

基于三维接触有限元法的连杆强度分析及试验验证

王贵新¹, 徐 武¹, 胡华中², 郭立君¹

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院 黑龙江 哈尔滨 150001;
2. 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所 黑龙江 哈尔滨 150046)

摘 要: 采用传统静力分析方法和接触有限元分析方法, 分别以连杆整体模型及复杂装配体模型作为计算模型, 校核了某型柴油机连杆组件的疲劳强度, 并对两种算法作了对比分析。结果表明, 两种计算方法具有同等的可信度, 但接触算法可以分析连杆各部件间的接触应力。最后设计并完成连杆静力电测拉伸和压缩应力应变试验, 连杆应力随着载荷的增加呈线性增加, 小应力区域, 计算值稍大, 但主应力区域的模拟计算值都比较准确, 整体应力计算值与试验值较吻合。因此, 验证了两种有限元算法对连杆组件进行强度分析的有效性和可靠性。

关 键 词: 连杆; 强度; 有限元法; 接触分析; 静态试验

中图分类号: TK413 文献标识码: A

引 言

作为发动机的核心运动部件, 连杆在工作中承受由燃气压力和惯性力共同作用产生的拉、压交变载荷, 因此其处于疲劳应力状态。连杆的强度分析是柴油机设计中的重要内容。连杆的有限元分析经历了从二维到三维, 从简化模型到装配模型的过程^[1]。本研究即在总结了前人研究成果的基础上, 利用 PRO/E 建立连杆整体的三维模型, 并将其导入有限元仿真软件 ANSYS 进行了应力计算分析。随后又分别建立了包括小端衬套、大端轴瓦、连杆螺栓、大端盖、连杆体在内的连杆组件模型, 进行了接触应力分析, 最后, 通过连杆组件静力拉压试验结果的对比确定出了一套成熟的连杆强度计算方法。

1 有限元分析及试验验证

1.1 实体模型

建立一个准确、可靠的计算模型是应用有限元

法进行分析过程中的重要步骤之一。在进行有限元分析时, 模型的尺寸和外观应尽量按照构件的真实结构来建立, 然而对一些结构复杂的构件来进行有限元分析是极为困难的, 因为有限元分析时计算时间长, 同时对计算机硬件要求也更高。为了保证计算的完整性, 复杂部件应该进行适当的简化^[2]。由 PRO/E 软件建立的包括活塞销、小端衬套、杆身、连杆大端、大端盖、连杆螺栓以及曲柄销的连杆组件三维实体图^[3], 如图 1 所示。

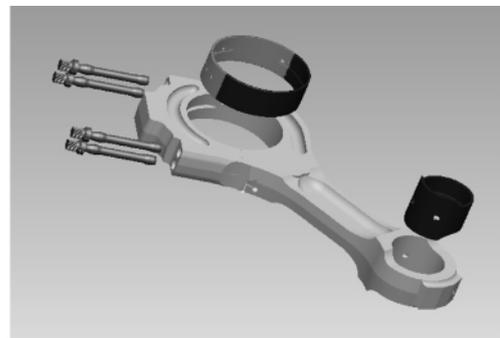


图 1 连杆组件三维模型

Fig. 1 3 - D model for the connecting rod assembly

由于 ANSYS 的自由划分已经不能满足计算的要求, 所以连杆的整体简化模型与复杂装配体模型由 HYPERMESH 进行划分。这两个模型被用来计算和分析连杆在最大拉力和最大压力工况下的应力状态。连杆受拉工况时的最大拉力通常简化为活塞组与连杆组在上止点的惯性力。最大受压工况下的载荷用最高转速时的最大爆发压力减去活塞连杆组往复运动的惯性力来计算^[4]。连杆最大计算拉力为 141.028 kN; 最大计算压力为 744.590 kN。

1.2 静态加载试验

在连杆静态加载试验中, 用电测法测量连杆的

收稿日期: 2011 - 12 - 22; 修订日期: 2012 - 11 - 06

基金项目: 中央高校基本科研业务基金资助项目(HEUCF120305)

作者简介: 王贵新(1981 -), 男, 黑龙江汤原人, 哈尔滨工程大学博士研究生。

应力值。这种测量方法有很多优点,例如设备简单,测量方便,且具有很高灵敏度和测量精度。

试验设备为 WAW-2000 型微机控制电液伺服万能试验机、YE2538A 型程控静态电阻应变仪、2AA-X 型应变片。为验证有限元计算正确与否,选取了 16 个测点进行应力测量,应变片采用半桥双臂接法粘贴与联接,测点位置与有限元模型中的位置相对应,如图 2 所示。最终连杆试件如图 3 所示。

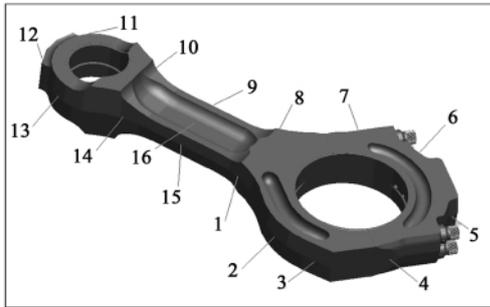


图 2 连杆测点位置示意图

Fig.2 Schematic diagram of the locations of the measuring points on the connecting rod



图 3 连杆实物图

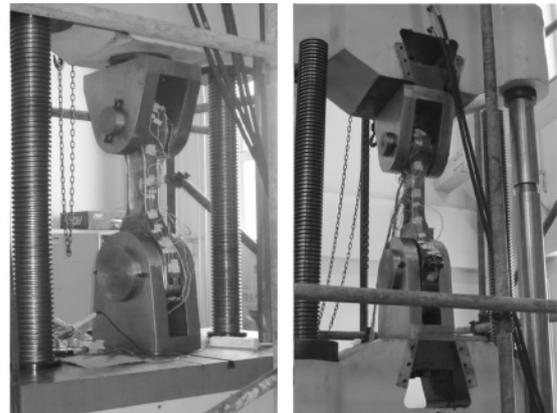
Fig.3 Drawing of the real connecting rod

用夹具将连杆固定在试验台架上,活塞和曲柄销是连杆特殊设计部分。整体模型计算情况如图 4 所示。加载力由电脑施加。首先进行连杆组的拉伸受力试验。最大拉力是 141.028 kN。从 0 kN 开始加载,每 20 kN 一个档位,至 200 kN 结束加载,共 12 档。试验后将连杆取下重新安装,进行压缩受力试验,从 0 kN 开始加载,每 50 kN 一个档位,至 800 kN 结束加载,共 18 档。

2 计算结果分析

2.1 最大受拉工况

连杆在最大受拉工况下,在连杆大端施加作用包角为 120°,中心集度为 14.924 MPa 余弦载荷。整体模型计算的连杆沿杆身方向的受力情况如图 5 所示。最大应力值为 90.5 MPa,出现在大端和小端垂直于杆身方向的内壁上。杆身受到的拉应力只有其一半左右大小,并且分布均匀。这些结果表明:惯性力主要作用是导致大端和小端内径的变形,并有将大小端内缘拉成椭圆的趋势。连杆垂直方向应力较小。应力集中出现在螺栓旁的倒角处,其值为 79 MPa,如图 6 所示,应力集中对结果影响很小。



(a) 压缩试验

(b) 拉伸试验

图 4 连杆拉-压试验组装机

Fig.4 Assembly drawing of the connecting rod for the tension-compression test

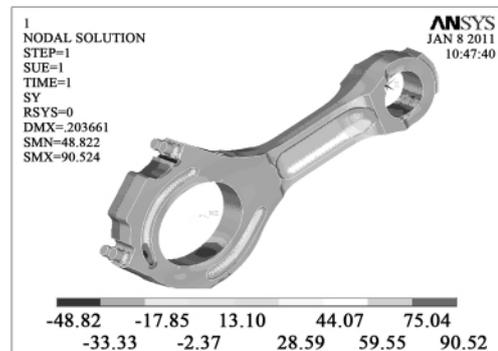


图 5 连杆受拉时沿杆身方向应力云图(MPa)

Fig.5 Cloud atlas of the stress of the connecting rod along the direction of the rod body when it is subjected to a tension force(MPa)

接触有限元模型的载荷加载和整体模型的载荷加载一致,最大拉力工况下的受力如图 7 所示。连杆组件在杆身方向的受力趋势与整体计算的结果大致相同。

由图 8 可以看出,小端衬套沿杆身方向受到的最大拉应力为 93.4 MPa,大端轴瓦垂直于杆身方向的两侧为 80 MPa 左右。这些结果符合在连杆整体模型受最大拉力作用时连杆大小端内径受力趋势和应力值,如图 5 所示。

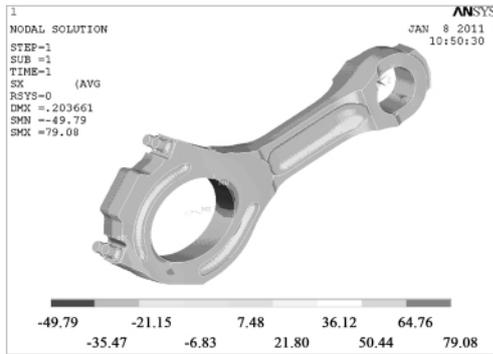


图 6 连杆受拉时垂直于杆身方向应力云图 (MPa)

Fig. 6 Cloud atlas of the stress of the connecting rod along the direction perpendicular to the rod body when it is subjected to a tension force (MPa)

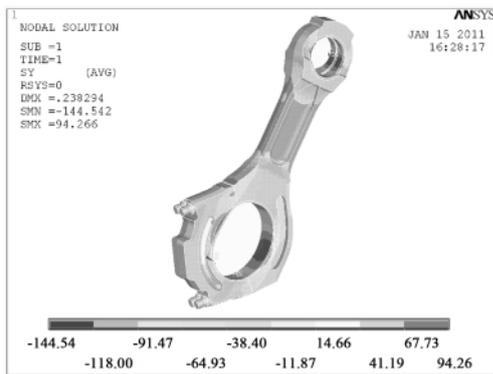


图 7 连杆受拉时应力云图 (MPa)

Fig. 7 Cloud atlas of the stress of the connecting rod when it is subjected to a tension force (MPa)

图 9 显示了在最大拉力时连杆大端(垂直于杆身方向)和连杆螺栓的应力。结果与连杆整体模型计算结果几乎相同;应力集中出现在下侧螺栓孔边的倒圆角处,最大应力值为 77 MPa。连杆螺栓受力较小,在根部螺纹处有应力集中,其值为 41 MPa;而

在杆身方向的应力以及各剪切应力都不足 35 MPa。这也是在后续试验没有出现螺栓拉断的主要原因。

2.2 最大受压工况

在最大受压工况下,边界加载与受拉工况相似,在连杆大端朝向杆身加载包角为 120°、中心集度为 78.2 MPa 的载荷。图 10 给出了连杆整体模型的受力情况,最大压应力出现在连杆杆身,在工字型截面杆身区域压应力为 262.8 MPa。应力的过渡较为平缓,没有出现应力突然集中的现象。

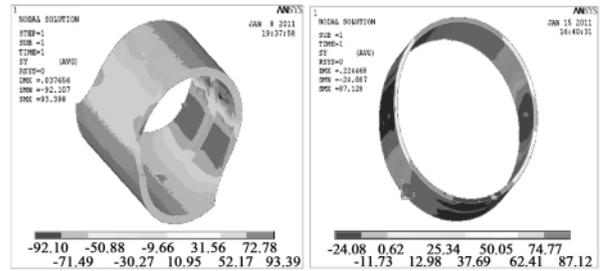


图 8 连杆受拉时衬套轴瓦沿杆身方向应力云图 (MPa)

Fig. 8 Cloud atlas of the stress of the bush and bearing pad along the direction of the rod body when the connecting rod is subjected to a tension force (MPa)

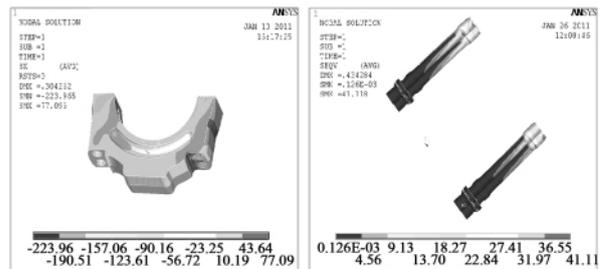


图 9 连杆大端盖与螺栓的应力云图 (MPa)

Fig. 9 Cloud atlas of the big end cover and bolts of the connecting rod

相同载荷下,接触有限元计算结果如图 11 所示。在最大受压工况下,连杆受力趋势与基于整体模型的结果相似,杆身的压应力主要在中间工字型截面区域,应力最大处与整体计算时所得位置大致相同,都在偏向小端的过渡圆弧末端。最大应力比整体计算值高 30 MPa,这主要是因为简化模型时,减小了倒圆角半径,工字型的截面积也相应减小了,所以该计算结果仍然是对应的。大端盖区域在受压时依然近乎不受力,也只是在滑油槽末端出现了 100 MPa 的应力集中。

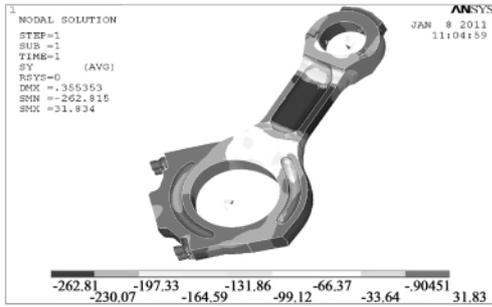


图 10 连杆受最大压力时应力云图 (MPa)
Fig. 10 Cloud atlas of the connecting rod when it is subjected to the maximum pressure

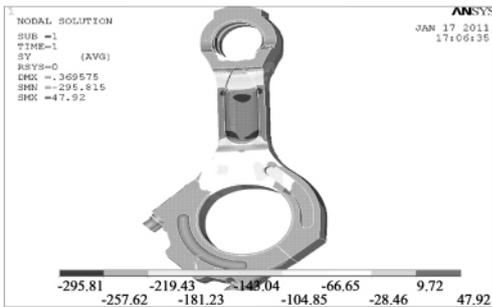


图 11 连杆受最大压力应力及变形效果图 (MPa)
Fig. 11 Chart showing the stress and deformation effectiveness of the connecting rod when it is subjected to the maximum pressure

2.3 两种工况下的接触分析

不同于连杆整体模型的传统静应力分析,接触有限元法可以用来分析主要接触面的接触应力。轴瓦衬套与连杆之间的接触应力如图 12 所示,主要来自于边界条件的加载。压力也基本成 120°余弦分布,在与油槽接触的地方压力较大,这是由接触面形状决定的,然而这个压力对连杆影响不大。连杆杆身与大端盖的接触面之间的压力主要集中在杆身轴径内侧的第一个齿的内棱上,如图 13 所示,受压时最大应力为 62 MPa,受拉时最大应力为 152.7 MPa。结合杆身的应力云图来看,齿根部位并没有出现应力集中,分析时连杆的形变以最内侧的齿端面为支点,所以在端面内侧棱产生较大应力。

通过总结分析连杆在拉压两种工况下的应力分布情况,可以得出两种计算方法的连杆受力趋势相同。很多主要位置的应力在数值上也很接近,结果表明接触分析的方法和传统整体有限元静力分析的方法具有同等的可信度。但接触有限元方法可以分析连杆各个接触部件之间的接触应力。

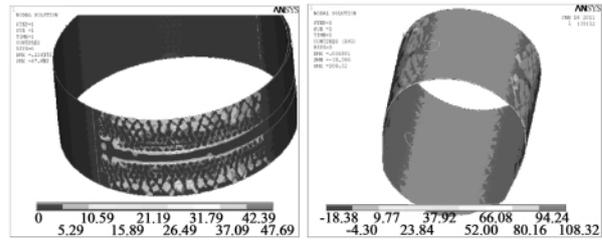


图 12 受拉时连杆衬套与轴瓦的接触应力 (MPa)
Fig. 12 The contact stress of the bush and bearing pad of the connecting rod when it is subjected to a tension force (MPa)

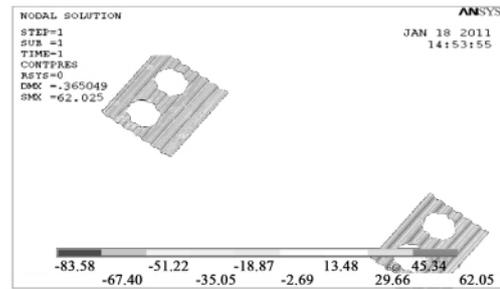


图 13 定位齿面的接触压力 (MPa)
Fig. 13 The contact pressure acted on the positioning teeth surface (MPa)

通过应用疲劳安全系数计算公式,可以得到连杆各组件主要部位的疲劳安全系数,如表 1 所示,主要部件的安全系数满足连杆疲劳强度的要求。

表 1 连杆疲劳安全系数

Tab. 1 Fatigue safety coefficient of the connecting rod

连杆组件	区域	安全系数
连杆小端	小端油孔	7.15
	小端内侧面	4.33
杆身	小端与杆身过渡处	2.1
	杆身与大端过渡处	4.62
连杆大端	螺纹与光杆过渡处	5.36
	大端内侧面	4.52

在过去的研究中,通常用 Кинасошвиль 方法来计算连杆疲劳安全系数^[5]:

$$n = \sigma_{-1} / (\frac{K_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma} \beta_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m)$$

式中: σ_{-1} —材料疲劳极限(如果连杆材料是 42 Cr-MoA,根据机械资料可取这个值是 525 MPa); K_{σ} —材料的应力集中系数; ϵ_{σ} —尺寸系数,取 1; β_{σ} —表面强化系数,连杆表面氮化处理后,得到加强,取

1.5; ψ_{σ} —材料敏感系数; σ_{σ} —应力幅, σ_m —平均应力。

2.4 试验验证

通过连杆组件静态拉压试验得到 16 个测点的应变值和应力大小。由于篇幅限制仅列出了个别点试验数据与有限元计算值的比较,如表 2 和表 3 所示。

表 2 连杆拉伸试验 4 号测点数据 (MPa)

Tab.2 Data of the connecting rod at the measuring point No.4 during the tension test (MPa)

	分析数值		
	100 kN	140 kN	180 kN
实测值	27.4	44.3	51.7
静力计算值	34.6	47.0	55.9
接触计算值	29.9	44.7	54.6
接触相对误差	9.1%	0.9%	5.6%

表 3 连杆压缩试验 16 号测点数据 (MPa)

Tab.3 Data of the connecting rod at the measuring point No.16 during the compression test (MPa)

	分析数值		
	400 kN	500 kN	650 kN
实测值	-128	-162	-212
静力计算值	-130	-163	-212
接触计算值	-136	-168	-218
接触相对误差	6.062%	3.758%	2.83%

由表 2 和表 3 可以看出,在受压状态下可以认为有限元法所得的应力值是线性变化的,而连杆受拉力作用时,由于变形较大,接触分析应力的变化趋势更为符合测量结果;在受拉力作用时,连杆应力较大部位的计算值,尤其是主要承受单向应力的位置,计算值一般都较为准确。在受压力作用时,连杆的实测值与模拟计算值较接近。随着载荷的增加,误差降低了。经过整体对比分析,连杆计算值的整体应力趋势与实测值是相符的。考虑到粘贴应变片时对连杆表面的处理产生的影响,可以认为测量值与计算值的误差在可接受范围内。

综上所述,有限元仿真计算和试验结果具有足够的可信度。但连杆受压时接触算法所得的应力值都要比传统静力计算结果大一些;说明接触有限元算法偏于安全;若对连杆进行整体结构强度分析,传统静力计算方法满足要求,精度较高,但缺点是不能对各部件间的接触应力进行分析。

3 结 论

(1) 本研究分别采用传统的静力方法和接触有限元法对连杆最大拉、压工况进行了应力分析,在最大拉力作用时,此连杆最大应力出现在大端与小端垂直于杆身方向的两侧内缘上,在最大压力作用时,最大应力出现在杆身工字型截面偏向小端的圆弧过渡处。连杆小端、大端的安全系数较高,杆身工字型截面区域属于高负荷强度区域,但仍然满足强度要求。

(2) 通过连杆的应力分布测量试验,证明经典有限元静力分析和接触有限元法对连杆的有限元分析是正确的。连杆计算结果的整体应力趋势与实测值是相符的;应力较小的部位,计算值一般大于实测值,可以认为是一致的;在连杆应力较大的部位,尤其是主要承受单向应力的位置,计算值一般都较为准确。在连杆受拉状态下,接触计算得到的模拟值与试验值之间的误差较传统整体计算要小,但在受压工况下,在杆身主应力区域测点的测量值都要比接触计算值要小,而传统静力计算值与实测值比较接近。所以对连杆进行整体结构强度分析,传统静力计算方法满足精度要求。

参考文献:

- [1] Wang Q, He F. A view of developments in the forging of connecting rod in china [J]. Journal of Materials of Processing Technology, 2004, 151: 192 - 196.
- [2] 叶国林, 曾建谋, 杜宝雷. 柴油机连杆有限元分析 [J]. 内燃机学报 2008(2): 11 - 14.
YE Guo-lin ZENG Jian-mou, DU Bao-lei. Finite element analysis of the connecting-rod of a diesel engine [J]. Journal of Internal Combustion Engines 2008(2): 11 - 14.
- [3] 卢绪迪. 某型柴油机连杆结构强度分析研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2011.
LU Xu-di. Analysis and study of the strength of the connecting rod of a diesel engine [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2011.
- [4] 陈大荣. 船舶内燃机设计 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1995.
CHEN Da-rong. Design of marine internal combustion engines [M]. Beijing: National Defence Industry Press, 1995.
- [5] 屠丹红, 姜树李, 曹茉莉. 498 连杆组件的有限元分析 [J]. 内燃机学报 2004 22(2): 176 - 181.
TU Dan-hong, JIANG Shu-li, CAO Mo-li. Finite element analysis of the connecting rod assembly No. 498 [J]. Journal of Internal Combustion Engines 2004 22(2): 176 - 181.

(丛敏 编辑)

褐煤干燥脱水技术 = **Lignite Drying and Dewatering Technologies** [刊, 汉] MENG Shun, SUN Shao-zeng, ZHAO Guang-bo (Combustion Engineering Research Institute, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013 28(2). - 115 ~ 120

With a high water content, lignite has a low efficiency for direct combustion power generation. The lignite drying and dewatering technology can effectively lower the water content of lignite and enhance its competitive power. On this basis, the authors studied and analyzed the principles of the following technologies, namely, flue gas drying technology, steam drying technology (tube type drying and fluidized bed steam drying), hydrothermal dewatering technology, mechanical thermal dehydration (MTE) technology and upgraded brown coal (UBC) technology. Moreover, they also contrasted and analyzed the pressure, temperature, removing state, dewatering effectiveness, pore structure and re-absorption characteristics of various drying and dewatering technologies. The mechanical thermal dehydration technology can change the pore structure of brown coal and prevent from re-absorption, thus achieving a relatively high dewatering efficiency with a low energy consumption rate. It is of major significance for China to develop novel drying and dewatering technologies with due consideration of the brown coal distribution features of China to lower the water content of coal from its source, realize an economic transportation of coal and enhance the power generation efficiency of power plants. **Key words:** lignite, drying, dewatering, mechanical thermal dehydration (MTE), fluidized bed drying technology

基于三维接触有限元法的连杆强度分析及试验验证 = **Strength Analysis of a Connecting Rod Based on the Three-dimensional Contact Finite Element Method and Its Experimental Verification** [刊, 汉] WANG Gui-xin, XU Wu, GUO Li-jun (College of Power and Energy Source Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001), HU Hua-zhong (CSIC Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150046) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013 28(2). - 121 ~ 125

By using both traditional static analytic method and contact finite element one, with the integral and complex assembly model serving as the calculation models respectively, verified was the fatigue strength of the connecting rod assembly of a diesel engine, and compared and analyzed were the above-mentioned two methods. Finally, the tension and compression stress and strain tests of the connecting rod electronically measured by a static force were designed and completed. The test results show that the stress of the connecting rod will increase linearly with an increase of the load. In the regions where the stress is small, the calculated values will be slightly bigger than the actually measured ones, however, the simulated and calculated values in the main stress region will be always relatively accurate and the overall calculated stress value will be relatively in agreement with the test one. Therefore, the effectiveness and reliability of both methods in question for analyzing the strength of the connecting rod assembly are verified.

Key words: connecting rod, strength, finite element method; contact analysis, static state test