

Hochdruckventiltechnik für automobile Wasserstoffapplikationen – Anforderungen und Übertragbarkeit von Konzepten zur Betriebsfestigkeitsrechnung

Stephan Sellen¹, Stefan Maas¹, Peter Plapper¹, Arno Zürbes²
¹Universität Luxemburg, FSTC, Luxemburg
²FH Bingen, Deutschland

Thomas Andreas³, Daniel Becker³
³Rotarex, Lintgen, Luxemburg

1 Einleitung

Weltweit unterliegt die Automobilindustrie aufgrund von Klimawandel und endlicher Energieressourcen dem Zwang, geeignete alternative Antriebskonzepte auf der Basis erneuerbarer Energieträger zu entwickeln. Neben der direkten Speicherung von elektrischer Energie in Akkumulatoren stellt die indirekte Speicherung in Form von Wasserstoff eine aussichtsreiche Alternative dar. Bezüglich der Speicherung bestehen mehrere Ansätze, wobei die gasförmige Hochdruckspeicherung bis zu einem Betriebsdruck von 875 bar viele Vorteile bietet. Für diese Technologie gilt es, zuverlässige Ventiltechnik für das Gasmanagement im Fahrzeug zu entwickeln.

Der erste Teil des Fachbeitrags beschreibt die grundsätzliche Struktur des Gas-Management-Systems im Fahrzeug, welche aus dem Bereich der erdgasbetriebenen Fahrzeuge (Compressed Natural Gas, CNG) mit einem Betriebsdruck bis maximal 260 bar abgeleitet werden kann.

Der zweite Teil des Fachbeitrags beschreibt die Anforderungen an die Bauteilfestigkeit der Ventile zur Erteilung einer Zulassung nach der in diesem Anwendungsbereich geltenden Richtlinie. Es handelt sich in diesem Fall nicht um Berechnungsvorschriften, sondern um Prüfvorschriften, da Ventile in vielfältigen Formen und Funktionen konstruiert werden können. Da jedoch die betriebsfeste Dimensionierung von Funktionsbaugruppen und Ventilen im frühen Entwicklungsstadium notwendig ist, wird hier die Übertragbarkeit von Berechnungskonzepten aus dem Allgemeinen Maschinenbau und dem Druckbehälterbau näher untersucht.

2 Struktur des Erdgas-Management-Systems im Fahrzeug

Die grundsätzliche Struktur eines Erdgas-Management-Systems zeigt nachstehende Abbildung 1:

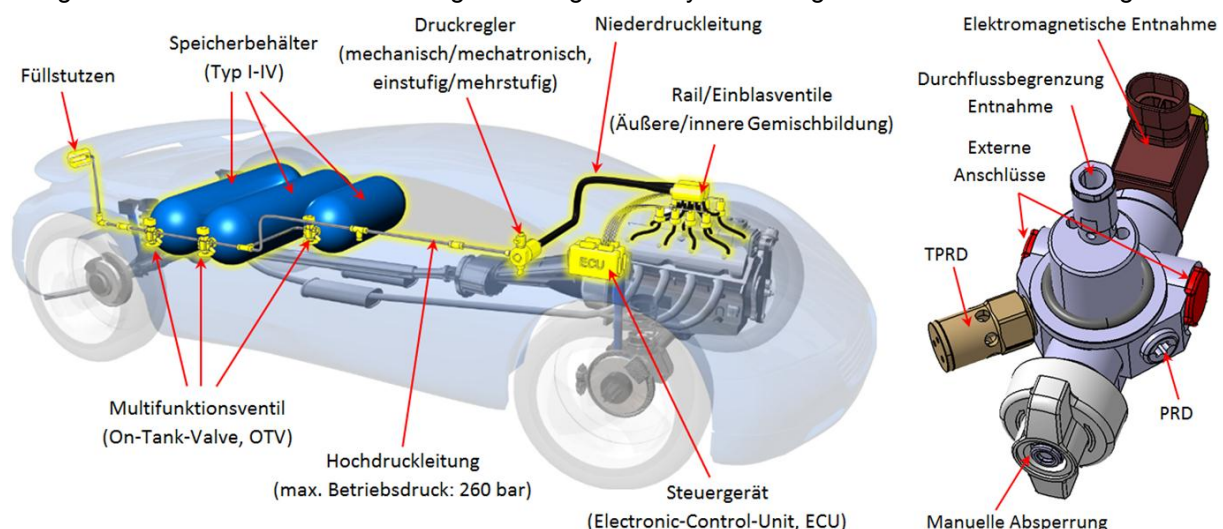


Abbildung 1: Links: Struktur des Erdgas-Management-Systems im Fahrzeug
 Rechts: Erdgas-Multifunktionsventil (CNG)

An jedem Speicherbehälter (hier im Mehrflaschenverbund gezeigt) befindet sich ein Multifunktionsventil mit folgendem Funktionsumfang:

- Elektromagnetische Entnahme (meist servogesteuert)
- Durchflussmengenbegrenzung
- Thermische Sicherheitseinrichtung (Temperature-Pressure-Relief-Device, TPRD): Glasfass/Eutektisches Schmelzlot
- Optional: Überdrucksicherheit (Pressure-Relief-Device, PRD): Berstscheibe
- Manuelle Absperrung

Die Druckminderung am Ende einer Hochdruckleitung erfolgt dabei meist ein- oder zweistufig. Bei der zweistufigen (oftmals mechatronischen) Druckminderung reduziert eine erste Stufe den Hochdruck mechanisch auf einen Zwischendruck mit relativ großem Regelfehler. Die zweite Stufe zur präzisen Druckregelung (auch Motorkennfeld adaptiert) kann als Proportionalmagnetventil ausgeführt werden. Der gezeigte Systemaufbau wird grundsätzlich auf den gasförmig komprimierten Wasserstoff mit einem maximalen Betriebsdruck von 875 bar übertragen. Jedoch erfordern das erhöhte Sicherheitsrisiko und der zukünftig forcierte Leichtbau konstruktive Unterschiede, wie z.B.:

- integrierte Temperatursensorik im Multifunktionsventil,
- Ventilkörper aus Aluminiumlegierung (Werkstoff des Ergasventilkörpers aus Abb. 1: Messing),
- erhöhte Crashesicherheit der Ventile,
- gezielte Abführung der Gase bei Aktivierung der Sicherheitseinrichtungen,
- präzise Druckregelung bei Einsatz in Brennstoffzellenfahrzeugen.

Neben diesen genannten Unterschieden bestehen bei der Übertragung der Erdgas-Ventiltechnik auf die Hochdruckwasserstofftechnologie Probleme bezüglich dynamischer und statischer Weichdichtungen (Permeation, Extrusion, Blow-by), erhöhter Betätigungskräfte der Aktorik (druckabhängig) und der Effekt der Wasserstoffversprödung je nach verwendeter Materialien. Dies bedeutet letztlich eine sehr stark eingeschränkte Auswahl an Werkstoffen.

3 Übertragung von Konzepten zur Betriebsfestigkeitsrechnung

Neben der Funktionalität der Ventile spielt die ermüdungsfeste Bauteildimensionierung für Betriebsdrücke bis zu 875 bar eine wichtige Rolle, stellt jedoch gleichzeitig eine besondere Herausforderung dar: während für die Auslegung dünnwandiger Druckbehälter einschlägige Verordnungen oder Richtlinien bestehen, basiert die Beurteilung der mechanischen Ventillfestigkeit allein auf einer Prüfvorschrift nach der für diesen Anwendungsfall geltenden Verordnung. Auch wenn es sich bei einem Ventil um eine Art Druckbehälter handelt, ist eine einfache Übertragung dieser Berechnungskonzepte auf die eher dickwandigen Bauteile mit komplizierter Innenkontur nicht so ohne weiteres möglich. In der Verordnung für den Einsatz von Ventilen für das Gas-Management mit komprimiertem Wasserstoff [1] für den maximalen Betriebsdruck von 875 bar ist eine Druckzyklusprüfung zwingend vorgeschrieben. Innerhalb dieser Prüfung wird der Druck schwelend (0-875 bar) aufgeprägt, wobei die maximale Zyklenzahl abhängig von den integrierten Funktionsbaugruppen der dreifachen Anzahl an Arbeits- bzw. Füllzyklen im späteren Betrieb entspricht. Die Differenzierung nach Arbeits- und Füllzyklen richtet sich danach, ob ein Ventil dem Druck beim Betanken (Füllzyklen: 5.000 bei zwanzigjähriger Gebrauchsdauer) oder dem Druck infolge des Betriebs des Fahrzeugs (Arbeitszyklen: 50.000 bei zwanzigjähriger Gebrauchsdauer) ausgesetzt ist. Somit müssen die Ventile für maximal 150.000 dieser Schwelzyklen bezüglich Ermüdung zeitfest ausgelegt werden.

Der Ventilkörper als Integrator der in Abb.1 gezeigten Baugruppen darf unter keinen Umständen unter Druckbelastung versagen und ist daher als besonders kritisch zu betrachten. Da Spannungsspitzen in Ventilen oftmals an sich kreuzenden Innenbohrungen mit meist unterschiedlichem Durchmesser unter variablem Verschneidungswinkel auftreten, wurde ein vereinfachter Probekörper zur Verifikation der Berechnungen angefertigt (Abb. 2):

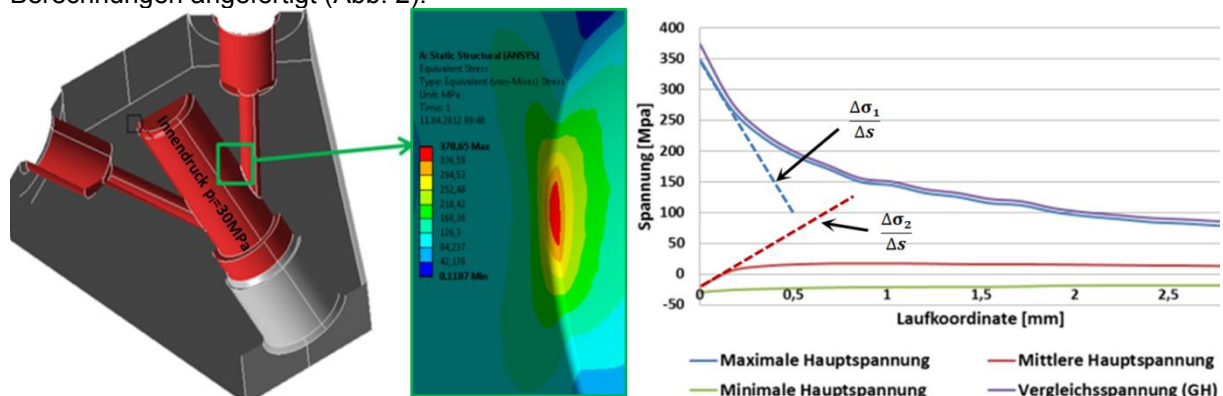


Abb. 2: Links: Numerische Berechnung der Hot Spots der durch Innendruck belasteten Testkörper
Rechts: Spannungsverläufe am Hot Spot normal zur Oberfläche in das Bauteilinnere

Die rechnerische Bestimmung einer Nennspannung ist für diesen Anwendungsfall aufgrund der komplizierten räumlichen Geometrie nicht möglich. Somit kann das Nennspannungskonzept, welches für standardisierte Lastfälle typischer Kerbgeometrie gilt, nicht angewendet werden. Auch das Strukturspannungskonzept, welches hauptsächlich zur Berechnung von relativ dünnwandigen Kesseln dient (Bsp.: EN13445 [2], ASME Boiler & Vessel Pressure Code [3]), kann nur auf Vergleichsbasis angewendet werden: Die Ermittlung der Strukturspannung am Hot Spot erfolgt über die Extrapolation (meist linear oder quadratisch) der Spannungen aus den umgebenden Bereichen über die je nach Anwendungsfall definierten Stützpunkte (Abb.3 links). Im Druckbehälterbau findet dieses Konzept aufgrund der standardisierten Baugruppen und Anschlüsse (Bsp.: Stutzen) Anwendung, wobei die Abstände der Extrapolationspunkte zum Hot Spot meist in Anhängigkeit von Wandstärke und Rohrdurchmesser angegeben werden. Nach [4] kann das Strukturspannungskonzept als „erweitertes“ Nennspannungskonzept betrachtet werden, jedoch bestehen bisher keine allgemeingültigen Vorgaben bezüglich der praktischen Bestimmung der Strukturspannungen. Zusätzlich müssen die herangezogenen Wöhlerlinien auf die jeweilige Art der Spannungsermittlung zutreffen.

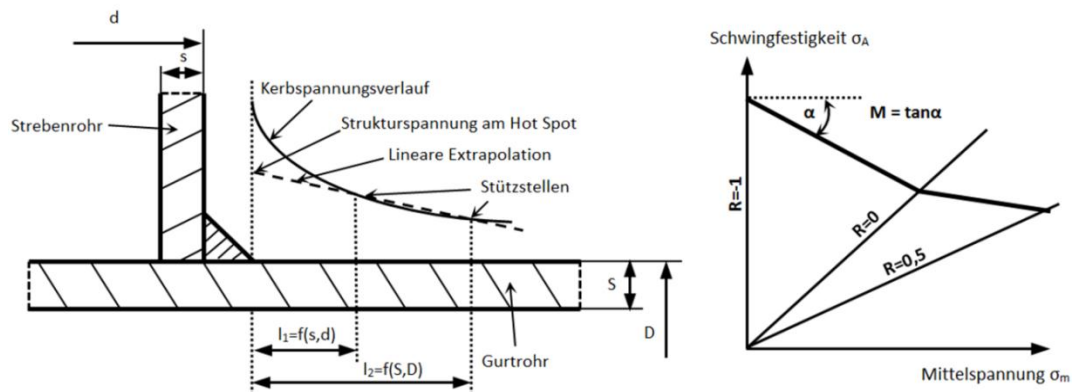


Abbildung 3: Links: Strukturspannungskonzept in Anlehnung an [4]
Rechts: Darstellung der Mittelspannungsempfindlichkeit im Haigh-Diagramm

Neben den erwähnten globalen Konzepten erfolgt die Bewertung nach der FKM-Richtlinie [5] im Fall von räumlichen Problemen unter Betrachtung der innerhalb einer linear-elastischen Finite-Elemente-Simulation (FEM) berechneten örtlichen Spannungen im Nachweispunkt. Aufgrund der Innendruckbelastung stellt sich im Nachweispunkt ein mehrachsiger, proportionaler Spannungszustand ein, sodass die Hauptspannungen räumlich konstante Richtungen aufweisen: An der Oberfläche liegt fast ein ebener Spannungszustand vor, d.h. die Hauptspannungsrichtungen 1 und 2 sind parallel zur Oberfläche. Die dritte Hauptspannungsrichtung zeigt normal zur Oberfläche in das Bauteilinnere, wobei ihr Maximalbetrag an der Oberfläche dem Innendruck entspricht. Die Stützwirkungseffekte der ersten und zweiten Hauptspannung finden über eine werkstoffabhängige Stützzahl auf Basis des Spannungsgradientenansatzes Berücksichtigung (Abb. 2 rechts: Bestimmung der maximalen Spannungsänderung $\Delta\sigma_i$ über den Weg Δs entlang der in das Bauteilinnere gerichteten Laufkoordinate):

$$G_{\sigma i} = \frac{1}{\Delta s} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_{i,\Delta s}}{\sigma_{i,max}} \right) = \frac{1}{\sigma_{i,max}} \cdot \frac{\Delta\sigma_i}{\Delta s}$$

Die zulässigen Spannungsamplituden innerhalb der Wöhlerlinie stammen meist aus Umlaufbiegeversuchen mit dem Lastverhältnis $R = -1$, sodass eine Korrektur für unter Innendruck schwelend belastete Bauteile mit dem Lastverhältnis $R = 0$ erfolgen muss (Abb. 3 rechts). Über die Definition einer werkstoffabhängigen Mittelspannungsempfindlichkeit für den Bereich zwischen Wechsel- und Schwellfestigkeit nach Schütz [6] wird dieser Abweichung Rechnung getragen:

$$M = \frac{\sigma_A(R = -1) - \sigma_A(R = 0)}{\sigma_m(R = 0)} = \tan \alpha$$

Ausgehend von der Angabe einer zulässigen Dauerfestigkeit σ_D als Produkt aus zulässiger Zugfestigkeit R_m und werkstoffspezifischem Wechselfestigkeitsfaktor erfolgt eine zeitfeste Auslegung über die Annahme eines linearen Zusammenhangs zwischen Belastungsamplitude und ertragbarer Zyklenzahl (bei konstantem Spannungsverhältnis R) in doppeltlogarithmischer Auftragung mit der Steigung $k = \Delta(\log N) / \Delta(\log \sigma_A)$ der Zeitfestigkeitsgeraden. Für die ertragbare Spannungsamplitude im Zeitfestigkeitsbereich gilt dann:

$$\sigma_A = \left(\frac{N_D}{N} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot \sigma_D$$

Die Bestimmung eines Gesamtauslastungsgrades im Fall von zusammengesetzten Spannungsarten erfolgt je nach Werkstoff und Duktilität über die Gewichtung von zwei Anteilen entsprechend der Normalspannungshypothese und der Gestaltänderungsenergiehypothese. Im vorliegenden Fall eines räumlichen Spannungszustands und einer duktilen Aluminiumlegierung ($A \geq 12,5\%$) erfolgt die Bestimmung des Gesamtauslastungsgrades $a_{\sigma,GH}$ in Abhängigkeit der einzelnen Auslastungsgrade $a_{\sigma i}$ allein über die Gestaltänderungsenergiehypothese:

$$a_{\sigma,GH} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot ([a_{\sigma,1} - a_{\sigma,2}]^2 + [a_{\sigma,2} - a_{\sigma,3}]^2 + [a_{\sigma,3} - a_{\sigma,1}]^2)}$$

Nachstehende Abbildung 4 zeigt einen Vergleich zwischen Berechnung und Versuch für verschiedene Druckbelastungsamplituden des Versuchskörpers aus Aluminium (s. Abb. 2) bei einem Lastverhältnis von $R = 0$, wobei innerhalb der Versuche ein technischer Anriss von 0,3-0,5mm als Versagenskriterium festgelegt wurde:

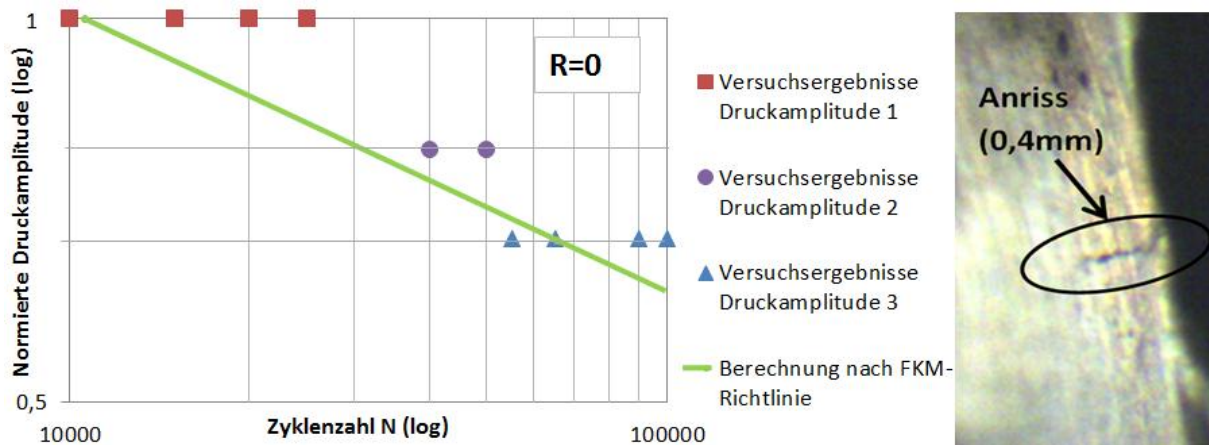


Abbildung 4: Ertragbare Zyklenzahl für verschiedene Druckamplituden bei konstantem Lastverhältnis $R=0$ - Vergleich zwischen Berechnung nach der FKM-Richtlinie und Versuch

Die Abschätzung nach der FKM-Richtlinie zeigt eher konservative Ergebnisse, was jedoch auf eine mittlere Überlebenswahrscheinlichkeit von 97,5% zurückzuführen ist. Die maximale Abweichung im Versuch betrug dabei das 2,4-fache der berechneten Zyklenzahl.

4 Zusammenfassung

Die Gas-Management-Struktur für komprimierten Wasserstoff im Fahrzeug kann bis auf wenige Zusatzfunktionen zur genaueren Sensorik und feineren Dosierung von Druck und Massenstrom (vor allem bei Fahrzeugen mit Brennstoffzelle) aus dem Bereich Erdgas betriebener Fahrzeuge (CNG) abgeleitet werden, wobei der wesentlich höhere Betriebsdruck und das Medium Wasserstoff weitere Probleme bezüglich Dichtungstechnik und Funktionalität zur Folge haben.

Es konnte gezeigt werden, dass die Übertragung gängiger Konzepte aus dem Allgemeinen Maschinenbau, sowie dem Druckbehälterbau am Beispiel des Nennspannungs- und des Strukturspannungskonzeptes nicht einfach auf die Innendruck belasteten Ventilkörper mit komplizierter Innenkontur übertragbar sind.

Die zeitfeste Auslegung innendruckbelasteter Bauteile auf der Basis örtlicher Spannungen in einem Nachweispunkt nach der FKM-Richtlinie führte im vorliegenden Fall für verschiedene Druckamplituden bei konstantem Lastverhältnis $R = 0$ zu guten Übereinstimmungen mit den Versuchsergebnisse.

5 Referenzen

- [1] EG 79/2009: Typengenehmigung von wasserstoffbetriebenen Kraftfahrzeugen
- [2] EN13445: Europäische Druckbehälternorm für unbefeuerte Druckbehälter, 1998
- [3] The American Society of Mechanical Engineers: ASME Boiler & Vessel Pressure Code: Rules for Construction of Pressure Vessels, Division 2-Alternative Rules, 2001
- [4] Haibach, E.: „Betriebsfestigkeit-Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung“, 3. Auflage, 2006
- [5] Hänel, B.; Haibach, E.; Seeger, T.: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen, 5. Ausgabe, 2003
- [6] Schütz, W.: Über eine Beziehung zwischen der Lebensdauer bei konstanter und veränderlicher Beanspruchungsamplitude und ihre Anwendbarkeit auf die Bemessung von Flugzeugbauteilen. Diss. TH München, 1965, u. Z. f. Flugwissenschaften 15 (1967) 11, 407-419