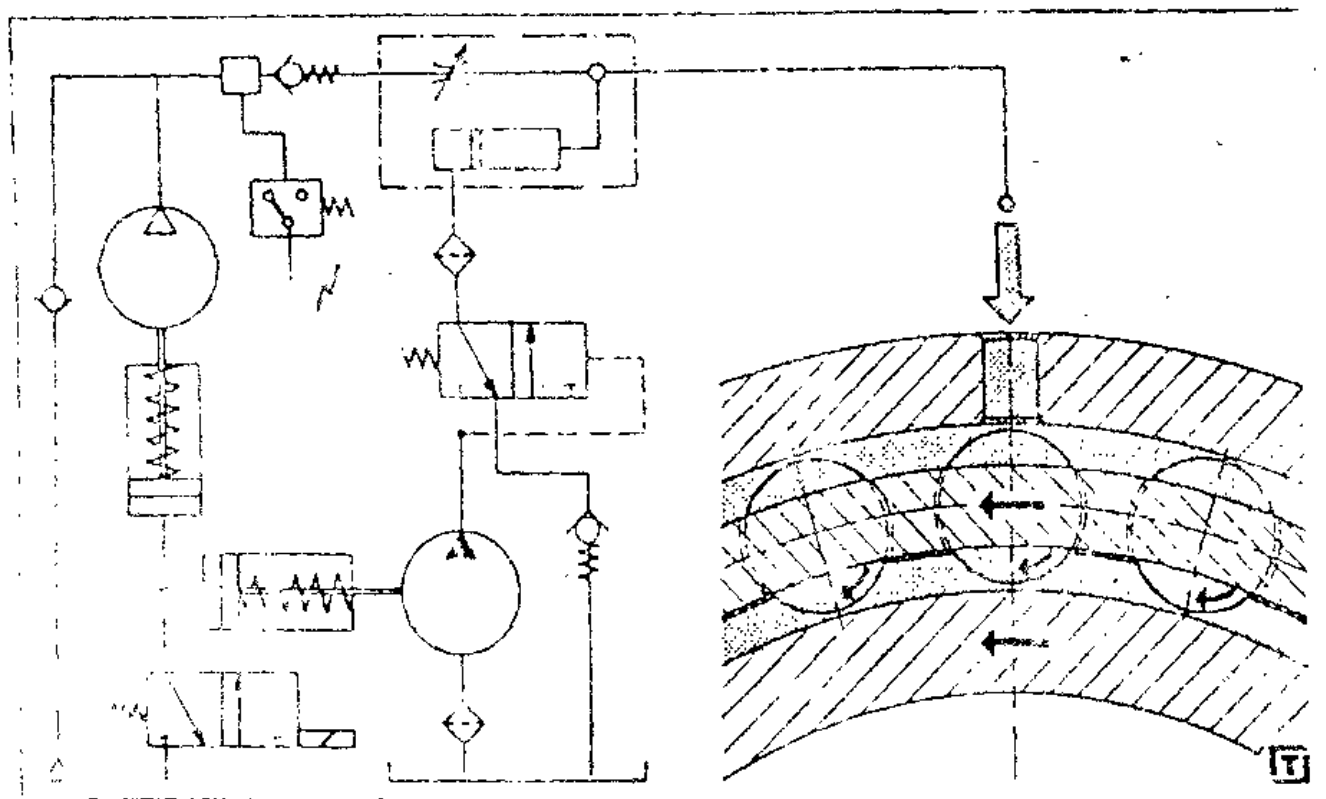


图5. 机床的自动喷淋润滑系统；液压驱动(含压缩空气产生)；将润滑剂输送到NN F系统的双列滚柱轴承(草图)

特征	润滑系统		
	单管 ...		油雾
	润滑方法		
	喷淋	油气	油雾
供油量, 最低 (m^3/min)	(任意断续)	连续	连续
输送(在润滑点导管内)	微滴压缩空气混合物	油膜(边界层)压缩空气流	微雾压缩空气混合物
粒子尺寸 (mm)	0.1(可优化)	0.01	0.0004
供油	容积计量	容积计量→连续配油	成比例
输送 1)	自由射出或喷嘴	喷嘴	二次压缩喷嘴
间隔后的起动时间	短	长	很短
压缩空气 供油 分配	断续 每个润滑点	连续 每个润滑点	连续系统
润滑剂 油粘度 (mm^2/s)	10-6000	10-200	16-60 3)
润滑脂稠度 (NLGI级)	2	00-000	

表1.最低量润滑的方法; 油雾, 喷淋和油气润滑; 技术标准

机器和装置里润滑油供应系统的最佳设计

J. Holland

Technische Universität Clausthal, Bundesrepublik Deutschland

1. 润滑油系统的结构和设计

机器和装备里的润滑油供应系统，是辅助系统。这一系统的工作好坏对机器的使用寿命和功率损耗起决定性作用。

然而，迄今人们对这一系统的设计，却注意不够，花力气少。因为泵的传动功率多半较小，因此，人们相信，只要大大加大这一功率，就能克服所有困难。

另一方面的实际情况是，受供油系统制约的摩擦系统，如轴承结构，啮合，又很少在最佳条件状态下工作，而多半总是在润滑油过多并因而摩擦损耗高的情况下运转。

出现上述情况，部分地是由于在起动和持续运转时，润滑油的供应是在不同的运转条件下进行的。具体说，温度不一样，并因之所用的润滑油的粘度也不一样。此外，随着机器不断地运转，轴承会发生磨损。而这对油流量的阻力起着决定性影响。最后还得说明一点，即有些机器，如内燃机必须能有不同的工作转速和能承受不同的负载量。这点同样对润滑油的供应发生很大的影响，从以上不难看出，现在似乎到了更多地注意这一系统的设计的时候了。

时至今日，机器和装置通常都配有润滑油供应装置，用这装置将润滑油从油池里吸出，然后经过滤清器和散热器压入总供应系统。

供油，主要用泵。泵运用排挤原理工作，齿轮泵（内齿轮泵，外齿轮泵），摩擦泵或螺旋式泵也都是这样。由于这些泵的特性，在调整的供应量和反压之间形成的关系很不好处理——也就是说，供油量几乎不受反压的制约。这样，在所有情况下，都要通过减压阀作实验，以便将压力限制在供油系统能承受的数值上。

从总供油管路分出相应的通往各需要处的输入管路。这些输入管路有些是并联的，有些是成串作——也就是说，是典型的串联的结构。例如，先从外部向轴承供油再由它通过一个空心轴，将油供应给另一个轴承。通常，油从轴承或别的部位（例如齿轮）畅通无阻地，不要压力地回到油底壳里，并准备再次提供使用。