

# 基于 STAR-CD的非道路单缸柴油机燃烧优化

## Analysis of Combustion Optimization in Non-road Diesel Engine with STAR-CD

杨海涛 夏兴兰 郭立新 王胜利 刘敏

中国一汽无锡油泵油嘴研究所, 江苏 无锡, 214063

**摘 要：** 采用三维计算流体力学（CFD）技术模拟了柴油机的进气、压缩、喷雾和燃烧过程，通过组合不同的进气涡流和油嘴方案找出它们各自对柴油机排放的影响。结果表明，降低进气涡流，提高流量系数；减小喷油器安装倾角，缩小喷孔孔径，推迟喷油提前角可以实现 NO排放和 SCOT排放的全面降低。

**关键词：** STAR-CD；喷雾；燃烧；优化匹配；非道路柴油机

**Abstract:** Intake, compress, injection and combustion process was simulated by means of 3D CFD technology which can help us find out different influence of diesel engine emission between the different combination of intake swirl and injection nozzle. The Result shows that, limit intake swirl and increase flow coefficient, decrease installation inclination angle of injector, reduce diameter of nozzle hole and delay injection advance angle can decrease NO and SCOT in the same time.

**Key words:** STAR-CD; Spray; Combustion; Optimal matching; Non-road diesel engine

### 1引言

国务院提出到 2020 年，我国农机总动力稳定在 12 亿千瓦，达到当前动力水平的 3 倍以上。这是我国农机工业在“十二五”规划中实现跳跃性发展的重大机遇，同时也面对严峻的考验<sup>[1]</sup>。随着非道路用柴油机的使用越来越多，其尾气排放对大气污染的贡献率也越来越大，我国于 2007 年推出了非道路移动机械用柴油机排气污染物限值，特别其中第 II 阶段标准对各功率段的非道路用柴油机都提出了具体的排放限值<sup>[2]</sup>。

合理地组织供油、进气和燃烧过程，是降低非道路用柴油机排放的关键，而采用 CFD 数值模拟方法则可以提供极大的助力，在经过试验数据标定之后，数值模拟能够有效并可靠的仿真柴油机气流运动过程、喷雾燃烧过程，进而指导柴油机的优化设计。随着计算机技术的不断发展，计算速度和精度的不断提高，以及发动机排放法规的日益严格，CFD 技术在柴油机优化设计中得到了更充分的应用，可以降低研发成本、缩短开发周期，而且能为真实的配机试验提供重要的指导<sup>[3]</sup>。

## 2 计算模型

### 2.1 柴油机参数

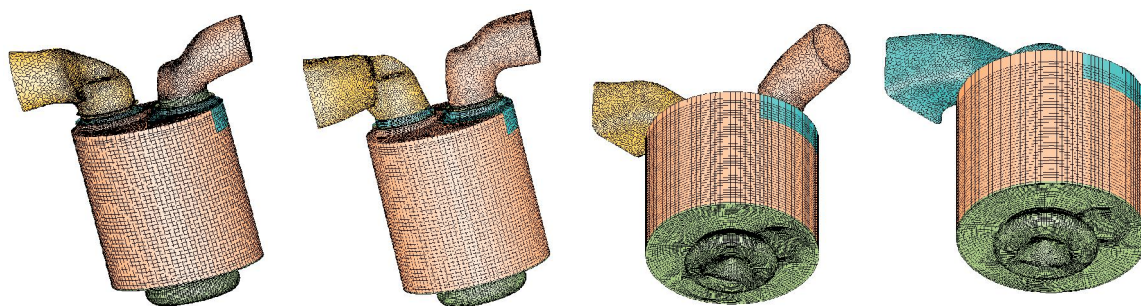
本研究针对 H20、H24 和 CF178F、CFZ176 单缸柴油机，其主要技术参数见表 1。

表 1 H20、H24 和 CF178F、CFZ176 柴油机的主要技术参数

| 技术参数          | 指标               | 指标               | 指标               | 指标               |
|---------------|------------------|------------------|------------------|------------------|
| 型号            | H20              | H24              | CF178F           | CFZ176           |
| 形式            | 单缸、卧式、<br>四冲程、直喷 | 单缸、卧式、<br>四冲程、直喷 | 单缸、直立、<br>四冲程、直喷 | 单缸、直立、<br>四冲程、直喷 |
| 缸径×行程 /mm     | 105×120          | 115×120          | 78×62            | 76×65            |
| 连杆长度 /mm      | 185              | 185              | 102              | 100              |
| 总排量 /L        | 1.039            | 1.246            | 0.296            | 0.295            |
| 压缩比           | 17:1             | 17:1             | 20:1             | 18:1             |
| 标定功率 /kW      | 14.7             | 17.2             | 4.4              | 4.2              |
| 标定转速 /r/min   | 2300             | 2200             | 3000             | 3000             |
| 最大扭矩 /N·m     | 65               | 85               | 11.67            | 12.16            |
| 最大扭矩转速 /r/min | 1760             | 1760             | 2300             | 2300             |
| 喷嘴孔数×直径 /mm   | 5×0.26           | 5×0.26           | 4×0.21           | 5×0.21           |
| 怠速转速          | 800              | 800              | 800              | 800              |
| 燃烧室           | 缩口 ω 型           | 缩口 ω 型           | 缩口 ω 型           | 缩口 ω 型           |

### 2.2 计算网格

采用 ES-ICE 构建柴柴油机动网格模板，STAR-CCM+ 模块为气道部分划分多面体网格，利用 ANSYS-ICEMCFD 软件为燃烧室划分六面体结构化网格，再用 ES-ICE 装配成完整计算网格，如图 1 所示。最终在 STAR-CD 中完成 CFD 计算。



a) H20 柴油机

b) H24 柴油机

c) CF178F 柴油机

d) CFZ176 柴油机

图 1 ES-ICE 装配好的柴油机计算模型

### 2.3 模型与算法选择

模拟计算采用标准的  $k-\varepsilon$  湍流模型，喷雾模型考虑描述空化扰动（MPI-2 喷嘴现象模型）、湍流扰动（Huh 初次雾化模型）和气动力作用（Reitz/Diwakar 二次雾化模型）的影响；撞壁模型选用 Bai

模型；液滴的湍流扩散 Turbulence Dispersion 模型和蒸发模型；燃烧模型使用 ECFM-3Z 模型，自然模型采用经典的 Shell 模型；利用 PISO 算法进行求解。

## 2.4 模拟计算条件

(1) 初始压力采用试验示功图查取，以保证进气量为原则计算得到初始温度；喷油量以厂商提供的排放数据中相应工况的油量为准。

(2) 壁面边界条件：按照与燃气接触区域的不同分别定义不同的壁面温度，各温度值参照文献的经典定义。

(3) 喷油速率形状的确定：油泵部分正处在全新设计阶段，因此选择已有机型喷油速率（测量结果）及文献[4]作为相似参考。

## 3 数值模拟模型的标定

图 2 给出了模拟计算与试验结果的对比，图中可以看出，数值模拟得到的缸压曲线均与试验结果在趋势上吻合很好，基本可以满足工程计算的需要，说明数值模拟所选模型和计算方法是合理的。从氮氧排放来看，数值模拟与试验有着较为类似的趋势：H20&H24 柴油机在扭矩点工况的 NO 排放均高于标定点工况；H20 柴油机在标定点工况的 NO 排放较高；CF178F 柴油机随着负荷降低，NO 排放减少。也有不一致的结果：试验显示 H24 柴油机扭矩点工况的 NO 排放高于 H20 柴油机，数值模拟结果却相反。

从结果展示来看，在缺少真实的喷油速率形状和喷油始点的前提下，数值模拟虽然无法做到真正在量值上与试验进行对比，但还是较为全面的捕捉到了试验所反映出来的基本规律。

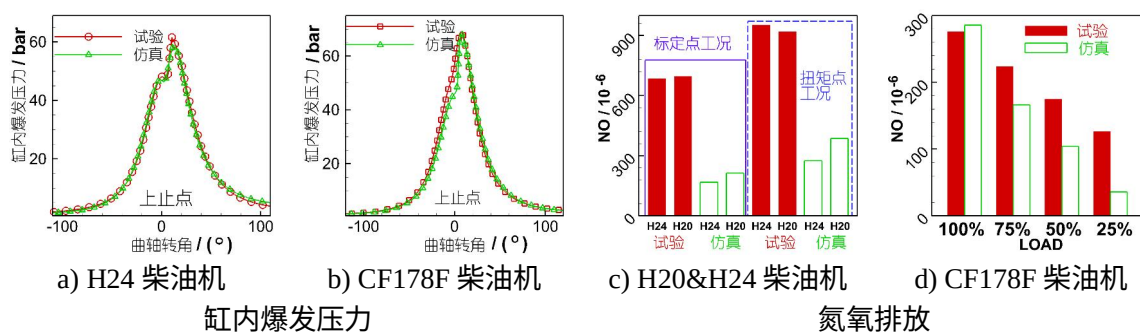


图 2 数值模拟的标定（部分结果）

## 4 模拟计算结果的分析

### 4.1 H24柴油机综合优化

图 3 给出了 H24 柴油机在标定点和扭矩点工况（变油嘴和变进气涡流）的综合排放图，图中的 NO 和 SOOT 排放数据均为相对值，即以各自 Base Point（见图 6）的 NO 和 SOOT 排放数据为基准，取其百分率。所谓 Base Point 是指配备原机油嘴（喷孔数为 5，喷孔直径为 0.26mm，简称 526），喷油提前角为 -9°，进气涡流比为 3.2（记为 INT3.2，其中 INT 表示进气，3.2 为涡流比的值）的方案。

图 3 显示，随着进气涡流比的降低，NO 排放减少，而 SOOT 排放增加；随着孔径的减小，

NO 排放增加, SOOT 排放则明显降低;随着孔数的增多, NO 排放增加, SOOT 排放降低。其中, 523 油嘴方案配合低涡流比的进气道已经使得标定点和扭矩点的 SOOT 排放水平降低 50%以上, 而 NO 排放却没有明显增加。在此基础上, 适当的推迟喷油将使 NO 排放和 SOOT 排放取得良好的平衡。数值模拟显示 (图 3 中 Q 点), 将喷油提前角推迟至  $-4^{\circ}$  时, 标定点 NO 排放可减少 30%以上, 扭矩点的 NO 排放减少程度更是逼近 40%; 标定点和扭矩点的 SOOT 排放比原机至少降低 40%。

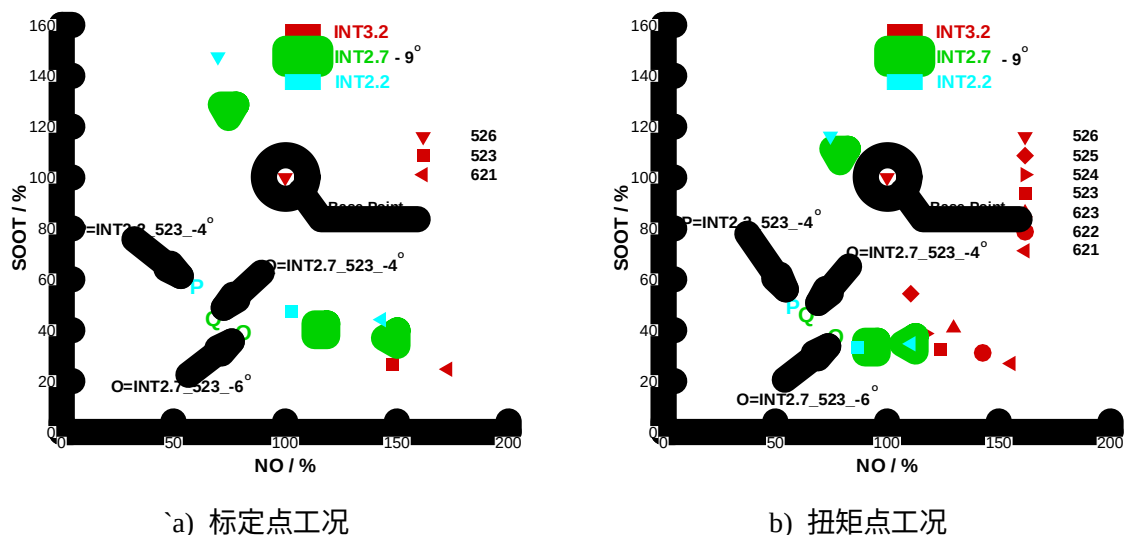


图 3 变油嘴和变进气涡流对 H24 柴油机 NO 和 SOOT 排放 (相对值) 的影响

进一步研究喷锥锥角改变对 H24 柴油机排放的影响, (如图 4 中记为  $\delta_{78}$ , 其中  $\delta$  表示喷锥锥角, 78 为锥角的值), 随着喷锥锥角的增大, NO 排放水平提高, SOOT 排放降低, 比油耗逐渐减少。考虑到 NO 排放是 H24 柴油机排气污染物中需要控制的重要因素, 应选择喷锥锥角为  $74^{\circ}$  的方案。数据显示, 本方案标定点 NO 排放降低 38%, 扭矩点 NO 排放降低 31%; 标定点 SOOT 排放降低 43%, 扭矩点 SOOT 排放降低 31%。

综上所述, H24 柴油机应优先选用 523 油嘴方案, 进气涡流比为 2.7, 喷油提前角定为  $-4^{\circ}$ ; 喷锥锥角为  $74^{\circ}$ 。

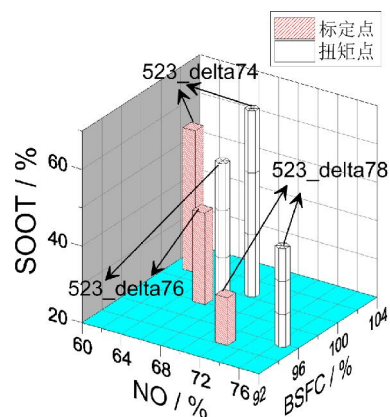


图 4 变喷锥锥角对 H24 柴油机排放的影响

## 4.2 H20柴油机综合优化

图 5 给出了 H20 柴油机在标定点和扭矩点工况 (变油嘴和变进气涡流) 的综合排放图。上文给出 H24 柴油机的优选方案: 进气涡流=2.7, 523 油嘴, 喷油提前角=  $-4^{\circ}$ 。将其直接应用在 H20 柴油机上, 标定点工况 NO 排放降低 30%以上, 但 SOOT 排放激增, 达到原机 2.5 倍以上; 扭矩点工况 NO 排放降低 41%, SOOT 排放降低 36%。将进气涡流降至 2.5, 标定点工况 NO 排放降低 47%, SOOT 排放进一步增加, 达到原机 3.7 倍以上; 扭矩点工况 NO 排放降低 53%, SOOT 排放降低 43%。显然,

对于 H20 柴油机而言, 原机标定点的 SOOT 排放水平维持在一个较低的水平, 更换 523 油嘴之后, 固然 NO 排放得到显著改善, 但是标定点的 SOOT 却激增到很难接受的水平。

进一步缩减油嘴喷孔的孔径将成为值得尝试的方法之一, 把孔径降至 521, 配合 2.75 的进气涡流,  $-4^\circ$  的喷油提前角, 标定点 NO 排放增加 6%, SOOT 排放降低 52%; 扭矩点 NO 排放降低 18%, SOOT 排放降低 88%。标定点 SOOT 排放激增的问题得到了解决, 但是 NO 排放又比原机高了, 此时毫无疑问应配合进气涡流的进一步降低。

进气涡流降至 2.5, 标定点工况 NO 排放降低 14%, SOOT 排放降低 51%; 扭矩点工况 NO 排放降低 31%, SOOT 排放降低 83%。可以满足 NO 和 SOOT 排放全面降低的要求。

综上所述, H20 柴油机应优先选用 521 油嘴方案, 进气涡流比为 2.5, 喷油提前角定为  $-4^\circ$ 。

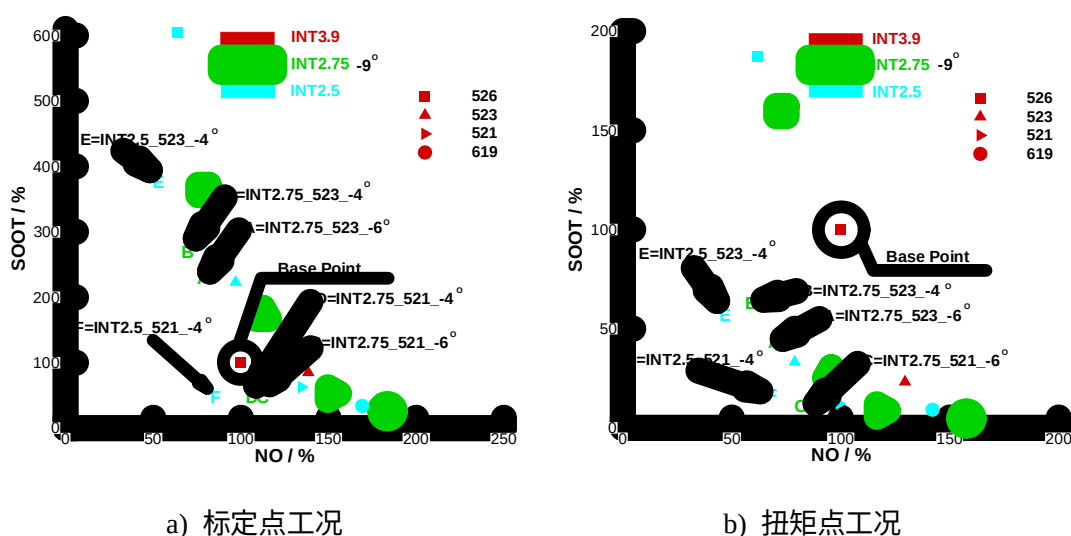


图 5 变油嘴和变进气涡流对 H20 柴油机 NO 和 SOOT 排放 (相对值) 的影响

### 4.3 H20和 H24柴油机油嘴互换性研究

H24 柴油机油嘴优选方案: 523 油嘴, 喷油提前角  $-4^\circ$ ; H20 柴油机油嘴优选方案: 521 油嘴, 喷油提前角  $-4^\circ$ 。将它们同时应用于这两款柴油机, 看看这些方案对二者综合排放的影响。

图 6 显示, 521 油嘴 (喷锥角  $74^\circ$ ) 方案可以满足 H24 与 H20 柴油机的油嘴互换性的需要。该方案可以实现这两款柴油机 NO 和 SOOT 排放的全面改善。NO 排放的改善非常有限, 尤其是在标定点; SOOT 排放的改善则较为令人满意。此外, 还有一个不确定因素就是 521 的油嘴的高压流量特性是否能满足 H24 柴油机的需要, 这有待于试验的进一步验证。

重新考量 523 油嘴的方案, 该油嘴将会给 H24 和 H20 柴油机同时带来 NO 排放的显著改善 (标定点和扭矩点均适用); 除 H20 柴油机标定点工况外, SOOT 排放的改善也相当可观。当喷锥角为  $74^\circ$  时, NO 排放的改善最明显, 但是 H20 柴油机标定工况的 SOOT 排放激增至原机的 3.7 倍左右, 这一点很难令人接受。喷锥角为  $78^\circ$  时, 523 油嘴对 NO 的改善程度略差于喷锥角为  $74^\circ$  的方案, 但是明显优于 521 油嘴 (喷锥角  $74^\circ$ ); 同时 H20 柴油机标定点工况的 SOOT 排放变为原机的 2.5 倍左右, 优于 523 油嘴方案 (喷锥角  $74^\circ$ )。

H20 柴油机原机标定点烟度为 1.4 (实测), 姑且认为数值仿真的结果与试验的趋势完全一致,



那么 523 油嘴（喷锥锥角  $78^\circ$ ）配机之后，H20 柴油机的标定点烟度也在 3.5 左右，并不是特别的恶化。考虑到数值仿真本身固有的误差所在，这个油嘴配机方案还是值得推荐作为备选方案进行试验。毕竟此方案对 NO 排放的改善相当令人鼓舞，而且，其高压流量特性要优于 521 油嘴方案。

综上所述，考虑到 2 款柴油机的油嘴互换性需要，本文推荐如下油嘴方案进行配机试验：

- 1) 521 油嘴（喷锥锥角  $74^\circ$ ，喷油提前角  $-4^\circ$ ；H24 柴油机选择进气涡流比为 2.2 的方案，H20 柴油机选择进气涡流比为 2.5 的方案；
- 2) 523 油嘴（喷锥锥角  $78^\circ$ ，喷油提前角  $-4^\circ$ ；H24 柴油机选择进气涡流比为 2.2 的方案，H20 柴油机选择进气涡流比为 2.5 的方案。

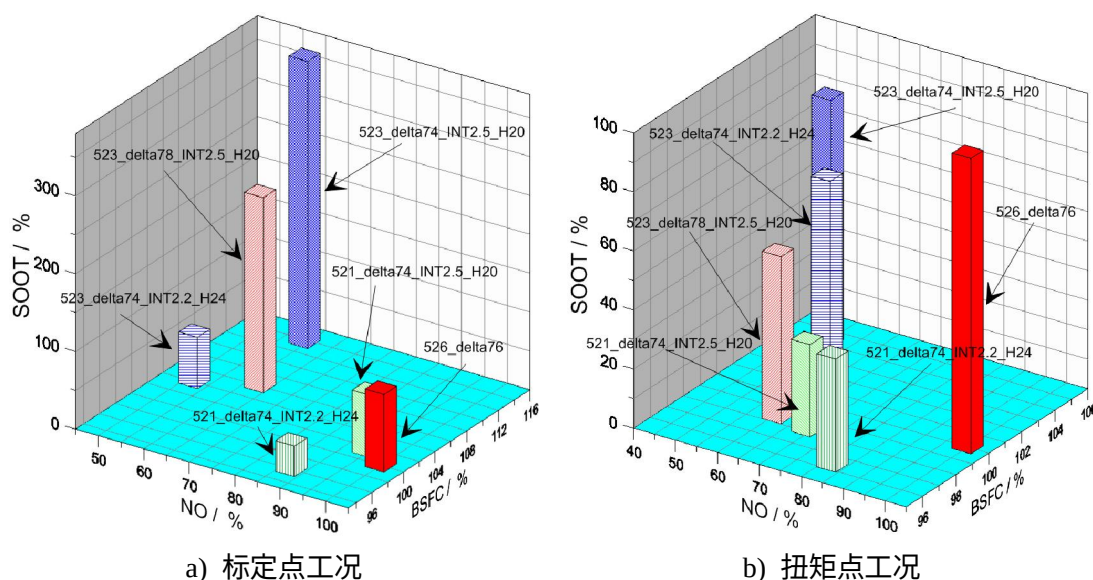


图 6 H24 和 H20 柴油机油嘴互换性简析

#### 4.4 CF178F柴油机综合优化

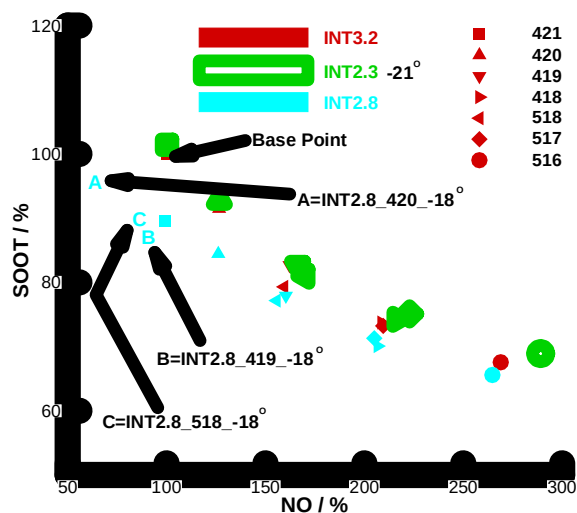
CF178F 和 CF176Z 柴油机额定功率小于 18kW，欲改型设计适用于非道路移动机械，故可以按照文献[2]中的六工况循环进行试验。数值模拟共仿真了其中权重系数较高的四个工况（100%负荷加权系数 0.09，75%负荷加权系数 0.2，50%负荷加权系数 0.29，25%负荷加权系数 0.3），考虑到篇幅限制，这里仅给出最后加权平均后的排放及比油耗数据。图中数据仍以原机（421 油嘴，3.2 进气涡流， $-21^\circ$  喷油提前角）为基准，其他所有方案均取相对值。

图 7 a) 显示，进气涡流为 2.8 时，CF178F 柴油机的排放明显优于配置原机气道（进气涡流 3.2）和进气涡流 2.3 的气道方案。而油嘴选择 419 和 518 方案时，NO 和 SOOT 排放水平表现出了较好的折衷，配合进一步推迟喷油后，将可以实现排放水平的全面降低。但是喷油提前角的推迟必然存在一个最佳值，即：降低排放水平的同时，还不能过分牺牲比油耗（特别是部分负荷时），从而避免出现柴油机冷启动困难的现象。

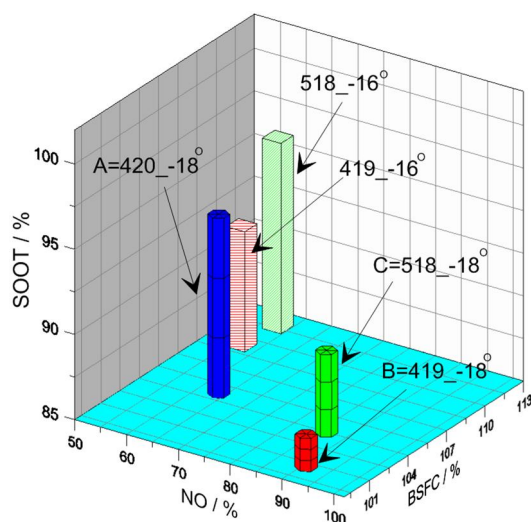
图 7 b) 显示，喷油提前角为  $-16^\circ$  时，419 和 518 方案均实现了加权 NO 排放的大幅降低（40%以上）和 SOOT 排放略降，但加权比油耗却增加 10% 以上，这显然是不可接受的。从单工况（25% 负荷）结果来看，比油耗严重恶化，柴油机出力严重不足，所以必须增加油嘴喷孔孔径和适当的提前

喷油，这样可以保证低负荷时的发动机出力，还能兼顾大负荷工况下，柴油机排放不至于超标。

将喷油提前角提前至  $-18^\circ$  之后，图 7 b) 显示，420 油嘴方案 NO 排放改善最多、比油耗最差；419 方案比油耗居间，但 NO 排放改善有限；518 方案比油耗最佳、NO 排放最差；各方案对烟度的改善程度均有限。总的来看，优化考虑的工况越多，越容易出现各工况之间的“Trade Off”与 NO、SOOT 之间的“Trade Off”耦合关联起来的现象，一般而言，NO 排放的改善和比油耗的控制较为重要，故 SOOT 排放一定程度上被牺牲掉了。



a) 二维优化图



b) 三维优化图

图 7 变油嘴和变进气涡流对 CF178F 柴油机排放（四工况加权平均）的影响

进一步研究喷锥锥角改变对 CF178F 柴油机排放的影响，各油嘴方案显示出较为一致的趋势：喷锥锥角为  $74^\circ$  时，NO 排放较佳，但是比油耗较差；喷锥锥角为  $78^\circ$  时，NO 排放较差，但是比油耗较佳；喷锥锥角为  $76^\circ$  时，各项指标较为居间。总的来看，420 油嘴方案：喷锥锥角改变带来的 NO 排放改变不超过 7%；419 油嘴方案：喷锥锥角改变带来的 NO 排放改变不超过 11%；518 油嘴方案：喷锥锥角改变带来的 NO 排放改变则达到 15%。很显然，随着喷孔孔径的增大，喷锥锥角改变对 NO 排放的影响程度逐渐被削弱。可以认为，420 油嘴方案对喷锥锥角的改变更不敏感，特别在 NO 排放方面，这也从一个侧面说明该方案对油嘴加工误差（喷锥锥角）有更高的耐受性，结合其喷孔孔径相对更大的事实，该油嘴的实机匹配将具备更高的可靠性。

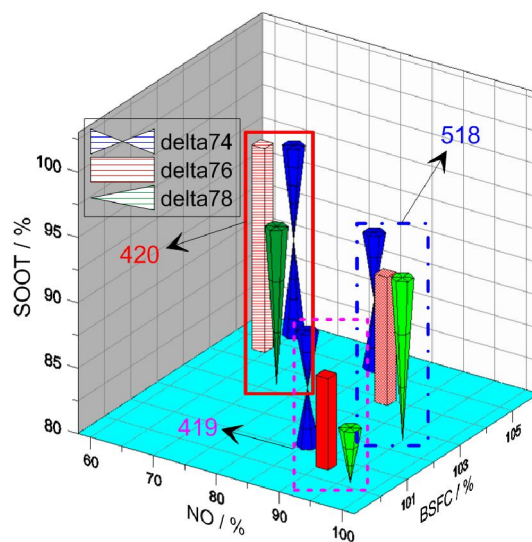


图 8 变喷锥锥角对 CF178F 柴油机排放的影响

综上所述，CF178F 柴油机应优先选用 420 油嘴方案，进气涡流比为 2.8，喷油提前角定为  $-18^\circ$ ，喷锥锥角为  $76^\circ$ 。

#### 4.5 CFZ176柴油机综合优化

图中数据以原机（521 油嘴，1.4 进气涡流，-23° 喷油提前角）为基准，其他所有方案均取相对值。图 9 a)显示，进气涡流为 1.4 时（即原机气道），CFZ176 柴油机的 NO 排放明显优于改型气道方案。结合上文 CF178F 柴油机匹配的经验可知，图中椭圆框中为 NO 和 SOOT 排放的“Trade Off”优化区，二者存在较好的折衷：即油嘴应选择 420、419 和 518。下一步工作毫无以为就是，优化喷油提前角到一个合适的水平，从而实现排放水平全面降低的同时也保证比油耗不会过分恶化。

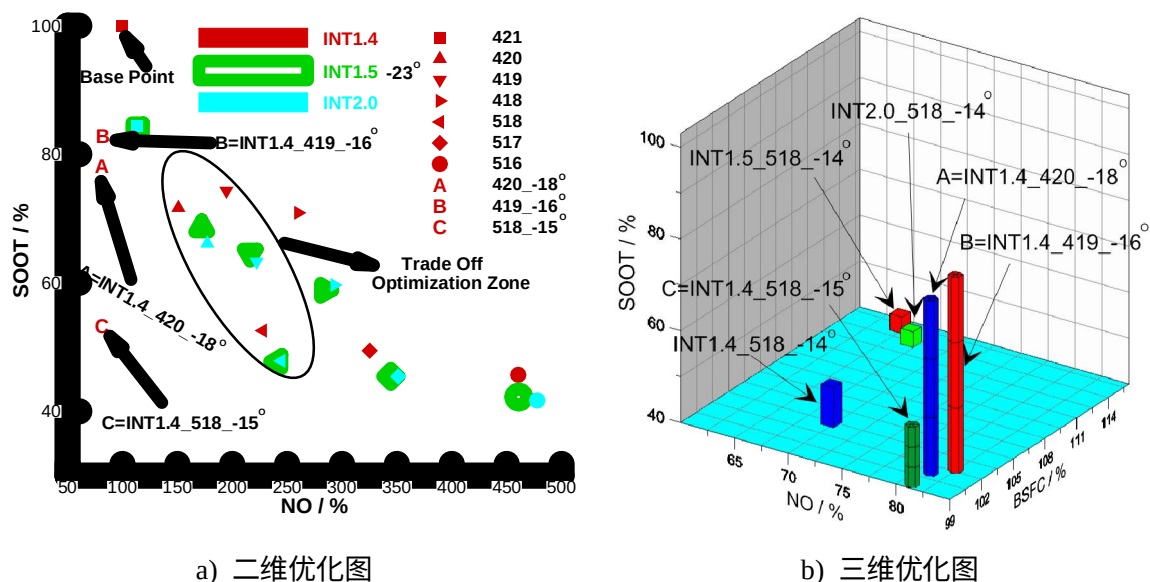


图 9 变油嘴和变进气涡流对 CF178F 柴油机排放（四工况加权平均）的影响

CFZ176 柴油机综合优化之后，喷孔孔径和喷油提前角表现出相对更加敏感的匹配关系：420 油嘴配合-18° 喷油提前；419 油嘴配合-16° 喷油提前；518 油嘴配合-15° 喷油提前（见图 9 b），即随着喷孔孔径的减小，喷油提前角允许进一步推迟。三者的 NO 排放接近原机水平的 80%左右，SOOT 排放则以 518 油嘴方案为最佳，这是小喷孔孔径油嘴显而易见的优点所在。419 油嘴方案的比油耗、NO 和 SOOT 排放均最差；420 油嘴各项水平比较居间；518 油嘴方案相对最佳。

将 CF178F 柴油机的匹配经验移植过来，考虑对 518 油嘴方案继续推迟喷油和增大喷锥锥角——喷锥锥角 78°，喷油提前角-14°。此方案比油耗略差，但是 NO 排放进一步削减到原机的 70%以下，SOOT 排放也有所改善，见图 9 b)。再校核一下进气涡流带来的潜在影响，结果显示原机气道（进气涡流 1.4）表现最佳，其余方案均出现比油耗严重恶化的趋势。截止到这里，可以肯定原机气道是目前的最佳选择。总的来说，518 油嘴（喷锥锥角 78°，喷油提前角-14°）不同程度的存在着小负荷时比油耗恶化的倾

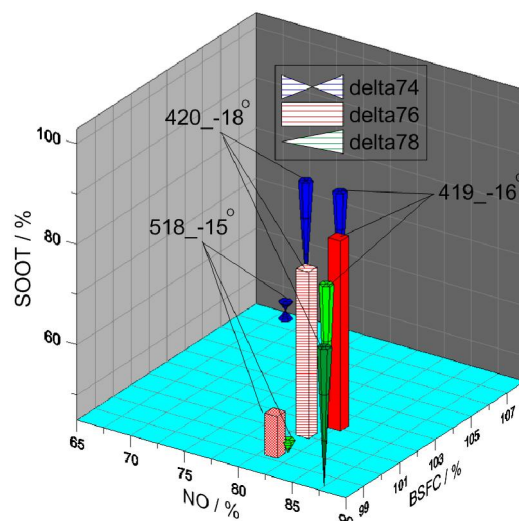


图 10 变喷锥锥角对 CFZ176 柴油机排放的影响



向,因此,本方案不能作为优化首选。

与 CF178F 柴油机类似,喷锥锥角较小时,NO 排放较佳,但比油耗较差;喷锥锥角增大,则 NO 排放恶化,但比油耗改善。由于各方案匹配不同的喷油提前角,那么油嘴方案对喷锥锥角的敏感性分析无从谈起,决定油嘴选择的因素还是归结于对于排放的综合改善程度:518 油嘴方案明显优于 420 方案和 419 方案,毫无疑问应该作为优选方案。518 油嘴方案又有一个有趣的现象——喷锥锥角为  $74^\circ$  时,比油耗突然恶化(主要表现在 25%负荷);而喷锥锥角为  $76^\circ$  和  $78^\circ$  时,对排放的影响甚微。同时,上文也告诉我们,至少喷锥锥角为  $78^\circ$  时,再推迟喷油  $1^\circ\text{CA}$ ,柴油机的比油耗恶化也不甚明显。这里可以提出一个初步的建议:518 油嘴方案允许加工误差向着增大喷锥锥角的方向发展。

综上所述,CFZ176 柴油机应优先选用 518 油嘴方案,匹配原机气道,喷油提前角定为  $-15^\circ$ ,喷锥锥角为  $76^\circ$ 。

#### 4.6 结论

1) 经过标定之后,数值模拟虽然无法做到真正在量值上与试验进行对比,但还是较为全面的捕捉到了试验所反映出来的基本规律。

2) H24 柴油机优选方案为:523 油嘴,进气涡流比 2.7,喷油提前角  $-4^\circ$ ,喷锥锥角  $74^\circ$ 。

3) H20 柴油机优选方案为:521 油嘴,进气涡流比 2.5,喷油提前角  $-4^\circ$ ,喷锥锥角  $74^\circ$ 。

4) 考虑到 2 款柴油机油嘴互换性的需要,推荐如下 2 组方案:

① 521 油嘴(喷锥锥角  $74^\circ$ ),喷油提前角  $-4^\circ$ ,H24 柴油机选择进气涡流比为 2.2 的方案,H20 柴油机选择进气涡流比为 2.5 的方案;

② 523 油嘴(喷锥锥角  $78^\circ$ ),喷油提前角  $-4^\circ$ ,H24 柴油机选择进气涡流比为 2.2 的方案,H20 柴油机选择进气涡流比为 2.5 的方案。

5) CF178F 柴油机应优先选用 420 油嘴方案,进气涡流比为 2.8,喷油提前角定为  $-18^\circ$ ,喷锥锥角为  $76^\circ$ 。

6) CFZ176 柴油机应优先选用 518 油嘴方案,匹配原机气道,喷油提前角定为  $-15^\circ$ ,喷锥锥角为  $76^\circ$ 。

#### 5 参考文献

- [1] 国务院关于促进农业机械化和农机工业又好又快发展的意见. 国发 (2010)22号 [S].
- [2] GB20891-2007,非道路移动机械用柴油机排气污染物限值及测量方法 (国 I、II) [S].
- [3] 文醉. 非道路用柴油机缸内气体流动与喷雾三维数值模拟 [D]. 武汉: 武汉理工大学硕士论文, 2010.
- [4] 徐振伟,尹必峰,刘胜吉,等. 单缸柴油机喷油系统的模拟计算与试验研究 [J]. 机械设计与制造, 2010, (8): 32-34.