

华北电力大学

专业硕士学位论文

基于温升特性与失效机理的
车载储氢系统安全性研究

**Based on the temperature rise characteristics and
failure mechanism Research on the safety of on-board
hydrogen storage system**

刘飞洋

2025 年 6 月

国内图书分类号：TK91
国际图书分类号：629

学校代码：10079
密 级：公开

专业硕士学位论文

基于温升特性与失效机理的 车载储氢系统安全性研究

硕 士 研 究 生：刘飞洋

导 师：刘彦丰教授

企 业 导 师：段志洁

申 请 学 位：工程硕士

专 业 领 域：动力工程

学 习 方 式：全日制

所 在 学 院：能源动力与机械工程学院

答 辩 日 期：2025 年 5 月

授予学位单位：华北电力大学

Classified Index: TK91

U.D.C: 629

Thesis for the Professional Master's Degree

Based on the temperature rise characteristics and failure mechanism Research on the safety of on-board hydrogen storage system

Candidate:	Liu Feiyang
Supervisor:	Professor Liu Yanfeng
Enterprise mentor:	Duan Zhijie
Professional Degree Applied for:	Master of Engineering
Speciality:	Power Engineering
Cultivation ways:	Full-time
School:	School of Energy Power and Mechanical Engineering
Date of Defence:	May, 2025
Degree-Conferring-Institution:	North China Electric Power University

华北电力大学硕士学位论文原创性声明

本人郑重声明：此处所提交的学位论文《基于温升特性与失效机理的车载储氢系统安全性研究》，是本人在导师指导下，在华北电力大学攻读学位期间独立进行研究工作所取得的成果。论文中除已注明部分外不包含他人已发表或完成的研究成果。对本文的研究工作做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式注明。论文由本人撰写，未使用人工智能代写。本声明的法律结果将完全由本人承担。

作者签名：

日期： 年 月 日

华北电力大学硕士学位论文使用授权书

学位论文系研究生在华北电力大学攻读学位期间在导师指导下完成的成果，知识产权归属华北电力大学所有，学位论文的研究内容不得以其它单位的名义发表。研究生完全了解华北电力大学关于保存、使用学位论文的规定，同意学校保留并向有关部门送交论文的复印件和电子版本，同意学校将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，允许论文被查阅和借阅，学校可以为存在馆际合作关系的兄弟高校用户提供文献传递服务和交换服务。本人授权华北电力大学，可以采用影印、缩印或其他复制手段保存论文，可以公布论文的全部或部分内容。

保密论文在保密期内遵守有关保密规定，解密后适用于此使用权限规定。
本人知悉学位论文的使用权限，并将遵守有关规定。

本学位论文属于（请在相应方框内打“√”）

☒公开 ☐内部 ☐秘密 ☐机密 ☐绝密

作者签名：

日期： 年 月 日

导师签名：

日期： 年 月 日

摘要

车载储氢系统是氢燃料电池汽车的重要组成部分，其加氢过程中的超温和结构失效直接影响整车安全性。储氢系统对温度、压力及外界振动敏感，快速升温与超压可能导致气瓶等核心部件损坏，振动载荷易引发系统共振，导致振动疲劳和部件接触不良等失效问题。目前研究多聚焦于温升现象与安全性校核，未分析气瓶加氢过程中的温升特性与系统结构的失效机理，难以为优化结构设计提供有效支持。本文结合理论分析与实验对比，采用有限元分析方法，模拟储氢系统的加氢温升与结构失效情况。通过热力学与结构力学分析，研究储氢系统的温升特性与失效机理，并评估系统安全性。研究结果为加氢超温与系统失效提供预防措施，并为加氢策略优化与结构改进提供理论与数据支持。

首先，本文以 210 L 商用车 III 型储氢瓶和 57 L 乘用车 IV 型储氢瓶为研究对象，研究车载储氢系统的加氢温升特性。研究表明，气瓶温升与加氢温度成线性正相关，与气瓶初始压力成线性负相关。氢气预冷至 -10°C 或保持气瓶初始压力在 20 MPa 以上可有效控制加氢温升小于 85°C 。但加氢速率越快，气瓶温升越大。长径比也影响气瓶温度分布，大长径比气瓶底部温高，小长径比气瓶温度分布均匀。因此，氢气预冷和加氢速率控制策略对控温效果显著，合理设计气瓶长径比有利于温度均匀分布，从而提升气瓶的安全性。

然后，以 210 L 储氢瓶和氢气二级减压阀为研究对象，通过气瓶瞬态结构和减压阀热-固耦合仿真计算，研究不同压力和高低温耦合对部件结构的影响并评估其安全性。研究发现，在极端条件下气瓶瓶身两端及减压阀内部结构突变处应力集中明显，所受最大应力分别为 435.41 MPa 和 614.47 MPa 超过材料屈服极限，易导致气瓶复合材料层拉伸断裂及减压阀壳体开裂，进而引发氢气泄漏。综合评估失效严重度为 10，安全性极差，可对其进行结构优化以降低失效风险。

最后，以商用车和乘用车车载储氢系统为研究对象，完成其 12 种路况的多维度随机振动仿真，揭示系统失效机理并分析其振动环境下的安全性。研究发现，商用车和乘用车在卵石路甲和石块路乙下应力集中区最大等效应力达到 134.77 MPa 和 344.45 MPa。气瓶鞍座和系统支架在振动载荷影响下易变形、断裂。导致系统与整车连接不牢、系统坍塌和气瓶脱落。其失效原因为共振和高频振动，综合评估失效严重度为 7~8，安全性较差，可优化支撑与连接结构提高系统抗振性。

关键词：车载储氢系统；有限元分析；温升特性；失效机理；安全

Abstract

On-board hydrogen storage system is an important part of hydrogen fuel cell vehicles, and its ultra-temperature and structural failure during hydrogen refueling directly affects the safety of the whole vehicle. Hydrogen storage system is sensitive to temperature, pressure and external vibration. Rapid temperature rise and overpressure may lead to the damage of core components such as gas cylinders, and the vibration load is easy to trigger system resonance, leading to vibration fatigue and poor contact failure of components. Current research focuses on the temperature rise phenomenon and safety verification, but does not analyze the temperature rise characteristics during hydrogenation of gas cylinders and the failure mechanism of the system structure, which is difficult to provide effective support for the optimization of structural design. This paper combines theoretical analysis and experimental comparison, and uses finite element analysis to simulate the hydrogenation temperature rise and structural failure of hydrogen storage system. Through thermodynamic and structural mechanical analysis, the temperature rise characteristics and failure mechanism of the hydrogen storage system are investigated, and the safety of the system is evaluated. The results of the study provide preventive measures for hydrogen over-temperature and system failure, as well as theoretical and data support for the optimization of hydrogen refueling strategy and structural improvement.

First, this paper studies the hydrogen refueling temperature rise characteristics of the on-board hydrogen storage system using 210 L commercial vehicle type III hydrogen storage cylinders and 57 L passenger vehicle type IV hydrogen storage cylinders as research objects. The study shows that the cylinder temperature rise is linearly positively correlated with the hydrogen refueling temperature and linearly negatively correlated with the initial cylinder pressure. Hydrogen pre-cooling to $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ or maintaining the initial cylinder pressure above 20 MPa can effectively control the hydrogenation temperature rise to less than $85\text{ }^{\circ}\text{C}$. However, the higher the rate of hydrogenation, the higher the temperature rise. However, the faster the rate of hydrogenation, the greater the temperature rise of the cylinder. The length-to-diameter ratio also affects the temperature distribution of the cylinder, the bottom temperature of the cylinder is high in large length-to-diameter ratio, and the temperature distribution of the cylinder is uniform in small

length-to-diameter ratio. Therefore, the hydrogen pre-cooling and hydrogenation rate control strategy is effective for temperature control, and the reasonable design of cylinder length-to-diameter ratio is conducive to the uniform distribution of temperature, which improves the safety of gas cylinders.

Then, taking the 210 L hydrogen storage cylinder and the hydrogen secondary pressure reducing valve as the research objects, the effects of different pressures and high and low temperatures coupling on the structure of the components are investigated and their safety is evaluated through the transient structure of the cylinder and the heat-solid coupling simulation calculation of the pressure reducing valve. It was found that under extreme conditions, the stress concentration was obvious at both ends of the cylinder body and the internal structural mutation of the pressure-reducing valve, with the maximum stresses of 435.41 MPa and 614.47 MPa exceeding the yield limit of the material, which could easily lead to tensile fracture of the composite layer of the cylinder and cracking of the pressure-reducing valve shell, and then lead to the leakage of hydrogen gas. The comprehensive assessment of failure severity is 10, very poor safety, and it can be structurally optimized to reduce the risk of failure.

Finally, the on-board hydrogen storage system of commercial vehicles and passenger cars is taken as the research object to complete the multi-dimensional random vibration simulation of 12 road conditions, to reveal the failure mechanism of the system and to analyze its safety under the vibration environment. It was found that the maximum equivalent stresses in the stress concentration zones under pebble road A and stone road B reached 134.77 MPa and 344.45 MPa for both commercial vehicles and passenger cars. Cylinder saddles and system brackets are prone to deformation and fracture under the influence of vibration loads. This leads to poor connection between the system and the vehicle, system collapse and gas cylinder dislodgement. Its failure is due to resonance and high frequency vibration, and the comprehensive assessment of failure severity is 7~8, with poor safety, and the support and connection structure can be optimized to improve the vibration resistance of the system.

Keywords: on-board hydrogen storage system, finite element analysis, temperature rise characteristics, failure mechanism, safety

目录

摘要	I
Abstract	I
第 1 章 绪论	1
1.1 研究背景	1
1.1.1 课题背景	1
1.1.2 车载储氢系统研究进展	2
1.2 国内外研究现状	5
1.2.1 加氢温升研究	5
1.2.2 部件失效研究	6
1.2.3 振动失效研究	8
1.3 研究现状分析	9
1.4 研究内容	9
第 2 章 研究方法	12
2.1 计算流体力学	12
2.1.1 计算流体力学介绍	12
2.1.2 流体力学数学模型	12
2.2 结构力学	14
2.2.1 结构力学介绍	14
2.2.2 力学分析理论	14
2.3 计算软件及仿真过程	16
2.4 车载储氢系统失效分析方法	18
2.5 本章小结	19
第 3 章 车载储氢系统加氢温升特性及安全性研究	20
3.1 气瓶温升危害与影响因素分析	20
3.2 热力学分析	21
3.3 储氢瓶加氢模型搭建	22
3.3.1 几何模型选用与简化	22
3.3.2 模型无关性验证	24
3.3.3 边界和初始条件	25
3.3.4 仿真模型验证	26
3.4 温升特性与安全性分析	27

3.4.1 不同质量流量	27
3.4.2 不同初始压力	29
3.4.3 不同加氢温度	31
3.4.4 不同长径比	33
3.5 本章小结	35
第 4 章 车载储氢系统核心部件失效机理及安全性研究	37
4.1 储氢瓶及减压阀潜在失效模式汇总	37
4.2 有限元分析模型	39
4.2.1 几何模型	39
4.2.2 边界条件	40
4.3 储氢瓶失效分析	41
4.3.1 气瓶失效实验	41
4.3.2 气瓶失效模式与机理分析	42
4.4 减压阀失效分析	44
4.4.1 减压阀失效仿真对比	44
4.4.2 减压阀失效模式与机理分析	45
4.5 气瓶及减压阀失效安全性分析	48
4.6 本章小结	49
第 5 章 车载储氢系统失效机理及安全性研究	51
5.1 随机振动分析简介	51
5.1.1 模态分析理论	51
5.1.2 随机振动分析理论	52
5.2 随机振动分析	53
5.2.1 有限元模型	53
5.2.2 仿真条件	54
5.2.3 模态分析	55
5.2.4 信号采集与处理	57
5.3 车载储氢系统失效机理与安全性分析	60
5.3.1 车载储氢系统失效实验	60
5.3.2 车载储氢系统失效模式与机理分析	61
5.3.3 车载储氢系统失效安全性分析	63
5.4 本章小结	63
第 6 章 结论与展望	65
6.1 结论	65

6.2 展望	66
参考文献	68
致谢	75
华北电力大学学位论文答辩委员会情况	76

第 1 章 绪论

1.1 研究背景

1.1.1 课题背景

氢能作为一种清洁、高效的能源形式，正日益成为全球能源转型和可持续发展的关键解决方案之一。特别是在全球气候变化加剧和碳减排压力增大的背景下，氢能被广泛视为实现碳中和目标的重要途径^[1]。中国作为全球碳排放大国，为应对气候变化、调整能源结构和提升能源安全，已将氢能的研究与发展纳入国家战略层面。中国的“双碳”目标碳达峰和碳中和明确了未来能源结构调整的方向，即 2020 年中国宣布将力争在 2030 年前实现碳达峰并在 2060 年前实现碳中和^[2, 3]，这一目标促使中国必须大幅降低对传统化石能源的依赖。而氢能作为零碳排放的清洁能源，是实现这一目标的核心途径之一^[4]。氢能研究对中国而言不仅具有能源转型和环境治理的意义，还能带动产业升级和技术创新。氢能技术的突破将促进新兴产业发展，带动相关技术和产业链的创新升级。此外，氢能作为未来能源体系的重要组成部分，能够提升国家能源安全并减少对进口石油和天然气的依赖。因此，氢能符合中国能源结构调整和绿色发展的战略需求，不仅为实现碳中和目标提供了重要支持，还将推动中国在全球清洁能源竞争中占据重要地位^[5]。通过持续技术创新和政策引导，氢能有望成为中国未来能源系统的重要支柱，对促进经济发展和保障社会稳定具有非常重要的意义。

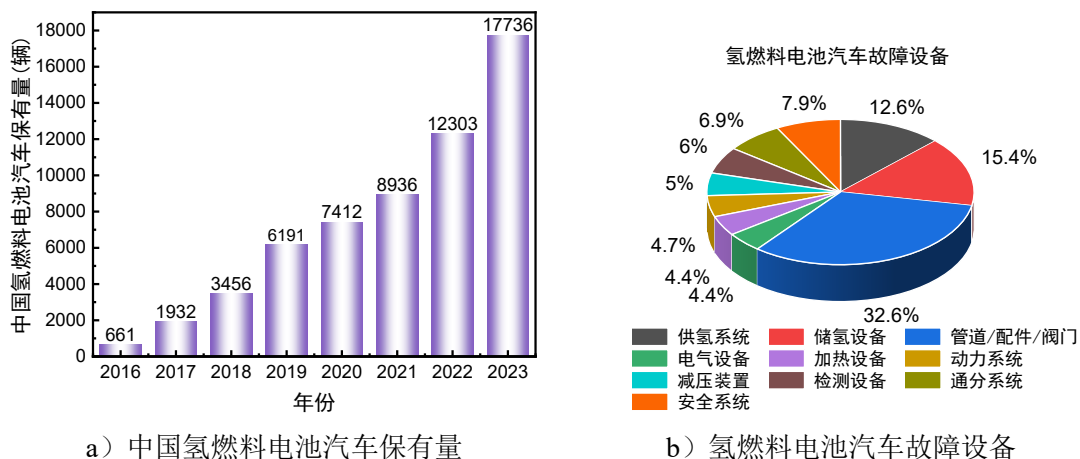


图 1-1 氢燃料电池汽车发展背景

氢能技术的研究发展主要集中在氢气的制备、储存、运输以及利用上^[6, 7]。在制备方面，如何通过可再生能源风能、太阳能来进行低碳制氢且减少制氢过程中的碳排放是当前的研究热点之一^[8]。在储存与运输方面，由于氢气具有低密度和高扩

散特性，因此安全、高效的储氢技术仍面临诸多挑战，即高压储氢、液态储氢以及化学储氢等方式需要进行优化与创新^[9, 10]。此外，燃料电池技术的发展也在不断推动氢能在交通领域的应用。如图 1-1 a) 所示中国氢燃料电池汽车保有量逐年上升，往后将会保持稳步持续增长的趋势。随着氢燃料电池汽车的不断发展，民众对于氢能车的安全稳定性提出了较高要求^[11, 12]。安全作为推动氢能汽车商业化应用的基本保障，如何确保其安全性是推广氢燃料电池汽车的关键^[13]。如图 1-1 b) 所示为氢燃料电池汽车故障设备的占比^[14]，其中管道、阀门、储氢设备、供氢系统占比较大，超过了故障设备的一半。这些设备均属于氢燃料电池汽车的核心系统，即车载储氢系统，车载储氢系统发生故障失效会带来一系列的影响和危害。首先，氢气具有高易燃性，系统故障易导致氢气泄漏，可能引发爆炸或火灾，严重威胁乘客及周围环境的安全。其次，氢气的储存和供给故障，将导致燃料电池故障失效，造成车辆动力不足甚至丧失，尤其在高速行驶中，可能引发交通事故。此外，储氢瓶快充温升过大和高压储氢系统的故障可能导致储氢设备爆裂或管道破裂，造成物理伤害。最后，储氢系统整体发生结构故障易导致系统部件的变形甚至错位坍塌，增加事故风险，这些危害严重影响车辆的安全性与稳定性^[15, 16]。

1.1.2 车载储氢系统集成进展

车载储氢系统集成众多核心部件，包括储氢瓶、减压阀、加氢口和管路等关键部件。车载储氢系统集成示意图如图 1-2 所示，其关键部件的主要功能介绍如表 1-1 所示。

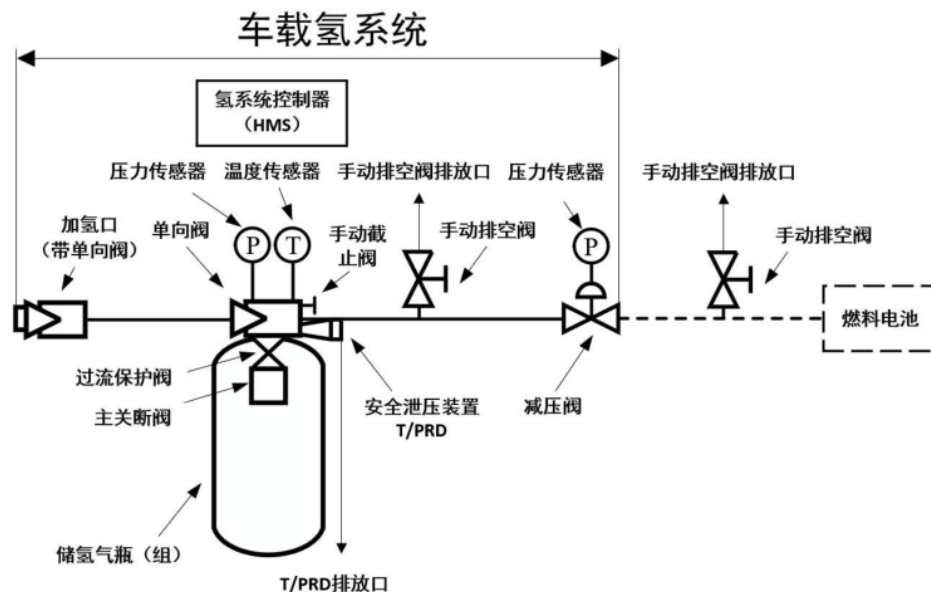


图 1-2 车载储氢系统集成示意图

表 1-1 车载储氢系统关键部件及功能介绍

关键部件	主要功能
储氢瓶	储存高压氢气，确保稳定供气
减压阀	将高压氢气降至适合燃料电池使用的低压， 确保氢气供应稳定并防止系统超压
加氢口	连接加氢设备，安全地将氢气注入车载储氢系统
储氢瓶瓶阀	控制氢气流动，负责开启、关闭及调节氢气供应
高压管路	连接关键部件及燃料电池电堆，稳定输送氢气

目前，车载储氢系统被广泛应用于氢能商用车和乘用车上。由于商用车在使用过程中需要拥有续航性能好、承载能力强的特点，因此需要储存更多的氢气以保证足够的能量供应^[17]。为最大化利用商用车的空间优势，常布局于车厢后部，如图 1-3 a) 所示为 8 瓶组 III 型 35 MPa 商用车车载储氢系统。乘用车在设计过程中首要考虑轻量化且满足快速加氢的要求，因此储氢系统需保证体积小、储氢量高以维持较长的续航里程。如图 b) 所示为 2 瓶组乘用车车载储氢系统，常布局于汽车底部以优化空间利用。乘用车车载储氢系统常采用 III 型 70 MPa 或 IV 型 70 MPa 储氢技术，车载质量储氢密度可达到 4.8 wt% 及以上，能够在较小容积的气瓶内储存更多的氢气^[18]。

基于现有的研究水平和基本国情，我国的发展和推广重心在氢能商用车上。如未势能源自主研发的长征 1 号氢能重卡，其搭载 110 KV 大功率燃料电池发动机，功率密度高达 4.7 KW/L，能实现超低温环境下的快速稳定启动。采用 III 型 35 MPa 商用车车载储氢系统作为动力源，公称容积为 210 L×8，储氢质量可达到 40 kg，实现了长续航、高耐久、长寿命的优异性能。目前全球最先进的氢能乘用车如日本丰田 Mirai 二代，最大输出功率为 128 KW，功率密度高达 5.4 KW/L。搭载 IV 型 70 MPa 乘用车车载储氢系统，公称容积为 141 L×8，质量储氢密度高达 6.0 wt%，储氢质量达到了 5.6 kg，续航里程可达到 850 公里。



a) 商用车车载储氢系统



b) 乘用车车载储氢系统

图 1-3 车载储氢系统

目前车载储氢系统中常用的储氢技术为高压气态储氢，是一种技术成熟、安全

性高和应用广泛的储氢方式^[19]。因其具有储氢密度较高、制造成本低、能耗较低和对环境无污染等优点，成为目前国内外常用的车载储氢技术^[20]。经过多年发展，III 型 35 MPa 和 70 MPa 高压储氢技术已相当成熟，IV 型 70 MPa 高压储氢技术不断突破，质量储氢密度已经可以达到美国能源部规定的 5.5 wt%，未来有望达到最终目标 6.5 wt%^[18]。为推动高压储氢技术的进一步发展，除了提高质量储氢密度，重要的是实现气瓶轻量化和降低生产制造成本。表 1-2 为 III 型和 IV 型高压储氢瓶性能对比，其实物如图 1-4 所示。均采用碳钎维增强复合材料进行缠绕，是一种由碳纤维和树脂基体组成的高性能复合材料。其具有非常高的强度和刚性^[21]，能够承受气瓶内外较高的压力。且其密度较低，使得储氢瓶的重量降低约 40%。因其耐腐蚀性、耐高温性和抗疲劳性能较好，大大提高了储氢系统整体的安全性^[22, 23]。

表 1-2 III 型和 IV 型高压储氢瓶对比

气瓶类型	工作压力(MPa)	体积储氢密度(g/L)	内衬材料	特点
III 型	35 MPa、70 MPa	24、40	铝合金内胆	成本低、技术成熟、安全性高，但较重、储氢密度底、使用寿命较短。适用于工业储氢、加氢站及低成本车载储氢系统。
IV 型	70 MPa	40.2	塑料内胆	质量轻、储氢密度高、耐久性和安全性优越。但成本高、技术要求高、应用范围窄，适用于氢能乘用车及高端氢能科技领域。



图 1-4 储氢瓶实物图

1.2 国内外研究现状

通过搜索车载储氢系统、安全性、失效等关键词，调研了 2022-2024 年近三年关于车载储氢系统安全性方面的文献，发现加氢温升、部件耐压性、振动冲击、材料疲劳、极端环境影响等关键因素的研究较多，如图 1-5 所示。其中加氢温升、部件耐压性和振动冲击这三方面的研究发表数量占据了主导地位，可见这三个影响因素已成为车载储氢系统安全性研究的重点。因此，结合车载储氢系统安全性相关研究，从加氢温升研究、部件失效研究和振动失效研究三个方面总结国内外研究现状。

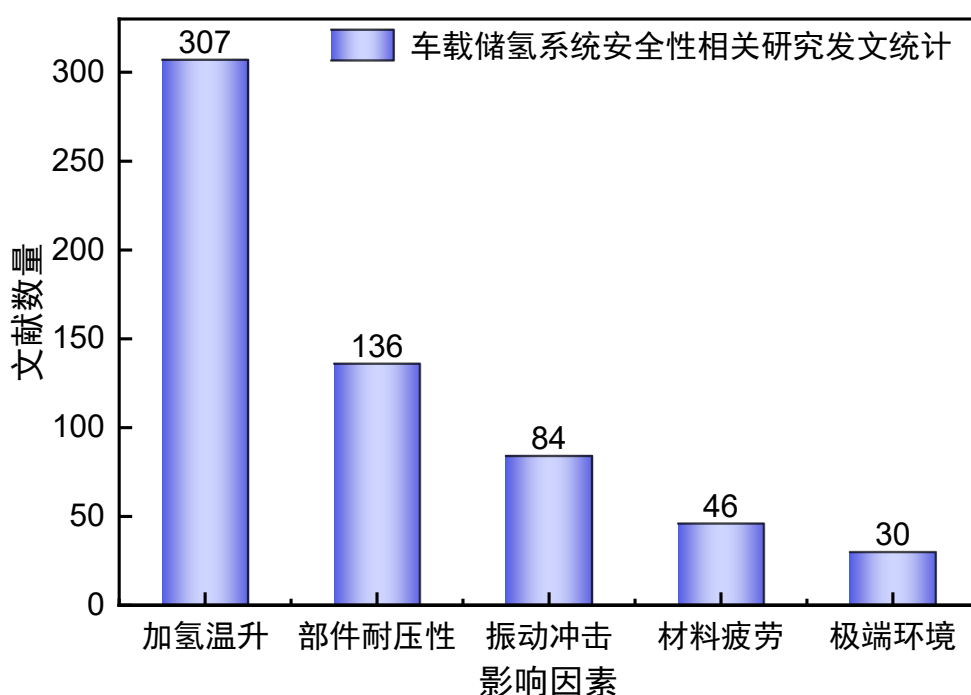


图 1-5 车载储氢系统安全性研究文献调研

1.2.1 加氢温升研究

氢燃料电池汽车车载储氢系统的储能部件是高压储氢瓶，由于高压氢气的加注必然会导致氢瓶内部温度迅速升高。不仅会降低储氢密度，长期高温还易导致部件损坏^[14, 24]。因此，车载储氢系统快充温升研究成为其安全性研究的热点之一。

Yan-Lei Liu, Liang Wang 等人^[25, 26]研究了 150 L 储氢瓶在快速充氢过程中的温升分布及压升规律，分析了充氢速率、初始压力等因素的影响，发现温升受加氢速率和压力比等因素影响，确定了加氢速率极限。并建立了储氢气瓶的热性能分析模型，解析了不同材料和几何参数对温度分布的影响。

M. Cristina Galassi, Baraldi D 等人^[27]通过 CFD 模型验证氢气快速填充过程,研究了绝热填充、入口压力分布和氢气预冷的影响。结果表明,预冷氢气有效控制了温度,保证充氢温度符合国际标准,并证明 CFD 模型可用于优化快速充氢设计和操作条件。

B.Acosta, Moretto P 等人^[28]以 GasTeF 设计用于氢循环和渗透测试,提供 165 个条目的加氢数据,帮助验证氢罐安全性能,并公开用于 CFD 验证和实验室间比较。Xian Wu 等人^[29]基于实验室测试数据研究了 III 型车载储氢罐在不同质量流量下的温升,提出两阶段延时灌装策略,节省 62% 灌装时间,满足快速充氢要求。

Liang Wang 等人^[26]建立了复合储氢气瓶的热性能分析模型,分析了不同材料和几何参数对温度分布的影响。结果发现气缸套在高压下发生了塑性变形,其能够降低热应力并减缓热效应带来的危害。

Shitanshu Sapre 等人^[30]研究了加氢参数对 IV 型储氢瓶储氢密度的影响,发现填充速率、加氢温度和压力对储氢密度有显著影响,而对温升影响较小。其建立的预测模型有助于优化加氢过程并提升储氢密度,为加氢站加注算法开发提供参考。

Ji-Qiang Li 等人^[31]研究了减压后的焦耳-汤姆逊效应,发现高压氢气在减压过程中温度升高,产生热效应。不同气体状态方程的计算表明,焦耳-汤姆逊效应随温度和压力增加而减小,压力对温差影响大于温度。

白云锋等人^[32]基于级联式加氢站建立了车载氢气瓶快速充装的热力学模型,验证了模型的正确性,并研究了 PSC 和氢气预冷温度对氢气状态的影响。通过多目标优化模型,提出顺序搜索算法优化加注过程,有效降低能耗并提高 SOC 值。

Jianwei Li 等人^[33]建立了一个高精度 HST 热力学模型,考虑了物理参数、气体状态方程和壁面导热。提出了基于深度强化学习的变质量流量充氢策略,结果表明,该策略能在温度和压力约束下,获得更多填充质量,适用于不同初始条件。

加氢温升研究在气瓶温升理论、温升实验和加氢策略优化方面取得了较大进展,发现了气瓶温升的规律,明确了车载储氢系统加注的最高温度不得超过 85℃。但现有研究未分析气瓶不同加氢方式的温升特性,对不同加氢策略下气瓶温升安全性能缺乏系统性探讨。

1.2.2 部件失效研究

车载储氢系统的核心部件较多,如储氢瓶、减压阀、高压管路、瓶阀、框架等。储氢瓶作为其中的关键部件,需确保具有较强的抗压性能。因此历年关于储氢瓶的失效研究发文较多,以内胆失效和复合材料失效研究居多。

Liang Wang 等人^[34]基于复合材料加速测试方法 ATM 和微观力学失效理论 MMF,提出了一种复合材料气瓶疲劳失效分析方法。该方法结合时温相关性弹性

模量曲线、疲劳强度控制曲线及应力分析模型，使用 MATLAB 进行计算，预测了气瓶疲劳寿命并分析了温度载荷对其疲劳性能的影响。

合肥通用机械研究院^[35]分析了复合材料气瓶快充过程中的流-热-固耦合模型，发现充氢口位置对温度场分布有显著影响，且大内径气瓶的温度场较为均匀，热应力较低。不同充氢位置会改变内衬和外层复合材料的应力分布。

Imen Feki 等人^[36]采用拉伸-拉伸载荷控制疲劳试验和高分辨率物理化学表征以及孔隙率量化的组合方法，进行了碳纤维增强环氧树脂复合材料（CFRP）用于轻质储氢压力容器通过纤维缠绕生产的多尺度实验研究。研究表明，孔隙率对机械性能有不利影响，如裂纹萌生，纤维-基体分离和纤维断裂。并强调在制造过程中改进孔隙率控制可提高储氢系统的耐用性。

张宜凯等人^[37]总结了IV型储氢瓶内衬损伤和爆破失效的研究进展，提出了失效准则、机理、影响因素及预测模型的发展方向。强调内衬损伤和高压氢循环的影响，指出当前研究中的不足，并建议结合宏观与微观尺度，推动失效预测模型改进。

Wei Zhou 等人^[38]综述了复合材料储氢容器的优化设计、失效分析与无损检测技术，分析了不同设计因素对容器强度和耐久性的影响。并进行了爆破压力、疲劳寿命、冲击损伤等方面的研究，最后探讨了无损检测技术在损伤定位和结构健康监测中的应用。

Yikai Zhang 等人^[39]基于网状理论和层合板理论设计了III型高压储氢安全阀，并采用有限元分析预测了安全阀的疲劳寿命。研究发现内衬几何形状、最大边界层厚度和铺层顺序显著影响疲劳寿命。当最佳设计参数椭球率为 1.5 且最大边界层厚度为 10 mm 时，铺层顺序的优化可提高气瓶安全性。

Enqi Wu 等人^[40]基于理论研究和试验验证，建立了高压储氢容器的疲劳寿命预测方法。通过有限元法模拟，考虑设计因素和自增强压力，分析结果表明，封头疲劳寿命大于筒体，且容器最小疲劳失效发生在中间筒体，预测结果与试验值吻合，平均误差为 6.33%。

Fuqiang Chen 等人^[41]研究了多级高压减压阀在高温高压下的热机械应力和疲劳损伤情况，通过流-热-固耦合仿真分析了不同温度分布和阀体开度对热应力和疲劳损伤的影响。结果表明，阀体的复合应力中热应力占主导地位，且随着阀门开度的增加，阀体的疲劳损伤也相应增加。

当前关于气瓶的失效研究取得了较大进展，深入分析了气瓶的疲劳寿命、内衬损伤和复合材料失效，揭示了气瓶的失效准则。但仍存在一些不足，极端工况下的失效研究未评估失效对安全性能的影响。同时减压阀作为车载储氢系统的核心部件之一，缺乏相关失效研究基础，不利于从部件层面评估车载储氢系统的安全性。

1.2.3 振动失效研究

车载储氢系统由于其结构设计较为复杂且缺少有效的研究方法作为指导，因此相关研究数量较少，但相关系统失效的研究数量较多，以振动失效研究为主，分析不同路况下的振动响应。基于前人研究成果，为车载储氢系统进一步振动失效研究奠定了基础。

Yongbo Yang 等人^[42]将随机振动理论中的混响射线矩阵法 (MRRM) 推广到三维多跨液压管道在多点基础激励下的随机响应分析中，研究激振频率范围对附件的影响。利用了 MRRM 不受频率范围限制的特性，发现该方法在较宽的频率范围内具有较高的精度和计算效率，并对液压管路系统进行了系统的参数研究。

余志武等人^[43]基于概率密度演化方法，建立了车桥竖向耦合模型，分析了列车参数随机性对车桥系统响应的影响。结果表明，车辆载重变化对车桥振动影响较大，车速对桥梁挠度和振动变异系数影响明显，而对车辆系统的弹簧刚度随机性影响较小。

张馨等人^[44]通过模拟垂向振动过程，发现轨道激励频率对车体加速度影响显著，尤其在 2.0~3.0 Hz 范围内。点头振动比滚摆振动对加速度的影响更为剧烈，激励频率与车辆自振频率耦合时，加速度达到最大值。

孙玮光^[45]利用 ANSYS 进行车体有限元结构的随机振动分析，激励谱通过 SIMPACK 多刚体动力学模型计算得到。分析 1 σ 位移振动分布及最大 1 σ 位移节点的垂向、横向振动特性，为车体设计优化提供依据。

王荔^[46]对 70 MPa 储氢系统进行了基于功率谱密度的随机振动分析，得到最大 RMS 应力为 18.32 MPa，疲劳寿命为 554 万次，损伤值为 0.722，满足结构强度和期望寿命要求，并验证了结构的无限寿命假设。

齐同仑等人^[47]对燃料电池车载储氢系统进行仿真分析、振动试验和整车碰撞试验，验证了储氢系统各零部件功能正常，系统框架及管路无变形开裂，氢气泄漏率符合安全要求，为车载储氢系统的安全性研究提供了理论和实践依据。

Wei Wang 等人^[48]基于无穷小法研究了机床系统的磨损与振动耦合效应，建立了参数不确定性的非线性动力学模型并分析了磨损和振动失效机理。提出了一种基于主动学习 Kriging 模型和 Monte Carlo 仿真的时变条件可靠性评估方法。并给予灵敏度指标，研究了随机参数系统的可靠性和重要性，该法适用于具有多失效模式的复杂机械系统的可靠性评估。

李维等人^[49]通过模态分析和随机振动疲劳分析，发现储氢系统框架的低固有频率导致疲劳损伤过大。运用自由尺寸优化方法提高固有频率，降低疲劳损伤，为储氢系统框架的开发提供了有效指导。

现有研究在车载储氢系统的结构可靠性校核、失效现象解释和疲劳寿命方面取得重要进展。基于国标《车载氢系统技术条件》所提供的振动路谱，研究了常规路况下车载储氢系统的结构强度和可靠性。然而，常规路况的振动研究缺乏复杂路况的适用性，未覆盖车载储氢系统多路况、多维度的振动失效研究。并且多数研究聚焦于不同路况对系统响应的影响，缺乏对储氢系统振动失效情况下的安全性评估，不利于综合分析以提出有效的失效预防措施。

1.3 研究现状分析

尽管加氢温升、部件失效和振动失效等问题的研究已取得一定进展，但从国内外研究现状中可以发现，多数研究聚焦于观察温升现象和进行强度校核，旨在通过仿真以验证车载储氢系统的设计是否合理。并未进一步分析储氢系统的温升特性和结构失效的原因，以评估这些因素对车载储氢系统安全性所带来的影响。且振动失效研究缺乏复杂路况多维度的车载储氢系统振动响应情况模拟，这表明在不同复杂道路环境下的安全性评估仍缺乏理论依据和数据支撑。

基于现有研究不足，根据上文国内外研究现状的总结与分析，进行车载储氢系统安全性研究尤为重要。车载储氢系统相关研究的标准要求储氢瓶加氢温升小于 85°C ，储氢系统在多种复杂路况下能保持结构稳定且部件强度能够承受高温高压。受到目前加氢技术和储氢系统结构设计方法的限制，易导致储氢瓶在加氢过程中的超温和储氢系统在各因素影响下结构发生失效的问题。这不仅影响储氢瓶的储氢量，还会缩短氢瓶的使用寿命。而储氢系统的损坏易导致车辆运行失稳，进一步引发严重的安全问题。由于现有研究对于储氢系统的温升特性与失效机理尚不明确，因此较难从根源上解决车载储氢系统的温升和失效问题。

为推动氢能的持续发展，需将理论研究与实际应用相结合。这要求本文研究不能停留在表面现象的解释，而需分析并揭示车载储氢系统的加氢温升特性和结构失效机理以解决超温和失效问题。因此本文通过模拟加氢温升、极端压力工况和复杂路况下储氢系统的响应情况，基于温升特性和失效机理研究，综合评估各因素对储氢系统安全性的影响。本文研究为氢能汽车产业的安全发展提供理论支持，对推广氢燃料电池汽车和保障人民生命健康安全具有重要意义^[50]。

1.4 研究内容

本文基于国家课题《车载氢系统失效与安全定量评估技术研究》，以车载储氢系统安全性研究为重点，模拟了不同加氢条件下储氢瓶内的温升现象以及不同因素影响下车载储氢系统及部件的失效情况。结合 CAE 有限元分析手段，以流体和

结构动力学理论为基础，系统的分析了储氢瓶温升影响和车载储氢系统及部件的失效模式与特征。揭示多因素影响下车载储氢系统的温升特性和失效机理，为车载储氢系统的安全性分析奠定基础，如图 1-6 所示为本文整体的研究思路。

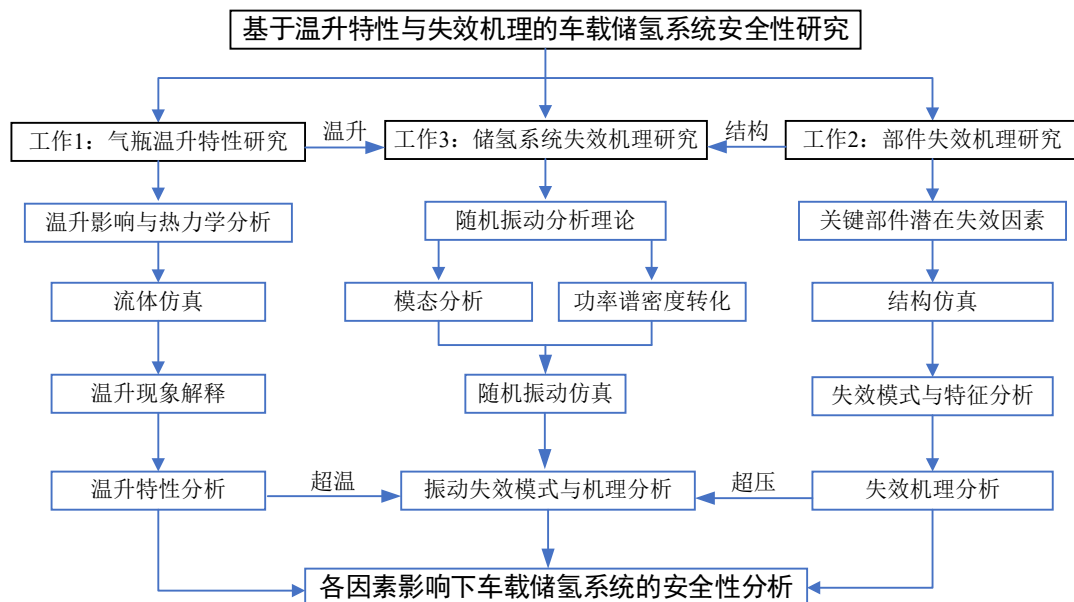


图 1-6 本文研究思路图

具体研究内容如下：

(1) 利用 Fluent 模拟 210 L 重卡用 III 型储氢瓶与 57 L 乘用车用 IV 型储氢瓶在不同加氢条件下的温升过程，分析瓶内温度分布与温升结果。基于热力学理论和计算流体力学模型，揭示储氢瓶快充过程中的温升特性。首先，结合储氢瓶内部的传热传质特性建立加氢过程的热力学模型，分析氢气快速压缩所引起的温升及热量分布。接着通过 CFD 仿真，模拟储氢瓶不同初始压力、加氢速率和氢气温度对温升的影响。最后，基于仿真结果绘制快充过程的温升变化曲线，探讨加氢过程中温升规律，并分析快充温升特性以评估温升对气瓶的安全性影响。研究发现温升主要由压缩热及气体与瓶壁间的热交换主导，其温升程度受加氢速率和氢气温度影响显著。

(2) 基于结构动力学理论，利用 CAE 有限元分析软件计算了储氢瓶和氢气二级减压阀在各因素影响下的受力分布，分析了零部件的结构失效情况。基于瞬态结构力学分析及热-固耦合模拟，验证了储氢瓶和减压阀在高压和高低温多因素耦合条件下的结构强度。以模拟结果作为数据支撑，分析部件的失效模式和特征，同步分析不同失效模式下可能导致的危害。结合结构动力学和材料力学理论，揭示储氢瓶和减压阀的失效机理。结果表明高压易导致材料屈服，材料的高温热膨胀和低温脆化均会使其性能下降，进而导致部件损坏。通过对零部件的动力学仿真和失效机理分析，为优化储氢瓶和减压阀的结构设计提供指导，为部件的失效安全性分析提

供理论依据。

(3) 基于多体动力学和随机振动分析理论,研究了商用车与乘用车在 12 种路况下车载储氢系统的失效情况,分析了其主要失效模式。首先,基于实车道路谱采集实验,采集多路况、多维度加速度时域信号,采用傅里叶变化算法将其转化为加速度功率谱密度频域信号。接着以功率谱密度作为输入数据进行随机振动仿真,模拟其不同路况下的结构受力分布。最后,基于 3σ 应力、应变结果分析车载储氢系统的失效情况,观察系统失效模式与特征。结合失效分析理论,阐明复杂路况下储氢系统的失效机理。基于失效机理,评估不同失效模式对其安全性的影响程度。

第 2 章 研究方法

2.1 计算流体力学

2.1.1 计算流体力学介绍

计算流体力学 (CFD) 是利用数值计算方法对流体流动进行模拟和分析的一门学科。其基于流体力学的基本方程——纳维-斯托克斯方程即 N-S 方程, 如式 2-1 所示, 采用数值计算的方法研究流体流动过程中所涉及的速度场、压力场和温度场等多种物理量的变化规律。本文研究采用了流体力学的守恒方程, 包括质量守恒、动量守恒和能量守恒。质量守恒方程用于描述流体的质量分布, 动量守恒方程则与流体的运动状态密切相关, 能量守恒方程描述了流体中的热交换过程。N-S 方程作为描述流体流动的核心方程, 包含了粘性力、惯性力和压力等多个作用力的相互影响。由于流体力学方程在大多数实际问题中无法通过解析方法求解, 因此 CFD 利用离散化技术将流体方程转化为离散的代数方程, 进而通过迭代计算方法得到近似解。总之, 计算流体力学为解决复杂的流体问题提供了强有力的工具。随着计算能力的提升和数值模拟方法的发展, CFD 已经成为现代工程设计与优化中的核心技术之一, 为产品研发和故障诊断提供了重要支持。

$$\rho \frac{d\mathbf{v}}{dt} = -\nabla p + \rho \vec{F} + \vec{u} \Delta \mathbf{v} \quad (2-1)$$

2.1.2 流体力学数学模型

储氢瓶加氢过程本质上是一个随时间变化的传热传质过程, 其包括流体的不稳定流动、质量传输和热量交换等过程。因此为精确求解储氢瓶加氢温升需选用合适的数学模型, 包括质量守恒-连续性方程、动量守恒方程、能量守恒方程和湍流方程^[51]。如式 2-2 为质量守恒方程, 其确保流体在流动过程中质量守恒, 反映了流体流动的连续性。式 2-4 为动量守恒方程, 其描述了流体的流动运动状态, 考虑了惯性力、压强力和粘性力等对流体流动的影响。式 2-5 为能量守恒方程, 其能够处理流体流动的传热问题, 且描述了流体中能量的转移和转化过程。式 2-8 至 2-10 为湍流方程, 本文研究选用 $k-\varepsilon$ 方程模型用于描述湍流状态下流体的复杂运动, 其通过模型化湍流的随机波动, 反映了湍流对于流体流动的影响。

①质量守恒-连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (2-2)$$

经展开后质量守恒方程：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0 \quad (2-3)$$

②动量守恒方程：

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} \right] = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) + \rho \vec{F} \quad (2-4)$$

③能量守恒方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \text{div}(\vec{u} \cdot (\rho E + p)) = \text{div}(k_{\text{eff}} \nabla T + \vec{\tau}_{\text{eff}} \cdot \vec{u}) \quad (2-5)$$

式 2-1 至式 2-5 中 ρ 表示氢气的密度， v 为流体速度， t 为时间， p 为流体压力， μ 为流体动力粘度。 u 为氢气的流速，其中 u_x 、 u_y 、 u_z 为氢气流速在各个方向的分量。 τ 为应力张量， F 为单位重量流体所受的质量力。 E 为系统总能量， k_{eff} 为系统有效热导率， T 为氢气温度。其中 E 和 k_{eff} 如式 2-6 和式 2-7 所示。

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} \quad (2-6)$$

$$k_{\text{eff}} = k_{\text{gas}} + \frac{C_p \mu_T}{Pr_t} \quad (2-7)$$

式中 h 为氢气的比焓， k_{eff} 为氢气的热导率， C_p 为氢气定压比热， Pr_t 为氢气湍流的普朗特常数。

④ k - ε 湍流方程：

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (2-8)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2-9)$$

$$P_k = \mu_T \left[\nabla u : (\nabla u + (\nabla u)^T) - \frac{2}{3} (\nabla \cdot u)^2 \right] - \frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot u \quad (2-10)$$

式中 μ_T 为湍流粘度， C 为计算常数， k 为湍动能， ε 为湍流耗散率。

储氢瓶加氢过程通常涉及气体的高速流动而产生较强湍流， k - ε 模型通过湍动能 k 和湍流耗散率 ε 两个变量有效捕捉气体流动特征，尤其是在流动较为规则的区域。且 k - ε 模型的计算复杂度较低，对于具有强烈涡旋或不均匀流动的情况能提供更高精度且高效的计算结果。

2.2 结构力学

2.2.1 结构力学介绍

结构力学是固体力学的一个分支，主要研究结构的受力和传力规律以及如何对结构进行优化。其研究内容不仅包括结构的组成规则，还包括应力、应变、位移和结构在动力载荷作用下的响应情况等。众多结构如工程建筑、机械系统、零部件等都会受到各种载荷作用，包括内外部压力、零部件之间的碰撞、外界环境影响带来的振动冲击载荷等。结构力学理论基于牛顿第二定律建立力学方程，通过质量、阻尼、刚度和载荷等结构特性参数来描述结构的力学行为。质量决定了结构的惯性，阻尼反映了结构受力过程中的能量耗散特性，刚度体现结构抵抗变形的能力，如式 2-11 所示为结构动力学求解控制方程。通过进行结构力学计算仿真，可以评定储氢系统结构的优劣，从而有利于保证结构有足够的强度和刚度。

$$[M]\{u(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{F^a(t)\} \quad (2-11)$$

方程中 $[M]$ 为质量矩阵， $[C]$ 为阻尼矩阵， $[K]$ 为刚度矩阵， $\{F\}$ 为载荷矩阵， $\{u\}$ 为节点位移矩阵，节点位移矩阵也是控制方程的基本未知量，其包括弹性变形和空间上的刚体位移。

本文研究主要用到力学分析中的模态分析模块、随机振动分析模块、瞬态结构分析模块。模态分析通过精准剖析车载储氢系统振动模态特征，确定结构各阶固有频率与振型，为随机振动分析提供前处理关键数据支持。随机振动分析能够依据实际车辆行驶中各类复杂多样的路况激励条件进行模拟，全面考虑各路况所带来的振动冲击激励的影响，深度评估系统在随机振动环境下响应的稳定性与可靠性。瞬态结构分析借助精细的数值计算方法研究在瞬态压力载荷作用下，部件内部应力和应变随时间推移的演变历程，清晰呈现结构受力动态变化过程。

2.2.2 力学分析理论

2.2.2.1 应力-应变理论

应力-应变方程描述了材料在受力过程中应力和应变的关系。对于线弹性材料，最基本的是胡克定律，在一维情况下，应力（ σ ）和应变（ ε ）的关系为 $\sigma = E\varepsilon$ ，其中 E 为材料的弹性模量。这个方程表明应力与应变呈线性关系，弹性模量体现了材料抵抗变形的能力^[52]。在三维模型结构中，材料所受的应力可用应力张量表示，如式 2-12 所示，张量中的每个元素表示应力在单位面积上各个方向的分量。

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \quad (2-12)$$

结构发生的应变可用应变对称张量表示，如式 2-13 所示。由于其每个元素由位移场推导而来，因此张量中每个元素定义为位移的导数，如式 2-14 所示。

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} & \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yx} & \varepsilon_{yy} & \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} & \varepsilon_{zy} & \varepsilon_{zz} \end{bmatrix} \quad (2-13)$$

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}, \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (2-14)$$

基于应力-应变理论构建材料的本构模型，能够描述材料受力过程中的应力-应变关系。通过计算结构的应力分布状态及应变程度，能够对零件材料进行性能评估从而优化结构设计和材料选型。

2.2.2.2 等效应力理论

Von Mises 等效应力理论在材料力学与结构力学分析领域占据着关键地位。其核心在于依据畸变能密度准则，把复杂的三维应力状态巧妙地等效为单一的 Von Mises 等效应力值。该理论全面考虑了三个主应力的协同作用，克服了传统理论仅考虑单一主应力的局限性，能精准地预测材料在复杂受力情境下的屈服行为^[53,54]。如式 2-15 为等效应力表达式，其基于三个方向的应力分量进行定义。

$$\sigma_e = \left(\frac{1}{2} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right] \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2-15)$$

在工程应用中，通过精确计算 Von Mises 等效应力，并与材料的屈服极限进行对比，工程师能够准确判断结构是否处于安全状态。当等效应力达到材料的屈服强度时，零部件会产生塑性变形，致使其形状发生改变，强度刚度降低。在等效应力的反复加载下系统部件的疲劳寿命缩短，内部还会产生残余应力，残余应力与外应力叠加可能导致零部件在较低载荷下发生失效。

2.2.2.3 多体动力学理论

车辆行驶时，地面不规则激励会产生振动载荷，传递至车载储氢系统。当系统的固有频率与激振频率接近或一致时，可能导致共振并引发系统失效。通过理论分析建立车载储氢系统固有频率的力学模型，可以计算其固有频率^[55]。

车载储氢系统受迫振动方程如式 2-16 所示：

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \quad (2-16)$$

阻尼矩阵如式 2-17 所示：

$$C = \alpha M + \beta K \quad (2-17)$$

式中： M 为车载储氢系统的整体质量矩阵， x 为系统三维坐标矩阵， K 为系统的刚度矩阵， $F(t)$ 为系统所受外部激励， α 、 β 为比例系数。

特征方程如式 2-18 所示：

$$\det(-w^2 M - K) = 0 \quad (2-18)$$

求解得到其特征值 $\omega_1^2, \omega_2^2, \dots, \omega_n^2$ ，对应特征向量为 $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n$ 。由特征向量组成的 n 阶方阵即为模态矩阵。对 2-16 进行坐标变化得式 2-19：

$$x = \varphi \eta(t) = \sum_{r=1}^n \varphi_r \eta_r(t) \quad (2-19)$$

式中： $\eta(t)$ 为广义模态坐标， φ 为广义模态矩阵， $\varphi = [\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n]$ 。对式 2-19 进行正交变化可得到第 r 阶模态响应方程：2-20：

$$m_r \ddot{\eta}_r(t) + C_r \dot{\eta}_r(t) + K_r \eta_r(t) = \varphi_r^T P(t) = \sum_{i=1}^n \varphi_i^r P_i(t) = f_r(t) \quad (2-20)$$

式中 m_r 为第 r 阶模态正交变化后的质量矩阵， $m_r = \varphi_r^T M \varphi_r$ ； k_r 是第 r 阶模态正交变化后的刚度矩阵， $k_r = \varphi_r^T K \varphi_r$ ， φ_i^r 为第 r 阶模态的第 i 个元素； $f_r(t)$ 为第 r 阶模态广义力。

由式 2-19 得到第 r 阶模态坐标为：2-21：

$$\eta_r(t) = \left(\frac{1}{m_r \omega_{dr}} \right) \int f_r(\tau) e^{-\varepsilon_r \omega_r (t-\tau)} \sin \omega_{dr} (t-\tau) d\tau \quad (2-21)$$

式中： ω_r 为第 r 阶无阻尼自由振动频率； ω_{dr} 是第 r 阶有阻尼自由振动频率； ε_r 是第 r 阶阻尼比。

根据上述多体动力学模型^[56]，可对车载储氢系统的模态频率及振型进行求解，进一步分析车载储氢系统的振动特性。

2.3 计算软件及仿真过程

本文侧重于运用 CAE 有限元分析软件来计算并解决流体与结构力学的相关问

题，致力于通过观察模拟结果揭示车载储氢系统的温升特性和结构失效机理，为车载储氢系统的安全性评估奠定理论基础。本文流体仿真软件使用 **Fluent**，可对各种复杂的流体流动问题进行精准的模拟，如层流、湍流和多相流等问题都能出色模拟，并且可模拟传热、传质以及化学反应等过程。结构仿真软件使用 **Mechanical**，其能对复杂的结构力学问题进行高精度的求解。该软件可模拟各种复杂的力学问题，如模态分析、随机振动分析、瞬态结构仿真、热-固耦合仿真等。在实际应用中，**Mechanical** 能分析机械系统及部件在不同工况条件下的应力、应变和形变量，提前发现系统及零部件的设计缺陷以优化结构设计。此外本文还涉及诸多前处理和后处理软件，如 **SolidWorks**、**DesignModeler**、**Mesh**、**MATLAB** 和 **POST** 等。其中 **SolidWorks** 和 **DesignModeler** 用于车载储氢系统的仿真建模，**Mesh** 用于模型的网格划分，**MATLAB** 用于数据采集和处理，**POST** 用于仿真结果的数据分析和可视化。

利用 **Fluent** 和 **Mechanical** 进行模拟仿真，整个流程主要有三个阶段，包括前处理阶段、求解器选用与设置阶段以及后处理阶段，如图 2-1 所示。前处理阶段，首先要构建或导入几何模型，对其进行清理、修复与简化，以减少不必要的细节干扰后续计算。接着定义材料属性，如实反映模型所用材料的物理特性。之后进行有限元网格划分，依据模型特征与分析需求，合理选择单元类型与网格尺寸大小，确保平均单元网格质量在 0.3 以上。然后进入求解器选用与设置阶段，依据分析类型如结构、热、流体等，选用合适的物理场。本文研究中流体仿真选用湍流及传热传质模块，结构仿真选用随机振动、瞬态结构和热-固耦合模块。接着设置边界和初始条件以及载荷工况，完成设置后启动求解计算。最后是后处理阶段，对求解结果进行数据分析与可视化。首先对数据进行处理与分析，绘制数据可视化分析图表。接着进行云图可视化，绘制温度分布、流场流线及应力应变云图等。

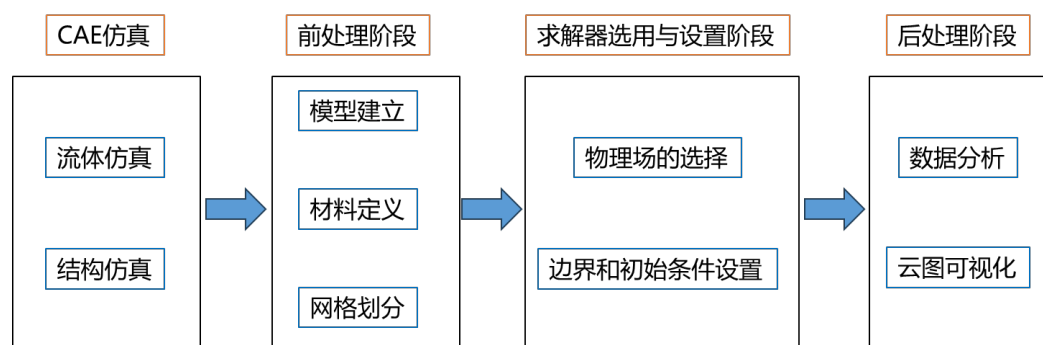


图 2-1 CAE 仿真流程图

为保证模拟计算的精度，需采取多种措施。前处理阶段时，在不影响计算结果的前提下，对几何模型进行简化，并对模型进行细致清理修复。网格划分时采用自适应网格划分技术优化网格，使网格能精准贴合模型特征。定义材料属性时，基于

文献调研结果准确定义材料参数，考虑材料特性随温度变化。求解器设置中，根据实际工况选用合适的求解算法，合理设置边界和初始条件及载荷工况。加氢模拟计算精度设置在 10^{-3} 以下，瞬态计算时间步长设置 0.05 s，根据精度需要设置合适的迭代步数。后处理时，通过对结果进行理论分析，在误差允许范围内可认为计算结果精准可靠。若偏差较大则针对性地回溯调整前处理与求解器设置参数，以逐步提升计算精度。

2.4 车载储氢系统失效分析方法

为研究车载储氢系失效情况下的安全性，采用如图 2-2 所示的 DFMEA 失效分析方法，其中本文主要应用了失效模式识别、失效影响分析、失效原因分析、控制措施分析及风险评估。首先识别正常工作或极端条件下潜在的失效模式，同时针对每个失效模式描述其失效的表现形式，接着根据失效模式与影响，分析失效发生的原因，最后进行失效安全性评估。

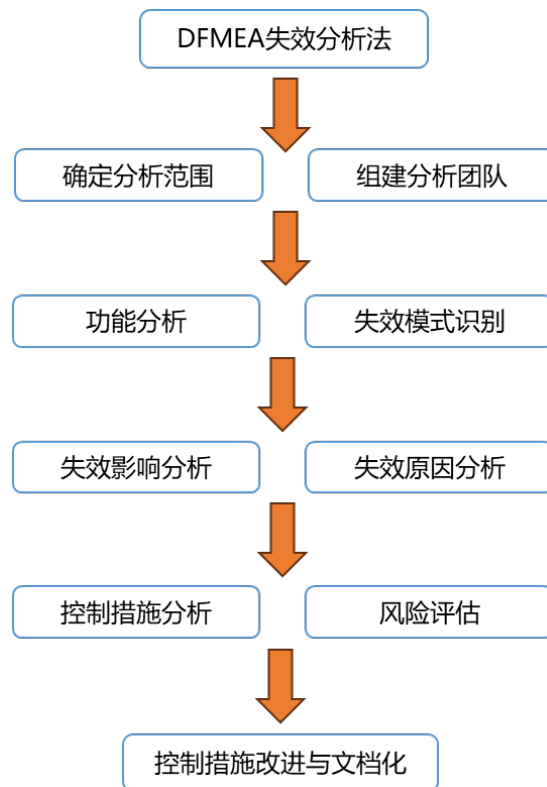


图 2-2 失效分析方法流程图

对每个失效模式进行风险评估，通常采用风险优先数（RPN）进行评估， $RPN=S \times O \times D$ 。 S 为失效影响的严重程度， O 为失效发生的概率， D 为控制措施检测失效的能力。本文主要基于失效机理，利用严重度作为安全性评估标准，分析失效对其安全性的影响程度。本文基于文献风险等级评估方法，结合仿真与试验结果，

通过与团队进行开会研讨，确定其失效严重度。

严重度采用 1 至 9 的数字进行评分，其中 1 表示失效对部件没有影响，对外部也没有察觉到任何影响。2~3 表示对部件的影响较低，可能在外观、声音、振动、粗糙度或触感上带来中度的不适。4~6 表示对部件的影响中等，可能导致外观、声音、振动、粗糙度或触感上非常不适。7~8 表示对部件的影响较高，可能在预期使用寿命内降低或失去车辆正常驾驶所必需的主要功能。9~10 表示对部件的影响非常高，可能严重危及车辆及其他交通工具的操作安全，影响驾驶员、乘客、道路使用者或行人的健康。

2.5 本章小结

本章介绍了本文所采用的主要研究理论与研究方法，阐述了计算流体力学与结构动力学理论在车载储氢系统加氢过程及失效研究中的应用，列举仿真过程中所用软件及其主要功能，解释了仿真过程的三个阶段即前处理阶段、求解器选用与设置阶段以及后处理阶段。最后介绍了本文所用的车载储氢系统失效分析方法，以辅助进行车载储氢系统失效安全性评估。

第 3 章 车载储氢系统加氢温升特性及安全性研究

车载储氢系统加氢过程中储氢瓶内会伴随有剧烈的温度变化，温升过高不仅会影响储氢瓶的加氢效率，还会缩短气瓶的使用寿命。长期超温会降低气瓶的安全性，带来较大的安全隐患。因此，研究储氢瓶快充过程的温升特性对提高充氢效率与安全性具有重要意义。

本章基于计算流体力学理论，通过建立热力学模型分析了气体压缩过程中的热效应。采用 CFD 数值模拟的方法，研究了储氢瓶在不同充氢速率、氢气预冷温度、初始压力和长径比条件下的温升过程。结合仿真结果分析了不同因素影响下气瓶的温升特性及安全性影响，最后给出了安全有效的控温策略。该研究为快速加氢控温策略和高效的气瓶温升安全性分析提供了理论依据。

3.1 气瓶温升危害与影响因素分析

国标要求储氢瓶加氢最大温升小于 85°C ，若加氢过程中温升大于 85°C 可能带来多种危害^[57]。即高温环境下气瓶的疲劳强度降低，内衬和复合材料之间易出现明显的分层现象^[58]。且超温会导致气瓶所受热应力过大、加氢速率控制困难^[59]等问题。长期超温易导致储氢瓶的可靠性下降，缩短使用寿命，甚至致使储氢瓶失效损坏。

在储氢瓶快速充氢过程中，温升受多种因素的影响，基于文献调研结果总结了不同因素对快充温升的影响。如图 3-1 所示，加氢速率、罐内初温、氢气预冷温度、罐内初压、环境温度、储氢瓶纵横比以及内衬材料等因素均会影响储氢瓶的快充温升效果^[60, 61]。

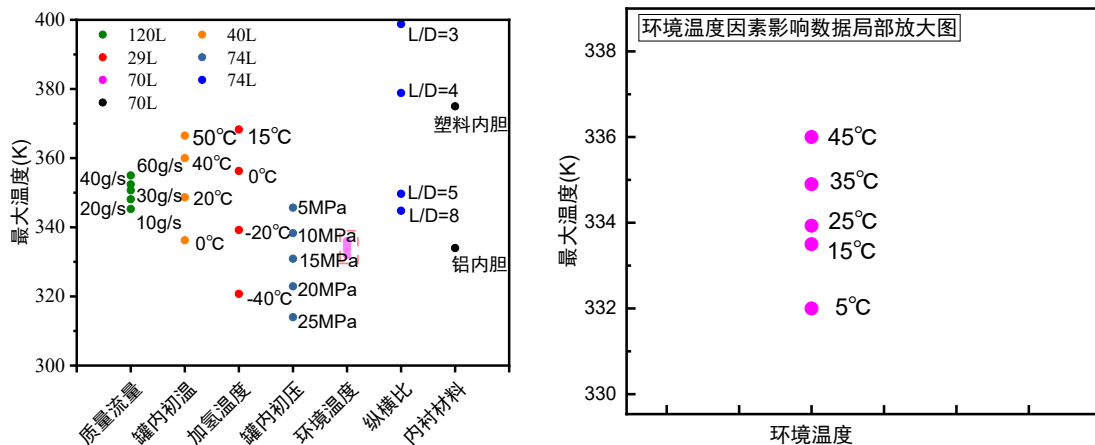


图 3-1 快充温升影响因素总结

由图 3-1 可知，质量流量的大小影响储氢瓶加氢速率，直接决定了气瓶温升的大小。气瓶快速加氢时，氢气在短时间内迅速压缩而产生较多的热量，导致储氢瓶温度上升较快。加氢速率越快，温升越显著，特别是在加氢初期，氢气的压缩和膨

胀不均匀,温升较为突出^[33,62,63]。罐内初温对温升的影响也很大。如果充氢前储氢瓶的初始温度较高,充氢过程中的热量积累更容易导致温升过快,进而影响储氢瓶的安全性与充氢效率^[64]。氢气预冷温度也起到了重要作用,预冷可以有效降低氢气进入储氢瓶时的温度,减少压缩过程中热量的积聚,缓解温升效应。罐内初始压力也与温升密切相关,初始压力较低会延长气瓶的加氢时间,从而产生高温。特别是在快速加氢时,可能引发温度急剧上升,增加储氢瓶的热负荷。环境温度是外部主要影响因素,较高的环境温度不利于气瓶内部热量的散发,而低温环境则可能降低充氢效率和气体压缩过程中的稳定性,因此环境温度的控制也至关重要。储氢瓶的纵横比同样对温升有一定影响,纵横比较大的储氢瓶,其气体流动和热量分布相对均匀,有利于降低温升。而纵横比小的氢瓶可能导致气瓶底部热量集中,温度快速上升^[65]。储氢瓶的内衬材料对温升的控制也起到了重要作用。铝内胆导热性能好,能够有效地散热从而降低温升。而塑料内胆导热性能差,加氢过程中热量容易聚集在瓶内从而加剧温升。

3.2 热力学分析

由于高压储氢瓶加氢过程中,入口处氢气温度和流速会发生较大的变化,且加氢过程不稳定。为确保氢气加注过程中的平衡和安全,精确控制氢气入口出的流量和压力,高压储氢瓶加注过程选用开口系方程^[66,67]。为计算其瞬时变化,根据热力学守恒定律,从 t 到 $t+dt$ 时刻系统的能量微分方程如式 3-1。

$$\delta Q + dU_{in} - dU_{out} - \delta W = d(\Delta E) \quad (3-1)$$

其中 Q 为加氢系统与环境的换热交换量, U_{in} 为氢气流入系统的内能, U_{out} 为氢气流出系统的内能, W 为系统对外界所做的功, ΔE 为系统热力学能量变化量。

结合储氢瓶快充仿真,热力系统能量微分方程如式 3-2。

$$\delta Q = d(\Delta E) + \delta W + \left(h + \frac{v_{gas}^2}{2} \right)_{out} dm_{out} - \left(h + \frac{v_{gas}^2}{2} \right)_{in} dm_{in} \quad (3-2)$$

其中 h 为氢气的焓值, v_{gas} 为氢气流进和流出时的流速, m 为氢气流进和流出的质量。

在加氢过程中,从宏观来看储氢瓶可视为没有形变的刚体,即储氢瓶瓶体发生的变化可忽略不计,因此系统对外界做功为零, $\delta W=0$ 。由于储氢瓶只有氢气入口,

尾部没有氢气出口,即 $\left(h + \frac{v_{gas}^2}{2} \right)_{out} dm_{out} = 0$, 因此式 3-2 可简化为式 3-3。

$$\delta Q = d(\Delta E) - \left(h + \frac{v_{gas}^2}{2} \right)_{in} dm_{in} = d(\Delta E) - h_{in} dm_{in} - \left(\frac{v_{gas}^2}{2} \right)_{in} dm_{in} \quad (3-3)$$

其中系统总的能量变化为 $\Delta E = \Delta U + \Delta E_K + \Delta E_p$ ，式中 ΔU 为氢气的内能变化量， ΔE_K 为氢气的动能变化量， ΔE_p 为系统整体的位置势能变化量，由于真个过程中系统位置没变，因此 $\Delta E_p = 0$ ，代入可得式 3-4。

$$\delta Q = d(\Delta U) - h_{in} dm_{in} + \left(d(\Delta E) - \left(\frac{v_{gas}^2}{2} \right)_{in} dm_{in} \right) \quad (3-4)$$

式中 $d(\Delta E) - \left(\frac{v_{gas}^2}{2} \right)_{in} dm_{in} = d(\Delta U_k)$ ， $d(\Delta U_k)$ 表示氢气加注系统中动能转化为

内能的变化量，因此能量微分方程可简化为式 3-5。

$$\delta Q = d(\Delta U) - h_{in} dm_{in} + \left(d(\Delta E) - \left(\frac{v_{gas}^2}{2} \right)_{in} dm_{in} \right) \quad (3-5)$$

由上式可知，储氢瓶加氢内能变化量主要由三个因素决定。即储氢瓶与外界环境进行的热量交换，进入储氢瓶内的氢气压缩热以及焦耳-汤姆逊效应引起的焓变，氢气进入储氢瓶内时动能转化为内能^[51]。

因此，在快速加氢过程中主要有三种热力学现象，使得氢气温度急剧上升。其一是加氢期间快速流动的氢气，氢气的动能转化为内能进而产生大量热量。其二是加注过程中氢气在储氢瓶内被压缩，致使氢气温度剧烈升高，其也是导致温度升高的最关键因素。其三是氢气在进入储氢瓶时具有负的焦耳-汤姆逊效应，当氢气通过加氢口时会引发压力突变，进而导致温度改变。在常温状态下，多数气体节流过程中会稍有冷却现象，然而氢气有别于一般气体，因其具有独特的负焦耳-汤姆逊系数（即气体经膨胀后温度随压力变化的比率），当氢气通过加氢口膨胀时，温度反而会升高。罐内温度的升高导致出现显著的温度差异，储氢瓶内的部分热量有向环境散发的可能性，然而大部分热量仍留存于瓶壁之上，最终导致气瓶温度升高。综上所述，在车载储氢瓶快速加氢过程中引发温度变化的主要缘由为负的焦耳-汤姆逊效应、进入氢气的动能向内能的转化、瓶内气体的压缩热以及储氢瓶壁面与环境的热交换系数^[24, 31]。

3.3 储氢瓶加氢模型搭建

3.3.1 几何模型选用与简化

目前国内外储氢瓶相关研究主要为 III 型和 IV 型氢瓶，因此本章以 III 型 210 L 商用车和 IV 型 57 L 乘用车储氢瓶为研究对象建立仿真模型。由于储氢瓶具有轴对称的几何结构，气体流动和热传递等现象也呈现对称性。因此为简化计算，降低

计算复杂度，同时保证较高的计算效率和精度，储氢瓶加氢仿真使用二维轴对称模型。通过将三维问题简化为二维问题，二维轴对称模型可以有效减少计算资源的消耗，并加快仿真分析过程。此外，这种模型在保证物理现象准确描述的同时，能够快速评估不同因素的影响，尤其是在优化加氢策略过程中具有重要的应用价值。如图 3-2 与图 3-3 所示为储氢瓶二维轴对称模型，其中 III 型瓶为铝合金内胆，IV 型瓶为塑料内胆，储氢瓶外层均为碳纤维复合材料层，内部均为氢气计算域。

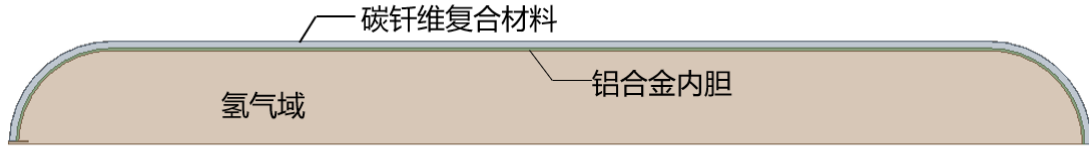


图 3-2 210 L 储氢瓶二维轴对称模型

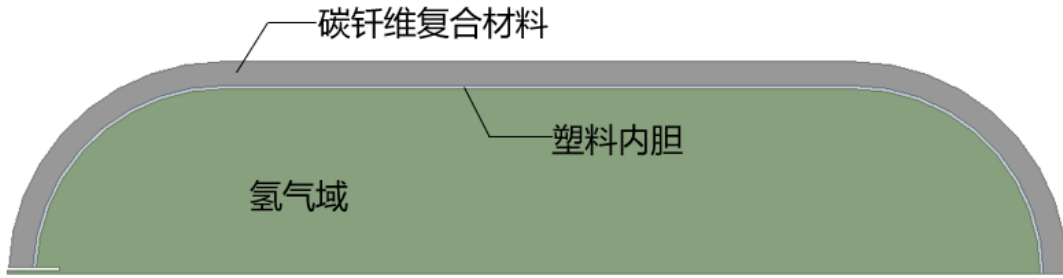


图 3-3 57 L 储氢瓶二维轴对称模型

由于加氢仿真需要储氢瓶各层材料的物性参数，如密度、比热容和导热系数，氢瓶内胆和复合材料的物性参数如表 3-1 所示。氢气域在仿真过程中温度、压力持续变化，氢气的物理特性也在不断变化，与理想气体有显著差异。为能更准确地反映氢气在高压条件下的非理想行为及温度变化对气体性质的影响，从而提供更精确的仿真数据，氢气选用真实气体状态方程，即 Redlich-Kwong 方程^[68]，如式 3-6 所示。其动力粘度、密度、比热容和导热系数随温度变化而变化。

$$P = \frac{RT}{V_m - b} - \frac{a}{T^{1/2}V_m(V_m + b)} \quad (3-6)$$

式中 P 是氢气压力， V_m 是氢气摩尔体积， T 是氢气的绝对温度， a 、 b 是 Redlich-Kwong 常数，对于氢气 $a \approx 0.42748 \frac{R^2 T_c^{2.5}}{P_c}$ ， $b \approx 0.08664 \frac{RT_c}{P_c}$ 。

表 3-1 储氢瓶各层材料物性参数

材料	密度(kg/m ³)	比热容(J/kg·K)	导热系数(W/m·K)
铝内胆	2700	902	238
塑料内胆	1061	2333	0.3
碳纤维复合材料	1513	920	3.72

3.3.2 模型无关性验证

在 CFD 仿真中，且进行瞬态模拟时，网格和时间步长无关性验证是确保仿真结果准确性和可靠性的关键步骤。网格质量直接影响计算结果的合理性，存在网格质量和数量对仿真结果影响较大的现象。瞬态模拟关注的是流体随时间变化的动态行为，尤其是涉及到温度、压力等物理量的变化，因此时间步长也会影响计算精度。为了保证仿真结果的正确性，需要进行网格和时间步长无关性验证。

3.3.2.1 网格无关性验证

网格无关性验证通过对比不同网格尺寸下的计算结果，判断网格数量是否会影响结果的收敛性。由于较多的网格数量会消耗大量的计算资源，因此在保证精度的前提下，选择适当的网格尺寸可以降低计算时长且获得准确的仿真结果。采用网格逐渐细化，网格质量逐渐提高的验证方法。以仿真结束时的最大温度为对象，通过对比仿真结果，进行网格无关性验证。

其中网格无关性验证结果如表 3-2 所示。由表可知不同网格数量对仿真结果影响较小，且当增加网格数至 92757 时，继续增加网格数量对计算结果几乎无影响。因此，满足网格无关性要求。为保证计算精度和效率，选取网格数量为 125653 的二维模型用于计算。此网格数网格质量较好，平均网格质量为 0.976。计算误差较小，且能节省计算资源。

表 3-2 网格无关性验证结果

序号	网格数	单元网格质量	温度(K)
1	72344	0.945	375.86
2	79496	0.95	379.17
3	92757	0.955	381.92
4	125653	0.958	381.735
5	161241	0.9856	382.3

3.3.2.2 时间步长无关性验证

在瞬态模拟中，时间步长无关性验证同样重要。时间步长的选择决定了仿真结

果的时间精度和计算稳定性。如果时间步长过大,可能导致物理过程的离散化不足,忽略了流动中的快速变化。而过小的时间步长虽然提高了精度,但会显著增加计算成本。通过对比不同时间步长下的模拟结果,验证了时间步长的选取对计算结果影响不大,且选择了最合适的时间步长。时间步长无关性验证结果如表 3-3 所示。由表可知时间步长越小,计算结果变化率越小,相对误差越小。但不同时间步长对结果的影响不大,满足时间步长无关性验证要求。由于计算资源充足,且时间步长越小计算精度越高,误差越小,计算结果越准确。因此,选取计算时间步长为 0.05。

表 3-3 时间步长无关性验证结果

序号	时间步长	温度(K)
1	0.25	385.21
2	0.2	379.18
3	0.15	382.64
4	0.1	382.15
5	0.05	381.735

3.3.3 边界和初始条件

由于加氢温度、初始压力、质量流量和长径比直接影响储氢瓶加氢温升效果,因此本文以这四个参数为可变条件进行仿真。为简化模拟过程,对整个系统进行基本假设:

- (1) 环境温度与储氢瓶内氢气初始温度恒定为 293 K。
- (2) 储氢瓶与环境对流换热系数为 $10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ 。
- (3) 加氢过程中储氢瓶视为刚体,不发生机械形变。

依据文献调研结果和正常加氢条件,选取加氢温度为常温 293 K,初始压力为 2 MPa,质量流量为 0.0125 kg/s 的仿真工况作为参考工况。当其中一个参数变化时,另外两个参数保持不变。具体仿真工况设置如表 3-4 所示,只列出可变参数。同时,为对比观察不同长径比及内衬材料气瓶的加氢温升特性,选择长径比较小的 IV 型 57 L 气瓶和长径比较大的 III 型 210 L 气瓶作为研究对象。

表 3-4 具体仿真工况

参数	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4	工况 5	工况 6
质量流量	0.0075	0.01	0.0125	0.015	0.0175	0.02
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s
初始压力	2 MPa	8 MPa	11 MPa	14 MPa	17 MPa	20 MPa
加氢温度	233 K	243 K	253 K	263 K	273 K	283 K

通过编译 UDF 实现仿真达到指定条件时自动停止计算，其中 IV 型氢瓶结束计算条件为氢气压力达到 70 MPa，III 型氢瓶为氢气压力达到 35 MPa，并设置实时监测氢气域最大温度和平均温度。

3.3.4 仿真模型验证

为验证储氢瓶加氢模型的仿真准确性，本节将 CFD 模拟结果与文献中加氢实验的温升结果进行对比，观察模拟与实验温升趋势，判断模型搭建是否准确。实验室使用 T 热电偶温度传感器采集气瓶内部平均温度数据^[69]，对比结果如图 3-4 所示。加氢实验过程中温度波动明显，因此实验结果也存在一定误差。其不仅受热电偶本身的数据采集精度影响，同时气瓶内部高温高压和氢气流动会对热电偶产生一定的腐蚀作用，导致采集精度进一步降低，因此会对实验结果产生一定的影响。而加氢模拟经过一定简化并进行了基本假设，加氢过程理想，因此温升曲线连贯性好，误差较小。

由图 3-4 可知，模拟温升与实验温升整体趋势一致。30 s 前为加氢初始阶段，内部氢气流速较快导致扰动较大，因而温升剧烈。30~60 s 为加氢中期过程，此阶段由于氢瓶内部压力升高至一定程度，氢气经入口射流进瓶内速度迅速下降，动能转化为内能的能量较少，因此温升速率逐渐降低。60 s 后，加氢过程即将结束，内部压力逐渐接近氢瓶公称压力，氢气动能几乎用作对抗压力做功，只有少部分动能转化为内能。并且后期瓶内温度较高，与壁面温度梯度较大，换热较强，因此温升缓慢。综上分析，实验与模拟温升趋势一致且仿真模型的误差在可接受范围内，认为仿真模型与实验拟合良好，模型搭建准确，可用于后续不同工况的仿真计算。

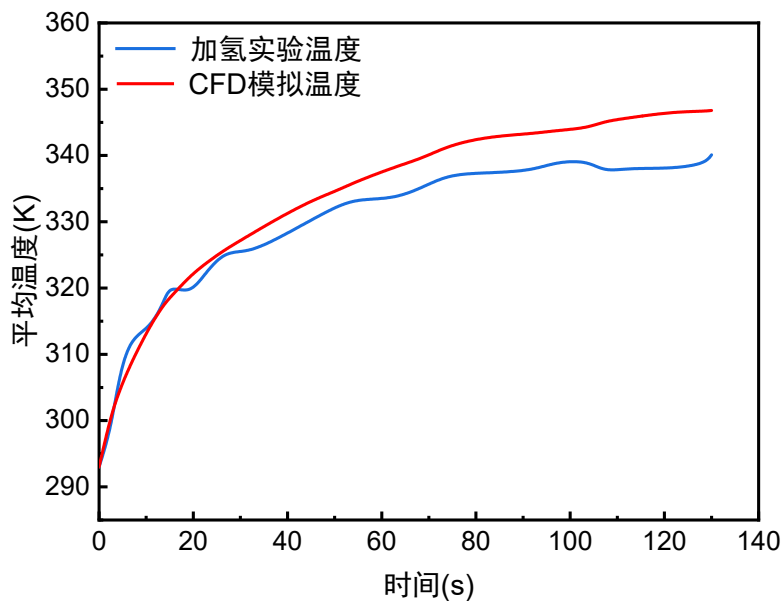


图 3-4 CFD 仿真温升与实验温升对比

3.4 温升特性与安全性分析

3.4.1 不同质量流量

随着氢燃料电池汽车的推广，能否安全并快速的完成加氢成为人们普遍关注的问题。加快填充速率虽然能够降低填充时间，但会导致气瓶温度的迅速升高。因此，加氢站多以牺牲填充时间来实现对气瓶的有效控温。为研究快速加氢对气瓶的温升特性及安全性有何影响，模拟了不同质量流量条件的加氢过程。设置加氢速率分别为 0.0075 kg/s, 0.01 kg/s, 0.0125 kg/s, 0.015 kg/s, 0.0175 kg/s 和 0.02 kg/s，各工况下气瓶最大温度随时间的变化曲线如图 3-5 所示，a) 图每条曲线标注了加氢结束时的时间和最大温度，不同质量流量加氢结束时温度分布云图如图 3-6 所示。

由图 3-5 a) 可以发现，较大的质量流量填充可以明显降低加氢时间，但同时也会导致较大的温升。尤其是在加氢初始阶段，快速加氢会导致氢气温度剧烈升高，之后温升速率逐渐下降。针对 IV 型 57 L 气瓶，要在 3-5 min 内完成加氢，气瓶最终温升均会大于 85 °C。如适当延长加氢时间大于 5 min，能够有效控制温升在 85 °C 以下。由图 b) 可以看出，随着质量流量的增加，最大温升速率逐渐减小。可以预测当加氢速率达到一定值时，最大温度不再发生明显升高。因此，加氢过程中温升在气瓶可承受范围内，加氢站可适当提高加氢速率以降低加氢时间。

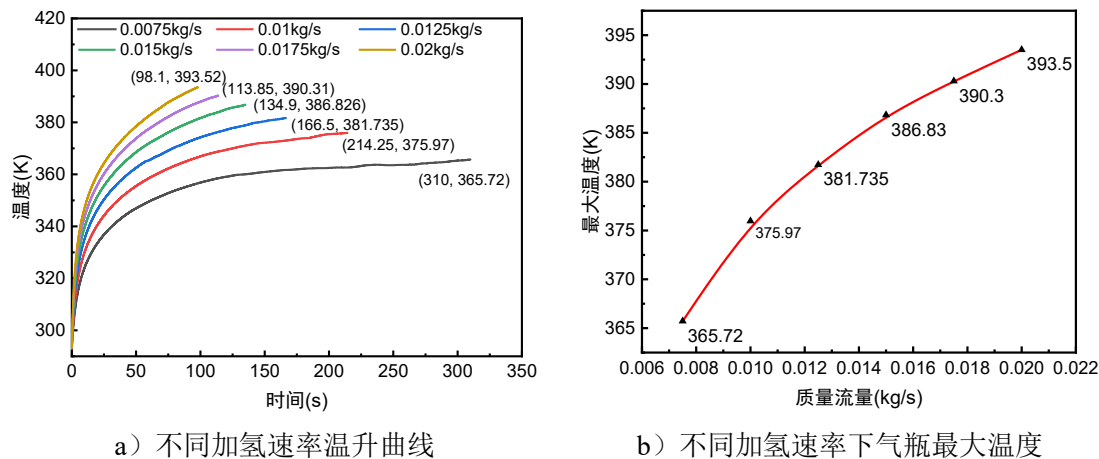


图 3-5 57 L 质量流量条件仿真结果

由图 3-6 可以发现，当质量流量较低时，气瓶壁面温度明显低于高质量流量的气瓶壁面温度。结合前人研究成果，在绝热填充条件下，低加氢速率与高加氢速率的最大温升差距不会过大。由图 3-5 可见 0.02 kg/s 与 0.0075 kg/s 加氢速率下，最大温升相差近 30 °C，因此需考虑环境换热的影响。当加氢速率越低，加氢时间越长。气瓶内部所产生的热量能够有充足的时间传递给壁面，并与环境进行热交换而散发出去，壁面温度进一步低，明显低于高质量流量的气瓶壁面温度。

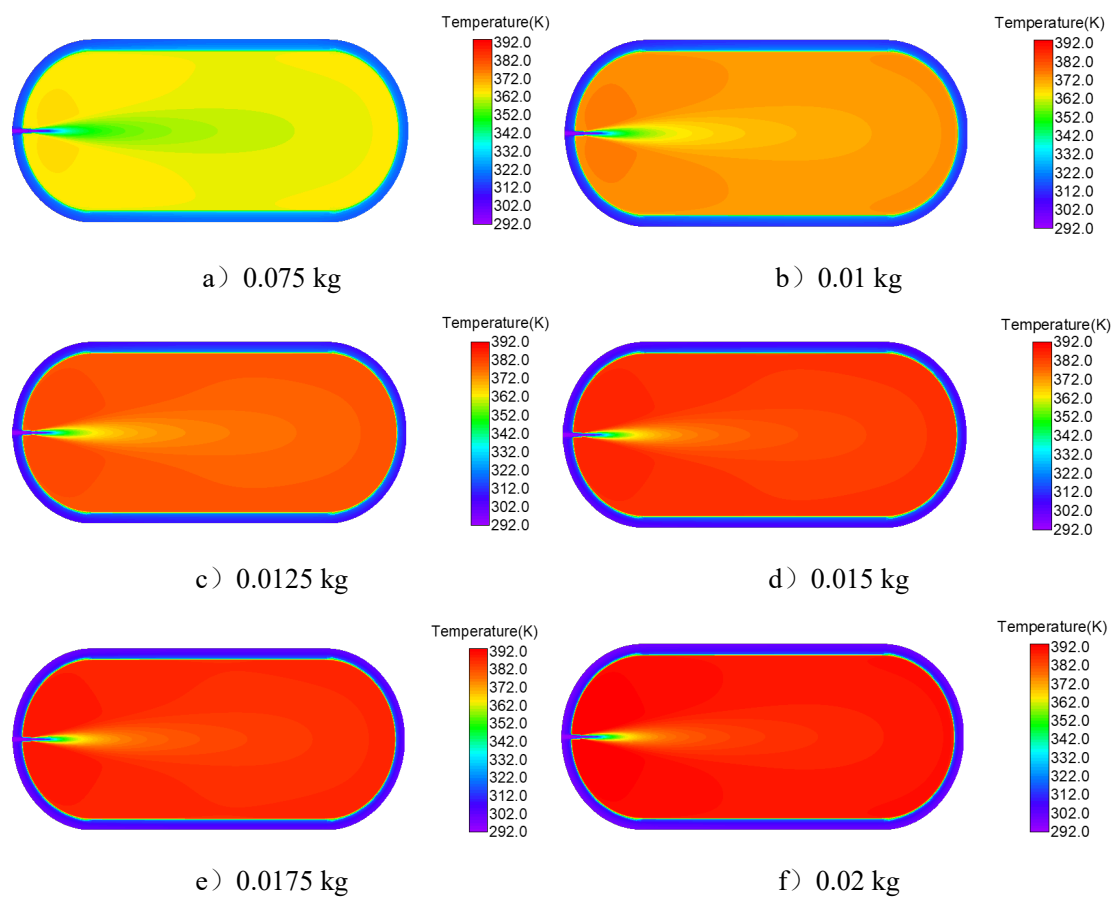


图 3-6 不同质量流量条件温度分布云图

为验证不同质量流量对加氢温升特性的影响，对比了文献 70 MPa 质量流量研究结果^[60]，如表 3-5 所示。由表可知，随着质量流量的增大，气瓶加氢最大温升逐渐增大，即本文与文献研究结果趋势一致。

表 3-5 不同质量流量加氢温升对比结果

本文 57 L、70 MPa 气瓶		文献 70 MPa 气瓶	
质量流量(g/s)	最大温度(K)	质量流量(g/s)	最大温度(K)
10	375.97	20	374.5
12.5	381.735	30	378.3
15	386.83	40	381.4
17.5	390.3	50	382.8
20	393.5	60	384.1

综上所述，在较低加氢速率下，氢气逐渐充入储氢瓶，氢气分子之间的碰撞和压缩过程相对缓和，产生的压缩热较少，温度上升的速度较慢。且较低加氢速率延长了加氢时间，使得加氢过程中产生的热量能够逐渐散发出去，从而有效控制气瓶的温升。而较高的加氢速率会导致氢气的压缩和碰撞过程更加剧烈，从而产生

更多的压缩热。加氢速率快，加氢时间缩短，热量无法及时散发出去。导致气瓶热量堆积，温度快速上升。且加氢质量流量越大，储氢瓶内温度和压力上升越快，易引发材料热应力、氢脆和泄漏等问题，增加气瓶爆炸风险。因此，合理控制加氢速率能够保持储氢瓶温度在安全范围内，避免温升过高。此外，控制加氢速率还能确保氢气在加注过程中均匀流动，防止氢气积聚所导致的局部高温高压，确保气瓶整体所受热应力均匀。

3.4.2 不同初始压力

通过研究储氢瓶不同初始压力条件对气瓶温升的影响，旨在模拟气瓶在加氢前瓶内仍有残余氢气的情况。结合实际加氢情况，气瓶每次加氢时瓶内剩余氢气量都会有所不同，这也会影响气瓶加氢结束时的最大温升。因此，本节模拟了不同初始压力条件的加氢过程。设置气瓶初始压力分别为 2 MPa, 8 MPa, 11 MPa, 14 MPa, 17 MPa 和 20 MPa。不同初始压力条件加氢过程的温升曲线及加氢结束时的气瓶温度分布云图如图 3-7 和图 3-8 所示。

由图 3-7 a) 可以发现，当气瓶初始压力较高时，气瓶加氢过程中温升较小。且当加氢速率相同时，初始压力越高，加氢时间越短。由图 b) 可知，随着初始压力的升高，气瓶加氢结束时的最大温度呈线性下降趋势。初始压力每增加 3 MPa，最大温度下降约 4 °C。因此，当气瓶残余氢气量在 1/3 以上时，可以有效控制整个加氢过程中，温升小于 85 °C 温度阈值，且能降低加氢时长，满足快速加氢要求。

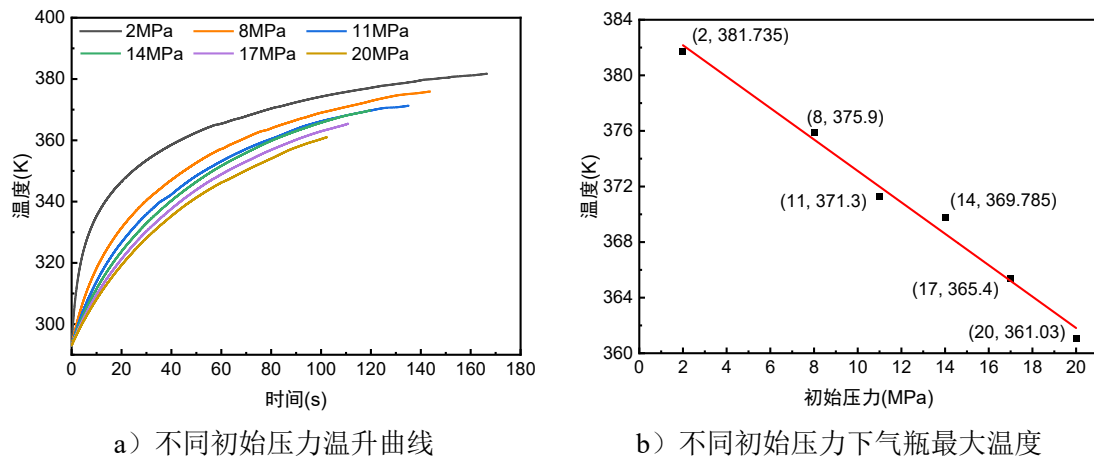


图 3-7 57 L 初始压力条件仿真结果

由图 3-8 温度分布云图可以看出，初始压力的变化对气瓶温度分布影响不大，储氢瓶氢气域和壁面温度分布均匀。但随着初始压力的升高，气瓶内部各点温度均有下降。主要原因是初始压力越高，气瓶氢气残余量越多。加氢结束时的最终压力与初始压力比值越小，温度分布越均匀，最大温度越小。因此，考虑加氢前的氢气使用情况再进行加氢，可以有效缓解加氢过程中的温升。

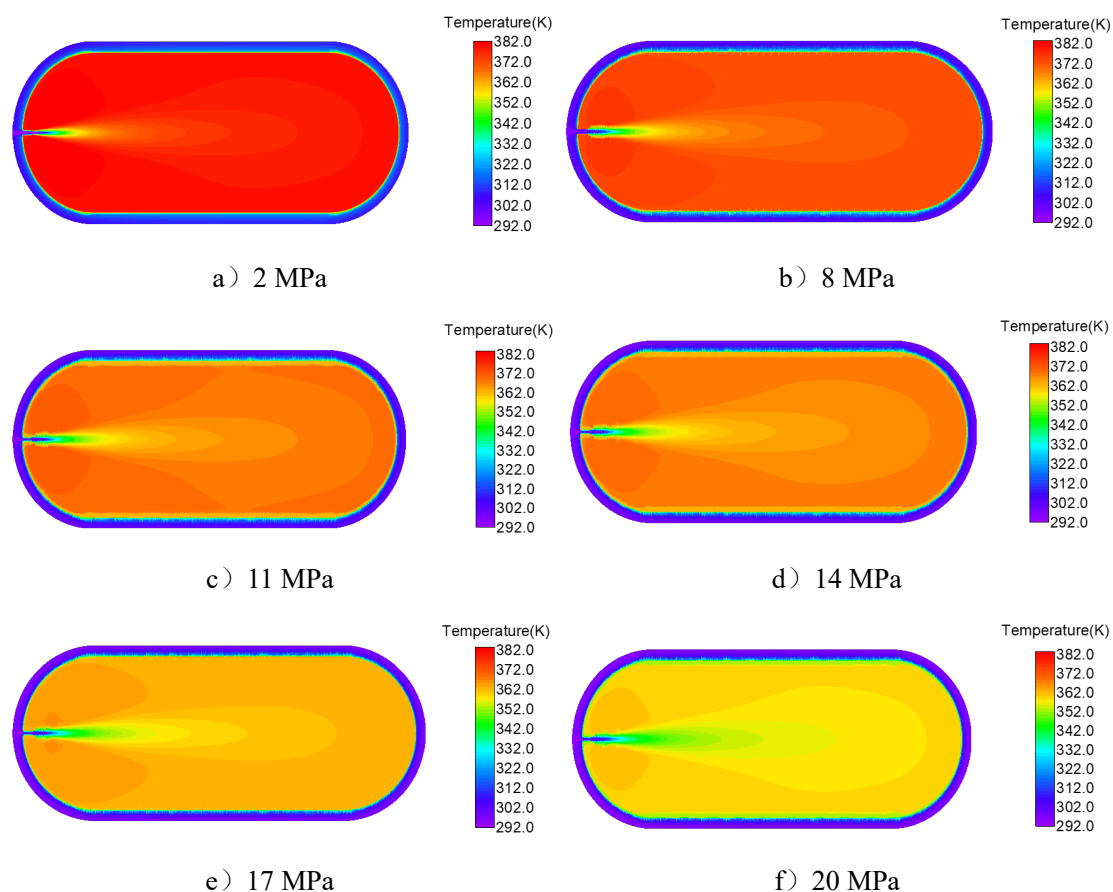


图 3-8 不同初始压力条件温度分布云图

为验证气瓶不同初始压力对加氢温升特性的影响，对比了文献 IV 型 24 L 气瓶不同初始压力研究结果^[70]，如表 3-6 所示。由表可知，随着气瓶内初始压力的增大，气瓶加氢最大温升逐渐减小。且基本呈线性下降趋势，因此本文与文献研究结果趋势一致。

表 3-6 气瓶不同初始压力加氢温升对比结果

本文 57 L、70 MPa 气瓶		文献 24 L、70 MPa 气瓶	
初始压力(MPa)	最大温度(K)	初始压力(MPa)	最大温度(K)
11	371.3	5	376.3
14	369.785	10	370
17	365.4	15	362.6
20	361.03	20	354.5

结合仿真结果分析可知，初始压力较大时，瓶内氢气的密度较高，氢气在加氢过程中压缩时的体积变化较小，导致温度升高的幅度较小。此外，氢气的热容较大，吸收的热量也较多，因此温度变化较为平缓，温升幅度降低。即储氢瓶内存在残余氢气可减少加氢时的温差波动，避免温度骤升或骤降对气瓶和材料的损害。且适量

氢气残余可以防止快速加氢时产生极端压力变化，缓解气瓶承受的冲击。

综上所述可知，初始压力越高，气瓶内残余氢气越多，加氢时压差小且升温慢，加氢安全性较好。初始压力低则压差大，易造成快速升温 and 压力冲击，增加气瓶泄漏与瓶体材料损伤风险。因此，维持气瓶有适量氢气残余，不仅可以降低气瓶最大温升，还能确保储氢系统加氢过程的安全性和稳定性。

3.4.3 不同加氢温度

针对 IV 型储氢瓶和部分长径比较大的 III 型储氢瓶加氢过程中温升剧烈的现象，目前降低温升常用且有效的方法是加氢前对氢气进行预冷。基于热力学理论中气体的热物理性质，即降低氢气加注的初始温度，一般预冷温度范围为 -40°C 至 0°C 。使氢气在进入氢瓶并被压缩时，凭借较低的焓值吸收压缩热，从而有效控制氢瓶内的温升，确保加氢过程中温度处于安全范围^[71, 72]。氢气预冷策略虽然能够有效控温，但预冷系统的能耗较大。若无法选择合适的预冷温度对加氢过程实现有效控温，则会增加加氢站的运营成本。为研究氢气预冷对温升的影响规律，将入口氢气温度设置为 233 K，243 K，253 K，263 K，273 K 和 283 K 模拟加氢站对氢气进行预冷填充的情况。

仿真结果如图 3-9 所示，由图 a) 可以发现当加氢温度在 0°C 及以上时，57 L 气瓶加氢结束后温升高于温度阈值 85°C 。当氢气预冷至 -10°C 时，可以保证气瓶整个加氢过程中最大温度均低于温度阈值 85°C 。而当氢气预冷至更低温度时，气瓶温升进一步降低，可见 0°C 是一个临界预冷温度。由图 b) 可以看出，随着加氢温度的升高，气瓶最大温度逐渐升高，且最大温度与加氢温度呈线性相关性。加氢温度每降低 10°C ，气瓶加氢结束时的最大温度降低约 9°C 。

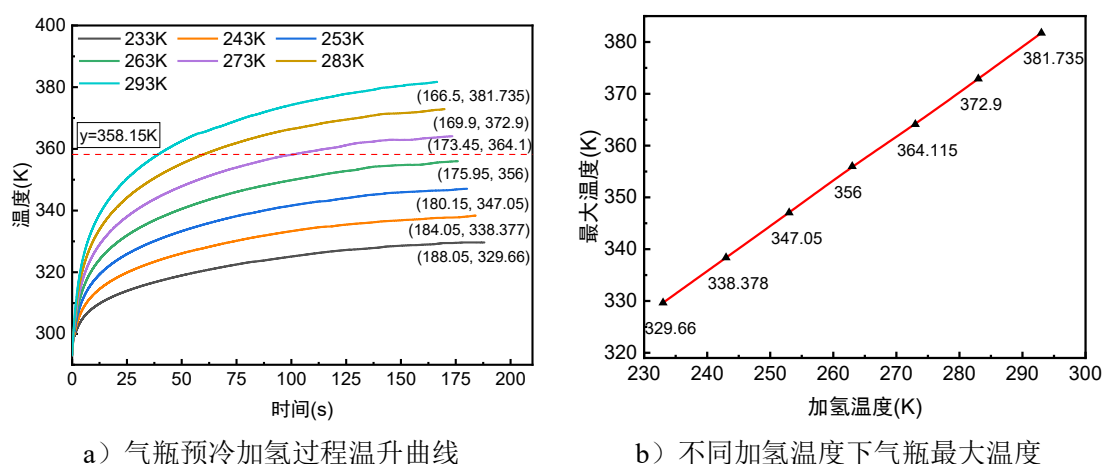


图 3-9 57 L 加氢温度条件仿真结果

如图 3-10 为加氢结束时的气瓶温度分布云图。结合温度分布云图我们可以发现，加氢温度越低，气瓶最终温升越小。且 IV 型气瓶的塑料内胆和复合材料层温

度有明显降低,有效保护了瓶体受高温影响,确保材料性能维持在最佳水平。可见氢气预冷填充策略对气瓶加氢控温有显著效果,只要选择合适的预冷温度便可实现整个加氢过程中温升低于 85°C ,有效提高了储氢系统的安全性。

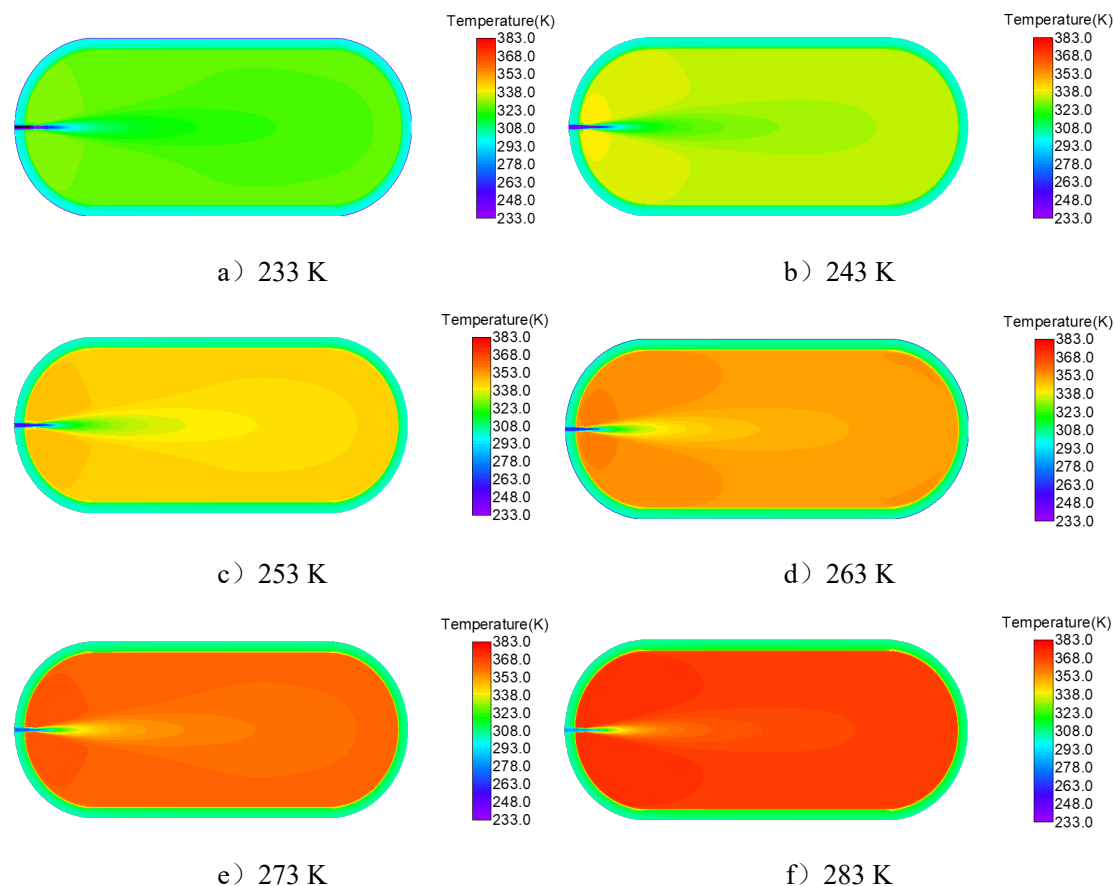


图 3-10 不同预冷温度条件温度分布云图

为验证不同加氢温度对气瓶加氢温升特性的影响,对比了文献 IV 型 24 L 气瓶不同氢气预冷温度的研究结果^[73],如表 3-7 所示。由表可知,随着氢气预冷温度降低,气瓶的加氢最大温升逐渐减小,且呈线性降低趋势,即文献中氢气预冷温度每降低 20°C ,最大温升降低约 14.5°C ,因此本文与文献研究结果趋势一致。

表 3-7 不同氢气预冷温度加氢温升对比结果

本文 57 L、70 MPa 气瓶		文献 24 L、70 MPa 气瓶	
氢气预冷温度(K)	最大温度(K)	氢气预冷温度(K)	最大温度(K)
233	329.66	233.15	328.8
253	347.05	253.15	343.26
273	364.115	273.15	357.83
293	381.735	293.15	372

结合氢气预冷温升分析可知,加氢站对储氢瓶进行氢气预冷填充时可使氢气

温度降低至较低水平，有效减缓充氢过程中的温升。并且能够降低气瓶内压力的瞬时增高，防止因温度过高所导致的安全事故。因为加氢时气体密度增大导致压力快速升高，易引发气瓶内应力集中和材料脆化。而预冷温度适中可减缓温升，降低气瓶所受热应力，提升加氢安全性。此外，氢气预冷有助于控制气瓶内温度变化的速率，避免由于气瓶温度变化剧烈导致内部热应力过大，确保气瓶的机械强度，提升气瓶安全性。但由于氢气预冷需要较大的能耗，因此在保证气瓶温度在要求范围内，基于 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 预冷临界温度，合理选择氢气预冷温度不仅能够有效缓解温升，还能节省不必要能源消耗。

3.4.4 不同长径比

为研究不同长径比对气瓶加氢过程温度分布的影响，以重卡用 210 L 储氢瓶和乘用车用 57 L 储氢瓶为研究对象。其中 210 L 储氢瓶公称压力为 35 MPa，长径比为 5.14。57 L 储氢瓶公称压力为 70 MPa，长径比为 2.43。通过观察 210 L 气瓶加氢过程的温升曲线，对比不同长径比气瓶加氢结束时的温度分布云图，从而分析长径比对气瓶温升及温度分布的影响。210 L 气瓶加氢仿真结果如图 3-11 所示，其计算了气瓶加氢过程中氢气域的最大温度和平均温度。57 L 和 210 L 气瓶加氢结束时的温度分布云图如图 3-12 所示。

由图 3-11 a) 可以看出，210 L 气瓶加氢初始阶段，最大温度迅速升高。短时间内气瓶最大温度超过 358.15 K，之后温升速率逐渐放缓，但加氢过程中最大温度远超温度阈值。由平均温度温升曲线可知，不同质量流量条件下整个加氢过程中气瓶的平均温升均低于 358.15 K。由图 b) 可以看出，气瓶内氢气平均温度远低于最大温度。但加氢速率的快慢对最大温度影响明显，而平均温度相差不大。因此，可以预测 210 L 气瓶加氢过程中温度分布不均匀。

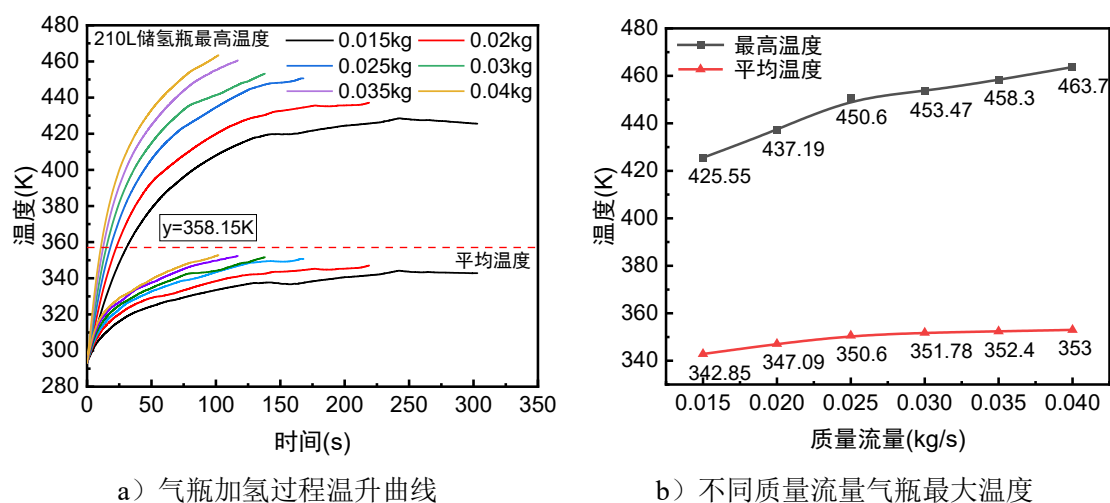


图 3-11 210 L 气瓶加氢仿真结果

由图 3-12 可以看出，不同长径比对温度分布影响明显。其中 57 L 气瓶温度分布较为均匀，加氢入口处氢气射流对温度分布的影响较小。210 L 气瓶氢气域温度呈现明显的轴向阶梯分布，且从加氢口到气瓶底部温度逐渐升高，靠近底部区域温度最高。由于长径比较大的气瓶受氢气射流影响，靠近加氢口处区域氢气流速较大，氢气扰动较强，对流换热效果较好，压缩氢气所产生的热量能够随着扰动而均匀扩散，因此温度分布较为均匀，温升较小。远离加氢口处区域氢气流速较小，氢气接近气瓶底部时速度几乎为 0。导致氢气在底部不断压缩积聚，压缩热无法及时散发进而导致温度剧烈升高。因此，长径比较小的储氢瓶壁面受热更均匀，抗压能力强，可降低局部热应力集中。长径比较大的气瓶则易产生局部高温致热应力集中，影响气瓶加氢安全性。

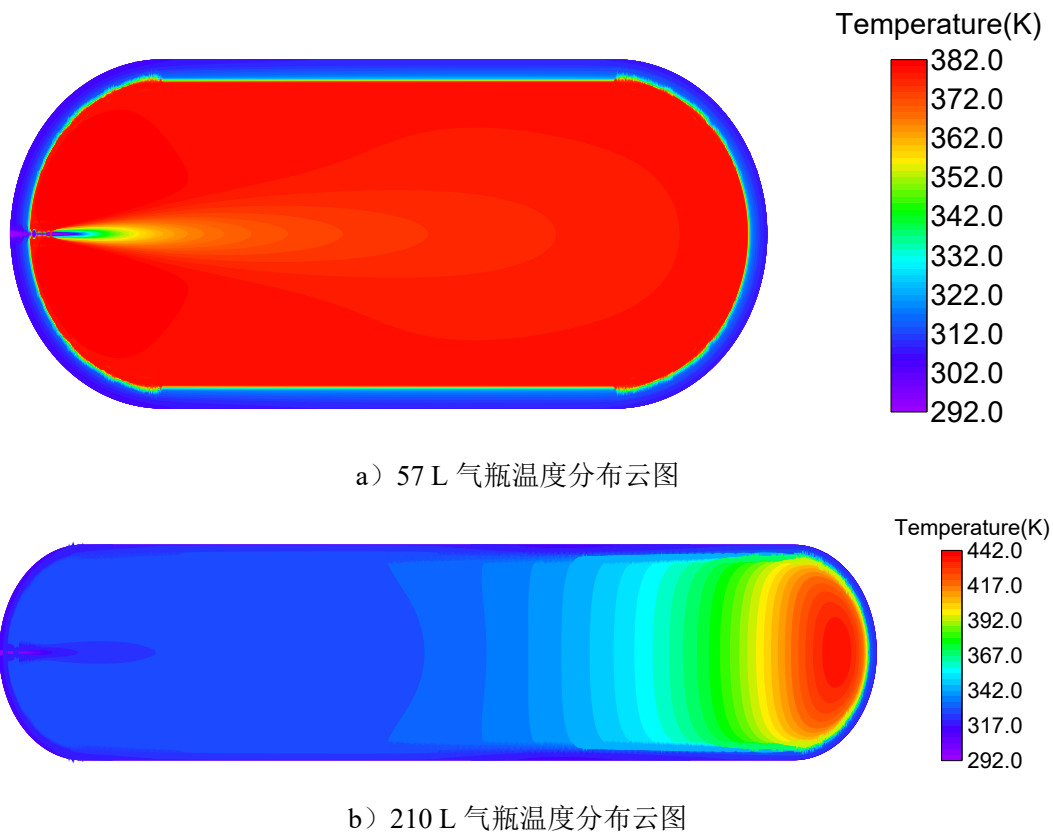


图 3-12 不同长径比气瓶温度分布云图

为对比同容量不同长径比气瓶的温升特性，以文献中 74 L 气瓶作对比讨论^[74]。总结了 74 L 不同长径比气瓶加氢结束时的最大温度和平均温度，如表 3-8 所示。可以看出同容量下气瓶长径比越大，最大温度越大，当长径比达到 5 时最大温度达到 105.55 °C 并超过了 85 °C，且随着长径比的增大温度逐渐增大，而平均温度始终较低。但气瓶长径比较小时，平均温度与最大温度相差不大。经对比分析可知，在同容量下气瓶长径比越小，温度分布越均匀。

表 3-8 74L 不同长径比气瓶加氢温升结果

长径比(L/D)	最大温度(K)	平均温度(K)
2.4	344	343.25
3	345.3	342.6
4	349.6	341.8
5	378.7	343
6	398.9	346.9
7	411.3	350.5
8	415	345.3

综上所述，本节 210 L 与 57 L 气瓶研究结果与 74 L 文献研究结果相同，且文献研究弥补了本文缺少同容量不同长径比气瓶的研究讨论，充分证明气瓶的长径比对温度分布影响较大。即长径比小的气瓶加氢温度分布更均匀，其加氢安全性更好。长径比大的气瓶，内部氢气对流换热效果较差，会导致气瓶内出现阶梯型温度分布。这会导致气瓶底部温度远超 85 °C 温度阈值，长期超温会影响气瓶的储氢性能并降低气瓶的使用寿命。因此，在保证气瓶储氢量合格的前提下，需合理设计气瓶的长径比，确保气瓶温度分布均匀且底部温度不会远超温度阈值，便能够提升储氢系统的安全稳定性。

3.5 本章小结

本章探讨了储氢瓶加氢过程中超温的危害及不同因素对温升的影响。结合热力学理论，分析了加氢过程中的温升特性。以 210 L 和 57 L 储氢瓶为研究对象，采用瞬态二维轴对称仿真模型。对比仿真与实验结果验证了模型准确率，并模拟了不同质量流量、初始压力、加氢温度和长径比对温升的影响。通过对比不同条件下的温度变化及最大温升，揭示了各因素对气瓶温升特性的影响。并分析了超温对储氢系统安全性的影响，提出了有效的控温策略。本章结论如下：

（1）储氢瓶加氢温升主要由热量交换、压缩热和焦耳-汤姆逊效应决定。加氢过程中，氢气与外界的热交换影响瓶内温升。氢气压缩过程中，动能转化为内能，导致温度升高。焦耳-汤姆逊效应则是由于氢气膨胀而引起温度变化，影响气瓶加氢过程的温升。

（2）模拟与实验加氢过程对比，初期（0-30 s）氢气流速较快，温升剧烈。中期（30-60 s）压力升高导致氢气流速下降，温升速率减缓。后期（60 s 后）氢气动能主要用于对抗压力能，温升缓慢。因此，模拟与实验温升趋势一致，仿真模型搭建准确。

(3) 气瓶温升随加氢温度和初始压力的增大呈线性变化趋势，与加氢温度成正相关，与初始压力成负相关。即加氢温度每降低 10°C ，最大温度降低 9°C ，初始压力每增加 3 MPa ，最大温度降低 4°C 。最大温升随质量流量增大而增大，但温度增长速率逐渐减小。不同长径比对气瓶温度分布影响显著，大长径比气瓶温度成阶梯型分布，且气瓶底部温度较高，平均温升较小。小长径比气瓶整体温度分布均匀，气瓶加氢安全性较好。

第 4 章 车载储氢系统核心部件失效机理及安全性研究

上一章系统研究了不同加氢条件下气瓶的温升过程和特性，分析了不同加氢策略对气瓶安全控温的有效性。由于气瓶在储放氢过程中，对车载储氢系统核心部件结构会有一些影响，如气瓶本身和减压阀。在受到高压和极限温度影响时可能会出现失效的情况^[75, 76]，给车载储氢系统的正常运行带来较大的安全问题。因此，开展气瓶和减压阀的失效机理研究，对于核心部件的失效风险防控和安全性提升具有重要意义。

本章以储氢瓶和减压阀为研究对象，基于结构和材料力学理论，研究储氢瓶在不同压力条件及减压阀在高低温多因素影响下的应力分布和变形情况。通过建立有限元分析模型并结合国标要求，采用瞬态结构和热-固耦合仿真方法，分析储氢瓶和减压阀在特定条件下的失效模式和特征。基于文献调研的零部件潜在失效因素，揭示核心部件的失效机理并评估部件多因素影响下的失效安全性。

4.1 储氢瓶及减压阀潜在失效模式汇总

在车载储氢系统中储氢瓶和减压阀是至关重要的部件，部件的性能和稳定性直接影响到整个系统的运行安全。储氢瓶用于储存高压氢气，其是氢燃料电池汽车动力系统的能量来源。减压阀则负责将储氢瓶内的高压氢气调节至适宜的工作压力，以确保氢气在供给氢燃料电池的过程中保持稳定性^[77]。本节基于实际运行和失效测试过程中出现的失效情况，总结了储氢瓶和减压阀潜在的失效模式。观察失效的部位和结构，分析其失效影响和原因，是确保氢能汽车安全运行的关键。通过汇总储氢瓶和减压阀潜在的失效模式及其影响，为揭示车载储氢系统关键部件失效机理奠定基础。基于失效机理分析部件失效对车载储氢系统安全性的影响程度，从而评估系统的安全可靠性。储氢瓶及减压阀潜在失效模式汇总如表 4-1 所示。

表 4-1 储氢瓶及减压阀潜在失效模式汇总表

部件		结构及功能		失效分析		
部件	要素	结构	功能	失效模式	失效影响	失效原因
减压阀	一级减压模块	固定滤网结构	输出洁净氢气	过滤功能缺失	停止供氢或污染后段	滤网脱出
	涉 O 型圈	导向及圆弧结构	气密	O 圈装入时损伤 O 圈	外漏	导向角不合理或未设计圆弧

表 4-1（续表）

部件		结构及功能		失效分析		
部 件	要素	结构	功能	失效模式	失效影响	失效原因
减 压 阀	涉氢密封零件	涉氢密封面粗糙度	高压氢气介质下减压及锁闭	密封面失效	内外漏	粗糙度过低
	锁紧螺母	螺纹防松措施	抗振	锁紧螺母松动	功能或性能失效	未设计防松结构
	定位盘	结构强度	高压氢气介质下减压及锁闭	定位盘变形或损坏	爆炸/泄漏	结构强度不足
	一级壳体	非涉氢内部泄压防水	允许微泄露并泄放压力和防水	壳体憋压或损坏	爆炸/泄漏	未设计呼吸孔和透气防水塞
气 瓶	瓶体	成品内胆	1.不渗透，阻止气体损失的屏障 2.纤维缠绕的芯模 3.支撑阀座 4.满足气瓶工装温度要求	气体泄漏	瓶体泄漏	成品内胆泄漏
		复合材料增强层	承载气瓶内压	瓶体泄漏、破裂	瓶体破裂	复合材料层强度不足
		复合材料保护层	保护复合材料增强层	瓶体泄漏、破裂	瓶体力学性能不良	复合材料保护层破裂
		标签	记录气瓶基本信息	气瓶信息缺失	信息不清晰	文字模糊

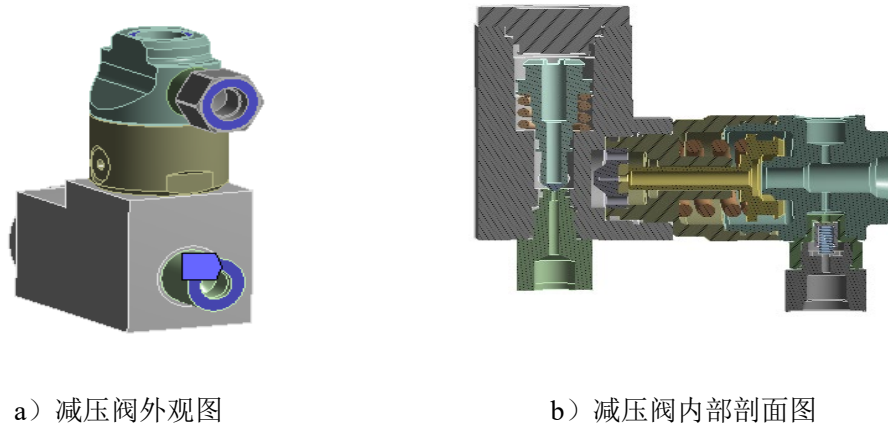
4.2 有限元分析模型

4.2.1 几何模型

本章以 210 L 商用车车载储氢系统储氢瓶和二级氢气减压阀为研究对象建立有限元分析模型。如图 4-1 所示为储氢瓶几何模型，图 4-2 为减压阀几何模型。其中储氢瓶制造所用材料 6061 铝合金和复合材料的机械物性参数如表 4-2 所示，减压阀外壳所用材料为 6061 铝合金，内部零件所用材料为 316 L 不锈钢，316 L 不锈钢机械物性参数使用 NIST 材料数据库中所提供的相关数据。



图 4-1 210 L 储氢瓶模型



a) 减压阀外观图

b) 减压阀内部剖面图

图 4-2 二级氢气减压阀模型

根据国标 GB/T 35544-2017《车用压缩氢气铝内胆碳钎维全缠绕气瓶》要求，储氢瓶需要满足在 1 倍公称工作压力，1.5 倍公称压力，2.25 倍公称压力下具有一定的强度。因此，对其进行瞬态结构动力学仿真，观察其在超压条件下储氢瓶的失效情况。针对减压阀，由于其作用主要是将高压氢气减至一定压力输出，因此也会受到超压所带来的影响。为评估减压阀在多因素耦合极端环境条件下的安全性，采用热-固耦合仿真方法，观察其在高压和不同温度条件下的失效情况。

表 4-2 储氢瓶材料机械物性参数

材料	密度 kg/m^3	杨氏模量 GPa	泊松比	热导率 $\text{W/(m}\cdot\text{k)}$	比热容 $\text{J/(kg}\cdot\text{k)}$	抗拉强度 (MPa)
6061-AL	2700	77	0.33	237	897	320
T700	1580	138	0.3	0.94	1.51	2100

4.2.2 边界条件

根据储氢瓶和减压阀在实际测试过程中的安装和运行情况，对其施加固定约束初始边界条件。如图 4-1 气瓶蓝色面所示，对气瓶阀座处外壁面施加固定约束。如图 4-2 a)减压阀蓝色面所示，对减压阀与高压管路连接处接触面施加固定约束。其中对气瓶和减压阀施加仿真边界条件如下：

(1)对储氢瓶内部内胆壁面和堵头面施加 35 MPa，52.5 MPa 和 78.75 MPa 线性压升压力载荷条件，压升速率为 0.3 MPa/s，如图 4-3 红色面所示。



图 4-3 储氢瓶内压载荷施加面

(2)对减压阀内部一级减压和二级减压流道部分壁面施加压力载荷，如图 4-4 红色面所示，升压至 35 MPa，52.5 MPa 和 87.5 MPa 后维持 3 min 压力不变。同时对减压阀设置全局温度条件，每种压力条件对应设置 80 °C，50 °C，20 °C，-10 °C 和 -40 °C 五种温度。

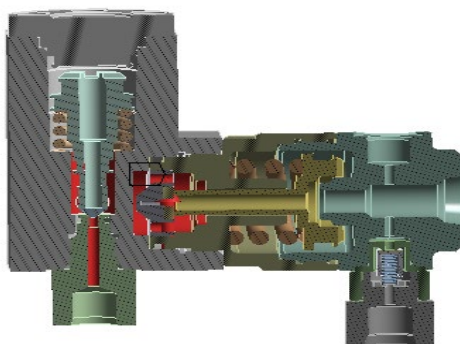


图 4-4 减压阀内压载荷施加面

基于等效应力理论，仿真结束时导出部件不同工况条件下的等效应力和等效应变云图用于进行失效机理分析，并进行安全性评估。

4.3 储氢瓶失效分析

4.3.1 气瓶失效实验

为验证气瓶仿真模型准确率，进行了 210 L 气瓶水压爆破试验。通过对比仿真与试验过程中的应变曲线和观察试验结束时的气瓶失效状况，以判断模型搭建是否准确。

由于储氢瓶是中心对称模型，因此试验前仅在气瓶两个位置放置了四个应变片，分别为瓶身左端点位 1、2 和瓶身中部点位 3、4，以测量加压过程中储氢瓶应变大小，用于气瓶仿真模型验证。其中图 4-5 为气瓶应变片布置示意图，图 4-6 为气瓶实验结束时整体的失效情况图。失效实验方法如下：

- a) 气瓶内部水压升压速率为 0.35 MPa/s，持续加压直至气瓶失效。当压升曲线出现较大波动或压力回降时，即气瓶发生失效，停止实验。
- b) 电脑实时监测应变片所测应变值，同步记录应变数据。

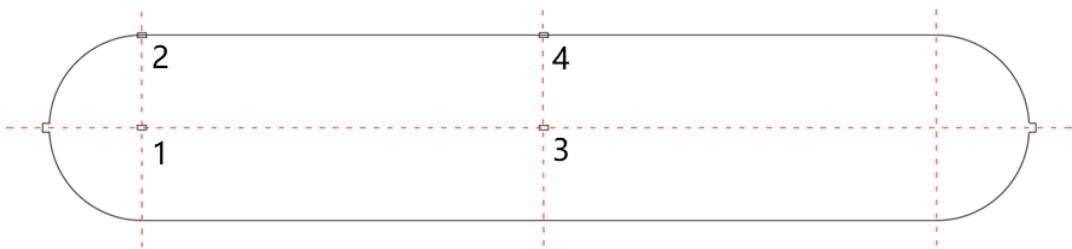


图 4-5 气瓶应变片布置示意图



图 4-6 210 L 气瓶试验结束整体失效情况图

如图 4-7 为仿真模型与实验应变曲线对比图。由于储氢瓶为中心对称模型，任一点位围绕中心对称轴旋转的仿真结果相同。因此仿真应变结果只取左端点位 1 和中部点位 2，且模拟点位 1 和 2 与实验点位 1 和 3 位置重合。由图可知气瓶左端表面应变较大，中部表面应变较小。且左端实验点位 1 和 2 与模拟点位 1 应变值基本拟合，误差较小。中部实验点位 3 和模拟点位 2 误差较小，但实验点位 4 与模拟点位 2 误差较大。分析原因可能为点位 4 应变片出现松动，导致应变值检测偏低，误差较大。排除点位 4 实验结果，整体仿真与实验值拟合良好。气瓶中部仿真与实验结果相对误差最大为 8%，相对误差在可接受范围内，因此气瓶失效动力学仿真模型搭建准确。

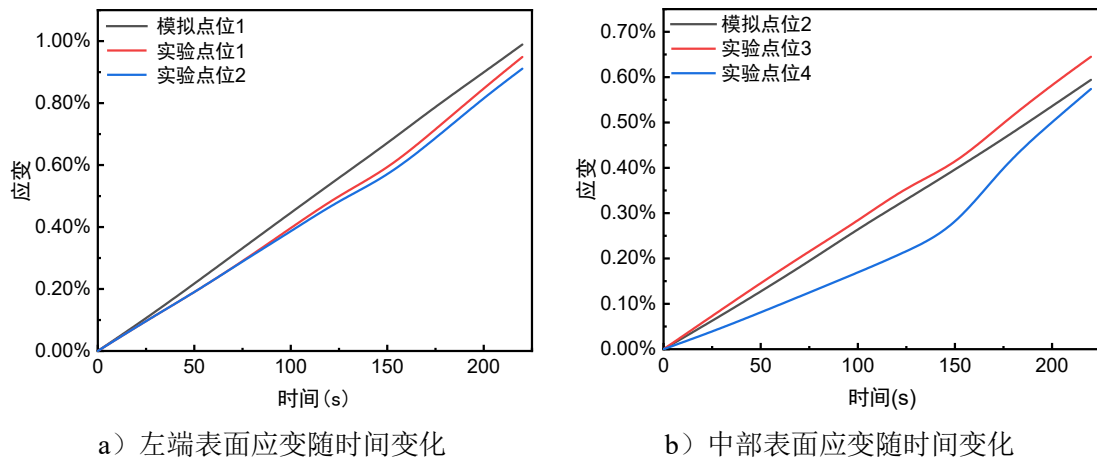


图 4-7 仿真与实验应变曲线对比图

4.3.2 气瓶失效模式与机理分析

在压力载荷作用下，储氢瓶受到较大的应力并发生一定形变。如图 4-8 a) 等效应力云图和图 b) 形变云图可以看出，气瓶所受应力瓶身两端大，中间小，发生形变最大处位于瓶身直筒段两端。如图 4-9 a) 应力局部放大图和图 b) 气瓶失效实验局部图可知，气瓶所受最大应力位于阀座与瓶身连接处的复合材料层，因此此处复合材料逐渐松散，发生了拉伸断裂。

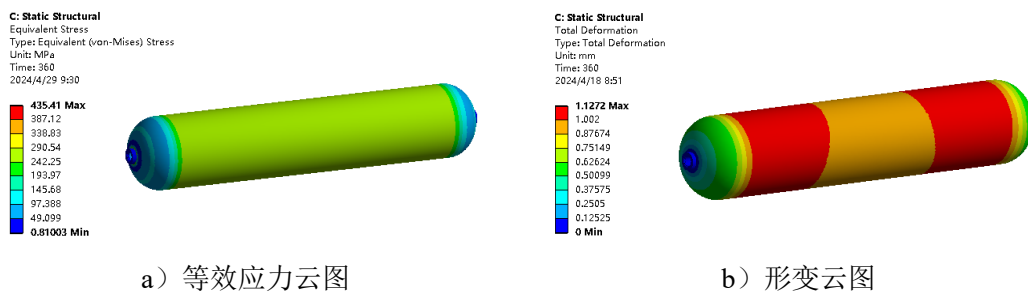


图 4-8 210L 储氢瓶仿真结果

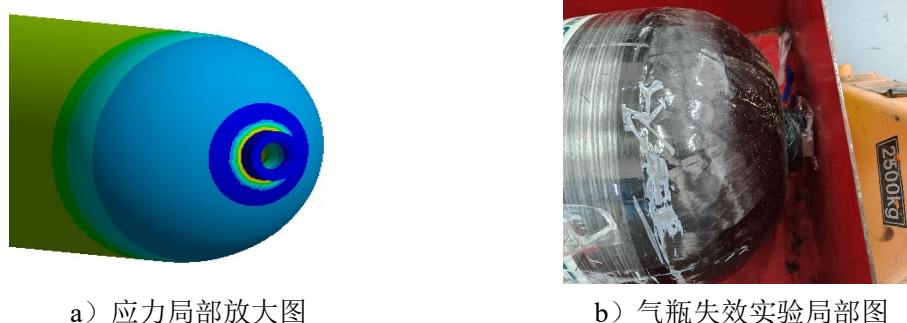


图 4-9 210 L 储氢瓶局部失效结果

其不同压力载荷条件下的仿真结果，即最大等效应力、最大等效应变和最大形变量如表 4-3 所示。由表数据可知，当气瓶受到 78.75 MPa 的压力载荷时，最大等效应力为 435.41 MPa，超过了铝合金内胆 320 MPa 的屈服极限。基于等效应力理论，最大等效应力超过材料屈服极限时，将会出现失效行为。即气瓶会产生塑性变形，强度刚度降低。因此，在 2.25 倍公称工作压力下，储氢瓶阀座底部出现应力集中，内胆应力过大致使开始产生裂纹并持续扩展。储氢瓶复合材料层逐渐受到较大的压力作用，超过了复合材料层的屈服极限后，纤维会发生拉伸，开裂最终断裂。储氢瓶外表面最终开裂破损，尾阀阀座处发生较大形变而无法恢复。最终导致气瓶失去了基本的承压能力，甚至气瓶两端爆裂而发生严重失效。因此，若气瓶结构设计强度不足，在超压条件下具有较大的安全隐患。

表 4-3 储氢瓶仿真结果

仿真压力(MPa)	等效应力(MPa)	最大形变(mm)	等效应变
35	186.6	0.75149	5.474×10^{-3}
52.5	248.8	1.0034	7.298×10^{-3}
78.75	435.41	1.1272	8.2113×10^{-3}

储氢瓶发生失效的根本原因在于其内胆发生了失效后引起复合材料层发生渐进失效，即发生了渐进损伤。因此，评估储氢瓶的失效情况常常采用复合材料失效准则来判定^[78, 79]。如式 4-1 至式 4-7 所示，根据最大应力失效准则与复合材料失效准则，当复合材料层最大应力大于等于材料的基本强度时，该材料遭到破坏。且七个式子彼此独立，只需满足任何一个条件，即可判定气瓶失效。

纤维拉伸失效($\sigma_1 \geq 0$):

$$R_t = \sqrt{\left(\frac{\sigma_1}{X_t}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{13}}{S_{13}}\right)^2} \geq 1 \quad (4-1)$$

纤维压缩失效($\sigma_1 < 0$):

$$R_{fc} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_1}{X_C}\right)^2} \geq 1 \quad (4-2)$$

基体拉伸失效($\sigma_2 \geq 0$):

$$R_{mt} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_2}{Y_T}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{23}}{S_{23}}\right)^2} \geq 1 \quad (4-3)$$

基体压缩失效($\sigma_2 < 0$):

$$R_{mc} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_2}{Y_C}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{23}}{S_{23}}\right)^2} \geq 1 \quad (4-4)$$

纤维-基体剪切失效($\sigma_1 < 0$):

$$R_{fms} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_1}{X_C}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{13}}{S_{13}}\right)^2} \geq 1 \quad (4-5)$$

拉伸分层失效($\sigma_3 \geq 0$):

$$R_{dt} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_3}{Z_T}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{13}}{S_{13}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{23}}{S_{23}}\right)^2} \geq 1 \quad (4-6)$$

压缩分层失效($\sigma_3 < 0$):

$$R_{dc} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_3}{Z_C}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{13}}{S_{13}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{23}}{S_{23}}\right)^2} \geq 1 \quad (4-7)$$

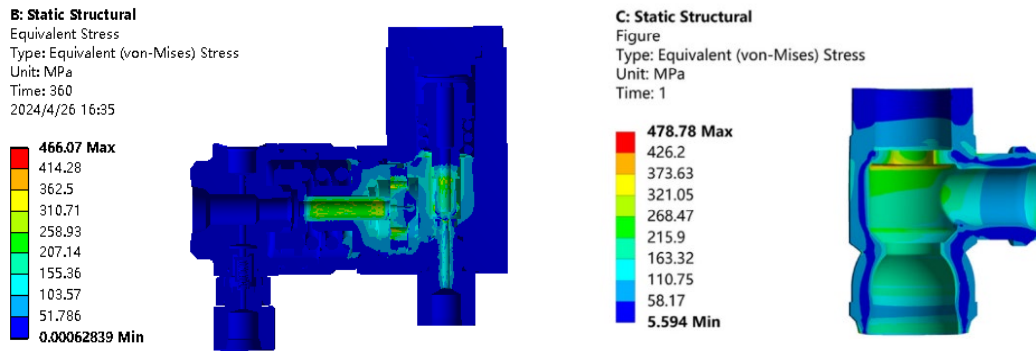
式中 σ_1 、 σ_2 、 σ_3 为三个方向上的正应力， τ_{12} 、 τ_{13} 、 τ_{23} 为相应方向的剪应力； X_T 、 X_C 为单层板的纵向拉伸强度和压缩强度， Y_T 、 Y_C 为单层板的横向拉伸强度和压缩强度， Z_T 、 Z_C 为单层板的面外拉伸强度和压缩强度， S_{12} 、 S_{13} 、 S_{23} 为单层板相应方向上的剪切强度， R 对应着七种失效模式的损伤因子。

4.4 减压阀失效分析

4.4.1 减压阀失效仿真对比

通过与文献[41]对比观察减压阀的等效应力云图和不同温度下的最大等效应力，分析减压阀减压结构处应力集中的原因，同步对比验证减压阀仿真结果是否准确合理。如图 4-10 和表 4-4 所示，其中如图 4-10 a) 为本文研究氢气二级减压阀在

内压 87.5 MPa，温度 80 °C时的等效应力云图，图 b) 为文献研究多级高压减压阀流体减压过程中温度升高至 508.38 °C时的等效应力云图。观察发现减压阀应力集中点均位于其减压结构突变处，即内部尖角处。结构突变处空间曲率和梯度发生较大变化，区域过渡不光滑连续，导致出现应力奇异现象，所受等效应力增大。



a) 二级减压阀等效应力云图

b) 多级高压减压阀等效应力云图

图 4-10 减压阀等效应力云图对比

如表 4-4 可知，一定温度范围内，高温条件下，结构所受等效应力高于低温时，且高温会出现热应力效应，导致结构所受等效应力更易超过材料的屈服极限而引发减压阀失效问题。

综上分析，本文减压阀失效仿真结果与文献减压阀仿真结果应力集中点位趋势一致，且均在高温条件下所受等效应力更大，即仿真结果符合实际情况。

表 4-4 不同温度下最大等效应力对比分析

减压阀	温度(°C)	等效应力(MPa)
氢用二级减压阀	20	463.31
	80	466
多级高压减压阀	491.58	452.5
	508.38	478.78

4.4.2 减压阀失效模式与机理分析

减压阀内部流道在受到高压氢气的影响时，会对其内部结构产生一定的挤压作用，这会导致内部结构受到一定的应力从而发生变形。其中，减压阀通流部分零件所用材料不锈钢的屈服极限为 515 MPa。为方便观察选取压力 87.5 MPa 及温度 20 °C时的仿真结果用于评估减压阀的失效情况，其仿真结果云图如图 4-11 所示。

根据图 4-11 a) 等效应力云图分析，最大等效应力出现在通流部分的尖角处，这表明这些区域可能是潜在的失效发生点。由图 b) 形变云图可知，最大形变发生在内部支撑弹簧处，主要由于阀芯和高压氢气的作用力使得弹簧发生压缩，导致该

部位的形变量最大。且减压阀内部承受的最大应力为 463.31 MPa，小于不锈钢的屈服极限，并且形变量也远低于材料的许用刚度 10 mm。因此减压阀的内部结构设计合理，在常温工作条件下不会出现失效的情况。

分析表明，若减压阀结构设计存在问题，即当内部压力过大且结构无法承受住高压所带来的影响时，减压阀内部出现应力集中的地方在持续加压下会导致应力逐渐增大，最终内部应力集中的地方结构容易自发的产生裂纹。在持续的高压下，裂纹会逐步扩大，内部结构逐渐损坏，影响减压阀的减压性能。导致供应给燃料电池的氢气压力不合格，影响燃料电池的运行效率，最终影响车辆的正常运行。若是裂纹扩展至减压阀壳体表面，高压氢气还容易从裂纹处溢出，发生氢气泄漏，具有很大的安全隐患。因此，在减压阀的设计与制造过程中，应充分考虑超压工况下结构的力学性能，并且优化结构设计，减少应力集中效应以提高减压阀的安全可靠性，从而确保燃料电池系统的稳定运行。

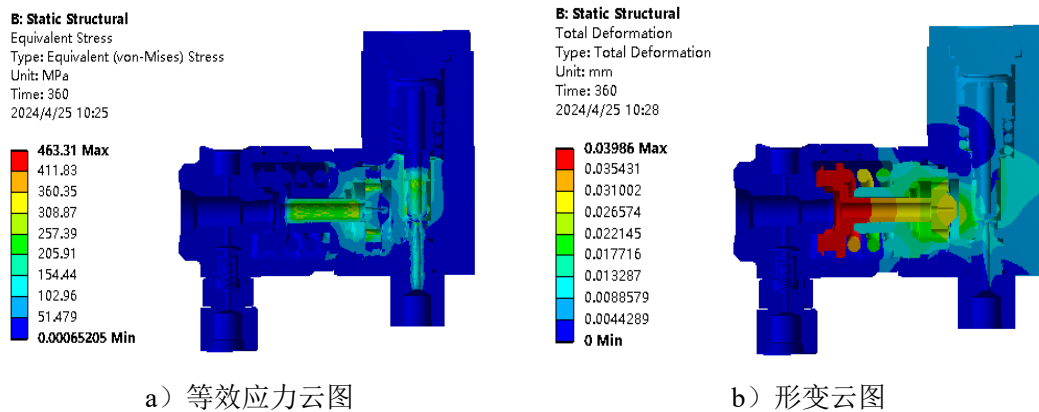
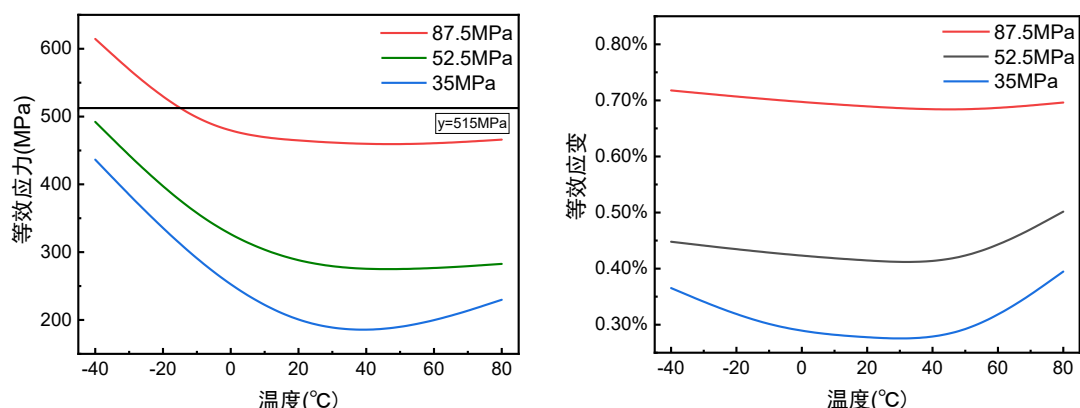


图 4-11 减压阀失效仿真结果云图

为方便观察，绘制了最大等效应力与最大应变随内压与环境温度变化的关系曲线图，如图 4-12 所示。并总结了减压阀最大等效应力、最大弹性应变和最大形变的仿真数据，如表 4-5 所示。

根据图 4-12 a) 所示结果可以看出在 30 °C 以下时，环境温度越高，减压阀所受的等效应力小，30 °C 以上时温度越高所受的等效应力越大。从图 4-12 b) 可以看出 0 °C 以下时温度越高减压阀形变量越小，0 °C 以上时温度越高其形变量越大。内压越大，减压阀所受应力和形变量越大，原因可能是过高或过低的温度会导致材料变脆。由表 4-5 可知，只有在内压 87.5 MPa，-40 °C 温度下时，此时受到的等效应力为 614.47 MPa，超过了材料的屈服极限 515 MPa，减压阀才会受损。因此，当减压阀处于极端高温或者极端低温时，会影响减压阀制造所用材料的性能，使得减压阀的耐压和耐极端温度性能下降。减压阀在这些因素影响下，更易出现结构损坏，氢气减压不达标，甚至引发氢气泄漏等问题，即减压阀发生了失效。综合分析，当环境温度处于 20 °C 附近时，减压阀受到应力和发生的形变相对较小，失效的可能

性较低,因此减压阀在合适的环境温度下使用可以保证其不易损坏失效,从而拥有更长的使用寿命。



a) 最大等效应力仿真结果

b) 最大弹性应变仿真结果

图 4-12 最大等效应力与最大变形量随内压与环境温度变化曲线图

经分析,当部件处于高温环境时,材料会发生高温热膨胀。减压阀在减压过程中由于减压效应会导致其结构经受冷热交替,导致其承受循环的应力作用从而发生疲劳,逐渐产生疲劳裂纹并扩展。若部件所处的环境温度过低,在高压氢气的作用下,会导致材料变脆,韧性显著降低,从而发生脆性断裂,结构缺陷处和应力集中处往往是脆性断裂的起点。

表 4-5 减压阀仿真结果数据表

(a) 减压阀内压 35 MPa			
温度(°C)	最大等效应力(MPa)	最大弹性应变	最大形变(mm)
80	229.81	3.9468×10^{-3}	4.2476×10^{-2}
50	180.91	2.7073×10^{-3}	3.0915×10^{-2}
20	185.64	2.7586×10^{-3}	1.5499×10^{-2}
-10	280.94	2.9178×10^{-3}	2.1289×10^{-2}
-40	436.44	3.6532×10^{-3}	4.1768×10^{-2}
(b) 减压阀内压 52.5 MPa			
温度(°C)	最大等效应力(MPa)	最大弹性应变	最大形变(mm)
80	282.7	5.0165×10^{-3}	5.5614×10^{-2}
50	272.46	4.063×10^{-3}	3.8313×10^{-2}
20	278.2	4.1344×10^{-3}	2.3618×10^{-2}
-10	344.15	4.2752×10^{-3}	2.3574×10^{-2}
-40	492.22	4.4794×10^{-3}	4.1468×10^{-2}

表 4-5（续表）

(c) 减压阀内压 87.5 MPa			
温度(°C)	最大等效应力(MPa)	最大弹性应变	最大形变(mm)
80	466.07	6.9232×10^{-3}	7.037×10^{-2}
50	456.79	6.8021×10^{-3}	5.324×10^{-2}
20	463.31	6.8859×10^{-3}	3.986×10^{-2}
-10	478.69	7.0115×10^{-3}	3.5133×10^{-2}
-40	614.47	7.177×10^{-3}	4.1531×10^{-2}

综上所述可知，减压阀在低高温和高压环境下均面临不同类型的失效风险。高温下的热膨胀和低温下的材料脆化都易导致材料性能下降，当处于高压环境时易导致减压阀减压效果变差和氢气泄漏等失效情况。因此，在设计减压阀时，需要考虑极端温度对材料性能的影响，选择适当的材料并优化结构设计，以提高其在极端温度环境条件下的安全可靠性。

4.5 气瓶及减压阀失效安全性分析

基于储氢瓶及减压阀潜在失效模式汇总，结合气瓶温升特性研究及核心部件失效机理研究，对气瓶和减压阀进行失效安全性分析。包括失效模式、失效影响、失效原因和失效严重度，如表 4-6 所示。

由表 4-6 可看出，气瓶失效的严重度最高，其内胆和复合材料层的失效可能导致氢气泄漏，严重危及车辆及周围人员和物品安全。基于车载储氢系统失效分析方法，其失效严重度评估为 10，安全性极差。减压阀仅在壳体开裂时会导致氢气泄漏，影响同样严重，严重度评估为 10。其他失效模式虽会降低减压功能，但对部件的影响较小，且不及氢气泄漏的严重性，因此严重度评估为 7~8，安全性较差。

表 4-6 气瓶及减压阀失效安全性分析

部件	要素	失效模式	失效影响	失效原因	严重度
储氢瓶	内胆	内胆氢气泄漏	瓶体泄气	内胆开裂	10
	复合材料纤维层	瓶体氢气泄漏	瓶体纤维拉伸，断裂	复合材料层强度不足，力学性能不佳	10
	瓶体	瓶体破裂至氢泄漏	氢气膨胀瓶体破裂	长期加氢温升过大	10

表 4-6（续表）

部件	要素	失效模式	失效影响	失效原因	严重度
减压阀	二级减压结构	二级减压处弹簧弹性降低，减压效果较差	输出氢气压力不稳定	减压结构变形严重，甚至略微发生偏移	7
	壳体	壳体开裂、损坏	氢气泄漏	壳体结构强度不足	10
	壳体材料	材料热膨胀或冷收缩，甚至脆化	阀体变形较大	高低温等极端环境影响	8

4.6 本章小结

本章基于文献调研及实测过程中的失效情况，汇总了储氢瓶和减压阀潜在的失效模式。基于气瓶失效实验验证气瓶仿真模型准确率，并以 210 L 储氢瓶和商用车减压阀为研究对象，模拟储氢瓶在不同内压条件下以及减压阀在不同温度和压力条件下的失效情况，揭示其失效机理，并基于气瓶和减压阀失效机理对部件进行了失效安全性分析与评估。通过对储氢瓶和减压阀进行结构力学及热-固耦合仿真研究，得出了以下结论：

（1）对比仿真与实验应变结果，气瓶左端和中部实验点位与对应仿真点位应变值拟合良好，相对误差较小，即气瓶失效动力学仿真模型搭建准确。

（2）储氢瓶在 78.75 MPa 内压下，所受最大等效应力为 435.41 MPa，超过铝合金内胆 320 MPa 的屈服极限，导致气瓶发生塑性变形，内胆裂纹扩展。阀座底部出现应力集中，复合材料层纤维易发生断裂。尾部阀座变形量较大，超出材料形变范围而无法恢复，最终导致气瓶失效。

（3）常温条件下，减压阀在 87.5 MPa 高压氢气作用下，受到最大等效应力为 463.31 MPa，低于材料屈服极限，无失效风险。但在-40 °C时，减压阀的最大等效应力为 614.47 MPa，超过材料屈服极限 515MPa，结构受损。当减压阀结构设计存在缺陷时，高压氢气可能导致应力集中，引发裂纹扩展，裂纹扩展至壳体表面可能引发氢气泄漏，威胁系统安全。

（4）减压阀所受应力和应变随温度和内压变化而变化，过高或过低的温度可能导致材料脆化或热膨胀而影响力学性能。高温下会因热膨胀导致材料体积增大，其强度和抗疲劳性下降。低温下材料的韧性降低且易发生脆化，尤其在高压氢气作用下可能发生脆性断裂而增加失效风险。

(5) 基于核心部件失效机理评估了气瓶和减压阀的失效安全性，气瓶内胆和复合材料层失效及减压阀壳体开裂均会导致氢气泄漏。氢气泄漏危及车辆及周围人员安全，失效严重度评估为 10，其安全性极差。减压阀减压不稳定和阀体变形，失效严重度评估为 7~8，安全性较差。

第 5 章 车载储氢系统失效机理及安全性研究

前两章分别研究了储氢瓶不同加氢条件下的温升过程和不同压力影响下的结构强度,以及储放氢过程中的温度压力变化对减压阀内部结构所带来的影响。研究结果揭示了气瓶加氢过程的温升特性及气瓶和减压阀的失效机理,从温升和结构的角度评估了其安全性并为从部件至系统整体的安全性研究奠定了基础。因此,本章从外界环境即振动冲击的角度出发,研究车载储氢系统的失效行为,并基于失效机理评估系统的安全性。

本章以商用车与乘用车车载储氢系统为研究对象,基于实车道路谱采集实验,同步采集了 12 种路况的多维度加速度信号。采用随机振动分析方法,通过模态分析求解储氢系统 12 阶共振频率。将 12 种路况的时域信号转化为功率谱密度频域信号作为仿真输入条件,完成储氢系统在不同路况下的随机振动仿真。基于 3σ 理论计算储氢系统的应力和应变值,分析其失效模式与特征以揭示失效机理,并评估系统的安全性与可靠性。

5.1 随机振动分析简介

车载储氢系统结构在受到外部作用力或者激励的影响时,可能会发生振动。而随机振动分析就是研究结构在受到外部随机激励影响时,系统出现的一些振动相应特性。由于这些激励往往带有一定的随机性,因此需要用到统计学和概率论相关方法去分析系统的随机振动特性,像系统发生的位移,受到的应力、应变等。首先需要进行模态分析,计算出系统各阶的共振频率。且需采用功率谱密度分析方法,通过快速傅里叶变化将采集到的路谱时域信号 $X(t)$ 转化为频域信号 $H(\omega)$,接着进行随机振动分析求解所需结果 $y=X(t)H(\omega)$,如图 5-1 所示。通过随机振动分析,可以评估系统结构的安全可靠性,为系统的结构设计提供指导,且能够提前采取措施预防以后可能出现的振动失效情况。

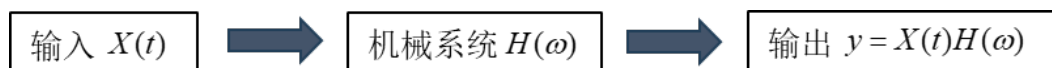


图 5-1 随机振动输入输出关系图

5.1.1 模态分析理论

由于随机振动研究的输入为随机过程,输出也具有随机性,因此随机振动分析较为复杂。为简化研究过程,提高计算效率,使随机振动问题更易分析和理解,需在进行随机振动分析之前完成模态分析。因为模态分析能够揭示系统的固有频率、振型和阻尼比等动态特性,这是随机振动分析的基础。通过模态分析,可以将复杂的多自由度系统解耦为一组单自由度系统,简化计算过程。此外,它能够帮助识别

主导模态，明确系统响应的主要特征^[80, 81]。同时，模态分析为功率谱密度的计算和共振风险评估提供了必要的数据库支持，奠定了失效机理研究的基础。

假设车载储氢系统的结构刚度恒定，且其不受外力影响，则系统的动力学微分方程为：

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = 0 \quad (5-1)$$

其中方程中 $[M]$ 为质量矩阵， $[C]$ 为阻尼矩阵， $[K]$ 为刚度矩阵。

忽略阻尼对储氢系统的影响，微分方程可简化为：

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = 0 \quad (5-2)$$

结构位移可分解为简谐运动的叠加，所以位移列阵 $\{x\}$ 可用下式表达：

$$\{x\} = \{A\} \sin(\omega t + \varphi) \quad (5-3)$$

其中方程中 $\{x\}$ 为非零振幅列阵， ω 为角频率， φ 为初相位角

将式 5-3 代入 5-2 后可得：

$$([K] - \omega^2[M])\{A\} = \{0\} \quad (5-4)$$

运用线性代数中的知识，若 $\{A\}$ 列阵不全为零，则左侧括号中的行列式必然等于零，即可求出特征值以及特征值对应的特征向量。

5.1.2 随机振动分析理论

频率响应函数是描述系统在频域中动态特性的关键，用于表征系统输出对输入在不同频率下的幅值放大或衰减以及相位的变化。它反映了系统的固有特性且与系统的质量、刚度和阻尼相关，通常用于分析系统的共振频率、动态响应特性和振动行为。频率响应函数广泛应用于随机振动分析，是研究车载储氢系统动态性能和优化结构设计的重要基础^[82, 83]。

在实际工程中，为描述响应的幅值和频率，频率响应函数通常采用复数的形式进行描述，如下式所示：

$$H(\omega) = A(\omega) - iB(\omega) \quad (5-5)$$

其中式中频率响应函数的幅值等于系统输出幅值与输入幅值的比值，频率响应函数的虚部与实部的比值等于相位角的正切值。如式 5-6 和式 5-7 所示：

$$|H(\omega)| = \sqrt{A^2 + B^2} = \frac{a_{out}}{a_{in}} \quad (5-6)$$

其中式中 a_{out} 为单自由度输出， a_{in} 为单自由度输入。

$$\frac{\text{Im}[H(\omega)]}{\text{Re}[H(\omega)]} = \frac{B}{A} = \tan \phi \quad (5-7)$$

当系统输入单一的功率谱密度值后，则系统输出 $S_{out}(\omega)$ 如式 5-8 所示：

$$S_{out}(\omega) = |H(\omega)|^2 S_{in}(\omega) \quad (5-8)$$

式中 S_{out} 为功率谱密度响应， S_{in} 为功率谱密度输入，来自输入的 Psd 值。

由于随机振动仿真具有不确定性，因此取系统的平均响应作为仿真结果，即通过计算其 RMS 值用于分析系统的响应结果。RMS 为时均方根响应，可用于衡量随机振动的能量大小，描述其随机变量的平均值集中程度。RMS 值越大，输入能量越大，振动频率和振幅越大。如式 5-9 所示：

$$RMS = \sqrt{\int_0^{\infty} S(\omega) d\omega} \quad (5-9)$$

随机振动分析基于 3σ 理论，其输入与输出量属于满足一定的概率统计值，即其输入的外部随机激励与输出的结果响应符合高斯正态分布^[84]，如图 5-2 所示。输出位移，应力，应变等响应结果有 68.3% 的概率在 $-\sigma \sim \sigma$ 之间，有 95.4% 的概率在 $-2\sigma \sim 2\sigma$ 之间，有 99.7% 的概率在 $-3\sigma \sim 3\sigma$ 之间。由于实际应用中响应结果只有 0.3% 的概率在 3σ 之外，因此随机振动仿真取 3σ 值为计算结果。

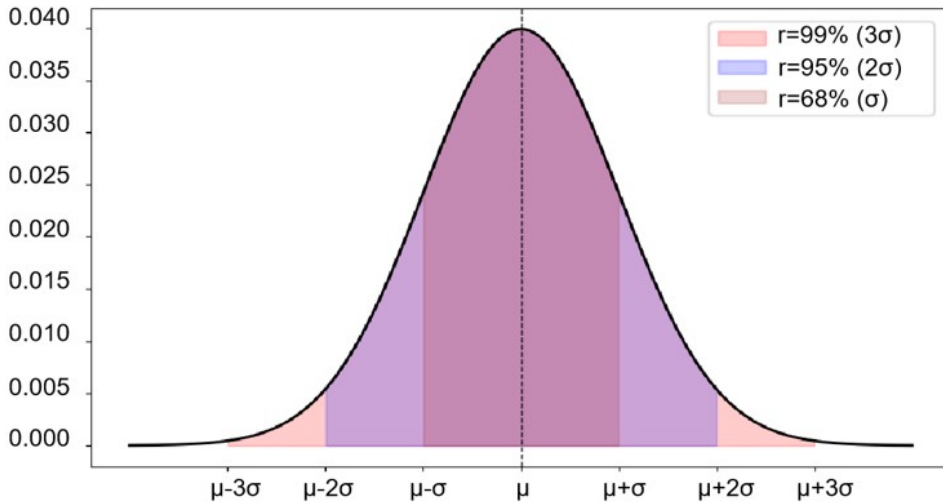


图 5-2 高斯正态分布曲线

5.2 随机振动分析

5.2.1 有限元模型

为研究商用车与乘用车车载储氢系统在受到不同路况随机振动载荷激励时的

响应情况，观察系统在各种复杂路况下的安全性。选择 8 瓶组商用车与 2 瓶组乘用车车载储氢系统作为研究对象。商用车车载储氢系统采用立式 8 瓶组布置方式，底座固定在驾驶舱后部。储氢系统包含多个部件，如瓶阀、减压阀、管路和连接件等。在不影响仿真结果的前提下，为提高计算效率，本研究在仿真过程中去除了这些部件。对于乘用车车载储氢系统，其为 2 瓶组横向布置方式，分为前氢瓶系统和后氢瓶系统。由于前后氢瓶系统结构相似，本研究选择后氢瓶系统作为研究对象进行分析。对模型进行简化处理有助于减少仿真计算量，同时确保研究结果具有较高的代表性和实际意义。其简化后的有限元模型如图 5-3 所示。

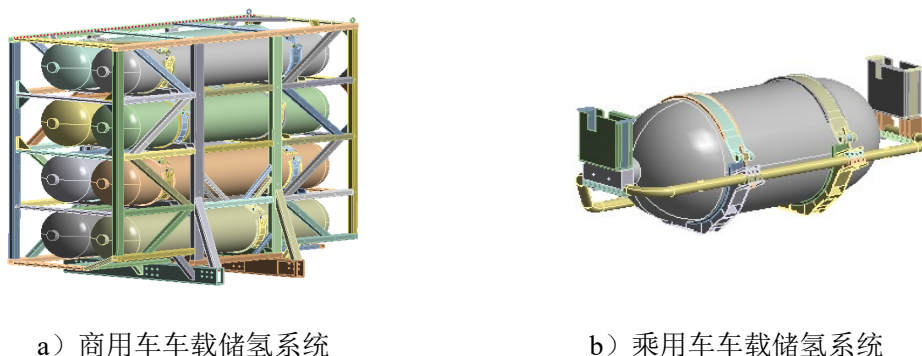


图 5-3 车载储氢系统有限元简化模型

随机振动分析过程中，车载储氢系统各部件之间采用绑定接触，在受到剧烈的振动载荷时各部件之间不发生明显分离和变形。各部件所用材料及物性参数如表 5-1 所示。

表 5-1 车载储氢系统各部件材料参数

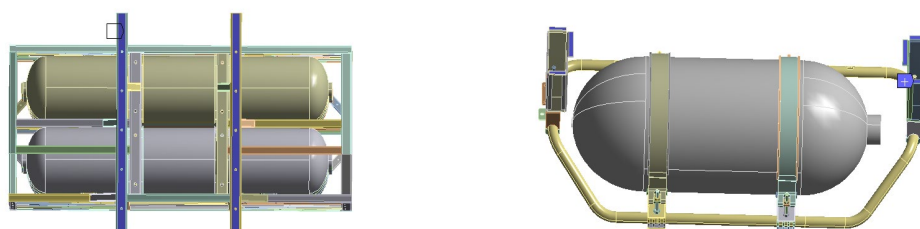
部件	材料	弹性模量(GPa)	泊松比	密度(Kg/m ³)
储氢瓶	铝内胆+碳纤维	210	0.3	1970
框架	6063 铝	69	0.33	2700
鞍座	铝合金	70	0.33	2720
绑带	不锈钢	193	0.3	7750
销轴	45 钢	200	0.3	7850
螺栓螺母	35 钢	195	0.3	7850

5.2.2 仿真条件

为模拟车载储氢系统在车辆上被固定的情况，对商用车车载储氢系统底座施加固定约束，如图 5-4 a) 蓝色面所示。对乘用车车载储氢系统与车辆底盘接触面施加固定约束，如图 5-4 b) 蓝色面所示。在不影响分析结果的前提下，为简化随机振动分析过程，对车载储氢系统做了如下假设：

- (1) 材料具有恒定的物性，即属性不随仿真过程发生变化，且为线弹性材料。

- (2) 结构的总体刚度、阻尼、和刚度矩阵为一定值。
- (3) 施加加速度功率谱密度和固定约束载荷不随仿真变化而变化。
- (4) 结构所受阻尼力远小于结构所受惯性力和弹性力。
- (5) 随机振动仿真不随时间的变化而变化，响应是一个稳定的随机过程。



a) 商用车车载储氢系统

b) 乘用车车载储氢系统

图 5-4 车载储氢系统固定约束施加面

5.2.3 模态分析

在进行随机振动分析之前，首先需进行模态分析。模态分析能够揭示结构的固有频率、振型及阻尼特性，这些参数对进一步的随机振动动态响应分析至关重要。通过识别车载储氢系统结构的共振频率，可以有效分析共振现象。并且模态分析可将复杂的多自由度系统简化为各模态的影响程度，提升随机振动分析的准确性。因此，模态分析不仅能够深入理解结构的动态特性，也是进行随机振动分析的关键前提。通过对车载储氢系统进行模态分析，可以计算车载储氢系统各阶的共振频率，以及对应共振频率下的应力和形变，从而评估其是否存在失效风险^[85]。其中如表 5-2 和表 5-3 为商用车与乘用车车载储氢系统 12 阶模态分析结果。为方便观察分析绘制了共振频率柱形图，如图 5-5 所示。

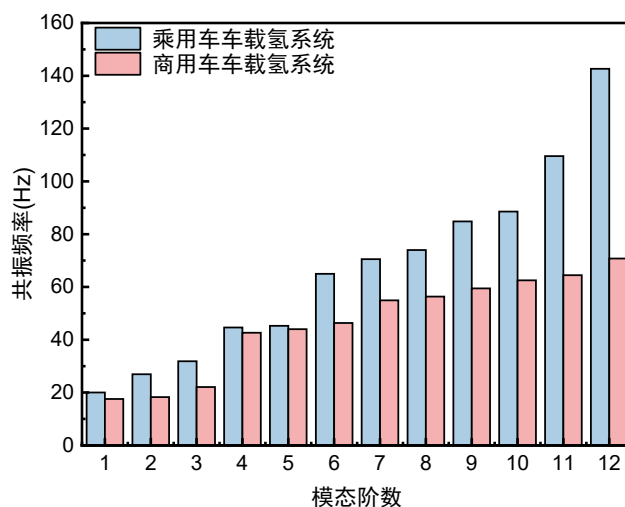


图 5-5 车载储氢系统模态分析共振频率

由图 5-5 可知,乘用车车载储氢系统的共振频率大于商用车车载储氢系统,且模态阶数越大共振频率越大。由表 5-2 与表 5-3 可以看出,乘用车车载储氢系统的形变和位移量均高于商用车车载储氢系统。在高频振动条件下,乘用车车载储氢系统的形变量超过了材料允许的最大刚度,可能导致结构损坏。当系统频率达到较高的共振频率时,系统的形变和应变会显著增大,超过了材料允许的形变范围,可能导致系统发生不可恢复的较大变形,最终导致结构的损坏和失效。

表 5-2 乘用车车载储氢系统模态分析结果

乘用车模态阶数	频率(Hz)	最大形变量(mm)	等效弹性应变
1	19.996	5.0482	4.2552×10^{-3}
2	26.905	6.4776	1.2247×10^{-2}
3	31.843	5.8039	1.251×10^{-2}
4	44.635	7.8238	1.3325×10^{-2}
5	45.28	6.4173	2.3313×10^{-2}
6	64.962	8.3222	3.2663×10^{-2}
7	70.546	25.348	2.6954×10^{-2}
8	73.964	24.132	2.4165×10^{-2}
9	84.841	28.854	3.4051×10^{-2}
10	88.558	31.57	4.3451×10^{-2}
11	109.55	154.65	0.13523
12	142.65	219.81	0.18542

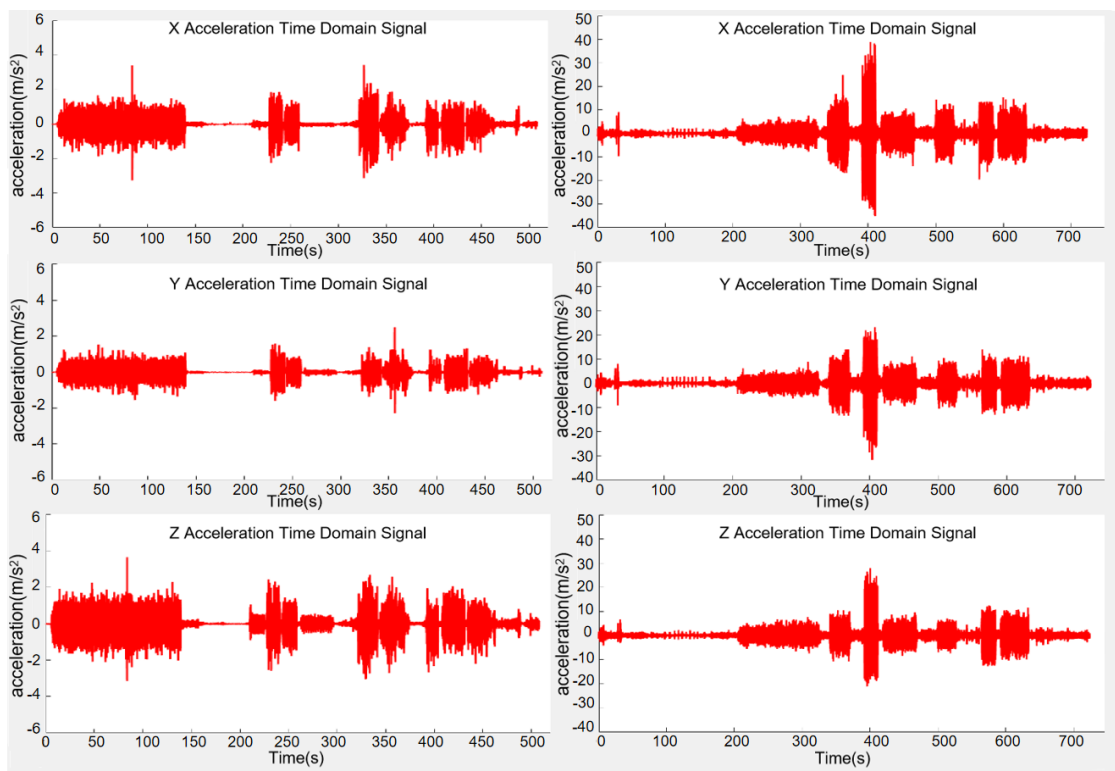
表 5-3 商用车车载储氢系统模态分析结果

商用车模态阶数	频率(Hz)	最大形变量(mm)	等效弹性应变
1	17.548	2.2802	4.8887×10^{-3}
2	18.284	1.9877	4.1901×10^{-3}
3	22.092	3.2391	2.2997×10^{-3}
4	42.668	2.2947	1.5717×10^{-2}
5	43.989	2.3262	1.7631×10^{-2}
6	46.334	2.84	1.0051×10^{-2}
7	54.90	2.5429	1.3719×10^{-2}
8	56.343	2.9231	1.0524×10^{-2}
9	59.439	3.6553	1.4097×10^{-2}
10	62.504	2.9141	1.2533×10^{-2}
11	64.457	3.2956	3.3186×10^{-2}
12	70.785	4.1649	2.0488×10^{-2}

5.2.4 信号采集与处理

5.2.4.1 加速度谱信号采集

本节基于燃料电池汽车实车道路谱实验,使用 TestLink 软件采集加速度信号。一次性采集了扭曲路、坑洼路、石块路甲、石块路乙、石块路丙、卵石路甲、卵石路乙、搓板路甲、搓板路乙、搓板路丙、短波路和长波路共 12 种路况三个维度的路谱信号,同步绘制加速度时域信号图,如图 5-6 所示。其中商用车耗时 526 s,乘用车耗时 738 s,图中以纵轴 0 刻度为水平基准轴,离轴线越远,表示信号响应越灵敏,加速度信号越大,且乘用车响应程度显著高于商用车。



a) 商用车加速度信号

b) 乘用车加速度信号

图 5-6 车载储氢系统加速度时域信号

5.2.4.2 功率谱密度信号转化

利用 MATLAB 软件对采集的加速度时域信号进行前置降噪、滤波和去势处理后通过傅里叶变换算法将其转化为功率谱密度信号以绘制功率谱密度曲线,即 Psd 曲线。其中 Psd1-Psd12 分别表示扭曲路、坑洼路、石块路(甲乙丙)、卵石路(甲乙)、搓板路(甲乙丙)、短波路和长波路对应功率谱密度。由于频率较大时功率谱密度信号值基本为 0,因此商用车截取了 100 Hz 内,乘用车截取了 50 Hz 内的功率谱密度信号,如图 5-7 和图 5-8 所示。将 12 种路况不同维度,即 X、Y、Z 方向的功率谱密度信号用作随机振动分析的输入数据,作为车载储氢系统的振动载荷激励。

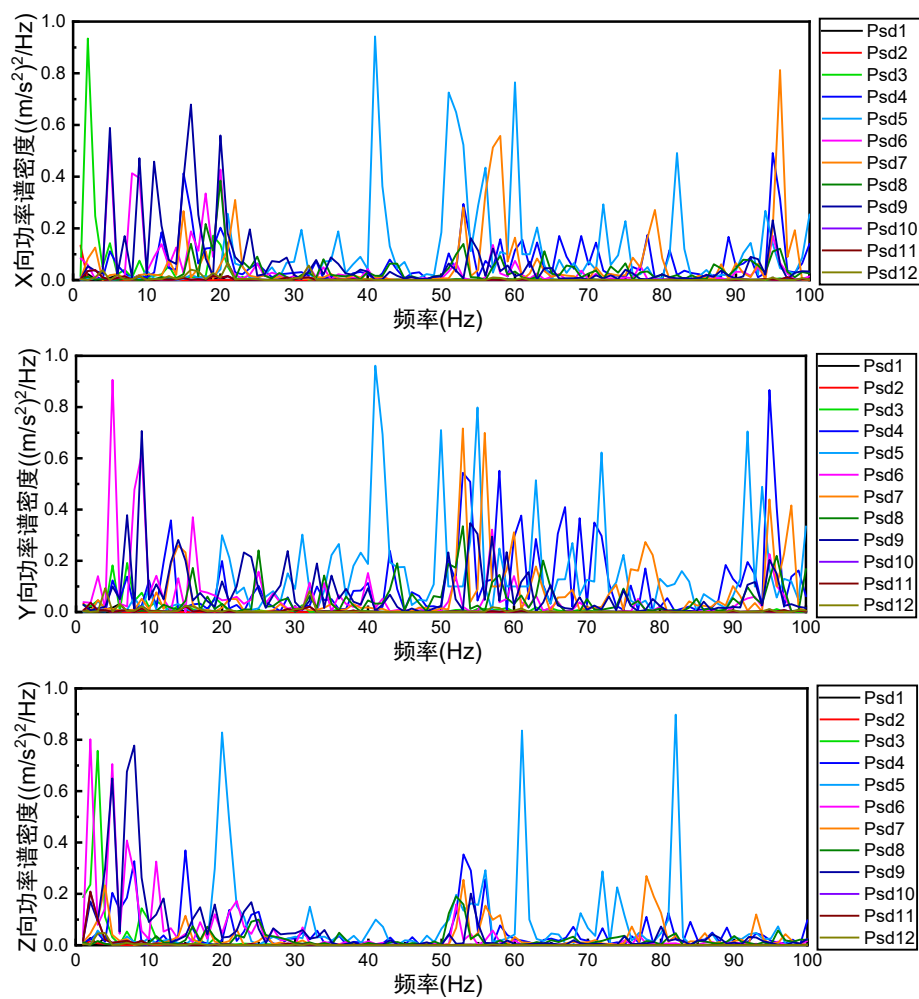
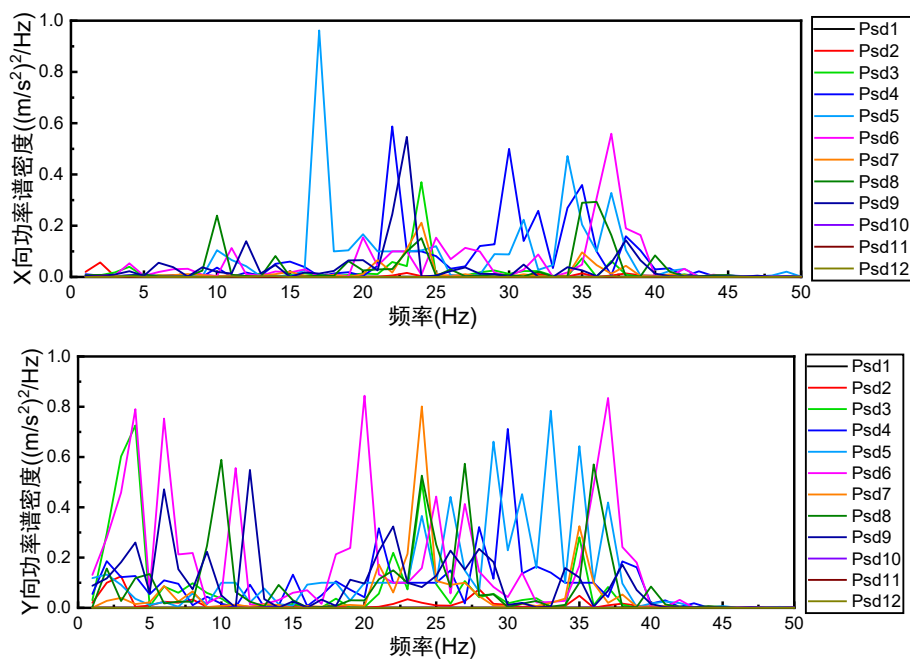


图 5-7 商用车车载储氢系统 Psd 曲线



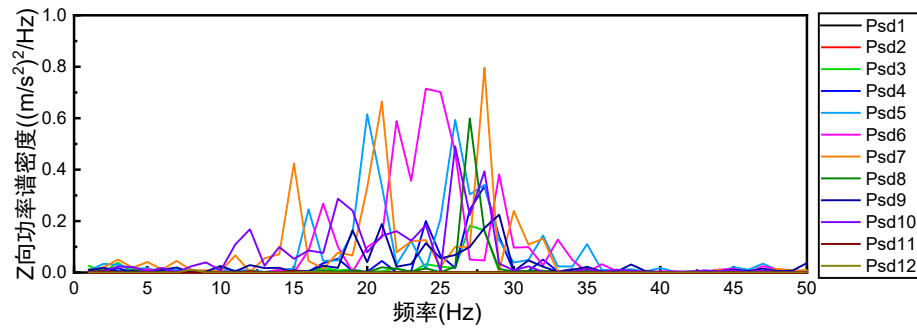


图 5-8 乘用车车载储氢系统 Psd 曲线

功率谱密度描述了信号在随机过程中频域内的能量分布，为度量信号的平均功率，引入了均方根（RMS）值，其通过对功率谱密度进行均方根运算得到。RMS 值能直观反映信号的能量大小，并根据其大小初步判断系统在不同路况下的振动影响程度。同时，RMS 值可用于评估系统的安全性和稳定性。如图 5-9 所示，展示了商用车与乘用车在不同路况 X、Y、Z 方向的功率谱密度信号 RMS 值柱形图。

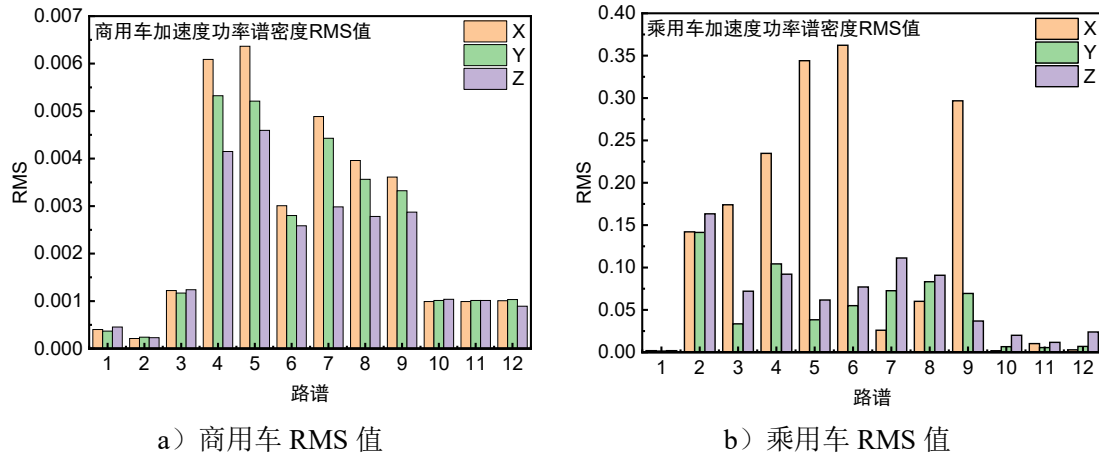


图 5-9 车载储氢系统功率谱密度信号 RMS 值柱形图

对比图 5-9 a) 和 b) 的车载储氢系统 RMS 值，可以发现，在同样的路况下。乘用车车载储氢系统的 RMS 值要大于商用车车载储氢系统的 RMS 值，经过分析得出的结论如下：

(1) 乘用车比商用车要轻巧，在结构设计上更加注重舒适性和乘坐感受，且商用车由于需要注重承载能力和稳定性，因此在同样的路况下，乘用车可能会受到更多的振动与冲击，产生更大的振动响应。

(2) 乘用车车载储氢系统固定方式采用的是底盘悬挂式固定，而商用车车载储氢系统固定方式则采用驾驶室后背底面固定，且固定系统更坚固，能够更好的吸收由于地面不平所带来的振动冲击。

(3) 商用车所使用的轮胎更加厚实，而乘用车的轮胎更加轻薄。因此乘用车对来自于地面的振动激励反应更为灵敏，最终通过底盘传递给车载储氢系统。

5.3 车载储氢系统失效机理与安全性分析

5.3.1 车载储氢系统失效实验

由于车载储氢系统实车路况振动试验条件较为复杂，因此选择车载储氢系统冲击试验用于极端振动冲击工况的仿真对比讨论。冲击试验委托中汽研汽车检验中心，依据 GB/T26990-2023《燃料电池电动汽车车载氢系统技术条件》进行试验，试验样品为 8 瓶组商用车车载储氢系统与乘用车后氢瓶车载储氢系统，如图 5-10 所示。由于商用车和乘用车属于 N1 和 M1 类汽车，因此按标准 a) 进行冲击试验，试验结果如表 5-4 所示。国标冲击试验标准如下：

对试验对象施加加速度冲击并保持以下规定的加速度值至少 30 ms，每个规定方向进行一次试验，共 3 次。

a) 对于 M1 类和 N1 类汽车应承受：汽车前进方向上 20 g 的加速度；汽车左右任一方向上 8 g 的加速度；垂直固定底座向上方向上 5 g 的加速度。

b) 对于 M2 类和 N2 类汽车应承受：汽车前进方向上 10 g 的加速度；汽车左右任一方向上 5 g 的加速度；垂直固定底座向上方向上 5 g 的加速度。

c) 对于 M3 类和 N3 类汽车应承受：汽车前进方向上 6.6 g 的加速度；汽车左右任一方向上 5 g 的加速度；垂直固定底座向上方向上 5 g 的加速度。



a) 商用车车载储氢系统



b) 乘用车车载储氢系统

图 5-10 车载储氢系统冲击试验样品

如表 5-4 可知，车载储氢系统冲击试验过程中并未出现失效的情况。即储氢瓶仍固定在固定座上，紧固部件未出现明显变形、断裂、松动现象，且气瓶与绑带相对位移分别为 7 mm 和 6.74 mm，气瓶与绑带未发生分离。但可猜测，当储氢系统受到更强烈的振动冲击载荷影响时，紧固部件可能会出现变形、断裂、松动等现象，且当绑带对气瓶的约束不足时，易导致气瓶与绑带相对位移过大而分离，致使气瓶脱落，最终影响车载储氢系统至整车的正常运行。因此，后文通过随机振动分析模

拟车载储氢系统在受到不同振动冲击载荷时的系统响应情况，从而分析其失效模式与机理以评估系统安全性。

表 5-4 车载储氢系统试验结果

试验样品	样品编号	试验结果
商用车车载储氢系统	0124CKk0101	储氢气瓶组仍固定在固定座上，紧固部件未出现明显变形、断裂、松动现象。气瓶与绑带相对位移为 7 mm。
乘用车车载储氢系统	0124CKn0101	储氢气瓶仍固定在固定座上，紧固部件未出现明显变形、断裂、松动现象。气瓶与绑带相对位移为 6.74 mm。

5.3.2 车载储氢系统失效模式与机理分析

通过观察车载储氢系统随机振动等效应力云图，可分析车载储氢系统的失效模式与特征，评估其失效程度以判断系统安全性。由图 5-11 等效应力云图可以看出，商用车车载储氢系统在 X, Y 向所受应力较大的位置位于前后加强筋支架以及框架的中部支架和固定底座位置。而在 Z 向系统所受应力较大的位置主要位于储氢瓶鞍座处以及支架的焊接连接部位。这些部位均易出现断裂或磨损开裂等失效行为，原因在于这些部位通常受到复杂的载荷作用，特别是振动导致的交变应力。由于焊接连接处存在应力集中，易发生疲劳破坏。而储氢瓶鞍座和支架的连接方式，若设计不合理或强度不足，在动态负荷作用下可能导致连接松动或结构性损伤。若框架强度不足以支撑系统整体，则会导致系统坍塌而影响整车安全运行。

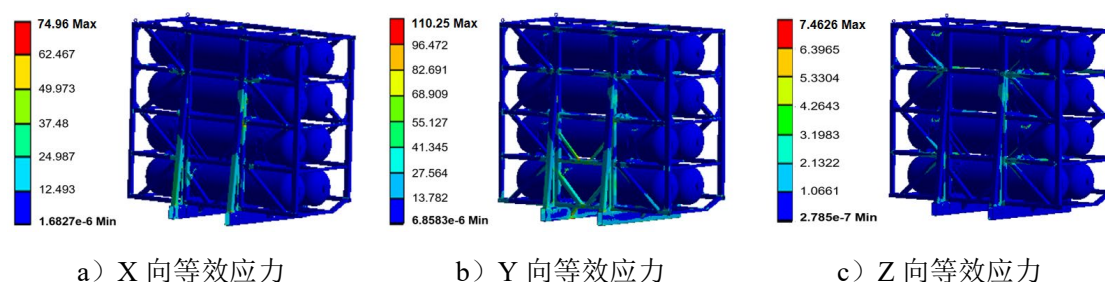


图 5-11 商用车车载储氢系统随机振动等效应力云图

由图 5-12 等效应力云图 a) 和 c) 可以看出，乘用车车载储氢系统受到 X, Z 向的振动冲击时，所受最大应力主要为系统两端车辆底盘固定座与支架连接处及气瓶鞍座和绑带与支架连接处，可能导致支架弯曲，甚至断裂。由图 b) 可以看出，系统受到 Y 向振动载荷时，鞍座承受较大的等效应力，可能导致鞍座材料脆化，结构变形较大。出现这些失效行为的主要原因在于支架系统等主要承力部件结构相对薄弱，承受了较大的重力，部分连接部位集中较大应力。鞍座用于固定气瓶，受到横向振动时受力不均，薄片处应力集中，致使结构变形较大。

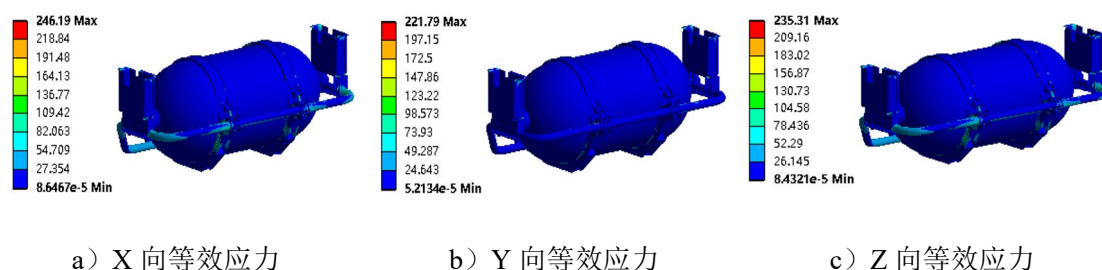


图 5-12 乘用车车载储氢系统随机振动等效应力云图

综上所述，在车载储氢系统结构设计中应适当增加应力集中部位支架的厚度，并在易发生断裂的部位设置加强筋。建议在鞍座处添加衬垫以提高其对储氢瓶振动所产生压力的缓冲能力，从而减小鞍座所受应力并预防其失效。通过这些措施，可以有效提高车载储氢系统的抗振性能，确保结构的稳定性。

为分析不同路况对系统失效程度的影响，总结了不同类型车载储氢系统在不同加速度功率谱密度下所受的最大等效应力及发生的最大形变，并绘制了柱形-折线图，如图 5-13 所示。由图可以看出，乘用车车载储氢系统所受最大等效应力大于商用车车载储氢系统。乘用车车载储氢系统在 Psd4 下各向所受等效应力最大，但最大形变量发生在 Psd6 下，商用车车载储氢系统在 Psd6 下所受等效应力和发生的形变量均最大。对比分析可知，路况 6 的振动频谱对车载储氢系统的失效程度影响最大，即在路况 6 下车载储氢系统更易发生失效。观察车载储氢系统随机振动仿真分析结果发现，车载储氢系统所受等效应力与形变量变化基本吻合，即所受等效应力越大，发生的形变越大。

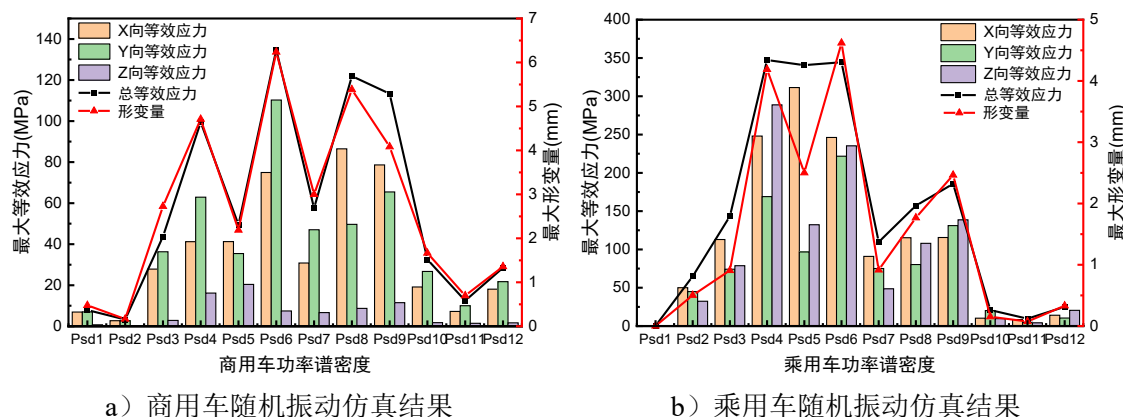


图 5-13 车载储氢系统随机振动仿真分析结果

综合分析可知，导致车载储氢系统振动失效的主要原因有以下两个方面，包括共振现象和振动疲劳。其影响方式与原因分析如下：

(1) 共振现象：外界振动载荷的激励频率与车载储氢系统的固有频率一旦处于接近或相等的状态，就会引发共振现象。在这种共振环境下，系统各部件会受到额外的动态应力作用。随着振动持续，部件间的间隙逐渐增大，间隙的扩大会导致

接触压力分布失衡，当压力降低至一定阈值，部件间的连接便会在瞬间失去约束，引发突发性的断裂失效。这种失效风险呈现出与振动次数、振幅正相关的趋势，即振动越频繁、幅度越大，失效的可能性越高。

(2) 振动疲劳：系统在长期不规则的振动激励作用下，会承受交变应力的加载，进而逐渐出现应力集中。当应力集中达到一定值，其所受应力超过材料的屈服极限时，材料便会产生疲劳裂纹并持续扩展，最终应力集中部位发生断裂而失效。这种在长期交变应力作用下出现的疲劳损伤，即疲劳失效。

5.3.3 车载储氢系统失效安全性分析

基于车载储氢系统失效机理研究可知，系统失效的主要部位位于系统框架的连接固定结构和气瓶鞍座。其失效安全性分析如表 5-5 所示。

表 5-5 车载储氢系统安全性分析

部件	要素	失效模式	失效影响	失效原因	严重度
车载储氢系统	系统框架	框架变形、断裂	与整车连接不牢，可靠性降低，系统坍塌	框架强度不足	7
	气瓶鞍座	底座变形、断裂	气瓶脱落，可靠性降低	鞍座强度不足	8

由表 5-5 可看出，车载储氢系统的系统框架和气瓶鞍座均是易发生失效的关键部位，主要失效模式均为变形较大甚至断裂。因其对系统整体的正常运行具有较大影响，且系统失效可能导致车辆重要能源供应功能的丧失，从而影响车辆的正常行驶。因此，综合评估后，车载储氢系统的失效严重度为 7~8，安全性较差。

5.4 本章小结

本章基于实车道路谱采集实验，同步采集了 12 种路况的多维度加速度信号，经处理转化为振动频谱信号后用于车载储氢系统的随机振动仿真。基于车载储氢系统冲击实验与失效机理及安全性分析，得出了以下结论：

(1) 车载储氢系统冲击实验过程中系统整体及部件未出现明显变形、断裂、松动现象，气瓶与绑带相对位移分别为 7 mm 和 6.74 mm，气瓶与绑带未发生分离。

(2) 同一路况下，乘用车车载储氢系统的振动响应程度大于商用车。乘用车因注重舒适性，可能在相同路况下产生较大振动响应。商用车储氢系统采用更稳定的布置方式，有助于有效吸收振动冲击产生的能量。

(3) 乘用车车载储氢系统在 Psd4 下受到最大等效应力, 但形变量最大发生在 Psd6 下, 商用车所受最大等效应力与发生最大形变均在 Psd6 下。因此路况 6 的振动频谱对系统失效影响较大, 且等效应力与形变量变化趋势基本一致。

(4) 商用车与乘用车车载储氢系统的支架和气瓶鞍座, 在振动载荷影响下易导致其变形、断裂。导致系统与整车连接不牢, 系统坍塌, 气瓶脱落。综合评估失效严重度为 7~8, 安全性较差。

(5) 车载储氢系统易失效的主要原因为共振与疲劳, 共振现象导致其受到额外动态应力, 引发部件间隙扩展, 内应力增大而破损。长期振动易引发振动疲劳, 导致应力集中并最终产生疲劳裂纹, 增加支架断裂失效风险。

第 6 章 结论与展望

6.1 结论

本文采用理论分析与 CAE 有限元分析相结合的方法,以商用车与乘用车车载储氢系统为研究对象。首先建立了商用车与乘用车车载储氢系统气瓶数值模型,基于文献实验对比验证了模型搭建的准确性,研究了不同条件下气瓶的加氢温升特性。基于温升特性,分析不同条件对气瓶加氢的安全性影响。接着建立车载储氢系统核心部件有限元分析模型,基于国标要求,结合气瓶失效实验验证,探究气瓶不同压力条件下的结构力学性能。针对减压阀采用热-固耦合分析方法,研究压力-温度耦合影响下部件的失效机理。最后集成车载储氢系统整体,基于实车道路谱采集实验,采集 12 种路况的多维度加速度信号,经傅里叶变化为功率谱密度振动载荷激励。采用随机振动分析方法,研究车载储氢系统的失效模式与特征。基于储氢系统及核心部件的失效机理对其结构安全性进行了评估。本文的研究结论如下:

(1) 储氢系统加氢时的温升主要受加氢速率、储氢瓶初始温度、氢气预冷温度、初始压力、环境温度、气瓶长径比及内衬材料等因素的影响。加氢速率和气瓶初始温度显著影响温升,氢气预冷和较高初始压力有助于降低温升。快速加氢过程中,热量交换效率降低,导致温升加剧。而慢速加氢有助于缓减温升。气瓶的温升与加氢温度呈线性正相关,与初始压力呈线性负相关。即加氢温度每降低 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$,最大温度降低 $9\text{ }^{\circ}\text{C}$,初始压力每增加 3 MPa ,最大温度降低 $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。氢气预冷至 $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 或保持气瓶初始压力在 20 MPa 以上可有效控制加氢温升小于 $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。气瓶的长径比显著影响温度分布,长径比大的气瓶温升呈阶梯型分布,底部温度较高。小长径比气瓶温度分布均匀,气瓶安全性更好。

(2) 储氢瓶受到 78.75 MPa 内压作用时,最大等效应力达 435.41 MPa ,超铝合金内胆 320 MPa 屈服极限,致使气瓶塑性变形、内胆裂纹扩展。阀座底部应力集中,复合材料层纤维易断裂,尾阀阀座变形过大且无法恢复,最终失效。在常温 87.5 MPa 高压下,减压阀最大等效应力为 463.31 MPa ,低于不锈钢屈服极限,不易失效。但在 $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,最大等效应力为 614.47 MPa ,超屈服极限导致结构受损,且结构缺陷会引发应力集中、壳体裂纹扩展。气瓶内胆和复合材料层失效及减压阀壳体开裂均会导致氢气泄漏,失效严重度为 10,安全性极差。且减压阀所受应力随温度和内压变化,过高或过低温度均会影响材料性能,降低减压功能。但其失效影响不及氢气泄漏严重,因此失效严重度为 7~8,安全性较差。

(3) 基于燃料电池汽车实车道路采集了 12 种路况三个维度的加速度谱信号,经傅里叶变化为功率谱密度信号并绘制 Psd 曲线,截取 50 Hz 与 100 Hz 频率范围

信号作为车载储氢系统振动载荷激励。引入 RMS 值度量信号平均功率，以此评估系统的安全稳定性。对比车载储氢系统加速度信号 RMS 值发现，同样路况下乘用车车载储氢系统 RMS 值大于商用车，原因在于乘用车更轻巧，储氢系统固定方式为底盘悬挂式。且轮胎轻薄，对地面振动激励反应灵敏，致使其受振动冲击能量更大，振动响应也更大。

(4) 车载储氢系统的随机振动分析结果显示，商用车和乘用车在卵石路甲和石块路乙下应力集中区最大等效应力达到 134.77 MPa 和 344.45 MPa。商用车的应力集中在加强筋、系统框架和部件连接部位，而乘用车则集中在底盘固定座、气瓶鞍座与支架连接处，这些部位因复杂载荷和应力集中易发生失效。不同路况下，卵石路甲对储氢系统的失效影响最大。分析表明，共振现象和振动疲劳是导致振动失效的主要原因。共振时，部件接触压力失衡可能引发断裂，振动疲劳通过长期应力集中而导致材料疲劳产生裂纹。商用车与乘用车车载储氢系统框架及气瓶鞍座在振动载荷下均易发生变形或断裂，可能导致气瓶脱落或系统与整车连接松动。综合评估失效严重度为 7~8，安全性较差。

6.2 展望

本文针对车载储氢系统加氢过程中的温升特性与复杂工况下失效机理不明确的问题，基于 CAE 数值仿真对车载储氢系统温升特性与失效机理进行了研究，分析了不同因素对系统的安全性影响。形成了涵盖加氢温升、压力-温度耦合和振动冲击等方面的车载储氢系统安全性分析方法，促进车载储氢系统安全性研究的理论突破。为今后的车载储氢系统的加氢方式和结构设计的相关优化提供了参考依据，具有一定的工程应用价值。但本文研究存在一定的局限性，未来可以从以下几个方面进一步研究：

(1) 车载储氢系统的快速加氢温升特性研究包含复杂的热力学过程，涉及流场、温度场和固体结构等多因素耦合。本文对加氢过程进行了适当简化，二维轴对称模型忽略了氢气的重力作用，对温升仿真结果的准确性有一定的影响。在计算资源充足的条件下，可以综合考虑多方面因素影响，进行流-热-固耦合仿真。辅以多工况加氢实验进行验证，以获得更全面准确的温升数据。结合理论分析与详细的数据支撑，进一步研究储氢系统快速加氢的温升特性，提出更有效的控温策略以提高加氢安全性。

(2) 本文假设车载储氢系统及部件所用材料均为各向同性材料，仿真过程中视为刚体。但实际部分区域如气瓶的复合材料层和鞍座衬垫等为各向异性材料，车载储氢系统失效仿真过程中发生的弹性形变均会影响仿真结果。且本文未对车载储氢系统多因素复杂工况耦合影响下的失效模式进行研究，如高压氢气流-固耦合、

盐雾腐蚀、振动疲劳、高低温冲击和压力循环等。针对车载储氢系统在复杂工况多因素耦合下失效机理不明确的问题，基于现有失效案例和潜在失效模式与特征，结合多因素耦合失效仿真结果，阐明系统及核心部件的失效机理。基于全范围的失效特征与机理体系，形成一套系统严谨的安全性评估方法。

（3）本文对车载储氢系统的失效安全性研究仅停留在理论分析与数值仿真阶段，未对其进行严格的失效实验验证。因此，可以在理论研究与失效仿真的基础上，设计严谨的失效研究实验。逐步完善失效试验方法，总结试验过程中的失效模式与特征，保存失效试验数据。采用仿真与试验相结合的方法，积累大量失效案例。建立失效研究数据库，实现典型失效模式高覆盖率。奠定车载储氢系统的失效分析基础，从而促进车载储氢系统安全性研究进一步发展。

参考文献

- [1] Elaouzy Y, El Fadar A. Water-energy-carbon-cost nexus in hydrogen production, storage, transportation and utilization[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2024, 53: 1190-1209.
- [2] 朱凯, 张艳红. “双碳”形势下电力行业氢能应用研究[J]. 发电技术, 2022, 43(01): 65-72.
- [3] 唐幸. “双碳”背景下应多措并举推进氢燃料电池汽车高质量发展[J]. 中国经贸导刊, 2025, (01): 49-51.
- [4] Hui Y, Wang M, Guo S, et al. Comprehensive review of development and applications of hydrogen energy technologies in China for carbon neutrality: Technology advances and challenges[J]. Energy Conversion and Management, 2024, 315: 118776.
- [5] Sadeq A M, Homod R Z, Hussein A K, et al. Hydrogen energy systems: Technologies, trends, and future prospects[J]. Science of The Total Environment, 2024, 939: 173622.
- [6] Ahmad S, Ullah A, Samreen A, et al. Hydrogen production, storage, transportation and utilization for energy sector: A current status review[J]. Journal of Energy Storage, 2024, 101: 113733.
- [7] Naseem K, Qin F, Khalid F, et al. Essential parts of hydrogen economy: Hydrogen production, storage, transportation and application[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2025, 210: 115196.
- [8] 陈伟平, 施仲涨, 林皓然, 等. 我国绿氢产业发展现状分析与建议[J]. 厦门大学学报(自然科学版), 2025, 64(01): 193-203+210.
- [9] Sharma G, Dewangan A K, Yadav A K, et al. Current status of research on hydrogen generation, storage and transportation technologies: A state-of-the-art review towards sustainable energy[J]. Process Safety and Environmental Protection, 2024, 191: 1445-1460.
- [10] Durbin D J, Malardier-Jugroot C. Review of hydrogen storage techniques for on board vehicle applications[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2013, 38(34): 14595-14617.
- [11] Halder P, Babaie M, Salek F, et al. Performance, emissions and economic analyses of hydrogen fuel cell vehicles[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2024, 199: 114543.

- [12] 阳月, 杨明, 陆晖. 我国氢能产业发展综述[J]. 红水河, 2025, 44(01): 54-57+88.
- [13] Abbasian Hamedani E, Alenabi S A, Talebi S. Hydrogen as an energy source: A review of production technologies and challenges of fuel cell vehicles[J]. Energy Reports, 2024, 12: 3778-3794.
- [14] Wang X, Fu J, Liu Z, et al. Review of researches on important components of hydrogen supply systems and rapid hydrogen refueling processes[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2023, 48(5): 1904-1929.
- [15] Shen Y, Lv H, Hu Y, et al. Preliminary hazard identification for qualitative risk assessment on onboard hydrogen storage and supply systems of hydrogen fuel cell vehicles[J]. Renewable Energy, 2023, 212: 834-854.
- [16] Mulky L, Srivastava S, Lakshmi T, et al. An overview of hydrogen storage technologies – Key challenges and opportunities[J]. Materials Chemistry and Physics, 2024, 325: 129710.
- [17] Itaoka K, Saito A, Sasaki K. Public perception on hydrogen infrastructure in Japan: Influence of rollout of commercial fuel cell vehicles[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2017, 42(11): 7290-7296.
- [18] 孙大林. 车载储氢技术的发展与挑战[J]. 自然杂志, 2011, 33(01): 13-18.
- [19] 徐丽, 马光, 盛鹏, 等. 储氢技术综述及在氢储能中的应用展望[J]. 智能电网, 2016, 4(02): 166-171.
- [20] Hua T Q, Ahluwalia R K, Peng J K, et al. Technical assessment of compressed hydrogen storage tank systems for automotive applications[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2011, 36(4): 3037-3049.
- [21] 王华龙. 纤维增强复合材料跟随新能源汽车的同步发展研究[J]. 合成材料老化与应用, 2021, 50(06): 134-136.
- [22] Khan S, Kumar A. Failure analysis in advance cylindrical composite pressure vessel under pressure & temperature for hydrogen storage: A comprehensive review[J]. Polymer Composites, 2024.
- [23] 史践, 唐义生, 黄召玉, 等. 碳纤维复合材料和轻质合金在新能源汽车轻量化上的应用实践[J]. 汽车工艺与材料, 2021, (12): 7-11.
- [24] Li M, Bai Y, Zhang C, et al. Review on the research of hydrogen storage system fast refueling in fuel cell vehicle[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2019, 44(21): 10677-10693.
- [25] Liu Y-L, Zhao Y-Z, Zhao L, et al. Experimental studies on temperature rise within a hydrogen cylinder during refueling[J]. International Journal of Hydrogen Energy,

- 2010, 35(7): 2627-2632.
- [26] Wang L, Zheng C, Wei S, et al. Thermo-mechanical investigation of composite high-pressure hydrogen storage cylinder during fast filling[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2015, 40(21): 6853-6859.
- [27] Galassi M C, Baraldi D, Acosta Iborra B, et al. CFD analysis of fast filling scenarios for 70 MPa hydrogen type IV tanks[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2012, 37(8): 6886-6892.
- [28] Acosta B, Moretto P, De Miguel N, et al. JRC reference data from experiments of on-board hydrogen tanks fast filling[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2014, 39(35): 20531-20537.
- [29] Wu X, Liu J, Shao J, et al. Fast filling strategy of type III on-board hydrogen tank based on time-delayed method[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2021, 46(57): 29288-29296.
- [30] Sapre S, Vyas M, Pareek K. Impact of refueling parameters on storage density of compressed hydrogen storage Tank[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2021, 46(31): 16685-16692.
- [31] Li J-Q, Chen Y, Ma Y B, et al. A study on the Joule-Thomson effect of during filling hydrogen in high pressure tank[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2023, 41: 102678.
- [32] 白云锋, 张财志, 蒋尚峰, 等. 3 级储氢系统快速加氢过程的建模及参数优化[J]. 重庆大学学报, 2022, 45(10): 38-47.
- [33] Li J, Wang T, Yang Q, et al. Towards fast and safe hydrogen filling for the fuel vehicle: A variable mass flow filling strategy based on a real-time thermodynamic model[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2023, 48(53): 20406-20418.
- [34] Wang L, Wang B, Wei S, et al. Prediction of long-term fatigue life of CFRP composite hydrogen storage vessel based on micromechanics of failure[J]. Composites Part B: Engineering, 2016, 97: 274-281.
- [35] 江勇, 许明, 危书涛. 充氢工艺对复合材料储氢气瓶残余应力的影响[J]. 工程力学, 2021, 38(01): 249-256.
- [36] Feki I, Shirinbayan M, Noura S, et al. Multi-scale fatigue damage analysis in filament-wound carbon fiber reinforced epoxy composites for hydrogen storage tanks[J]. Composites Part C: Open Access, 2024, 15: 100537.
- [37] 张宜凯, 冯家稷, 谷俊峰, 等. 车载IV型高压储氢气瓶内衬损伤与爆破失效研究综述[J]. 复合材料科学与工程, 2024,(08): 97-109.

- [38] Zhou W, Wang J, Pan Z-B, et al. Review on optimization design, failure analysis and non-destructive testing of composite hydrogen storage vessel[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2022, 47(91): 38862-38883.
- [39] Zhang Y, Gu J, Pan S, et al. Numerical study on the influence of liner geometry and lay-up sequence on the fatigue life of composite hydrogen storage vessel[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2023, 205: 104986.
- [40] Wu E, Zhao Y, Zhao B, et al. Fatigue life prediction and verification of high-pressure hydrogen storage vessel[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2021, 46(59): 30412-30422.
- [41] Chen F-Q, Zhang M, Qian J-Y, et al. Thermo-mechanical stress and fatigue damage analysis on multi-stage high pressure reducing valve[J]. Annals of Nuclear Energy, 2017, 110: 753-767.
- [42] Yang Y, Zhang Y. Random vibration response of three-dimensional multi-span hydraulic pipeline system with multipoint base excitations[J]. Thin-Walled Structures, 2021, 166: 108124.
- [43] 余志武, 毛建锋, 谈遂, 等. 车辆参数随机的车桥竖向随机振动分析[J]. 铁道学报, 2015, 37(01): 97-104.
- [44] 张馨, 李会. 基于垂向振动的车体加速度分析[J]. 铁道标准设计, 2011, (10): 8-11.
- [45] 孙玮光. 基于 ANSYS 的车体随机振动分析[J]. 科技信息(学术研究), 2008, (27): 465-467.
- [46] 王荔. 70MPa 车载氢系统框架随机振动与疲劳寿命分析[J]. 时代汽车, 2020, (01): 43-46.
- [47] 齐同仑, 梁焱财, 李仕栋, 等. 燃料电池车载氢系统结构强度及碰撞结果分析[J]. 自动化应用, 2018, (06): 11-12.
- [48] Wang W, Shen G, Zhang Y, et al. Dynamic reliability analysis of mechanical system with wear and vibration failure modes[J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 163: 104385.
- [49] 李维, 刘亮红, 鹿政华, 等. 某燃料电池储氢系统框架随机振动疲劳分析与优化[J]. 汽车实用技术, 2023, 48(22): 128-133.
- [50] Guo X, Li W, Ren D, et al. Prospects for the development of hydrogen fuel cell vehicles in China[J]. Renewable Energy, 2025, 240: 122231.
- [51] Xiao J, Xu N, Cai W, et al. Thermodynamic and heat transfer models for refueling hydrogen vehicles: Formulation, validation and application[J]. International Journal

- of Hydrogen Energy, 2024, 52: 172-190.
- [52] Deng W, Dong C, Qian Z, et al. Equivalent orthotropic material parameters identification of electrical machines for modal analysis utilizing a PSO-assisted theoretical approach[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2025, 222: 111765.
- [53] Yang L, Yang B, Yang G, et al. Fatigue evaluation method based on equivalent structural stress approach for bolted connections[J]. International Journal of Fatigue, 2023, 174: 107738.
- [54] Pakkam Gabriel V R, Sahbi Loukil M, Fernberg P, et al. Equivalent stress concept to account for the effect of local cyclic stress ratio on transverse cracking in tension-tension fatigue[J]. International Journal of Fatigue, 2024, 187: 108482.
- [55] Mahat S, Sharma R, Jeong H, et al. Natural frequency informed finite element modal analysis method for estimating elastic properties of solid materials[J]. Journal of Applied Physics, 2024, 136(10).
- [56] 杨贵城. 采煤机长螺杆振动失效机理研究[D]. 煤炭科学研究总院, 2022.
- [57] Sahin H. Hydrogen refueling of a fuel cell electric vehicle[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2024, 75: 604-612.
- [58] 邹田春, 安涛, 杨旭东, 等. 干燥温度对 CFRP 力学性能的影响及作用机理[J]. 塑料, 2019, 48(03): 12-15+18.
- [59] Li J-Q, Li J-C L, Park K, et al. Investigation on the changes of pressure and temperature in high pressure filling of hydrogen storage tank[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2022, 37: 102143.
- [60] Ma X. CFD-based study on optimized rapid filling strategies for vehicle hydrogen cylinders[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2025, 100: 1176-1187.
- [61] Melideo D, Baraldi D. CFD analysis of fast filling strategies for hydrogen tanks and their effects on key-parameters[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2015, 40(1): 735-745.
- [62] Wang G, Zhou J, Hu S, et al. Investigations of filling mass with the dependence of heat transfer during fast filling of hydrogen cylinders[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2014, 39(9): 4380-4388.
- [63] De Miguel N, Ortiz Cebolla R, Acosta B, et al. Compressed hydrogen tanks for on-board application: Thermal behaviour during cycling[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2015, 40(19): 6449-6458.
- [64] De Miguel N, Acosta B, Baraldi D, et al. The role of initial tank temperature on

- p>refuelling of on-board hydrogen tanks[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2016, 41(20): 8606-8615.
- [65] Li Q, Zhou J, Chang Q, et al. Effects of geometry and inconstant mass flow rate on temperatures within a pressurized hydrogen cylinder during refueling[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2012, 37(7): 6043-6052.
- [66] Kuroki T, Nagasawa K, Peters M, et al. Thermodynamic modeling of hydrogen fueling process from high-pressure storage tank to vehicle tank[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2021, 46(42): 22004-22017.
- [67] Couteau A, Dimopoulos Eggenschwiler P, Jenny P. Heat transfer analysis of high pressure hydrogen tank fillings[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2022, 47(54): 23060-23069.
- [68] Bilgili M, Yumşakdemir R F. Effects of real gas equations on the fast-filling process of compressed hydrogen storage tank[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2024, 53: 816-828.
- [69] Li M, Yang Q, Zhang C, et al. Experimental and numerical study of the temperature evolution in hydrogen cylinder under fast-refueling process[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2023, 211: 124220.
- [70] Liu Z, Yuan K, Cheng L, et al. Thermal management on a Type IV storage tank of hydrogen fuel cell electric vehicles during rapid charging[J]. Renewable Energy, 2025, 245: 122825.
- [71] Poudel S, Tun H, Reddi K, et al. Investigation of precooling unit design options in hydrogen refueling station for heavy-duty fuel-cell electric vehicles[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2024, 61: 493-502.
- [72] Ortiz Cebolla R, Acosta B, De Miguel N, et al. Effect of precooled inlet gas temperature and mass flow rate on final state of charge during hydrogen vehicle refueling[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2015, 40(13): 4698-4706.
- [73] Liu Z, Yuan K, Li X, et al. Thermal behavior in a Type IV hydrogen storage tank of fuel cell electric vehicles under different charging conditions[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2025, 99: 517-527.
- [74] Ramasamy V, Richardson E S. Thermal response of high-aspect-ratio hydrogen cylinders undergoing fast-filling[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 160: 120179.
- [75] Wang X, Li B, Jin X, et al. Ultimate pressure-bearing capacity of Type III onboard high-pressure hydrogen storage tanks under typical accident scenarios[J]. Journal of

- Energy Storage, 2023, 63: 107135.
- [76] Yuan K, Liu Z. A structural mechanics analysis on a Type IV hydrogen storage tank during refueling and discharging[J]. Engineering Failure Analysis, 2024, 165: 108822.
- [77] Gao P, Hu D, Lu D, et al. Modeling and analysis of minor seal leakages in high-pressure hydrogen valves under extreme environmental temperatures[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2024, 64: 26-38.
- [78] Feki I, Shirinbayan M, Nouira S, et al. Composites in high-pressure hydrogen storage: A review of multiscale characterization and mechanical behavior[J]. Composites Part C: Open Access, 2025, 16: 100555.
- [79] De Luca A, Caputo F. A review on analytical failure criteria for composite materials[J]. AIMS Materials Science, 2017, 4(5).
- [80] Yin T, Yuen K-V, Zhu H-P. A novel Bayesian framework for time-domain operational multi-setup modal analysis: Theory and parallelization[J]. Engineering Structures, 2025, 322: 119167.
- [81] Dethof F, Keßler S. Explaining impact echo geometry effects using modal analysis theory and numerical simulations[J]. NDT & E International, 2024, 143: 103035.
- [82] Xie Z, Yang K, Yang M, et al. The anti-random impact performances of a novel propulsive bearing-shaft system: Theory and experiment[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2025, 225: 112309.
- [83] Hariri-Ardebili M A, Mahdi Seyed-Kolbadi S, Saouma V E, et al. Anatomy of the vibration characteristics in old arch dams by random field theory[J]. Engineering Structures, 2019, 179: 460-475.
- [84] Zhang H, Zhao Y-G. Damping modification factor based on random vibration theory using a source-based ground-motion model[J]. Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 2020, 136: 106225.
- [85] Katam R, Polepally G, Pasupuleti V D K, et al. Assessment of damage location and its severity using modal analysis: Insights from analytical, numerical, and experimental approaches[J]. Structures, 2025, 71: 108062.

致谢

行文至此，及至终章。研究生论文到此定稿，三年的研究生生活即将画上一个圆满的句号。期间我受到了老师、家人、同学和朋友的关心和帮助，是大家的支持与陪伴助我度过每一次难关。回首三年光阴，满眼繁华，目光所及，皆是回忆。

感谢导师刘彦丰教授对我的悉心教导和付出，刘老师对我的每一次教诲都让我受益匪浅。在生活中，刘老师会在我遇到困难时给予我无微不至的关怀，所以很幸运能够成为刘老师的学生。我也会谨记老师的教诲，克服每一次困难，努力提升自己的能力，不负恩师的期望。

感谢杨维结副教授长期以来对我孜孜不倦的指导和教诲，从选题、研究思路到毕业论文的撰写每一步都离不开杨老师的细心教导。正是因为杨老师对待科研求真务实的态度和时常给予我积极肯定的鼓励，让我在面对科研和生活时都始终保持着严谨与热爱。同时也感谢高正阳教授、马凯副教授、董帅副教授给我的悉心指导与建议，让我的课题能够顺利的推进。你们在我学习和生活的各方面都给予了我很大的帮助，我将铭记于心，往后的日子我会继续努力。

感谢父母在我人生成长的道路上给予我无尽的温暖与关怀，是你们对我生活与学业上的无私奉献和默默支持，让我能够专心致志的追逐自己的梦想。愿往后的日子里，你们能够幸福平安、健康快乐。

感谢课题组的同学们，是你们的陪伴让我在枯燥的科研中找到了生活的乐趣。与你们一起努力搞科研的时光，是我这段旅程中最温暖的回忆。愿我们不忘初心，共同追逐梦想的星辰大海。此去前程似锦，再相逢依然如故。

感谢长城汽车特嗨氢能检测有限公司的领导和同事们，这篇论文能够顺利完成也少不了你们的支持与帮助。在长城实习的这段时间，正因你们的陪伴让我的人生经历多了一份美好的回忆。

最后感谢所有在生活 and 工作中帮助过我的人，是你们的支持和帮助，让我在人生的道路上不断前行。衷心祝愿你们身体健康，万事如意。

三年时光，非常短暂。期间有过焦虑和难过，也有过开心和快乐。遇到的每一个人，经历的每一件事，都会是我人生中最美好的回忆。往后的日子里，愿自己“长风破浪会有时，直挂云帆济沧海”。

华北电力大学学位论文答辩委员会情况

	姓名	职称	工作单位	学科专长
答辩主席	李杰	高级工程师	河北电力勘探 设计院	氢能系统
答辩委员 1	吴兵	高级工程师	上海鲲华新能源 科技有限公司	氢能系统
答辩委员 2	叶陈良	副教授	华北电力大学	氢能系统
答辩委员 3	张炳东	副教授	华北电力大学	氢能系统
答辩委员 4	董帅	副教授	华北电力大学	氢能系统