6

经典设计

成就经久链传动系统

Bolko Schuseil
Steffen Lehmann
Stefan Wehmeyer, IFT Clausthal Zellerfeld
Christopher Lehne, IFT Clausthal Zellerfeld

引言

九十多年前，链条被初次应用在内燃机的正时传动系统里。当时使用的是基于 1880 年瑞士发明家 Hans Renold 申请的专利所生产的套筒链。从那以后，链传动发展成为一个高度复杂的系统，并且随着与发动机其它零部件之间的联系越来越紧密，链系统的开发也相应地需要建立在对整个发动机系统的深入了解之上。舍弗勒集团由液压式链张紧器作为开端，运用自己尖端的开发手段来迎接这一挑战。我们不仅给客户提供优质的链传动系统部件，还同时提供相关的系统工程支持。

图 1 第一款链张紧器

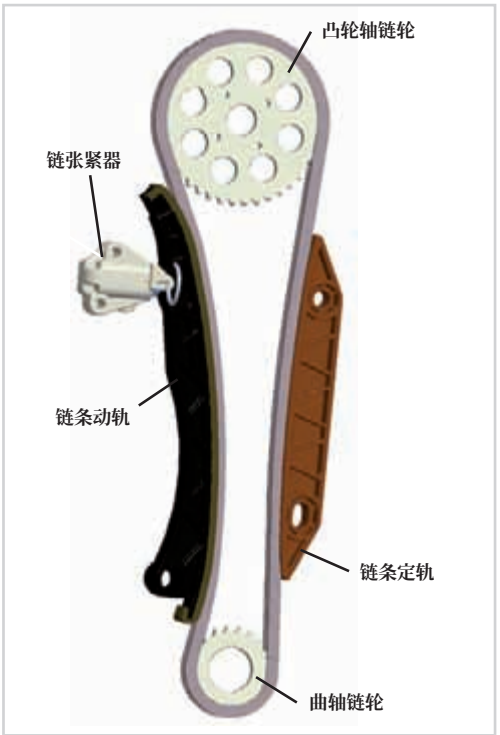

图 3 链传动系统结构

零部件及其功能

链张紧器

1982 年基于客户的设计要求，INA 开发了自己的第一个链张紧器。此张紧器装备在一款 6 缸发动机上并于 1984 年批量面市。

此张紧器的结构和功能设计是来源于液压调节控制阀。其工作原理是基于与速度成正比的泄油间隙阻尼。

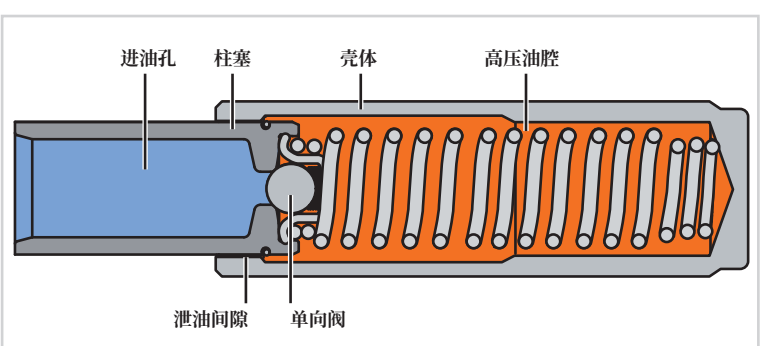

图 2 液压张紧器结构

通过一个内置于圆柱壳体的柱塞及与发动机机油通道（蓝色）相通的单向阀相配合，构成张紧器内的高压油腔（红色）。通过柱塞与壳体之间极其狭小的间隙（泄油间隙）产生的阻尼

力可以完美地抵御来自于外部的影响。由曲轴和凸轮轴或其中之一产生的不规则旋转导致链条振动，从而作用给张紧器一个动态的载荷。高压油腔内的机油经由泄油间隙被挤出，通过不同的挤出速度及泄油间隙的大小来抑制链条的振动。

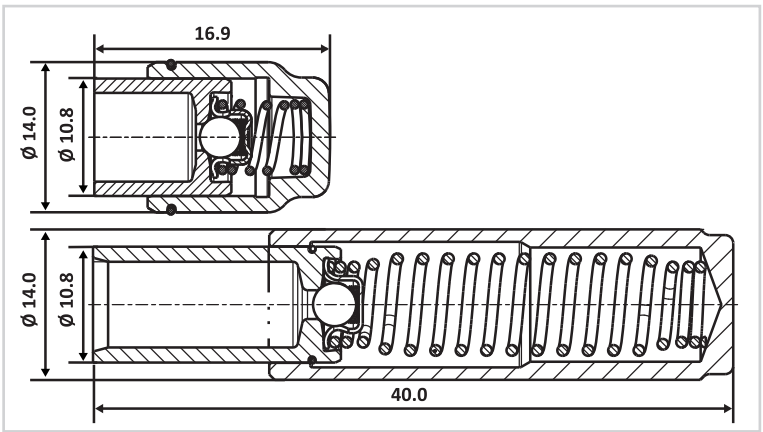

图 4 液压调节控制阀与链条张紧元件的尺寸对比

链条张紧器元件已经被设计用于满足特定发动机应用要求，但其基本的工作原理至今也没有改变。如图 3 所示，张紧器通常被置于链条的松边，或者说从动边。

图 4 所示是液压调节控制阀与链条张紧元件的尺寸对比。值得关注的是张紧元件的活塞行程是用于补偿链条在发动机寿命期间所产生的磨损及整个链传动系统的公差。这两个元件在泄油间隙及刚度上也不尽相同。

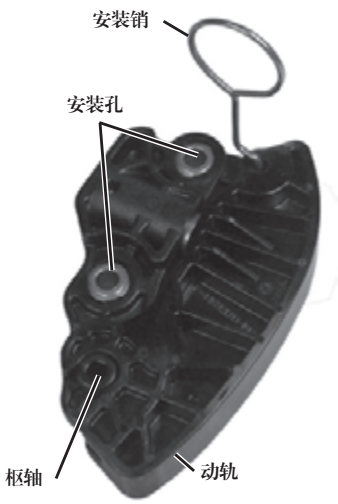

图 5 全塑料张紧器

张紧元件的设计是基于客户的系统设计要求，及在开发阶段实际测量或计算得出的链传动系统的动态特性。在设计阶段就考虑了在尽可能低的生产成本基础上，制定正确的设计标准与目标以确保达到所需要的设计功能。下面两图所示的张紧器被开发应用于现在的 V8 发

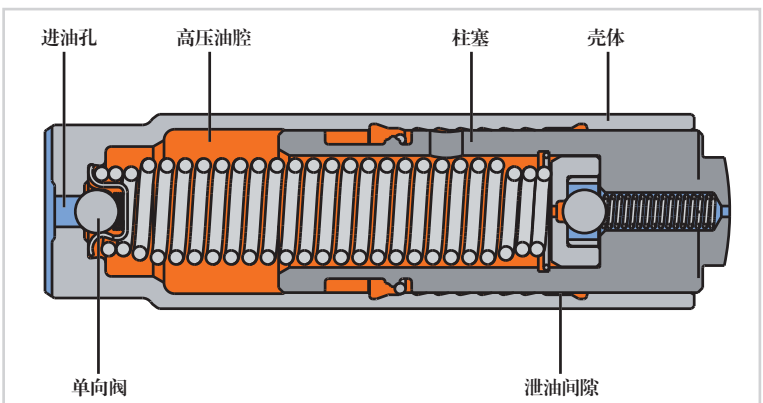

图 6 带压力控制阀的液压张紧器

动机。图 5 所示是全塑料张紧器。

在另一款发动机上，因为高动态的应用环境而引入了压力控制阀。此压力控制阀集成于张紧器的高压油腔内（图 6，右侧的钢珠）用于抑制峰值力。

链条定轨与动轨

与皮带无需导向所不同的是，正时链条的自由段（各链轮之间）始终须由定轨和动轨来导向。它们可以防止链条的跳齿、振动及各链节之间的高载荷。通过使用恰当的材料及合理的轮廓设计，我们可以将动轨和定轨上的摩擦降到最低。

出于成本及降低重量的考虑，我们尽最大可能地采用注塑件来替代金属铸件。有相当多的塑料材料可供选择，而这些塑料材料通常被添加玻纤以加强强度。不过，在直接与链条相接处的部分通常不采用玻纤填充。与钣金的支撑部件不同的是，塑料的支撑部件内部存在阻尼特性，可以有效的降低链条负载。

与金属支撑部件相比，塑料的支撑部件在受力方向上尺寸必须加大。这是因为高分子材料在高温下的承载能力下降所致。然而，在不了解发动机各系统之间相互联系的情况下，想要满足极小的发动机设计边界要求几乎是不可能的。图 8 所示是采用塑料支撑件的动轨与采用钢制支撑件的动轨的比较。通常一个完美的设计可以同时兼顾重量与 1:5 的价格比率。

图 7 采用钣金支撑件的链条定轨

图 8 采用不同设计方案的链条动轨

链轮

链轮通过链条使曲轴与凸轮轴联动。它们的设计，尤其是与各轴相接触部位，取决于不同应用所需的相应技术要求。滚子链与套筒链链轮的齿型需参照国际标准。而基于降低噪音和摩擦所开发的齿型链的

图 9　采用不同设计方案的链轮

链轮齿型则不然。齿型链轮的齿型通常针对某一链条并且不可与其它链条相匹配。所以这必须进行成本评估，尤其是当齿型链与可变凸轮轴相位调节器相配合的时候。因为齿轮是作为

图 10　法兰上带橡胶衬套的链轮

凸轮轴相位调节器的一个整体部件，些许的设计更改都会导致很大的模具费用。图 9 所示的是一个目前已批产的链轮，平的与中间凹的精冲链轮，及粉末冶金与机加工链轮。

图 10 所示是在法兰上带橡胶衬套的套筒链轮。橡胶衬套可以有效地降低啮合噪音，其原理是在链条套筒与链轮齿相啮合前使链板与橡胶相接触。

链条

截至 2005 年，INA 作为链传动系统开发及零部件供应商已经有 20 年的时间。在这期间，INA 与外部合作者（同时也经常是竞争对手）合作提供系统部件。与此同时，集团内部的 LuK 开发了应用于变速箱的齿型传动链，INA 在美国 Troy 的技术中心于 2005 年开发了应用于正时传动的齿型链。使用此 9.525 mm 齿型链的 V8 发动机于 2007 年在美国批量上市。2006 年 INA 购得了 Renold 公司在法国 Calais 的链条生产工厂，从此可以自行提供全系列的链条产品。这标志着 INA 从链系统的开发者跃升为系统的制造商。

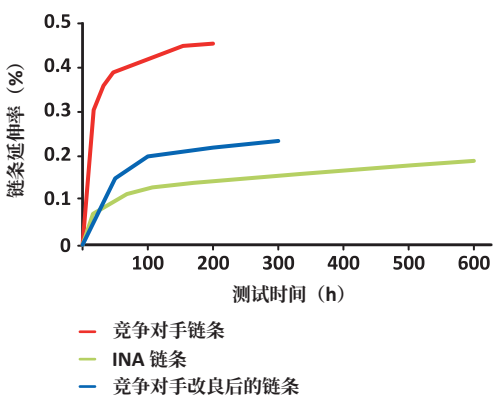

图 11　优化制造工艺后的链条在磨损特性上的提高

齿型链参数对比	INA	竞争对手	差值 %
宽度 mm	10.5	13.2	-20
重量 kg/m	0.5	0.67	-26

图 12 INA 链条与竞争对手链条比较图表

INA 将多年的生产制造经验引入到链条的生产过程中。例如：所有的链销在制造过程中都使用了滚针轴承的高精度磨削技术，从而提高了链条的品质。图 11 所示是改善后的 8 mm 套筒链的磨损特性。

INA 的齿型链使用精冲链板。图 12 是与竞争对手的 9.525 mm 齿型链的尺寸对比。

从表格上可以看出 INA 的齿型链在结构尺寸上非常的紧凑，这是因为我们采用了 5 片不等厚的链板，中间链板压合在销子上。图 12 所示是在链板销孔部位与竞争对手链条的明显差异，INA 的链板销孔光洁度高。其结果就是中间链板与销可以极好的压配在一起，以避免销子在承载的情况所产生的偏斜，因此我们可

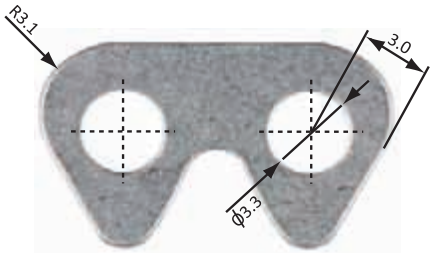

图 13 链板的壁厚数值

以获得极低的链条磨损。在长期的运转之后，至今没有一根链条在量产或实验中的发动机上的磨损会超过 0.15 %，此数值比竞争对手的要低很多。链条壁厚超过一般的限值（如图 13 所示），并且只有通过对工装的优化设计才能实现。

INA 所有的齿型链都源自于同样的设计基础，并根据未来不同的市场需求（例如，不同的发动机应用）进行开发设计。

系统

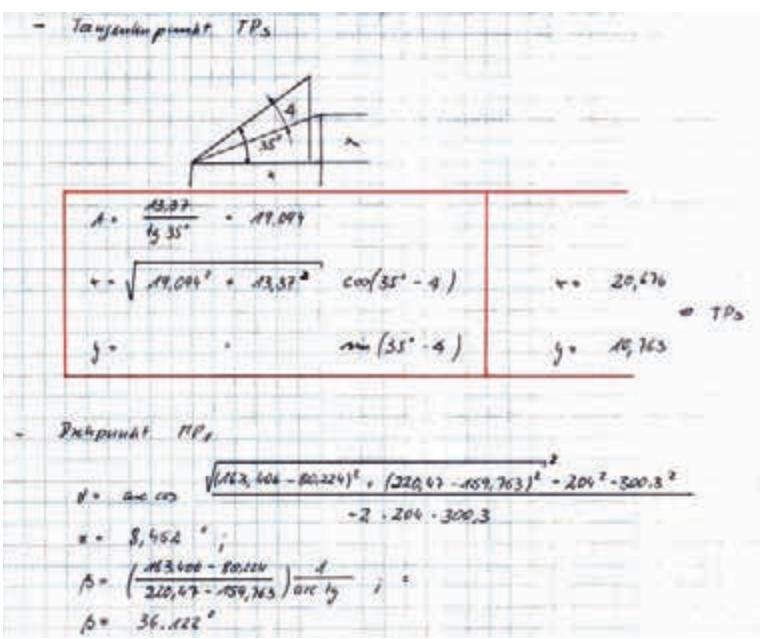

图 14 1987 年的张紧器计算公式

图 14 所示的是在 1987 年对一款张紧器的柱塞行程计算。

在过去，张紧器柱塞行程的计算及各链板的轮廓曲线设计需要借助于便携式计算器及三角法则，这是一项相当耗时的工作。后期我们可以利用简单的 CAE 程序来完成这项设计工作，并且逐步演变为相对来说耗费较小的对整套系统的设计分析。通常，一套链系统的设计需要同时考虑周边相关系统或零部件诸如平衡轴 AGW、可变凸轮轴相位调节器或气门机构的功能或其影响。综合目前发动机的起步—停车功能及未来降低摩擦损耗的需求对链传动系统所

图 15 曲轴扭振振震器

产生的相应要求，INA 可以利用其来自于其它产品部门的开发经验来解决，对客户来说这是其它供应商所不具备的优势。

下面通过一个例子来说明系统间的相互影响，图 15 所示是一个应用于 4 缸发动机的平衡轴传动链轮。

在增压发动机上使用的 7 mm 链条相较于在自然吸气式发动机上而言，由于平衡轴的扭

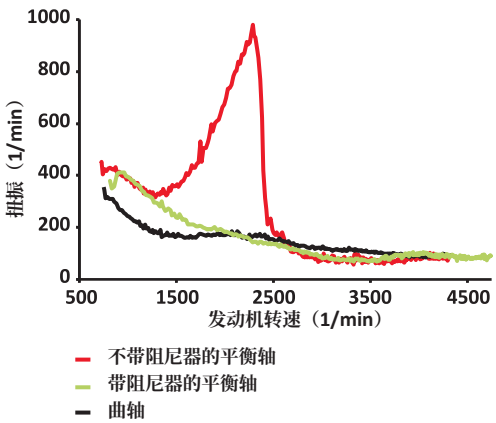

图 16 平衡轴传动中阻尼器对扭振的影响

振增加而导致过载。这时曲轴扭振减振器的使用可以有效地满足链条耐久性的要求，与此同时显著地降低负载峰值。图 16 中的图表显示

图 17 应用于平衡轴传动的带“活动导轨”的张紧器

使用与不使用曲轴扭振减振器的扭振对比。

在一款 3 缸柴油机上通过采用“活动导轨”可以获得类似的效果（图 17）。

在这个案例中，系统的模拟分析推荐使用

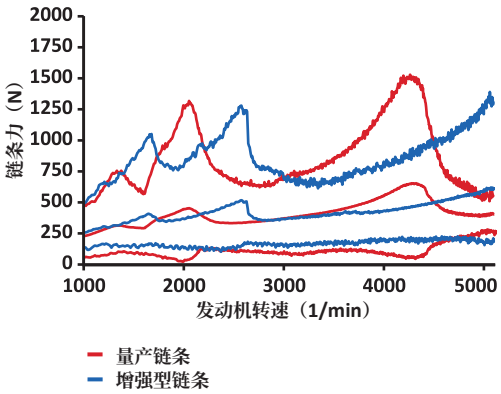

图 18 链条刚度与系统共振的影响

增强型的链条，这将使得发动机的共振转速移向更高的转速（图 18）。图表所示链条在转速范围内的受力区间（最大，最小值）和平均值。

如今的一些发动机会使用非圆形的链轮来减小扭振对链传动的影响。我们可以通过这个非圆形的链轮降低来自于发动机的不规则振动，并在理想状态下减少 20 % 的负载。这个链轮的设计取决于发动机的主要阶次及链轮的包角（图 19 所示：一个 3 缸发动机的类六边形链轮与正圆形边界的对比），这个设计通常用于匹配极限转速。

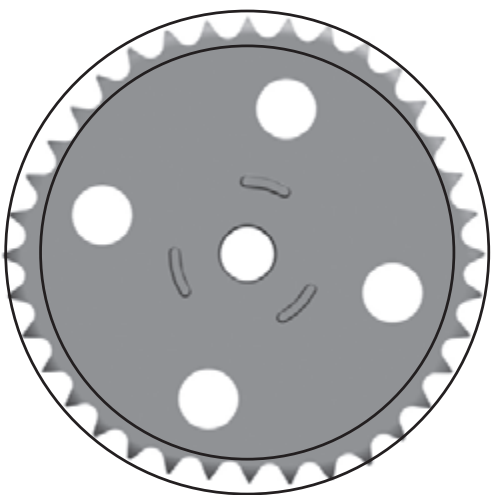

图 19 应用于 3 缸机的非圆形链轮与圆形边界的对比

与圆形链轮相比，非圆形链轮有时会增加系统的载荷，尤其是在应用凸轮轴相位调节器

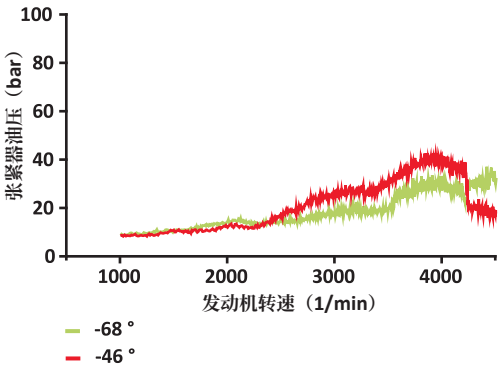

图 20 不同角度柴油喷射泵对链条力的影响

的时候。这时仿真模拟就可以对后续的测试提供全面而有效的参考信息。

另一个例子是当链系统驱动柴油喷射泵时，喷射泵角度位置的些许改变就会对链系统的受力产生极大的影响。在这里，喷射泵的驱动扭矩叠加在凸轮轴的驱动扭矩上。因此就必须先对喷射泵进行详尽了解，并在获知其在发动机上的具体应用环境后我们才能对链系统进行相应的优化设计。图 20 所示是张紧器高压油腔内

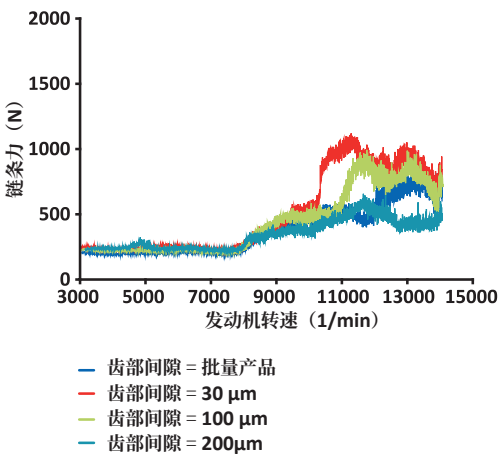

图 21 惰轮齿部间隙对链条力的影响

的机油压力与链条力的对应曲线。

一款 4 缸高转速发动机在 10，000 1/min 转速下产生极高的链条力的原因，可以通过研究其曲轴与凸轮轴之间的惰轮的齿部间隙来获知。其结果可从图 21 发动机启动阶段链条最大的受力看出。

图表展示了在正时传动上齿部间隙的提高降低了链条力。因而，这个惰轮的作用类似于阻尼减振器。

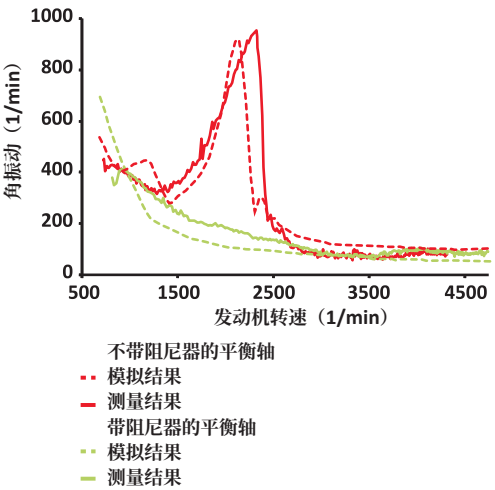

图 22 图 16 中的平衡轴系统测量结果与计算结果对比

以上展示的许多设计都已经通过了针对链系统所做的特殊动态试验的验证。经过 20 年的发展，INA 已经在链传动应用领域取得丰富的经验并站在时代发展的前沿。如果系统已经通过试验标定好，INA 通常也会使用模拟计算来缩减测试周期。图 22 所示是图 16 中的平衡轴系统的测量结果与计算结果对比。

INA 目前使用的模拟计算软件可以结合气门机构，凸轮轴相位调节器，如果需要的话还可以包括平衡轴减振器或双质量飞轮。输入数据越精确，则获得的模拟结果越可靠。这是另一个 INA 可以充分利用其各发动机零部件部门协同工作并分享经验的领域。

总结

从 25 年前的一个减振器开始，INA 开发的产品已经涵盖了整个链传动系统部件。现在链条张紧系统部件的设计已转变为需要对系统的深入了解的复杂工作，利用特殊的模拟计算工具及测试手段我们可以在有限的时间与预算内达成预期的收益。最优化的设计方案来源于渊博的系统知识（例如凸轮轴相位调节器、平衡轴、气门机构与喷射泵）的积累。INA 获益于不同部门间紧密的协同配合，从而在这一领域处于得天独厚的优势地位。