doi:10.3969/j.issn.1001-4837.2025.07.007

设计计算

膨胀节对N型固定管板换热器设计的影响

张才华,刘　颂,张喆光,耿丽娟,陈　昊
(中国石化工程建设有限公司,北京 100101)

摘　要:针对膨胀节对N型固定管板换热器设计中管板、换热管及壳程筒体应力分布影响与危险工况判断不清的问题,基于GB/T 4732—2024中的结构分析方法,对比分析了设置膨胀节前后换热管束和壳程筒体轴向位移的变化规律,明确了其最大应力工况。结果表明,膨胀节的危险工况一般为"p_s正压+p_t正压+正热膨胀差";在设计校核时,膨胀节位移应基于包含压力引起的轴向力在内的总轴向力进行计算,而非仅考虑膨胀节直边段受力。研究为设置膨胀节的固定管板换热器的合理设计与安全校核提供了理论依据与工程参考。

关键词:固定管板换热器;管板;膨胀节;强度计算
中图分类号:TH122;TK172;O346　　**文献标志码:**A

Influence of expansion joints on the design of N-type fixed tubesheet heat exchangers

ZHANG Caihua, LIU Song, ZHANG Zheguang, GENG Lijuan, CHEN Hao
(Sinopec Engineering Incorporation, Beijing 100101, China)

Abstract: To address the issue of unclear stress distribution effects on the tubesheet, heat exchanger tubes, and shell-side cylinder, as well as difficulty in determining critical working conditions in the design of N-type fixed tubesheet heat exchangers with expansion joints, a structural analysis method based on GB/T 4732—2024 was employed. A comparative analysis was conducted on the variation patterns of axial displacement in the heat exchanger tube bundle and shell-side cylinder before and after installing expansion joints, clarifying their maximum stress conditions.The results show that the critical working condition for expansion joints is generally "p_s positive pressure+p_t positive pressure+positive thermal expansion difference"; during design verification, the expansion joint displacement should be calculated based on the total axial force, which includes the axial force induced by pressure, rather than considering only the force on the straight section of the expansion joint.This research provides a theoretical basis and engineering reference for the rational design and safety verification of fixed tubesheet heat exchangers equipped with expansion joints.

Key words:fixed tubesheet heat exchanger; tubesheet; expansion joint; strength calculation

0　引言

我国标准GB/T 151—2014《热交换器》与GB/T 4732.3—2024《压力容器分析设计 第3部分:公式法》中规定的管板计算方法,将固定管板视为承受均布载荷、支撑于弹性基础且受管孔均匀削弱的当量圆平板,同时,将换热器其余元件分解为典型受压构件。该方法基于静力平衡条件与变形协调条件,求解各元件间相互作用的内力素,进而获取各元件的应力并完成校核[1]。桑如苞[2-3]基于GB/T 151—2014标准采用的结构分析方法,系统阐述了无膨胀节固定管板换热器的受力特性,明确了换热管与壳程筒体的最大应力工况。然而,随着炼化设备向大型化、高参数方向发展,需设置膨胀节的固定管板换热器日益增多,因此,开展膨胀节对固定管板换热器设计影响的研

收稿日期:2025-04-21　修回日期:2025-06-17

究具有重要意义。

鉴于GB/T 151—2014与GB/T 4732—2024两种计算方法的模型具有较高相似性，文中以GB/T 4732—2024中的管板计算方法为基础展开阐述（文中大部分字符含义参照GB/T 4732.3—2024第9节“管壳式热交换器管板”的相关规定）。对于管板兼做法兰的固定管板换热器，其管板应力受法兰力矩影响而呈现复杂特性。为简化计算模型，以N型固定管板换热器为研究对象，对比分析设置膨胀节前后换热管束系统与壳程筒体系统的轴向位移特性，明确N型固定管板换热器的最大应力工况及危险工况。研究结果对设置膨胀节的固定管板换热器设计具有工程指导价值。

1 N型固定管板换热器计算模型

N型固定管板换热器的核心工作机制：在机械载荷（压力载荷p_s，p_t）与温差载荷（对于管板兼做法兰的固定管板换热器，需额外考虑法兰力矩）的共同作用下，壳程筒体与换热管束的轴向、径向位移存在差异，系统内部通过变形协调效应产生剪力、弯矩及管板横向拉力等内力，最终使整个系统达到静力平衡、位移协调及转角协调的新平衡状态。固定管板换热器设置膨胀节的核心目的：降低由换热管与壳程圆筒间轴向位移差引发的管板应力、圆筒及换热管轴向应力，以及换热管拉脱应力。因此，文中重点研究壳程筒体与换热管束的轴向位移差特性。

N型固定管板换热器的主要元件包括管箱/封头、管板不布管区、管板布管区及壳程筒体等。依据GB/T 4732—2024采用的结构分析方法，将各结构元件进行分离并解除约束后，元件间的内力素分布如图1所示。

自由状态下，换热管束的轴向位移主要包括：弹性基础板受均布载荷作用产生的轴向位移、压力作用下换热管因泊松效应引发的轴向位移，以及换热管在金属壁温影响下产生的热膨胀位移。具体位移表达式如下[1,4]：

$$\begin{aligned} w_t=&\frac{\lambda P_c}{N}+\frac{2v_t}{NA_t}\left[p_s\frac{\pi d^2}{4}n-p_t\left(\frac{n\pi d^2}{4}-na\right)\right]\\ &+\alpha_t(t_t-t_0)\frac{L}{2}\\ =&\frac{L}{2E_tna}\left[p_sA_l-p_t(A_l+na)\right]\\ &+\frac{v_tL}{E_ta}\left[p_s\frac{\pi d^2}{4}-p_t\left(\frac{\pi d^2}{4}-a\right)\right]+\alpha_t(t_t-t_0)\frac{L}{2} \end{aligned}\tag{1}$$

式中，w_t为自由状态下换热管束轴向位移。

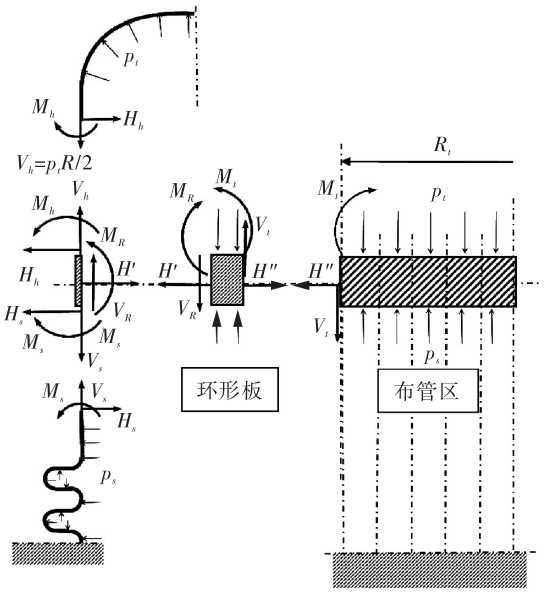


图1 N型固定管板各元件间内力素示意

Fig.1 Internal forces among various components of N-type fixed tubesheet

自由状态下，壳程筒体的轴向位移主要包括：压力作用下的壳程筒体轴向位移（含管程压力作用于管箱截面产生的位移、壳程压力引发的泊松效应位移）、膨胀节的轴向位移（$R_{ex}/R\leqslant1.4$），以及壳程筒体在金属壁温影响下产生的热膨胀位移。具体位移表达式如下[1,4-5]：

$$\begin{aligned} w_s=&\frac{D_i}{D_i+\delta_s}\frac{p_tR/2-v_sp_sR}{E_s\delta_s}\frac{L_s}{2}\\ &+\frac{\pi}{2K_{ex}}\left[D_iV_s+0.5(R_{ex}^2-R^2)p_s\right]+\alpha_s(t_s-t_0)\frac{L}{2}\\ =&\frac{A}{A_s}\left(\frac{p_t-2v_sp_s}{E_s}\right)\frac{L_s}{2}\\ &+\frac{\pi}{2K_{ex}}\left[D_iV_s+0.5(R_{ex}^2-R^2)p_s\right]\\ &+\alpha_s(t_s-t_0)\frac{L}{2} \end{aligned}\tag{2}$$

式中，w_s为自由状态下壳程圆筒轴向位移；R_{ex}为膨胀节波峰处内半径。

2 无膨胀节情况分析

2.1 壳程压力p_s单独作用

壳程压力p_s单独作用下，换热管束与壳程筒体轴向位移差：

$$w_t-w_s=p_s\frac{L}{2}\left(\frac{A_l}{E_tna}+\frac{v_t\pi d^2}{2E_ta}+\frac{2v_sA}{E_sA_s}\right)\tag{3}$$

由式（3）可知，在壳程压力p_s单独作用下，换热管束与壳程筒体的轴向位移差与p_s成正比关

系，其正负号与p_s一致。当p_s为正压时，换热管束沿轴向伸长并承受压缩载荷，壳程筒体沿轴向缩短并承受拉伸载荷（此处“换热管束受到压缩”并非指单根换热管直接承受压缩作用，换热管的实际受力状态由边缘弯矩与剪力共同决定，且其受力分布沿半径方向呈非线性变化）。

2.2 管程压力p_t单独作用

在管程压力p_t单独作用下，换热管束与壳程筒体轴向位移差：

$$w_t-w_s=-p_t\frac{L}{2}\left[\frac{A_l+na}{E_tna}+\frac{2v_t}{E_ta}\left(\frac{\pi d^2}{4}-a\right)+\frac{A}{A_sE_s}\right] \tag{4}$$

由压力轴向作用引发的轴向位移，与压力大小及压力作用面积成正比，与构件横截面积成反比。管程压力作用于整个管箱截面时，其使壳程筒体与换热管束产生的共同轴向伸长位移，与换热管束轴向缩短位移的差值表达式如下：

$$\begin{aligned}&\frac{L}{2}p_t\left(\frac{A}{E_sA_s+E_tna}-\frac{A_l+na}{E_tna}\right)\\&\approx\frac{L}{2E}p_t\left(\frac{A}{A_s+na}-\frac{A-\pi nd_i^2/4}{na}\right)\\&=\frac{L}{2Ena(A_s+na)}p_t\left[A_s\left(\frac{\pi nd_i^2}{4}-A\right)+na\frac{\pi nd_i^2}{4}\right]\end{aligned} \tag{5}$$

由式（4）可知，在p_t单独作用下，换热管束与壳程筒体的轴向位移差与p_t成正比，其正负号与p_t相反。当p_t为正值时，换热管束沿轴向缩短，壳程筒体沿轴向伸长。由式（5）可进一步推导，当满足一定条件（换热管数量较多、壳程筒体横截面尺寸较小时），在p_t为正值时，换热管束与壳程筒体通常均承受拉伸载荷。

2.3 温差载荷作用

换热管束与壳程筒体因热膨胀特性差异产生的轴向位移差表达式如下：

$$w_t-w_s=\gamma\frac{L}{2}=\alpha_t(t_t-t_0)\frac{L}{2}-\alpha_s(t_s-t_0)\frac{L}{2} \tag{6}$$

热膨胀差的大小与管程、壳程侧的材料类型及金属壁温密切相关。当热膨胀差γ为正值时，换热管束的轴向伸长量大于壳程筒体的轴向伸长量。需特别说明的是，管程与壳程侧金属壁温差值达到最大时，两侧的热膨胀轴向位移差未必最大，例如，当壳程采用碳钢、管程采用不锈钢，且壳程金属壁温处于较高固定值时，即便管壳两侧金属壁温差值较小，其热膨胀轴向位移差也可能更大。

对于无膨胀节N型固定管板换热器，不同载荷作用下换热管束与壳程筒体之间的轴向位移差已如上述分析。文献[3]中阐述了换热管和壳程筒体应力最大所对应的工况，见表1。需注意的是，最大应力工况不一定是危险工况，但由于换热管轴向压缩应力的许用值相对较小，因此在一般情况下，当壳程为正压、管程为负压且存在正热膨胀差时，换热管束与壳程筒体的轴向位移差值达到最大，该工况即为无膨胀节N型固定管板换热器的危险工况。根据危险工况进行换热器初步设计，可以减少工程设计人员多工况试算的时间成本。

表1 N型固定管板换热器换热管和壳程筒体最大应力工况及许用应力

Tab.1 Maximum stress conditions and allowable stresses for heat exchanger tubes and shell-side cylinder in N-type fixed tubesheet heat exchangers

元件	应力性质	壳程压力	管程压力	热膨胀差	无热膨胀差许用应力	有热膨胀差许用应力
换热管	最大拉应力	负	正	负	$[S_m^t]_t$	$3[S_m^t]_t$
	最大压应力	正	负	正	$[\sigma]_{cr}^t$	$[\sigma]_{cr}^t$
壳程筒体	最大拉应力	正	正	正	$[S_m^t]_c$	$3[S_m^t]_c$
	最大压应力	负	负	负	$[S_m^t]_c$	$3[S_m^t]_c$

2.4 无膨胀节设计实例

以实际工程设计为例，该换热器的壳体直径∅1 800 mm，换热管规格为∅38 mm×2.5 mm、长度7 500 mm、数量1 125根，管间距47.5 mm，管板厚度125 mm，其余设计参数见表2。

壳程正压、管程负压工况下的计算结果见表3（计算结果及绘图数据均来源于SW6软件）。经计算，在“p_s正压+p_t负压+正热膨胀差”工况下，换热管束与壳程筒体的自由位移差达到最大值，且p_s正压、p_t负压及正热膨胀差对管板的作用方向保持一致（见图2、图3）。该工况下，周边换热管的轴向压缩应力最大；由于管板属于换热管束的组成部分，其径向应力也呈现相同变化规律。此外，因p_t负压时会在壳程筒体中产生轴向压缩应力，故壳程筒体的轴向拉应力在“p_s+热膨胀差”工况下达到最大值。

表2 N型固定管板换热器设计参数

Tab.2 Design parameters of N-type fixed tubesheet heat exchangers

项目	壳程	管程
材料	Q345R	S31603/16Mn+堆焊
设计压力/MPa	4.32	−0.1/0.35
设计温度/℃	300	300
金属壁温/℃	244.2	240.6
腐蚀裕量/mm	1.5	0
筒体名义厚度/mm	34	14

3 有膨胀节情况分析

GB/T 16749—2018《压力容器波形膨胀节》是固定管板换热器管板计算膨胀节部分的编制依据，该标准明确膨胀节的位移由两部分组成：轴向力V_s引发的变形w_{e1}，和壳程压力p_s作用于膨胀节内部所产生的伸长变形w_{e2}。膨胀节的轴向位移公式如下[6-8]：

$$w_e = w_{e1} + w_{e2} = \frac{\pi}{2K_{ex}} D_i V_s + \frac{\pi}{4K_{ex}} (R_{ex}^2 - R^2) p_s \quad (7)$$

表3 N型固定管板换热器壳程正压、管程负压不同组合工况计算结果（腐蚀后）

Tab.3 Calculation results for N-type fixed tubesheet heat exchanger under different combined conditions of shell-side positive pressure and tube-side negative pressure (after corrosion)

项目	p_s	p_s+热膨胀差	p_t	p_t+热膨胀差	p_s+p_t	p_s+p_t+热膨胀差
w_t/mm	0.479	14.385	0.012	13.918	0.491	14.397
w_s/mm	−0.685	9.49	−0.026	10.149	−0.712	9.464
w_t-w_s/mm	1.164	4.895	0.038	3.769	1.202	4.933
热膨胀轴向位移差γ/mm	0	3.73	0	3.73	0	3.73
管板径向应力/MPa	62.88	258.1	1.672	209.4	63.74	259.7
周边换热管轴向应力/MPa	−14.66	−121.9	−0.586 6	−107.9	−15.25	−122.5
壳程筒体轴向应力/MPa	26.52	84.35	−0.630 1	57.2	25.89	83.72

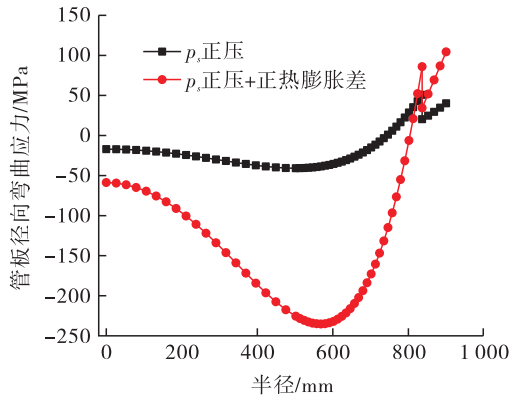


图2 “p_s正压”和“p_s正压+正热膨胀差”工况下管板径向弯曲应力曲线

Fig.2 Radial bending stress curves of tubesheet under “p_s positive pressure” and “p_s positive pressure+positive thermal expansion difference” conditions

经大量工程设计实例验证，N型固定管板换热器增设膨胀节后，若膨胀节波高〔式(7)中的R_{ex}〕较大，p_s正压作用于膨胀节内部所产生的轴向位移通常较大。当壳程筒体的轴向总位移大于换热管束的轴向位移时，壳程筒体将承受压缩载荷，换热管束将承受拉伸载荷。此时，在“p_s正压”与“p_t负压+正热膨胀差”的组合工况下，膨胀节对换热管束与壳程筒体的作用效果，与无膨胀节时恰好相反：壳程正压会使换热管受拉、壳程筒体受压；而壳程负压则会使换热管受压、壳程筒体受拉。对于设置膨胀节的N型固定管板换热器，“p_s正压+p_t正压+负热膨胀差”工况下壳程筒体与换热管束的轴向位移差最大，但因膨胀节的存在，换热器的危险工况往往不再取决于换热管的轴向压缩应力，此时管板应力水平及膨胀节的校核结果将成为危险工况的核心判定依据，大量设置膨胀节的换热器设计计算实例已验证该结论的合理性。

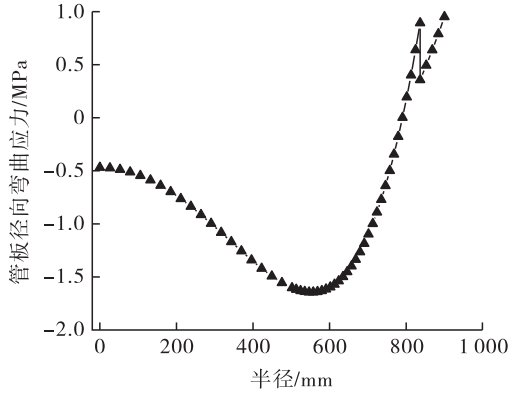


图3 “p_t负压”工况下管板径向弯曲应力曲线

Fig.3 Radial bending stress curves of tubesheet under "p_t negative pressure" condition

3.1 有膨胀节计算实例

在上述实例基础上，增设单波无加强U形膨

胀节，其结构参数如下：波高305 mm，圆弧半径105 mm，厚度34 mm，直边段长度60 mm，材料为Q345R。其壳程正压、管程负压工况的计算结果如表4、图4及图5所示，壳程正压、管程正压工况的计算结果如表5及图6所示（计算结果及绘图数据均来源于SW6软件）。

表4 有膨胀节壳程正压、管程负压不同组合工况计算结果（腐蚀后）

Tab.4 Calculation results for different combined conditions of shell-side positive pressure and tube-side negative pressure in heat exchanger with expansion joints(after corrosion)

项目	p_s	p_s+热膨胀差	p_t	p_t+热膨胀差	p_s+p_t	p_s+p_t+热膨胀差
w_{e1}/mm	−3.405	−0.395	−0.032 8	2.976 5	−3.438	−0.428 2
w_{e2}/mm	5.924	5.924	0	0	5.924	5.924
w_e/mm	2.519	5.529	−0.032 8	2.976 5	2.487	5.496
管板径向应力/MPa	106	69.53	3.404	46.31	102.9	66.74
周边换热管轴向最大应力/MPa	59.6	37.44	−0.781 8	−14.07	58.08	35.93
周边换热管轴向最小应力/MPa	38.51	25.22	−1.514	−23.67	37.72	24.44
壳程筒体轴向应力/MPa	−13.51	−1.569	−0.130 1	11.81	−13.64	−1.699

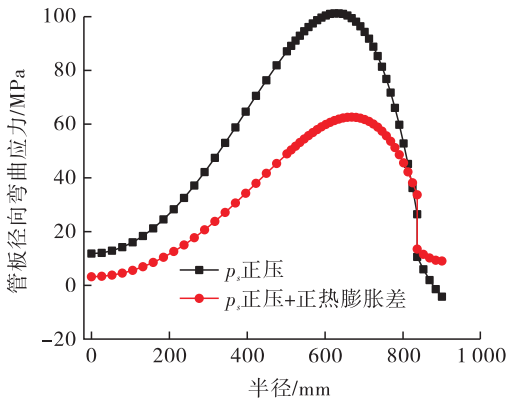


图4 “p_s正压”和“p_s正压+正热膨胀差”工况下管板径向弯曲应力曲线

Fig.4 Radial bending stress curves of tubesheet under "p_s positive pressure" and "p_s positive pressure+ positive thermal expansion difference" conditions

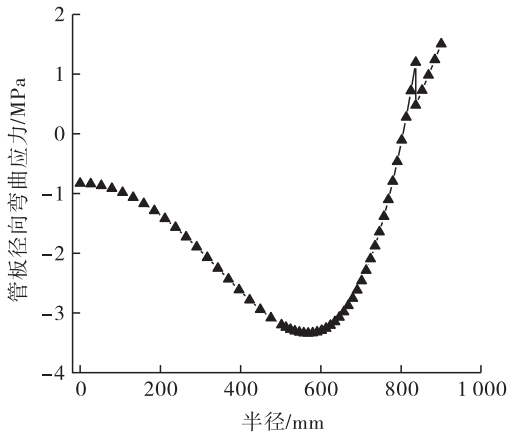


图5 “p_t负压”工况下管板径向弯曲应力曲线

Fig.5 Radial bending stress curves of tubesheet under "p_t negative pressure" condition

表5 有膨胀节壳程正压、管程正压不同组合工况计算结果（腐蚀后）

Tab.5 Calculation results for different combined conditions of shell-side positive pressure and tube-side positive pressure in heat exchanger with expansion joints(after corrosion)

项目	p_s	p_s+热膨胀差	p_t	p_t+热膨胀差	p_s+p_t	p_s+p_t+热膨胀差
w_{e1}/mm	−3.405	−0.395	0.115	3.125	−3.289	−0.281
w_{e2}/mm	5.924	5.924	0	0	5.924	5.924
w_e/mm	2.519	5.529	0.115	3.125	2.635	5.644
管板径向应力/MPa	106	69.53	11.92	31.05	117	79.73
周边换热管轴向最大应力/MPa	59.6	37.44	5.3	−10.55	64.9	42.74
周边换热管轴向最小应力/MPa	38.51	25.22	2.736	−16.85	41.24	27.96
壳程筒体轴向应力/MPa	−13.51	−1.569	0.455	12.4	−13.05	−1.113

由于本算例中不存在负热膨胀差，因此“p_s正压+p_t正压”工况下，壳程筒体与换热管束的轴向位移差达到最大值。该工况下管板应力最大，远高于换热管及壳程筒体的应力水平，且此应力属于一次应力。因此，管板是设置膨胀节的N型固定管板换热器设计的核心关键部件。

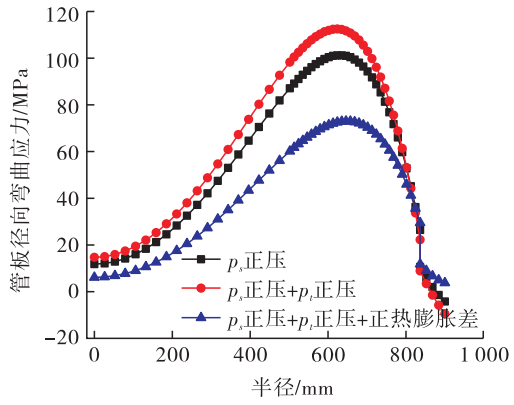


图6 “p_s正压”、“p_s正压+p_t正压”及“p_s正压+p_t正压+正热膨胀差”工况下管板径向弯曲应力曲线

Fig.6 Radial bending stress curves of tubesheet under "p_s positive pressure", "p_s positive pressure+p_t positive pressure", and "p_s positive pressure+p_t positive pressure+positive thermal expansion difference" conditions

3.2 膨胀节设计计算

GB/T 16749—2018对无加强U形膨胀节在压力与位移载荷共同作用下的强度及稳定性进行了校核规定。强度校核过程中，由位移引发的波纹管子午向薄膜应力与弯曲应力均与轴向位移成正比关系。在压力保持恒定的条件下，位移载荷是决定膨胀节应力水平的核心因素，因此，确保位移载荷输入的准确性对膨胀节设计至关重要。结合第2节分析可知，p_s正压会使膨胀节产生正向轴向位移，而p_t正压及正热膨胀差均会对壳程筒体产生拉伸作用，进而促使膨胀节发生轴向伸长。基于此，“p_s正压+p_t正压+正热膨胀差”工况为膨胀节设计的危险工况（工程应用中，负压通常为真空状态，其数值绝对值远小于正压工况，故p_s负压工况下膨胀节的压缩变形一般不会构成危险工况）。

工程设计中，膨胀节位移载荷的取值主要有2种途径：（1）基于管壳侧热膨胀轴向位移差γ并预留一定设计裕量，将其作为膨胀节的设计位移；（2）通过管板计算获得轴向力，再将轴向力除以膨胀节刚度，得到膨胀节的计算位移。由表3和表5可知，算例中管壳侧热膨胀轴向位移差为3.73 mm，而在“p_s正压+p_t正压+正膨胀差”工况下，膨胀节实际产生的位移为5.644 mm（因计算中考虑换热器结构对称性，仅取单侧位移差进行分析，此处数值为膨胀节实际轴向总位移的一半），后者为前者的1.51倍，这表明仅基于热膨胀轴向位移差γ预留设计裕量的取值方法精度不足，而通过轴向力来计算得到满足变形协调的膨胀节实际位移更合理。

此外需特别注意，膨胀节的轴向力并不等同于作用于其直边段的力。与弹簧变形机制不同，膨胀节的轴向位移由两部分构成：压力产生的轴向力对应的位移分量，以及直边段轴向力对应的位移分量。假设膨胀节两端封闭固定，在内压作用下，其直边段会承受压缩载荷，此时压力产生的轴向力与直边段轴向力相互抵消，因此膨胀节不会向外输出轴向位移。在换热器的多数工况下，膨胀节由压力产生的轴向力大于直边段的轴向力，导致膨胀节处于伸长状态，其直边段则承受压缩载荷。由表5的计算结果可以得到，在p_s正压工况下膨胀节的变形特性，如图7所示。

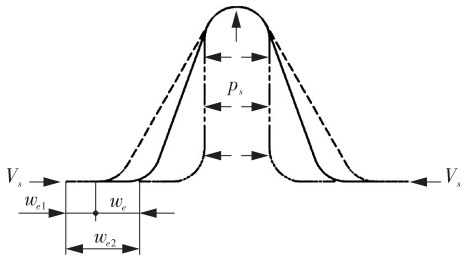


图7 膨胀节在“p_s正压”和“p_s正压+V_s”工况下的轴向位移示意

Fig.7 Schematic of axial displacement of expansion joint under "p_s positive pressure" and "p_s positive pressure+V_s" conditions

国内两款换热器计算软件SW6〔见式（8）〕和PV Desktop〔见式（9）〕都采用了通过轴向力F_N来求取膨胀节满足变形协调的实际位移，但其轴向力的计算公式存在差异。

$$F_N=A_s\sigma_c+\frac{1}{2}\pi(R_{ex}^2-R^2)p_s \tag{8}$$

$$F_N=A_s\sigma_c \tag{9}$$

对比可知，式（9）仅考虑了由膨胀节直边段轴向力V_s引发的轴向位移分量w_{e1}。在膨胀节轴向刚度保持一致的条件下，由于轴向力的取值存在差异，故计算得到的膨胀节应力也会有所不同。GB/T 16749—2018实例3.1中膨胀节的计算结果见表6、表7。利用式（9）进行膨胀节校核计算时，存在以下问题。

（1）与实际变形规律不符。在p_s正压作用下，通过式（9）计算得到的膨胀节位移值为负值，导致膨胀节按压缩型工况校核；且当p_s正压与正热膨胀差共同作用时，该位移值的绝对值减小，使得膨胀节强度计算得出的应力绝对值也随之减小，即当膨胀节需提供更多位移补偿量时，计算得到的应力绝对值反而更小，不符合实际工况。

表6 膨胀节在壳程正压、管程负压工况下的应力计算结果

Tab.6 Stress calculation results of expansion joint under shell-side positive pressure and tube-side negative pressure conditions

项目			p_s	p_s+热膨胀差	p_t	p_t+热膨胀差	p_s+p_t	p_s+p_t+热膨胀差
壳程筒体轴向应力/MPa			−13.51	−1.569	−0.130 1	11.81	−13.64	−1.699
膨胀节轴向刚度/(N·mm^{-1})			367 697	367 697	367 697	367 697	367 697	367 697
式(8)		膨胀节位移/mm	5.04	11.06	−0.065 6	5.95	4.97	10.99
	压力引起	直边段周向薄膜应力σ_1/MPa	20.44	20.44	0	0	20.44	20.44
		周向薄膜应力σ_2/MPa	87.16	88.22	0	0	87.15	88.21
		子午向薄膜+弯曲应力($\sigma_3+\sigma_4$)/MPa	149.7	149.7	0	0	149.7	149.7
	位移引起	子午向薄膜应力σ_5/MPa	9.51	20.88	−0.124	11.24	9.39	20.75
		子午向弯曲应力σ_6/MPa	220.06	482.93	−2.864	259.99	217.19	480.07
		子午总应力/MPa	334.33	508.57	−2.988	271.23	331.35	605.59
式(9)		膨胀节位移/mm	−6.81	−0.791	−0.065 6	5.953	−6.875	−0.856
	压力引起	直边段周向薄膜应力σ_1/MPa	20.44	20.44	0	0	20.44	20.44
		周向薄膜应力σ_2/MPa	87.47	86.41	0	0	87.48	86.42
		子午向薄膜+弯曲应力($\sigma_3+\sigma_4$)/MPa	149.66	149.66	0	0	149.66	149.66
	位移引起	子午向薄膜应力σ_5/MPa	−12.86	−1.493	−0.123 8	11.24	−12.98	−1.617
		子午向弯曲应力σ_6/MPa	−297.4	−34.54	−2.864	259.99	−300.3	−37.40
		子午总应力/MPa	−205.5	68.73	−2.988	271.2	−208.5	65.74

表7 膨胀节在壳程正压、管程正压工况下的应力计算结果

Tab.7 Stress calculation results of expansion joint under shell-side positive pressure and tube-side positive pressure conditions

项目			p_s	p_s+热膨胀差	p_t	p_t+热膨胀差	p_s+p_t	p_s+p_t+热膨胀差
壳程筒体轴向应力/MPa			−13.51	−1.569	0.455	12.4	−13.05	−1.113
膨胀节轴向刚度/(N·mm^{-1})			367 697	367 697	367 697	367 697	367 697	367 697
式(8)		膨胀节位移/mm	5.039	11.06	0.229 4	6.250	5.270	11.29
	压力引起	直边段周向薄膜应力σ_1/MPa	20.44	20.44	0	0	20.44	20.44
		周向薄膜应力σ_2/MPa	87.16	88.22	0	0	87.20	88.26
		子午向薄膜+弯曲应力($\sigma_3+\sigma_4$)/MPa	149.66	149.66	0	0	149.66	149.66
	位移引起	子午向薄膜应力σ_5/MPa	9.513	20.88	0.433 0	11.80	9.950	21.31
		子午向弯曲应力σ_6/MPa	220.06	482.93	10.02	272.98	230.18	492.97
		子午总应力/MPa	334.33	608.57	10.45	284.78	344.90	619.05
式(9)		膨胀节位移/mm	−6.810	−0.790 9	0.229 4	6.250	−6.578	−0.561 0
	压力引起	直边段周向薄膜应力σ_1/MPa	20.44	20.44	0	0	20.44	20.44
		周向薄膜应力σ_2/MPa	87.47	86.41	0	0	87.43	86.37
		子午向薄膜+弯曲应力($\sigma_3+\sigma_4$)/MPa	149.66	149.66	0	0	149.66	149.66
	位移引起	子午向薄膜应力σ_5/MPa	−12.86	−1.493	0.433 0	11.80	−12.42	−1.059
		子午向弯曲应力σ_6/MPa	−297.42	−34.54	10.02	272.98	−287.29	−24.50
		子午总应力/MPa	−205.51	68.73	10.45	284.78	−194.95	79.20

(2)校核得出的最大位移工况偏离实际。式(9)判定的膨胀节最大位移工况为“p_s正压+p_t负压+负热膨胀差”,但由表6可知,在无负热膨胀差的工况下,“p_s正压+p_t负压”为计算得出的最大位移工况,其位移值为−6.875 mm。与实际危险工况“p_s正压+p_t正压+正热膨胀差”下11.29 mm的位移相比,该计算位移所引发的子午向薄膜应力与弯曲应力均偏小,导致膨胀节未能达到有效校核的目的。

(3)应力计算结果偏于保守,无法反映真实风险。利用式(8)校核时,部分组合工况的子午总应力超过许用值(430 MPa),膨胀节校核不合格;而通过式(9)计算得出的所有工况子午总应力均小

于许用值，其结果未能真实反映膨胀节的实际受力风险，校核结论缺乏可靠性。

为降低膨胀节轴向位移引起的应力，可以选择整体轴向刚度更小的波纹管，比如增加波纹管波数等。膨胀节整体轴向刚度与波纹管波数成反比，增加波数可以极大地减小膨胀节轴向位移引起的子午向薄膜应力和弯曲应力，进而降低波纹管子午总应力。

4 结论

（1）对于N型固定管板换热器，当膨胀节波高较大时，在壳程压力p_s正压作用下，壳程筒体将承受压缩载荷，换热管束将承受拉伸载荷；其中，“p_s正压+p_t正压+负热膨胀差”工况下，壳程筒体与换热管束的轴向位移差达到最大值。

（2）对于设置膨胀节的N型固定管板换热器，其典型工况下的应力特性如下：换热管束的最大拉应力工况为“p_s正压+p_t正压+负热膨胀差”，最大压应力工况为“p_s负压+p_t负压+正热膨胀差”；壳程筒体的最大拉应力工况为“p_s负压+p_t正压+正热膨胀差”，最大压应力工况为“p_s正压+p_t负压+负热膨胀差”；膨胀节的危险工况通常为“p_s正压+p_t正压+正热膨胀差”。

（3）在膨胀节强度校核过程中，按文中式（8）计算膨胀节的轴向位移更合理。

参考文献：

[1] 李世玉.压力容器设计工程师培训教程——容器建造技术[M].北京：新华出版社，2020.
LI S Y. Training course for pressure vessel design engineer—Vessel construction technology [M]. Beijing: Xinhua Publishing House, 2020.

[2] 桑如苞.固定管板换热器壳体与管子的受力分析及其危险工况的考证（一）[J].石油化工设备技术，1996，17(6)：19-26.
SANG R B. The research of stress analysis and its risky service for shell and tube of fixed tubesheet exchngers(1)[J]. Petrochemical Equipment Technology, 1996, 17(6): 19-26.

[3] 桑如苞.固定管板换热器壳体与管子的受力分析及其危险工况的考证（二）[J].石油化工设备技术，1997，18(1)：13-18.
SANG R B. The research of stress analysis and its risky service for shell and tube of fixed tubesheet exchngers(2)[J]. Petrochemical Equipment Technology, 1997, 18(1): 13-18.

[4] 黄克智，薛明德，李世玉.固定式换热器管板应力的一种建议计算方法[J].机械工程学报，1980，16(2)：1-23.
HUANG K Z, XUE M D, LI S Y. A proposed method of stress analysis in fixed tubesheets of heat excnagers[J]. Journal of Mechanical Engineering, 1980, 16(2): 1-23.

[5] 薛明德，黄克智，李世玉，等.GB 151中带膨胀节固定式换热器管板计算方法的改进[J].压力容器，2012，29(4)：57-61.
XUE M D, HUANG K Z, LI S Y, et al. An improved method of stress analysis for fixed tubesheets of heat-changer with expansion joint in GB 151 [J]. Pressure Vessel Technology, 2012, 29(4): 57-61.

[6] 宋利滨，朱国栋，龚雪茹.不完全布管对浮头换热器管板弯曲应力和换热管轴向应力的影响[J].压力容器，2023，40(9)：45-54.
SONG L B, ZHU G D, GONG X R. Influence of non-fulfilled layout of tubes on bending stress of tubesheets and axial stress of tubes for floating head heat exchangers [J]. Pressure Vessel Technology, 2023, 40(9): 45-54.

[7] 薛明德，黄克智，李世玉，等.对GB 151—1999中管壳式换热器管板计算方法的修改说明[J].化工管道与设备，2014，51(1)：1-7.
XUE M D, HUANG K Z, LI S Y, et al. Explanation of revision in tubesheet calculation methods in GB 151—1999“Tubular Heat Exchanger”[J]. Process Equipment & Piping, 2014, 51(1): 1-7.

[8] 薛明德，李世玉，吴坚，等.中美标准中三种NEN型固定管板设计方法的比较[J].压力容器，2022，39(1)：40-49.
XUE M D, LI S Y, WU J, et al. Comparison of 3 design methods in standards of China and America for tubesheet of NEN type fixed tubesheet heat exchangers [J]. Pressure Vessel Technology, 2022, 39(1): 40-49.

作者简介：张才华（1988），男，高级工程师，主要从事石油化工设备的设计工作，通信地址：100101 北京市朝阳区安慧北里安园20号中国石化工程建设有限公司，E-mail：zhangcaihua.sei@sinopec.com。

本文引用格式：
张才华，刘颂，张喆光，等.膨胀节对N型固定管板换热器设计的影响[J].压力容器，2025，42(7)：62-69.
ZHANG Caihua, LIU Song, ZHANG Zheguang, et al. Influence of expansion joints on the design of N-type fixed tubesheet heat exchangers [J]. Pressure Vessel Technology, 2025, 42(7): 62-69.