

换热器 流体诱导振动基础

钱颂文 吴家声 曾文明 编著

X17
4

华中科技大学出版社

换热器

流体诱导振动基础

钱颂文 吴家声 曾文明 编著

责任编辑 刘继宁

*

华中工学院出版社出版发行

(武昌喻家山)

新华书店湖北发行所经销

华中工学院出版社印刷厂印刷

*

开本: 787×1092 1/32 印张: 7.625 字数: 163,000

1988年2月第1版 : 1988年2月第1次印刷

印数: 1—8000

ISBN 7-5609-0162-X/TB·7

定价: 1.28 元

内 容 简 介

本书较系统而简要地介绍了换热器流体诱导振动现象和有关理论(包括机理、计算、分析、预测和防振),附录中列出了换热器流体诱导振动设计准则。

本书是这门学科的基础知识,可作为高等院校化工机械专业本科生的选修课教材和从事换热器振动毕业设计的参考书,也可供有关设计院、工厂企业的工程技术人员设计时参考。

序 言

流体诱导振动是一门新兴的边缘学科。它涉及流体力学、振动理论、材料力学、结构动力学、弹性力学、疲劳与累积损伤理论、容器及设备金属的磨损、以及传热和结构等许多领域的内容，实用性强。在原子能反应堆、核电站和常规电站的大型换热器以及冷凝器中，流体诱导振动的破坏十分突出。对于飞机、海底输油管、海洋平台、潜水艇的潜望镜、露天高塔、烟囱以及悬索吊桥等也都要考虑流体诱导振动问题，而换热器管束的流体诱导振动最为复杂，最具代表性。在国外，这门学科已有几十年的历史，并且定期召开国际性和地区性换热器流体诱导振动专题学术会议，在ASME压力容器国际性会议中亦设有流体诱导振动学组。但是，在我国换热器流体诱导振动问题只是近期才开始为人们所重视，这门学科尚处于起步阶段，不过已开始列入议事日程了。

本书共分九章。第一章概述换热器流体诱导振动及其破坏实例。第二、三章介绍目前已经提出的横向流激振机理及其计算基础。第四章讨论换热器管子固有频率的计算及其影响因素。第五章介绍进行振动分析、振动预测以及防振等问题。关于换热器内的声振，即声共振或声共鸣，将其独立于第六章，集中介绍声振机理、消振原理以及声共振的调整和消除等。最后三章简要介绍换热器流体诱导振动的模拟试验、实例分析以及目前国外在换热器流体诱导振动方面的状况与今后的研究方向，为了方便读者，附录中列出了换热器流体诱导振动的原则

性的设计准则。

本书的主要内容曾作为华南工学院化工机械专业本科生选修课教材以及其他某些院校的化工机械专业的教材，已使用五届，并经华东化工学院琚定一教授、吴泽震教授，华南工学院邓颂九教授，原株州化工学校罗席臻副教授以及机械部兰州石油机械研究所胡华燃高级工程师等指正，本书被列入全国化工炼油机械科技情报网换热器专业组一九八七年项目业务建设计划，且得到了该情报网的支持。现经改写、补充、提高而成本书。在本书的编写过程中，武汉化工学院彭望霆副教授、方子严副教授提供了宝贵意见，华中工学院出版社为本书的出版给予了大力支持；在此一并表示深切感谢。

此外，岑汉钊副教授、傅玉华、姚正勤同志参加了部分编写工作。马小明、江楠和李小燕同志也为本书的出版作了一定的工作。

在我国“七五”规划的第一年编写并出版本书，旨在为发展我国流体诱导振动学科、为我国的四化建设事业贡献我们的微薄之力。由于作者水平有限，仅作抛砖引玉，希望有关专家和广大读者批评指正。

作者于 华南工学院
武汉化工学院

一九八六年十二月十七日

目 录

序言	(I)
第一章 概述	(1)
§1-1 换热器管束振动及流体诱导振动	(1)
§1-2 换热器流体诱导振动破坏实例	(2)
§1-3 换热器流体诱导振动破坏情况	(4)
第二章 横向流激振机理	(14)
§2-1 旋涡脱离(Vortex Shedding)	(14)
§2-2 湍流颤振(Turbulent Buffeting)	(26)
§2-3 流体弹性扰动(Fluid Elastic Excitation)	(27)
§2-4 其它机理	(48)
第三章 流体诱导振动的计算	(61)
§3-1 旋涡脱离频率的计算	(61)
§3-2 湍流颤振频率的计算	(64)
§3-3 流体弹性不稳定的界限速度的计算	(65)
§3-4 管子振动“破坏数”的计算	(75)
§3-5 陈-韦伯(Chen-Weben)法预测管子的平行流诱导振动 ^[2]	(79)
第四章 管子固有频率的计算及其影响因素	(82)
§4-1 概述	(82)
§4-2 多个等跨度直管的固有频率的计算	(84)
§4-3 多个不等跨度直管固有频率的计算	(90)

§4-4	轴向力作用下管子固有频率的计算·····	(94)
§4-5	U 型管固有频率的计算·····	(102)
§4-6	翅片管固有频率的计 算 ^[14] ·····	(107)
§4-7	影响管子固有频率的因素及其管子振动特性 ·····	(108)
第五章	管束的振动分析、预测及防振·····	(127)
§5-1	振动分析步骤与评价标准·····	(127)
§5-2	振动预测·····	(130)
§5-3	防振设计·····	(142)
§5-4	防振措施及防振结构·····	(143)
第六章	换热器内的声振·····	(156)
§6-1	报导的实例·····	(156)
§6-2	换热器声振动机理和消振的基本原理·····	(158)
§6-3	声学共鸣条件的调整和消除及其实例·····	(168)
第七章	换热器的条件实验模拟和实验换热器中的试验 ·····	(176)
§7-1	模拟换热器的条件·····	(176)
§7-2	实验换热器中的试验·····	(181)
§7-3	换热器流体诱导振动的检测与诊断方法·····	(182)
第八章	实例分析·····	(186)
第九章	换热器流体诱导振动国外进展与今后研究方 向简述·····	(197)
附 录	换热器管束流体诱导振动原则性设计准则·····	(215)
参考文献	·····	(225)

第一章 概 述

§1-1 换热器管束振动及流体诱导振动

换热器管束振动是引起换热器失效的主要原因之一。一般地说，换热器管束都会产生某种程度的振动。引起换热器管束振动的原因是多方面的，例如，由外部的往复式机械振源传来的振动，通过连接管道或支架构件传来的某些振动等。这些振源的激振频率均可由系统决定，而且可以简单地预计到，同时检查它们对危害性振动的敏感程度也相对地简单些。这些我们都归结为机械振动，不属于我们流体诱导振动讨论范围。

所谓换热器流体诱导振动，主要是指换热器壳侧受横向流动流体的激发而产生的振动。流体诱导振动可分为两大类：平行于管子轴线的流体诱导振动(简称纵向流诱振)和垂直于管子轴线的流体诱导振动(简称横向流诱振)，且后者是主要的。而纵向流诱振又可进一步分为管内纵向流诱振和管外纵向流诱振。换热器流体诱导振动的机理是复杂的，并且难以预测，但对换热器来说，危害主要还是来自这种振动。在一般情况下，纵向流诱振引起的振动振幅小，危害性也不大，除非在其流速远远高于正常流速的场合下，才需要考虑纵向流诱振的影响。但横向流诱振则不同，即使在正常的流速下，也会使换热器产生严重破坏。

换热器广泛应用于化工、炼油、食品、动力、原子能等工业部门，如石油化工厂总投资的20%、设备总重量的40%为换

热设备。最近二十多年来，随着科学技术的飞速发展，石油、化工、动力等工业的大型化和原子能工业的兴起，使换热器的尺寸愈来愈大，操作条件也日益苛刻，尤其是在核电站的高热流率、高紧凑性的换热器中，壳程流速和折流板间距增大，使换热器管子变得非常柔软，容易损坏。流体诱导振动问题也就更加严要，经常发生流体诱导振动的破坏事故，给工业生产和生活环境造成严重危害。因此，研究换热器流体诱导振动机理，掌握其规律性，其意义是很深远的。

应该指出，关于换热器流体诱导振动，涉及面广而实用性极强。尽管国外许多科学工作者进行了大量的研究工作，但由于问题的复杂性，至今仍有许多问题尚未完全解决，而且所取得的结果离工程设计要求还有很大距离。因而在目前的标准规范中，换热器的振动问题尚无一套标准的设计计算方法。1968年美国TEMA标准第五版第五章在关于管束振动一节中承认：“由于换热器设计中所采用的管子跨距、管子排列、材料、尺寸和流速等有关因素的无限组合，常会产生流动时所引起的或其它损伤管束的振动。现有的定量资料还不足以保证在设计中消除振动。”1978年该标准增加了“推荐实行”一章，其中篇幅最大的部分是讲管束振动问题，提供了一些基本资料，但对流体诱导振动问题并未明确阐述。

§1-2 换热器流体诱导振动破坏实例

前面已经提到，换热器流体诱导振动的破坏性极大，这方面的实例很多，现列举数例如下。

1969年美国管式换热器制造者协会TEMA调查了由十一个公司制造的42台换热器，其中有一半发生振动，并整理了

“TEMA”振动数据集。

1972年美国传热研究公司 HTRI 调查的66台换热器，则有38台存在振动（“HTRI”振动数据集）^[1]。

另据报导^[2]，国外某蒸汽发电厂的一个换热面积为922.5m²的填函式大型轴承水冷器，若在流量设计值的10%到30%下操作两天，就发现管子严重泄漏。检查表明：是由于流体引起管子振动而破坏的。还有蒸发器、重沸器等由于沸腾，管子总是处于不停的振动状态。如果振幅很大，或附近存在振源引起共振，或同时存在腐蚀情况时，都会使管子早期损坏。

美国菲利浦石油化工厂的气体转换装置，用以回收高温反应气热的浮头虹吸式重沸器，投产使用仅36小时就发生管子振动破坏，大约有20%的换热管穿漏^{[1][3]}。该换热器的换热管长为6096mm，转置正方形排列。管子与管板焊后胀接，材料为304SS，有三块双弓形折流板，板间距为1524mm，另有两块支承板用以支持周边管排的管子。其共振破坏的情况是：重沸器管束周围的换热管在跨度中央，由于振动发生相互碰撞而被磨平呈现发亮的磨口。紧靠双弓形折流板圆缺切边处的那些没有受到折流板支持的管子，由于振动而与折流板圆缺切边相互摩擦而被磨坏。通过支承板的管子，由于振动而产生“自锯”作用，被锯成两段。其它管子虽未破坏，但许多接头已松弛，并有一些磨损。

又据报导^[4]，该厂1970年仅因管子振动就损坏了3个大型换热器。

国外还报导了某炼油厂的换热管束，在开车后24小时内就由于流体流动引起振动而破坏^[5]。又如，美国联合碳化物公司也碰到过换热器流体诱导振动破坏的事例^[6]。以后我们将进一步介绍美国某烃加工厂的几个换热器^[7]和日本某船用废热锅炉

螺旋型盘管预热器^[8]，它们都发生了强烈的声振动现象。

换热器流体诱导振动在我国尚未引起人们的注意，因此振动事例的报导几乎没有。但据调查了解，某溶剂厂的两台废热锅炉发生了强烈的振动，造成了设备接管的断裂。某甘化厂的蒸发器，进气量在 $7.6 \times 10^4 \sim 5.9 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{h}$ 范围内，只有4个进口。由于进气量较大，产生了流体诱振破坏。在我国使用换热器的有关部门，普遍存在不同程度的换热器流体诱振问题。可以预计，随着换热器趋向大型化，以及为强化传热和减少污垢趋向于增加壳程流速，产生流体诱振的可能性也将大大增加。

§1-3 换热器流体诱导振动破坏情况

换热管是换热器中最柔软和最具有弹性的部分，对振动最为敏感，因而振动破坏首先发生在换热器的管子上。管束振动带来的危害有：(1)管子之间、管子与折流板等支承物之间发生撞击和摩擦使管壁穿孔或变薄，甚至使管子破裂。(2)使管子产生循环交变应力，从而引起疲劳破坏。特别是当疲劳效应与腐蚀、应力集中等效应相叠加时，更会加剧换热器管子的破坏，造成事故。(3)管子振动造成壳程压力降增加。据国外有关报导，有因振动而使壳程压力降增加了好几倍的事例。(4)由于发生声振而有时会发出极大的噪声，大到离换热器0.91m远的地方测得的音量超过150dB^{[9][10]}。本节介绍的管子损坏主要是上述(1)、(2)两种情况。

1. 管子磨损

管子磨损分为两种情况(见图1-1)：一种是在振幅很大的振动情况下，管子与管子相互发生接触而磨损(磨平穿漏)，磨口呈菱形。这种情况绝大多数发生在振动位移最大的跨距中间处。

管子的热膨胀会加剧磨损，这是由于管子的热变形扩大了引起接触的相对运动，使管子产生六角形的磨损。另一种是管子与支承板(即折流板)由于振动而发生相对运动产生的磨损，以致管壁渐渐变薄，甚至最后磨穿。管子在支承板中的运动是很复杂的，振动着的管子反复地与支承板接触、脱离，这里有显

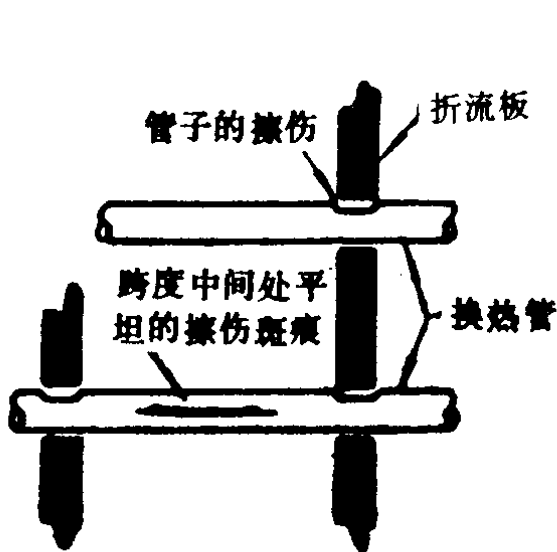


图1-1 振动引起的换热管的典型破坏

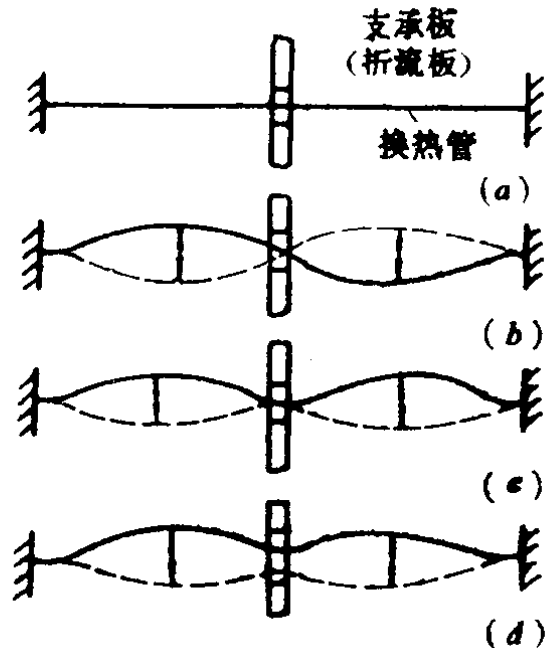


图1-2 具有中间支承板的两端固定的换热管的振型

(a)一振动前状态；(b)一非对称振型；
(c)一半跨度对称振型；
(d)一跨中有横向振动的对称振型

著的撞击，也有滑动。在一个振动周期中，管子有可能两次横过管子与支承板间的间隙。在 f 个振动周期中，管子经过间隙的最大行程为 $2fG$ (G 为管子与支承板间在直径方向上的间隙)，由于 $2fG$ 比纵向的管子行程要大得多^[3]，故管子的横向运动将是管子磨损的主要原因。

图 1-2 中，图(d)振型的管子，其固有频率要比图(b)和图(c)两种振型的管子低得多，故磨损也要明显得多。

文献[3]试验得出的换热管在单位周期内的重量磨损量为：

$$W = a_1 f^{a_2} \left(\frac{A_c}{D} \right)^{a_3} \left(\frac{A_G}{D} \right)^{a_4} \left(\frac{t}{D} \right)^{a_5} e^{a_6} (R_S - m - P_L) \quad \text{N}$$

式中， A_c ——当间隙很大且没有载荷作用于支承板处的管子上时，在支承板处管子横向振幅的两点间的距离，mm；

A_G —— A_c 或支承板上的间隙（支承板内径减去管子外径），取两者中的较小者，mm；

t ——管壁厚度，mm；

D ——管子外径，mm；

R_S ——管子以振幅 A 振动时，要保持管子不动（即让 A_c 值为零）所需的最小剪切载荷的幅值，N；

m ——支承板上支承的管子的平均重量（若管子为铅直位，则 $m = 0$ ），N；

P_L ——作用于支承板上的管子的预载荷，N；

$a_1 \sim a_6$ ——常数值，根据文献[31]的实验；

$a_1 = 61.74 \times 10^{-8} \text{N} \cdot \text{s}^{5.61} \text{周}$ （根据不同的支承板材料，应对 a_1 作相应的修正）；

$a_2 = 0.61$ ； $a_3 = 1.74$ ； $a_4 = 6.68$ ；

$a_5 = 1.74$ ； $a_6 = 1.81$ 。

根据上式，当间隙减小到原来的 $1/2$ 时，管子磨损量会减小为原来的 $1/103$ 。增加支承板上管子的预载荷，也可以明显地减小管子的磨损量。

另外，由于支承板上的管孔通常都比管子外径大 $0.4 \sim 0.79 \text{mm}$ ，振动的管壁有可能被支承板切割而断裂。特别是支承板很薄且材料比管子材料硬时，破坏常发生在管子与管板的接触处。在接头松弛而同时又存在腐蚀的情况下，会加速振动磨

损现象，这种磨损可能呈马鞍形(菱形或船形)。在管子穿出管板处，振动管孔尖锐的边缘也会对管壁起切割作用。

2. 管子与支承板磨损试验结果

管子由横向振动而引起的磨损与下列因素有关：管子的振幅，管子的振型，管子的振动频率，管子的几何尺寸（管长、管径、壁厚和边界条件等），支承板的几何尺寸(板厚、管孔直径、支承板间距等)，管子与支承板之间的平均作用力，管子材质（材料类型、材料的弹性模量、硬度、表面光洁度或表面涂层），操作温度，管束的工艺操作条件(壳程压力、介质等)等等。

图1-3~1-6和表1-1、1-2是支承板与管子磨损试验的结果和各种参数间的关系。

试验结果表明，管子材料表面的磨损仅限于一个极薄的表面层内，此表面层的厚度不大于0.01mm。

图1-3是支承板磨损速率与时间的函数关系图线。试验的支承板厚 $t_p:t_p/D_0=0.6$ ，管径 $D_0=25.4\text{mm}$ ，支承板材

料为 $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$ ，管材为410不锈钢。从图中可以看到，支承板的磨损率随时间增加而增

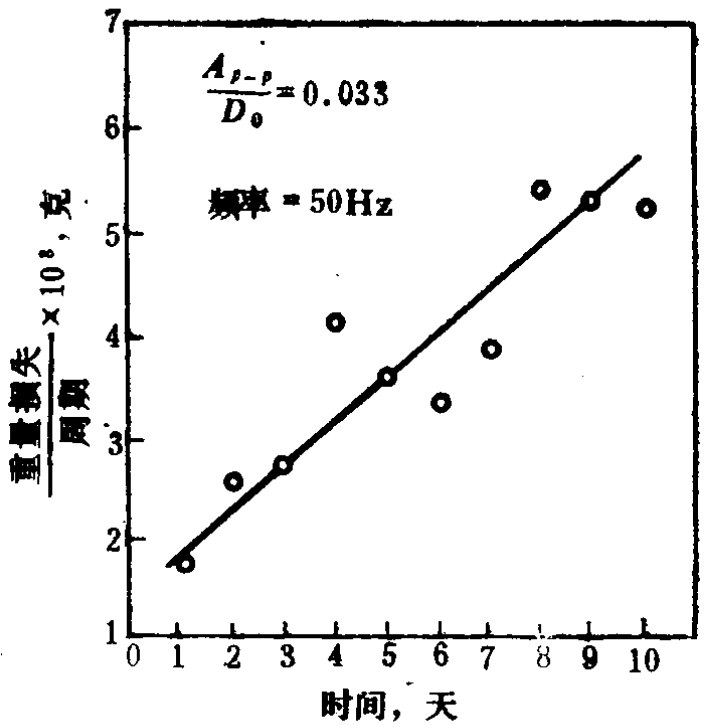


图1-3 支承板磨损速率对时间的函数关系 (支承板厚 $t_p:t_p/D_0=0.6$ ，管径 $D_0=1$ 英寸；支承板材料 $2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$ ；管材410不锈钢)

大。在试验初期，管子和支承板间的间隙相当于 $0.035D_0$ ，经过十天试验后，间隙增大到 $0.057D_0$ 的最大值。

支承板的磨损率与管子振动振幅、振动频率间的关系如图 1-4 与图 1-5 所示。在图 1-4 中，试验管子的直径 $D_0 = 25.4\text{mm}$ ，径向间隙为 $0.035D_0$ ，频率为 50Hz 。图线表明了支承板的磨损率与管跨中央管子振幅 (A_{p-v}/D_0) 的函数关系。图 1-5 则表示支承板的磨损率与管子振动

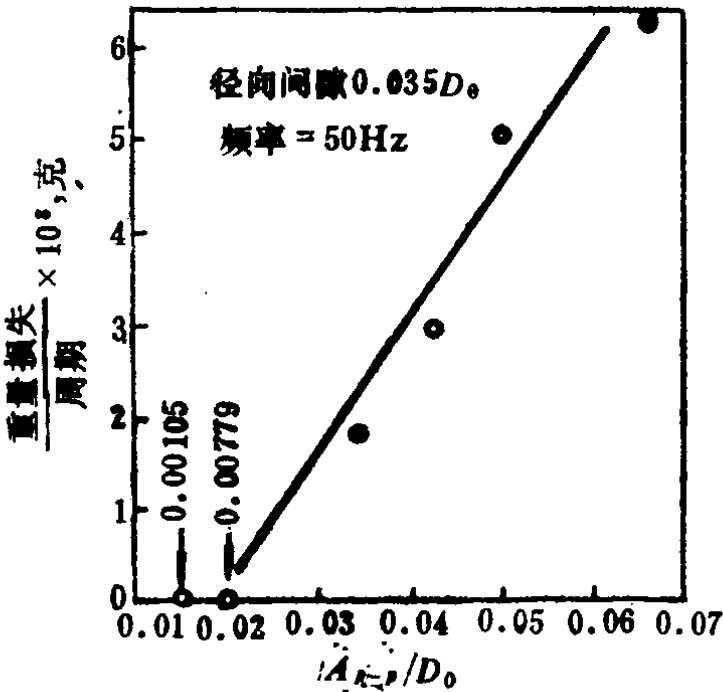


图1-4 支承板磨损率与管跨中央管子振幅 (A_{p-v}/D_0) 的函数关系
(管子直径 $D_0 = 2.54\text{cm}$ ；径向间隙 $0.035D$ ；频率 50Hz)

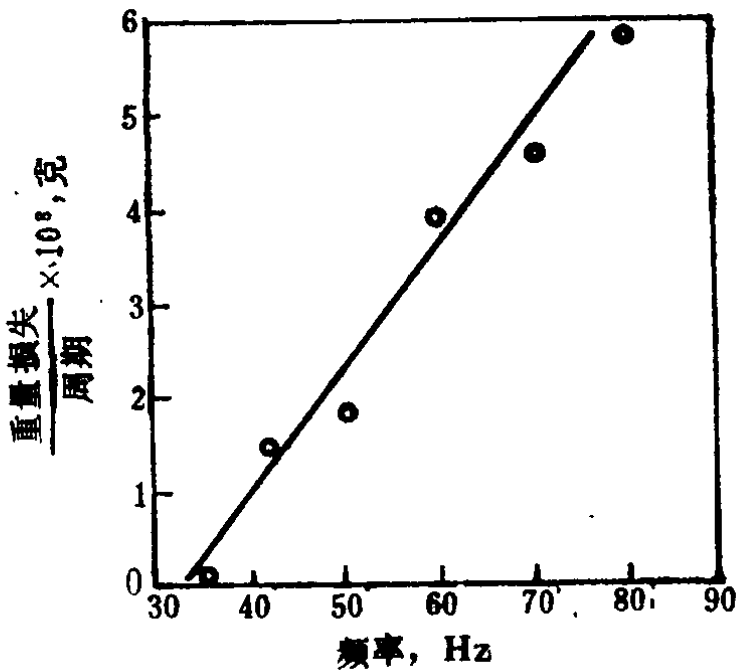


图1-5 支承板磨损率与管子振动频率的函数关系

频率的函数关系。由这两个图可见，由于管子的动能随着振幅和频率的增加而增加，因而其振动磨损量也增加。

试验发现，当管子与支承板两者的材料相同时，它们的磨损量近似相等。试验结果列于表 1-1 中。从表 1-1 可以看出，当管子与支承板材料不同时，两者磨损

率的比值在1/3~3的范围内变动（对于 $2\frac{1}{4}$ Cr-1Mo与800H合金，则在2/3~4/3之间）。材料与磨损率的关系要比管子的振动振幅与频率或其它力学参数对磨损率的关系更为密切。

表1-1 不同材料的管子与支承板的磨损情况
(管壁厚度 4.77mm)

管 材	板 材	管子磨损, (N/周期) × 10 ¹¹	板磨损 (N/周期) × 10 ¹¹
合金800H	合金800H	40.08	40.28
	$2\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	27.56	20.97
$2\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	合金800H	25.48	38.71
	$2\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	20.97	19.6

表 1-2 为支承板材料的硬度与磨损率的关系.由该表可见, $2\frac{1}{4}$ Cr-1Mo板材经淬硬的磨损率比退火和回火的磨损率要小.

表1-2 板材的硬度和合金对磨损率效应

板 材	硬 度		重量损失 × 10 ¹¹ , N/周期
	HB	HRC	
合金800H(MI-Fe-Cr)	80	—	37.34
经退火的 $2\frac{1}{4}$ Cr-1No	87	—	36.46
304不锈钢	89	—	6.95
经淬火和回火的 $2\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	—	29	17.35
低碳钢	—	32	15.58
淬硬的 $2\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	—	40	16.07

图 1-6 描述了管子外径与支承板的孔径之间间隙的增大对支承板磨损率的效应。从图中可以看到，随着间隙的增大，其磨损率也明显地增大。

这就意味着如果将间隙减小到最低限度，就能将磨损率降低到最小值。随着材料的不断磨损，使管子与支承板之间的间隔不断增大，因而磨损速率随时间而增加。图中对应于 $0.057D_0$ 间隙的磨损率为 $60.76 \times 10^{-11} \text{N/周期}$ (即 $6.2 \times 10^{-8} \text{g/周期}$)。

当管子的支承板厚度减小时，振动磨损就增加。试验发现，若支承板厚度减小 3 倍，则支承板的振动磨损就增加 1.87 倍；但当厚度增加 3 倍时，其磨损率就减少 6.9 倍。

上述试验条件为：

振幅： $A_{p-p}/D_0 = 0.033$ (D_0 ：管子直径 = 25.4mm)；

振动频率： $f = 50 \text{Hz}$ ；

管子与支承板管孔的径向间隙 G ： $G/D_0 = 0.035$ ；

支承板厚度 t_T ： $t_T/D_0 = 0.120$ ；

管子材料：410 不锈钢，硬度 $\text{HB} = 87$ ；

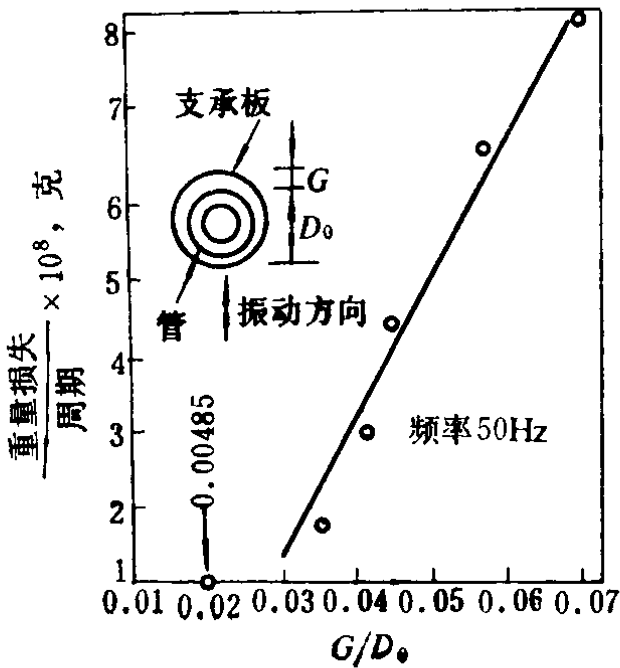


图1-6 振动磨损率与管子支承板间隙函数关系(D_0 —管径; A_{p-p} —两管的跨度中央的振动峰值; G —管子与支承板孔的径向间隙; 频率—50Hz; $A_{p-p}/D_0 = 0.033$)