

基于 GT-SUITE 的发动机润滑系统仿真分析

Simulation of Engine Lubrication system based on GT-SUITE

张峰昌 杨文乐 李俊峰

海马汽车有限公司

摘 要：利用一维仿真分析软件 GT-SUITE 对某发动机的衍生机型的润滑系统进行计算。在保持主油道压力相同的情况下，建议必要的机油泵尺寸；基于机油流量分配与压力水平，提出优化建议。

关键词：润滑系统、主油道压力、机油泵尺寸、优化建议

Abstract: The lubrication system of a derivative engine was calculated by using GT-SUITE software. With the same pressure of the main gallery, the necessary oil pump size was recommend, and giving optimization recommendation based on the oil distribution and pressure level.

Key words: Lubrication System、main gallery pressure、oil pump size、optimization recommendation

1 前言

润滑系统是发动机的重要系统之一，其主要功能是供给内燃机运动摩擦副适当压力和流量的润滑油，保证良好的润滑和清洁磨粒的作用。它的工作性能的好坏决定了发动机的使用寿命及工作可靠性，因此对其进行深入、细致的分析和研究具有重要的意义。

润滑系统的仿真计算不仅可以有效节约成本，而且大大缩短开发周期。在发动机设计开发阶段，根据设计部门提供的润滑油路和部件的流量特性，按照发动机机油消耗件的要求，建议必要的机油泵尺寸。此外还可以对部分零部件的油压特性提出优化建议，实现零部件的低油压高性能的表现。同时在后期开发试验中，仿真计算可以对系统及零部件出现的故障进行模拟分析，根据结果提出潜在的优化方向。

2 研究背景

某两缸机为一四缸机的衍生机型，具体做法为去掉中间的两个缸。其润滑系统减少了两个主轴承、凸轮轴轴承及曲柄连杆，另外取消安装在进气侧的 VVT；由于两缸机的动平衡较差，新添加了平衡轴系统。润滑方式依然采用压力润滑、飞溅润滑相结合的复合式润滑，通过机油泵将压力油及时送至轴承和摩擦副处，保证发动机润滑系统机油压力适当、供油量适宜。示意图如图 1 所示。

为保证怠速高油温的机油压力（全负荷怠速工况），同时兼顾低温大负荷机油高压（寒带地区工况），润滑系统中相关零件需要做相应更改。经设计工程师的计算与分析，原四缸机的机油滤清器满足两缸机的要求，不需要更改；由于减少了两缸，整体的机油循环需求量减少，需要重新确定两缸机的机油泵排量，且为了节省成本，机油泵由原来的变排量改为定排量。

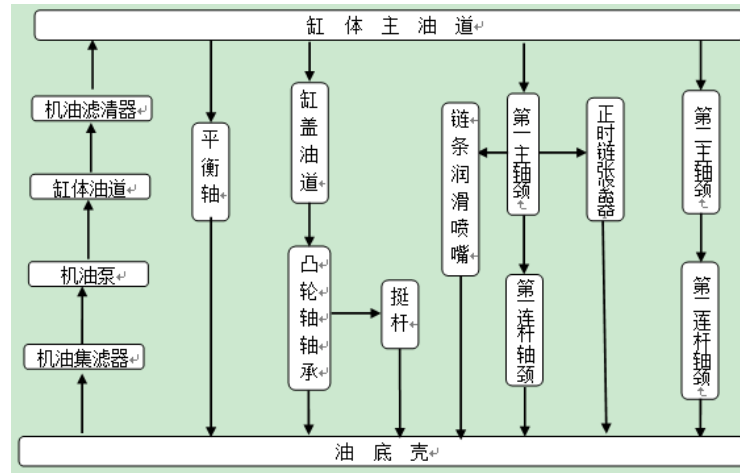


图 1 润滑系统示意图

3 润滑系统模型

3.1 四缸机模型

图 2 为四缸机进行一维仿真时搭建的润滑系统模型，该系统采用可变排量机油泵，相关耗油与压降部件有：机滤器、主轴承、连杆轴承、凸轮轴承、链条张紧器、VVT、OCV 阀、正式链喷嘴。

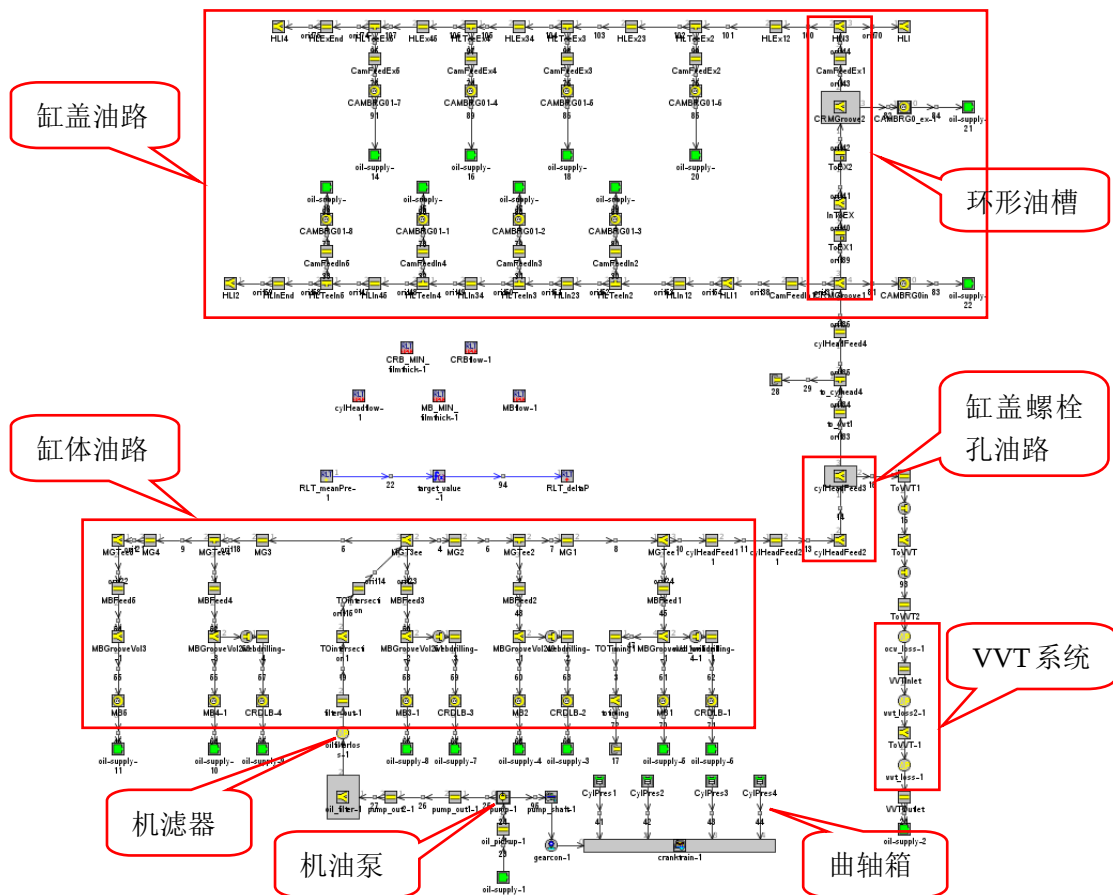


图 2 四缸机润滑系统模型

3.2 两缸机模型

四缸机模型是笔者早期接触一维润滑系统仿真时搭建的，后来经过润滑试验的验证与工作经验的积累，发现一些油路与部件流量特性与实际情况差别较大，因此在搭建此两缸机模型时要对此部分部件进行更新修正。

缸体的润滑油经过缸盖螺栓与螺栓孔之间的间隙进行缸体部分，原四缸机模型对于此部分油路使用分叉管来表达，但分叉管并不能很准确的模拟此油路的压力损失。凸轮轴的润滑要求相对较低，此处油路也有节流的作用在，如果不能准确的描述，将会影响整个润滑系统。现两缸机模型中此处的油路用 AnLeakConn 部件表达，更改前后的部件对比如图 3 所示。

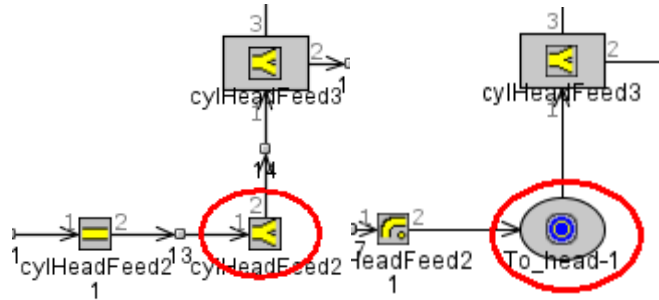


图 3 缸盖螺栓孔油路更改前（左图）后（右图）对比

进入缸盖部分的润滑油，经过凸轮轴的环形油槽，然后进入凸轮轴部分的油道，如图 4 所示。原四缸机模型对此环形油槽只用了一个分叉管来表达，很难准确的模拟此部分的润滑油流动情况与压损，现两缸机模型按照实际情况，把此油槽分成几个部件来描述，更改前后的部件对比如图 5 所示。

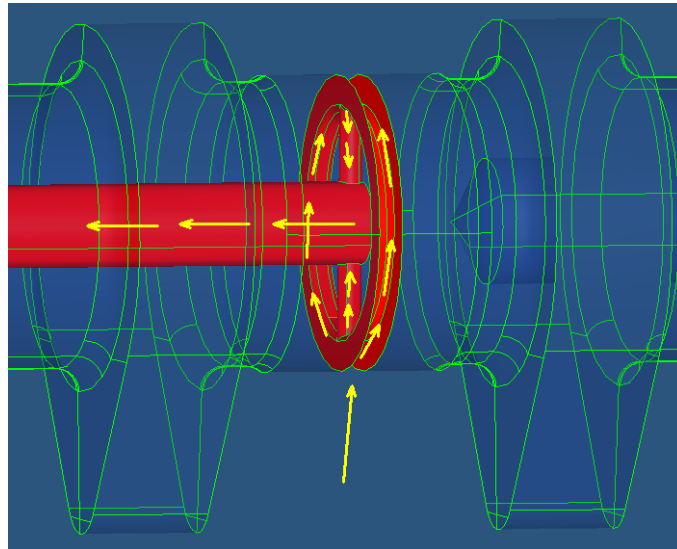


图 4 凸轮轴环形油槽部分

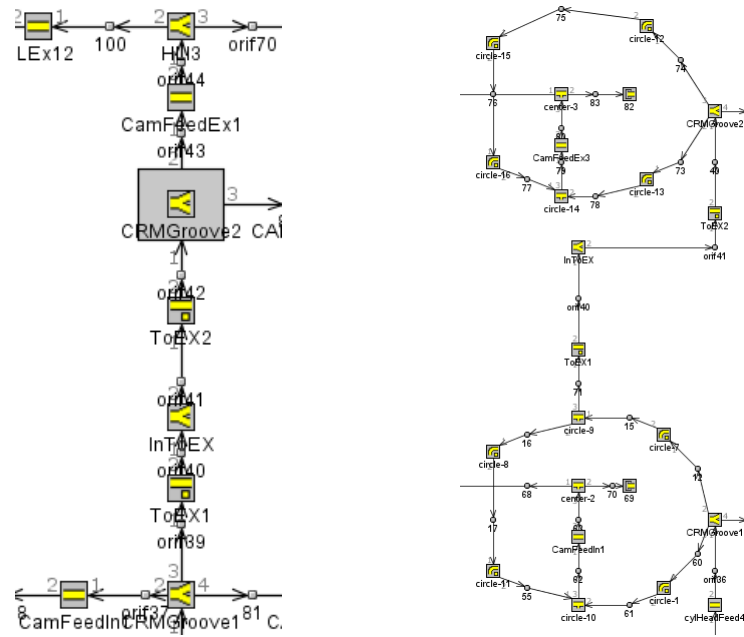


图 5 凸轮轴环形油槽更改前（左图）后（右图）对比

此系统使用的润滑油与 GT-SUITE 软件数据库中提供的油属性有所差别，四缸机模型使用的是 GT 数据库中提供的，现两缸机根据供应商提供的 40℃ 和 100℃ 油的属性值模拟出来一条完整的曲线，如图 6 所示。

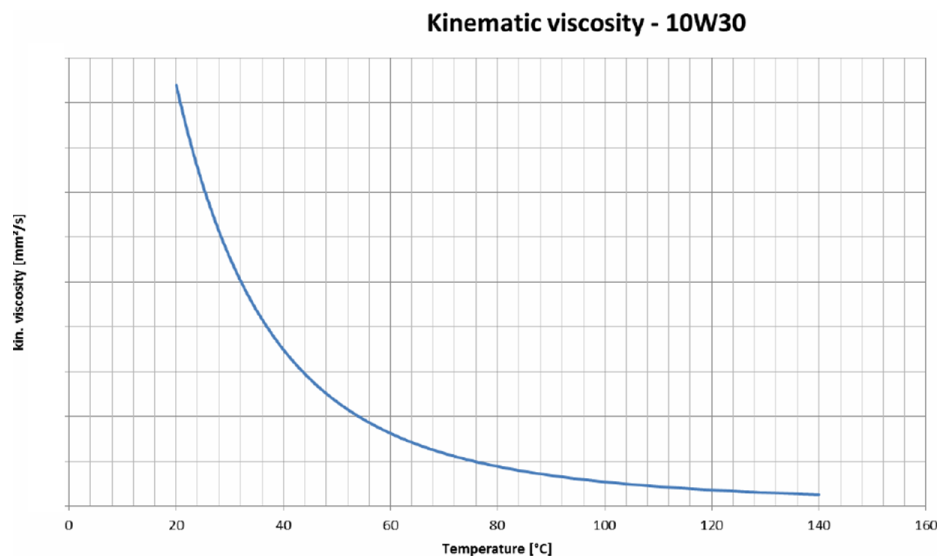


图 6 润滑油特性曲线

原四缸机模型的主轴承和连杆轴承使用的是 GT 软件自带的轴承模型，在模型中输入相关的参数，并添加曲轴箱模型施加缸内爆发压力，以模拟轴承的受力情况，但后来发现，使用此轴承模型计算出的流量与试验测得数据相差较大。某 3D 软件对曲轴进行负荷分析，确认其在极限工况下最大载荷、最小油膜厚度等参数满足设计要求，把其计算输出的主轴承和连杆轴承的流量和压力函数作为此两缸机润滑分析的边界，以 FlowMap 部件形式输入。3D 分析的模型如图 7 所示。

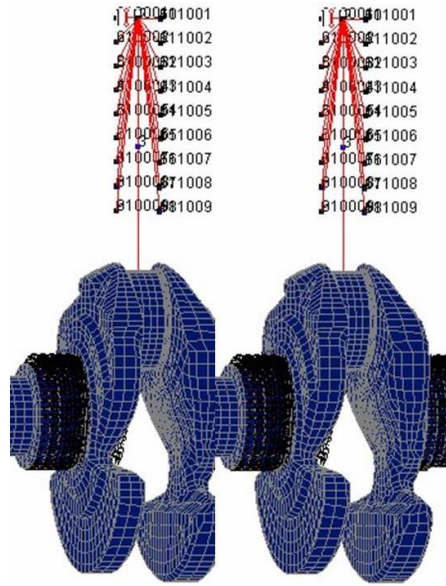


图 7 3D 分析模型

GT-SUITE 软件自带的轴承模型计算较慢,为了节省计算时间,凸轮轴承在另一模型中计算出不同温度、不同转速、不同油压下的流量值,最后采用 FlowMap 部件输入模型。

根据两缸机的改型方案,去掉两个缸的轴承模块和油路,删减 VVT 系统模块,更新上述的部件与数据,并添加平衡轴系统,改型后的发动机润滑系统模型如图 8 所示。

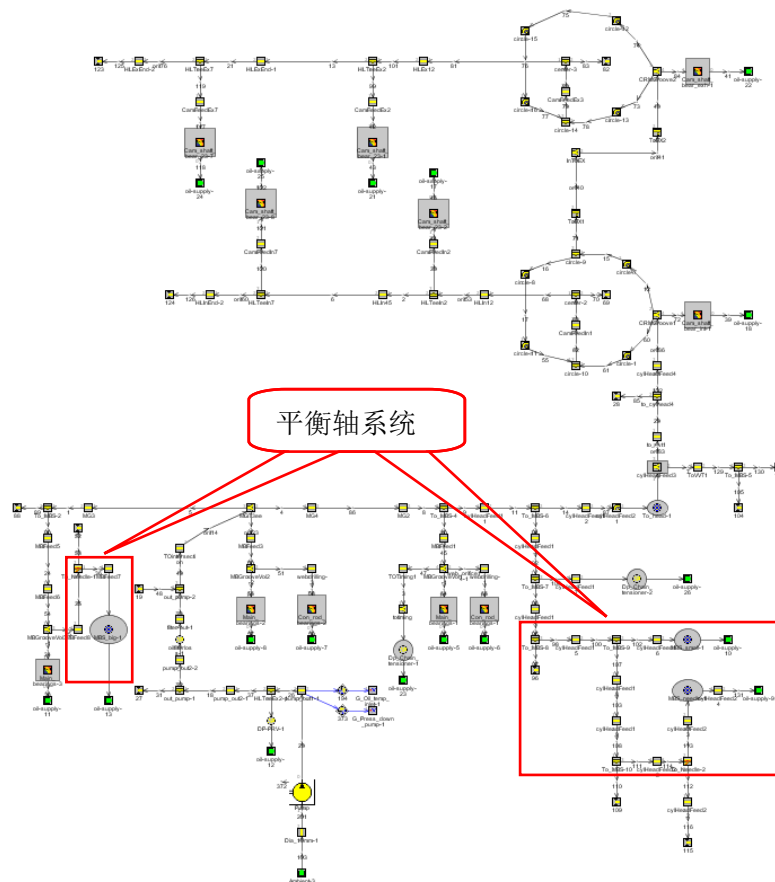


图 8 两缸机润滑系统模型

3.3 计算工况

表 1 润滑系统计算工况

	温度 (°C)	轴承间隙	发动机转速
恶劣工况	T1	最大间隙	750-6000RPM
正常工况	T2	名义间隙	750-6000RPM

4 计算结果及分析

为了满足各零部件的机油消耗要求，我们保持主油道的压力与四缸机的相同。根据计算结果，建议此发动机机油泵的排量为 6cc/rev。

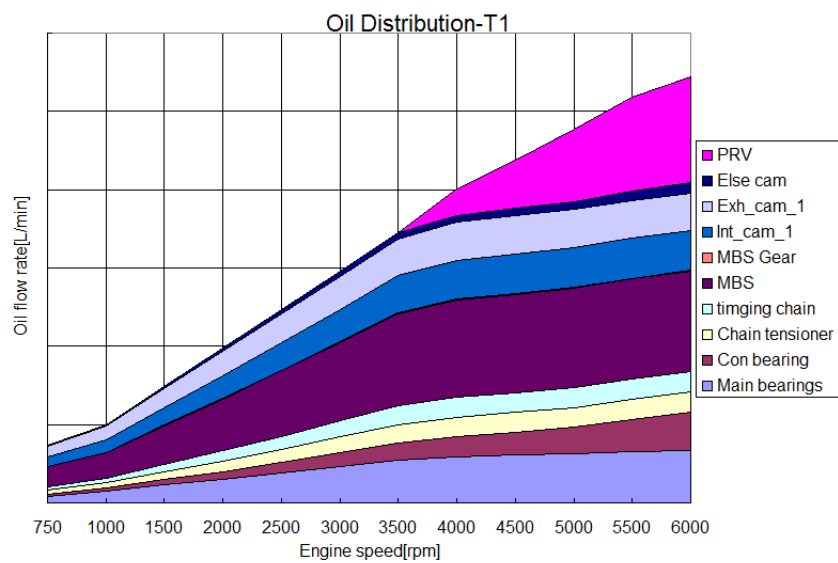


图 9 T1 时不同转速下流量分配图

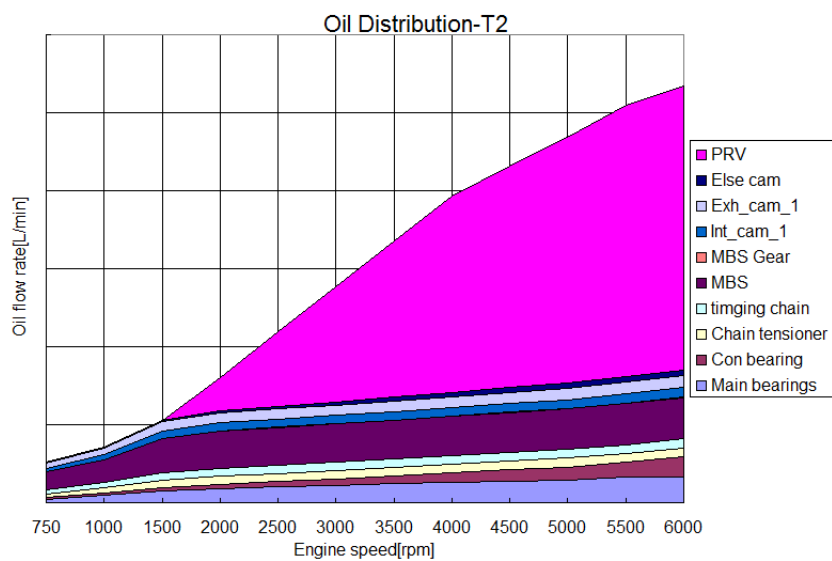


图 10 T2 时不同转速下流量分配图

图 9 与图 10 分别为 T1 与 T2 时不同转速下的流量分配图。从图中可以看出，通过泄压阀 (PRV) 的流量占了很大的比重，在 T2 时最大占到总流量的 70% 左右，这就造成了很大的浪费，对于这种情况，可以使用可变排量机油泵来优化，该项目可作为后期的科研课题进行重点研究。

通过平衡轴系统 (MBS) 的流量相对其他部件也偏大，考虑到平衡轴的工作环境相对曲轴要好，并不需要这么多的机油来润滑，可通过减小油孔的直径进行节流，减少耗油量。

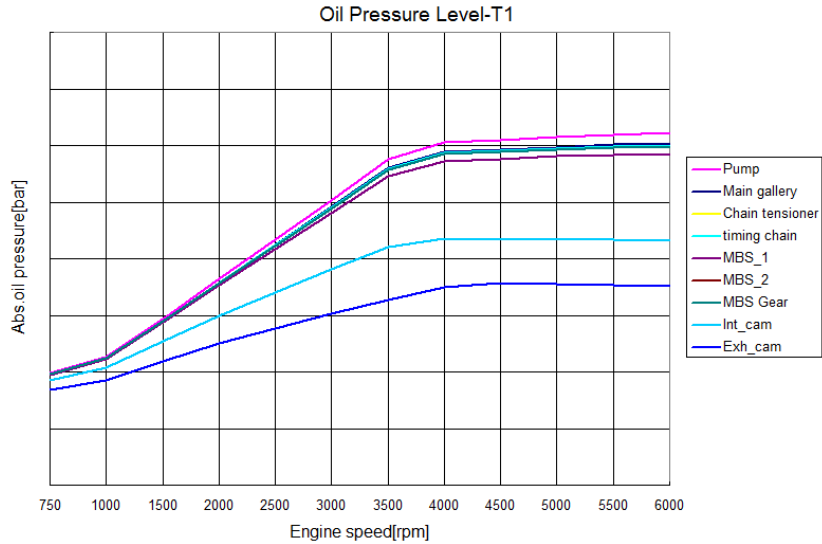


图 11 T1 时不同转速下压力水平图

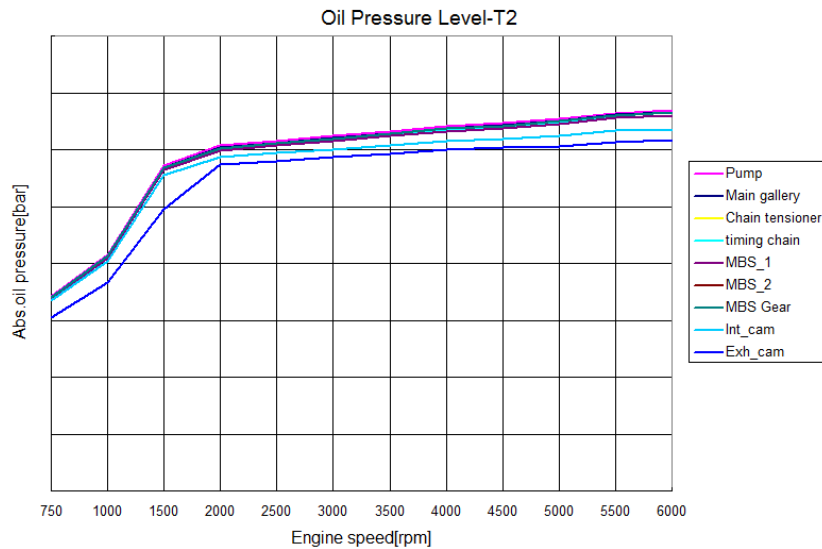


图 12 T2 时不同转速下压力水平图

图 11 与图 12 分别为 T1 与 T2 时不同转速下的压力水平图。在 T1 时，除进排气侧的凸轮轴承油路油压较低外，其他部分油压相差不大，凸轮轴承的工作环境相对曲轴要好，此时的油压已能满足润滑的要求；在 T2 时各部分油压基本相同。

机油泵出口与主油道的油压相差较小，说明此部分油路设计比较合理。对比其他厂家已经量产了两缸机，发现此润滑系统的主油道油压偏高，这就会使机油泵的排量偏大，导致油泵油耗偏大，

使发动机燃油消耗率偏大，后期我们将以在满足润滑需求的前提下降低主油道的压力为课题进行研究。

5 结论

- (1) 根据改型方案，更新部分部件模型与数据，建立两缸机的一维润滑系统模型。
- (2) 在保持主油道压力相同的情况下，建议此发动机机油泵的排量为 6cc/rev。
- (3) 通过泄压阀与平衡轴系统的流量偏大，前者可采用变排量机油泵优化，后者可通过减小油孔直径进行节流。

参考文献

- [1] 林灵，詹樟松，闵龙等，VVA 发动机润滑系统 CAE 优化，重庆理工大学学报（自然科学），2010（12）：44-45.
- [2] 张峰昌，谢朝全，杨文乐等，基于一维润滑仿真解决凸轮轴磨损问题，内燃机与配件，2015（11）.
- [3] 李亚静编，《汽车发动机润滑系统研究》，设计与研究，2008.
- [4] 陈家瑞编，《汽车构造》第 2 版，上册，机械工业出版社，2009.1