

文章编号:1671-1637(2008)01-0010-05

高速机车制动温升对轴盘配合的影响

姚 远¹,张红军¹,刘进华²

(1. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室,四川 成都 610031;

2. 株洲九方制动设备有限公司,湖南 株洲 412007)

摘 要:利用 ANSYS 建立了高速机车轴盘制动装置热量传递模型,计算了接触面热阻、间隙导热系数和表面传热系数,研究了其温度场分布特性,分析了制动生热对轴盘制动装置过盈配合的影响。计算结果表明:合理的制动盘和盘毂间隙能增大热阻,减小温度对过盈配合的影响,在结构允许范围内,建议合理的设计单边间隙为 0.5~1.5 mm;制动结束时刻,选择合理的盘毂厚度可使过盈面平均接触压力减小 5.9%~6.6%,以降低温度对过盈配合的影响,建议盘毂合理厚度为 8 mm。

关键词:车辆工程;轴盘制动;热-机耦合;过盈配合;接触热阻

中图分类号:U270.35

文献标识码:A

Effect of braking heat on axle-pan conjunction for high-speed locomotive

Yao Yuan¹, Zhang Hong-jun¹, Liu Jin-hua²

(1. Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, Sichuan, China;

2. Zhuzhou Gofront Braking Equipment Co.Ltd., Zhuzhou 412007, Hunan, China)

Abstract: A heat transfer model of axle-pan brake device for high-speed locomotive was put forward by using ANSYS, contact thermal resistance and the coefficients of heat conductivity in gap and face were computed, the temperature field property of the device was studied, and the effect of braking heat on the interference fit of the device was analyzed. Computation result shows that the rational gap between brake hub and out hollow axle is helpful to increase the thermal resistance and reduce the temperature effect, its recommending value is within 0.5~1.5 mm; average contact pressure on interference fit face decreases by 5.9%~6.6% at the end of braking when the thickness of brake hub is rational, which may decrease the heat effect, and its recommending value is 8 mm. 2 tabs, 12 figs, 10 refs.

Key words: vehicle engineering; brake of disk; thermo-mechanical coupling; interference fit; contact thermal resistance

Author resumes: Yao Yuan(1983-), male, doctoral student, +86-28-87600661, yyuan8848@163.com; Zhang Hong-jun(1950-), male, professor, +86-28-87600661, zhj028@126.com.

0 引 言

现代高速机车为了适应高速运行的需要,均采

用盘形制动作为基础制动方式。盘形制动具有制动功率高,热容量大,散热快和避免闸瓦直接与车轮踏面接触及减小车轮踏面磨耗的优点。盘形制动可分

收稿日期:2007-05-27

基金项目:教育部长江学者和创新团队发展计划项目(IR T0452)

作者简介:姚 远(1983-),男,安徽宿松人,西南交通大学工学博士研究生,从事机车车辆设计及理论研究。

导师简介:张红军(1950-),男,山东莱西人,西南交通大学教授。

为轮盘制动和轴盘制动 2 种方式,中国“中华之星”与“蓝箭”号高速机车均采用轴盘制动。机车制动时,其动能通过制动盘与闸片摩擦副转化为热能。制动时的热量主要是由制动盘吸收并消散,瞬间并不能将热量全部散出,制动装置会有部分热量积聚,并使温度升高,其热量传递到制动装置与空心轴过盈配合面上,会影响其配合性能。另外,温度场的变化可引起制动盘的热疲劳破坏^[1-4]。精确模拟制动装置的温度场变化对合理设计高速机车轴盘制动装置具有重要意义。文献[1,5-6]对制动盘二维、三维温度场和热应力场进行了分析,对整个制动装置温度场分析以及温度对制动装置与空心轴过盈配合影响,还未见相关文献报道。本文针对某厂的轴盘制动装置,分析了高速机车制动时对制动装置的温度场效应,讨论了某些参数对温度效应的影响。

1 轴盘制动装置

图 1 为轴盘制动装置的结构剖面图。制动装置

表 1 制动装置材料与参数

Tab. 1 Materials and parameters of brake device

名称	材料	导热系数/[W·(m·K) ⁻¹]	线胀系数/10 ⁻⁶ K ⁻¹	比热容/[J·(kg·K) ⁻¹]	弹性模量/GPa	泊松比	密度/(kg·m ⁻³)
制动盘	铸钢	38.2	10.0	500	190	0.30	7 930
外空心轴	30#钢	50.0	11.6	500	206	0.27	7 820
盘毂(连接环)	铸钢	50.0	12.0	490	190	0.30	7 930

2 计算模型

2.1 导热方程及边界条件

制动盘的瞬态温度分布可归结为求解无内热源的三维温度场问题,三维温度场满足如下非稳态导热微分方程

$$\frac{\lambda}{\rho c} \nabla^2 t = \frac{\partial t}{\partial \tau} \tag{1}$$

制动盘在柱坐标下 t 的拉普拉斯算子 $\nabla^2 t$ 为

$$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \tag{2}$$

式中: λ 为导热系数/[W·(m·K)⁻¹]; ρ 为密度; c 为比热容; τ 为时间/s; z 为厚度/m; r 为径向尺寸/m; t 为温度/K。

该导热平衡方程的边界条件为:已知边界上的温度、热流密度及对流条件。

2.2 接触热阻和间隙热导率

制动装置是由多个零件组成,零件之间通过面接触,实际互相接触的面积小于名义接触面积。由于那些未接触的部位实际上处于真空或有气体占

由制动盘、连接环、定心环、盘毂和连接螺栓组成。制动盘由螺栓通过连接环固定在盘毂上,盘毂与驱动系统的外空心轴过盈连接。制动力矩由制动盘传递到盘毂,再由盘毂经过盈连接传递到外空心轴,从而实现制动。

在制动过程中,机车动能转化为摩擦热能。由于在较短的时间内,热量无法从空气中消散,可使制动盘面温度快速升高到 500℃。其部分热量将通过盘毂传导到盘毂与外空心轴之间的配合面上,影响过盈联结的可靠度。为减少热量直接传导到盘毂配合面上,在制动盘和盘毂间设有间隙。制动装置材料及相关计算参数见表 1^[5]。

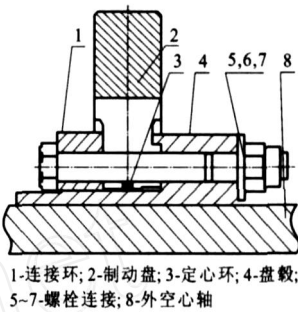


图 1 制动装置
Fig.1 Brake device

据,其热导率远小于固体特别是金属材料的热导率,因此,导致热流线向实际接触点集中,而热流线的收缩将导致温度突变,形成显著的温差,称其为接触热阻。由于接触热阻的存在,2 个接触面之间温度并不是连续变化的,而是发生突变。接触热阻受多种因素影响,主要是接触表面的粗糙度^[7]。目前还没有非常完善的理论公式计算接触热阻,通常使用经验公式。文献[8]建议用下面式子计算平板接触面的接触热阻率

$$r_c^* = [3.373(W^*)^{0.66}]^{-1} \tag{3}$$

$$W^* = W/(\alpha_s^2 H) \tag{4}$$

$$r_c = \frac{r_c^* k \sigma_s}{k} \tag{5}$$

式中: W^* 为无因次压力载荷; r_c^* 为无因次接触热阻率; W 为加于接触面上的压力载荷/N; σ_s 为表面粗糙度/m; H 为维氏硬度/(N·m⁻²); k 为热导率; r_c 为接触热阻率。

由以上公式可知,接触表面接触热阻跟接触表面载荷、表面粗糙度和表面材料硬度有关。就制动装置而言,制动盘与盘毂和连接环接触传热,为了增

大接触热阻,可以减小螺栓预紧力,增加表面粗造度和对零件进行热处理,增加表面硬度等措施减小热量传递到盘毂^[9]。

由于空气导热系数要比金属小很多,为了减小热量传递到盘毂,制动盘与盘毂之间须设间隙。在 ANSYS 中,为了确定间隙对热量传递的影响,必须通过理论计算间隙热导。应用 Fourier 热传导定律得到单位面积间隙气体热导率^[10]为

$$h_g = k_g / \delta \tag{6}$$

式中: k_g 为空气导热系数; δ 为间隙厚度。

可以通过理论计算出各个接触面在不同温度条件下的接触热阻,其倒数称之为热导。在用 ANSYS 建模时,接触对温度选项 TCC (thermal contact conductance coefficient)为理论计算接触热导率。

2.3 表面传热系数

制动装置各零件表面传热由对流传热系数和辐射传热系数两部分组成。制动盘表面温度达到 500 ℃左右,考虑辐射传热,但盘毂和连接环温度不高时,可以不计辐射传热。对流取决于流体状态、流体物理性质、壁面温度以及壁面几何形状,即机车速度和盘面温度对对流传热系数影响比较大。表面传热系数计算可参照文献[6]。

2.4 有限元模型及加载

利用 ANSYS 建模时,按照高速机车制动盘的实际结构尺寸直接对机车制动盘进行三维建模,建模时用加载外力模拟螺栓的预紧力。考虑计算效率,选取 1/12 模型进行计算;然后采用 SOL ID70 号单元对其进行网格划分,见图 2。按照真实的面接触情况创建接触对。在模型外面与空气接触面上加传热系数边界条件。在建模和加载边界条件时,作了简化处理,将制动盘初始表面温度和周围的环境温度设为常数,表面模拟为气体横掠圆管^[1]。根据高速列车的车速、盘体与盘毂的温度确定其侧面传热系数,且其侧面传热系数随高速列车的车速、盘体与盘毂侧面温度的变化呈动态变化。制动盘、盘毂和连接环导热系数、热容量和线胀系数等材料物理特性随温度变化,但为了简化处理,都看作恒定值。

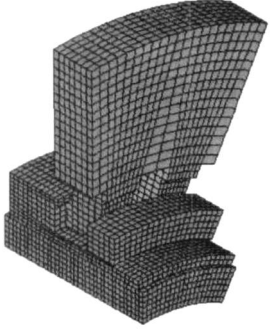


图 2 有限元模型
Fig. 2 Finite element model

在计算盘毂和外空心轴过盈面压力时,采用子结构法,有限元模型见图 3。实体采用 SOL ID45 号单元,过盈面通过面面接触分析,定义盘毂内侧表面为接触面,用 TARGE170 来模拟,外空心轴面为目标面,用 CONTA 174 单元模拟,过盈量为 0.135 mm。在模型侧面施加对称约束,外空心轴两端径向约束。通过计算温度场提取制动结束时刻温度,作为盘毂和外空心轴体载荷,初始温度为 20 ℃。根据能量守恒原则,机车动能减小量按 90 %传递效率转化为热能,并加载在制动盘上,对制动盘与闸瓦接触面加载热流。计算可参考文献[7],计算工况见表 2。

图 3 结构模型
Fig. 3 Structural model

表 2 制动工况

Tab. 2 Braking mode

初速度/ (km · h ⁻¹)	制动压力/ MPa	制动时间/ s	减速度/ (m · s ⁻²)	制动距离/ m	每盘制动 功率/kW
270	480	75	1.000 6	2 811	9.9

3 计算结果分析

3.1 制动装置的热量流向

图 4 为制动装置模拟热流矢量图。由图 4 可知,在制动盘的热量向外空心轴的传递过程中,一部分热量由盘毂和连接环表面传到大气中,另一部分通过制动盘与盘毂和连接环两个接触面将热量传导给空心轴。由于制动盘和盘毂之间的间隙,使热量流向受阻而改变方向,降低制动盘直接向盘毂传导的热量,从而减小盘毂配合面的热梯度,提高过盈连接的可靠度。由式(6)可知,在传导体间设置间隙,可增大热阻,降低导热系数。本文制动盘与盘毂间的间隙为 1.00 mm 左右,连接环同盘毂之间的间隙

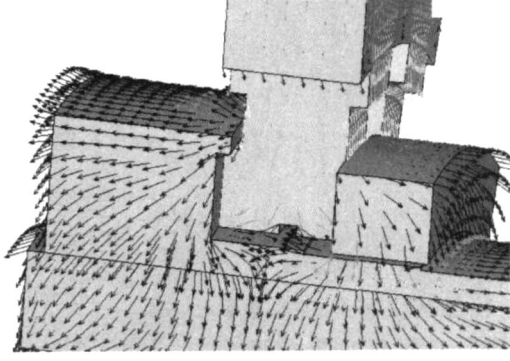


图 4 热流矢量图
Fig. 4 Heat flow vector diagram

为0.15 mm左右。为了降低传热,还可以采取增大接触面粗糙度和选用传热系数较小、热容较大的材料等措施。

3.2 制动装置温度场

根据高速机车制动工况,在理论上计算制动装置各参数,进行瞬态热分析。ANSYS 计算结果如下,图 5~7 分别为开始制动后 300 s 时,制动盘、盘毂和外空心轴温度分布。

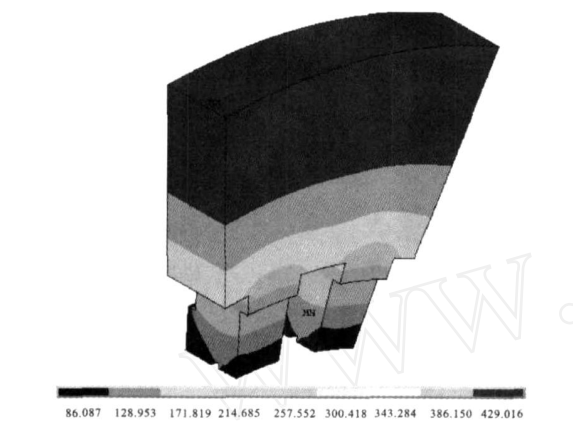


图 5 制动盘温度场
Fig.5 Temperature field of disk

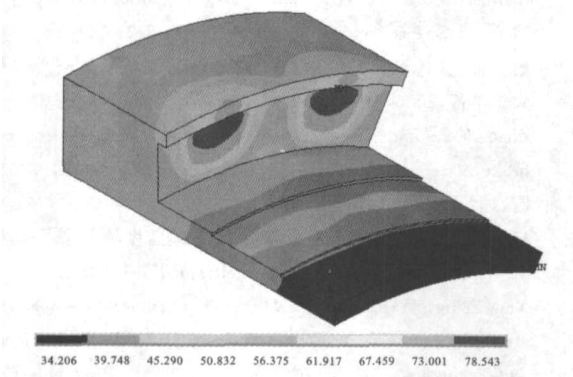


图 6 盘毂温度场
Fig.6 Temperature field of hub

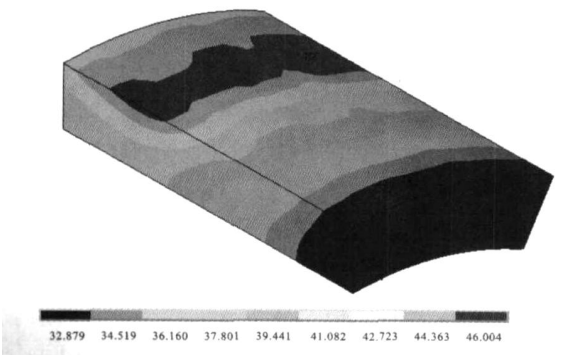


图 7 外空心轴温度场
Fig.7 Temperature field of out hollow axle
从图 5~7 可看出,盘毂温度在周向分布均

匀,最高值出现在与制动盘接触的端表面,制动盘与盘毂之间的间隙区域温度较低,间隙隔热效果比较理想。

图 8 为制动盘表面的最高温度随时间变化曲线,盘面最高温度值为 551 ℃,出现在 53 s 时,最高温度峰值的时刻在制动结束前的过程中。图 9 为盘毂与外空心轴接触面最高温度随时间变化曲线,制动过程中,接触面温度上升较慢,制动结束后,温度反而随时间按较大斜率线性上升。

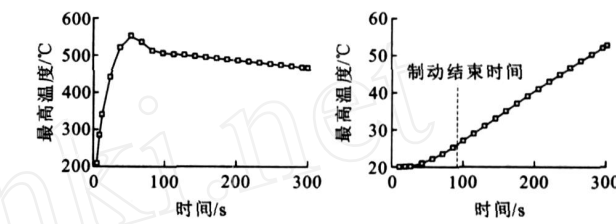


图 8 制动盘温度曲线
图 9 过盈面温度曲线
Fig.8 Temperature curve of disk
Fig.9 Temperature curve of fit surfaces

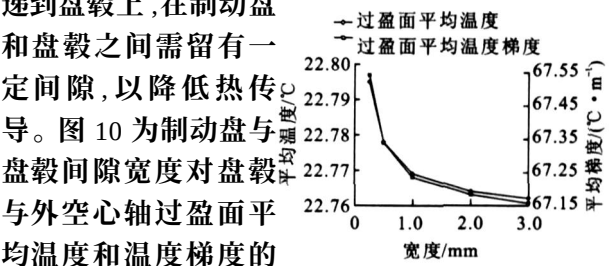
3.3 制动盘和盘毂之间的间隙对过盈面温度和温度梯度的影响

由于过盈配合面间的温度梯度将影响盘毂和外空心轴之间的过盈量,进而有可能影响机车的制动安全,所以在设计制动装置时,应尽量减少热量传递到盘毂的配合面上。为了避免热量直接从制动盘传递到盘毂上,在制动盘和盘毂之间需留有一定间隙,以降低热传导。图 10 为制动盘与盘毂间隙宽度对盘毂与外空心轴过盈面平均温度和温度梯度的影响,影响近似为双曲线关系。随间隙的增大,过盈面的温度迅速降低,当间隙增大到一定值时,温度和温度梯度将随间隙的增大趋于平缓,这是由于空气间隙传热系数小的缘故。综合考虑图 10 规律和制动装置结构因素,文中制动装置的间隙设在 0.5~1.5 mm 较为合适。

图 10 间隙宽度影响曲线
Fig.10 Effect curves of gap width

3.4 温度和盘毂厚度对过盈配合的影响

由于温度的影响,盘毂与外空心轴配合过盈量将受到影响。为保证制动安全,盘毂与外空心轴的配合设计,需考虑由温度升高而引起的接触面压力减小问题。本文选取盘毂与外空心轴配合的单边计算过盈量为 0.135 mm,并分别对 3 种盘毂厚度 6、



3.4 温度和盘毂厚度对过盈配合的影响

由于温度的影响,盘毂与外空心轴配合过盈量将受到影响。为保证制动安全,盘毂与外空心轴的配合设计,需考虑由温度升高而引起的接触面压力减小问题。本文选取盘毂与外空心轴配合的单边计算过盈量为 0.135 mm,并分别对 3 种盘毂厚度 6、

8、10 mm 作比较。将制动结束时刻盘毂和外空心轴温度作为过盈配合模型温度载荷,计算温度场对过盈配合的影响。讨论 3 种工作状态如下。

(1) 不考虑温升的影响。

(2) 考虑温升的影响,外空心轴和盘毂的线胀系数见表 1。

(3) 考虑温升的影响,假设盘毂与外空心轴的线膨胀系数相同。

不同盘毂厚度的接触表面的平均压力见图 11,状态(2)、(3)曲线重合,线膨胀系数差别对平均压力几乎无影响;在相同的过盈量下,接触面接触压力随盘毂厚度增大,而线性增大;状态(1)的过盈面平均接触压力比状态(2)、(3)的大 0.4~0.6 MPa。

温度升高引起接触面平均压力减小量见图 12。盘毂厚度越大,相同条件下,温度引起的平均压力减小量越大。盘毂厚度分别为 6、8、10 mm 时,制动结束时刻温度场引起过盈面平均接触压力减小百分比分别为 5.9%、6.2%、6.6%,因此,在设计盘毂时,盘毂厚度不能过大,以减小温度对过盈配合的影响。

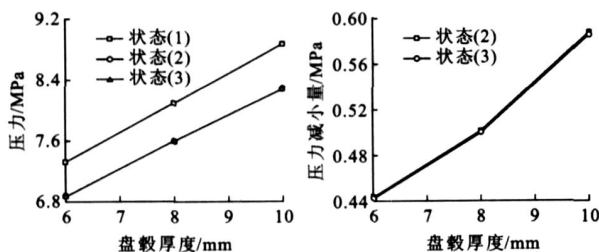


图 11 盘毂厚度与压力的曲线

Fig. 11 Curves between pressure and hub thickness

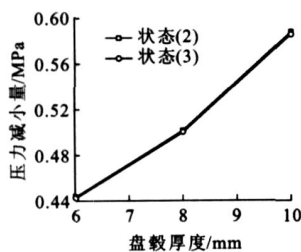


图 12 盘毂厚度与压力减小量的关系

Fig. 12 Curves between decrease of pressure and hub thickness

4 结 语

通过计算接触面热阻间隙导热系数和表面传热系数,利用 ANSYS 建立了三维模型,较真实地模拟机车轴盘制动装置制动过程热量传递,仿真结果反映了制动装置温度场和制动盘热应力的分布规律。

(1) 制动盘与制动盘毂之间的间隙对阻止制动盘热量沿径向直接传导给盘毂效果显著,为了减小制动盘热量对盘毂和外空心轴过盈面的影响,并综合考虑结构因素,单边间隙设为 0.5~1.5 mm 较为合适。

(2) 盘毂与外空心轴的平均接触压力随盘毂厚度的增大而线性增大,平均接触压力减小量随盘毂厚度的增大而单调非线性增大,盘毂与外空心轴材料膨胀系数的差异对平均接触压力几乎无影响。在

满足配合连接要求和强度的条件下,盘毂的厚度不宜过厚,以降低盘毂厚度对平均压力的影响。本文中制动装置的盘毂厚度,选取 8 mm 左右较为合理。

(3) 计算结果表明制动温升对盘毂与外空心轴过盈配合有影响,本文中 3 种工况制动结束时刻温度引起过盈面平均接触压力分别减小了 5.9%、6.2%与 6.6%。

参 考 文 献 :

References :

- [1] 王文静,谢基龙,李 强,等. 铁路列车制动盘常用材料的热疲劳性能研究[J]. 机械工程材料, 2005, 29(2): 40-41.
Wang Wen-jing, Xie Ji-long, Li Qiang, et al. Thermal fatigue properties research on railway brake disc materials[J]. Materials for Mechanical Engineering, 2005, 29(2): 40-41. (in Chinese)
- [2] Liu Y H, Chen Z Z, Xu B Y. A numerical method for plastic limit analysis of 3-D structures[J]. International Journal of Solids Structures, 1995, 32(12): 1 645-1 658.
- [3] Shi H J, Niu L S, Kom C. High temperature fatigue behavior of TZM molybdenum alloy under mechanical and thermo-mechanical cyclic loads [J]. Journal of Nuclear Materials, 2000, 278: 328-333.
- [4] Shi H J, Kom C, Pluvina G. High temperature isothermal and thermal mechanical fatigue on a molybdenum-based alloy [J]. Materials Science and Engineering A, 1998, 247: 180-186.
- [5] 赵文清. 高速列车“中华之星”制动盘温度场及热应力[J]. 兵工学报, 2006, 27(1): 132-136.
Zhao Wen-qing. Temperature field and thermal stress of brake plate for an express[J]. Acta Armamentarii, 2006, 27(1): 132-136. (in Chinese)
- [6] 杨 莺,王 刚. 机车制动盘三维瞬态温度场与应力场仿真[J]. 机械科学与技术, 2005, 24(10): 1 257-1 260.
Yang Ying, Wang Gang. 3-D transient temperature field and stress field simulation of brake discs[J]. Mechanical Science and Technology, 2005, 24(10): 1 257-1 260. (in Chinese)
- [7] 阳光武,肖守讷. 基于有限元法的客车盘形制动盘瞬态温度场分析[J]. 铁道机车车辆, 2003, 23(6): 28-31.
Yang Guang-wu, Xiao Shou-ne. Transient temperature field analysis of vehicle disc brake based on finite element method[J]. Railway Locomotive and Car, 2003, 23(6): 28-31. (in Chinese)
- [8] 张 奕. 传热学[M]. 南京: 东南大学出版社, 2004.
- [9] 赵兰萍,徐 烈. 固体界面间接触热阻的理论分析[J]. 中国空间科学技术, 2003, 23(4): 6-11.
Zhao Lan-ping, Xu Lie. Theoretical analysis of thermal contact resistance between solid interfaces[J]. Chinese Space Science Technology, 2003, 23(4): 6-11. (in Chinese)
- [10] Al-Astrabadi F R, Callaghan P W O, Jones A M, et al. Effects of surface finish on thermal contact resistance between different materials[J]. AIAA, Paper No. 79-1065.