

石油化工设备设计参考资料

石油化工设备静密封技术报告(五)
浮头式热交换器管板法兰系统的
应力应变分析及密封性能计算

上海化学工业设计院石油化工设备设计建设组

PDG

石油化工设备设计参考资料
浮头式热交换器管板法兰系统的应力应
变分析及密封性能计算

77-9-Ⅷ-9

(内部资料 注意保存)

上海四零工业设计院石油化工设备设计组

(上海南京西路 1856 号)

一九七七年一月

赠 阅

内 容 提 要

本文针对浮头式热交换器的固定管板部分，将管板、法兰、螺栓垫片及封头、筒体、管子作为一个整体系统来进行应力应变分析，导出一套新的分析计算方法。试验证明，这套新的分析计算方法的计算结果与试验结果相当符合。因此法设计的设备已经受了长期的工程实践考验。

用本方法能确定管板法兰部分的密封性能，并能同时校核管板、法兰及螺栓的强度。对于浮头部分（钩圈、法兰、螺栓、管板、管子及球盖）的应力应变分析，将以另文发表。

文中举有数字计算实例，以及与实测结果的对比。本计算方法已编成 719 型电子计算机程序（编号：JMFS-2），可供工程设计使用。

符 号 说 明

本文内出现的主要符号概括说明如下，至于个别公式中出现的符号仅在所在的公式下面说明。

简单变量

- E 材料的弹性模量, Kg/cm^2 ;
 F 面积, cm^2 ;
 h 壳体厚度, cm ;
 H 水平方向的切力, Kg/cm ;
 L 长度, 环或板的厚度, cm ;
 M 弯矩, $\text{Kg}-\text{cm}/\text{cm}$;
 N 法向内力, Kg/cm ;
 P 压力, Kg/cm^2 ;
 P 总力, Kg ;
 Q 垂直方向的切力, Kg/cm ;
 r 半径, cm ;
 v 壳体截面的偏转角, 弧度;
 w 水平方向的位移, cm ;
 y 板的挠度, cm ;
 Y 垫片的予紧比压, Kg/cm^2 ;
 ν 材料的泊桑系数;
 α 板的偏转角, 弧度; 或热胀系数, $1/^\circ\text{C}$;
 β 壳体的衰减系数;
 E 轴向变形的柔度系数, cm/Kg ;
 n 偏转角的柔度系数, 弧度/ Kg 或 弧度/ Kg/cm^2 ;
(简称偏转角系数); 或整个法兰系统的高温松弛量, Kg ;
 μ 开孔板的刚度削弱系数;
 φ 开孔板的强度削弱系数;
 σ_r 径向应力, Kg/cm^2 ;
 σ_θ 环向应力, Kg/cm^2 ;

τ 切应力, kg/cm^2 .

向 量

$$e_1 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{Bmatrix}; \quad e_2 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{Bmatrix}; \quad F = \begin{Bmatrix} M \\ H \end{Bmatrix} \text{力向量};$$

$$S = \begin{Bmatrix} E W \\ E V \end{Bmatrix} \text{位移向量}; \quad X = \begin{Bmatrix} E W \\ E V \\ M \\ H \end{Bmatrix} \text{位移和力向量}.$$

矩 阵

$$E_2 = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix};$$

A 转换矩阵 (4×4 阶).

注 脚

- 0 代表上截面, 或予紧状态;
- 1 代表下截面;
- b 代表螺栓;
- f 代表法兰, 或代表力;
- g 代表垫片;
- p 代表板;
- s 代表壳体或壳程, 或代表位移;
- t 代表管子或管程;

上 标

- I。 代表管箱；
- I 代表上法兰锥颈；
- II 代表上法兰盘；
- III。 代表筒体；
- III 代表下法兰锥颈；
- IV 代表下法兰盘；
- V 代表管板的布管区；
- VI 代表管板没有管子支撑的环形部分；
- P 代表压力；
- g 代表垫片反力。

一、前 言

浮头式热交换器的管板法兰系统包括两部分，固定管板部分和浮头部分。这两部分的设计计算应能解决两个问题：首先是法兰部分能否在规定的制造、安装及使用条件下确保严密不漏（即刚度问题），其次是各个受力元件的强度是否足够（即强度问题）。在炼油厂和化工厂的实际使用中经常碰到的是前一类问题，即在管板和法兰部分发生泄漏。由于这个问题在理论上是十分复杂的，因此要解决这个问题就有一定的困难。到目前为止，虽然法兰和管板的计算公式不少，作者还没有见到涉及此类问题的有关文章和技术文献。

在强度问题方面，管板强度的计算公式很多，而且计算结果不一相差很大。所有这些公式，由于对管板边缘的约束和受力条件考虑比较粗糙，因此难免在计算结果中带来较大的误差，有些公式在这样的条件下达到很大的误差，另一些公式则在那样的条件下误差很大。

法兰强度的计算公式也有几种。这些计算公式除了本身存在的这种或那种缺点以外，由于热交换器中法兰的受力条件与普通容器法兰不完全相同，特别是浮头部分的钩圈法兰，因此用这些计算方法来解决热交换器法兰的强度问题，也是不适宜的。

何况，法兰、管板、管子、筒体、封头、螺栓及垫片组成了热交换器的整个系统。因此需要有一套完整的计算方法，既能解决管板法兰部分的刚度问题，又能同时精确地确定各受力元件的强度问题。

在解决以上问题的过程中，我们依靠兄弟单位的大协作做了以下工作。

首先，对于管板强度的计算公式，我们遵照毛主席的教导，用实践来检验。于1967年年底开始，跑出院门，在广州重型机器厂、上海第一冷冻机厂、上海化工机修总厂、上海新建机器厂、四方锅炉厂以及合肥通用机械研究所、兰州石油机械研究所等兄弟单位的大协作下，仅用几个月的时间，实测了实际使用的各种规格热交换器的管板应力。以这些实测结果和我国实践经验来校核这些公式，再从理论上来分析，符合实际的我们采纳，不符合的去掉，修正了各种计算方法

中存在的问题，提出了一套计算方法。对于固定式热交换器，其计算结果（应力分布及数值）与实测值相当符合〔2〕。

由于解决计算问题只是一个手段，其最终目的是要减薄管板。而固定式热交换器的管板厚度保守较大，因此先着手减薄。然而对于固定式热交换器，由于管子与筒体长度方向的热膨胀差而产生的管板热应力是决定其厚度的主要因素，因此在着手减薄之前先要解决二个问题：1、验证热应力的计算结果是否符合实际情况；2、管板热应力（二次应力）的强度准则。在此以前，国内在设备设计中一贯使用一次应力（膜应力）的许用应力来控制管板热应力。为此，在上海新建机器厂制作了一台薄管板的固定式热交换器（ $\varnothing 700$ ，管板厚 25mm），并进行了一般水压（管间打压至 5.5 Kg/cm^2 ）下的应力测试和反复热应力试验（管子和筒体壁温差达 57.9°C ）。同时在广州重型机器厂和化工四院的大力支持和协作下，将原设计并即将投产的 $\varnothing 1600$ 中温变换气热交换器管板，从厚度 120 mm 减至 70 mm。在出厂时也进行了一般应力测试和反复热应力试验。以上试验证明，计算结果与实测数据（包括应力分布和数值）相当符合，并证实了二次应力的自限制性，从而表明了采用三倍许用应力（膜应力）来控制二次应力的合理性，并且以此树立了样板，解除了采用二次应力强度准则的思想顾虑〔3〕、〔4〕、〔5〕。此后在兄弟单位的大协作下相继减薄了不少热交换器管板，例如上海锅炉厂、上海炼油厂、上海化工机修总厂、上海高桥化工厂、909 基地等；这些设备已经过长期使用考验。

在减薄管板的过程中，为了保证管子与管板的可靠连接，我们提出了以焊接代胀接（除了个别条件限制，例如有应力腐蚀的场合以外）的观点，并分别在 1969 年在广州召开的和 1972 年在成都召开的石油化工设备设计建设组会议上多次阐明了这个观点。并在上海化工机修总厂给上海炼油厂制作的热交换器（ $\varnothing 700$ 、 1.6 Kg/cm^2 ，浮头式）中作了试点，实践表明，管子与管板连接用焊接代胀接，不仅可使管板减薄，不受胀接要求的限制，而且使用可靠，换管方便（破除了过去认为的胀接管换管方便的看法）。现已普及全厂，为工人老师傅欢迎。由于管子与管板焊接，管孔的加工精度要求降低，加快了钻

孔速度，缩短了管板的制造周期，因而加快了整个设备的制造周期（因为整个热交换器的制造周期往往卡在管板的制造周期上）。

为了便于设计人员选用，对常用的规格计算出管板厚度，列成表格〔6〕。考虑到管板计算不仅是解决强度的问题，而且与制造变形、法兰部分漏不漏、原材料的供应等都有关系，因而提出了经验公式〔7〕，以此从仅考虑强度问题过渡到同时考虑（比较粗糙地）刚度问题。

在1973年开始，相继提出了石油化工设备中常用高中低压静密封结构的各种计算方法，例如：双道O形环、C形环、高压双锥环、平垫等密封结构，其中包括了中低压法兰，热交换器管板法兰部分的静密封结构。至此，从理论上完善了热交换器管板法兰系统的计算方法。整个计算方法可同时考虑管板和法兰系统的刚度和强度问题，并且由于考虑了实际边界条件，以及管板没有管子支撑的环形部分，因此在管板的强度计算上也得到进一步改善。特别是浮头式热交换器，由于没有管子支撑的环形部分比较大，因此如果把管板当作全部受管子支撑的弹性基础圆板来考虑，计算结果与实测结果相差较大。如按本文提出的方法计算，则其结果与实测值（无论是应力分布还是应力值）相当符合。其后，在上海计算技术研究所的协作下，于1974年年底，将此种计算方法编成了709机电子计算机程序（最近，为了能用我院电子计算机计算，已编成719机程序）。并对JB 1145—73和JB 1169—73固定式和浮头式热交换器标准进行了大量计算。计算结果表明，此种方法能完善地解决热交换器管板法兰系统的刚度和强度问题，其主要结果已在〔8〕中发表，并在1975年在宜兴召开的静密封经验交流会上作了重点介绍。

由于在这种方法中要用到各种垫片的予紧比压 ν 和弹性模量 E ，为此在长岭炼油厂的大协作下做了各种常用垫片（包括各种石棉橡胶板、缠绕垫、铁包垫、齿形垫、铝垫、四氟垫、椭圆垫等）的回弹性能试验，从而使这些数据的确定更好地符合实际，并对垫片的合理选用也提供了一定的理论依据。此外，又在南京第二化工机厂、南化公司设计院及武汉钢铁研究所的大协作下实测了 40 Kg/cm^2 热交换器的管

板、法兰、螺栓应力。

以下重点介绍浮头式热交换器固定管板部分的受力分析，所提出的分析计算方法，计算程序和实例，以及实测结果。

对于固定式热交换器管板法兰系统的应力应变分析及计算方法，将以另文发表。

二、受 力 分 析

图1示出浮头式热交换器固定管板部分的结构示意图。整个管板法兰系统包括：上法兰、管箱、下法兰、筒体、管板、管子、螺栓及垫片等元件。上法兰与管箱连成一体，下法兰与筒体连成一体。管板被夹在上下法兰之间，管板两侧均有垫片，用螺栓（图中未示出）拧紧，以保持密封。在予紧螺栓后，管板与法兰将垫片夹紧，产生一定的密封比压。但是在升温、升压及使用过程中由于各个元件的变形而使密封比压也随之变化。如果密封比压降低到小于需要值，则发生泄漏。要确定密封比压的变化，必须通过整个系统的变形协调来求解，因此这是一个复杂的静不定问题。如按一般法兰计算方法（例如〔9〕），则不能解答以下问题：(1)如果按已选定的垫片予紧系数 Y 值进行予紧。则在升压、升温及使用过程中能不能确保密封比压大于需要值？(2)反之，如果要确保操作过程中

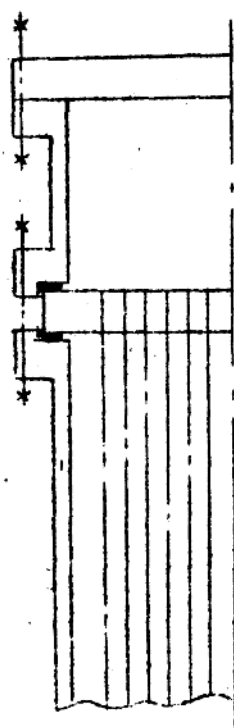


图 1

密封比压大于需要值，那末需要多大的予紧力？此外，由于实际的螺栓予紧力，总是大于需要的予紧力，在升压、升温及使用过程中实际的密封比压总是大于需要的最小值，因此，如按一般法兰计算方法，先假定垫片系数 y 和 m ，从而确定“予紧”和“工作”时的密封比压以此计算予紧状态和工作条件下各元件的受力和应力，只是粗糙的估计①。由于受力条件不确切，因此计算误差有时可达到惊人的程度。何况，在热交换器中管板法兰系统的受力条件，与普通容器法兰完全

①在“予紧”和“工作”上加引号，表示与实际情况有很大差别。

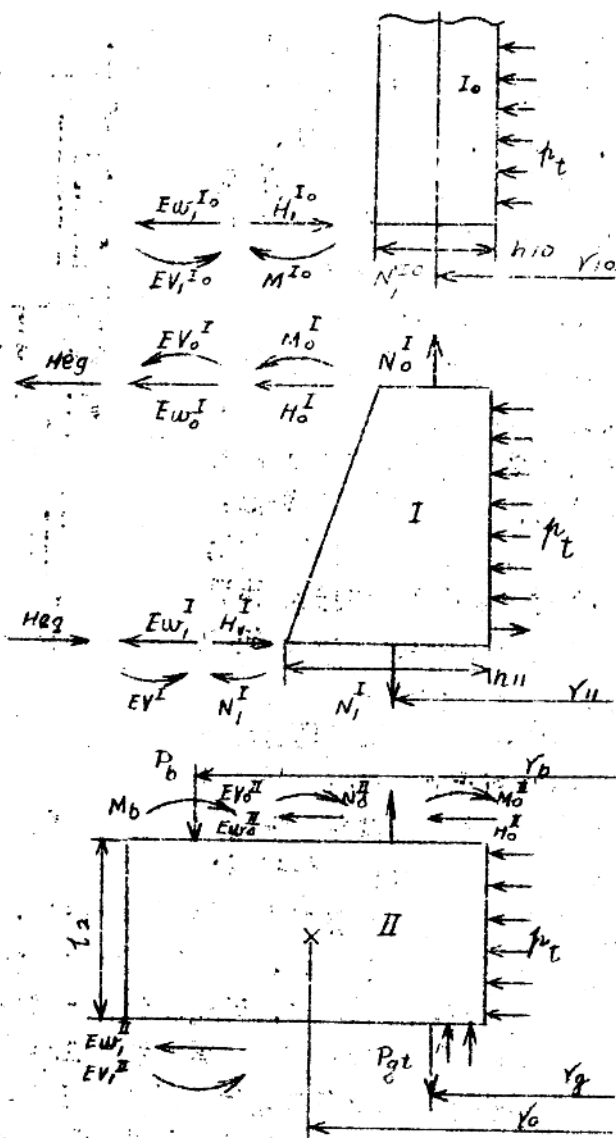


图 2

不同，一般说来，前者的受力条件要比后者严格。正确的方法应当是先按整个管板法兰系统的变形协调，求解在一定的予紧力下升压、升温及使用过程中的实际密封比压，从而确定各个元件的实际受力和应力。为此，首先分析法兰、管板的应力和变形，及其相互关系。

1. 法兰 上下法兰的结构相同，因此合并在一起分析。图2示出上法兰的分离体，螺栓和垫片对上法兰的作用力分别用 P_b 和 P_{gt} 表示，假设这两个力沿圆周均匀分布，分别作用在螺栓分布圆半径 r_b 和垫片接触面平均半径 r_g 处。在工作条件下作用有管程压力 P_t 。图3示出下法兰的分离体，与上法兰一样，其上作用有螺栓力 P_b 和垫片反力 P_{gs} 。在工作条件下作用有壳程压力 P_s 。图中示出锥颈法兰，平焊法兰只是其特例①。从图2可见，整个上法兰可看作由三个元件组成的组合壳体，即元件 I₀、I 及 II。对于元件 I₀（管箱）可看作等厚度的半无限长圆筒，元件 I（锥颈）可看作变厚度的短圆筒，元件 II（法兰盘）可看作矩形截面的园环。图2中示出这三个元件的力和位移的正方向。

元件 I₀ 的力向量 $F_{I_0}^I$ ，位移和力向量 $X_{I_0}^I$ 分别为：

$$F_{I_0}^I = \begin{Bmatrix} M_{I_0}^I \\ H_{I_0}^I \end{Bmatrix}, \quad X_{I_0}^I = \begin{Bmatrix} EW_{I_0}^I \\ EV_{I_0}^I \\ M_{I_0}^I \\ H_{I_0}^I \end{Bmatrix}$$

根据板壳理论中的分析解，经过数学变换，可得关系式如下：

$$X_{I_0}^I = B_{I_0}^I F_{I_0}^I \quad (2-1)$$

$$B_{I_0}^I = \left(\frac{\alpha}{E_2} \right) \quad (2-2)$$

① 整个分析和计算可以通用，在有区别的地方将作说明。

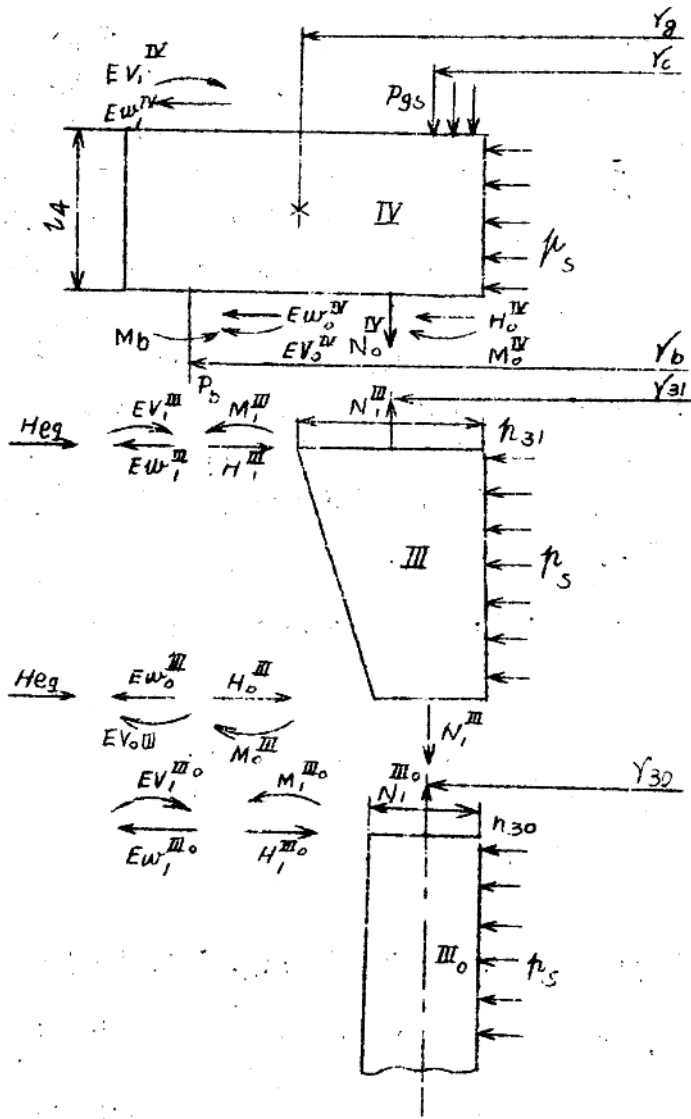


图 3

$$\alpha = \frac{1}{2\beta^2 D_1} \begin{pmatrix} 1 & 1 \\ -2\beta & \frac{1}{\beta} \end{pmatrix} \quad (2-3)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{3(1-\nu^2)}{v_{10}^2 h_{10}^2}} \quad (2-4)$$

$$D_1 = \frac{h_{10}^3}{12(1-\nu^2)} \quad (2-5)$$

式中 r_{10} , h_{10} 分别为管箱的平均半径和壁厚, cm。

元件 I 的上下截面的位移和力向量分别为:

$$X_0^I = \begin{Bmatrix} EW_0^I \\ EV_0^I \\ M_0^I \\ H_0^I \end{Bmatrix} \quad X_1^I = \begin{Bmatrix} EW_1^I \\ EV_1^I \\ M_1^I \\ H_1^I \end{Bmatrix}$$

根据板壳理论中的分析解, 经过数学变换, 可得关系式①:

$$X_1^I = A^I X_0^I \quad (2-6)$$

$$A^I = B Y_1 Y_0^{-1} B^{-1} \quad (2-7)$$

$$B = \begin{pmatrix} \beta & & & \\ & \beta^3 & & \\ & & \frac{D_1}{\beta} & \\ & & & \beta D_1 \end{pmatrix} \quad (2-8)$$

① 对于平焊法兰, 可取焊缝部分作为锥颈处理, 或取 A^I 为单位阵 (即不考虑锥颈部分)。

$$\beta = 4 \sqrt{\frac{12(1-\nu^2)}{\alpha^2 \gamma^2}} \quad (2-9)$$

$$D_1 = \frac{\alpha^3}{12(1-\nu^2)} \quad (2-10)$$

$$Y = \begin{pmatrix} Y_{11} & Y_{12} & Y_{13} & Y_{14} \\ Y_{21} & Y_{22} & Y_{23} & Y_{24} \\ Y_{31} & Y_{32} & Y_{33} & Y_{34} \\ Y_{41} & Y_{42} & Y_{43} & Y_{44} \end{pmatrix} \quad (2-11)$$

$$Y_{11} = \frac{2}{\xi} \psi_1^1, \quad Y_{12} = \frac{2}{\xi} \psi_2^1, \quad Y_{13} = \frac{2}{\xi} \psi_3^1, \quad Y_{14} = \frac{2}{\xi} \psi_4^1,$$

$$Y_{21} = \frac{16}{\xi^4} Y_{42}, \quad Y_{22} = -\frac{16}{\xi^4} Y_{41}, \quad Y_{23} = \frac{16}{\xi^4} Y_{44}, \quad Y_{24} = -\frac{16}{\xi^4} Y_{43},$$

$$Y_{31} = \left(\frac{\xi^3}{8} \psi_2^1 + 2Y_{42} \right), \quad Y_{32} = - \left(\frac{\xi^3}{8} \psi_1^1 + 2Y_{41} \right),$$

$$Y_{33} = \left(\frac{\xi^3}{8} \psi_4^1 + 2Y_{44} \right), \quad Y_{34} = - \left(\frac{\xi^3}{8} \psi_3^1 + 2Y_{43} \right),$$

$$Y_{41} = -\frac{\xi}{2} \left(\frac{\xi}{2} \psi_1 + \psi_2^1 \right), \quad Y_{42} = -\frac{\xi}{2} \left(\frac{\xi}{2} \psi_2 - \psi_1^1 \right),$$

$$Y_{43} = -\frac{\xi}{2} \left(\frac{\xi}{2} \psi_3 + \psi_4^1 \right), \quad Y_{44} = -\frac{\xi}{2} \left(\frac{\xi}{2} \psi_4 - \psi_3^1 \right),$$

$$\left. \begin{aligned} \psi_1 &= 1 - (\epsilon/2)^4 / (2!)^2 + (\epsilon/2)^8 / (4!)^2 - \\ &\quad - (\epsilon/2)^{12} / (6!)^2 + \dots \\ \psi_2 &= -(\epsilon/2)^2 + (\epsilon/2)^6 / (3!)^2 - \\ &\quad - (\epsilon/2)^{10} / (5!)^2 + \dots \end{aligned} \right\} (2-12)$$

$$\psi_3 = \frac{\psi_1}{2} - \frac{2}{\pi} \left(R_1 + \ln \left(\frac{\gamma \epsilon}{2} \right) \psi_2 \right)$$

$$\psi_4 = \frac{\psi_2}{2} + \frac{2}{\pi} \left(R_2 + \ln \left(\frac{\gamma \epsilon}{2} \right) \psi_1 \right)$$

$$\psi_1' = -\frac{(\epsilon/2)^3}{1!2!} + \frac{(\epsilon/2)^7}{3!4!} - \frac{(\epsilon/2)^{11}}{5!6!} + \dots$$

$$\psi_2' = -(\epsilon/2) + \frac{(\epsilon/2)^5}{2!3!} - \frac{(\epsilon/2)^9}{4!5!} + \dots$$

(2-13)

$$\psi_3' = \frac{\psi_1'}{2} - \frac{2}{\pi} \left(R_1' + \ln \left(\frac{\gamma \epsilon}{2} \right) \psi_2' + \frac{1}{\epsilon} \psi_2 \right)$$

$$\psi_4' = \frac{\psi_2'}{2} + \frac{2}{\pi} \left(R_2' + \ln \frac{\gamma \epsilon}{2} \psi_1' + \frac{1}{\epsilon} \psi_1 \right)$$