文章编号：1671-6612（2026）05-704-10

空调水管道滑动支吊架摩擦力理论模型与数值验证

刘增雨[1]　金　晖[1]　宋　星[1]　邵泓瑞[2]　江　超[2]　杜　涛[2]

（1.中建三局集团有限公司　武汉　430075;
2.长安大学建筑工程学院　西安　710061）

【摘　要】　针对空调水管道支吊架设计中横向载荷计算精度不足，且计算方法缺乏理论依据的问题，开展管道与支吊架界面摩擦力学行为研究。首先，建立管道支吊架耦合力学模型，综合考虑管道热膨胀、支吊架偏转及补偿器刚度等因素，推导单根与两根并行管道情况下滑动支吊架摩擦力计算公式。随后，基于 ABAQUS 建立管道支吊架有限元模型，通过改变管径、温差、补偿器刚度等参数开展多工况数值模拟，对理论模型进行验证。结果表明，单根管道情况下，静摩擦阶段理论公式预测值整体高于数值模拟结果，通过引入修正系数 0.77 后，计算结果与数值模拟结果吻合良好，线性拟合决定系数达到 0.998；对于两根并行管道模型，理论计算结果与数值模拟结果偏差控制在 25% 以内。研究结果为暖通空调水管道滑动支吊架的设计、验算及优化提供了更加合理的理论依据，对提高管道系统运行安全性与设计经济性具有一定工程参考价值。

【关键词】　空调水系统；滑动支吊架；摩擦力；理论分析；有限元分析

中图分类号　TU8　　文献标志码　A

Theoretical Model and Numerical Verification of Friction Force for Sliding Supports and Hangers of HVAC Water Pipelines

Liu Zengyu[1]　Jin Hui[1]　Song Xing[1]　Shao Hongrui[2]　Jiang Chao[2]　Du Tao[2]

(1.China State Construction Third Engineering Bureau Co., Ltd, Wuhan, 430075;
2.School of Civil Engineering and Architecture, Chang'an University, Xi'an, 710061)

【Abstract】　Aiming at the problems of insufficient calculation accuracy of transverse load and the lack of theoretical basis for the calculation method in the design of HVAC water pipeline supports and hangers, this paper conducts a study on the frictional mechanical behavior at the interface between pipelines and supports/hangers. Firstly, a coupled mechanical model of the pipeline-support/hanger system is established, and the calculation formulas for the friction force of sliding supports and hangers under the conditions of a single pipeline and two parallel pipelines are derived by comprehensively considering factors such as pipeline thermal expansion, support and hanger deflection, and compensator axial stiffness. Subsequently, a finite element model of the pipeline-support/hanger system is established based on ABAQUS software, and multi-condition numerical simulations are carried out by varying parameters including pipe diameter, temperature difference, and compensator axial stiffness to verify the theoretical model. The results show that for the single pipeline case, the predicted values of the theoretical formula in the static friction stage are generally higher than the numerical simulation results. After introducing the correction coefficient of 0.77, the

作者简介：刘增雨（1987.07-），男，本科，高级工程师，E-mail：535471711@qq.com
通讯作者：杜　涛（1990.03-），男，博士，副教授，E-mail：chddt@foxmail.com
收稿日期：2026-06-04

calculated results are in good agreement with the numerical simulation results, with the coefficient of determination of linear fitting reaching 0.998. For the model with two parallel pipelines, the deviation between the theoretical calculation results and the numerical simulation results is controlled within 25%. The research results provide a more reasonable theoretical basis for the design, checking calculation and optimization of sliding supports and hangers for HVAC water pipelines, and have certain engineering reference value for improving the operation safety and design economy of pipeline systems.

【**Keywords**】 HVAC water system; Sliding supports and hangers; Friction force; Theoretical analysis; Finite element analysis

0　引言

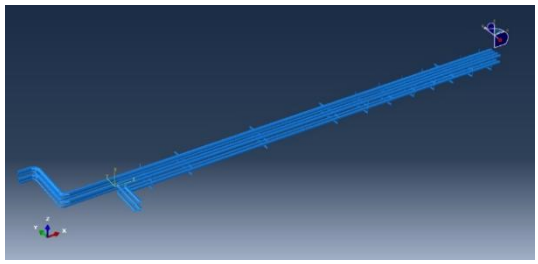
支吊架是管道系统中的关键承重组件，承载着支撑管道静动载荷、约束管道位移变形以及维持系统空间布局稳定等多种功能[1-4]。在空调和热力管道系统中，流体温度变化引起的管道热膨胀效应，会导致滑动支吊架接触界面发生轴向滑移。该相对运动产生的摩擦不仅会加剧构件磨损退化，还会诱发接触面应力重分布、局部塑性变形等次生效应，对结构完整性造成累积损伤。一旦界面摩擦力超过设计阈值，可能导致支吊架锚固失效、应力超限甚至系统整体失稳等严重后果，严重威胁建筑安全[5-10]。因此，系统研究管道-支吊架界面的摩擦力学行为具有重要的理论价值及工程意义。

既有支吊架设计实践中，相关规范及标准图集通常建议，横向载荷可按竖向载荷的 0.3 倍进行估算[11,12]。然而，这类规定往往未明确横向载荷的具体定义及来源，该系数取值可能源于行业经验或简化算法，缺乏充分的理论与实验依据。事实上，不同滑动接触面（管托与支吊架之间）的摩擦系数差异显著，统一按固定比例计算横向载荷会导致计算结果偏离实际[13-19]。这种做法可能造成两类问题：一是低估载荷，导致支吊架强度不足，埋下安全隐患；二是高估载荷，导致过度设计，造成材料浪费和成本增加。因此，有必要对横向载荷的来源及其计算方法开展更精细化的研究。

以某已建银行项目空调水管道支吊架体系为研究对象，采用“横向载荷为竖向载荷的 0.3 倍”的传统方法进行验算，发现现有支吊架的型钢选型承载力不足，根部应力超出规范允许范围，存在安全隐患。然而，该管道系统已实际安全稳定运行超过 20 年，验算结论与工程实态明显不符。基于此，利用 Abaqus 有限元模拟软件建立了 1:1 实体模型，并施加实际工况边界条件进行模拟分析（见图 1）。结果表明，支吊架各部应力均处于规范允许范围内，未发现明显安全隐患，与工程实际情况一致。进一步通过数值模拟提取管道与滑动支吊架间的摩擦力与相对位移数据，发现摩擦力并未达到最大静摩擦力，且相对位移未超过 2.5mm 的屈服位移阈值，表明界面尚未进入动摩擦阶段。



（a）现场实拍图（运行良好）



（b）数值模拟

图 1　银行项目空调水管道支吊架系统实拍图及 ABAQUS 数值模拟模型

Fig.1　On-site photos and ABAQUS simulation model of HVAC water pipeline supports and hangers for a bank project

因此，为明确暖通空调水系统管道与滑动支吊架间摩擦力的计算方法，亟须系统开展二者接触界面的摩擦力学行为研究，从而为工程实践中滑动支吊架的选型提供依据，进而提升管道系统的运行可靠性与寿命。本文以空调水系统管道支吊架为研究

对象，通过理论分析推导管道与滑动支吊架间的摩擦力计算公式，并结合数值模拟方法对公式进行验证与修正，旨在为暖通空调水系统管道支架的设计和安装提供理论参考。

1　管道支吊架摩擦力学模型

供热管道因管内介质温度变化会产生轴向热膨胀，导致管道与支架间出现相对位移趋势，进而引发摩擦力。该摩擦力将推动滑动支架发生轴向移动，并引起支架竖杆产生一定偏转[20]，如图 2 所示。管道的膨胀源于温度变化引起的线性伸长，而支吊架偏转位移则受摩擦力与自身刚度的共同约束，二者间的相对位移为管道轴向位移与支吊架偏转位移之差。

当管道轴向热膨胀量较小时，管道与滑动支吊架间的相对位移未达到临界屈服位移（2.5mm），摩擦力也未达到最大静摩擦力，此时界面处于静摩擦阶段，摩擦力大小与相对位移成正比。随着管道轴向热膨胀进一步增大，相对位移超过临界屈服位移后，摩擦进入动摩擦阶段，摩擦力趋于稳定并达到最大值[21-23]。因此，摩擦力的大小是相对位移的函数，可以写为：

$$\text{摩擦力} = f(\text{相对位移}) \tag{1}$$

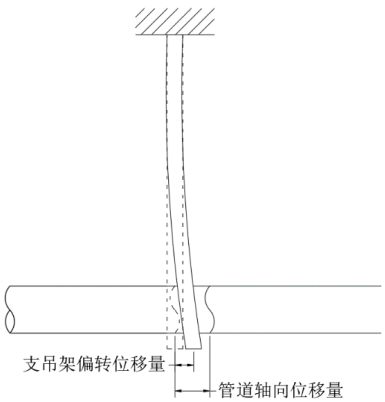


图 2　管道支吊架模型

Fig.2　Pipeline support and hanger model

2　管道热膨胀与支吊架耦合位移分析

基于上一节的摩擦力学分析，管道与支吊架间相对摩擦力计算公式可以表示为：

$$f = \begin{cases} \dfrac{\Delta L}{s_{\text{屈服}}}\mu \mathrm{G}, & \Delta L < s_{\text{屈服}} \\ \mu \mathrm{G}, & \Delta L \geq s_{\text{屈服}} \end{cases} \tag{2}$$

式中：f 为管道与支吊架间相对摩擦力，N；ΔL 为管道与支吊架相对位移，m；$s_{\text{屈服}}$ 为摩擦力由静转动时的屈服位移，实验测得其值为 2.5mm；μ 为摩擦系数，实验测得钢对钢为 0.3、钢对木为 0.8、钢对聚四氟乙烯为 0.08；G 为管道重力，N。

对于只支撑一根管道的支吊架，横担受力分析如图 3 所示。

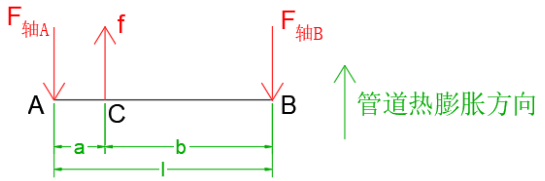


图 3　支撑一根管道的支吊架横担受力分析图

Fig.3　Force analysis diagram of the crossarm of supports and hangers supporting a single pipeline

管道对支吊架横担两端 A、B 点的等效摩擦力为：

$$f_A = F_{\text{轴A}} = \frac{f_b}{L_H},\ f_B = F_{\text{轴B}} = \frac{f_a}{L_H} \tag{3}$$

式中：L_H 为横担长度，m；a、b 为管道距横担两端 A、B 的距离，m。

支吊架竖杆受摩擦力产生弯曲及偏转，其下端位移值与悬臂梁自由端挠度大小相等，可表示为[24]：

$$\Delta L_1 = \frac{PL_S^3}{3EI} \tag{4}$$

式中：P 为悬臂梁自由端所受的力沿垂直梁方向的分量，N；L_S 为支吊架竖杆长度，m；E 为弹性模量，N/m²；I 为截面惯性矩，m⁴。

因此横担两端 A、B 轴向位移分别为：

$$\Delta L_A = \frac{f_A L_S^3}{3EI},\ \Delta L_B = \frac{f_B L_S^3}{3EI} \tag{5}$$

得到管道下方横担的轴向位移为：

$$\Delta L_H = \frac{\Delta L_A - \Delta L_B}{L_H} \cdot b + \Delta L_B \tag{6}$$

管道在无限制下热胀轴向位移可表示为[25]：

$$\Delta L_G' = \alpha \Delta T l \tag{7}$$

式中：α 为线性膨胀系数，1/℃，Q235 钢管道为 12×10^{-6}/℃；ΔT 为管道温度与安装温度差，℃；l 为计算管段长度，m。

在实际管道支吊架系统中，管道的热膨胀会受到摩擦力及补偿器弹性力的限制，因此管道受限热

轴向位移可表示为：

$$\Delta L_G = \alpha \Delta T l - \frac{(f + k\Delta x_{补})l}{EA} \tag{8}$$

式中：k为补偿器轴向刚度，N/m；$\Delta x_{补}$为补偿器收缩量，m，在设计计算中认为补偿器的收缩量最大值为管道在无限制下的热胀轴向位移量$\Delta L_G' = \alpha \Delta T l$，因此取$\Delta x_{补} = \Delta L_G' = \alpha \Delta T l_{总}$，$l_{总}$为固定支架间的总管段长度，m；$A$为管道截面面积，$m^2$。

管道与支吊架的相对位移等于管道的受限热轴向位移与管道下方横担轴向位移之差，即$\Delta L = \Delta L_G - \Delta L_H$。然而，管道与支吊架间相对位移不是简单的二者相减，而是与二者之差正相关。因此，引入一常系数c'，即：

$$\Delta L = c'(\Delta L_G - \Delta L_H) \tag{9}$$

联立公式，对于支吊架与管道模型，P等于摩擦力f，假设$\Delta L < s_{屈服}$，且$a < b$，可得：

$$c' \frac{\alpha \Delta T l - \frac{(f + k\Delta x_{补})l}{EA} - \frac{f L_S^3[(b-a)\cdot b + aL_H]}{3EIL_H^2}}{s_{屈服}} \mu G = f \tag{10}$$

进一步整理得到管道与支吊架间摩擦力：

$$f = c \frac{\alpha \Delta T l - \frac{k\Delta x_{补} l}{EA}}{\frac{s_{屈服}}{\mu G} + \frac{l}{EA} + \frac{L_S^3[(b-a)\cdot b + aL_H]}{3EIL_H^2}} \tag{11}$$

则管道与支吊架间相对摩擦力可表示为：

$$f = \begin{cases} c \dfrac{\alpha \Delta T l - \frac{k\Delta x_{补} l}{EA}}{\frac{s_{屈服}}{\mu G} + \frac{l}{EA} + \frac{L_S^3[(b-a)\cdot b + aL_H]}{3EIL_H^2}}, & \Delta L < s_{屈服} \\ \mu G, \quad \Delta L \geq s_{屈服} \end{cases} \tag{12}$$

然而对于供热管道，很少是一根管道单独架在支吊架上，通常是供回水两根管道成对出现。对于支撑两根管道的支吊架，支吊架横担受力分析如图 4 所示，其与管道间摩擦力计算公式为：

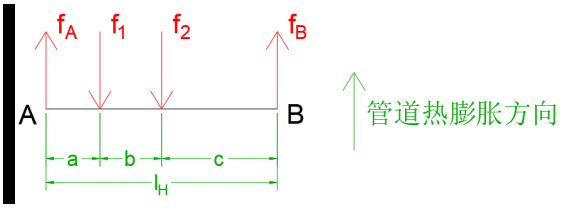


图 4　支撑两根管道的支吊架横担受力分析图

Fig.4　Force analysis diagram of the crossarm of supports and hangers supporting two pipelines

$$\begin{aligned} f_1 &= \frac{\Delta L_1}{s_{屈服}} \mu G_1 \quad (\Delta L < s_{屈服}) \\ f_2 &= \frac{\Delta L_2}{s_{屈服}} \mu G_2 \quad (\Delta L < s_{屈服}) \end{aligned} \tag{13}$$

支吊架横担两端 A、B 受到的轴向推力大小和产生的轴向位移分别为：

$$\begin{aligned} f_A &= F_{轴A} = \frac{f_1(b+c) + f_2 a}{L_H} \\ f_B &= F_{轴B} = \frac{f_1 a + f_2(a+b)}{L_H} \end{aligned} \tag{14}$$

$$\begin{aligned} \Delta L_A &= \frac{f_A L_S^3}{3EI} \\ \Delta L_B &= \frac{f_B L_S^3}{3EI} \end{aligned} \tag{15}$$

管道下方横担的轴向位移为：

$$\begin{aligned} \Delta L_{H1} &= \frac{\Delta L_A - \Delta L_B}{L_H} \cdot (b+c) + \Delta L_B \\ \Delta L_{H2} &= \frac{\Delta L_A - \Delta L_B}{L_H} \cdot c + \Delta L_B \end{aligned} \tag{16}$$

管道受限热轴向位移可表示为：

$$\begin{aligned} \Delta L_{G1} &= \alpha \Delta T_1 l - \frac{(f_1 + k_1 \Delta x_{补1})l}{EA_1} \\ \Delta L_{G2} &= \alpha \Delta T_2 l - \frac{(f_2 + k_2 \Delta x_{补2})l}{EA_2} \end{aligned} \tag{17}$$

管道和支吊架间相对位移为：

$$\begin{aligned} \Delta L_1 &= c_1'(\Delta L_{G1} - \Delta L_{H1}) \\ \Delta L_2 &= c_2'(\Delta L_{G2} - \Delta L_{H2}) \end{aligned} \tag{18}$$

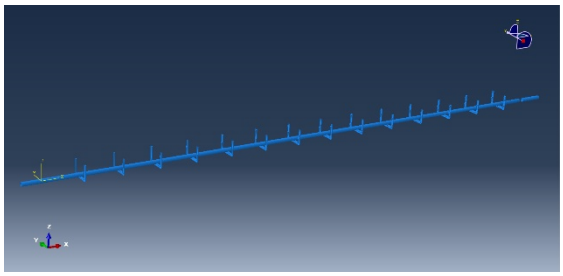
联立公式（13）～（18），假设$\Delta L < s_{屈服}$，可得管道 1、2 与支吊架间摩擦力大小分别为：

$$\begin{aligned} \mathrm{A} &= \alpha \Delta T_1 l - \frac{k_1 \Delta x_{补1} l}{EA_1} \\ \mathrm{B} &= \frac{l}{EA_1} + \frac{L_S^3(a^2+b^2+c^2+2ab)}{3EIL_H^2} + \frac{s_{屈}}{\mu G_1} \\ \mathrm{C} &= \alpha \Delta T_2 l - \frac{k_2 \Delta x_{补2} l}{EA_2} \\ \mathrm{D} &= \frac{l}{EA_2} + \frac{L_S^3(a^2+b^2+c^2+2ab)}{3EIL_H^2} + \frac{s_{屈}}{\mu G_2} \\ \mathrm{E} &= \frac{L_S^3(a^2+c^2+ab+bc)}{3EIL_H^2} \\ f_1 &= c_1 \frac{\mathrm{AD-EC}}{\mathrm{BD-E^2}} \\ f_2 &= c_2 \frac{\mathrm{AE-BC}}{\mathrm{E^2-BD}} \end{aligned} \tag{19}$$

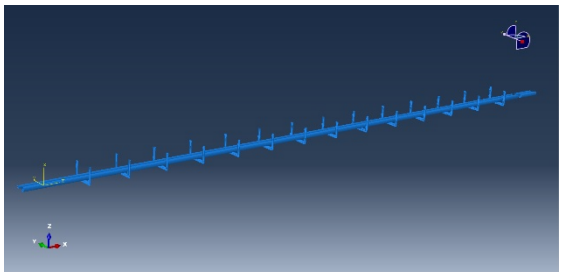
3　数值模拟及工况设计

3.1　有限元模型

在本研究中，采用 ABAQUS 有限元分析软件构建管道-支吊架体系模型，如图 5 所示。模型所有构件均采用线单元，并依据管道及支吊架的不同截面形状分别赋予相应截面。模型材料统一设定为钢材，弹性模量为 206GPa，泊松比为 0.3。管道总长度设置为 65m，两端以“边界条件-完全固定”简化模拟固定支架，支架间距为 60m，在距一端固定支架 0.75m 处设置补偿器，固定支架间按 4m 间距均匀布置滑动支架。管道与支吊架间管托采用木托，接触属性定义为摩擦接触，并取摩擦系数为 0.8。通过该模型模拟不同边界条件下管道与支吊架的摩擦力学行为，并精准提取接触界面的摩擦力数值。



（a）单根管道



（b）两根管道

图 5　有限元模型示意图

Fig.5　Finite element model schematic

3.2　工况设计

为验证摩擦力计算公式准确性，设计了涵盖多参数组合的数值模拟工况，参数取值范围如下：管道管径为 DN150~DN500；单根管道供水温度 60℃~85℃，两根管道为一供一回，供水温度为 60℃或 50℃，回水温度为 85℃或 70℃，管道安装温度统一为 5 ℃；补偿器轴向刚度为 465N/mm~2452N/mm。同时根据不同管径的强度要求，匹配不同规格的支吊架槽钢型号，通过不同参数组合改变模型边界条件，分析各参数对管道热位移及管架间摩擦力学特性的影响。具体工况设置如表 1 所示。

表 1　模拟工况表

Table 1　Table of simulation working conditions

（a）单根管道模拟工况

工况	管径	所选滑动支架与没有补偿器一端固定支架间距 *l*/mm	支吊架型钢型号	供水温度与安装温度差Δ*T*/℃	补偿器轴向刚度 *k*/(N/mm)
A1	DN150	56	60*6 号角钢	55	465
A2	DN150	36	60*6 号角钢	55	465
A3	DN150	8	60*6 号角钢	55	465
A4	DN150	16	60*6 号角钢	60	465
A5	DN150	12	5 号槽钢	60	465
A6	DN150	16	5 号槽钢	60	465
A7	DN150	20	5 号槽钢	65	465
A8	DN200	44	12 号槽钢	70	480
A9	DN250	52	14 号槽钢	80	930
A10	DN250	36	14 号槽钢	80	930
A11	DN250	4	14 号槽钢	80	930
A12	DN250	36	14 号槽钢	65	930
A13	DN250	52	14 号槽钢	65	930
A14	DN250	4	14 号槽钢	65	930
A15	DN250	20	10 号槽钢	60	930

续表 1　模拟工况表

Table 1　Table of simulation working conditions

（a）单根管道模拟工况

工况	管径	所选滑动支架与没有补偿器一端固定支架间距 *l*/mm	支吊架型钢型号	供水温度与安装温度差Δ*T*/℃	补偿器轴向刚度 *k*/(N/mm)
A16	DN250	12	16 号槽钢	65	930
A17	DN250	16	16 号槽钢	65	930
A18	DN250	20	16 号槽钢	65	930
A19	DN300	48	16 号槽钢	65	1253
A20	DN300	52	16 号槽钢	55	1253
A21	DN300	28	16 号槽钢	55	1253
A22	DN300	8	16 号槽钢	55	1253
A23	DN300	24	18 号槽钢	60	1253
A24	DN300	12	20 号槽钢	70	1253
A25	DN300	16	20 号槽钢	70	1253
A26	DN300	20	20 号槽钢	70	1253
A27	DN350	40	18 号槽钢	85	1265
A28	DN350	48	20 号槽钢	70	1265
A29	DN350	20	20 号槽钢	70	1265
A30	DN350	4	20 号槽钢	70	1265
A31	DN350	20	22 号槽钢	65	1265
A32	DN350	12	22 号槽钢	60	1265
A33	DN350	16	22 号槽钢	60	1265
A34	DN350	20	22 号槽钢	60	1265
A35	DN400	56	22 号槽钢	55	1373
A36	DN400	8	22 号槽钢	55	1373
A37	DN400	12	22 号槽钢	55	1373
A38	DN400	16	25 号槽钢	65	1373
A39	DN400	12	25 号槽钢	65	1373
A40	DN400	16	25 号槽钢	65	1373
A41	DN400	20	25 号槽钢	65	1373
A42	DN500	48	30 号槽钢	65	2452
A43	DN500	20	30 号槽钢	65	2452
A44	DN500	4	30 号槽钢	65	2452
A45	DN500	12	30 号槽钢	60	2452
A46	DN500	16	30 号槽钢	60	2452
A47	DN500	20	30 号槽钢	60	2452
A48	DN500	8	36 号槽钢	70	2452
A49	DN500	20	36 号槽钢	70	2452
A50	DN500	28	36 号槽钢	70	2452

（b）两根管道模拟工况

工况	管径		间距 *l*/mm	支吊架型钢型号	供水温度与安装温度差Δ*T*/℃		补偿器轴向刚度 *k*/(N/mm)	
	管道 1	管道 2			管道 1	管道 2	管道 1	管道 2
B1	DN150	DN150	52	50*5 角钢	80	65	465	465
B2	DN150	DN150	56	50*5 角钢	80	65	465	465
B3	DN150	DN150	36	10#槽钢	80	65	465	465
B4	DN150	DN300	12	16#槽钢	55	45	465	1253
B5	DN150	DN300	16	16#槽钢	55	45	465	1253
B6	DN150	DN300	36	16#槽钢	55	45	465	1253
B7	DN150	DN300	12	16#槽钢	80	65	465	1253
B8	DN150	DN300	16	16#槽钢	80	65	465	1253
B9	DN150	DN300	36	16#槽钢	80	65	465	1253
B10	DN200	DN200	24	14#槽钢	55	45	480	480
B11	DN200	DN200	48	14#槽钢	55	45	480	480
B12	DN250	DN250	20	18#槽钢	55	45	930	930
B13	DN250	DN250	52	18#槽钢	55	45	930	930
B14	DN250	DN400	20	28#槽钢	55	45	930	1373
B15	DN300	DN300	24	8#槽钢	55	45	1253	1253
B16	DN300	DN300	44	8#槽钢	55	45	1253	1253
B17	DN300	DN300	12	22#槽钢	55	45	1253	1253
B18	DN300	DN300	20	22#槽钢	55	45	1253	1253
B19	DN300	DN300	40	22#槽钢	55	45	1253	1253
B20	DN350	DN350	32	8#槽钢	80	65	1265	1265
B21	DN350	DN350	52	8#槽钢	80	65	1265	1265
B22	DN400	DN400	32	10#槽钢	55	45	1373	1373
B23	DN400	DN400	12	10#槽钢	55	45	1373	1373
B24	DN400	DN400	12	30#槽钢	55	45	1373	1373
B25	DN500	DN500	44	12#槽钢	80	65	2452	2452
B26	DN500	DN500	28	12#槽钢	80	65	2452	2452
B27	DN500	DN500	40	12#槽钢	80	65	2452	2452

4　模拟结果与模型验证

4.1　单管摩擦力预测

对于工况 A16，固定支架间距为 60m，所选滑动支吊架距不设补偿器一端的固定支架为 12m，管道管径为 DN250，供水温度为 70℃，管道安装温度为 5℃，滑动支吊架选用 16 号槽钢，竖杆长度为 1.5m，横担长度为 2.8m，管道位于横担偏心位置，距两端竖杆距离分别为 1.7m 和 1.05m。该滑动支吊架承担 4m 长的管道重量，采用木托作为管托，摩擦系数为 0.8。补偿器刚度为 930000N/m，假设此时 $\Delta L < s_{屈服}$，运用公式（12）计算该处管道与支吊架间的摩擦力得 $f = 1609.31\text{N} < \mu G = 0.8 \times 3964 = 3171.2\text{N}$，说明该处支吊架与管道间摩擦力在静摩擦阶段，与原假设 $\Delta L < s_{屈服}$ 相符，则摩擦力公式计算结果为 $f = 1609.31\text{N}$（若计算出来 $f > \mu G$，与原假设 $\Delta L < s_{屈服}$ 矛盾，则摩擦力公式计算结果为 μG）。

通过模拟计算，工况 A16 支吊架与管道间摩擦力结果为 1328.45N。模拟结果与公式计算结果相近。

4.2　修正系数确定

根据表 1 工况，分别通过 ABAQUS 有限元分析软件进行数值模拟，并提取支吊架与管道接触界面摩擦力，以及运用公式（12）对摩擦力进行理论计算。将数值模拟结果与理论计算值进行对比，如图 6 所示。

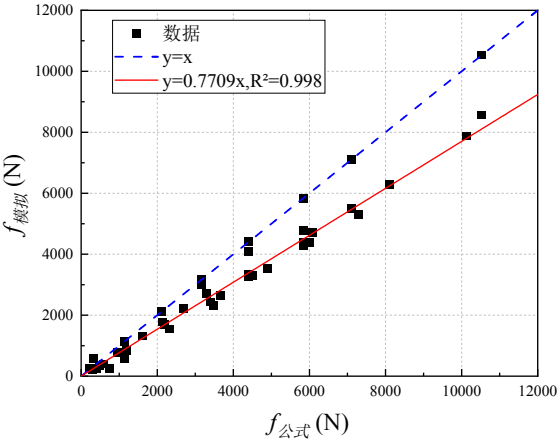


图 6　数值模拟及公式计算结果对比

Fig.6　Comparison of numerical simulation and formula calculation results

可以看出图 6 中数据划分为两个区域，各自沿线性趋势分布，分别用两条直线进行拟合，该分布特征与理论公式为静摩擦阶段和动摩擦阶段的两段函数相符。

图 6 中虚线为“直线 y=*x*”，该直线上数据点为动摩擦阶段数据。在该直线下方的数据为静摩擦阶段数据点，表明静摩擦阶段摩擦力公式计算值偏大。将静摩擦阶段公式计算结果与数值模拟结果进行线性拟合，控制截距为 0，得到斜率结果为 0.7709。对静摩擦阶段公式进行修正，修正系数取 0.77，即公式（20）。修正系数的物理意义在于，其主要反映理论模型高估摩擦力的三个因素：管道自身弯曲变形对热位移的抵消作用、接触界面应力分布不均导致的有效摩擦面积减小、支吊架横担的微小扭转变形，说明当接触界面存在润滑、锈蚀等特殊情况时，需通过现场实测确定修正系数。

$$f=\begin{cases}0.77\cdot\dfrac{\alpha\Delta Tl-\dfrac{k\Delta x_{补}l}{EA}}{\dfrac{s_{屈服}}{\mu G}+\dfrac{l}{EA}+\dfrac{L_S^{3}[(b-a)\cdot b+aL_H]}{3EIL_H^{2}}}, & \Delta L<s_{屈服}\\ \mu G, & \Delta L\geq s_{屈服}\end{cases}\tag{20}$$

对修正后的公式计算结果再次进行数值模拟数据对比，如图 7 所示。

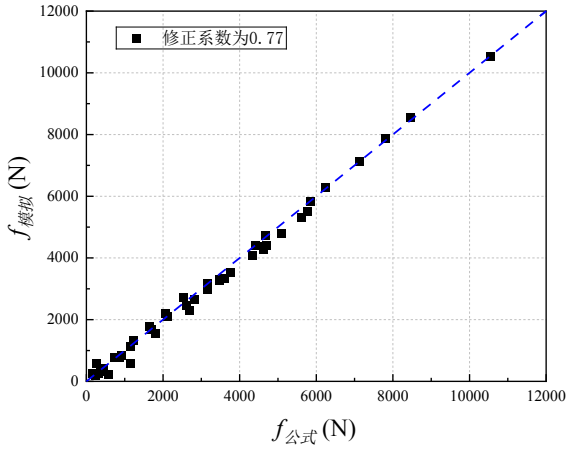


图 7　系数 0.77 修正后公式计算及数值模拟结果对比

Fig.7　Comparison of formula calculation and numerical simulation results after correction with a coefficient of 0.77

可以看出，修正后的公式计算结果与数值模拟结果高度吻合。因此认为，修正后的公式（20）能较好地预测单根管道与支吊架间摩擦力大小。

也可写为：

$$f=\min\left\{0.77\cdot\frac{\alpha\Delta Tl-\dfrac{k\Delta x_{补}l}{EA}}{\dfrac{s_{屈服}}{\mu G}+\dfrac{l}{EA}+\dfrac{L_S^{3}[(b-a)\cdot b+aL_H]}{3EIL_H^{2}}},\ \mu G\right\}\tag{21}$$

4.3　双管模型摩擦力验证

根据表 1 工况，运用公式（19）计算两根管道与支吊架间摩擦力。例如工况 B4，固定支架间距为 60m，所选滑动支吊架距不设补偿器一端的固定支架为 12m；管道 1 管径为 DN150，供水温度为 60℃，安装温度为 5℃；管道 2 管径为 DN300，供水温度为 50℃，安装温度为 5℃；滑动支吊架选用 16 号槽钢，竖杆长度为 1.5m，横担长度为 2m，管道 1、2 距竖杆距离分别为 0.45m、0.85m，管道间距为 0.7m。该滑动支吊架承担 4m 长的管道重量，采用木托作为管托，摩擦系数为 0.8。

管道 1、2 补偿器刚度分别为 465000N/m 和 1253000N/m，假设 $\Delta L<s_{屈服}$，计算得到该处管道与支吊架间的摩擦力：f_1=524.55N＜μG=1142.76N，f_2=783.77N＜μG=4403.88N，说明该处支吊架与管道间摩擦力在静摩擦阶段，与原假设 $\Delta L<s_{屈服}$ 相符，则摩擦力公式计算结果为 f_1=524.55N，f_2=783.77N。

提取 ABAQUS 支吊架管道模型模拟数据，工况 B4 管道 1、2 与滑动支吊架的摩擦力数值分别为 682.80N 和 785.91N，与公式计算结果相近。同时

将两根管道数值模拟结果与公式计算结果进行对比，如图 8 所示。结果表明，取 $c_1=1, c_2=1$ 时，预测误差均控制在 25%以内，分析误差的主要来源：（1）理论模型忽略了两根管道热膨胀时的横向相互作用；（2）不同管径管道的支吊架横担变形呈现非线性特征；（3）当两根管道膨胀量不一致时，管道与支吊架的相对位移会相互影响，其中该相对位移影响是导致误差的主要因素。总体而言，预测误差在可接受范围内，说明该公式对数值模拟结果的预测效果良好，其能够有效预测管道与支吊架之间的摩擦力大小。

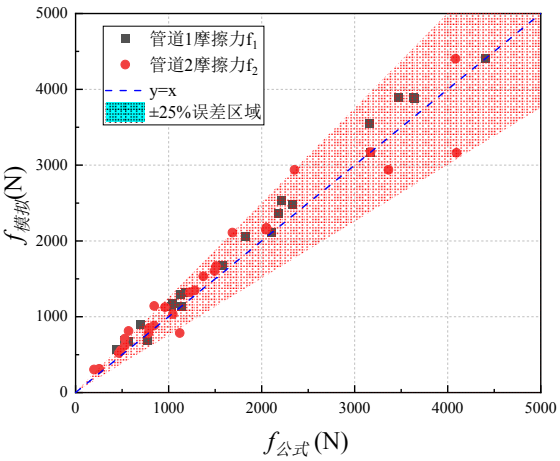


图 8　两根管道公式计算及数值模拟结果对比

Fig.8　Comparison of formula calculation and numerical simulation results for two pipelines

5　结论

本文围绕暖通空调水管道与支吊架间摩擦力的计算方法，结合工程实际运行特征，以管道支吊架体系的摩擦力学行为为研究对象，开展了摩擦力理论推导与数值模拟验证工作，主要结论如下：

（1）基于管道支吊架的实际受力状态，建立了贴合工程实际的管道支吊架力学分析模型，重点考虑了管道热膨胀过程中支吊架的偏转特性，并综合管道管径、供水温度、补偿器刚度等边界条件的影响，通过理论力学分析，推导了适用于单根管道及两根并行管道与支吊架间的摩擦力计算公式，为空调水管道支吊架摩擦力的精准计算提供了理论依据。

（2）为验证所推导摩擦力计算公式的正确性，开展了管道支吊架的数值模拟研究。依据实际工程参数建立有限元模型，利用 ABAQUS 软件对不同工况下管道支吊架的摩擦力学行为进行了模拟分析，提取了摩擦力数值，为公式验证提供了可靠的数据对比。

（3）将有限元模拟结果与理论公式计算结果进行对比，并对公式进行了相应修正。针对单根管道静摩擦阶段，引入修正系数 0.77，修正后公式与数值模拟结果吻合良好。对于两根并行管道，公式计算结果与数值模拟结果偏差处于合理范围内。

（4）本公式适用于 DN150-DN500、温差≤85℃、补偿器刚度 465−2452N/mm 的常规空调水管道系统；对于超出此范围的工况，可通过有限元模拟或试验进行校核；未来考虑开展更多工况的数值模拟或实验研究，以拓展公式的适用范围。该公式为暖通空调水管道支吊架系统的设计、验算与优化提供了理论依据与计算方法，对提升空调水管道系统安装的经济性与运行的安全性具有参考价值。

参考文献：

[1] 苗庆伟,王淮,常娅娜,等.PE-RT Ⅱ直埋供热管道热膨胀的分析[J].煤气与热力,2020,40(8):13-17.

[2] 姜涛,黄杨,刘荣恒,等.管道连接对某典型门式抗震支吊架抗震性能影响试验研究[J].材料导报,2025,39(z1):590-595.

[3] 熊石根,岳峰,廖凯,等.刚性和柔性抗震支吊架抗震性能振动台试验研究[J].建筑结构,2025,55(16):34-39.

[4] GB 50981-2014,建筑机电工程抗震设计规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2014.

[5] 曹姗姗,王芃,姚杨.直埋敷设供热管道腐蚀失效概率仿真研究[J].暖通空调,2019,49(3):115-120.

[6] 郭延军.火力发电厂在役管道支吊架失效分析[J].热力发电,2008,(2):84-86.

[7] 郭延军,陈跃光.支吊架失效与电厂蒸汽管道安全分析[J].电力设备,2007,(4):62-64.

[8] 彭永森,刘政杰,王军民,等.核电厂暖通空调系统共因故障分析及应对措施[J].暖通空调,2021,51(3):8-13.

[9] 赵星海,郑明秀,魏春明,等.火电厂蒸汽管道支吊架失效问题的研究[J].锅炉技术,2010,41(3):5-7,20.

[10] 陈锐.主蒸汽管道支吊架失效及管道振动治理[J].自动化应用,2024,65(22):18-19,23.

[11] GB/T 17116.1-2018,管道支吊架 第 1 部分:技术规范[S].北京:中国质检出版社,2018.

[12] 25S402,室内管道支架及吊架[S].北京:中国计划出版社,2025.
[13] 冯哲,方成平,武桐,等.秦山核电厂 OLE 项目特殊管道支吊架改造方案研究与应用[J].核动力工程,2022,43(S1):70-74.
[14] 陈赟,朱璇.管廊内热力和空调管道支架研究[J].工程建设与设计,2020,(1):159-161.
[15] 苏冰,张硕,杨伯原.GCr15 轴承钢滑动摩擦性能试验[J].轴承,2015,(2):39-42,52.
[16] 成大先.机械设计手册[M].北京:化学工业出版社.2008.
[17] 王豪清,童宏拓,冯琛.杉木含水率和纤维夹角对其锯切表面粗糙度及与钢材摩擦系数的影响[J].陕西农林科技,2018,38(4):61-65.
[18] 彭晓瑞,张占宽,李伟光,等.润滑冷却介质对刀具与木材表面之间摩擦系数的影响[J].木材工业,2012,26(5):52-55,59.
[19] 胡家郡,付雪锋,熊峰.PTFE 滑板在化工项目管道系统支吊架中的应用[J].中氮肥,2023,(6):54-57.
[20] 蒋敏,皮军,徐继龙.对一类圆周运动的静摩擦力分析[J].物理教师,2023,44(2):69-71.
[21] 刘耀华.静摩擦力在物体运动中的变化分析[J].科技信息,2010,(21):275.
[22] 许中明,黄平.用于静摩擦力计算的接触界面势能模型[J].华南理工大学学报(自然科学版),2006,34(2):62-66,72.
[23] 姜芳,赵东.纯滚动圆轮静摩擦力方向的确定[J].力学与实践,2011,33(1):86-88.
[24] 刘鸿文.材料力学:第 3 版[M].北京:高等教育出版社,2004:212-218.
[25] 赵晓文,林香.高层建筑空调工程立管热膨胀的危害识别与防范[J].暖通空调,2006,36(2):101-103,114.

（上接第 672 页）

[11] Wang X W, Wang X L, Yin X H, et al. Distributed LSTM–GCN-based spatial–temporal indoor temperature prediction in multizone buildings[J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2024,20(1):482-491.
[12] Chen B, Yang W, Yan B, et al. An advanced airport terminal cooling load forecasting model integrating SSA and CNN-Transformer[J]. Energy and Buildings, 2024,309:114000.
[13] Pan C, Zhang C, Ngai E C H, et al. HALO: HVAC load forecasting with industrial IoT and local–global-scale transformer[J]. IEEE Internet of Things Journal, 2024,11(17):28307-28319.
[14] Fukushima K. Neocognitron: a self organizing neural network model for a mechanism of pattern recognition unaffected by shift in position[J]. Biological cybernetics, 1980,36(4):193-202.
[15] Vaswani A, Shazeer N, Parmar N, et al. Attention is all you need[J]. Advances in neural information processing systems, 2017,30.
[16] Bergstra J, Bardenet R, Bengio Y, et al. Algorithms for hyper-parameter optimization[J]. Advances in neural information processing systems, 2011:2546-2554.