

## BIA-Report 6/2004

# Untersuchung des Alterungsprozesses von hydraulischen Ventilen



HVBG

Hauptverband der  
gewerblichen  
Berufsgenossenschaften

Verfasser: Udo Schuster  
Berufsgenossenschaftliches Institut für Arbeitsschutz – BIA  
Sankt Augustin

Herausgeber: Hauptverband der gewerblichen Berufsgenossenschaften (HVBG)  
Berufsgenossenschaftliches Institut für Arbeitsschutz – BIA  
Alte Heerstr. 111, D-53754 Sankt Augustin  
Telefon: +49 / 02241 / 231 – 01  
Telefax: +49 / 02241 / 231 – 1333  
Internet: [www.hvbg.de](http://www.hvbg.de)  
– August 2004 –

ISBN: 3-88383-672-9

ISSN: 0173-0387

# Untersuchung des Alterungsprozesses von hydraulischen Ventilen

## Kurzfassung

Zielsetzung dieser Arbeit ist es, das Alterungsverhalten von hydraulischen Ventilen während ihres Einsatzes aufzuzeigen und zu beurteilen. Auf der Grundlage der konstruktiven Ausführung der in sicherheitsgerichteten Teilen hydraulischer Steuerungen eingesetzten Ventile wurden Versagensmechanismen erarbeitet und Maßnahmen zur Verbesserung aufgezeigt. Es zeigte sich, dass die zylindrischen Führungen der Bauteile in Ventilen, z. B. Steuerschieber, in Verbindung mit Art, Qualität und Verschmutzungsgrad der eingesetzten Druckflüssigkeit sowie Auslegung, Material und Ausführung der Zentrier-/Rückstellfeder einen wesentlichen Einfluss auf die zu erwartende Lebensdauer hydraulischer Ventile haben. Anhand der bei großen Anwendern aufgenommenen Ausfallraten, Einsatzbedingungen und Ausfallursachen von Hydraulikventilen sowie der Ergebnisse einer Umfrage bestätigte sich die Richtigkeit der theoretischen Erkenntnisse. Auch die angenommene Mittlere Zeit bis zum Gefahr bringenden Ausfall  $MTTF_d$  (Mean Time to Failure dangerous) von 100 Jahren <sup>\*)</sup> bestätigte sich vorbehaltlos. Dabei wurde ein signifikanter Zusammenhang zwischen der Qualität der Einsatzbedingungen und der erreichten Lebensdauer bis zum Ausfall über einen definierten Betrachtungsraum festgestellt. Durch die praktischen Ergebnisse bestätigte sich weiterhin die Richtigkeit und Wichtigkeit der in DIN EN ISO 13849-2 aufgeführten grundlegenden und bewährten Sicherheitsprinzipien für hydraulische Ventile sowie deren Fehlerannahmen. Die Ergebnisse sind von besonderer Bedeutung für die Gestaltung und spätere Anwendung der in Revision befindlichen Steuerungsnorm prEN ISO 13849-1.

---

<sup>\*)</sup> Aufgrund der Ergebnisse dieser Arbeit kann für die Norm prEN ISO 13849-1 sogar ein Wert von 150 Jahren vorgeschlagen werden.

# Study of the ageing process on hydraulic valves

## Abstract

The aim of the present study is to describe and assess the ageing characteristics of hydraulic valves in service. Based upon the design aspects of the valves employed in safety-related parts of hydraulic controls, failure scenarios were drawn up and measures for improvement identified. The cylindrical guides of the components within valves, such as spool valves, were shown to have, in conjunction with the type, quality, and level of contamination of the hydraulic fluid employed and the design, material and type of the centring/return spring, a substantial influence upon the anticipated service life of hydraulic valves. The validity of the theoretical findings was confirmed against the failure rates, operating conditions and causes of failure of hydraulic valves observed by large-scale users, and by the results of a survey. The assumed  $MTTF_d$  (Mean Time to Failure dangerous) of 100 years<sup>\*)</sup> was also confirmed unreservedly. A significant relationship was thus established between the quality of the operating conditions and the attained mean time to failure over a defined period of observation. The practical results further confirmed the correctness and importance of the proven basic safety principles listed in DIN EN ISO 13849-2 and the assumptions concerning faults upon which these principles are based. The results are of particular significance for the design and subsequent use of the controls standard prEN ISO 13849-1, which is currently at the revision stage.

---

<sup>\*)</sup> On the basis of the results of this work it is even possible to propose a value of 150 years for the standard prEN ISO 13849-1.

# Analyse du processus de vieillissement des vannes hydrauliques

## Résumé

Cette étude a pour objectif de mettre en évidence et d'évaluer le processus de vieillissement des vannes hydrauliques au cours de leur utilisation. L'analyse du modèle constructif des vannes installées sur les dispositifs de sécurité des commandes hydrauliques a permis de recenser les mécanismes de panne et de proposer des mesures d'amélioration. On a constaté que les guides cylindriques des pièces composant les vannes (par exemple, les soupapes-pilotes) ont une influence capitale sur la durée de vie prévisionnelle des vannes hydrauliques selon le type, la qualité et le degré d'encrassement du liquide hydraulique utilisé, mais aussi selon la conception, le matériau et la fabrication des ressorts de centrage/rappel. Les connaissances théoriques ont été confirmées par les taux de défaillance, les conditions de fonctionnement et les causes de panne recensés auprès des grands utilisateurs de vannes hydrauliques, et par les résultats d'une enquête statistique. La durée moyenne de fonctionnement avant défaillance ( $MTTF_d$  ou Mean Time to Failure dangerous) fixée à 100 ans <sup>\*)</sup> a également été confirmée sans aucune réserve. On a pu constater également, dans un espace d'observation donné, une relation étroite entre la qualité des conditions de fonctionnement et la durée de vie atteinte au moment de la défaillance. Les résultats pratiques ont également confirmé la justesse et l'importance des principes de sécurité fondamentaux énoncés par la norme DIN EN ISO 13849-2 relative aux vannes hydrauliques. Les résultats sont particulièrement importants pour la composition et la future application de la norme de contrôle prEN ISO 13849-1, actuellement en cours de révision.

---

<sup>\*)</sup> Sur la base des résultats obtenus il est même possible de proposer une valeur de 150 années pour la norme prEN ISO 13849-1.

# Investigación del proceso de envejecimiento de válvulas hidráulicas

## Resumen

La investigación tuvo como finalidad mostrar y evaluar las características de envejecimiento de válvulas hidráulicas durante su uso. Basados en el tipo de construcción de válvulas utilizadas en dispositivos de seguridad de mandos hidráulicos, se elaboraron mecanismos de fallo y se indicaron medidas para perfeccionar su funcionamiento. Se demostró que el conducto cilíndrico de elementos de construcción en válvulas, como, por ejemplo, la corredera de distribución, en combinación con el tipo, la calidad y el grado de ensuciamiento del líquido hidráulico utilizado, así como con el diseño, el material y el modelo del muelle de retroceso, ejercen una influencia esencial sobre la vida útil de válvulas hidráulicas. Los índices de fallo, las condiciones de servicio y las causas de fallo recabados de grandes usuarios de válvulas hidráulicas, así como los resultados de una encuesta, confirmaron la exactitud de los conocimientos teóricos. También se confirmó sin reserva el supuesto  $MTTF_d$  (Mean Time to Failure dangerous) de 100 años<sup>\*)</sup>. A la vez, se comprobó una relación significativa, a lo largo de un tiempo definido de observación, entre la calidad de las condiciones de servicio y la vida útil alcanzada hasta el fallo. Además, los resultados prácticos confirmaron la exactitud e importancia de los principios de seguridad básicos y comprobados, relativos a válvulas hidráulicas, enumerados en la DIN EN ISO 13849-2, así como las respectivas hipótesis de fallo. Los resultados son de especial importancia para la redacción y futura aplicación de la norma prEN ISO 13849-1, actualmente bajo revisión.

---

<sup>\*)</sup> Debido a los resultados deste trabajo se podría proponer hasta un valor de 150 años para la norma prEN ISO 13849-1.

## Danksagung

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. *Karl-Josef Gorgs* für seine unermüdliche Unterstützung. Zur Klärung und Diskussion der vorhandenen Probleme stellte er mir vielfach seine kostbare Zeit zur Verfügung. Auch bei den Mitarbeitern aus den Fachbereichen 5 und 1 möchte ich mich für ihre sachlichen Hinweise und Anregungen bedanken.

Weiterhin möchte ich den Unternehmen danken, die durch ihre aktive Unterstützung die Entstehung dieser Arbeit ermöglicht haben, indem sie mir erlaubten, in ihren Instandhaltungsabteilungen Felddaten aufzunehmen. Danken möchte ich auch den Bauteilherstellern, die mir Umfrageergebnisse zukommen ließen, sowie dem Fachbereich Fluidtechnik im Normenausschuss Maschinenbau (NAM), der die Umfrage initiiert hat.





# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung .....</b>	<b>13</b>
<b>2</b>	<b>Aufgabenstellung .....</b>	<b>17</b>
<b>3</b>	<b>Normgemäße Vorgehensweise zum Erreichen der Sicherheit .....</b>	<b>19</b>
3.1	Risikobeurteilung .....	19
3.2	Risikograph nach DIN EN 954-1 .....	24
3.3	Steuerungskategorien nach DIN EN 954-1 .....	26
3.4	Überarbeitung (Revision) der DIN EN 954-1 .....	32
3.4.1	Performance Level $PL_r$ und $PL$ .....	34
3.4.2	Mittlere Betriebsdauer bis zum gefährlichen Ausfall $MTTF_d$ .....	35
3.4.3	Diagnosedeckungsgrad $DC$ .....	37
3.4.4	Ausfälle gemeinsamer Ursache $CCF$ .....	39
3.4.5	Kategorien .....	39
3.5	Grundlegende und bewährte Sicherheitsprinzipien.....	41
<b>4</b>	<b>Grundlegende Bauteilbetrachtungen.....</b>	<b>45</b>
4.1	Aufbau und Funktionsweise von hydraulischen Ventilen.....	45
4.1.1	Sperrventile .....	46
4.1.2	Druckventile .....	48
4.1.2.1	Druckbegrenzungsventile .....	48
4.1.2.2	Druckminderventile.....	49
4.1.2.3	Druckschaltventile .....	51
4.1.3	Wegeventile.....	52
4.1.3.1	Schaltventile .....	52
4.1.3.2	Stetigventile .....	56
4.1.4	Stromventile .....	59
4.1.4.1	Drosselventile .....	59
4.1.4.2	Stromregelventile .....	61
4.2	Fehlerbetrachtung.....	62
<b>5</b>	<b>Versagensmechanismen und Fehlerursachen.....</b>	<b>65</b>
5.1	Auslegung der Rückstellfelder .....	65
5.2	Verschmutzung von Hydraulikflüssigkeiten.....	69

5.2.1	Feststoffverschmutzung.....	69
5.2.1.1	Primärverschmutzung.....	69
5.2.1.2	Sekundärverschmutzung.....	70
5.2.1.3	Abrasionsverschleiß .....	73
5.2.1.4	Erosion.....	74
5.2.1.5	Tribochemische Reaktionen .....	78
5.2.2	Gas in Öl .....	78
5.2.3	Wasser in Öl .....	80
5.2.4	Silting (verschmutzungsbedingtes Klemmen) .....	81
<b>6</b>	<b>Maßnahmen zur Erhöhung der Zuverlässigkeit .....</b>	<b>83</b>
6.1	Filtration.....	83
6.1.1	Analyse und Klassifikation der Verschmutzung .....	83
6.1.2	Die Abscheideleistung von Filtern.....	85
6.1.2.1	Der $\beta_x$ -Wert .....	86
6.1.2.2	Die Schmutzaufnahmekapazität.....	87
6.1.3	Funktionsweise von Hydraulikfiltern.....	87
6.1.4	Filterkonzept.....	89
6.1.4.1	Aufbau eines Filters.....	89
6.1.4.2	Filterarten und Anordnung .....	92
6.1.5	Filterauswahl und vorbeugende Maßnahmen .....	95
6.2	Beachtung der Einsatzgrenzen von Hydraulikflüssigkeiten.....	97
6.2.1	Dichte .....	97
6.2.2	Viskosität.....	98
6.2.3	Viskositäts-Temperatur-(VT)-Verhalten .....	99
6.2.4	Viskositäts-Druck-(VP)-Verhalten .....	100
6.2.5	Schmierfähigkeit (Ölfilmfestigkeit) .....	100
6.2.6	Alterungsbeständigkeit .....	101
6.2.7	Korrosionsschutzfähigkeit .....	102
6.3	Kühlung der Druckflüssigkeit .....	103
<b>7</b>	<b>Aufnahme und Auswertung von Felddaten .....</b>	<b>105</b>
7.1	Datenauswertung bei Anwender A .....	106
7.1.1	Anwendungen nach Herstellervorgaben .....	107
7.1.2	Anwendungen bei extrem schlechten Bedingungen .....	111

7.2	Datenauswertung bei Anwenders B .....	120
7.3	Auswertung der Umfrageergebnisse .....	128
<b>8</b>	<b>Beispiel zur Quantifizierung einer Sicherheitssteuerung.....</b>	<b>131</b>
8.1	Beschreibung der Anwendung .....	131
8.2	Bestimmung des „erforderlichen“ Performance Level $PL_r$ .....	132
8.3	Bestimmung des „erreichten“ Performance Level $PL$ .....	135
8.3.1	Beschreibung der Steuerung .....	136
8.3.2	Berechnung der $MTTF_d$ .....	138
8.3.3	Berechnung des Diagnosedeckungsgrades $DC$ .....	140
8.3.4	Bestimmung der Ausfälle gemeinsamer Ursache $CCF$ .....	141
8.3.5	Ermittlung des „erreichten“ Performance Level $PL$ .....	143
<b>9</b>	<b>Diskussion der Ergebnisse .....</b>	<b>145</b>
<b>10</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>149</b>
<b>Anhang</b>	<b>.....</b>	<b>153</b>





## 1 Einleitung

Um einen ausreichenden Standard an Sicherheit für alle Bedienpersonen von Maschinen in der Europäischen Union zu gewährleisten, muss eine gemeinsame Rechtsgrundlage bestehen. Im Zusammenhang mit der vorliegenden Arbeit ist hier insbesondere die Richtlinie 98/37/EG [1] zur Angleichung der Rechts- und Verwaltungsvorschriften der Mitgliedstaaten für Maschinen, kurz „Maschinenrichtlinie“, zu nennen. Hierin sind grundlegende Sicherheits- und Gesundheitsanforderungen festgelegt.

Die Maschinenrichtlinie stellt einen Leitfaden zur Maschinensicherheit dar und ist bindend für alle Maschinen, die innerhalb des europäischen Wirtschaftsraumes zum Einsatz kommen. Der „Inverkehrbringer“ einer Maschine, also der Maschinenhersteller oder sein in der EU niedergelassener Bevollmächtigter, muss diese Richtlinie zwingend beachten.

In der Maschinenrichtlinie ist eine Maschine wie folgt definiert: „Eine Maschine im Sinne dieser Verordnung ist eine Gesamtheit von miteinander verbundenen Teilen oder Vorrichtungen, von denen mindestens eines beweglich ist, sowie gegebenenfalls von Betätigungsgeräten, Steuer- und Energiekreisen, die für eine bestimmte Anwendung wie Verarbeitung, die Behandlung, die Fortbewegung und die Aufbereitung eines Werkstoffes zusammengefügt sind.“

Als Ausführungsbestimmungen zur Maschinenrichtlinie können insbesondere die harmonisierten europäischen Normen angesehen werden. Deren Anwendung ist jedoch nicht zwingend, gleiche Sicherheit kann auch auf andere Weise erreicht werden.

Die europäischen Normen zur Maschinenrichtlinie sind hierarchisch in A-, B- und C-Normen gegliedert:

- **A-Normen** sind Grundnormen, die sich im Wesentlichen mit der Konzeption, Strategie und Arbeitsweise der europäischen Normung zur Maschinenrichtlinie befassen.



- ❑ **B-Normen** sind Gruppennormen, die in B1-Normen und B2-Normen unterteilt werden. B1-Normen enthalten übergeordnete Sicherheitsaspekte, B2-Normen behandeln Schutzeinrichtungen.
  
- ❑ **C-Normen** sind Produktnormen, die detaillierte Anforderungen an spezielle Maschinen enthalten und auf B-Normen verweisen.

Folgende wichtige Normen zum Erreichen der Arbeitssicherheit an Maschinen sind zu nennen:

1. Für die gesamte Maschine:

- DIN EN 292-1; seit 4/2004 DIN EN ISO 12100-1 [2]  
Sicherheit von Maschinen – Grundbegriffe, allgemeine Gestaltungsleitsätze – Teil 1: Grundsätzliche Terminologie, Methodologie.
- DIN EN 292-2; seit 4/2004 DIN EN ISO 12100-2 [3]  
Sicherheit von Maschinen – Grundbegriffe, allgemeine Gestaltungsleitsätze – Teil 2: Technische Leitsätze.
- DIN EN 1050 [4]  
Sicherheit von Maschinen – Leitsätze zur Risikobeurteilung.

2. Für Maschinensteuerungen (Auszug):

- DIN EN 954-1 [5]; nach Revision DIN EN ISO 13849-1  
Sicherheit von Maschinen – Sicherheitsbezogene Teile von Steuerungen – Teil 1: Allgemeine Gestaltungsgrundsätze.
- DIN EN ISO 13849-2 [6]  
Sicherheit von Maschinen – Sicherheitsbezogene Teile von Steuerungen – Teil 2: Validierung<sup>1</sup>.

---

<sup>1</sup> Gültigkeitserklärung



- DIN EN 982 [7]  
Sicherheit von Maschinen – Sicherheitstechnische Anforderungen an fluidtechnische Anlagen und deren Bauteile (Hydraulik).
- DIN EN 1037 [8]  
Sicherheit von Maschinen – Vermeidung von unerwartetem Anlauf.

Die hydraulische Antriebstechnik hat heute einen bedeutenden Stellenwert in der industriellen Anwendung, sowohl im stationären als auch im mobilen Einsatz. Im Rahmen dieser Arbeit werden ausschließlich die Steuerungen hydraulisch angetriebener Maschinen aus sicherheitstechnischer Sicht betrachtet.

Auch von hydraulisch angetriebenen Maschinen gehen Gefährdungen aus, z. B. durch Gefahr bringende Bewegungen. Die Steuerungen dieser Gefahr bringenden Bewegungen oder Zustände müssen ebenfalls den Sicherheitsstandard der Maschinenrichtlinie erfüllen und sind daher entsprechend zu konzipieren bzw. zu beurteilen. Ein wichtiges Kriterium für die sicherheitstechnische Qualität einer Steuerung ist die Zuverlässigkeit der eingesetzten Bauteile (Hydraulikventile).

Die vorliegende Arbeit soll dazu beitragen, im Zusammenhang mit der Revision der Steuerungsnorm prEN ISO 13849-1, die durch die Maschinensteuerung erreichte Risikominderung genauer und transparenter als bisher festzustellen. Dies soll durch Betrachtung der Fehlermechanismen sowie durch Nachweis einer Zuverlässigkeitszahl für hydraulische Ventile erreicht werden.







## 2 Aufgabenstellung

In Zukunft müssen bei der Anwendung der überarbeiteten prEN ISO 13849-1 für alle Bauteile einer sicherheitsgerichteten Steuerung zur Bestimmung des Performance Level *PL* Zuverlässigkeitswerte, also  $MTTF_d$ -Werte, bekannt sein.

$MTTF_d$ -Werte können zurzeit nur für elektrische und elektronische Bauteile z. B. aus Datenbanken der Hersteller entnommen werden. Für mechanische, pneumatische und hydraulische Bauteile dagegen gibt es entsprechende Datenbanken mit  $MTTF_d$ -Werten bis zum heutigen Zeitpunkt nicht.

Jahrzehntelange Praxiserfahrung bei der Anwendung von hydraulischen Ventilen und ein entsprechend geringes Unfallgeschehen bestätigen andererseits hydraulischen Bauteilen eine hohe Zuverlässigkeit. Die Hersteller fluidtechnischer Bauteile sind kurzfristig nicht in der Lage,  $MTTF_d$ -Werte für ihre Bauteile als Ergebnis von Versuchsreihen oder aus Rückmeldungen ihrer Anwender anzugeben. Um dennoch die Anwendung der prEN ISO 13849-1 möglich zu machen, will das Berufsgenossenschaftliche Institut für Arbeitsschutz – BIA unter Hinweis auf die vorgenannte Praxiserfahrung im entsprechenden internationalen Normenarbeitskreis vorschlagen, hydraulischen Ventilen, die in sicherheitsgerichteten Teilen von Steuerungen eingesetzt werden, generell einen  $MTTF_d$ -Wert von 100 Jahren zuzubilligen, wenn bei der Herstellung und Anwendung dieser Ventile die grundlegenden und bewährten Sicherheitsprinzipien (siehe Abschnitt 3.5) eingehalten werden.

Gegenstand dieser Arbeit ist es, diesen hohen Zuverlässigkeitswert durch praktische Ergebnisse zu untermauern. Im engen Zusammenhang damit sollen Fehlerursachen ermittelt sowie Versagensmechanismen betrachtet und Maßnahmen zur Erhöhung der Zuverlässigkeit für hydraulische Ventile aufgezeigt werden.

Zur Vorbereitung des praktischen Teils dieser Arbeit und zum besseren Verständnis der fluidtechnischen Besonderheiten in Bezug auf die Sicherheitstechnik ist es erforderlich, zunächst in einem theoretischen Teil das Gedankengut der bisherigen Steuerungsnorm



DIN EN 954-1 und der in Überarbeitung befindlichen prEN ISO 13849-1 allgemein und im engen Bezug auf die Hydraulik herauszuarbeiten.

Darüber hinaus ist es zum Erkennen der hydraulisch-mechanischen Zusammenhänge mit Blick auf Fehlerbetrachtung, Versagensmechanismen, Fehlerursachen sowie Maßnahmen zur Erhöhung der Zuverlässigkeit erforderlich, Aufbau und Funktionsweise der in sicherheitsgerichteten Teilen von hydraulischen Steuerungen eingesetzten Ventile aufzuzeigen und den vorgenannten Problembereich zu beleuchten.

In einem praktischen Teil sollen anhand systematischer Untersuchungen bei großen Anwendern (z. B. Automobilherstellern), die hydraulische Ventile im großen Umfang einsetzen, sowohl Ventil-Ausfallraten, Ausfallursachen als auch praktische Einsatzbedingungen erfasst und ausgewertet werden. Darüber hinaus soll eine diesbezügliche Umfrage bei Ventilherstellern durchgeführt werden und deren Ergebnisse sollen ebenfalls in die Auswertung einfließen.



## 3 Normgemäße Vorgehensweise zum Erreichen der Sicherheit

### 3.1 Risikobeurteilung

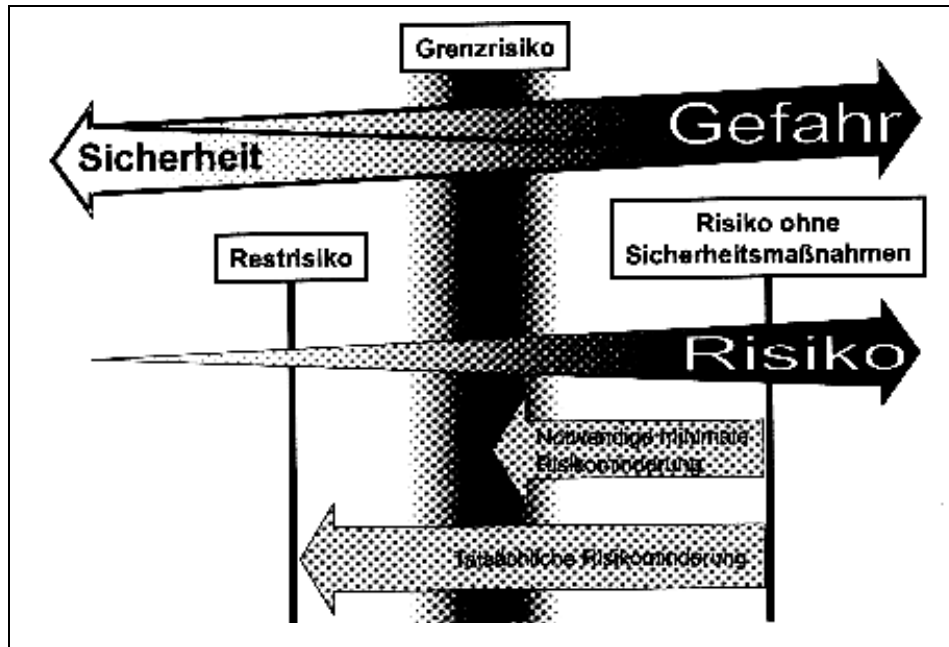
Um eine systematische Untersuchung aller Gefährdungen, die von einer Maschine ausgehen, durchführen zu können, verpflichtet die Maschinenrichtlinie jeden Hersteller von Maschinen, eine Risikoanalyse vorzunehmen.

In den Normen DIN EN ISO 12100-1 und DIN EN 1050 wird eine Strategie für die Auswahl von Sicherheitsmaßnahmen bzw. ein iterativer Prozess zum Erreichen der Sicherheit aufgeführt. Um das Risiko einer Maschine bestimmen zu können, wird zunächst eine Risikoanalyse ohne jegliche sicherheitstechnische Schutzkomponenten, durchgeführt. Liegt dabei das ermittelte Risiko über dem vertretbaren Grenzkisiko, so müssen Maßnahmen zur Risikominderung vorgenommen werden. Durch geeignete Sicherheitsmaßnahmen soll somit das tatsächlich verbleibende Risiko unter das vertretbare Grenzkisiko gesenkt werden. Die Beziehungen zwischen Sicherheit, Gefahr und Risiko sind in Abbildung 1 (siehe Seite 20) dargestellt; zum besseren Verständnis der Abbildung 1 soll die Erläuterung folgender Begriffe dienen:

- Risiko ohne Sicherheitsmaßnahmen – ist das vorhandene Risiko, das von Maschinen ohne Risiko reduzierende Einrichtungen und Maßnahmen ausgeht.
- Grenzkisiko – darunter versteht man das größte noch vertretbare Risiko eines bestimmten technischen Vorganges. Es wird durch sicherheitstechnische Festlegungen beschrieben und ist im Allgemeinen quantitativ nicht zu bestimmen.
- Gefahr – ist derjenige Zustand, bei dem das Risiko größer ist als das Grenzkisiko.
- Sicherheit – ist derjenige Zustand, bei dem das Risiko kleiner ist als das Grenzkisiko.
- Restrisiko – ist dasjenige Risiko, das verbleibt, nachdem alle Risiko reduzierenden Maßnahmen angewendet wurden.



Abbildung 1:  
Beziehung zwischen Sicherheit, Gefahr und Risiko [9]



Die Risikobeurteilung entspricht einer Folge von logischen Schritten, durch deren Wiederholung sich ein iterativer Prozess ergibt. Mithilfe dieses Prozesses kann man eine angemessene Sicherheit für eine Maschine erreichen.

Eine Risikobeurteilung umfasst folgende Schritte:

□ Risikoanalyse, die ihrerseits folgende Maßnahmen umfasst:

- Bestimmung der konstruktiven Grenzen der Maschine (siehe Abschnitt 5; DIN EN 1050)

Dabei geht es um die bestimmungsgemäße Verwendung und die gesamten vorhersehbaren Einsatzbereiche.

- Identifizierung der Gefährdungen (siehe Abschnitt 6; DIN EN 1050)

Hier müssen alle Gefährdungen, Gefährdungssituationen und -ereignisse festgestellt werden.



- Risikoeinschätzung (siehe Abschnitt 7; DIN EN 1050)

Diese geht von den Risikoelementen „Ausmaß des möglichen Schadens“ und „Wahrscheinlichkeit des Eintretens dieses Schadens“ aus.

- Risikobewertung (siehe Abschnitt 8; DIN EN 1050).

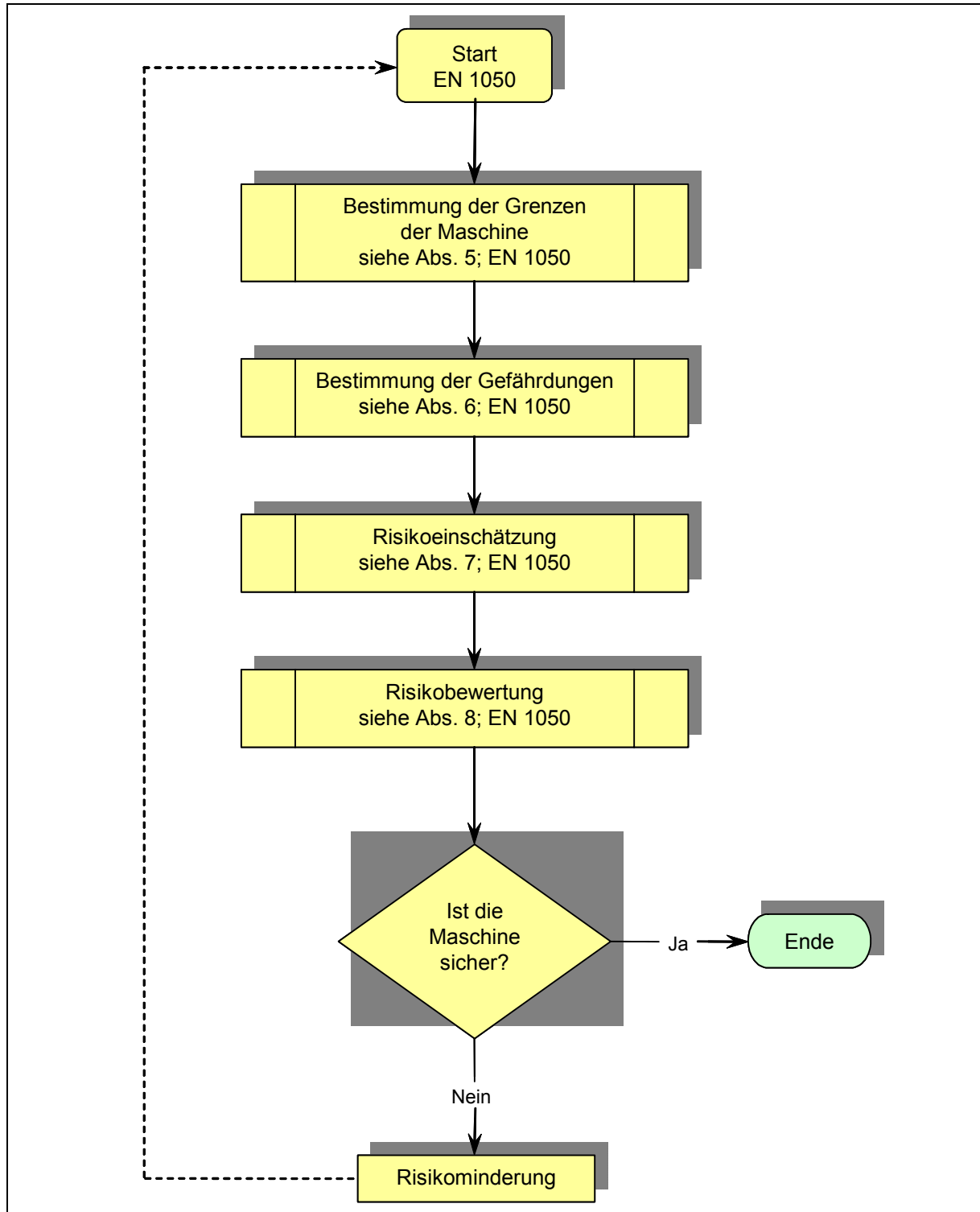
Nach der Risikoeinschätzung muss eine Risikobewertung durchgeführt werden, um entscheiden zu können, ob eine Risikominderung notwendig ist. Wurde eine unzureichende Sicherheit erreicht, müssen geeignete Schutzmaßnahmen ergriffen werden. Danach ist die Risikobeurteilung iterativ zu wiederholen. Es ist wichtig zu überprüfen, ob infolge dieses iterativen Prozesses durch neue Schutzmaßnahmen eventuell zusätzliche Gefährdungen geschaffen wurden. Abbildung 2 (siehe Seite 22) zeigt das Flusschema des iterativen Prozesses zur Erhöhung der Sicherheit.

Als weitere Maßnahme ist nach DIN EN 292-1 (EN ISO 12100-1) zunächst eine Risikominderung durch Konstruktion anzustreben. Gegen Gefährdungen, die durch konstruktive Mittel nicht beseitigt werden können, sind Schutzeinrichtungen einzubauen. Über dann noch vorhandene Restrisiken ist der Benutzer zu informieren und davor zu warnen (Benutzerinformation). Gegebenenfalls sind noch zusätzliche Maßnahmen, z. B. Rettungsmaßnahmen, vorzusehen.

Von hydraulisch angetriebenen Maschinen gehen in vielen Fällen Gefährdungen aus (z. B. durch Gefahr bringende Bewegungen). Die entsprechenden hydraulischen Steuerungen oder Teile dieser Steuerungen müssen dann nicht nur technologische Funktionen, sondern auch die notwendigen Sicherheitsfunktionen ausführen. Den Bereich einer Steuerung, in dem das Versagen bzw. in dem Funktionsänderungen von Bauteilen Gefahr bringende Bewegungen oder Zustände verursachen können, bezeichnet man als „sicherheitsbezogenen Teil“ dieser Steuerung.



Abbildung 2:  
Flussschema des iterativen Prozesses zur Erhöhung der Sicherheit einer Maschine [9]





Beim Betreiben einer Maschine/Anlage muss die Steuerung aus sicherheitstechnischer Sicht folgende Aufgabenstellungen erfüllen:

- Rechtzeitiges Anhalten von Gefahr bringenden Bewegungen bzw. rechtzeitiges Abschalten von Gefahr bringenden Zuständen,
- Verhinderung eines unerwarteten Anlaufs von Gefahr bringenden Bewegungen bzw. Verhinderung eines unerwarteten Einschaltens von Gefahr bringenden Zuständen,
- Bereitstellen und Steuern von definierten Volumenströmen (Geschwindigkeiten) und
- Verhinderung unzulässiger Erhöhung von Volumenströmen (z. B. für den Einrichtbetrieb von Bedeutung).

Diese Aufgabenstellungen werden in hydraulischen Steuerungen im Allgemeinen durch Wegeventile realisiert. Wegeventile sind somit die sicherheitstechnisch wichtigsten Bauteile einer hydraulischen Steuerung.

Der Konstrukteur hydraulischer Steuerungen/Anlagen muss die sicherheitstechnischen Anforderungen der relevanten Normen insbesondere bei der Konstruktion und Auswahl von Bauteilen und beim Entwurf und Bau von Steuerungen beachten. In diesem Zusammenhang sind die Normen DIN EN 982 und DIN EN 954-1 zu berücksichtigen. In DIN EN 954-1 sind allgemeine Gestaltungsleitsätze für die sicherheitsbezogenen Teile von Steuerungen aufgeführt. Zusätzlich ist ein iterativer Prozess zur Auswahl und Gestaltung von Sicherheitsmaßnahmen in (fluidtechnischen) Steuerungen analog zu dem für die Gesamtmaschine vorgeschriebenen Verfahren in DIN EN 1050 angegeben:

Schritt 1: Feststellen der Gefährdungen im Zusammenhang mit der fluidtechnischen Steuerung und Beurteilen des entsprechenden Risikos (siehe Schritt 3).

Schritt 2: Entscheiden über die Maßnahmen zur Risikominderung durch Steuerungsmittel. Hier geht es um gestaltungstechnische Maßnahmen in der Steuerung,



insbesondere im Zusammenwirken mit den notwendigen Schutzeinrichtungen.

- Schritt 3: Festlegen der sicherheitstechnischen Anforderungen für die sicherheitsbezogenen Teile der fluidtechnischen Steuerung. Hier geht es um die charakteristischen Eigenschaften von Sicherheitsfunktionen und die Auswahl einer geeigneten Steuerungskategorie.
- Schritt 4: Gestalten der sicherheitsbezogenen Teile einer Steuerung nach den Festlegungen der sicherheitstechnischen Anforderungen unter Schritt 3.
- Schritt 5: Validieren der bei der Gestaltung erreichten Sicherheitsfunktionen und Kategorien im Vergleich zu Festlegungen der Anforderungen in Schritt 3. Die Validierung muss aufzeigen, dass jeder sicherheitsbezogene Teil der Steuerung die Anforderungen nach DIN EN 954-1 erfüllt. Die Bedingungen, unter denen die Validierung durchzuführen ist, sind DIN EN ISO 13849-2 zu entnehmen. Ein umfangreicher Teil von DIN EN ISO 13849-2 behandelt für verschiedene fluidtechnische Bauteile Fehlerlisten, die Fehlerannahmen und Fehlerausschlüsse umfassen. Außerdem werden grundlegende und bewährte Sicherheitsprinzipien (siehe Abschnitt 3.5) aufgeführt.

### **3.2 Risikograph nach DIN EN 954-1**

Die in DIN EN 954-1 festgelegten Leitsätze für die Gestaltung von sicherheitsbezogenen Teilen von Steuerungen gelten unabhängig von den verwendeten Energiearten elektrisch, pneumatisch, hydraulisch oder mechanisch. Diese Norm enthält sicherheitstechnische Anforderungen und dient als Orientierungshilfe für die Gestaltung, Konstruktion, Programmierung, den Betrieb, die Wartung und Reparatur von sicherheitsgerichteten Teilen von Steuerungen für Maschinen. Sie gilt für alle Maschinen, sowohl im gewerblichen als auch im privaten Bereich.

Damit der Hersteller entsprechend der erforderlichen Risikominderung für seine Maschinensteuerung eine geeignete Kategorie auswählen kann, beschreibt die Norm





DIN EN 954-1 in Anhang B ein Verfahren zur Einschätzung des Risikos, den so genannten Risikographen. Dieser Risikograph stellt ein vereinfachtes Verfahren dar, in dem die in Abschnitt 7 der DIN EN 1050 aufgeführten Risikoelemente berücksichtigt werden. Zur einfacheren Anwendung wurden diese Risikoelemente jedoch auf

1. Schwere der Verletzung  $S$ ,
2. Häufigkeit und Dauer des Aufenthaltes im Gefahrenbereich  $F$  und
3. Möglichkeiten zur Vermeidung von Gefährdungen  $P$

reduziert. Die in DIN EN 1050 zusätzlich betrachtete Eintrittswahrscheinlichkeit eines Gefährdungsereignisses hat dabei keinen Einfluss darauf, ob die bevorzugte Steuerungskategorie niedriger oder höher gewählt werden muss.

Bei der Anwendung des Risikographen unterscheidet die DIN EN 954-1 für jedes Risikoelement jeweils zwei Möglichkeiten:

1. Schwere der Verletzung  $S1$  oder  $S2$  (DIN EN 954-1; Anhang B.2.1):
  - $S1$  – leichte (so genannte reversible) Verletzungen
  - $S2$  – schwere (so genannte irreversible) Verletzungen, einschließlich Tod
2. Häufigkeit und Dauer des Aufenthalts im Gefahrenbereich  $F1$  oder  $F2$  (DIN EN 954-1; Anhang B.2.2):
  - $F1$  – selten bis öfter und/oder kurze Dauer der Exposition
  - $F2$  – häufig bis dauernd und/oder lange Dauer der Exposition
3. Möglichkeiten zur Vermeidung von Gefährdungen  $P1$  oder  $P2$  (DIN EN 954-1; Anhang B.2.3):
  - $P1$  – möglich unter bestimmten Bedingungen
  - $P2$  – kaum möglich

Abbildung 3 (siehe Seite 26) zeigt den Risikographen aus DIN EN 954-1 zur Bestimmung der Steuerungskategorien.

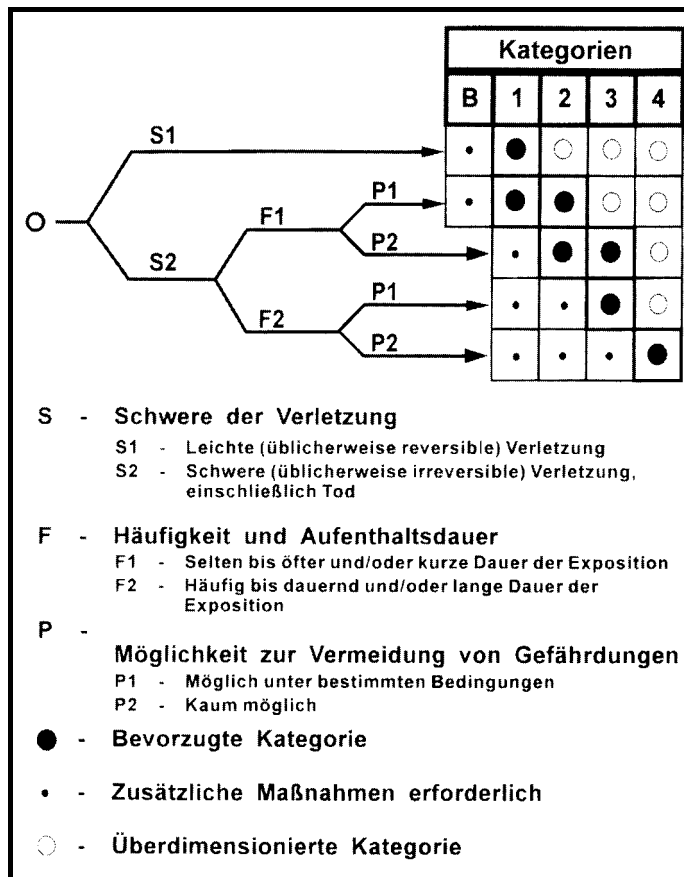


Abbildung 3:  
Risikograph nach  
DIN EN 954-1 [5]

Für jede Sicherheitsfunktion muss der Risikograph durchlaufen werden. Der Hersteller muss dabei die Schwere der Verletzung  $S$ , die Häufigkeit und Aufenthaltsdauer  $F$  und die Möglichkeiten zur Vermeidung von Gefährdungen  $P$  realistisch abschätzen.

### 3.3 Steuerungskategorien nach DIN EN 954-1

In DIN EN 954-1 sind die sicherheitstechnischen Anforderungen von Steuerungen in fünf sicherheitstechnische Kategorien (B, 1, 2, 3, 4) eingeteilt. Die Kategorien legen das erforderliche Verhalten von sicherheitsbezogenen Teilen einer Steuerung in Bezug auf deren Widerstandsfähigkeit gegen auftretende Fehler fest. Sie sind unabhängig von der Technologie anzuwenden und reichen von einfachen Funktionssteuerungen bis zu aufwändigen redundanten Steuerungen mit Selbstüberwachung.

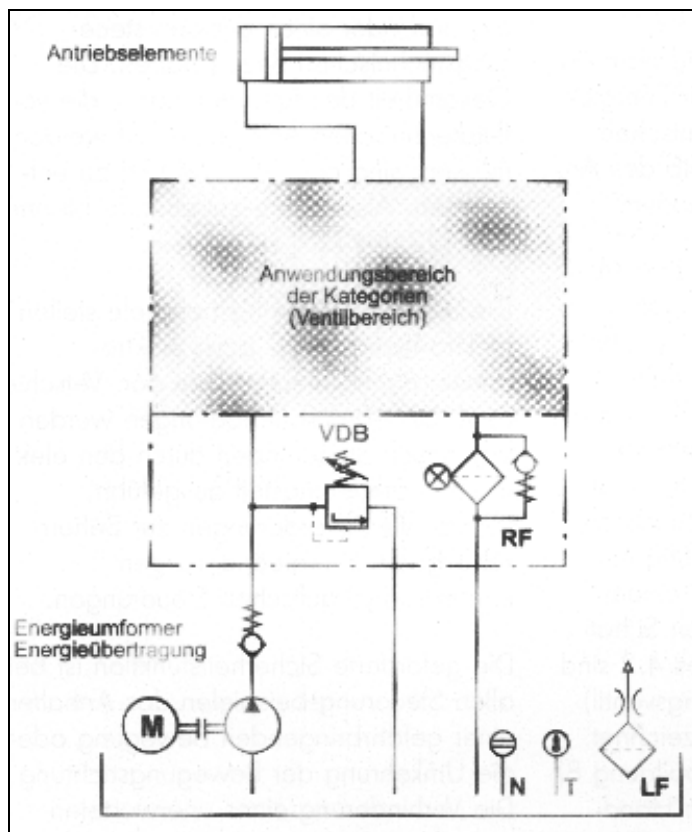
Bei hydraulischen Anlagen ist als „sicherheitsbezogener Teil der Steuerung“ insbesondere der Ventilbereich zu betrachten. Dabei sind vor allem Ventile, die Gefahr



bringende Bewegungen oder Zustände steuern, von äußerster Wichtigkeit. Außerdem sind die Maßnahmen zur Druckbegrenzung und Filtration der Druckflüssigkeit in diesem Zusammenhang zu beachten.

Abbildung 4 zeigt eine hydraulische Anlage, in der der Anwendungsbereich der Kategorien (Ventilbereich) durch eine gestrichelt-punktierte Linie besonders hervorgehoben wurde.

Abbildung 4:  
Anwendungsbereich der Kategorien bei hydraulischen Anlagen [10]



Mit der Ordnungszahl der Kategorie steigt auch der Anteil des Risikos, der vom sicherheitsrelevanten Teil der Steuerung bewältigt werden muss. Entsprechend dazu steigen auch die notwendigen steuerungstechnischen Maßnahmen.



In den Kategorien B und 1 ist die Fähigkeit, Fehlern zu widerstehen, nur durch die Verwendung geeigneter Bauteile gegeben. Durch das Auftreten eines Fehlers kann somit die Sicherheitsfunktion verloren gehen. In den Kategorien 2, 3 und 4 ist die Widerstandsfähigkeit gegenüber Fehlern durch die strukturelle Anordnung der Bauteile (z. B. durch Testung und redundante Systeme) gegeben.

Die Kategorie B (siehe DIN EN 954-1; Abschnitt 6.2.1) ist die Basiskategorie. Ihre Anforderungen gelten somit auch in allen anderen Kategorien. Ihr zugrunde liegen die grundlegenden Sicherheitsprinzipien (siehe DIN EN ISO 13849-2:2003; Anhang A.2, B.2, C.2 und D.2), die in allgemeine und technologiebezogene Sicherheitsprinzipien unterteilt sind.

In Kategorie 1 (siehe DIN EN 954-1; Abschnitt 6.2.2) werden für die Steuerung einer sicherheitsrelevanten Funktion zusätzlich die Anwendung von bewährten Sicherheitsprinzipien und der Einsatz eines sicherheitstechnisch bewährten Bauteils (Ventil) vorgeschrieben (siehe DIN EN ISO 13849-2:2003; Anhang A.3, B.3, C.3 und D.3).

Dabei ist ein sicherheitstechnisch bewährtes Bauteil definiert als ein Bauteil, das „in der Vergangenheit weit verbreitet mit erfolgreichen Ergebnissen in ähnlichen Anwendungen verwendet worden ist, oder das unter Anwendung von Prinzipien hergestellt und verifiziert wurde, die seine Eignung und Zuverlässigkeit für sicherheitsbezogene Anwendungen zeigen“. Dabei kommt es vor allem auf hohe sicherheitstechnische Zuverlässigkeit an.

Die Prinzipien zum Erreichen der Kategorien 2, 3 und 4 (siehe DIN EN 954-1; Abschnitt 6.2.3 bis 6.2.5) sind überwiegend durch die Struktur charakterisiert. Mit steigendem Risiko sind zusätzliche Risikominderungsmaßnahmen notwendig. So wird u. a. bei Kategorie 4 gefordert, dass ein einzelner Fehler in den sicherheitsbezogenen Teilen nicht zum Verlust der Sicherheitsfunktion führen darf. Außerdem muss der einzelne Fehler bei oder vor der nächsten Anforderung an die Sicherheitsfunktion erkannt werden. Dies kann z. B. bei der Gefahr bringenden Bewegung eines aus- und einfahrenden Kolbens dadurch erfüllt werden, dass zwei in Reihe geschaltete Ventile



vorhanden sind, die beide in der Lage sind, die Bewegung anzuhalten. Beide Ventile müssen außerdem stellungsüberwacht sein.

Die Anforderungen der Kategorien sind in Tabelle 1 noch einmal kurz zusammengefasst (vollständige Anforderungen siehe DIN EN 954-1; Abschnitt 6).

Tabelle 1:  
Anforderungen der Kategorien sicherheitsbezogener Teile von Steuerungen;  
Quelle: DIN EN 954-1 (Abschnitt 6.2.5; Tabelle 2)

Kategorie	Anforderungen (Kurzfassung)	Systemverhalten	Prinzip
B	Die sicherheitsbezogenen Teile von Steuerungen und/oder Schutzeinrichtungen sowie ihre Bauteile müssen in Übereinstimmung mit den zutreffenden Normen so gestaltet, gebaut, ausgewählt, zusammengestellt und kombiniert werden, dass sie den zu erwartenden Einflüssen standhalten.	Das Auftreten eines Fehlers kann zum Verlust der Sicherheitsfunktion führen.	Überwiegend durch die Auswahl von Bauteilen charakterisiert
1	Die Anforderungen von B müssen erfüllt sein.  Bewährte Bauteile und bewährte Sicherheitsprinzipien müssen angewendet werden.	Das Auftreten eines Fehlers kann zum Verlust der Sicherheitsfunktion führen, aber die Wahrscheinlichkeit ist geringer als in Kategorie B.	
2	Die Anforderungen von B und die Verwendung bewährter Sicherheitsprinzipien müssen erfüllt sein.  Die Sicherheitsfunktion muss in geeigneten Zeitabständen durch die Maschinensteuerung geprüft werden.	Das Auftreten eines Fehlers kann zum Verlust der Sicherheitsfunktion zwischen den Prüfungen führen.  Der Verlust der Sicherheitsfunktion wird durch die Prüfung erkannt.	Überwiegend durch die Struktur charakterisiert
3	Die Anforderungen von B und die Verwendung bewährter Sicherheitsprinzipien müssen erfüllt sein.  Sicherheitsbezogene Teile müssen so gestaltet sein, dass  1. ein einzelner Fehler in jedem dieser Teile nicht zum Verlust der Sicherheitsfunktion führt. 2. wann immer in angemessener Weise durchführbar, der einzelne Fehler erkannt wird.	Wenn ein einzelner Fehler auftritt, bleibt die Sicherheitsfunktion immer erhalten.  Einige, aber nicht alle Fehler werden erkannt. Eine Anhäufung unerkannter Fehler kann zum Verlust der Sicherheitsfunktion führen.	



Tabelle 1, Fortsetzung

Kategorie	Anforderungen (Kurzfassung)	Systemverhalten	Prinzip
4	<p>Die Anforderungen von B und die Verwendung bewährter Sicherheitsprinzipien müssen erfüllt sein.</p> <p>Sicherheitsbezogene Teile müssen so gestaltet sein, dass</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. ein einzelner Fehler in jedem dieser Teile nicht zum Verlust der Sicherheitsfunktion führt.</li> <li>2. der einzelne Fehler bei oder vor der nächsten Anforderung an die Sicherheitsfunktion erkannt wird, oder, wenn dies nicht möglich ist, darf eine Anhäufung von Fehlern dann nicht zum Verlust der Sicherheitsfunktion führen.</li> </ol>	<p>Wenn Fehler auftreten, bleibt die Sicherheitsfunktion immer erhalten. Die Fehler werden rechtzeitig erkannt, um einen Verlust der Sicherheitsfunktion zu verhindern.</p>	<p>Überwiegend durch die Struktur charakterisiert</p>

Die nachfolgenden zwei Beispiele hydraulischer Steuerungen in den Abbildungen 5 und 6 (siehe Seite 31) sollen zum besseren Verständnis des Begriffs der „Steuerungskategorie“ beitragen. Abbildung 5 zeigt eine hydraulische Steuerung der Kategorie 1 zur Steuerung von Gefahr bringenden Bewegungen.

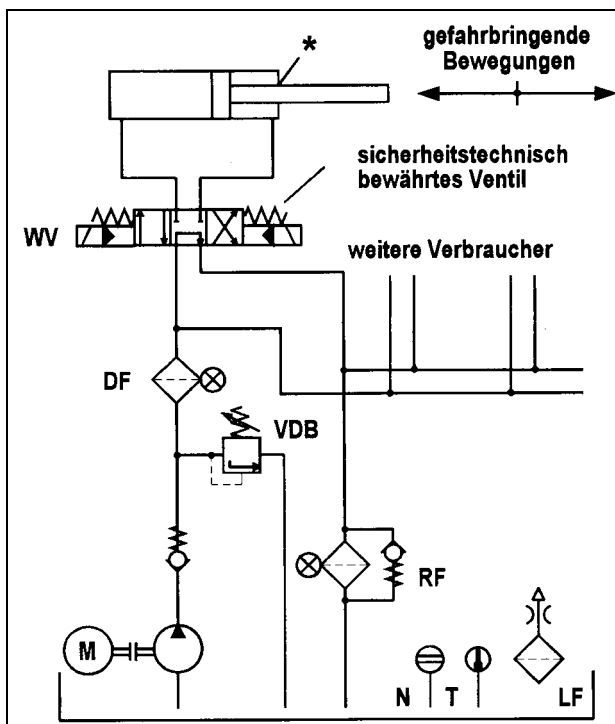


Abbildung 5:  
Hydraulische Steuerung der Kategorie 1 nach DIN EN 954-1 zur Steuerung von Gefahr bringenden Bewegungen aus [10]



### Funktionsbeschreibung:

- ❑ Die Gefahr bringende Bewegung des Zylinders wird durch das sicherheitstechnisch bewährte 4/3-Wegeventil WV gesteuert. Bei WV handelt es sich um ein Wegeventil mit Sperr-Mittelstellung mit ausreichender positiver Überdeckung, Federzentrierung und dauerfesten Federn. Betätigt wird das Ventil mithilfe zweier Elektromagnete. Bei Wegnahme des Steuersignals oder Wegfall der Betätigungsenergie nimmt das Ventil selbsttätig die sicherheitsgerichtete Sperr-Mittelstellung ein und hält somit die Bewegung des Zylinders an. Ein Ausfall, der von der Zuverlässigkeit des Wegeventils abhängt, kann zum Verlust der Sicherheitsfunktion führen.
- ❑ Es sind keine Maßnahmen zur Fehlererkennung vorgesehen.
- ❑ Folgende Maßnahmen wurden zur Erhöhung der Zuverlässigkeit des Wegeventils ergriffen: Druckfilter DF vor dem Wegeventil, wirksamer Abstreifer an der Kolbenstange gegen Schmutzeinzug am Zylinder; siehe \*.

In Abbildung 6 ist eine elektrohydraulische Steuerung der Kategorie 4 zur Steuerung von Gefahr bringenden Bewegungen dargestellt.

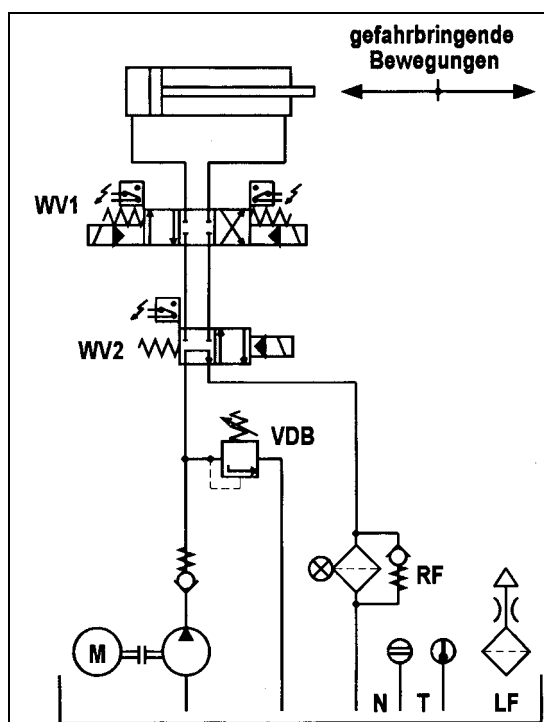


Abbildung 6:  
Elektrohydraulische Steuerung der  
Kategorie 4 nach DIN EN 954-1  
zur Steuerung von Gefahr bringenden  
Bewegungen aus [10]



### **Funktionsbeschreibung:**

- Die Gefahr bringende Bewegung des Zylinders wird durch die beiden Wegeventile WV1 und WV2 gesteuert. Beide Ventile haben eine Sperr-Mittelstellung mit ausreichender positiver Überdeckung, Federzentrierung und sind elektrisch stellungüberwacht. Betätigt werden die Ventile mithilfe von Elektromagneten. Bei Wegnahme des Steuersignals oder Wegfall der Betätigungsenergie nehmen die Ventile selbsttätig die sicherheitsgerichtete Sperr-Mittelstellung ein und halten somit die Bewegung des Zylinders an.
- Der Ausfall eines Wegeventils kann nicht zum Verlust der Sicherheitsfunktion führen. Der Ausfall beider Ventile wird erkannt. Nach einem Fehler wird die nächste anstehende Bewegung des Zylinders verhindert.
- Die Signalverarbeitung der elektrischen Stellungsüberwachung erfüllt entsprechende Anforderungen an den Fehlerfall.

### **3.4 Überarbeitung (Revision) der DIN EN 954-1**

Neben allen Normen, die sich allgemein mit der Sicherheit von Maschinen und auch mit der Risikobeurteilung befassen, gewinnt zunehmend die Norm DIN EN 61508 [11] für elektrische, elektronische und programmierbar elektronische Systeme immer mehr an Bedeutung. Dies erkennt man schon an der Tatsache, dass diese Norm von der International Electrotechnical Commission (IEC) als Sicherheitsgrundnorm klassifiziert ist. Der vorgesehene Anwendungsbereich dieser Norm umfasst also nicht nur einzelne Industriebereiche, sondern z. B. sowohl die Prozessindustrie als auch den Bereich der Maschinen. Aus der Sicht eines Maschinenbauers sind in Bezug auf diese Norm insbesondere drei Punkte von besonderer Bedeutung:

- Einführung einer quantitativen Zuverlässigkeitsbetrachtung,
- hohe Komplexität und großer Umfang des Regelwerkes,
- Beschränkung auf „elektrische“ Aspekte wegen der Herkunft von IEC.





Geht es also um die Sicherheit von Maschinen mit relativ einfachen Steuerungen, so hat der Ansatz der DIN EN 954-1 durchaus seine Berechtigung. Im Zuge der Revision dieser Norm hat sich der Normsetzer durch die Einführung eines „Performance Level“ (siehe prEN ISO 13849-1; Abschnitt 4.5) jedoch zumindest teilweise der Denkweise der DIN EN 61508 angenähert.

Je mehr die Risikoverringering einer Maschine von steuerungstechnischen Maßnahmen, also von den sicherheitsbezogenen Teilen von Steuerungen, abhängig ist, desto höher muss die Fähigkeit dieser Teile sein, Fehlern zu widerstehen. Diese Fähigkeit kann zum Teil durch Zuverlässigkeitszahlen der eingesetzten Bauteile und darüber hinaus durch eine Struktur, die in der Lage ist, Fehlern zu widerstehen, quantitativ erfasst werden. Dabei tragen sowohl die Zuverlässigkeit als auch die Struktur zur Widerstandsfähigkeit der sicherheitsbezogenen Teile gegen Fehler bei.

Im Falle von einfachen (einkanaligen) Strukturen, bei denen die Zuverlässigkeit oft nur von wenigen Bauteilen abhängt, ist die Berechnung von Zuverlässigkeitszahlen ein nützlicher Hinweis für den Beitrag, den die sicherheitsbezogenen Teile zur Risikoverringering insgesamt beitragen. Dies ist der Fall für Steuerungen der Kategorie B und 1. Damit spielt die Zuverlässigkeit der Bauteile von sicherheitsgerichteten Steuerungen eine zentrale Rolle.

Die Zuverlässigkeit ist wie folgt definiert (Zitat aus der Maschinenrichtlinie): „Zuverlässigkeit ist die Fähigkeit einer Maschine, eines Teiles oder einer Ausrüstung, eine geforderte Funktion unter spezifischen Bedingungen und für einen vorgegebenen Zeitraum ohne Fehler auszuführen.“

DIN EN 954-1 gibt zwar einen Hinweis darauf, dass Steuerungen der Kategorie 1 durch die Anwendung sicherheitstechnisch bewährter Bauteile eine niedrige Fehlerrate aufweisen, betrachtet aber keine Zuverlässigkeitswerte. Im Zuge der Überarbeitung (Revision) dieser Norm, als zukünftige DIN EN ISO 13849-1, werden nun von den Bauteilherstellern konkrete Zahlen für die Ausfallwahrscheinlichkeit, die wiederum die Zuverlässigkeit belegen, gefordert.



Durch die Revision der DIN EN 954-1 ergeben sich folgende wichtigen Änderungen:

- Einführung eines Performance Level ( $PL_r$  bzw.  $PL$ ),
- Bewertung der mittleren Betriebsdauer bis zum gefährlichen Ausfall ( $MTTF_d$ ),
- Betrachtung von Fehleraufdeckungsgraden ( $DC$ ),
- Berücksichtigung von Fehlern gemeinsamer Ursache ( $CCF$ ),
- Änderung des Risikographen.

### 3.4.1 Performance Level $PL_r$ und $PL$

Spielten in DIN EN 954-1 noch die Kategorien die zentrale Rolle, so müssen sie diese im Zuge der Revision an eine neue Größe, den „Performance Level“  $PL$  (Risikominderungsgrad), abtreten. Der neu eingeführte, so genannte „erforderliche“ (required) Performance Level  $PL_r$ , wird mithilfe des geänderten Risikographen anhand der Risikoparameter  $S$ ,  $F$  und  $P$  bestimmt. Er ist in fünf Stufen (a, b, c, d und e) unterteilt und muss mit dem „erreichten“ Performance Level  $PL$  validiert werden. Abbildung 7 (siehe Seite 35) zeigt den geänderten Risikographen, dessen Risikoparameter  $S$ ,  $F$  und  $P$  nicht mehr zur Kategorie, sondern zum „erforderlichen“ Performance Level  $PL_r$  führen.

Bei der Bestimmung des „erforderlichen“ Performance Level  $PL_r$  wird genauso vorgegangen wie bei der Bestimmung der Kategorien in der noch gültigen Version der Norm DIN EN 954-1. Dabei muss der Graph für jede Sicherheitsfunktion durchlaufen werden. Um ein möglichst plausibles Ergebnis zu erhalten, sollte der Anwender ein gewisses Maß an Erfahrung bei der Beurteilung der Gefährdungen haben.

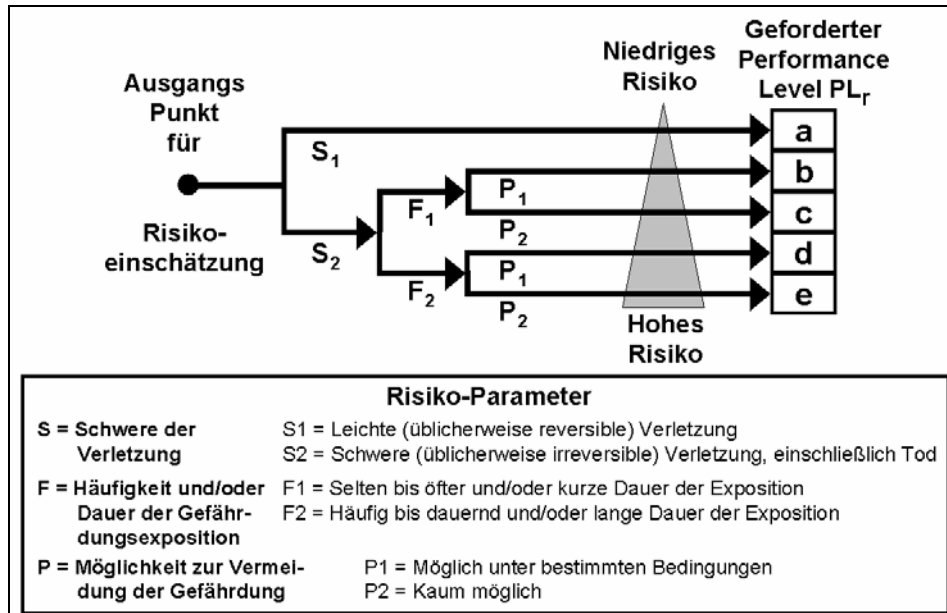
Der „erreichte“ Performance Level  $PL$  wird mithilfe der Kategorien und den neu eingeführten Bewertungsgrößen,  $MTTF_d$ ,  $DC_{avg}$  und  $CCF$ , ermittelt. In den nachfolgenden Abschnitten werden die neuen Bewertungsgrößen erläutert.



Abbildung 7:

Geänderter Risikograph zur Bestimmung des „erforderlichen“ Performance Level  $PL_r$ ;

Quelle: prEN ISO 13849-1 (Anhang A; Abbildung A.1)



### 3.4.2 Mittlere Betriebsdauer bis zum gefährlichen Ausfall $MTTF_d$

Die  $MTTF_d$  (Mean Time To Failure dangerous) ist eine neu eingeführte Bewertungsgröße (siehe Gleichung 1), die für ein Bauteil der Steuerung den Mittelwert der Betriebsdauer ohne einen gefährlichen Fehler angibt. Berechnet wird die  $MTTF_d$  anhand von Ausfallraten. Die Ausfallrate  $\lambda$  ist für ein Bauteil nach Gleichung 2 definiert.

$$MTTF_d = \frac{1}{\lambda} \quad (1)$$

$$\lambda = \frac{\text{Ausgefallene Bauteile bis zu einem Zeitpunkt } t}{\text{Summe der betrachteten Bauteile}} \quad (2)$$

Als Abschätzung „zur sicheren Seite“ wird angenommen, dass jeder Bauteilausfall ein gefährlicher ist.



Ist eine Sicherheitssteuerung redundant aufgebaut, d. h. zur Absicherung der Sicherheitsfunktion sind zwei oder mehr Kanäle vorhanden, muss die  $MTTF_d$  für jeden einzelnen Kanal berechnet werden (siehe prEN ISO 13849-1, Anhang D). Dies erfolgt nach Gleichung 3.

$$\frac{1}{MTTF_d} = \frac{1}{MTTF_{d,1}} + \frac{1}{MTTF_{d,2}} + \dots + \frac{1}{MTTF_{d,N}} \quad (3)$$

mit

$MTTF_{d,1}$  = Mittelwert der Betriebsdauer ohne einen gefährlichen Fehler des ersten Bauteils im jeweiligen Kanal

$MTTF_{d,2}$  = Mittelwert der Betriebsdauer ohne einen gefährlichen Fehler des zweiten Bauteils im jeweiligen Kanal

$MTTF_{d,N}$  = Mittelwert der Betriebsdauer ohne einen gefährlichen Fehler des n-ten Bauteils im jeweiligen Kanal

$MTTF_d$  wird in prEN ISO 13849-1 in die Bereiche niedrig, mittel und hoch unterteilt. Dies hat den Vorteil, dass auf exakte Werte bei der Rechnung verzichtet werden kann. Tabelle 2 zeigt die entsprechenden Wertebereiche für  $MTTF_d$  in Jahren für die Abstufungen niedrig, mittel und hoch.

Tabelle 2:

Einteilung der  $MTTF_d$  in die Bereiche: niedrig, mittel und hoch;  
Quelle: prEN ISO 13849-1 (Abschnitt 4.5; Tabelle 2)

Bezeichnung	Wertebereich $MTTF_d$
niedrig	$3 \text{ Jahre} \leq MTTF_d < 10 \text{ Jahre}$
mittel	$10 \text{ Jahre} \leq MTTF_d < 30 \text{ Jahre}$
hoch	$30 \text{ Jahre} \leq MTTF_d < 100 \text{ Jahre}$

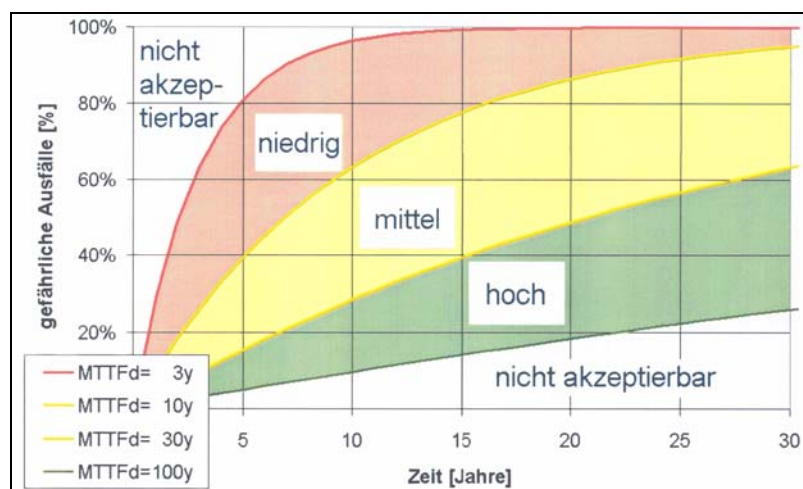


Abbildung 8 zeigt die akzeptierten gefährlichen Ausfälle in % bezogen auf die Einsatzdauer in Jahren für die Wertebereiche. Für die Kategorien B und 1 ist die  $MTTF_d$  die einzige Bewertungsgröße zur Bestimmung des Performance Level  $PL$  (Tabelle 4, siehe Seite 40).

Abbildung 8:

Akzeptierte gefährliche Ausfälle in % bezogen auf die Einsatzdauer in Jahren;

Quelle: Berufsgenossenschaftliches Institut für Arbeitsschutz – BIA



Für elektrische Bauteile können die  $MTTF_d$ -Werte aus Datenbanken der jeweiligen Hersteller bezogen werden. Für nicht elektrische Bauelemente wie z. B. für hydraulische Ventile gibt es Datenbanken mit entsprechenden  $MTTF_d$ -Werten noch nicht. Aus dieser Tatsache heraus ergibt sich ein Teil der in Kapitel 2 beschriebenen Aufgabenstellung.

### 3.4.3 Diagnosedeckungsgrad $DC$

Der Diagnosedeckungsgrad  $DC$  (Diagnostic Coverage) wurde im Zuge der Revision ebenfalls neu eingeführt. Er ist ein Maß dafür, wie gut ein sicherheitsrelevantes System einen Fehler entdeckt. Für das gesamte System wird ein mittlerer Diagnosedeckungsgrad  $DC_{avg}$  (siehe prEN ISO 13849-1; Anhang E.2), der mit Gleichung 4 berechnet wird, bestimmt.



$$DC_{avg} = \frac{\frac{DC_1}{MTTF_{d,1}} + \frac{DC_2}{MTTF_{d,2}} + \dots + \frac{DC_N}{MTTF_{d,N}}}{\frac{1}{MTTF_{d,1}} + \frac{1}{MTTF_{d,2}} + \dots + \frac{1}{MTTF_{d,N}}} \quad (4)$$

mit

$MTTF_{d,1}$  = Mittelwert der Betriebsdauer ohne einen gefährlichen Fehler des ersten Bauteils

$MTTF_{d,2}$  = Mittelwert der Betriebsdauer ohne einen gefährlichen Fehler des zweiten Bauteils

$MTTF_{d,N}$  = Mittelwert der Betriebsdauer ohne einen gefährlichen Fehler des n-ten Bauteils.

$DC_1$  = Diagnosedeckungsgrad des ersten Bauteils

$DC_2$  = Diagnosedeckungsgrad des zweiten Bauteils

$DC_N$  = Diagnosedeckungsgrad des n-ten Bauteils

Der mittlere Diagnosedeckungsgrad  $DC_{avg}$  ist in vier Klassen (keine, niedrig, mittel und hoch) unterteilt. Diese Klassen des mittleren Diagnosedeckungsgrades  $DC_{avg}$  sind mit den entsprechenden Wertebereichen in Tabelle 3 aufgeführt.

Tabelle 3:

Einteilung des Diagnosedeckungsgrades in die vier Klassen keine, niedrig, mittel und hoch; Quelle: prEN ISO 13849-1 (Abschnitt 4.5; Tabelle 3)

Bezeichnung	Wertebereich Diagnosedeckungsgrad
keine	$DC < 60 \%$
niedrig	$60 \% \leq DC < 90 \%$
mittel	$90 \% \leq DC < 99 \%$
hoch	$99 \% \leq DC$



Neben  $MTTF_d$  ist der mittlere Diagnosedegrad  $DC_{avg}$  eine weitere Größe zur Bestimmung des Performance Level  $PL$ .

#### 3.4.4 Ausfälle gemeinsamer Ursache $CCF$

Als letzte neu eingeführte Bewertungsgröße ist der CCF-Wert (Common Cause Failure) zu nennen. Ausfälle gemeinsamer Ursache treten üblicherweise nur bei redundanten Systemen und damit nur in den Kategorien 2, 3 und 4 auf. Im Anhang F (Tabelle F.1) der prEN ISO 13849-1 befindet sich eine Tabelle mit Maßnahmen zum Erreichen der Sicherheit gegen Ausfälle gemeinsamer Ursache, die maximal 100 Punkte erbringen können. Mindestens 65 Punkte sind nötig.

#### 3.4.5 Kategorien

Die Kategorien wurden fast unverändert aus der alten Norm übernommen, lediglich die in Tabelle 4 (siehe Seite 40) gelb hinterlegten Angaben wurden hinzugefügt. Im Entwurf zur Revision der Norm ist nun nicht mehr die Kategoriebestimmung das Ziel, sondern die Kategorie hilft bei der Bestimmung des Performance Level  $PL$ . Die Anforderungen an die Kategorien aus der alten Norm (DIN EN 954-1) sind weiterhin zu erfüllen.

Hat man alle erforderlichen Werte ermittelt, kann man mithilfe eines im BIA entwickelten und auf Markov<sup>2</sup>-Modellen basierenden Diagramms den „erreichten“ Performance Level  $PL$  bestimmen. Der „erreichte“ Performance Level  $PL$  muss dabei mindestens so hoch wie der „erforderliche“ Performance Level  $PL$  sein. Abbildung 9 (siehe Seite 41) zeigt das im BIA entwickelte Verfahren zur Ermittlung des „erreichten“ Performance Level  $PL$ .

---

<sup>2</sup> *Andrej Andrejewitsch Markov*, russischer Mathematiker (1856-1922); befasste sich mit Zahlentheorie und verschiedenen Gebieten der Analysis. Seine wichtigsten Beiträge beziehen sich auf die Wahrscheinlichkeitsrechnung.



Tabelle 4:

Anforderungen an die Kategorien nach DIN EN 954-1 (blau hinterlegt) und Ergänzungen durch prEN ISO 13849-1 (gelb hinterlegt); Quelle: prEN ISO 13849-1 (Abschnitt 6.2.5; Tabelle 5)

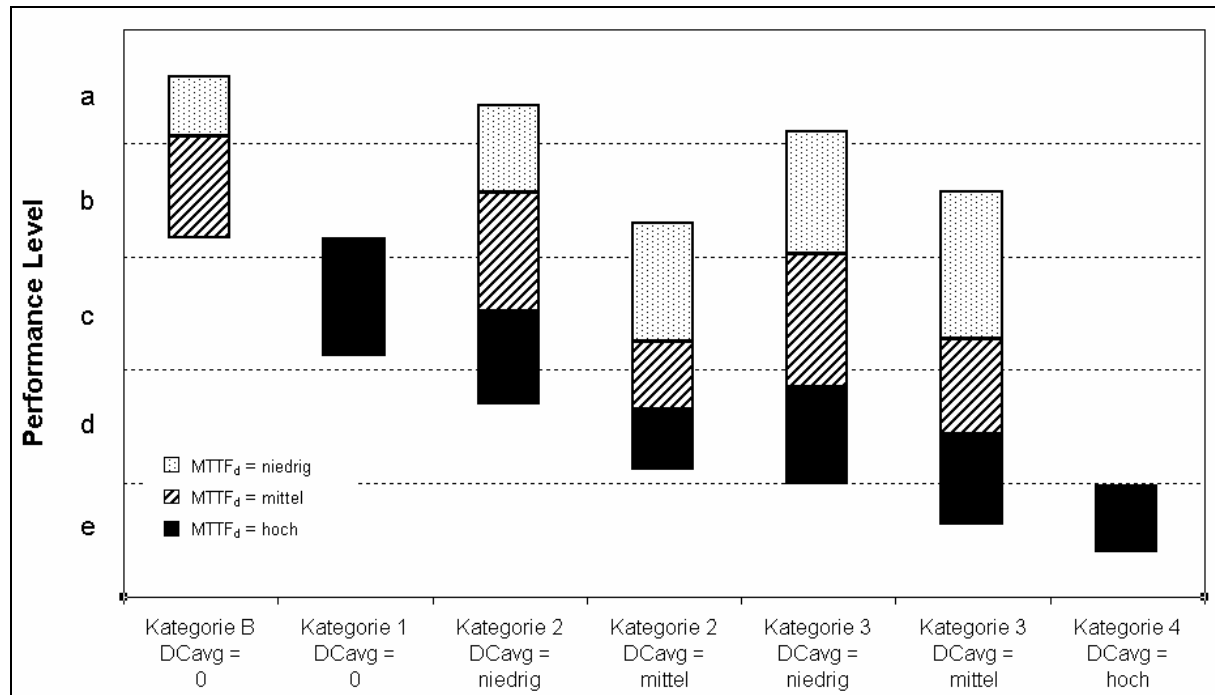
Kategorie	Anforderungen (Kurzfassung)	$MTT\bar{F}_d$	$DC_{avg}$	CCF
B	Die sicherheitsbezogenen Teile von Steuerungen und/oder ihre Schutzeinrichtungen als auch ihre Bauteile müssen in Übereinstimmung mit den zutreffenden Normen so gestaltet, gebaut, ausgewählt, zusammengestellt und kombiniert werden, dass sie den zu erwartenden Einflüssen standhalten	niedrig bis mittel	keine	nicht relevant
1	Die Anforderungen von B müssen erfüllt sein. Bewährte Bauteile und bewährte Sicherheitsprinzipien müssen angewendet werden.	hoch	keine	nicht relevant
2	Die Anforderungen von B und die Verwendung bewährter Sicherheitsprinzipien müssen erfüllt sein. Die Sicherheitsfunktion muss in geeigneten Zeitabständen durch die Maschinensteuerung geprüft werden.	niedrig bis hoch	niedrig bis mittel	muss beachtet werden
3	Die Anforderungen von B und die Verwendung bewährter Sicherheitsprinzipien müssen erfüllt sein.  Sicherheitsbezogene Teile müssen so gestaltet sein, dass 1. ein einzelner Fehler in jedem dieser Teile nicht zum Verlust der Sicherheitsfunktion führt und 2. wann immer in angemessener Weise durchführbar, der einzelne Fehler erkannt wird.	niedrig bis hoch	niedrig bis mittel	muss beachtet werden
4	Die Anforderungen von B und die Verwendung bewährter Sicherheitsprinzipien müssen erfüllt sein.  Sicherheitsbezogene Teile müssen so gestaltet sein, dass 1. ein einzelner Fehler in jedem dieser Teile nicht zum Verlust der Sicherheitsfunktion führt und 2. der einzelne Fehler bei oder vor der nächsten Anforderung an die Sicherheitsfunktion erkannt wird, oder, wenn dies nicht möglich ist, darf eine Anhäufung von Fehlern dann nicht zum Verlust der Sicherheitsfunktion führen.	hoch	hoch	muss beachtet werden





Abbildung 9:

Ermittlung des „erreichten“ Performance Level  $PL$  für den sicherheitsbezogenen Teil einer Steuerung mithilfe der drei Bewertungsgrößen Kategorie,  $MTTF_d$  und  $DC_{avg}$  ( $CCF$  ist als Bestandteil der Kategorieanforderungen schon implizit berücksichtigt);  
Quelle: prEN ISO 13849-1 (Abschnitt 4.5; Abbildung 5)



Zur Bestimmung des „erreichten“ Performance Level  $PL$  wird mithilfe der Kategorie und des  $DC_{avg}$  auf der Abszisse der entsprechende Balken und mit dem  $MTTF_d$ -Wert der passende schattierte Bereich des Balkens ausgewählt. Anschließend wird auf der Ordinate der entsprechende Performance Level  $PL$  abgelesen.

### 3.5 Grundlegende und bewährte Sicherheitsprinzipien

Die sicherheitsbezogenen Teile von Steuerungen müssen nach den anzuwendenden Normen unter Berücksichtigung der grundlegenden Sicherheitsprinzipien und ab Kategorie 1 auch der bewährten Sicherheitsprinzipien ausgeführt werden. Während die grundlegenden Sicherheitsprinzipien generell angewendet werden müssen, sind die bewährten Sicherheitsprinzipien technologie-, anwendungs- oder kategoriespezifisch und müssen daher nicht immer alle angewendet werden.



In DIN EN ISO 13849-2 sind im Anhang C in den Tabellen C.1 und C.2 die grundlegenden und bewährten Sicherheitsprinzipien für hydraulische Systeme aufgeführt. Man kann diese Sicherheitsprinzipien unterteilen in solche, die auf das Bauteil (Ventil) bezogen, und solche, die auf das System (Steuerung) bezogen sind. Die bauteilbezogenen Prinzipien müssen vom Bauteilhersteller unmittelbar konstruktiv berücksichtigt und verwirklicht werden, die systembezogenen Prinzipien müssen in erster Linie vom Anwender bzw. vom Hersteller hydraulischer Systeme (Anlagen) berücksichtigt werden. Der Bauteilhersteller muss hierzu entsprechende Angaben und Hinweise in seinen Bauteil-Datenblättern geben.

Hydraulische Ventile „altern“ während ihres Einsatzes, d. h. sie unterliegen einem Verschleiß, der schließlich zum Versagen führt. Das Versagen eines Ventils ist neben seinem konstruktiven Aufbau in hohem Maße von den Einsatzbedingungen abhängig. Um diese optimal zu gestalten und während des Einsatzes beizubehalten, müssen die Versagensmechanismen der Ventile bekannt sein. Eine hohe Zuverlässigkeitszahl  $MTTF_d$ , gleichbedeutend mit einer hohen Lebensdauer, wird nur bei Einhaltung der vom Bauteilhersteller angegebenen Betriebs- und Einsatzbedingungen erreicht.

Betrachtet man die im Folgenden aufgeführten grundlegenden und bewährten Sicherheitsprinzipien (hier vor allem die systembezogenen), so erkennt man, dass diese insbesondere Maßnahmen zu den Einsatz- und Betriebsbedingungen und deren Einhaltung beinhalten.

Zusammenfassend kann man folgende Unterteilung angeben:

### **Grundlegende Sicherheitsprinzipien für Ventile**

- Anwendung geeigneter Werkstoffe und Herstellungsverfahren
- richtige Dimensionierung und Formgebung
- Beständigkeit gegen Umgebungsbeanspruchungen
- Anwendung des Prinzips der Energietrennung (Ruhestromprinzip, positive Signalgabe)



- Beachtung der anzuwendenden technischen Regeln
- vollständige Dokumentation (Typenblatt) für den Anwender
- qualitätssichernde Maßnahmen während der Fertigung
- Formalisierung des Änderungsgeschehens

### **Bewährte Sicherheitsprinzipien für Ventile:**

- Beachtung ausreichender Sicherheitsfaktoren (Überdimensionierung)
- wirkungsvolle technische Maßnahmen zum Einnehmen/Halten einer sicheren Position
- Anwendung bewährter Federn (z. B. dauerfeste Feder)
- zwangsläufige mechanische Wirkung/Betätigung
- ausreichend große positive Überdeckung
- Hysteresebegrenzung (verringerte Reibung, Toleranzen)
- Eingrenzung von Betriebsdaten

### **Systembezogene grundlegende und bewährte Sicherheitsprinzipien**

Angaben/Hinweise in den Typenblättern in Bezug auf:

- Auswahl, Kombination, Anordnung, Einbau der relevanten Ventile
- geeignetes Druckmedium
- Reinheitsklasse (Filterfeinheit und Filteranordnung), Maßnahmen zur Vermeidung von Verunreinigungen des Druckmediums



- Überwachung des Zustandes des Druckmediums
- Einsatzbereich (z. B. Viskositäts-, Temperatur-, Druckbereich). Gegenfalls Eingrenzung des Einsatzbereiches bei besonderen Sicherheitsanwendungen
- Ein- und Ausschaltzeiten (geeigneter Schaltzeitbereich)
- Anwendungsbeispiele/Standardschaltungen z. B. bezüglich
  - Vereinfachung sicherheitsbezogener Teile von Steuerungen
  - unerwarteten Anlaufs (Beherrschung von Energiereduzierung, -ausfall und -wiederkehr, gespeicherter Energie)
  - Druckbegrenzung (z. B. Druckbegrenzungs-, Druckregelventil)
  - Begrenzung/Verringerung von Geschwindigkeit/Kraft
  - Hochhalten von Massen (z. B. durch vom Lastdruck selbstschließendes Ventil)
  - Wartung, Instandhaltung, Betrieb.

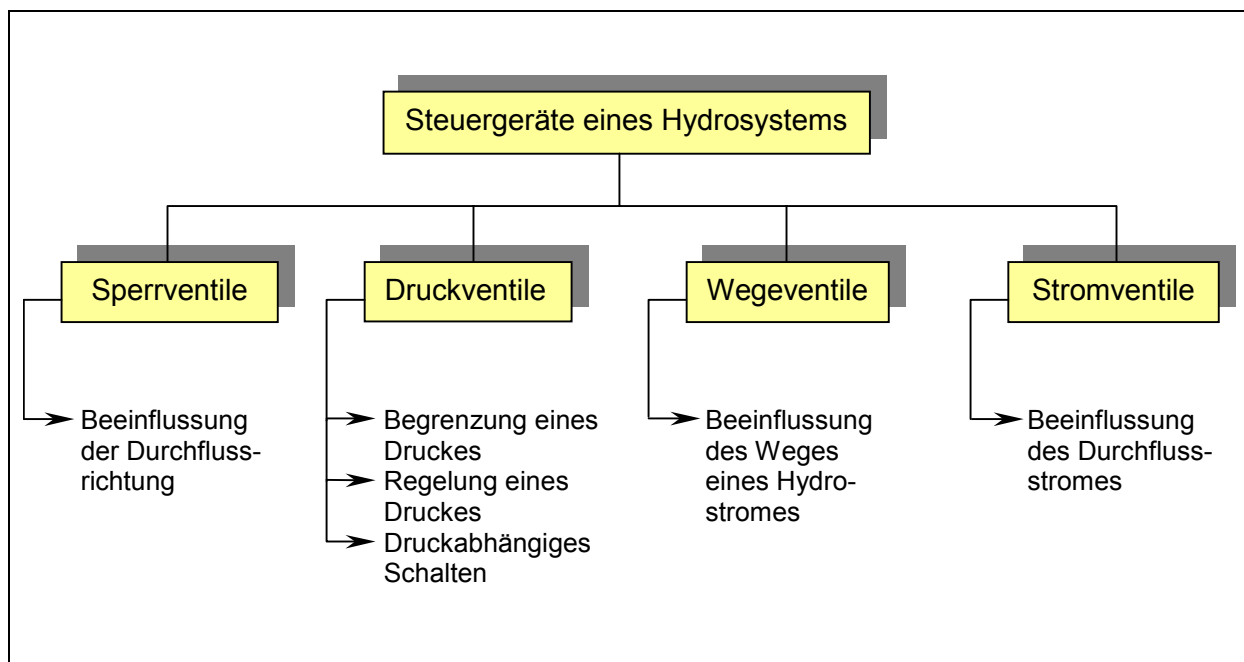


## 4 Grundlegende Bauteilbetrachtungen

### 4.1 Aufbau und Funktionsweise von hydraulischen Ventilen

In diesem Kapitel soll in knapper Form der Aufbau, die Funktion sowie die Anwendung der wichtigsten Hydraulikventile besprochen werden. Steuergeräte (Steuerorgane), allgemein Ventile genannt, können nach ihren Aufgaben in die vier Hauptgruppen der Sperr-, Druck-, Wege- und Stromventile eingeteilt werden. Abbildung 10 gibt einen ersten Überblick über die Einteilung und Aufgaben von hydraulischen Ventilen.

Abbildung 10:  
Steuergeräte und ihre Aufgaben in einem Hydrauliksystem nach [12]



Ein wichtiges Unterscheidungsmerkmal der Ventile nach *Bauer* [12] ist die Ausführung des beweglichen Bauteils (Ventilkörper) im Ventil. Man unterscheidet dabei zwischen der Sitz- und Kolbenventilbauweise. Bei beiden Bauarten wird durch Bewegen eines Ventilkörpers in einem Gehäuse der Durchflussweg der Hydraulikflüssigkeit gesteuert.



Sitzventile treffen beim Schließen auf einen entsprechenden Sitz im Gehäuse und kommen dadurch in einer festen Lage zum Stillstand. Bei geschliffenen Sitzflächen kann so ein völlig dichtes, also leckfreies Verschließen des Durchflusses erreicht werden.

Bei Kolbenventilen (Schieberventilen) schließt der Ventilkörper (Kolben) durch Überfahren einer Bohrung oder Umfangsnut den Durchflusweg bzw. gibt ihn frei. Die schließenden Kanten, die den Öffnungsquerschnitt oder die Überdeckung bestimmen, werden als Steuerkanten bezeichnet. Da stets ein Spalt zwischen Gehäusebohrung und Kolben vorhanden ist, ist eine Leckage von der Seite höheren Drucks zur Seite niedrigeren Drucks nicht zu vermeiden und zur Funktion auch notwendig.

Ein weiterer wesentlicher Unterschied zwischen Sitz- und Kolbenventilen besteht in der Kraftwirkung der Druckflüssigkeit auf den Ventilkörper. Bei der Betätigung von Kolbenventilen müssen Strömungskräfte, Reibungs- bzw. Haftkräfte und die Federkraft einer Rückstellfeder überwunden werden. Bei den Sitzventilen können noch bedeutende statische Druckkräfte hinzukommen.

#### 4.1.1 Sperrventile

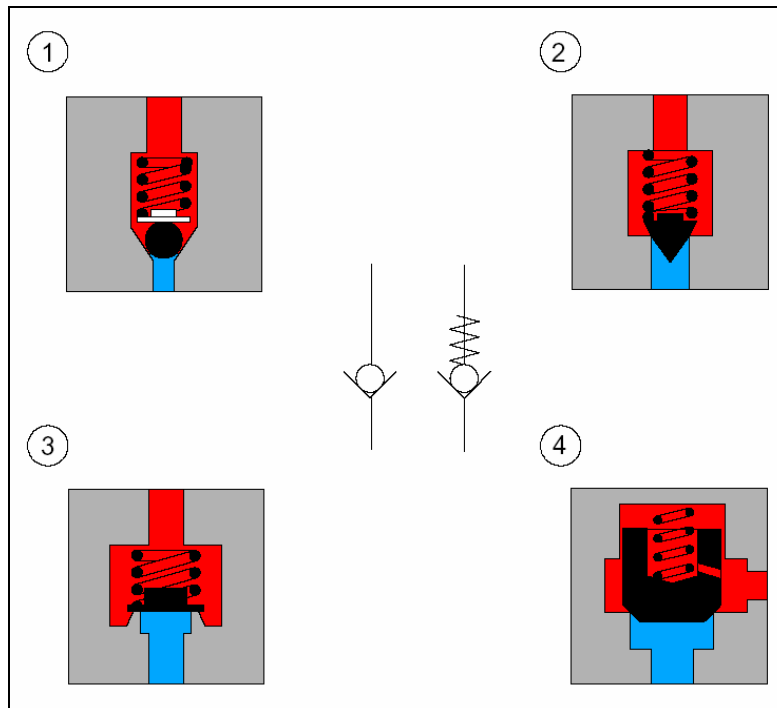
Sperrventile haben in einem hydraulischen System die Aufgabe, einen Flüssigkeitsstrom hauptsächlich in einer Richtung zu sperren und gestatten in Gegenrichtung freien Durchfluss. Sie werden auch als Rückschlagventile bezeichnet. Sperrventile sind in Sitzbauweise ausgeführt und sperren demzufolge leckölfrei ab. Abbildung 11 (siehe Seite 47) zeigt Absperrventile mit unterschiedlichen Schließelementen und deren Schaltsymbole.

Als Schließelement wird normalerweise eine Kugel oder ein Kegel verwendet (siehe Abbildung 11, Bild 1 und 2), in manchen Sperrventilen werden aber auch Ventilteller oder Hohlkegel als Schließelement verwendet (siehe Abbildung 11, Bild 3 und 4). Die Einbaulage eines Sperrventils mit Federrückstellung ist beliebig, da die Feder das Schließelement immer auf dem Sitz hält, bei Sperrventilen ohne Feder muss die



Einbaulage dagegen immer senkrecht sein. Der Öffnungsdruck ist von der gewählten Feder, deren Vorspannung und der beaufschlagten Fläche abhängig.

Abbildung 11:  
Sperrventile mit Kugel, Kegel, Ventilteller und Hohlkegel als Schließelement und die entsprechenden Schaltsymbole mit bzw. ohne Federrückstellung nach [13]



Zusätzlich zu einfachen Rückschlagventilen gibt es auch hydraulisch entsperrebare Ausführungen. Diese Ventile werden überwiegend eingesetzt

- zur Absperrung unter Druck stehender Hydraulikkreisläufe
- als Sicherung gegen Absenken einer Last bei Leitungsbruch
- gegen Kriechbewegungen hydraulisch eingespannter Verbraucher.

Diese Art von Sperrventil wird auch in vorgesteuerter Ausführung gebaut.



### 4.1.2 Druckventile

Aufgabe von Druckventilen ist es, den Druck in einem Hydrauliksystem oder in einem Teil dieses Systems zu beeinflussen. Nach ihrer Funktion kann man die Druckventile in drei Gruppen einteilen:

- Druckbegrenzungsventile
- Druckminderventile (Druckregelventile)
- Druckschaltventile
  - Zuschaltventile
  - Abschaltventile.

Die Ventile können direkt gesteuert oder vorgesteuert sein. Sie können sowohl in Sitz- als auch in Kolbenbauweise ausgeführt sein.

#### 4.1.2.1 Druckbegrenzungsventile

Die Aufgabe von Druckbegrenzungsventilen, die auch als Sicherheits- oder Überdruckventile bezeichnet werden, ist es, den Druck in einer Anlage zu begrenzen, wenn die Pumpe mehr Druckflüssigkeit fördert als die Verbraucher abnehmen. Das Ventil schützt also das System vor unzulässig hohem Druck. In Abbildung 12 ist das Schaltsymbol eines direkt gesteuerten Druckbegrenzungsventils dargestellt.

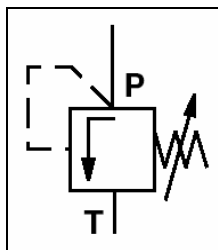


Abbildung 12:  
Schaltsymbol eines direkt gesteuerten  
Druckbegrenzungsventils nach [13]

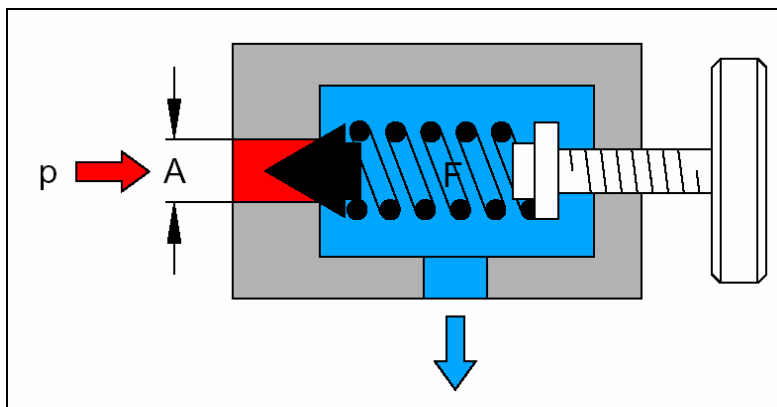
Druckbegrenzungsventile sind in der Ausgangsstellung von P nach T geschlossen. Mit steigendem Druck des Mediums steigt auch die Kraft auf die Fläche des Schließelementes. Übersteigt die Druckkraft die Federkraft, wird die Feder zusammengedrückt





und das Schließelement hebt vom Sitz ab (siehe Abbildung 13). Dabei öffnet das Ventil so weit, bis sich am Schließelement ein Gleichgewicht zwischen Druck- und Federkraft einstellt. Der Systemdruck wird dabei nicht genau konstant gehalten, sondern ist vom Durchflussstrom, der Form des Drosselquerschnittes und der Federcharakteristik abhängig. Abbildung 13 zeigt in vereinfachter Form den Aufbau eines direkt gesteuerten Druckbegrenzungsventils.

Abbildung 13:  
Aufbau eines direkt gesteuerten Druckbegrenzungsventils nach [13]



Für große Durchflussströme und bei hohen Drücken werden vorgesteuerte Druckbegrenzungsventile verwendet, weil direkt gesteuerte Ventile wegen der erforderlichen großen Federn zu unhandlichen Baugrößen führen würden. Der Systemdruck wird bei dieser Bauweise unabhängig von der Stellung des Hauptkolbens praktisch konstant gehalten.

#### 4.1.2.2 Druckminderventile

Mit einem Druckminderventil, auch Druckregel- oder Reduzierventil genannt, wird der Ausgangsdruck (Sekundärdruck) begrenzt. Dabei wird der Ausgangsdruck unabhängig vom Eingangsdruck (Primärdruck) konstant gehalten, sobald dieser den eingestellten Wert überschreitet. Man kann damit also den Druck in einem Teil eines Hydraulikkreislaufs auf einen niedrigeren Wert als den Systemdruck vermindern.



Abbildung 14 zeigt das Schaltsymbol eines direkt gesteuerten Dreiwege-Druckminderventils. Das Ventil gleicht Übersteuerungen des Ausgangsdruckes  $p_A$  durch Öffnen des Ablasses zum Tank T aus.

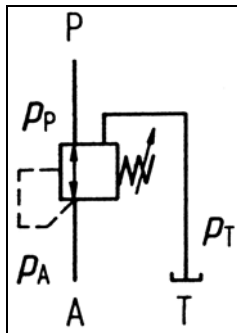


Abbildung 14:  
Schaltsymbol eines direkt gesteuerten Dreiwege-Druckminderventils nach [14]

Druckminderventile sind in der Ausgangsstellung geöffnet, somit ist der Durchfluss von P nach A offen. Erreicht bzw. übersteigt der Druck  $p_E$  die an der Feder eingestellte Kraft  $F_F$ , verschiebt sich der Kolben nach oben und verringert den Durchfluss von P nach A (siehe Abbildung 15). Nimmt der Verbraucher keine Flüssigkeit ab, ist das Ventil geschlossen. Abbildung 15 zeigt in vereinfachter Weise das Funktionsprinzip eines Zweiwege-Druckminderventils.

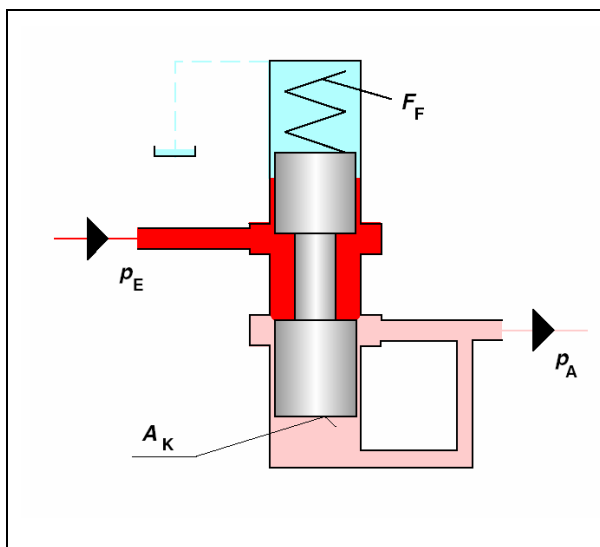


Abbildung 15:  
Funktionsprinzip eines Zweiwege-Druckminderventils nach [13]



### 4.1.2.3 Druckschaltventile

Druckschaltventile haben die Aufgabe, bei Erreichen eines bestimmten Druckes ein zweites System zu- bzw. abzuschalten. Auch hier unterscheidet man zwischen direkt und vorgesteuerten Bauformen. Wird das Ventil benutzt, um beim Erreichen eines voreingestellten Druckes den Durchfluss von einem System zu einem zweiten System zu ermöglichen, so nennt man es Zuschaltventil. Abbildung 16 zeigt das Schaltsymbol eines vorgesteuerten Druckzuschaltventils.

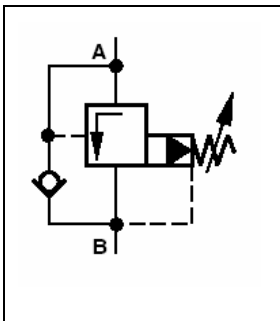


Abbildung 16:  
Schaltsymbol eines vorgesteuerten  
Druckzuschaltventils nach [13]

Ein solches Ventil wird als Vorspann- oder Folgeventil und die gesamte Steuerung als druckabhängige Folgesteuerung bezeichnet, weil der Bewegungsablauf des Verbrauchers aus dem zweiten System in Abhängigkeit vom Druck des ersten Systems erfolgt. Wird das Ventil benutzt, um den Abfluss vom ersten System zum Tank nach Erreichen eines voreingestellten Druckes im zweiten System zu öffnen, so nennt man es Abschaltventil. Abbildung 17 zeigt in der punktgestrichelten Umrandung das Schaltsymbol eines vorgesteuerten Druckabschaltventils.

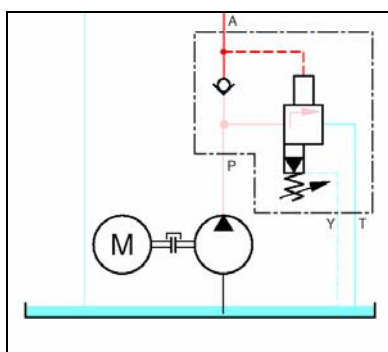


Abbildung 17:  
Schaltsymbol eines vorgesteuerten Druckabschalt-  
ventils (punktgestrichelte Umrandung) nach [13]



### 4.1.3 Wegeventile

Wegeventile werden aufgrund ihrer Funktionsweise in zwei Hauptgruppen eingeteilt:

- Schaltventile
- Stetigventile.

#### 4.1.3.1 Schaltventile

Mit einem Schaltventil können Start, Halt sowie die Fließrichtung des Druckmediums gesteuert und damit die Bewegungsrichtung oder Haltepositionen eines Verbrauchers (Zylinder oder Hydromotor) bestimmt werden. Schaltventile nehmen also diskrete Schaltstellungen ein. Die Bezeichnung der Schaltventile erfolgt nach der Zahl der Nutzanschlüsse (Steueranschlüsse nicht mitgerechnet) und der Zahl der Schaltstellungen (Abbildung 18, siehe Seite 53).

Nach ihrer Bauweise werden Schaltventile in Schieber- oder Sitzventile unterteilt. Sie können jeweils direkt oder indirekt betätigt (vorgesteuert) sein. Ob ein Ventil direkt oder indirekt betätigt ist, hängt in erster Linie von der Größe der erforderlichen Betätigungskraft und damit von der Baugröße des Ventils ab.

Die Wege-Schieberventile werden in Längsschieber (Kolben) und Drehschieber unterteilt. In hydraulischen Anwendungen spielen Drehschieber aber so gut wie keine Rolle und werden deshalb hier nicht weiter behandelt. Wege-Schieberventile bestehen aus einem Gehäuse, in das um eine Längsbohrung Ringkanäle eingearbeitet sind. Durch die Unterbrechung der Längsbohrung durch diese Kanäle entstehen die Steuerkanten. In der Längsbohrung befindet sich ein beweglicher Steuerkolben, der durch Verschieben die Ringkanäle verbindet bzw. trennt. Die Abdichtung der einzelnen Ringkanäle erfolgt metallisch über das Passungsspiel zwischen Kolben und Gehäuse. Im Vergleich zu Sitzventilen ist ein hermetisches Abdichten nicht möglich. Der auftretende Leckagevolumenstrom ist von den Abmessungen des Dichtspaltes, der Viskosität des Fluids und dem Druckgefälle  $\Delta p$  abhängig.



Abbildung 18 zeigt das Schaltsymbol (ohne Angabe der Betätigungsart) eines 4/3-Wege-Schieberventils. Dabei steht P für Druckanschluss (Pumpenanschluss), T für Tankanschluss (Rücklaufanschluss) und A bzw. B für die Arbeitsanschlüsse.

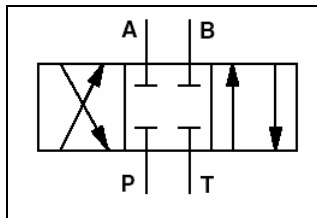


Abbildung 18:  
Schaltsymbol eines 4/3-Wege-Schieberventils  
(ohne Angabe der Betätigungsart) nach [13]

Unterschiedliche Steuerfunktionen werden durch die Kolbenform realisiert, das Gehäuse bleibt in der Regel unverändert. Abbildung 19 zeigt ein 4/3-Wege-Schieberventil mit Handhebel und Federzentrierung. Hierbei ist der Steuerkolben mit dem Betätigungsmechanismus 2 fest verbunden und wird mittels Handhebel 1 in seiner Lage verschoben. Bei Wegfall der Betätigungskraft, z. B. beim Loslassen des Handhebels, wird der Kolben mittels Rückstellfedern 3 in die Ausgangsstellung zurückgeschoben.

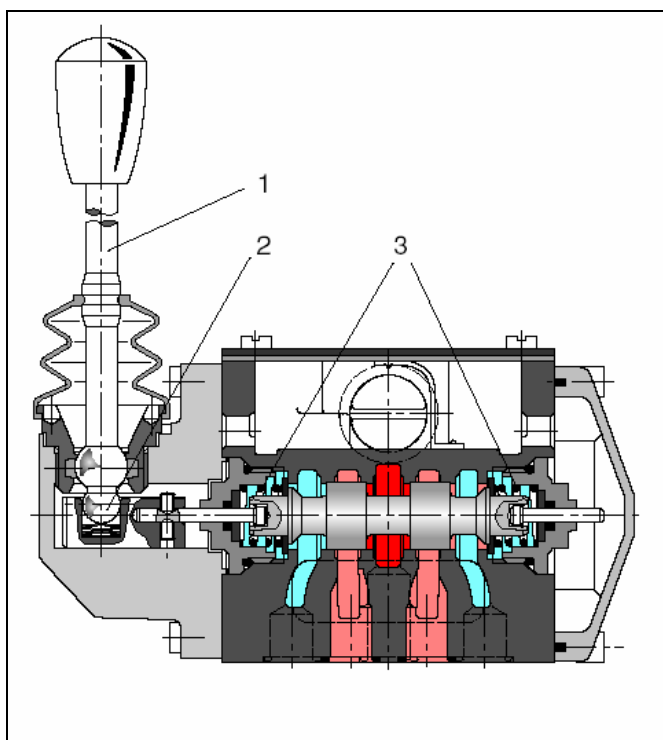


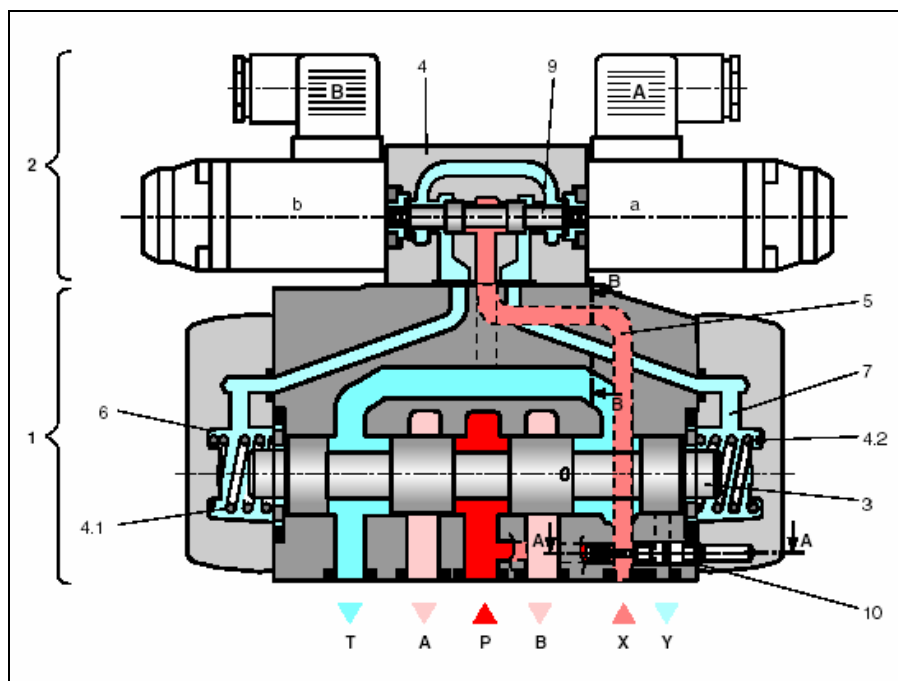
Abbildung 19:  
4/3-Wege-Schieberventil mit  
Handhebel und Federzentrierung  
nach [13]



Bei Wegeventilen findet man außer der mechanischen Betätigung noch die hydraulische, pneumatische und elektrische bzw. jeweils miteinander kombinierte Betätigungsarten.

Abbildung 20 zeigt ein elektrohydraulisch betätigtes (vorgesteuertes) Wege-Schieber-ventil (federzentriert), das mithilfe von zwei Magneten geschaltet wird.

Abbildung 20:  
Elektrohydraulisch (vorgesteuert) betätigtes Wege-Schieberventil,  
federzentriert, nach [13]



Ein vorgesteuertes Wege-Schieberventil besteht aus dem Hauptventil 1 und dem Vorsteuerventil 2 (siehe Abbildung 20). Das Vorsteuerventil wird in der Regel direkt elektromagnetisch betätigt. Mit dem Schalten des Vorsteuerventils wird das Steuerungssignal hydraulisch verstärkt und der Hauptsteuerkolben 3 geschaltet. Sind die beiden Federräume 6 und 7 in der Ausgangsstellung über das Vorsteuerventil drucklos mit dem Tank verbunden, wird der Hauptsteuerkolben durch die Federn 4.1 und 4.2 in der Mittelstellung gehalten.



Abbildung 21 zeigt das Schaltsymbol eines elektrohydraulisch (vorgesteuert) betätigten 4/3-Wege-Schieberventils.

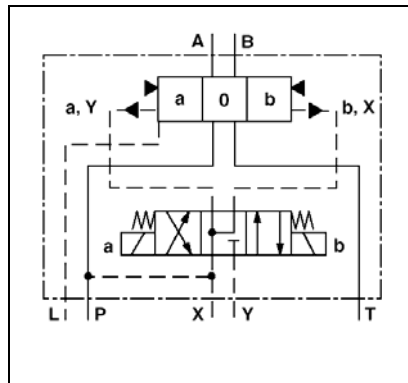


Abbildung 21:  
Schaltsymbol eines elektrohydraulisch  
(vorgesteuert) betätigten 4/3-Wege-Schieberventils,  
druckzentriert, nach [13]

Beim Übergang von einer Schaltstellung zur anderen unterscheidet man bei Schieberventilen drei Schaltüberdeckungen:

### 1. Positive Überdeckung

Während des Schaltvorgangs sind alle Anschlüsse kurzzeitig voneinander getrennt. Es entsteht eine Druckspitze, deren Höhe von der Schaltzeit und der Größe des Fluidstroms abhängig ist. Ein unter Last stehender Verbraucher kann also nicht absinken oder ein aus der Leitung vor dem Ventil abgeleiteter Steuerdruck bleibt erhalten.

### 2. Negative Überdeckung

Während des Schaltvorgangs wird erst die Verbindung zum Verbraucher geöffnet, bevor die Verbindung zum Tank gesperrt wird. Damit sind kurzzeitig alle Anschlüsse während des Schaltvorgangs miteinander verbunden. Daraus ergibt sich ein weiches Schalten. Es kann aber bei bestimmten Lastverhältnissen zu unerwünschten Zylinderbewegungen kommen.

### 3. Null-Überdeckung

Bei dieser Überdeckung wird in dem Moment, in dem die erste Verbindung (z. B. Pumpe zu Tank) getrennt wird, die zweite Verbindung (z. B. Pumpe zu Verbraucher) geschlossen.

Der bedeutendste Unterschied zwischen Wege-Sitzventilen und Wege-Schieberventilen ist die leckölfreie Absperrung der Sitzventile. Das Sitzelement ist in der Regel eine



Kugel oder ein Kegel, die in der Ausgangsstellung durch eine Feder auf den Sitz gedrückt werden.

Abbildung 22 zeigt das Schaltsymbol eines 3/2-Wege-Sitzventils. Das Ventil ist in der Ausgangsstellung von P nach A geöffnet. Der Anschluss T ist gesperrt. Betätigt wird das Ventil elektromagnetisch oder von Hand und mittels Feder in die Ausgangsstellung zurückgeführt.

Abbildung 23 zeigt ein direkt elektromagnetisch betätigtes 3/2-Wege-Sitzventil mit Federrückstellung.

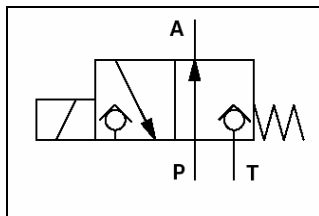


Abbildung 22:  
Schaftsymbol eines elektromagnetisch betätigten  
3/2-Wege-Sitzventils mit Federrückstellung nach [13]

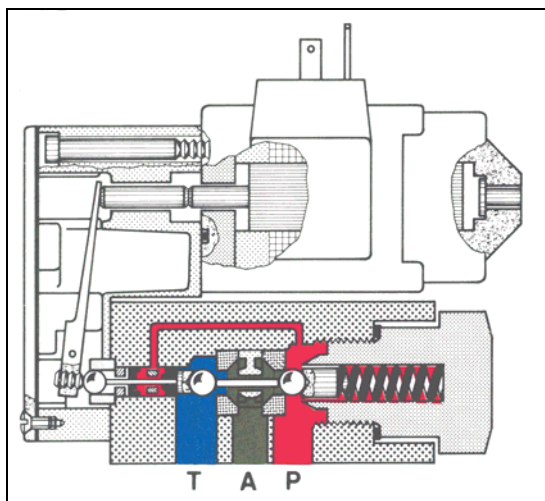


Abbildung 23:  
Direkt elektromagnetisch betätigtes  
3/2-Wege-Sitzventil nach [13]

#### 4.1.3.2 Stetigventile

Mit einem Stetigventil können Bewegungsrichtungen, Geschwindigkeiten oder Drehzahlen, Kräfte oder Drehmomente sowie die Beschleunigung und Verzögerung von Zylindern oder Hydromotoren stetig gesteuert und somit den geforderten Verhältnissen optimal angepasst werden.



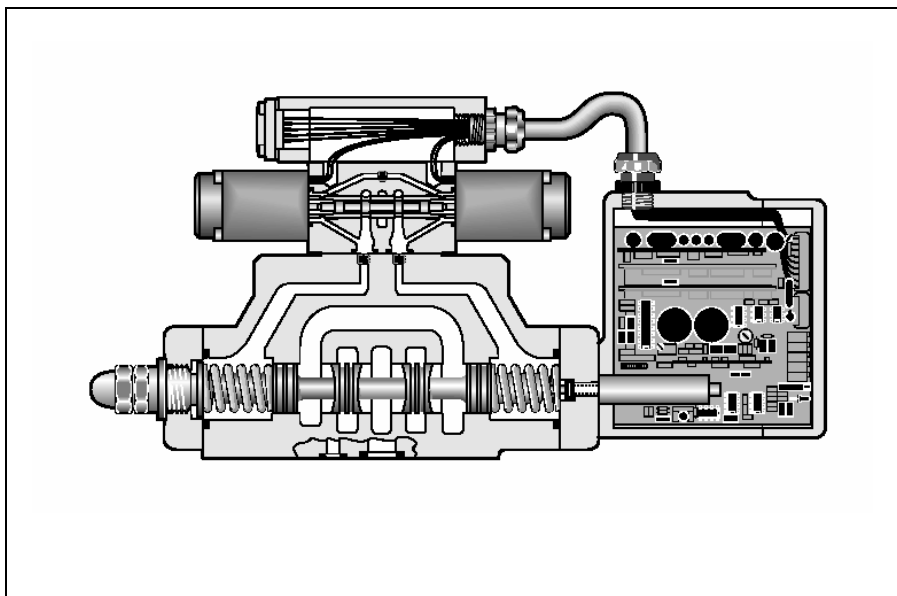


Neben Wegeventilen können auch Druck- und Drosselventile als Stetigventile ausgeführt sein. Allen Stetigventilen ist gemeinsam, dass ein veränderliches elektrisches Eingangssignal in ein proportionales hydraulisches Ausgangssignal umgewandelt wird. Die Signalumwandlung erfolgt mit einem elektromechanischen Wandler. Das kann z. B. ein Proportionalmagnet, ein Linearmotor oder ein Torquemotor sein. Die weitere Betrachtung soll sich ausschließlich auf Wegeventile beschränken, da diesen in sicherheitsgerichteten Teilen von Steuerungen die größte Bedeutung zukommt.

Bei Stetig-Wegeventilen unterscheidet man von der Bauart her Proportional-Wegeventile und Servoventile. Erstere sind konstruktiv von Schaltventilen in Schieberausführung abgeleitet. Die Steuerkolben sind zusätzlich mit Feinsteuerkanten versehen. Als Signalumwandler sind meist Proportionalmagnete aber auch Linearmotoren im Einsatz. Proportionalmagnete sind hub- oder kraftgeregelte Gleichstrommagnete. Eine Erhöhung des Stroms bewirkt eine entsprechend höhere Magnetkraft.

Abbildung 24 zeigt ein Proportional-Wegeventil mit integriertem Spannungsverstärker.

Abbildung 24:  
Proportional-Wegeventil mit integriertem Spannungsverstärker;  
Quelle: [www.parker.com](http://www.parker.com)



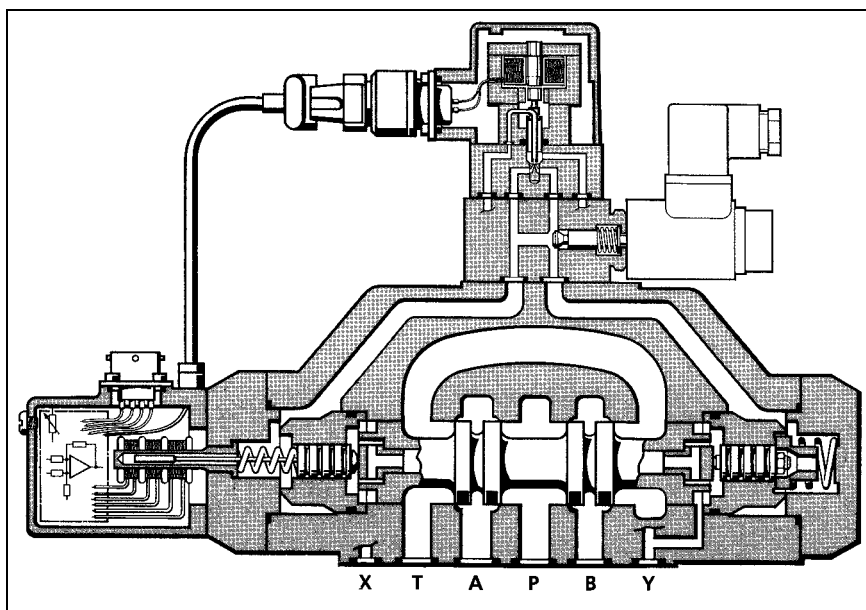


Ventile bis zur Nennweite NG 10 sind in der Regel einstufig, größere Nennweiten zweistufig ausgeführt. Als Vorsteuerventile werden Druckregelventile oder Wegeventile eingesetzt.

Die Signalumwandlung bei Servoventilen erfolgt in einem Torquemotor. Dieser lenkt je nach Vorsteuerprinzip entweder eine Prallplatte (Düse-Prallplatte-System) oder eine Düse (Jet-Pipe-System) proportional zum elektrischen Eingangssignal aus. Dieses elektrische Signal wird hydraulisch verstärkt und wirkt auf einen Steuerkolben. Je nach Nennweite sind auch hier zwei- und mehrstufige Bauarten möglich.

Moderne Stetig-Wegeventile sind mindestens an der Hauptstufe, meist aber an allen Stufen mit einer elektrischen Wegrückführung ausgestattet und arbeiten im geschlossenen Regelkreis. Abbildung 25 zeigt den Schnitt durch ein zweistufiges Proportionalventil mit ServoJet Vorsteuerventil und elektrisch betätigtem 2/2-Wegeventil für die Failsafe-Option (mit Ausfall in die sicherheitsgerichtete Stellung).

Abbildung 25:  
Schnitt durch ein zweistufiges Proportionalventil mit ServoJet Vorsteuerventil und elektrisch betätigtem 2/2-Wegeventil für die Failsafe-Option; Quelle: Fa. Moog





#### 4.1.4 Stromventile

Stromventile dienen zur Beeinflussung der Bewegungsgeschwindigkeit von Verbrauchern durch Veränderung des Volumenstromes. Sie ermöglichen eine stufenlose Geschwindigkeitssteuerung. Entsprechend ihrem Verhalten kann man die Stromventile in zwei Hauptgruppen unterteilen:

- Drosselventile
- Stromregelventile.

##### 4.1.4.1 Drosselventile

Drosselventile sind einfache Stromventile. Der den Durchfluss bestimmende Querschnitt wird durch eine Drossel oder eine Blende gebildet. Der Durchfluss bei Drosselventilen ist von der Druckdifferenz an der Drosselstelle abhängig, d. h. ein größeres  $\Delta p$  ergibt einen größeren Durchfluss. Die Blende ist die günstigere Bauform, da wegen der kurzen Blendenstrecke der Durchflussstrom nahezu unabhängig von der Ölviskosität und somit auch von der Betriebstemperatur unabhängig ist. Für die Anwendung in Steuerungen werden zur besseren Anpassung an die jeweiligen Betriebsverhältnisse in der Praxis Drosselventile mit verstellbarem Querschnitt eingesetzt. Soll die Drosselung nur in einer Durchflussrichtung erfolgen, so wird zusätzlich ein Rückschlagventil eingebaut. Abbildung 26 (siehe Seite 60) zeigt ein einfaches Drosselventil und ein Drosselrückschlagventil für den Rohrleitungseinbau.

Beim einfachen Drosselventil gelangt die Druckflüssigkeit über am Umfang angeordnete Bohrungen 1 im Gehäuse 2 zur Drosselstelle 3 (siehe Abbildung 26). Die Drosselstelle bildet das Gehäuse und die verstellbare Hülse 4. Durch Drehen der Hülse kann der ringförmige Querschnitt der Drosselstelle stufenlos verändert werden. Die Drosselung ist richtungsunabhängig.

Beim Drosselrückschlagventil gelangt die Druckflüssigkeit in Drosselrichtung auf die Rückseite des Ventilkegels 5. Der Kegel wird auf den Sitz gedrückt und die Druckflüssigkeit fließt durch die Drosselstelle (siehe Abbildung 26). In der entgegengesetzten



Fließrichtung wirkt die Druckflüssigkeit auf die Stirnfläche des Rückschlagventils. Der Kegel hebt vom Sitz ab und die Druckflüssigkeit strömt ungedrosselt durch das Ventil. Abbildung 27 zeigt die Schaltsymbole für eine einfache Drossel und ein Drosselrückschlagventil.

Abbildung 26:  
Querschnitt durch ein einfaches Drosselventil (links) und Drosselrückschlagventil (rechts) für den Rohrleitungseinbau nach [13]

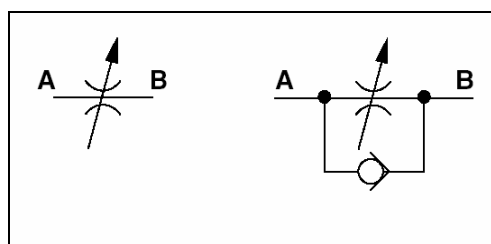
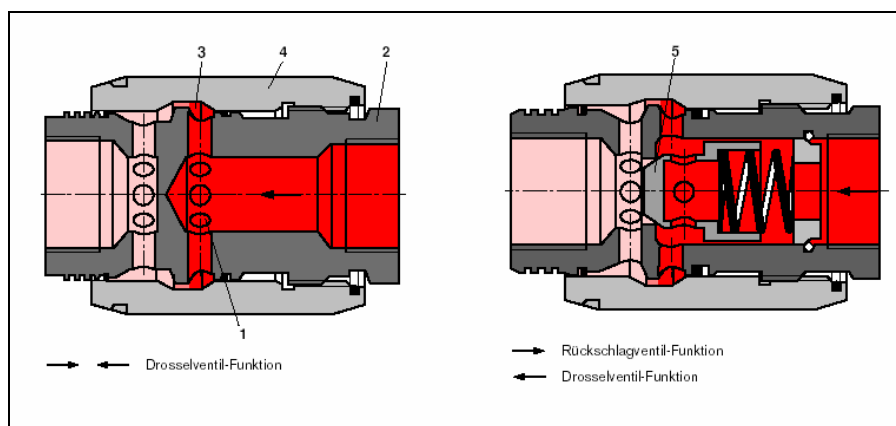


Abbildung 27:  
Schaltsymbol eines einfachen Drosselventils (links) und eines Drosselrückschlagventils (rechts) nach [13]

Drosselventile setzt man ein, wenn

- ein konstanter Arbeitswiderstand gegeben ist oder
- eine Geschwindigkeitsänderung mit wechselnder Last keine Rolle spielt oder gewünscht wird.



#### 4.1.4.2 Stromregelventile

Bei Stromregelventilen ist der Durchfluss unabhängig von der Druckdifferenz, die zwischen Ventileingang und Ventilausgang herrscht. Das hat zur Folge, dass der eingestellte Fluidstrom auch bei Druckschwankungen konstant bleibt. In einem Stromregelventil ist der einstellbaren Drossel 1 (siehe Abbildung 28) ein Regelkolben 2 vor- bzw. nachgeschaltet. Vor dem Ventil baut sich der Systemdruck  $p_1$  auf, hinter dem Ventil herrscht der Arbeitsdruck  $p_3$  des Verbrauchers. Bei wechselndem Arbeitswiderstand ändert sich auch das Druckgefälle zwischen  $p_1$  und  $p_3$ . Damit würden bei konstantem Drosselquerschnitt unterschiedliche Flüssigkeitsmengen fließen. Mithilfe des Regelkolbens, auch als Druckwaage bezeichnet, der als bewegliche Drosselstelle verwendet wird, erreicht man an der Drosselstelle immer die gleiche Druckdifferenz und damit immer einen konstanten Durchfluss. Abbildung 28 zeigt das Funktionsprinzip eines Zweiwege-Stromregelventils.

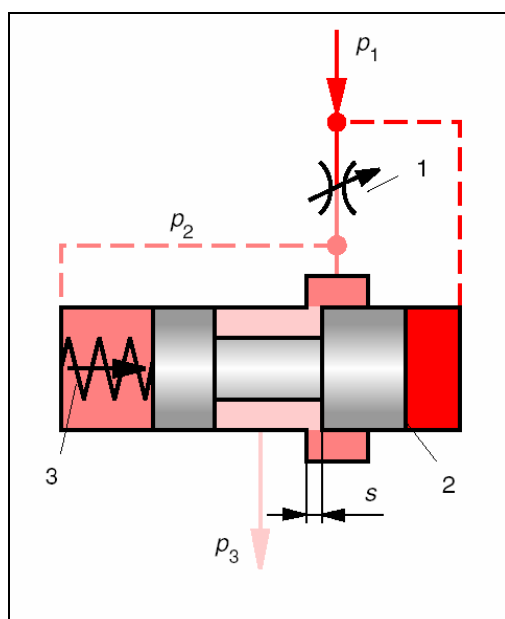


Abbildung 28:  
Funktionsprinzip eines Zweiwege-  
Stromregelventils nach [13]

Stromregelventile setzt man also ein, wenn trotz unterschiedlicher Belastungen am Verbraucher die Arbeitsgeschwindigkeit konstant bleiben soll. Abbildung 29 (siehe Seite 62) zeigt das Schaltsymbol eines Zweiwege-Stromregelventils mit nachgeschalteter Druckwaage.

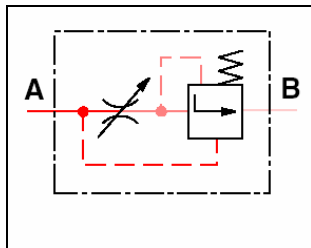


Abbildung 29:  
Schaltsymbol eines Zwei-Wege-Stromregelventils  
mit nachgeschalteter Druckwaage nach [13].

## 4.2 Fehlerbetrachtung

In der Steuerungsnorm DIN EN 954-1 bzw. prEN ISO 13849-1 umfassen die sicherheitstechnischen Anforderungen auch Hinweise über das Verhalten der Steuerung beim Auftreten eines Fehlers, z. B. „Einfehlersicherheit“. Um Anforderungen dieser Art erfüllen zu können, ist zunächst eine so genannte „Fehlerbetrachtung“ notwendig. Im Zuge einer Fehlerbetrachtung wird das Verhalten eines Systems während eines Fehlerfalls beschrieben. Um eine solche Fehlerbetrachtung durchführen zu können, müssen zunächst anzunehmende Fehler festgelegt werden.

Bis zum Inkrafttreten der DIN EN 954-1 enthielten nur wenige Vorschriften und Regeln Hinweise darüber, welche Fehler an hydraulischen Bauelementen anzunehmen sind und welche ausgeschlossen werden können. Eine umfassende detaillierte Fehlerliste war für fluidtechnische Bauelemente bis dahin nicht bekannt.

Deshalb wurde im BIA eine Fehlerliste zusammengestellt, die die bei sicherheitstechnischen Prüfungen von hydraulischen Steuerungen, Schutzeinrichtungen und Systemen zugrunde gelegten Fehlerannahmen und Fehlerausschlüsse für die entsprechenden Bauelemente aufzeigt. Diese Fehlerliste, die im Wesentlichen in die europäische Norm DIN EN ISO 13849-2 (Anhang C, Tabelle C5) aufgenommen wurde, beruht insbesondere auf den Erfahrungen, die in einer etwa zehnjährigen Prüfpraxis gesammelt wurden. Dabei wurden auch diesbezügliche Angaben in Vorschriften und Regeln sowie in der Fachliteratur berücksichtigt. Mit dieser Norm liegt nun international eine umfassende Fehlerliste für hydraulische Bauteile vor.



Betrachtet man die Fehlerannahmen und Fehlerausschlüsse dieser Fehlerliste, so fällt auf, dass sich die wichtigsten Fehlerannahmen, wie

1. Veränderung der Schaltzeiten,
2. Nichtschalten oder unvollständiges Schalten oder
3. selbsttätige Veränderung der Ausgangs-Schaltstellung

auf das bewegliche Bauteil im Ventil, also auf den Steuerkolben (bei Schieberventilen) oder auf das Kegel/Kugel-Schließelement (bei Sitzventilen) beziehen.

Den in den angesprochenen Ventilbauarten vorkommenden beweglichen Bauteilen ist gemeinsam, dass sie zylindrische Führungen aufweisen. Die entsprechenden Fehlerausschlüsse und die aufgeführten Bemerkungen geben implizit auch Hinweise auf die Ursachen der Fehler.

Während man Fehlerannahme 1 und 2 (von Sonderausführungen abgesehen) in der Regel nicht ausschließen kann, ist ein Fehlerausschluss bei Fehlerannahme 3 bei üblichen Einsatzbedingungen möglich. Man kann Hinweise auf Einhaltung „der vom Hersteller vorgegebenen Bedingungen“ (Druckflüssigkeit, Viskosität, Temperatur, Reinheitsgrad, Einbaulage, Umgebungs- und Einsatzbedingungen, Ausführung der Rückstellfedern etc.) aus der Spalte „Bemerkungen“ der Fehlerliste entnehmen.







## 5 Versagensmechanismen und Fehlerursachen

Ausgehend vom Vorhandensein zylindrischer Führungen an den beweglichen Bauteilen nahezu aller sicherheitsrelevanten hydraulischen Bauteile (Ventile) sind die häufigsten Ursachen, die zum Versagen dieser Ventile führen, im Versagen der Rückstellfedern und in der Verunreinigung der Druckflüssigkeit zu suchen. Deshalb soll im Folgenden verstärkt auf diese beiden Fehlermechanismen eingegangen werden.

Während die Federn in diesem Kapitel vollständig behandelt werden, wird die Verschmutzung von Hydraulikflüssigkeiten aufgrund der weit höheren Komplexität auf zwei Kapitel aufgeteilt. Im aktuellen Kapitel 5 werden nur die Verschmutzungsarten aufgezeigt, während im Kapitel 6 auf die Maßnahmen zur Vermeidung der Verunreinigungen und auf die Einsatzgrenzen der Druckflüssigkeiten eingegangen wird.

### 5.1 Auslegung der Rückstellfeder

Rückstellfedern in hydraulischen Ventilen können durch Versagen infolge von Bruch oder Nachlassen der Federkraft zu gefährlichen Situationen in sicherheitsgerichteten Steuerungen führen. Durch einen Bruch der Feder kann der Ventilschieber unter Umständen nicht mehr in die sichere Endlage zurück gleiten und es kommt dadurch zu Gefahr bringenden Bewegungen. Daher zählt die Anwendung einer „sicherheitstechnisch bewährten Feder“ zu den bewährten Sicherheitsprinzipien (siehe auch „Sicherheitstechnisch bewährte Feder“ nach DIN EN ISO 13849-2; Anhang A2). Die konstruktiven Merkmale einer sicherheitstechnisch bewährten Feder nach DIN EN ISO 13849-2, Anhang A2 können wie folgt zusammengefasst werden:

- Materialauswahl, Herstellung und Ausführung nach einschlägigen Normen, z. B. DIN EN 13906-1 (Berechnung) und DIN 2095 (Gütegrad)
- Anwendung von technischen Maßnahmen gegen Formänderung („Setzen“), z. B. Vorsetzen und/oder Kugelstrahlen



- ausreichender Sicherheitsfaktor bei Dauerbeanspruchung, Dauerfestigkeitsgrenze bezogen auf  $10^7$  Lastwechsel
- Prüfung auf Dauerfestigkeit mit  $10^7$  Lastwechseln (Baumusterprüfung)
- Einbau nach den Regeln der Technik, z. B. ausreichende Führung.

Eine solche Feder ist immer so auszulegen, dass sie als dauerhaft angesehen werden kann. Die Berechnung sollte nach den einschlägigen Normen durchgeführt und in Zweifelsfällen sollte der Rat des Federherstellers eingeholt werden. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit, die Dauerfestigkeit in Form einer Baumusterprüfung nachzuweisen.

In hydraulischen Ventilen werden in der Regel zylindrische Schraubendruckfedern eingesetzt. Schraubendruckfedern sind um eine Achse schraubenlinienförmig gewickelte Drahtfedern, die sich durch entsprechende Maßnahmen an fast alle Anforderungen anpassen lassen. Während der Beanspruchung durch eine Druckkraft wird die Feder verkürzt, also verringern sich die Windungsabstände und der Werkstoff wird einer Schubbeanspruchung (Torsion) unterworfen. Nach der Krafteinwirkung darf eine richtig dimensionierte Feder keine bleibende Längenänderung aufweisen. Vielmehr muss die Feder ihre ursprüngliche Ausgangslänge einnehmen.

Die Berechnung erfolgt nach DIN EN 13906-1. Diese Norm gilt für zylindrische Schraubendruckfedern mit linearer Kennlinie aus runden Drähten oder Stäben mit konstantem Durchmesser. Weiterhin gelten die Gütevorschriften, die in DIN 2095 und DIN 2096 Teil 1 und Teil 2 festgelegt sind.

Erst eine dauerfeste Feder garantiert die hohe Zuverlässigkeit, wie sie im Zusammenhang mit einer  $MTTF_d$  von 100 Jahren gefordert wird. Unter Dauerfestigkeit versteht man den größten Spannungsausschlag, den ein Bauteil unendlich oft ohne Bruch und ohne zulässige Verformung aushält. Dabei wird für die Praxis eine Haltbarkeit von mindestens  $10^7$  Lastwechseln als Grenz-Lastspielzahl gefordert.



Damit eine Feder ihre Dauerfestigkeit erreicht, sind folgende Maßnahmen besonders zu beachten:

- Die Hubspannung  $\tau_{kh}$  (siehe Gleichung 7) sollte die Hubspannung für Dauerfestigkeit  $\tau_{kH}$  nicht überschreiten. Dabei ist  $\tau_{kh}$  die Differenz der korrigierten Schubspannungen zwischen der unteren Endlage  $\tau_{k1}$  und oberen Endlage  $\tau_{k2}$  der Feder.

$$\tau_{1,2(u,o)} = \frac{F_{1,2(u,o)} \cdot D}{0,4 \cdot d^3} \leq \tau_{zul} \quad (5)$$

$$\tau_{k1,2} = k \cdot \tau_{1,2} \quad (6)$$

$$\tau_{kh} = \tau_{k2} - \tau_{k1} \leq \tau_{kH} \quad (7)$$

mit

$$w = \frac{D}{d} \quad (8)$$

ergibt sich für k

$$k = \frac{w + 0,5}{w - 0,75} \quad (9)$$

mit

$\tau_{1,2(u,o)}$  Schubspannung, zugeordnet zur unteren und oberen Federkraft in  $\text{N/mm}^2$

$\tau_{zul}$  zulässige Schubspannung für kaltumgeformte Federn in  $\text{N/mm}^2$

$\tau_{k1,2}$  korrigierte Schubspannung, zugeordnet den Federkräften  $F_u$  bzw.  $F_o$  in  $\text{N/mm}^2$

$\tau_{kh}$  korrigierte Hubspannung, zugeordnet dem Arbeitsweg  $s_h$  in  $\text{N/mm}^2$

$\tau_{kH}$  korrigierte Hubspannung für Dauerfestigkeitswert in  $\text{N/mm}^2$

$F_{1,2(u,o)}$  Federkraft in unterer bzw. oberer Endlage in N

$D$  mittlerer Windungsdurchmesser in mm

$d$  Draht- oder Stabdurchmesser in mm

$w$  Wickelverhältnis [1]

$k$  Spannungsbeiwert [1]



In Abbildung 30 ist zum besseren Verständnis der Sachverhalt im Belastungsdiagramm einer Schraubendruckfeder dargestellt.

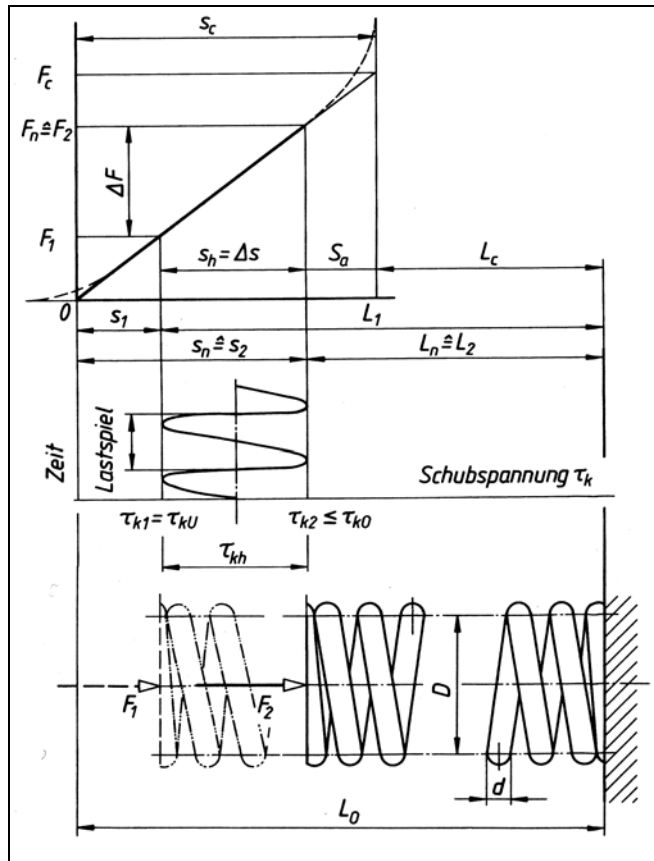


Abbildung 30:  
Schraubendruckfeder mit  
Belastungskennlinie [15]

- ❑ Die Feder sollte möglichst aus ölschlussvergütetem Federstahldraht nach DIN EN 10270-2 gefertigt werden.
- ❑ Die Oberfläche der Feder sollte durch Kugelstrahlen verfestigt werden. Das Kugelstrahlen kann ab einem Drahtdurchmesser von 1,6 mm angewandt werden und bewirkt eine wesentliche Verbesserung der Dauerfestigkeitseigenschaften.
- ❑ Die Feder sollte vor schädlichen Einflüssen (z. B. Feuchtigkeit, Gase) geschützt werden. Einen besonderen Schutz kann man Federn durch Phosphatieren oder Schwärzen geben. Da jede Art von Korrosion die Dauerfestigkeit stark herabsetzt, sollten Federn zumindest gefettet oder geölt werden. Meistens ist dies in hydraulischen Ventilen automatisch der Fall.



## 5.2 Verschmutzung von Hydraulikflüssigkeiten

Die Verschmutzung von Hydraulikflüssigkeiten spielt beim Versagen von Hydraulikventilen eine entscheidende Rolle. Untersuchungen zufolge lassen sich inzwischen 80 % aller ungeplanten Anlagenstillstände auf Störungen im Zusammenhang mit dem jeweiligen Fluid zurückführen. Die Verschmutzung der Hydraulikflüssigkeit ist physikalischer Natur und lässt sich auf die Anreicherung mit flüssigkeitsfremden Stoffen zurückführen [14]. Flüssigkeitsfremde Inhaltsstoffe (Feststoffe, Gase, Wasser) sind für die Schäden, die durch Verschleiß und/oder Korrosion entstehen, verantwortlich.

### 5.2.1 Feststoffverschmutzung

Feststoffverschmutzung ist nach wie vor die bedeutendste Ursache für das Versagen von Hydraulikventilen. Deshalb ist es sehr wichtig, dass der Konstrukteur und der Betreiber der Hydraulikanlage deren Ursachen und Auswirkungen gut kennen. Man unterscheidet bei der Verunreinigung der Druckflüssigkeit durch Feststoffe zwei Arten von Verschmutzung:

- Primärverschmutzung
- Sekundärverschmutzung.

#### 5.2.1.1 Primärverschmutzung

Unter Primärverschmutzung versteht man Verunreinigungen, die von außen in das Hydrauliksystem eindringen. Auch mit hohem Säuberungsaufwand ist es vielfach unvermeidbar, dass sich relativ große Schmutzpartikel, die während der Herstellung entstehen ( $> 15 \mu\text{m}$ ), wie z. B. Metallspäne, Schleifrückstände, Formsand, Lötperlen etc., in den teilweise sehr komplexen Innenkonturen der Bauteile ablagern und während des Betriebes nach und nach von der Druckflüssigkeit ausgewaschen werden.

Außerdem lässt sich kaum verhindern, dass während der Montage Teile wie z. B. Fäden, Fasern von Putzlappen, Partikel von Schläuchen, Späne aus Rohrleitungen und Staub in die Hydraulikanlage eindringen. Weiterer Schmutzeintrag erfolgt auch aus



der staubigen Umgebungsluft über die Belüftung oder die Einfüllöffnung bei der Erstbefüllung bzw. Nachbefüllung der Anlage. Neu angelieferte Druckflüssigkeit stellt eine zusätzliche Schmutzquelle dar, da es nicht selten vorkommt, dass die neu angelieferte Flüssigkeit weit stärker verschmutzt ist, als es die für einen verschleißarmen Betrieb der Anlage zulässige Schmutzkonzentration erlaubt [16].

Weiterhin stellen die an Kolbenstangendichtungen eingezogenen Partikel eine erhebliche Quelle für Verschmutzungen in hydraulischen Anlagen dar [17]. Bei der Wartung und Instandhaltung kann ebenfalls Schmutz in die Anlage gelangen.

### **5.2.1.2 Sekundärverschmutzung**

Entsteht die Verunreinigung im Inneren des Hydrauliksystems durch die Beschädigung von Werkstoffoberflächen und/oder Korrosion, so spricht man von Sekundärverschmutzung. Zunächst werden die groben Schmutzpartikel, die aus der Primärverschmutzung stammen, mehr und mehr zerkleinert. Dadurch entsteht aus der relativ groben Primärverschmutzung mit der Zeit eine Feinstverschmutzung mit Partikelgrößen von 0,1 bis 5  $\mu\text{m}$ .

Diese feinen Schmutzpartikel gelangen dann infolge der am Spalt anliegenden Druckdifferenz in die Dicht- und Führungsspalte der Ventile und Pumpen und verursachen Abrasionsverschleiß (siehe Abschnitt 5.2.1.3) und bei ausreichend hoher Strömungsgeschwindigkeit auch Erosion (siehe Abschnitt 5.2.1.4). Auf der anderen Seite kommt es durch die feinen Partikel zu dem verschmutzungsbedingtem Klemmen des Ventilschiebers, dem so genannten „Silting“ (siehe Abschnitt 5.2.4).

Infolge des Werkstoffabtrages durch die oben genannten Verschleißarten werden wiederum metallische Feststoffpartikel erzeugt. Somit stellt sich ein progressives Anwachsen des Verschleißes ein.



Der Verschleiß der Bauelemente begünstigt die Bildung von Metallionen, die eine katalytische Wirkung haben, und damit tribologische<sup>3</sup> Reaktionen, wie z. B. Öloxidation, fördern.

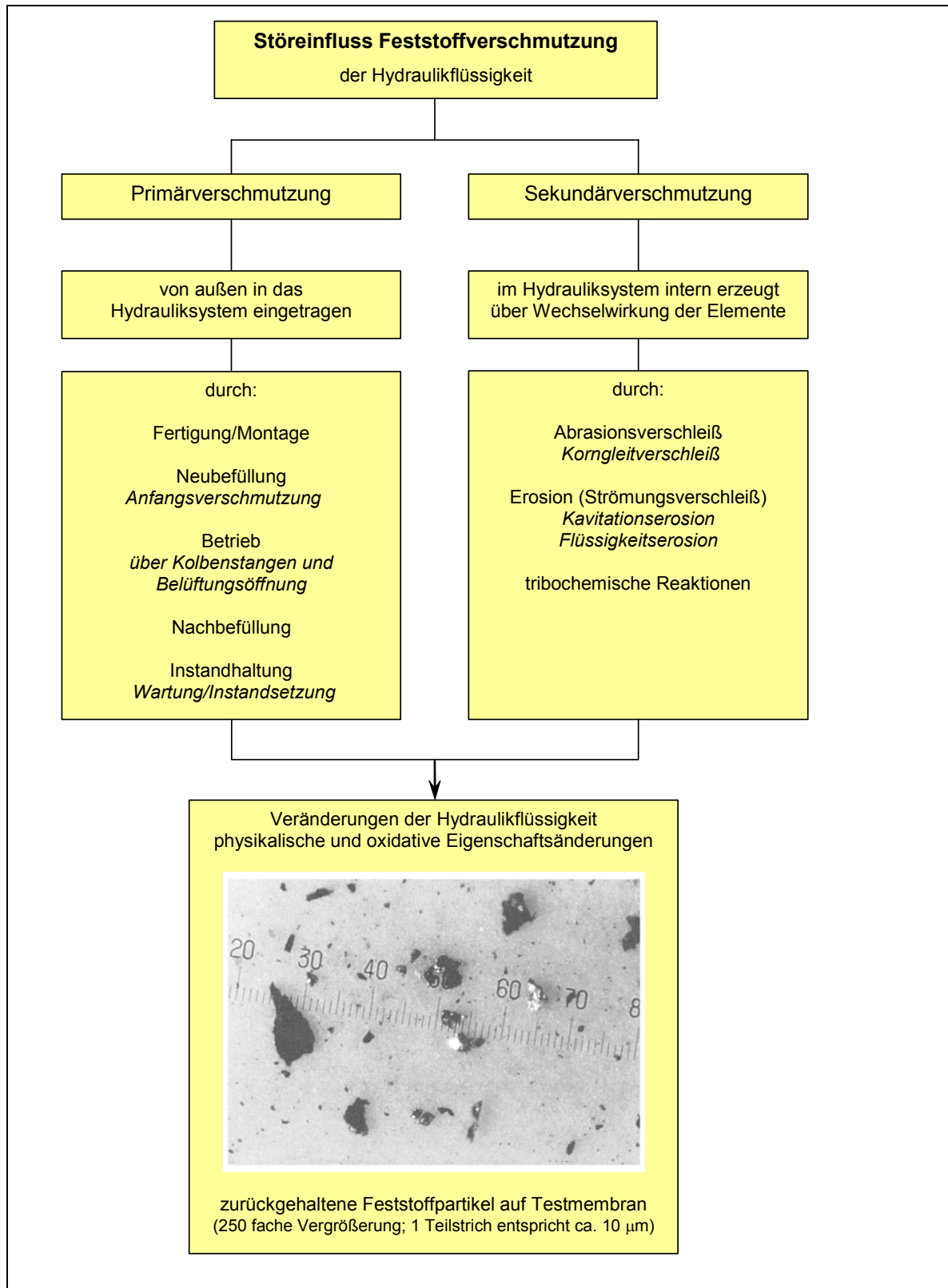
Abbildung 31 (siehe Seite 72) soll noch einmal die Herkunft und Arten der Feststoffverschmutzung verdeutlichen.

---

<sup>3</sup> Nach DIN 50323 gilt folgende Definition: „Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie umfasst das Gesamtgebiet von Reibung und Verschleiß, einschließlich Schmierung, und schließt entsprechende Grenzflächenwechselwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen ein.“



Abbildung 31:  
Arten und Herkunft der Feststoffverschmutzung nach [14]







### 5.2.1.3 Abrasionsverschleiß

Damit in einem Schieberventil Abrasionsverschleiß (auch als Korngleitverschleiß oder Drei-Körper-Abrasion bezeichnet) auftreten kann, müssen folgende Bedingungen erfüllt sein:

1. Die Durchmesser der Feststoffpartikel müssen in der gleichen Größenordnung wie die Spalthöhe zwischen Ventilschieber und -gehäuse liegen, damit die Feststoffpartikel in den Spalt eindringen können.
2. Die eingedrungenen Partikel müssen härter sein als die beiden Gleitpartner (Schieber und Gehäuse) und sich somit in die Oberfläche eindrücken.

Damit ist für die Abrasion die Größe der Feststoffpartikel sowie deren Härte und Form maßgebend.

Bei einer Relativbewegung zwischen den beiden Gleitpartnern kommt es durch verschiedene Materialabtrennvorgänge zu abrasivem Verschleiß. Man unterscheidet folgende Materialabtrennvorgänge:

- Mikropflügen – hierbei wird der Werkstoff unter der Wirkung des abrasiven Teilchens (Feststoffverschmutzung) stark plastisch verformt, was anschließend zu einem Aufwerfen des Werkstoffes führt. Beim idealen Mikropflügen kommt es bei einmaliger Beanspruchung zu einer Furchenbildung, allerdings wird noch kein Werkstoff abgetragen.
- Mikroermüden – hierbei kommt es an Stellen mit Werkstoffermüdungserscheinungen durch wiederholte mikropflügende Beanspruchung der Oberflächen zum Materialabtrag.
- Mikrospanen – hierbei wird ein Mikrospan von einem abrasiv wirkenden Teilchen abgehoben.



- Mikrobrechen – hierbei kommt es ab einer kritischen Belastung durch Rissbildung und Rissausbreitung, besonders bei spröden Werkstoffen, zu größeren Materialausbrüchen längs der Verschleißfurche.

Abbildung 32 zeigt noch einmal die unterschiedlichen Materialabtrennungsvorgänge.

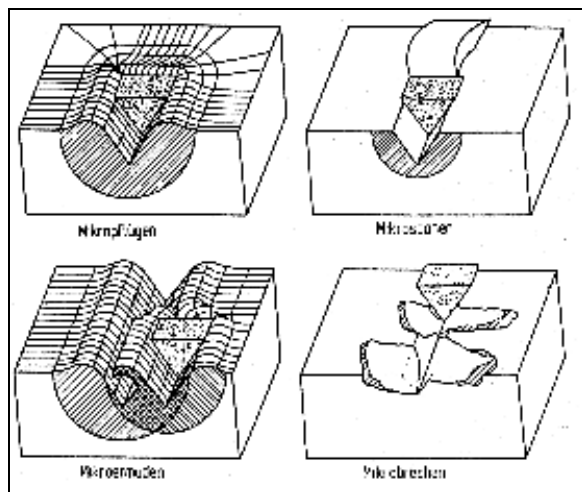


Abbildung 32:  
Kollektiv der Materialabtrennungsvorgänge, die während des Abrasionsverschleißes auftreten können [18]

Wie Untersuchungen am Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen der Rheinisch Westfälischen Technischen Hochschule Aachen gezeigt haben [19], kann man dem Abrasionsverschleiß entgegenwirken, indem man die Oberfläche der Schieber, durch Gasnitrieren oder PVD<sup>4</sup>-Beschichtungen resistenter macht und/oder indem man alle Partikel in der Größenordnung der Spalthöhe herausfiltert.

#### 5.2.1.4 Erosion

Erosion, auch Strömungsverbleiß genannt, ist ein Sammelbegriff von Verschleißarten, bei denen die Materialschädigung durch die Gas- oder Flüssigkeitsströmung

<sup>4</sup> Zur Verbesserung des Verschleiß- und/oder Korrosionsschutzes von Werkzeugen und Bauteilen können durch das PVD-Verfahren (physical vapor deposition) Metalle, Karbide, Nitride, Boride sowie Oxide aus der Gasphase auf Werkzeug- oder Bauteiloberflächen abgeschieden werden.



ohne bzw. mit enthaltenen Partikeln entsteht. Die dabei für hydraulische Ventile wichtigen Erosionsarten sind die Kavitationserosion und Flüssigkeitserosion.

### **Kavitationserosion**

Unter dem Begriff „Kavitation“, der sich aus dem lateinischen Wort *cavum*<sup>5</sup> ableitet, versteht man die Entstehung von örtlichen Dampf- und Gasblasen in Flüssigkeiten. Voraussetzung dafür ist das Absinken des statischen Strömungsdruckes an irgendeiner Stelle des Flüssigkeitsstroms unterhalb eines kritischen Wertes. Für diesen kritischen Wert wird in der Regel der Dampfdruck  $p_d$  der Flüssigkeit angenommen, er kann aber unter Umständen auch höher liegen [20]. Bei Hydraulikölen wird im Mittel bei 50 °C ein Dampfdruck angenommen von

$$p_d = 0,053 Pa = 0,53 \mu bar$$

In Flüssigkeiten können zwei Arten von Kavitation entstehen:

- Schwingungskavitation – Druckschwingungen verursachen in der Flüssigkeitssäule eine Absenkung des statischen Druckes unterhalb des kritischen Druckes.
- Strömungskavitation – die Umwandlung des statischen Druckes in dynamischen Druck bewirkt infolge der hohen Strömungsgeschwindigkeiten, wie sie häufig an Steuerecken von Ventilen vorkommen, den Druckabfall unterhalb des kritischen Wertes.

Man unterscheidet drei Arten des Blasenwachstums bei Kavitation:

- Dampfkavitation – bei Unterschreitung des kritischen Druckes bilden sich Blasen durch örtliche Verdampfung des Mediums.
- Gaskavitation – dabei entstehen die Gasblasen in einer ungesättigten Lösung.

---

<sup>5</sup> Hohlraum



- ❑ Pseudokavitation – vorhandene Gasblasen expandieren durch die Absenkung des Druckes.

Die Gasblasen lagern sich zum Teil an den Wänden der Bauteile ab und brechen infolge Druckerhöhungen (so genannter Wasserschlag) in ihrer Nähe wieder zusammen. Dabei wird im Milli- oder Mikrosekundenbereich die gesamte auf der Blasenoberfläche vorhandene potenzielle Energie freigesetzt. Während dieser Implosion, die ähnlich wie eine plötzliche sehr starke Temperaturerhöhung wirkt, werden mikroskopisch kleine kraterförmige Vertiefungen erzeugt. Durch die Vielzahl solcher Implosionen wird die Bauteilwand zunehmend aufgeraut bis es schließlich zu schwammartigen Zerstörungen kommt.

Die Kavitationserosion ist von folgenden Faktoren abhängig: Strömungsgeschwindigkeit, Druck, Temperatur, Viskosität, Kompressibilität und Oberflächenspannung.

In hydraulischen Anlagen kommt es vorwiegend zu Strömungskavitation. Diese kann wiederum in Kompressions-Kavitationserosion und Strahl-Kavitationserosion unterteilt werden. Letztere ist überwiegend in hydraulischen Anlagen zu beobachten.

Die Intensität des Abtrages infolge Strahl-Kavitationserosion ist größtenteils von der Betriebsviskosität abhängig. Die Zunahme der Kavitationserosion bei abnehmender Viskosität hat vor allem zwei Gründe [21]:

- ❑ Anzahl und Größe der Kavitationsblasen nehmen zu, wenn die viskose Flüssigkeitsreibung abnimmt.
- ❑ Bei verringerter Viskosität vergrößert sich die Implosionsenergie der Kavitationsblasen.

Weiterhin trägt ein zu hoher Wasseranteil in der Hydraulikflüssigkeit (siehe auch Abschnitt 5.2.3) zu erhöhter Erosionskavitation bei. Wasser kavitiert aufgrund seines hohen Dampfdruckes in Strömungswiderständen schon bei kleineren Druckdifferenzen als Mineralöl. Die Kavitationsblasen des Wassers wirken als Keime und haben eine stärkere Kavitation des Mineralöls zur Folge.



## Flüssigkeitserosion

Überall dort, wo Werkstoffoberflächen durch Flüssigkeitsströmungen, die zusätzlich mit Feststoffen durchsetzt sind, beansprucht werden, spricht man von Flüssigkeitserosion (auch hydroabrasiver Verschleiß oder Spülverschleiß genannt). Diese Art von Verschleiß tritt in Ventilen bevorzugt an den Steuerkanten der Ventilschieber und -gehäuse auf. Dies hat zwei Gründe:

1. Die Feststoffpartikel haben infolge der hohen Strömungsgeschwindigkeit, die in den blendenförmigen Querschnitten der Steuerkanten durch die hohen Druckdifferenzen auftritt, eine hohe kinetische Energie. Beim Aufprall der Feststoffpartikel auf die Werkstoffoberfläche wird somit Verschleiß verursacht.
2. Durch kleine Erhebungen, z. B. Rauheitsspitzen wie sie bedingt durch die spanende Fertigung ebenfalls an Steuerkanten von Ventilen vorkommen, entstehen Wirbel, die das abrasiv wirkende Material entgegen der Strömungsrichtung gegen die Werkstoffoberfläche schleudern.

Wasser spielt im Zusammenhang mit dieser Verschleißart ebenfalls eine wichtige Rolle. Kleine Wassermengen in der Druckflüssigkeit führen aufgrund der Adhäsion<sup>6</sup> zwischen den Körnern zu einem Anstieg der Reibung. Maßgebend für die Stärke der Schädigung sind folgende Faktoren:

- Partikel- und Flüssigkeitseigenschaften,
- Auftreffgeschwindigkeit,
- Auftreffwinkel,
- Widerstand des Bauteilwerkstoffes gegenüber dieser Belastung.

---

<sup>6</sup> Bildung und Trennung von atomaren Bindungen (Mikroverschweißungen) zwischen Grund- und Gegenkörper.



### 5.2.1.5 Tribochemische Reaktionen

Bei tribochemischen Reaktionen reagiert die Werkstoffoberfläche mit dem Umgebungsmedium (Druckflüssigkeit), infolge dessen werden bei einer Relativbewegung zwischen den beiden tribologisch beanspruchten Berührungspartnern immer neue Reaktionsprodukte erzeugt und abgerieben. Dabei werden die Festigkeitseigenschaften der betroffenen Oberflächenbereiche verändert. Speziell bei metallischen Werkstoffen kann es durch Temperaturerhöhungen infolge von Reibungswärme und mechanischer Beanspruchung zu chemischen Reaktionen, so genannten Oxidationsinseln, kommen. Diese neigen ab einer kritischen Dicke zum spröden Ausbrechen und verursachen Verschleißpartikel. Abbildung 33 zeigt tribochemische Verschleißpartikel in 5  $\mu\text{m}$  und 50  $\mu\text{m}$  Auflösung.

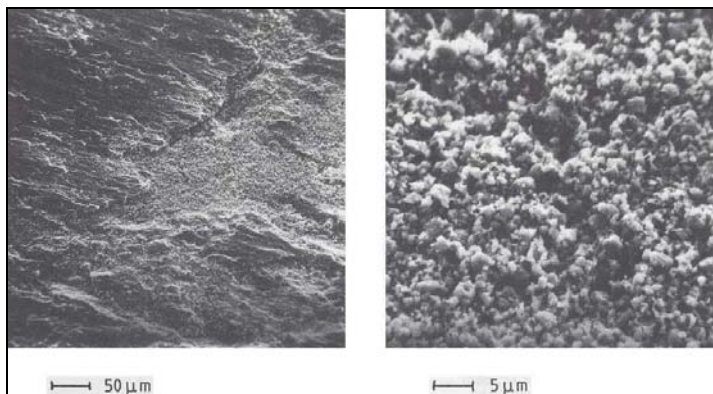


Abbildung 33:  
Erscheinungsbild tribochemischer Verschleißpartikel [18]

### 5.2.2 Gas in Öl

Gasförmige Verschmutzung im Hydrauliköl besteht zum größten Teil aus Luft, die durch turbulente Strömungsverhältnisse, nur zum Teil gefüllte Rücklaufleitungen oder undichte Anschlüsse ins Öl gelangt. Gas in Öl tritt in drei physikalischen Zuständen auf:

- gelöst (Lösung)
- dispergiert (Gas-in-Öl-Dispersion)
- Oberflächenschaum.



Während der Oberflächenschaum keine größeren Nachteile nach sich zieht, wirkt sich die Dispersion bzw. Lösung in Hydraulikflüssigkeiten schädigend aus. Unter Dispersion versteht man fein verteilte, ungelöste (freie) Luftbläschen, die in der Hydraulikflüssigkeit eingeschlossen sind [14]. Im Gegensatz dazu versteht man unter einer Lösung vollständig im Öl gelöste Luftmengen. Moderne Hydraulikflüssigkeiten können bei Raumtemperatur, bedingt durch den hohen Anteil an Zusätzen, bis zu acht Prozent ihres Volumens an gelöster Luft enthalten. Jüngste Untersuchungen haben gezeigt, dass sogar kleinste Mengen gelöster Luft gravierende Schäden auslösen können [22]. Luft beeinflusst die physikalischen Eigenschaften des Hydrauliköls negativ und

- beschleunigt die Ölalterung, was zwangsläufig zu einer Verschlechterung der Betriebssicherheit des Öles führt,
- erhöht die Kompressibilität<sup>7</sup> und verringert die Volumenbeständigkeit des Öls,
- lässt Temperatur- und Druckspitzen entstehen,
- verschlechtert Wärmeleitung und Wärmeübergang,
- verursacht Kavitationsschäden an Pumpen und Ventilen,
- zerstört Dichtungen.

Bei schnellem Druckanstieg können in Luftblasen höhere Temperaturen auftreten, die insbesondere an nicht metallischen Bauteilen zum Versagen, aber auch zu örtlichem Molekülzerfall (Cracken) der Druckflüssigkeit führen können. Bei örtlich hoher Strömungsgeschwindigkeit und großer Druckdifferenz an Drosselstellen kann der statische Druck unterhalb eines kritischen Wertes sinken, sodass ein schlagartiges Zusammenfallen (Implosion) von Luftblasen eintritt (Pseudokavitation) mit der Folge der Geräuschemission und des Strömungsverschleißes an Steuerkanten in Ventilen und an Pumpenteilen (siehe Abschnitt 5.2.1.4; Kavitationserosion).

---

<sup>7</sup> Volumenminderung infolge Drucksteigerung



Während Gas-in-Öl-Dispersionen durch einfache Maßnahmen wie Zentrifugen oder Absorptionsapparate aus der Hydraulikflüssigkeit abgeschieden werden können, gelingt die Entgasung bei gelöster Luft nur mittels Vakuumbehandlung oder Ölberuhigung. Letztere ist aufgrund der heute üblichen hohen Ölumlaufraten (aufgrund kleiner Tankvolumen) und damit verbundenen kurzen Beruhigungszeiten kaum noch möglich.

### 5.2.3 Wasser in Öl

Wasser kann über viele Wege in die Hydraulikanlage gelangen, z. B. durch Kondensation, durch unzureichende Kolbenstangendichtungen oder Einzug durch die BelüftungsfILTER. Auch über Kühlschmierstoffe, die sich beispielsweise bei Werkzeugmaschinen mit der Druckflüssigkeit vermischen, gelangt Wasser in die Hydraulikflüssigkeit. Es kommt in Öl im gelösten Zustand wegen der niedrigen Sättigungsgrenze nur in Spuren vor. Im ungelösten Zustand kommt Wasser in Form feinsten Tröpfchen vor (disperses System) oder setzt sich in leichterem Flüssigkeit ab.

Besonders in disperser Form wirkt sich Wasser in Hydraulikflüssigkeiten negativ aus. Folgende Schädigungen können dabei auftreten:

- Beschleunigung der Ölalterung durch Oxidation
- Herabsetzung des Verschleißschutzes des Öls
- Beeinträchtigung der Filtrierbarkeit des Öls
- Beschädigung metallischer Bauteile durch Korrosion
- Dampfblasenbildung (Kavitationsschäden).

Wasser in disperser Form lässt sich wie Luft durch Zentrifugen oder Absorptionsapparate aus der Druckflüssigkeit entfernen. In gelöstem Zustand ist ebenfalls eine Vakuumbehandlung notwendig.





Während Luft durch den Unterdruck förmlich aus dem Öl heraus gesaugt wird, siedet das Wasser aufgrund des Vakuums bei niedrigen Temperaturen und wird somit aus dem Öl herausgekocht, ohne dieses jedoch zu beschädigen. Dabei gilt der Grundsatz, dass je niedriger die Öltemperatur ist, desto höher ist der erforderliche Grad des Vakuums [22].

#### **5.2.4 Silting (verschmutzungsbedingtes Klemmen)**

Bei diesem Phänomen lagern sich während der Haltezeit zwischen den Schaltspielen feine Schmutzpartikel, die von der Strömung mitgeführt werden, im Dichtspalt ab und verursachen dadurch ein Klemmen des Schiebers. Die Dichtspalte der Ventile werden dabei von den Schmutzpartikeln nahezu hermetisch abgedichtet. Untersuchungen am IFAS in Aachen haben gezeigt, dass mit kleiner werdenden Staubfraktionen die Kraft ansteigt, die anschließend für das Lösen des Schiebers von der Feder oder dem Elektromagneten aufgewendet werden muss [19]. Befinden sich dagegen in der Druckflüssigkeit überwiegend gröbere Schmutzpartikel, so setzen sich diese vor dem Dichtspalt (Spalt zwischen Schieber und Gehäuse) ab und wirken wie ein Filter, der das Einwandern der kleinen Partikel in den Spalt verhindert.

Untersuchungen, die zu diesem Zweck am IFAS durchgeführt wurden, haben gezeigt, dass es bereits ab einer Haltezeit von drei Minuten und einer Teststaubkonzentration von weit unter 30 mg/l zu Siltingerscheinungen kommt [19]. Weiterhin wurde auch das Siltingverhalten bezüglich der Beschaffenheit des Schieberwerkstoffes und des Einflusses von Umfangsnuten, wie sie häufig zur Vermeidung des „hydraulischen Blockens“<sup>8</sup> in der Praxis vorkommen, untersucht. Dabei hat sich gezeigt, dass die Siltingneigung mit steigender Oberflächenhärte abnimmt. Die Oberflächenbeschaffenheit hat dagegen einen zu vernachlässigenden Einfluss auf das Siltingverhalten.

---

<sup>8</sup> Darunter versteht man das Andrücken des Ventilschiebers an eine Seite des Gehäuses infolge ungünstiger Druckausbreitung. Dies hat besonders bei ruhenden Ventilschiebern eine hohe Haftreibung zur Folge und damit höhere Losbrechkkräfte.



Auch zwischen Ventilschiebern mit bzw. ohne Umfangsnuten konnte kein signifikanter Unterschied im Siltingverhalten festgestellt werden.



## 6 Maßnahmen zur Erhöhung der Zuverlässigkeit

### 6.1 Filtration

Angesichts der Tatsache, dass Verunreinigungen in der Hydraulikflüssigkeit und deren Auswirkungen zur wichtigsten Versagensursache von Hydraulikventilen zählen, ist es unbedingt notwendig, Verunreinigungen z. B. mithilfe von Filtern zu beseitigen bzw. auf ein akzeptables Maß zu reduzieren. Da teilweise die komplexen Zusammenhänge zwischen Schmutzeintrag, Verschleiß und Filtration bis heute nicht vollständig geklärt werden konnten, ist der Konstrukteur bei der Auslegung des Filtersystems auf Erfahrungswerte angewiesen. Diese Erfahrungswerte liegen in ausreichendem Umfang meistens nur bei den Filterherstellern vor, was eine gute Zusammenarbeit zwischen Anlagenbauer und Filterhersteller unumgänglich macht.

In diesem Kapitel sollen die grundlegenden Anforderungen und Kenntnisse erläutert werden, die für eine optimale Filtration der Druckflüssigkeit bzw. Auslegung des Filtersystems notwendig sind.

#### 6.1.1 Analyse und Klassifikation der Verschmutzung

In der Praxis werden unterschiedliche Verfahren zur Bestimmung der Verschmutzung von Hydraulikflüssigkeiten angewendet. Die Wichtigsten sollen kurz vorgestellt werden.

- Gravimetrische Membranfiltration – hierbei wird eine definierte Ölmenge über zwei gleichartige Membranfilter, die hintereinander angeordnet sind, gefiltert. Durch anschließendes Wiegen der beiden Filter wird die zurückgehaltene Schmutzmasse bestimmt. Dieses vergleichsweise wenig aufwändige Verfahren gibt also nur Aufschluss über die Schmutzmassenkonzentration. Eine Aussage über die Art, die Anzahl oder die Größe der Partikel ist nicht möglich.
- Mikroskopische Teilchenzählung – hierbei werden die Schmutzpartikel über ein feinporiges Membranfilter mit definierter Porengröße aus dem Öl zurückgehalten. Anschließend werden die Partikel unter einem Mikroskop gezählt und nach ihrer



Größe in Klassen eingeteilt. Als Ergebnis erhält man die Partikelkonzentration pro Ölvolumen, unterschieden nach unterschiedlichen Partikelgrößen.

- ❑ Automatische Partikelzählung mittels Sensoren – hierbei handelt es sich um ein optisches Messverfahren nach dem Lichtblockade-Prinzip (Light Extinction), bei dem die zu untersuchende Druckflüssigkeit durch eine enge Messzelle strömt, die aus Lichtquelle und Fozelle besteht. Gelangt ein Schmutzpartikel in die Messzelle, kommt es aufgrund der Abschattung zu einer Spannungsänderung an der Fozelle. Der Betrag der Spannungsänderung ist auch gleichzeitig ein Maß für die Größe der Partikel. In Verbindung mit einem Zählgerät wird so die Anzahl und Größe der Partikel bestimmt. Der große Vorteil dieses Verfahrens ist neben seiner schnellen Durchführbarkeit auch die Möglichkeit, im so genannten „Online“-Betrieb eingesetzt zu werden. Unter „Online“-Betrieb versteht man die kontinuierliche Überwachung des Ölzustandes während des Betriebes der Maschine/Anlage [23]. So können in kürzester Zeit der Anstieg des Verschmutzungsgrades erkannt und rechtzeitig Gegenmaßnahmen ergriffen werden.

Das Verfahren hat aber auch Nachteile. So darf eine maximale Partikelkonzentration nicht überschritten werden und Luftblasen bzw. Wassertröpfchen werden als Partikel mitgezählt.

Die Ölreinheit wird aufgrund von Partikelzahlen im Wesentlichen durch zwei Verfahren klassifiziert [16].

- ❑ Reinheitsklassen nach NAS 1638 – hierbei wird die Reinheitsklasse durch Zählung der Partikel in fünf unterschiedlichen Größenbereichen (5 bis 15  $\mu\text{m}$ , 15 bis 25  $\mu\text{m}$ , 25 bis 50  $\mu\text{m}$ , 50 bis 100  $\mu\text{m}$  und  $> 100 \mu\text{m}$ ) und Einordnung der Ergebnisse in die jeweiligen Klassen bestimmt. Es gibt 13 Klassen (0 bis 12), die die maximale Anzahl von Partikeln pro 100 ml Druckflüssigkeit angeben. Der Größenbereich mit der höchsten Anzahl von Partikeln dient als Angabe für den Reinheitsgrad, z. B. NAS 1638 Klasse 7.



- Verschmutzungsgrad nach ISO 4406 – hierbei werden den Zählergebnissen für die Partikelgrößenbereiche  $> 4 \mu\text{m}$ ,  $> 6 \mu\text{m}$  und  $> 14 \mu\text{m}$  entsprechende Ordnungszahlen zugeordnet. Die Ordnungszahlen sind in 30 Klassen ( $< 1$  bis  $> 28$ ) eingeteilt, die jeweils die Partikelanzahl pro 1 ml Druckflüssigkeit angeben. Die Ölreinheitsklasse wird wie folgt angegeben: ISO 22/14/7. In manchen Fällen wird auf die Angabe der Partikelanzahl im Größenbereich  $> 4 \mu\text{m}$  verzichtet. Dann lautet die Angabe der Ölreinheitsklasse: ISO 14/7.

Für unterschiedliche Arten von Hydrauliksystemen gibt es in Nachschlagewerken (z. B. bei Filterherstellern) Empfehlungen für Reinheitsgrade. In Tabelle 5 sind die gängigsten Arten von Hydrauliksystemen und die empfohlenen Reinheitsgrade aufgezählt.

Tabelle 5:  
Empfohlene Reinheitsgrade für Hydrauliksysteme nach [16]

Art des Hydrauliksystems	Reinheitsklasse nach ISO 4406
Empfindliche Steuersysteme, Labor, Luft- und Raumfahrt	11/8
Hochleistungs-Servosysteme, Hochdrucksysteme mit hoher Lebensdauer	14/11
Hochwertige und zuverlässige Systeme, allgemeiner Maschinenbau	16/13
Mittlerer Druckbereich; allgemeiner Maschinenbau und Fahrzeuge	18/14
Niedriger Druckbereich; allgemeiner/Schwermaschinenbau, Fahrzeuge	19/15
Niederdrucksysteme mit großen Toleranzen	21/17

Die in der Tabelle hervorgehobenen Systeme (gelb unterlegt) stehen im Rahmen dieser Arbeit im Vordergrund.

### 6.1.2 Die Abscheideleistung von Filtern

Die Abscheideleistung gibt an, wie gut ein Filter Partikel, die über einer bestimmten Größe liegen, abscheidet. Ist ein Filter zu etwa 70 % belegt, tritt ein merklicher Druckanstieg auf. Diesen Effekt kann man zur Überwachung des Verschmutzungsgrades von Filterelementen über Differenzdruckanzeigen nutzen (siehe Abschnitt 6.1.4.1). Zur



Bestimmung der Abscheideleistung von Filtern unterscheidet man zwei maßgebliche Kenngrößen:

- den  $\beta_x$ -Wert und
- die Schmutzaufnahmekapazität.

Beide Kenngrößen werden im „Multi-pass Test“ (ehemals DIN ISO 4572, jetzt DIN ISO 16889) ermittelt. Dabei kommen automatische Partikelzählgeräte zum Einsatz, die mit einem genormten Teststaub kalibriert werden. Als Teststaub wird der nach DIN ISO 12103-1 genormte ISO Medium-Test-Dust (ISO MTD) verwendet.

### 6.1.2.1 Der $\beta_x$ -Wert

Der  $\beta_x$ -Wert (siehe Gleichung 10) gibt das Verhältnis der Partikelzahlen vor und hinter dem Filter an. Die Angabe erfolgt immer für eine bestimmte Partikelgröße  $x$ .

$$\beta_x = \frac{N_{x,u}}{N_{x,d}} \quad (10)$$

mit

$u$  = upstream (vor dem Filter)

$d$  = downstream (nach dem Filter)

$x$  = Partikelgröße in  $\mu\text{m}$

$N_x$  = Partikelanzahl  $> x$  / ml

Anstelle des  $\beta_x$ -Wertes kann auch der Abscheidegrad  $\varepsilon_x$  (siehe Gleichung 11) verwendet werden, der den Anteil aller im Filter zurückgehaltenen Partikel angibt und direkt aus dem  $\beta_x$ -Wert errechnet wird.

$$\varepsilon_x = \frac{N_{x,u} - N_{x,d}}{N_{x,u}} = 1 - \frac{1}{\beta_x} \quad (11)$$



### 6.1.2.2 Die Schmutzaufnahmekapazität

Unter der Schmutzaufnahmekapazität versteht man die Menge an Schmutz, die das Filter abscheiden kann, ohne einen bestimmten Differenzdruck zu überschreiten. Im Rahmen eines Forschungsprojektes am IFAS wurde auch untersucht, welche Auswirkungen die Betriebsparameter Druck, Strömungsgeschwindigkeit, Volumenstrom oder Temperatur auf die Abscheideleistung eines Filters haben. Dabei wurden folgende Zusammenhänge festgestellt:

- Eine Erhöhung der Betriebstemperatur und damit verbunden eine Absenkung der Betriebsviskosität führen zu einer Verschlechterung der Abscheideleistung.
- Eine Erhöhung der Anströmgeschwindigkeit führt zu einem höheren  $\beta_x$ -Wert.
- Sowohl das statische Druckniveau als auch Druckpulsationen haben keinen bedeutsamen Einfluss auf die Abscheideleistung.
- Volumestrompulsationen haben einen negativen Einfluss auf die Abscheideleistung.

Filterelemente sollten also soweit wie möglich nur dort eingebaut werden, wo keine pulsierenden oder impulsartigen Volumenströme auftreten. Ist dies nicht möglich, muss mit einer Verminderung der Abscheideleistung gerechnet werden.

### 6.1.3 Funktionsweise von Hydraulikfiltern

Man unterscheidet nach ihrer Wirkungsweise zwei unterschiedliche Filterkonzepte:

- Oberflächenfilter – hierbei wird als Filtermaterial Metallgewebe verwendet. Alle Partikel, die größer sind als die Porengröße des Filters (7 bis 40  $\mu\text{m}$ ), werden an dessen Oberfläche wie an einem Sieb zurückgehalten.

Als Nachteil erweist sich das schnelle Verstopfen des Filters und die damit verbundene geringe Schmutzaufnahmekapazität. Abbildung 34 (siehe Seite 88) zeigt einen Oberflächenfilter mit Metallgewebe.

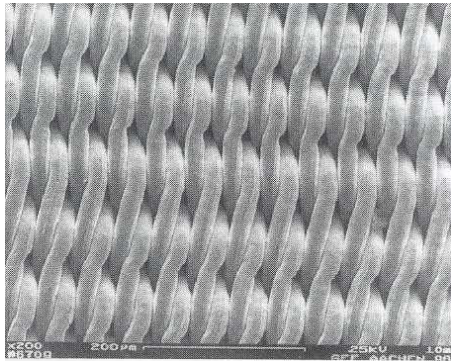
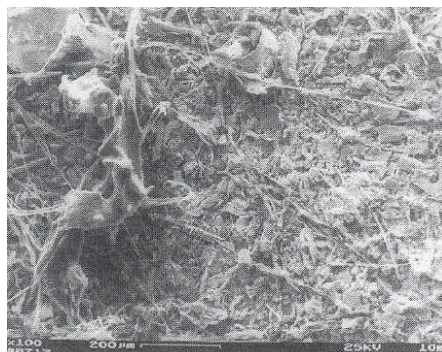
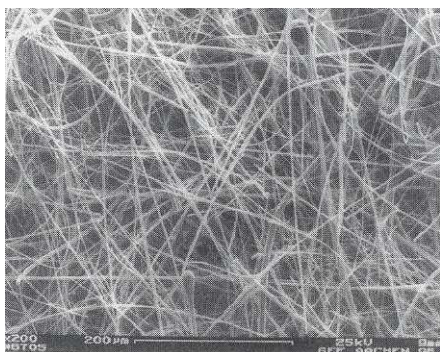


Abbildung 34:  
Metallfiltergewebe; Filterfeinheit 7 µm [16]

- Tiefenfilter – hierbei werden als Filtermaterial unstrukturierte Vliese aus Papier-, Kunststoff- oder Glasfasern verwendet. Die Porengröße der Filterelemente ist größer als die abzuscheidenden Partikel, die durch Haftmechanismen an den Fasern kleben bleiben. Größere Partikel bleiben, wie bei einem Oberflächenfilter, an der Oberfläche hängen. Mit zunehmendem Schmutzgehalt des Vlieses nimmt auch die Oberflächenfiltration zu. Mit ihrer Hilfe können Partikel bis zu einer Größenordnung von 1 µm abgeschieden werden.

Tiefenfilter haben eine höhere Schmutzaufnahmekapazität und stellen einen geringeren Strömungswiderstand dar. Sie können allerdings nicht mehr gereinigt werden. Aufgrund ihrer verglichen mit Oberflächenfiltern hohen Abscheideleistung werden sie dennoch überwiegend in der Hydraulik eingesetzt. Abbildung 35 zeigt ein neues bzw. verschmutztes Tiefenfilter.

Abbildung 35:  
Neues (links) bzw. verschmutztes (rechts) Filtervlies eines Tiefenfilters [16]







### 6.1.4 Filterkonzept

Unter einem Filterkonzept versteht man die geeignete Wahl des Filterprinzips für die geforderte Aufgabe sowie die Anordnung der Filter an einem zweckmäßigen Wirkort. Neben anforderungsgerechten Leistungsdaten ist auch ein wohlüberlegtes Filterkonzept für die Vermeidung von Störungen und Verschleiß notwendig.

#### 6.1.4.1 Aufbau eines Filters

Ein in der Hydraulik eingesetztes Filter besteht üblicherweise aus einem Filtergehäuse und einem Filterelement. Das Gehäuse dient zur Aufnahme des Filterelementes und zum Anschluss an die Hydraulikanlage. Häufig werden in das Gehäuse auch Zusatzelemente eingebaut, wie z. B. ein Bypass-Ventil oder eine optische bzw. elektrische Verschmutzungsanzeige auf der Grundlage des Differenzdrucks. Abbildung 36 zeigt den Querschnitt durch ein komplettes Filter, das aus Filtergehäuse und Filterelement besteht.

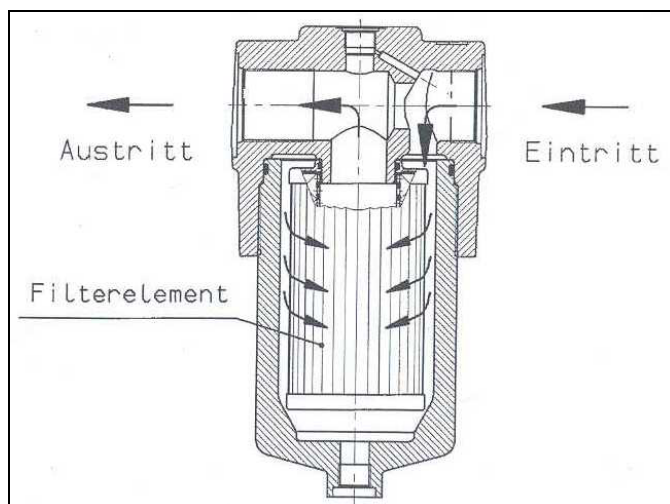


Abbildung 36:  
Querschnitt durch ein Druckfilter  
(Fa. Hydac) [16]

Während der Betriebszeit steigt durch die Verschmutzung der Differenzdruck am Filterelement. Ohne ein Bypass-Ventil würde dies besonders beim Kaltstart zur Zerstörung des Filterelementes bzw. zum Kollabieren der Stützelemente führen [24]. Mit einem Bypass-Ventil kann dies wirksam verhindert werden. Abbildung 37 (siehe Seite 90) zeigt den Aufbau und Funktionsweise eines im Filtergehäuse angeordneten Bypass-Ventils.

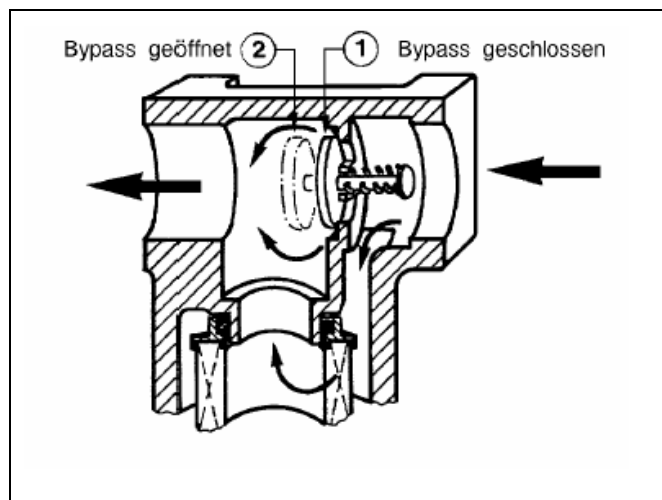


Abbildung 37:  
Aufbau und Funktionsweise eines  
Bypass-Ventils [24]

Die Verschmutzungsanzeige reagiert, wenn sich ein vorbestimmter Differenzdruck durch zunehmende Verschmutzung des Filterelementes einstellt. Je nach Bauart erscheint ein optisches Signal, oder es wird ein elektrischer Kontakt betätigt. In Abbildung 38 ist die Funktion der Verschmutzungsanzeige dargestellt.

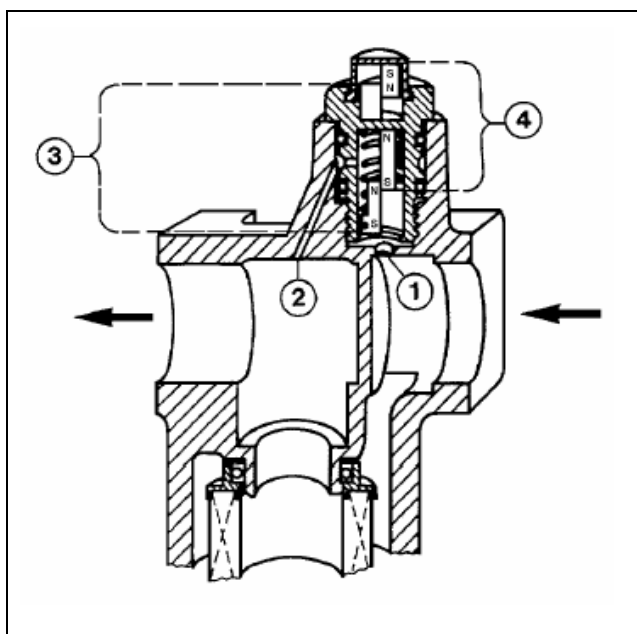


Abbildung 38:  
Funktion der Verschmutzungsanzeige  
(Differenzdruck) [24]

- 1 Druck vor dem Filterelement
- 2 Druck hinter dem Filterelement
- 3 Position der Magnete bei sauberem Filterelement
- 4 Position der Magnete bei verschmutztem Filterelement



Ein Filterelement besteht aus mehreren Schichten, die gefaltet (plissiert) sind, um eine größere Fläche zu erhalten. Abbildung 39 zeigt den Aufbau eines Filterelementes mit seinen unterschiedlichen Schichten. Im Inneren des Filterelementes befindet sich zusätzlich ein Stützrohr, damit das Element auch höheren Differenzdrücken standhalten kann. Geschlossen wird das Filter mit zwei Endkappen, an die das gefaltete Vlies angeklebt ist.

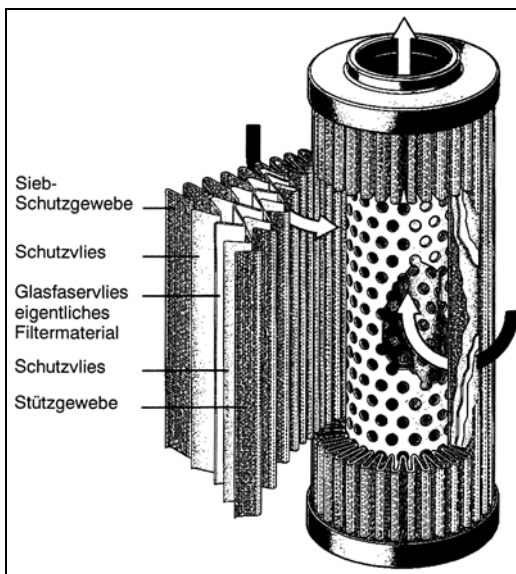


Abbildung 39:  
Aufbau eines Filterelementes (Fa. Argo) [16]

#### 6.1.4.2 Filterarten und Anordnung

Man unterscheidet folgende Filterarten bezüglich ihrer Funktion und Anordnung in einem Hydrauliksystem:

- ❑ Arbeitsfilter (auch Systemfilter genannt) – deren Aufgabe besteht in der Einhaltung der geforderten Reinheitsklasse. Bei Bauteilen, die weniger schmutzempfindlich sind, bieten diese Filter auch ausreichenden Schutz gegen plötzlichen Ausfall.
- ❑ Schutzfilter – schützen schmutzempfindliche Komponenten vor groben Schmutzpartikeln und verhindern damit plötzliche Betriebsausfälle. Schutzfilter sind im Allgemeinen gröber als Arbeitsfilter. Sie werden unmittelbar vor dem zu schützenden Bauteil (z. B. Steuerventil) oder aber unmittelbar hinter dem ausfallgefährdeten Bauteil (z. B. Pumpe) angebracht.



- ❑ Last-Chance-Filter – werden zum Schutz von hochwertigen oder sicherheitsrelevanten Komponenten eingesetzt. Hier handelt es sich üblicherweise um Metallgewebefilter mit Porengrößen im Bereich von 50 bis 100  $\mu\text{m}$ . Sie sollen die Bauteile vor groben Verschleißteilen schützen, falls das System- oder Schutzfilter ausfällt.
- ❑ Bypassfilter (auch Nebenstromfilter genannt) – diese Filter werden in großen Anlagen häufig im Nebenkreislauf eingesetzt. Dabei sorgt eine separate Pumpe für die Förderung der Druckflüssigkeit durch das Filter. Empfehlenswert ist ein solcher Nebenstromkreislauf vor allem bei Anlagen mit schwankenden Volumenströmen.
- ❑ BelüftungsfILTER – da ein großer Teil der Feststoffverschmutzung über die Belüftung in die Anlage gelangt, sollte den BelüftungsfILTERn eine große Bedeutung zugemessen werden. BelüftungsfILTER verhindern das Eindringen von Schmutz aus der Umgebungsluft in die Anlage und sollten mindestens die gleiche Filterfeinheit besitzen wie die feinsten Filter im System. Dadurch wird die Betriebszeit der übrigen Filter im Inneren der Anlage erheblich verlängert.

Da Wasser in Öl einen schädigenden Einfluss hat (siehe Abschnitt 5.2.3), können an BelüftungsfILTER Baueinheiten zur Lufttrocknung vorgesehen werden. Die so genannten Adsorptionstrockner können je nach verwendetem Adsorptionsmittel außer Wasser auch Gase wie  $\text{CO}_2$ ,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{NO}_2$  usw. abscheiden. Dies trägt wiederum zu einer verlangsamten Alterung des Hydrauliköles bei. Abbildung 40 (siehe Seite 93) zeigt den Querschnitt eines solchen BelüftungsfILTERs mit Adsorptionstrockner für die Stationärhydraulik.

- ❑ Rücklauffilter – werden zur Reinigung der in den Öltank zurückfließenden Druckflüssigkeit eingesetzt. Wird über dieses Filter ein genügend großer Volumenstrom gefördert, können diese Filter auch als Systemfilter zur Einhaltung der Reinheitsklasse verwendet werden. Zum Abscheiden von eingedrunenem dispers gebundenem Wasser (Wasser-in-Öl-Emulsion) kann ein Rücklauffilter mit einem Aufschraub-Wasserfilter kombiniert werden. Dabei bindet eine Wasser abweisende Polymerschicht durch Gelumwandlung das Wasser.



- ❑ Einfüllfilter – werden beim Befüllen einer Anlage mit Frischöl eingesetzt, um Anfangsvermutzung zu verhindern.

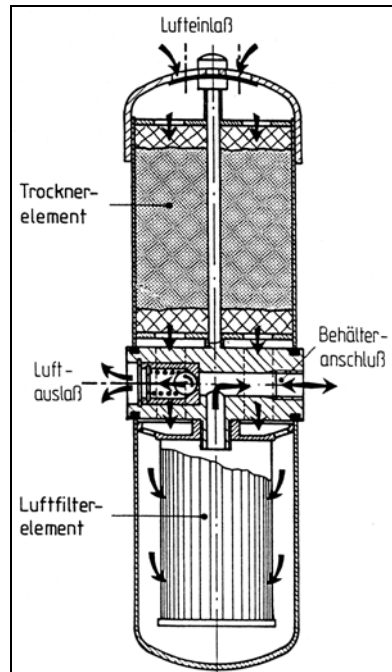


Abbildung 40:  
Belüftungfilter mit Adsorptionstrockner (Cleans Aer,  
Diagnostics, Fa. Koppen & Lethem) [14]

Weiterhin werden Filter, je nach Einsatz vor oder hinter einer Pumpe, in Saug- oder Druckfilter unterteilt.

Saugfilter werden zwischen Tank und Pumpe eingebaut, um diese vor groben Schmutzpartikeln aus dem Tank zu schützen. Beim Einsatz von Saugfiltern kann es aufgrund eines hohen Druckabfalls am Filter zu Kavitation an der Pumpe kommen. Aus diesem Grunde sollte die Porengröße möglichst groß gewählt werden und es sollte eine Verschmutzungsanzeige (siehe auch Abschnitt 6.1.4.1) vorhanden sein. Saugfilter können immer nur reine Schutzfilter sein.

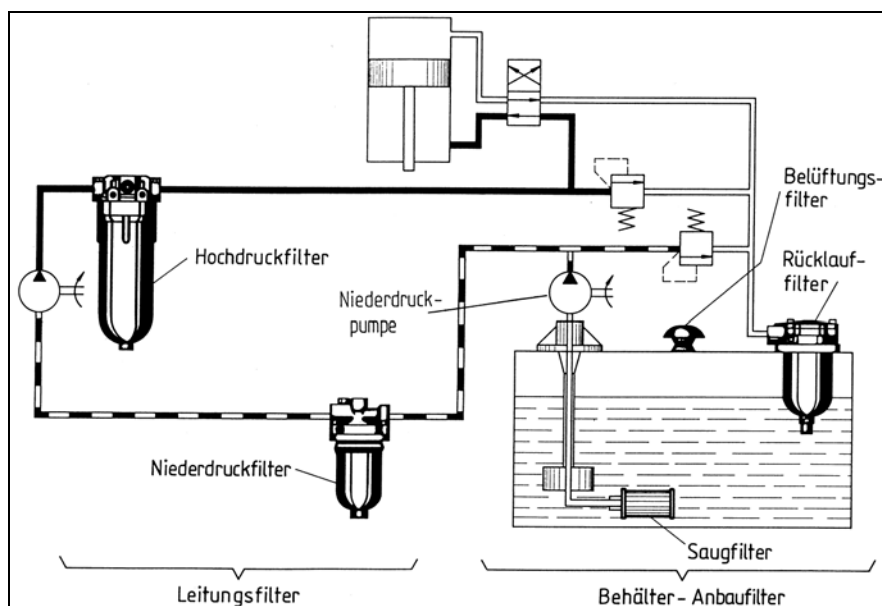
Druckfilter werden immer zwischen Pumpe und Verbraucher eingesetzt und je nach maximal zulässigem Druck in Nieder-, Mittel- und Hochdruckfilter unterteilt. Die Festigkeit der Filtergehäuse muss so angepasst werden, um die statischen und dynamischen Druckkräfte aufnehmen zu können. Niederdruckfilter sind Hochdruckfiltern aus Kostengründen immer vorzuziehen, allerdings ist der Einsatz Letzterer, z. B. zum Schutz von hochwertigen Servoventilen vor feinsten Partikeln, unumgänglich.



Für die Feinstfiltration für höchste Reinheitsanforderungen kann die elektrische Flüssigkeitsreinigung eingesetzt werden. Damit werden Feststoffpartikel bis zu einer Größe von  $0,05 \mu\text{m}$  herausgefiltert. Das Verfahren nutzt die elektrische Ladung aller Feststoffe und filtert die Schmutzstoffe mithilfe von so genannten Kollektoren aus der Druckflüssigkeit. Um auch neutrale Partikel abscheiden zu können, wird in der Reinigungskammer ein inhomogenes elektrisches Feld erzeugt. Durch dieses Verfahren können auch schwer lösliche harzige Verunreinigungen sowie polymerisierte Oxidationsprodukte abgesondert werden.

Abbildung 41 zeigt noch einmal verschiedene Filtertypen und deren Anordnung im Hydraulikkreislauf.

Abbildung 41:  
Filterbauformen und Filteranordnung im Hydrauliksystem [14]



### 6.1.5 Filterauswahl und vorbeugende Maßnahmen

Wie schon eingangs zu diesem Thema erwähnt, ist es aufgrund der Komplexität der Problematik kaum möglich, dem Konstrukteur ein allgemein gültiges Konzept an die Hand zu geben. Vielmehr ist eine enge Zusammenarbeit zwischen Anlagenbauer und



Filterhersteller gefragt. Aufgrund jahrelanger Praxiserfahrung verfügen die Hersteller über Erfahrungswerte darüber, mit welchen Filterelementen welche Reinheitsklasse eingehalten werden kann. Diese sind zum Teil auch ihren Informationsbroschüren zu entnehmen.

Mit dem flächendeckenden Einzug von Computern in die Konstruktionsbüros im letzten Jahrzehnt wird vermehrt versucht, diese komplexen Zusammenhänge auf numerischem Wege zu lösen. So wurde z. B. am IFAS ein auf Microsoft Windows basierendes Simulationsprogramm entwickelt, das in der Lage ist, die Partikelkonzentration unterschiedlicher Hydrauliksysteme zu berechnen [16]. Hierbei ist es möglich, aus einzelnen Hydraulikkomponenten jedes beliebige Hydrauliksystem zusammenzustellen und über den Volumenstrom miteinander zu verbinden. Dieses Programm stellt ein zusätzliches Hilfsmittel bei der Konstruktion und Berechnung von Filterkonzepten dar.

Nachfolgend sollen noch einige Maßnahmen aufgeführt werden, die für ein zuverlässiges Funktionieren von Hydraulikanlagen unumgänglich sind. Einige von ihnen sind bereits erwähnt worden, dennoch sollen sie hier noch einmal zusammengefasst werden:

- ❑ Filterüberwachung – da Filter die Verschmutzung nur im betriebsbereiten Zustand zurückhalten, ist es wichtig, ihre Funktionsfähigkeit überprüfen zu können. Dazu sollten optische oder elektrische Verschmutzungsanzeigen eingebaut werden. Diese Geräte messen die Druckdifferenz beim Durchströmen des Filters, die je nach Filterart unterschiedlich sein kann. So kann schon vor dem Öffnen eines Bypass-Ventils ein Wartungssignal gegeben werden.
- ❑ Überwachung der Druckflüssigkeit – die effektivste Überwachung von Druckflüssigkeiten stellt heute die Online-Überwachung dar, die in der Lage ist, auch kurzfristig auf eine gefährliche Zunahme der Verschmutzungskonzentration in der Flüssigkeit hinzuweisen. Dazu wird ein automatischer Partikelzähler, z. B. mithilfe einer Minimeskupplung an die Druckleitung angeschlossen. Eingesetzt werden solche Partikelzähler dort, wo höchste Anforderungen an die Ölrinheit gestellt werden. Bei geringeren Anforderungen sind Ölrinheitssensoren eine kostengünstige Alter-



native, die seit kurzem im Handel angeboten werden [23]. Dadurch ist eine fortlaufende Überwachung und Dokumentation des Ölreinheitsgrades möglich. Über eine Schnittstelle können die Daten an einen Leitrechner übermittelt und zur Unterstützung der Prozessautomatisierung weiterverarbeitet werden [14].

- Vorbeugende Instandhaltung – zur Erhöhung der Zuverlässigkeit einer Hydraulikanlage muss die Instandhaltung auf die Vermeidung von Schäden ausgerichtet sein. Hierbei spielen die beiden oben genannten Maßnahmen der Filterüberwachung und der Überwachung der Druckflüssigkeit eine entscheidende Rolle. Bei abweichenden Parametern sollten unverzüglich konkrete Maßnahmen zur Vermeidung von Schäden ergriffen werden. Fehlen solche Überwachungseinrichtungen, sollten die Filter in regelmäßigen Zeitabständen überprüft und gegebenenfalls gereinigt oder gewechselt werden. Des Weiteren sollten regelmäßig Ölproben im Labor untersucht werden. Weitere Maßnahmen, wie die Sensibilisierung und Schulung der Mitarbeiter zu diesem Thema, sind von äußerster Wichtigkeit.

## 6.2 Beachtung der Einsatzgrenzen von Hydraulikflüssigkeiten

Damit eine hohe Betriebssicherheit gewährleistet werden kann, ist es unbedingt notwendig, die Eigenschaften und damit verbunden die Einsatzgrenzen von Druckflüssigkeiten zu kennen. Die geeignete Auswahl der Druckflüssigkeit schafft eine weitere wichtige Voraussetzung für das zuverlässige Arbeiten einer Hydraulikanlage. So sollten die Drücke, Geschwindigkeiten und Temperaturen die Eigenschaften der Druckflüssigkeiten nur geringfügig verändern. An Druckflüssigkeiten werden sehr viele Anforderungen gestellt, wie z. B. gute Schmierwirkung, hohe Schmierfilmfestigkeit, geringe temperaturabhängige Viskosität usw., die sich zum Teil widersprechen und somit nicht alle erfüllt werden können. Die Kunst des Konstrukteurs ist es, all diese Anforderungen gegeneinander abzuwägen und die beste Druckflüssigkeit auswählen. Auch hier ist wiederum die gute Zusammenarbeit von Druckflüssigkeitsherstellern, Anlagenbauern und Bauteilherstellern gefragt, da es in der Praxis häufiger vorkommt, dass Zusammensetzungen und damit Eigenschaften von Druckflüssigkeiten verändert werden, aber die Bezeichnungen die gleichen bleiben [25].





Angesichts der vielen Einflussgrößen, die bei der Auswahl einer geeigneten Druckflüssigkeit eine Rolle spielen, wird im Rahmen dieser Arbeit nur auf die vermutlich Wichtigsten eingegangen.

### 6.2.1 Dichte

Die Dichte  $\rho$  ist das Verhältnis einer Masse  $m$  zu deren Volumen  $V$ .

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (12)$$

Die Dichte ist druck- und temperaturabhängig, wobei sie sich mit wachsendem Druck erhöht und mit steigender Temperatur verringert. Die Dichte von Hydraulikflüssigkeiten wird auf die Bezugstemperatur 15 °C ( $\rho_{15^\circ\text{C}}$ , DIN 51757) und einen Atmosphärendruck  $\rho_{\text{amb}} = 1$  bar bezogen. Die Dichte für Druckflüssigkeiten auf Mineralölbasis beträgt im Mittel bei einer Temperatur von 15 °C

$$\rho_{\text{öl}} = \rho_{15^\circ\text{C}} = 900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0,9 \frac{\text{g}}{\text{ml}}$$

Durch eine niedrige Dichte der Hydraulikflüssigkeit werden die Druckverluste und dynamischen Rückwirkungen auf Steuerventile gering gehalten.

### 6.2.2 Viskosität

Unter der Viskosität einer Flüssigkeit versteht man den Widerstand, den eine Flüssigkeit der gegenseitigen Verschiebung benachbarter Schichten entgegensetzt [26]. Die Viskosität wird hervorgerufen durch die innere Reibung in der Flüssigkeit bei deren Bewegung. Sie ist das wichtigste Unterscheidungsmerkmal für Öle und stark von der Temperatur abhängig. Man unterscheidet zwei Arten von Viskosität:

- dynamische Viskosität  $\eta$  (auch absolute Viskosität genannt) – sie ist festgelegt als die Viskosität, bei der die Flüssigkeit unter der Schubspannung  $\tau = 1 \text{ N/m}^2$  bei einer Spalthöhe  $h$  von 1 m eine Relativgeschwindigkeit  $v$  von 1 m/s hat. Dabei



ergibt sich die Schubspannung aus Gleichung 13:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{\eta \cdot v}{h} \quad (13)$$

mit

$F$  Kraft in N

$A$  Fläche in  $m^2$

$\eta$  dynamische Viskosität in  $Ns/m^2$

$v$  Relativgeschwindigkeit zwischen Wand und Flüssigkeit in  $m/s$

$h$  Spalthöhe in  $m$

Die dynamische Viskosität ist druck- und temperaturabhängig und dient zur Berechnung von Strömungswiderständen und Leckverlusten.

- kinematische Viskosität  $\nu$  – sie erhält man durch die Division der dynamischen Viskosität durch die Dichte  $\rho$  und wird heute bei Berechnungen bevorzugt benutzt.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (14)$$

mit

$\nu$  kinematische Viskosität in  $m^2/s$

$\eta$  dynamische Viskosität in  $Ns/m^2$

$\rho$  Dichte in  $kg/m^3$

Eine Verringerung der Betriebsviskosität hat viele negative physikalische Veränderungen zur Folge. So erhöht sich z. B. die Kavitationserosion (siehe Abschnitt 5.2.1.4) oder die Schmierfähigkeit der Hydraulikflüssigkeit nimmt ab (siehe Abschnitt 6.2.5).

### 6.2.3 Viskositäts-Temperatur-(VT)-Verhalten

Die Viskosität der Öle verändert sich sehr stark mit der Temperatur. Diese Veränderung ist nach einer empirisch ermittelten Gleichung von *Ubbelohde-Walther* in so genannten VT-Diagrammen dargestellt. Das entsprechende Diagramm wird für jedes Öl vom Hersteller zur Verfügung gestellt.



Für das VT-Verhalten sind folgende Kennwerte wichtig:

- Richtungskonstante  $m$  – sie ist ein Maß für den Anstieg der VT-Geraden. Je kleiner die Richtungskonstante, desto flacher der Verlauf der VT-Geraden, umso besser das VT-Verhalten. Bei Hydraulikflüssigkeiten kommen im Mittel Richtungskonstanten von  $m = 3,8$  vor.
- Viskositäts-Polhöhe  $VPh$  – je höher die  $VPh$  eines Öles liegt, umso schlechter ist sein VT-Verhalten.
- Viskositäts-Index  $VI$  – beschreibt die Viskositätsänderung einer Druckflüssigkeit anhand einer Zahl, die zwischen 0 und 100 liegen kann. Er wurde eingeführt, um verschiedene Öle anhand ihres VT-Verhaltens unterscheiden zu können. Der natürliche Viskositäts-Index von Hydraulikölen liegt zwischen 80 und 100. Durch den Viskositäts-Index ist das VT-Verhalten nur sehr ungenau zu bestimmen, daher sollte er nach Möglichkeiten nicht mehr benutzt werden.

Ausgangspunkt für die Wahl der Viskositätsklasse ist die zulässige Betriebstemperatur.

#### 6.2.4 Viskositäts-Druck-(VP)-Verhalten

Mit wachsendem Druck  $p$  steigt auch die Viskosität eines Öles an. Dies ist besonders ab Drücken von 100 bar aufwärts zu berücksichtigen. Dabei ist die Druckabhängigkeit bei höher viskosen Hydraulikölen stärker als bei niedrig viskosen Ölen.

Beim Dauerbetrieb mit hohen Drücken (über 50 bar), insbesondere beim Drosseln mit hohen Druckabfällen, wie sie z. B. in Steuerventilen vorkommen, nimmt die Zähigkeit der Öle um 25 bis 50 % ab.

#### 6.2.5 Schmierfähigkeit (Ölfilmfestigkeit)

Überall da, wo sich Teile von Hydraulikkomponenten relativ zueinander bewegen, dies ist z. B. in Schieberventilen oder Pumpen der Fall, ist auf eine ausreichende Schmierfähigkeit der Druckflüssigkeit zu achten. Damit werden die Reibungsverluste und der



Verschleiß an den sich gegeneinander bewegenden Teilen (Gleitflächen) herabgesetzt bzw. gering gehalten.

Die Schmierfähigkeit ist abhängig vom Haftvermögen der Druckflüssigkeit am jeweiligen Bauteil (Adhäsion), von der Zusammenhangskraft der Moleküle untereinander (Kohäsion) und von der Viskosität der Druckflüssigkeit.

Unter normalen Bedingungen ist bei den üblichen Hydraulikflüssigkeiten die Schmierfähigkeit in ausreichendem Maße gegeben. Bei höheren Anforderungen müssen der Druckflüssigkeit Zusätze, so genannten Inhibitoren, zugegeben werden.

### **6.2.6 Alterungsbeständigkeit**

Mit der Alterungsbeständigkeit bezeichnet man die Fähigkeit der Hydrauliköle, gegen Einwirkungen von Luft, Wasser, Metallen und hohen Temperaturen chemisch resistent zu sein. Unter der Alterung der Hydrauliköle kann man einerseits die Oxidation, andererseits die Polymerisation verstehen. Die Oxidation verursacht eine Versäuerung des Hydrauliköls. In welchem Maße die Oxidation fortgeschritten ist, gibt die Neutralisationszahl (NZ) nach DIN EN ISO 4263-2 (TOST-Test) an.

Oxidation kann durch folgende Ursachen begünstigt bzw. beschleunigt werden:

- durch die Neigung der Öle, Luft zu lösen und in Lösung zu halten (siehe Abschnitt 5.2.2),
- durch hohe Temperaturen – je höher die Temperatur, umso schneller altert ein Hydrauliköl,
- durch die Möglichkeit des Sauerstoffzutritts und
- durch die katalytische Wirkung von Metallen und Verunreinigungen (Schmutz, Verschleißteilchen usw.).



Bei der Polymerisation kommt es infolge hoher Temperaturen zur Vergrößerung von Kohlenstoffketten. Dadurch bilden sich klebrige Schlamnteilchen und harzartige Überzüge, die sich in Steuerventilen, Filtern und Leitungen ablagern.

Durch folgende Maßnahmen kann die Alterungsbeständigkeit erhöht werden:

- ❑ Die Öltemperatur sollte 70 °C nicht übersteigen, da die oben genannten Effekte oberhalb dieser Temperatur beschleunigt stattfinden (eventuell Kühlung einbauen, siehe Abschnitt 6.3).
- ❑ Das Ölvolumen sollte möglichst groß gewählt werden, um die Umwälzzahl<sup>9</sup> (UZ) möglichst klein zu halten, da besonders während der Umwälzung des Hydrauliköls viel Sauerstoff aufgenommen wird.
- ❑ Bei der Werkstoffauswahl sollten solche Metalle bevorzugt werden, die eine geringe katalytische Wirkung besitzen.
- ❑ Durch Zugabe von Wirkstoffen (Oxidations-Inhibitoren und Detergents), die die natürliche Alterungsbeständigkeit verbessern.

Oxidations-Inhibitoren hemmen die Schmierstoffalterung, indem sie den Kettenmechanismus der Öloxidation unterbrechen [27]. Sie werden im Allgemeinen mit Korrosionsinhibitoren kombiniert.

Detergents verhindern die Verklumpung und Ablagerung von Ruß- und Schmutzteilchen und damit die Bildung von Schlamm und Ölkohle. Die Verunreinigungen werden in der Schwebelage gehalten, um anschließend am nächsten Filter einfacher aus dem Öl gefiltert zu werden. Sie werden vorwiegend mit Oxidations- und Korrosionsinhibitoren kombiniert (HD<sup>10</sup>-Hydrauliköle).

---

<sup>9</sup> Gibt an, wie oft die gesamte Ölmenge je Stunde umgepumpt wird.

<sup>10</sup> Heavy Duty



### 6.2.7 Korrosionsschutzfähigkeit

Unter Korrosion versteht man die chemische oder elektrochemische Zerstörung von Metallen. Die häufigste Ursache für Korrosionsbildung in hydraulischen Anlagen ist Feuchtigkeit, z. B. Wasser in Öl (siehe Abschnitt 5.2.3). Hydrauliköle für normale Anforderungen sind ausreichend korrosionsfest. Allerdings sind bei Hochleistungs-Hydraulikölen Zusätze wie Oxidations- und Korrosionsinhibitoren zu empfehlen. Korrosionsinhibitoren schützen vor Korrosion, indem sie durch physikalische Adsorption oder chemische Reaktion Deckschichten bilden. Des Weiteren ist wiederum eine Ölkühlung von Vorteil, weil die Korrosionsneigung mit steigender Temperatur zunimmt.

### 6.3 Kühlung der Druckflüssigkeit

Da die Temperatur in vielerlei Hinsicht (z. B. Viskosität-Temperatur-Verhalten, Alterungsbeständigkeit, Korrosionsschutzfähigkeit usw.) einen negativen Einfluss auf die Funktionsfähigkeit und damit auf die Zuverlässigkeit hydraulischer Komponenten hat, ist es von großer Wichtigkeit, diese in bestimmten Grenzen zu halten. Dazu werden in der Praxis zusätzlich zur Temperaturabstrahlung über die Oberfläche des Flüssigkeitsbehälters (Konvektion) Ölkühler eingesetzt, die entweder luft- oder wassergekühlt sind.

In Bezug auf Schäden durch Korrosion an der Kühlanlage ist Kühlluft unproblematisch. Lediglich bei Seeluft oder chemisch aggressiver Industrieluft sind die Austauschflächen mit einem schützenden Überzug zu versehen. Ist die Verlustwärme einer Hydraulikanlage sehr hoch und damit eine Luftkühlung unzureichend, verwendet man Wasser als Kühlmedium. Je nach Gehalt an Inhaltsstoffen unterscheidet man dabei zwischen Süß-, Brack- und Seewasser. Abhängig vom Wassertyp sollte ein chemisch beständiger Werkstoff für die benetzten Teile des Wärmetauschers ausgewählt werden.

Zum Erreichen und Halten eines optimalen Betriebszustandes der Kühlanlage sind folgende Maßnahmen zu ergreifen:

- Das Kühlwasser sollte möglichst frei von Inhaltsstoffen sein.



- Das Kühlwasser sollte eine hohe Strömungsgeschwindigkeit haben, um durch Ablösung erwärmter Grenzschichten den Wärmeübergangswiderstand zu verringern.
- Der Ölkühler sollte möglichst in senkrechter Lage eingebaut werden.
- Die Reinigung der Anlage ist in regelmäßigen Abständen durchzuführen.







## 7 Aufnahme und Auswertung von Felddaten

Ein weiteres Ziel der vorliegenden Arbeit ist der Nachweis des  $MTTF_d$ -Wertes von 100 Jahren für hydraulische Ventile.

Zur Bestimmung des  $MTTF_d$ -Wertes kann man zwei Wege beschreiten:

- ❑ Testen von Ventilen im Labor unter Bedingungen, die die Einsatzbedingungen im realen Wirkumfeld (im Felde) simulieren. Diese Methode hat allerdings einige gravierende Nachteile:
  - Die Anzahl der getesteten Ventile ist in der Regel auf eine kleine Anzahl begrenzt.
  - Die realen Bedingungen, wie sie im Felde vorherrschen, können im Labor meistens nicht ausnahmslos nachgebildet werden, da diese nicht ausreichend bekannt oder zu komplex sind.
  - Der Energieaufwand ist immens hoch (Kostenfrage!).
  - Die Testdauer ist ebenfalls relativ lang.
- ❑ Aufnahme von Ausfalldaten im unmittelbaren realen Wirkumfeld (Felddaten).

Aus Zeitgründen wurde im vorliegenden Fall insbesondere die Aufnahme und Auswertung von Felddaten vorgezogen. Dies erfolgte durch die Auswertung von EDV-Daten (Neubeschaffungsmengen von Hydraulikventilen und Reparaturberichte), Mitwirkung bei Instandhaltungsarbeiten und durch intensive Gespräche mit dem Instandhaltungspersonal. Darüber hinaus sind, wie schon in der Aufgabenstellung erwähnt, zahlreiche Versuchsdaten und Felldrückmeldungen von Ventilherstellern in diese Arbeit eingeflossen.

Die überwiegende Menge an Daten, die zur Bestimmung der Lebensdauer von Hydraulikventilen herangezogen wurde, stammt aus den Instandhaltungsabteilungen zweier großer Anwender. Neben den reinen Ausfallzahlen wurden auch die Betriebsbedingungen aufgenommen, unter denen die Ventile im Einsatz waren. Damit ist auch die Möglichkeit der Vergleichbarkeit von Ausfallraten gegeben.



Im Folgenden sollen nur die Ausfallraten von Wegeventilen betrachtet werden, da diese, wie schon in Abschnitt 3.1 erwähnt, die sicherheitstechnisch wichtigsten Bauteile einer hydraulischen Steuerung darstellen.

### 7.1 Datenauswertung bei Anwender A

Die Ausfalldaten beim Anwender A wurden in der Instandhaltungsabteilung der Getriebefertigung aufgenommen. Abrufbar waren die Ausfalldaten aller eingesetzten Ventile für den Zeitraum vom 01.01.2001 bis 08.03.2004. In diesem Zeitraum gab es Ausfälle von insgesamt 192 Hydraulikventilen, davon:

- 134 Wegeventile und 9 Proportional-Wegeventile,
- 29 Druckventile,
- 20 Rückschlagventile.

Im Maschinenpark der Getriebefertigung, der größtenteils aus Werkzeugmaschinen bestand, waren ungefähr 8 050 Wegeventile im Einsatz. Berechnet man für den angegebenen Zeitraum von 38 Monaten die durchschnittliche Ausfallrate  $\lambda$  pro Jahr aus (siehe Gleichung 2), so erhält man folgenden Wert:

$$\lambda_A = \frac{45,15 \text{ Wegeventile } \frac{1}{a}}{8050 \text{ Wegeventile}} = 0,00561 \frac{1}{a}$$

Mithilfe des  $\lambda_A$ -Wertes kann nun die mittlere  $MTTF_d$  (siehe Gleichung 1) für die Wegeventile berechnet werden:

$$MTTF_{d,A} = \frac{1}{\lambda_A} = \frac{1}{0,00561 \frac{1}{a}} \approx 178a$$

mit

$\lambda_A$  = durchschnittliche Ausfallrate bei Anwender A pro Jahr

$MTTF_{d,A}$  = mittlere Ausfallzeit bei Anwender A



### 7.1.1 Anwendungen nach Herstellervorgaben

Beim Anwender A wurden die Vorgaben der Maschinen-/Anlagenherstellers in den meisten Fällen eingehalten. Im Folgenden sollen die Einsatzbedingungen in der Produktion aufgezeigt werden:

- ❑ In den Hydraulikanlagen wurde, wie von den Herstellern vorgeschrieben, die Öl-sorten HLP 46 (in manchen Anlagen auch HLPD 46) eingesetzt. Diese Hydrauliköle enthalten Zusätze, die korrosions-, oxidations- und verschleißverringend wirken. Hochdruckzusätze (EP<sup>11</sup>-Zusätze) steigern zusätzlich das Lasttragevermögen. HLPD-Hydrauliköle haben zusätzlich reinigende (detergierende) und wassertragende (emulgierende) Eigenschaften (siehe auch Abschnitte 6.2.5; 6.2.6; 6.2.7). Sie werden bevorzugt in Hydraulikanlagen von Werkzeugmaschinen eingesetzt, in die wasserhaltige Flüssigkeiten wie Kühlschmierstoffe eindringen können.
- ❑ Die Öltemperatur lag in den meisten Fällen zwischen 40 °C und 60 °C, also im Toleranzbereich für die oben genannten Hydrauliköle. Temperaturanzeigen zum genauen Ablesen der Öltemperatur waren allerdings nicht vorhanden.
- ❑ Die Hydraulikkreisläufe der Werkzeugmaschinen (Anlagen) waren mit einem Filter, der in den meisten Fällen im Öltank untergebracht war, ausgestattet. Hierbei handelte es sich um eine Kombination aus Rücklauf- und Belüftungsfilters (siehe auch Abschnitt 6.1.4.2). Lediglich in Hydraulikanlagen, in denen Proportionalventile eingesetzt wurden, waren zusätzlich Hochdruckfilter unmittelbar vor den Ventilen eingebaut. Die Filter wurden mithilfe einer elektrischen Verschmutzungsanzeige überwacht. Die Filterfeinheit betrug 25 µm, bei Anlagen mit Proportionalventilen 10 µm.

Abbildung 42 (siehe Seite 108) zeigt eine kombinierte Filtereinheit mit Öltank, wie sie beim Anwender A größtenteils eingesetzt wurde. Zusätzlich befindet sich an der

---

<sup>11</sup> Extreme pressure



Filtereinheit eine Schnellkupplung zur Befüllung der Anlage mittels Befüllungswagen.

Abbildung 42:  
Öltank mit eingebautem Rücklauf-Belüftungs-Filter und  
zusätzlichem Schnellkupplungsanschluss



- ❑ Am überwiegenden Teil der Maschinen/Anlagen wurde eine zustandsorientierte Instandhaltung durchgeführt. Darunter versteht man eine nach festgelegten Intervallen durchgeführte Prüfung der Druckflüssigkeit und des Filterelementes. Stellt sich während dieser Prüfung eine unzulässig hohe Verunreinigung der Druckflüssigkeit heraus, wird diese entweder über einen externen Bypassfilter gereinigt oder getauscht. Filterelemente werden in der Regel immer gewechselt.
- ❑ Um die Verunreinigung des Druckmediums bei Neubefüllung gering zu halten, werden die Hydraulikflüssigkeiten bei Anlieferung grundsätzlich gefiltert und mithilfe einer mikroskopischen Teilchenzählung oder eines Partikelzählgeräts analysiert. Für das vorgefilterte Hydrauliköl, das anschließend in einem großen Zentraltank gelagert wird, wurde als interne Mindestqualität die Reinheitsklasse nach ISO 4406: 18/16/13 (siehe auch Abschnitt 6.1.1) festgelegt.



Die Erfahrung beim Anwender A hat gezeigt, dass neu angeliefertes Hydrauliköl in den meisten Fällen eine sehr hohe Verschmutzung aufweist und deshalb eine Filtration unerlässlich ist. Seit Beginn der Filtration von neu angeliefertem Hydrauliköl, sind die Ausfälle in der Hydraulik deutlich zurückgegangen. Im Durchschnitt lag die Reinheitsklasse der neu angelieferten Hydraulikflüssigkeit nach DIN ISO 4406 bei 20/19/15, also mindestens zwei Klassen niedriger als die geforderte Mindestqualität des Anwenders. Es gab aber auch Fälle, in denen das angelieferte Hydrauliköl so stark verunreinigt war, dass die Lieferung nicht angenommen werden konnte.

Abbildung 43 zeigt schlammartige Rückstände, wie sie in mehreren Fällen bei der Filtration von neu angeliefertem Öl zurückgehalten wurden. Der im Glas gesammelte klebrige Schlamm stammt aus der Filtration von etwa 2 000 Liter Hydraulikflüssigkeit. Im diesem Fall war es z. B. nicht möglich, dass neu angelieferte Öl zu reinigen. Die Annahme der Lieferung musste verweigert werden.



Abbildung 43:  
Rückstände aus der Filtration von neu  
angelieferter Hydraulikflüssigkeit;. Quelle:  
Instandhaltungsabteilung Anwender A



- Die Neubefüllung der Anlagen erfolgte zum größten Teil mit speziellen Befüllungswagen über so genannte Schnellkupplungen, um eine weitere Reduzierung der Anfangsvermischung zu erreichen. An Anlagen, an denen noch keine Schnellkupplungen vorhanden sind, erfolgt die Befüllung noch über die herkömmliche Methode mit einer Ölkanne. Die Ölkanne hat den großen Nachteil, dass sie zwischen den Befüllungsintervallen meist offen in der Halle steht und sich somit Staub und andere Verunreinigungen aus dem Produktionsprozess in ihr ansammeln können. Diese Verunreinigungen werden dann bei der nächsten Befüllung in das Hydrauliksystem eingebracht. Befüllungswagen stellen dagegen ein geschlossenes System dar, in dem die Hydraulikflüssigkeit während der Befüllung über ein internes Filter noch einmal zusätzlich vorgefiltert wird. Abbildung 44 zeigt einen solchen Befüllungswagen bei der Neubefüllung eines Hydrauliktanks mittels Schnellkupplung.

Abbildung 44:  
Neubefüllung einer Anlage mit einem Befüllungswagen über eine Schnellkupplung; Quelle: Instandhaltungsabteilung Anwender A





### 7.1.2 Anwendungen bei extrem schlechten Bedingungen

Beim Anwender A gab es auch einige Maschinen/Anlagen, an denen die Vorgaben der Hydraulikhersteller nicht vollständig eingehalten wurden. An einer dieser Maschinen gab es während der Datenaufnahme zwei Ventilausfälle (Ursache: Hängenbleiben des Ventilschiebers). Für beide Ventile (Wegeventile mit Federrückstellung; elektromagnetisch betätigt) wurde die Anzahl der getätigten Schaltspiele und die Einsatzbedingungen, wie sie zumindest im Endstadium vorherrschten, ermittelt. An der Maschine waren unter gleichen Einsatzbedingungen insgesamt 24 Ventile im Einsatz. Die beiden Ventilausfälle waren die ersten an dieser Maschine.

#### **Ermittlung der Schaltspiele:**

Auf dem Bearbeitungszentrum wurde seit seiner Anschaffung vor fünf Jahren im Drei-Schicht-Betrieb immer das gleiche Bauteil gefertigt. Das erste der beiden ausgefallenen Wegeventile schaltete während der Bearbeitungszeit eines Bauteils, die 3:30 Minuten dauerte, 32-mal (32 Schaltspiele). Das entspricht einer Schaltfrequenz von 0,1616 Hz, also 9,7 Schaltspielen pro Minute und ungefähr 582 Schaltspielen pro Stunde (genau: 581,82 Schaltspiele). Rechnet man mit 300 Tagen im Jahr (abzüglich der Sonntage und zwei Wochen Betriebsferien), so entspricht das 7 200 Betriebsstunden pro Jahr und damit 36 000 Betriebsstunden in fünf Jahren.

Multipliziert man nun die Schaltspiele pro Stunde (582 Schaltspiele) mit der Gesamtanzahl von 36 000 Betriebsstunden, so erhält man für das erste Wegeventil ungefähr 20 952 000 getätigte Schaltspiele.

Das zweite Wegeventil, das eine Woche später ausfiel, schaltete 20-mal pro Minute. Das entspricht einer Schaltfrequenz von 0,33 Hz und 1 200 Schaltspielen pro Stunde. Mithilfe des oben angewandten Rechenweges ergeben sich analog für das zweite Wegeventil ungefähr 43 200 000 getätigte Schaltspiele.



### **Ermittlung der $MTTF_d$ :**

Zur Ermittlung des  $MTTF_d$ -Wertes müssen die Schaltspiele der ausgefallenen Ventile in einem Weibull-Netz aufgetragen werden. Um jedoch in einem Weibull-Netz eine Gerade einzeichnen zu können, sind mindestens vier Ausfälle notwendig. Aus diesem Grunde wurden, als Abschätzung zur sicheren Seite, ein bzw. zwei Schaltspiele nach dem zweiten Ausfall zwei weitere Ventilausfälle angenommen.

Folgende Daten standen somit für die Auswertung zur Verfügung:

- 1. Ausfall bei 20 952 000 Schaltspielen
- 2. Ausfall bei 43 200 000 Schaltspielen
- 3. Ausfall bei 43 200 001 Schaltspielen
- 4. Ausfall bei 43 200 002 Schaltspielen

Die Auswertung der Daten bzw. die Berechnung des Formparameters  $b$  und der charakteristischen Lebensdauer  $T$  erfolgte mit der Software Visual-XSel 2000 DoE.

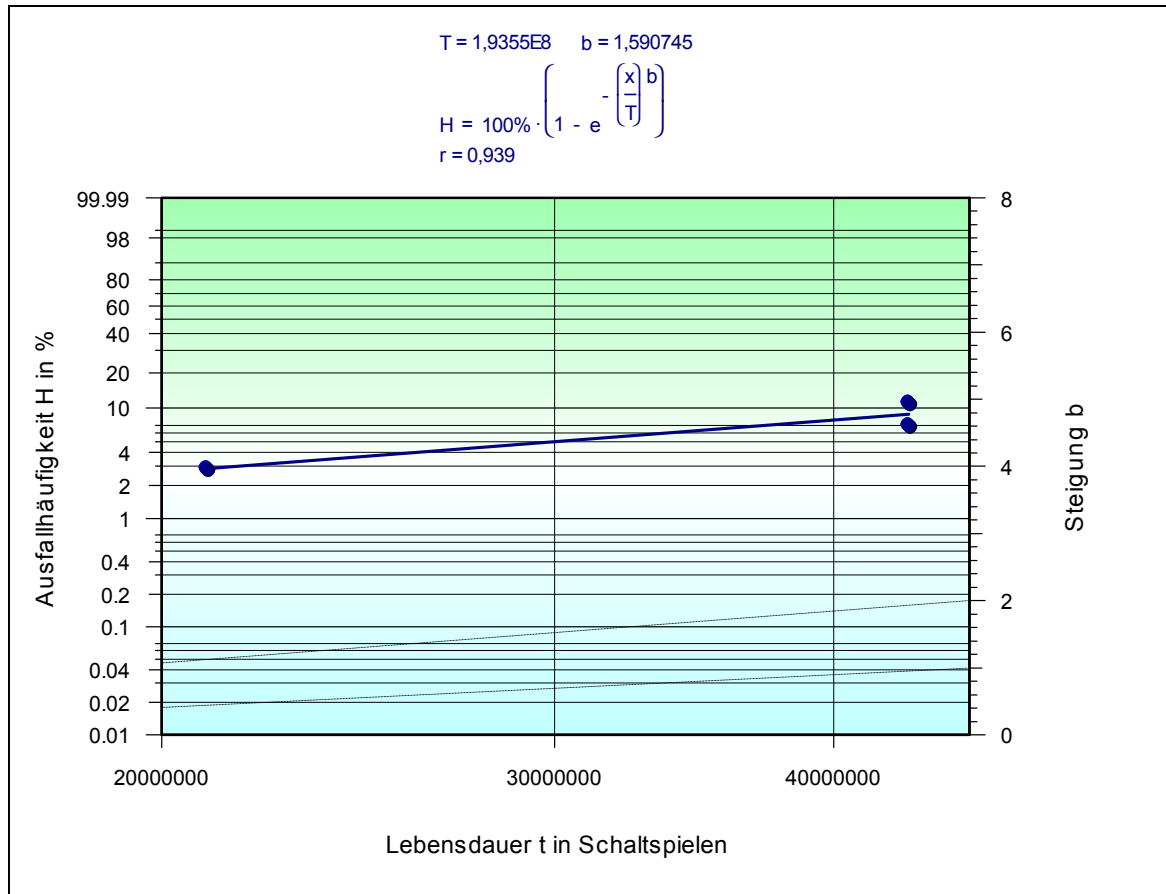
In Abbildung 45 (siehe Seite 113) ist das Weibull-Wahrscheinlichkeitspapier mit der Weibull-Geraden dargestellt. Zusätzlich sind noch die Verteilungsfunktion  $F(t)$  und die Parameter  $b$  und  $T$  angegeben.

Die Grundlagen zur Weibull-Verteilung sind in dem Buch „Zuverlässigkeitssicherung bei Automobilherstellern und Lieferanten“ [28] dargestellt.





Abbildung 45:  
Weibull-Wahrscheinlichkeitspapier mit der Weibull-Geraden;  
Quelle: Visual-XSel 2000 DoE



Als Nächstes muss die  $B_{10}$ -Lebensdauer (siehe Gleichung 16) ermittelt werden. Die  $B_{10}$ -Lebensdauer ist die Lebensdauer, bis zu der 10 % der betrachteten Bauteile ausgefallen bzw. 90 % der Bauteile noch in Ordnung sind. Sie ist wie folgt definiert:

$$B_{10} = T \left( \ln \left( \frac{1}{1-0,1} \right)^{\frac{1}{b}} \right) = 0,1054^{\frac{1}{b}} \cdot T \quad (16)$$

mit

$T$  = charakteristische Lebensdauer in Schaltspielen

$b$  = Formparameter



Setzt man nun die Parameter aus dem Weibull-Wahrscheinlichkeitspapier ein, so erhält man folgende  $B_{10}$ -Lebensdauer:

$$B_{10} = 0,1054^{1/1,590745} \cdot 1,9355 \cdot 10^8 \text{ Schaltspiele} \approx 47.045.202 \text{ Schaltspiele}$$

Die so erhaltene  $B_{10}$ -Lebensdauer mit der Einheit „Schaltspiele“, muss zur weiteren Verwendung in eine Zeitgröße umgerechnet werden. Dies geschieht mit der mittleren Schaltfrequenz der beiden ausgefallenen Ventile. Die mittlere Schaltfrequenz beträgt  $f_m = 0,2475$  Hz. Die Umrechnung der  $B_{10}$ -Lebensdauer von Schaltspielen in Sekunden erfolgt mit folgender Beziehung:

$$T = \frac{B_{10}}{f_m} = \frac{47.045.202 \text{ Schaltspiele}}{0,2475 \frac{1}{s}} = 190.101.020s \quad (17)$$

mit

$T$  =  $B_{10}$ -Lebensdauer in Sekunden

$B_{10}$  =  $B_{10}$ -Lebensdauer in Schaltspielen

$f_m$  = mittlere Schaltfrequenz der beiden ausgefallenen Wegeventile

Mit der  $B_{10}$ -Lebensdauer in Sekunden  $T$  wird anschließend die Ausfallwahrscheinlichkeit  $\lambda$  berechnet:

$$\lambda = \frac{0,1 \cdot 3600 \cdot 7200}{T} = \frac{0,1 \cdot 3600 \cdot 7200 \cdot s}{190101020 \cdot s \cdot a} = 0,01363 \frac{1}{a} \quad (18)$$

In einem letzten Schritt wird nun die mittlere  $MTTF_d$  (siehe Gleichung 1) berechnet. Dies geschieht mit der bekannten Beziehung:

$$MTTF_d = \frac{1}{\lambda} = \frac{1}{0,01363 \frac{1}{a}} \approx 73a$$

Damit erreichen die Wegeventile in dem Bearbeitungszentrum eine mittlere  $MTTF_d$  von 73 Jahren.



## Einsatzbedingungen

Die Einsatzbedingungen sind von den Vorgaben des Maschinenherstellers, zumindest in den letzten Wochen vor dem Ausfall, erheblich abgewichen. Folgende Einsatzbedingungen waren zu beobachten:

- ❑ Die Hydraulikflüssigkeit war aufgrund von hohen Temperaturen vollständig „verbrannt“ (dunkelschwarze Farbe, beißender Gestank). Zu einer Temperaturerhöhung der Druckflüssigkeit kommt es durch eine höhere Leckleistung infolge eines vergrößerten Ringspalts [14]. Der Ringspalt vergrößert sich seinerseits durch vermehrten Abrasionsverschleiß (siehe Abschnitt 5.2.1.3) infolge zunehmender Verunreinigungen in der Hydraulikflüssigkeit. Eine erhöhte Öltemperatur hat zur Folge, dass die Alterungsbeständigkeit (siehe Abschnitt 6.2.6) und die Korrosionsschutzfähigkeit (siehe Abschnitt 6.2.7) stark abnehmen und damit verbunden der Verschleiß der Hydraulikkomponenten überproportional zunimmt.
- ❑ An dem Bearbeitungszentrum wurden keine regelmäßigen Instandhaltungsarbeiten, wie vom Hersteller vorgeschrieben, durchgeführt. Ein vollständiger Ölwechsel erfolgte erst bei der Reparatur des zweiten Ventilschadens. Dabei wurde festgestellt, dass sich auf dem Boden des 45 l fassenden Öltanks eine dicke Schlammschicht, die bis zum Ansaugstutzen reichte, abgesetzt hatte. Auch das Rücklaufilter wurde nie getauscht. Dieses hatte sich völlig zugesetzt, ein Betrieb der Anlage war nur noch über den Bypass möglich.

Abbildung 46 (siehe Seite 116) zeigt die Aufnahme des Filterelementes bei 26facher Vergrößerung. Diese Aufnahme wurde mithilfe eines Rasterelektronenmikroskops aufgenommen. Darauf ist ganz deutlich der Unterschied zwischen gereinigtem (obere Bildhälfte) und verschmutztem (untere Bildhälfte) Filtervlies zu erkennen. Im unteren Teil des Bildes ist das Filtervlies aufgrund der dicken und flächendeckenden Schmutzschicht nicht mehr zu erkennen.

In Abbildung 47 (siehe Seite 116) wurde der gereinigte Teil der Abbildung 46 noch einmal stark vergrößert (400fache Vergrößerung). Hier sind ganz deutlich



die einzelnen Fasern des Vlieses mit den dazwischen liegenden Schmutzteilchen zu erkennen. Auch wenn die Oberfläche gereinigt wurde, so war das Filterelement zwischen den Fasern immer noch völlig zugesetzt. Auch die Größe der Schmutzteilchen, die teilweise bis zu 60  $\mu\text{m}$  groß sind, ist gut zu erkennen.

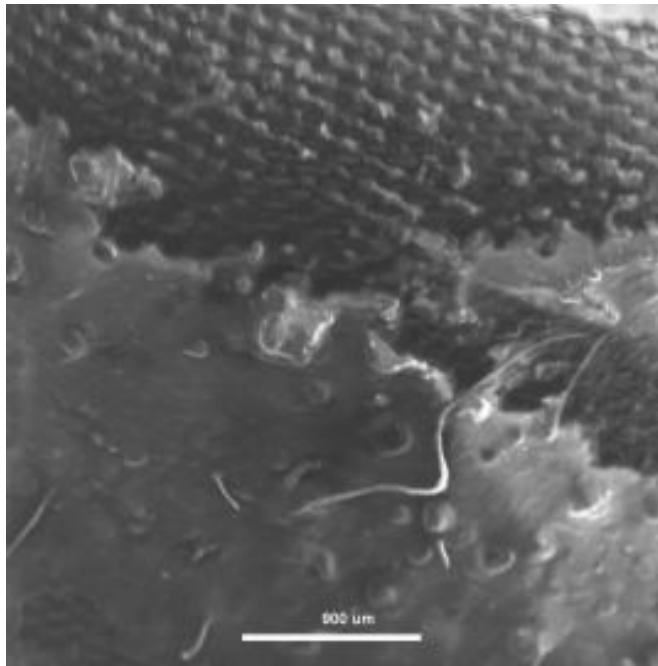


Abbildung 46:  
Rasterelektronenmikroskopische Aufnahme des Filterelementes (26fache Vergrößerung)

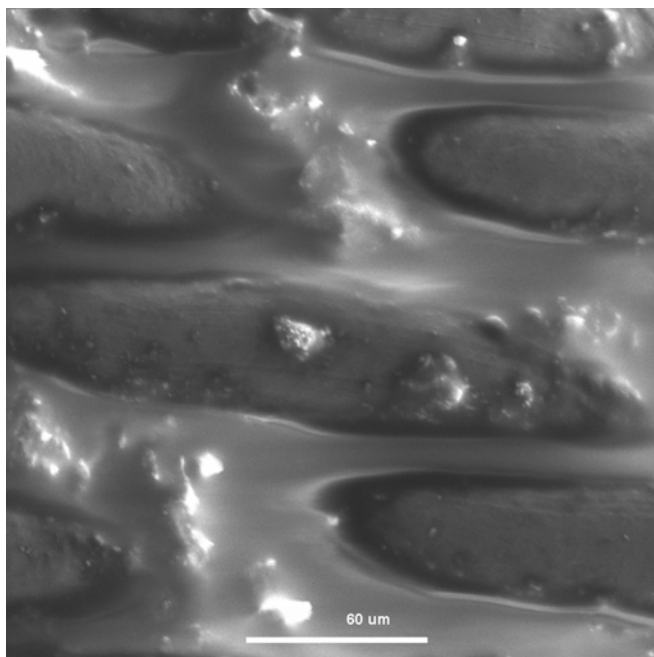


Abbildung 47:  
Elektronenmikroskopische Aufnahme des Filterelementes mit gereinigter Oberfläche (400fache Vergrößerung)



- ❑ Infolge mangelnder Überwachung der Hydraulikanlage wurde auch nicht festgestellt, dass über das Belüftungfilter bzw. durch mangelhafte Abdichtungen im Bearbeitungsraum der Maschine erhebliche Mengen an Kühlschmiermittel und damit Wasser in die Hydraulikanlage eingezogen wurden. Wasser in der Hydraulikflüssigkeit hat eine schädigende Wirkung, z. B. durch die Beeinträchtigung der Filtrierbarkeit der Druckflüssigkeit oder durch das Verursachen von Schäden durch Korrosion (siehe Abschnitt 5.2.3).
- ❑ Die Befüllung des Öltanks erfolgte mithilfe einer Ölkanne. Dadurch können schon bei der Neubefüllung erhebliche Mengen an Verunreinigungen in die Hydraulikanlage gelangen.

Abbildung 48 zeigt herkömmliche Befüllungswagen mit Ölkannen zum Befüllen der Hydraulikanlagen, wie sie in einigen Abteilungen des Anwenders A noch im Einsatz sind. Dabei ist deutlich zu erkennen, dass die Ölkannen offen in den Produktionshallen stehen. Somit können sich erhebliche Rückstände aus der Produktion, wie z. B. Gussstaub, in den Ölkannen ansammeln.



Abbildung 48:  
Befüllungswagen mit herkömmlichen Ölkannen;  
Quelle: Instandhaltungs-  
abteilung Anwender A



- ❑ Die Hydraulikanlage des Bearbeitungszentrums machte einen sehr gering gewarteten Eindruck. In Abbildung 49 sind die Folgen vernachlässigter Wartung deutlich zu erkennen.



Abbildung 49:  
Hydraulikanlage des  
Bearbeitungszentrums  
nach Ausfall der Ventile

- ❑ Zur Dokumentation der äußerst negativen Folgeerscheinungen von mangelnder Instandhaltung und Nichteinhaltung vorgeschriebener Einsatzbedingungen wurden die Ventilschieber der Wegeventile ausgebaut und unter dem Mikroskop fotografiert. In Abbildung 50 (siehe Seite 119) sind deutliche Spuren von Abrasionsverschleiß (siehe Abschnitt 5.2.1.3) zu erkennen, wie sie bei harter und grober Verschmutzung auftreten können. Auch ist eine deutliche Abnutzung der Steuerkanten zu erkennen, wie sie verstärkt bei einer Kombination von hoher Strömungsgeschwindigkeit und Feststoffverschmutzung zu erwarten ist (siehe Abschnitt 5.2.1.4).

Als Vergleich dazu ist in Abbildung 51 (siehe Seite 119) ein Ventilschieber abgebildet, der unter vorgeschriebenen Einsatzbedingungen betrieben wurde. Es sind keine tieferen Riefen zu erkennen. Die Steuerkanten sind im Gegensatz zu dem Ventilschieber in Abbildung 48 scharfkantig und ohne Ausbrüche. Im Anhang sind weitere Aufnahmen der Ventilschieber zu sehen.

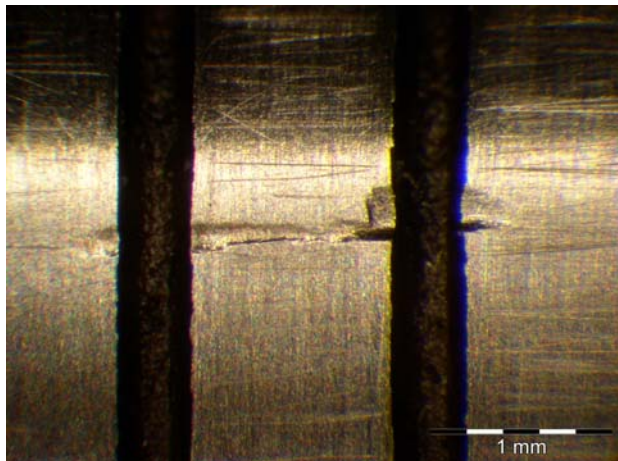


Abbildung 50:  
Mikroskopische Aufnahme eines  
unter schlechten Bedingungen  
betriebenen Ventilschiebers

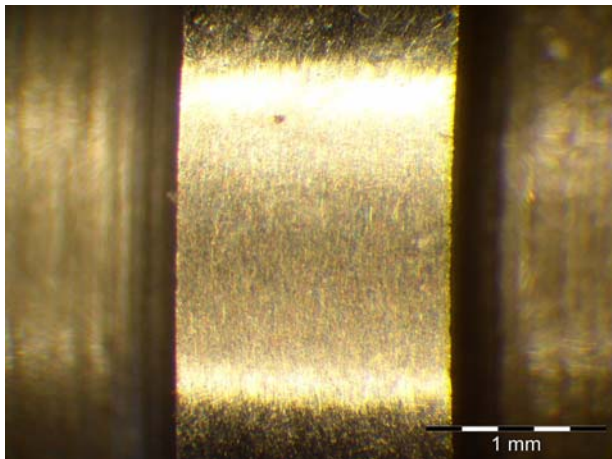
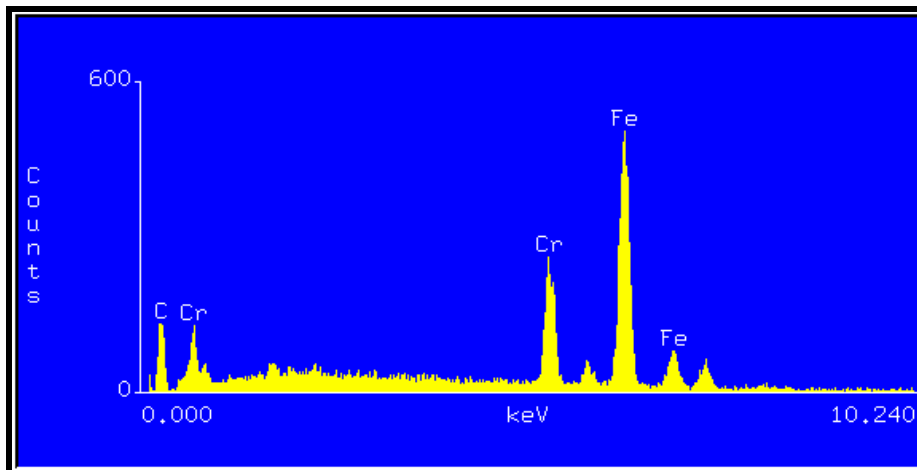


Abbildung 51:  
Mikroskopische Aufnahme eines  
unter vorgeschriebenen Bedingungen  
betriebenen Ventilschiebers

Um die harten Partikel, die für den Abrasionsverschleiß auf der Oberfläche der Ventilschieber verantwortlich waren, nachzuweisen, wurde mithilfe des Rasterelektronenmikroskops eine Stoffanalyse der Verunreinigungen auf der Filteroberfläche durchgeführt. Dabei wurden große Mengen an Partikel mit der Zusammensetzung Chrom (Cr), Kohlenstoff (C) und Eisen (Fe) nachgewiesen. Abbildung 52 (siehe Seite 120) zeigt das Röntgenspektrum eines Verschleißteilchens auf dem Filterelement.



Abbildung 52:  
Ergebnis der Stoffanalyse von Verunreinigungen, die von der Oberfläche  
des Filtervlieses stammen



## 7.2 Datenauswertung bei Anwenders B

Beim Anwender B wurden die Ausfalldaten für Wegeventile ebenfalls in der Instandhaltungsabteilung der Getriebefertigung aufgenommen. Abrufbar waren die Ausfalldaten aller eingesetzten Wegeventile für den Zeitraum vom 1. Januar 2000 bis 31. Dezember 2003. Im Gegensatz zum Anwender A waren beim Anwender B die Ausfalldaten für jedes Jahr einzeln abrufbar. So war es möglich, eine mittlere  $MTTF_d$  für jedes Jahr einzeln zu berechnen.

In den Maschinen/Anlagen des Anwenders B war eine Gesamtmenge von ungefähr 25 000 Wegeventilen im Einsatz.

### Gesamtausfälle 2000: $n = 128$

Damit erhält man für das Jahr 2000 folgende Ausfallrate  $\lambda_{B:2000}$  (siehe Gleichung 2):

$$\lambda_{B:2000} = \frac{128 \text{ Wegeventile } \frac{1}{a}}{25000 \text{ Wegeventile}} = 0,00512 \frac{1}{a}$$





Mithilfe der Ausfallrate  $\lambda_{B:2000}$  kann nun die mittlere  $MTTF_d$  (siehe Gleichung 1) für das Jahr 2000 berechnet werden:

$$MTTF_{d,B:2000} = \frac{1}{\lambda_{B:2000}} = \frac{1}{0,00512 \frac{1}{a}} \approx 195a$$

mit

$\lambda_{B:2000}$  = durchschnittliche Ausfallrate bei Anwender B im Jahr 2000

$MTTF_{d,B:2000}$  = mittlere Ausfallzeit bei Anwender B im Jahr 2000

### Gesamtausfälle 2001: $n = 110$

Damit erhält man für das Jahr 2001 folgende Ausfallrate  $\lambda_{B:2001}$  (siehe Gleichung 2):

$$\lambda_{B:2001} = \frac{110 \text{ Wegeventile } \frac{1}{a}}{25000 \text{ Wegeventile}} = 0,0044 \frac{1}{a}$$

Mithilfe der Ausfallrate  $\lambda_{B:2001}$  kann nun die mittlere  $MTTF_d$  (siehe Gleichung 1) für das Jahr 2001 berechnet werden:

$$MTTF_{d,B:2001} = \frac{1}{\lambda_{B:2001}} = \frac{1}{0,0044 \frac{1}{a}} \approx 227a$$

mit

$\lambda_{B:2001}$  = durchschnittliche Ausfallrate bei Anwender B im Jahr 2001

$MTTF_{d,B:2001}$  = mittlere Ausfallzeit bei Anwender B im Jahr 2001

### Gesamtausfälle 2002: $n = 100$

Damit erhält man für das Jahr 2002 folgende Ausfallrate  $\lambda_{B:2002}$  (siehe Gleichung 2):



$$\lambda_{B:2002} = \frac{100 \text{ Wegeventile } 1/a}{25000 \text{ Wegeventile}} = 0,004 1/a$$

Mithilfe der Ausfallrate  $\lambda_{B:2002}$  kann nun die mittlere  $MTTF_d$  (siehe Gleichung 1) für das Jahr 2002 berechnet werden:

$$MTTF_{d,B:2002} = \frac{1}{\lambda_{B:2002}} = \frac{1}{0,004 1/a} \approx 250a$$

mit

$\lambda_{B:2002}$  = durchschnittliche Ausfallrate bei Anwender B im Jahr 2002

$MTTF_{d,B:2002}$  = mittlere Ausfallzeit bei Anwender B im Jahr 2002

### **Gesamtausfälle 2003: $n = 83$**

Damit erhält man für das Jahr 2003 folgende Ausfallrate  $\lambda_{B:2003}$  (siehe Gleichung 2):

$$\lambda_{B:2003} = \frac{83 \text{ Wegeventile } 1/a}{25000 \text{ Wegeventile}} = 0,00333 1/a$$

Mithilfe der Ausfallrate  $\lambda_{B:2003}$  kann nun die mittlere  $MTTF_d$  (siehe Gleichung 1) für das Jahr 2003 berechnet werden:

$$MTTF_{d,B:2003} = \frac{1}{\lambda_{B:2003}} = \frac{1}{0,00333 1/a} \approx 300a$$

mit

$\lambda_{B:2003}$  = durchschnittliche Ausfallrate bei Anwender B im Jahr 2003

$MTTF_{d,B:2003}$  = mittlere Ausfallzeit bei Anwender B im Jahr 2003



Aus den einzelnen  $MTTF_d$ -Werten ergibt sich damit folgende mittlere  $MTTF_{d,B}$ :

$$MTTF_{d,B} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=B:2000}^{B:2003} MTTF_{d,i} = \frac{1}{4} \cdot (195a + 227a + 250a + 300a) = 243a$$

mit

$MTTF_{d,B}$  = mittlere Ausfallzeit bei Anwender B

Schaut man sich die Ergebnisse an, so stellt man fest:

- die  $MTTF_d$  steigt bei Anwender B von Jahr zu Jahr an,
- die  $MTTF_d$  bei Anwender B ist viel höher als bei Anwender A.

Dies macht auch Sinn. Anwender B hat im Laufe der Jahre seine Instandhaltungsmaßnahmen und Einsatzbedingungen kontinuierlich verbessert. Des Weiteren hat Anwender B durch zusätzliche Maßnahmen, auf die im Folgenden eingegangen wird, die Einsatzbedingungen gegenüber dem Anwender A verbessert.

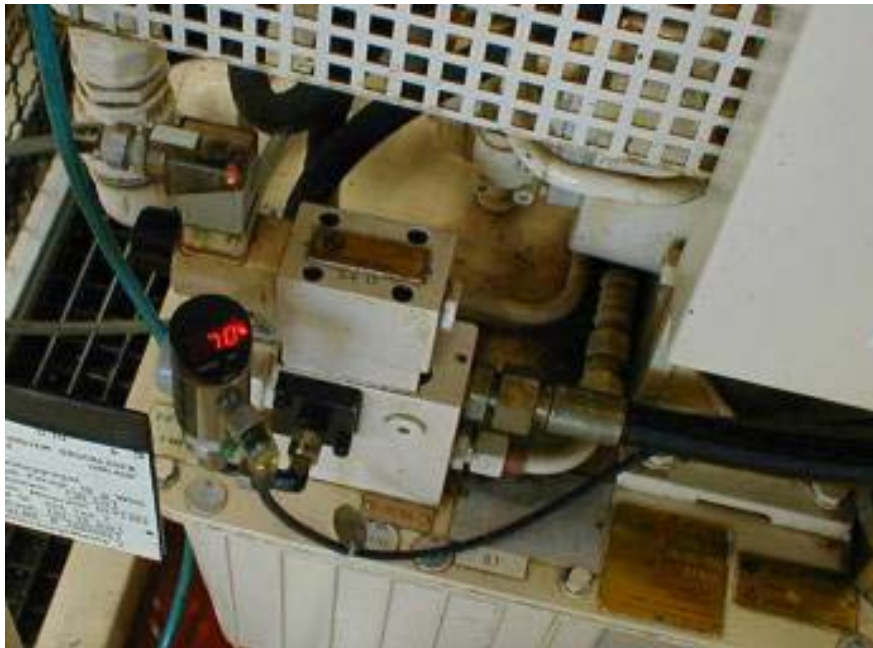
### **Zusätzliche Maßnahmen zur Verbesserung der Einsatzbedingungen**

- Durch elektrisch überwachte Temperaturanzeigen und zusätzliche temperaturempfindliche Aufkleber auf der Öltankoberfläche wird die Öltemperatur kontinuierlich überwacht. Übersteigt die Öltemperatur über einen längeren Zeitraum  $60\text{ °C}$ , wird nach der Ursache der Temperaturerhöhung gesucht und diese beseitigt. Übersteigt die Öltemperatur im Tank  $70\text{ °C}$ , so wird dies von den temperaturempfindlichen Tankaufklebern durch eine bleibende Veränderung der Farbe dokumentiert und der Bediener der Maschine erhält eine entsprechende Warnmeldung. Danach wird das gesamte Öl ausgewechselt und der Öltank gereinigt. Somit wird gewährleistet, dass die Hydraulikanlagen nicht mit „verbranntem“ Öl betrieben werden.

In Abbildung 53 (siehe Seite 124) ist ein Öltank mit elektrisch überwachter Temperaturanzeige dargestellt.



Abbildung 53:  
Öltank mit elektrisch überwachter Temperaturanzeige



- Beim Anwender B waren in der Regel größere Öltanks eingebaut als beim Anwender A. Zudem waren diese in den meisten Fällen außerhalb der Maschine untergebracht. In manchen Fällen teilten sich auch mehrere Hydraulikanlagen einen großen Zentraltank. Dies hat den großen Vorteil, dass die gesamte Ölmenge seltener umgewälzt und somit weniger Luft von der Druckflüssigkeit aufgenommen wird (siehe Abschnitt 5.2.2). Andererseits bieten größere Öltanks eine größere Fläche und ermöglichen somit eine schnellere Abkühlung der Druckflüssigkeit durch Konvektion. Ein frei stehender Öltank ist zudem unempfindlicher gegenüber der Abwärme der Werkzeugmaschine und wird von der Umgebungsluft besser umströmt.

Um diese Vorteile nutzen zu können, wurden solche Sonderausführungen schon während der Planungsphase der Produktionsstraßen von der Instandhaltungsabteilung an die Hersteller der Werkzeugmaschinen weitergegeben.

Beim Anwender A dagegen waren meist kleine 45 l fassende Öltanks im Einsatz. Diese waren in der Regel direkt im Inneren der Werkzeugmaschine untergebracht und wurden somit zusätzlich von der Abwärme der Antriebsmotoren aufgeheizt.



Abbildung 54 zeigt einen großen frei stehenden Öltank, so wie er in den meisten Fällen beim Anwender B anzutreffen war. Zum Vergleich dazu zeigt Abbildung 55 (siehe Seite 126) einen kleinen 45 l fassenden Öltank, eingebaut in eine Werkzeugmaschine mit unmittelbar aufgesetztem Hydraulikblock.

- Beim Anwender B wurden 10- $\mu$ m-Rücklauffilter eingesetzt, die ebenfalls elektrisch überwacht wurden. Dadurch wird eine bessere Filtrierung gewährleistet. Die Reinheitsklasse erhöht sich und die Menge der Verunreinigungen im Hydrauliksystem wird erheblich vermindert.

Abbildung 56 (siehe Seite 126) zeigt einen frei stehenden, 1 250 l fassenden Öltank mit eingebautem 10- $\mu$ m-Rücklauffilter. Das Rücklauffilter wird mit einem elektrischen Druckschalter überwacht (siehe Abschnitt 6.1.4.1). Zusätzlich ist an dem Filtergehäuse eine Schnellkupplung zum Befüllen des Öltanks vorhanden.

Abbildung 54:  
Großer frei stehender Öltank beim Anwender B

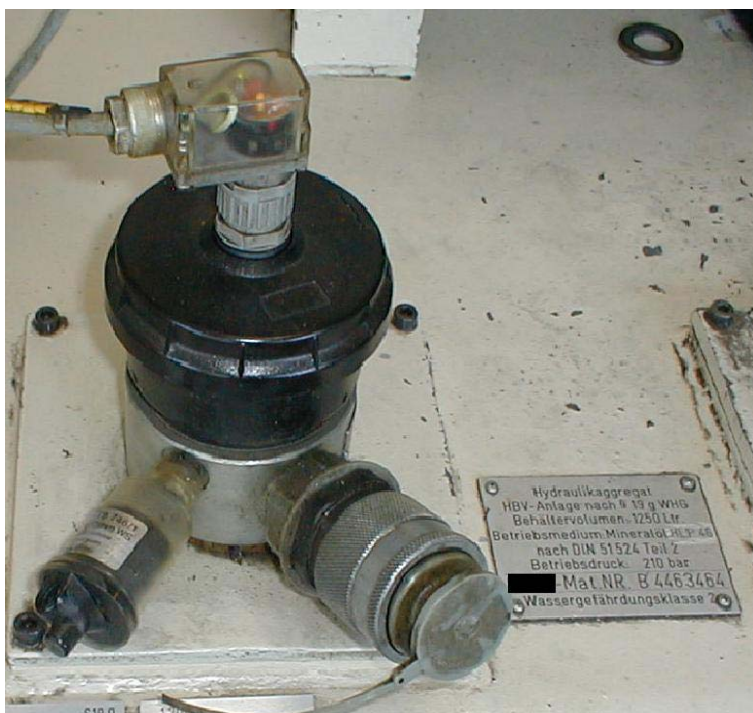




Abbildung 55:  
Kleiner 45 l fassender Öltank mit aufgesetztem Hydraulikblock beim Anwender A



Abbildung 56:  
Rücklauffilter mit elektrischer Überwachung und Schnellkupplungstellung





- Über den Werkzeugmaschinen waren Abzugsanlagen installiert, die frei werdende Dämpfe und Stäube abgesaugten. Dadurch wurde der Verunreinigungsgrad der Umgebungsluft stark reduziert. Dies hat zur Folge, dass weniger Verunreinigungen über die Belüftungsfiler in die Hydraulikanlagen eingezogen werden.

In Tabelle 6 sind die Einsatzbedingungen bei den Anwendern noch einmal in kurzer Form zusammengefasst. In der rechten Spalte der Tabelle ist die jeweilige durchschnittlich erreichte  $MTTF_d$  angegeben.

Tabelle 6:  
Einsatzbedingungen bei den jeweiligen Anwendern mit Angabe der erreichten durchschnittlichen  $MTTF_d$

<b>Anwender A</b>	
<b>Anwendung nach Herstellervorgaben</b>	<b><math>MTTF_d</math></b>
Ölsorte HLP 46 bzw. HLPD 46 Öltemperatur zwischen 40 °C und 60 °C Zustandsorientierte Wartung Filtrierung: Rücklauffilter (Filterfeinheit 25 µm) Belüftungsfiler (Filterfeinheit 25 µm) Hochdruckfilter vor Proportionalventilen (Filterfeinheit 10 µm) Befüllung der Hydraulikanlagen größtenteils über Befüllungswagen mittels Schnellkupplung Hydrauliköl bei Anlieferung gefiltert Mindestreinheitsklasse nach ISO 4406: 18/16/13 Fassungsvermögen der Öltanks größtenteils 45 l	<b>178 Jahre</b>
<b>Anwendung bei extrem schlechten Einsatzbedingungen</b>	<b><math>MTTF_d</math></b>
Keine regelmäßigen Instandhaltungsmaßnahmen (Öl- und Filterwechsel nur nach eingetretenem Schaden) Kühlflüssigkeit im Hydrauliktank Hohe Öltemperatur (dadurch Öl "verbrannt") Tankbefüllung mittels Ölkanne	<b>73 Jahre</b>
<b>Anwender B</b>	
<b>Zusätzliche Maßnahmen zur Verbesserung der Einsatzbedingungen</b>	<b><math>MTTF_d</math></b>
Temperaturanzeigen an den Öltanks. Bei Überschreitung einer Öltemperatur von 70 °C → Ölwechsel größere Öltanks; größtenteils außerhalb der Maschine untergebracht Rücklauffilterfeinheit 10 µm Abzugsanlagen zur Minderung der Verunreinigungen in der Umgebungsluft	<b>2000: 195 J.</b> <b>2001: 227 J.</b> <b>2002: 250 J.</b> <b>2003: 300 J.</b>



### 7.3 Auswertung der Umfrageergebnisse

Zusätzlich zu der Untersuchung im Felde wurde bei Herstellern von Hydraulikventilen eine Umfrage zu Ventilausfällen und deren Ursache durchgeführt. Die dabei erhaltenen Daten stammen größtenteils aus Laborversuchen. Ein geringer Teil stammt aus Rückmeldungen aus dem Felde.

Die Versuche im Labor wurden in den meisten Fällen vorzeitig ohne einen einzigen Ausfall abgebrochen. So testete Hersteller A 162 Wegeventile und brach die Versuche nach 10 Millionen Schaltspielen ab. Alle Ventile waren nach dem Abbruch voll funktionsfähig. Hersteller B testete ebenfalls mehrere Wegeventile in einem Puls- und Funktionsdauertest und brach die Versuchsreihen ohne Ausfälle zwischen 5 und 11,5 Millionen Schaltspielen ab. Betriebsbedingungen wurden nicht mitgeteilt. Darüber hinaus schickte Hersteller C Daten eines Langzeitversuches, der nunmehr seit 25 Jahren andauert. In diesem Versuch wurden drei Servoventile getestet. Zusätzlich zu den bisher absolvierten Betriebsstunden wurden in diesem Fall auch die Betriebsbedingungen mitgeteilt. Das erste Ventil ist seit 40 000 Betriebsstunden bei einer Frequenz von 10 Hz im Einsatz. Das entspricht 1 440 000 000 Schaltspielen. Das zweite Ventil ist seither 13 524, das dritte Ventil 6 524 Betriebsstunden jeweils bei einer Frequenz von 10 Hz im Einsatz. Das entspricht 486 864 000 bzw. 234 864 000 Schaltspielen. In dieser Zeit wurden keine Funktionsbeeinträchtigungen festgestellt und die Ventile sind weiterhin im Betrieb. In Tabelle 7 (siehe Seite 129) sind die Betriebsbedingungen der Servoventile des Herstellers C aufgeführt.

Da bei den oben genannten Dauerversuchen keine Ausfälle vorkamen, können die Daten statistisch nicht sinnvoll ausgewertet werden. Somit kann keine Ausfallrate und damit auch keine  $MTTF_d$  berechnet werden. Die bisher erreichten Schaltspielzahlen weisen dennoch auf eine hohe Zuverlässigkeit hin. Besonders der Langzeitversuch zeigt ganz deutlich, dass den hydraulischen Ventilen bei guten Betriebsbedingungen eine sehr hohe  $MTTF_d$  zugebilligt werden kann.





Tabelle 7:  
Betriebsbedingungen bzw. Schaltspiele der Servoventile aus dem Langzeitversuch des Ventilherstellers C

Ventil-Nr.:	Betriebsbedingungen	Schaltspiele
1	Filterfeinheit: 10 $\mu\text{m}$ Öltemperatur ca. 50 °C Öl- und Filterwechsel bei Bedarf, jedoch spätestens alle 2 Jahre Betriebsdruck 100 bar	1 440 000 000
2	Filterfeinheit: 10 $\mu\text{m}$ Öltemperatur ca. 40 °C bis 55 °C kein Ölwechsel Filterwechsel bei Filterverschmutzung Betriebsdruck 180 bar	486 864 000
3	Filterfeinheit: 10 $\mu\text{m}$ Öltemperatur ca. 40 °C bis 55 °C kein Ölwechsel Filterwechsel bei Filterverschmutzung Betriebsdruck 180 bar	234 864 000

Zwei weitere Hersteller schickten Daten über Ventilausfälle, die aus Rückmeldungen aus dem Felde stammen. Allerdings fehlten auch hier die entsprechenden Einsatzbedingungen. Somit kann man mithilfe dieser Daten eine  $MTTF_d$  bestimmen, ein Vergleich mit den Felddaten bei den Anwendern A und B ist aber nur eingeschränkt möglich.

In Tabelle 8 (siehe Seite 130) sind die Felddaten des Herstellers D aufgezählt. Die  $MTTF_d$  ist in Betriebsstunden und Jahren angegeben. Aus den einzelnen Werten wurde der Mittelwert gebildet und zusätzlich die Standardabweichung angegeben.

Damit liegt die von Hersteller D ermittelte Bandbreite für die  $MTTF_d$  zwischen 201 und 377 Jahren. Auch hier bestätigt sich, dass hydraulische Ventile eine hohe  $MTTF_d$  zuzuschreiben ist.

In Tabelle 9 (siehe Seite 130) sind die Felddaten von Hersteller E, ebenfalls ein Anbieter von Servoventilen, aufgeführt. Auch in diesem Fall wurde der Mittelwert gebildet und die Standardabweichung angegeben.



Tabelle 8:  
Felddaten des Herstellers D, Angabe der mittleren  $MTTF_d$  und Standardabweichung

t	$MTTF_d$ in Betriebsstunden	$MTTF_d$ in Jahren
Wegeventile	2 257 730	257
Proportionalventile	1 950 000	222
Druckbegrenzungsventile	3 408 560	389
<b>Mittelwert</b>		<b>289</b>
<b>Standardabweichung</b>		<b>88</b>

Tabelle 9:  
Felddaten des Herstellers E, Angabe der mittleren  $MTTF_d$  und Standardabweichung

Ausfallursache	Ausgelieferte Einheiten	Fehlerhafte Einheiten	Fehlerrate $\lambda$	$MTTF_d$ in Jahren
Fehlerhafte Failsafemechanik	23 561	9	0,00038	2 631
Defektes Schaltventil (*)	23 561	15	0,00063	1 587
<b>Mittelwert</b>				<b>2 109</b>
<b>Standardabweichung</b>				<b>738</b>

(\*) Der Ausfall des Schaltventils ist jedoch unkritisch, da in diesem Fall die definierte Failsafe-Stellung des Ventils zwangsweise eingeleitet wird.

Die vom Hersteller E angegebenen Daten sind auffällig hoch. Da es sich hier um Servoventile handelt, kann man davon ausgehen, dass die Vorgaben des Herstellers zum Betrieb der Ventile aufgrund hoher Anschaffungspreise eingehalten wurden.

Selbst wenn man die „defekten Schaltventile“ als ein Versagen der Sicherheitsfunktion betrachtet und die „fehlerhaften Einheiten“ summiert, erhält man eine mittlere  $MTTF_d$  von 981 Jahren. Dies zeigt ganz deutlich, dass die hydraulischen Ventile bei Einhaltung der Einsatzbedingungen eine sehr hohe Zuverlässigkeit aufweisen.



## 8 Beispiel zur Quantifizierung einer Sicherheitssteuerung

In diesem Kapitel soll anhand eines praxisnahen Beispiels die neue Quantifizierungsmethode für sicherheitsgerichtete Steuerungen gemäß prEN ISO 13849-1 dargestellt werden. Dies ist vor allem zum besseren Verständnis von Kapitel 3 notwendig. Allerdings bietet sich damit auch eine passende Möglichkeit, um den Sinn und Zweck der neu eingeführten Bewertungsgröße  $MTTF_d$  (siehe auch Abschnitt 3.4.2), die Hauptbestandteil dieser Arbeit ist, zu verdeutlichen.

### 8.1 Beschreibung der Anwendung

Als Anwendungsbeispiel wurde ein Rundschwenktisch gewählt, der in einem Hochgeschwindigkeits-Bearbeitungszentrum eingebaut ist (Abbildung 57, siehe Seite 132). Rundschwenktische sind heutzutage zur Erhöhung des Automatisierungsgrades oft im Einsatz und dienen zur Aufnahme der Werkstücke. Sie bestehen aus mehreren Spanntischen, die mithilfe eines hydraulischen Antriebes gedreht werden können. Rundschwenktische haben den großen Vorteil, dass während der laufenden Bearbeitung an der Aufspannposition neue Werkstücke aufgespannt werden können. Nach Beendigung des Bearbeitungsvorganges kann somit ohne Zeitverzögerung ein neues Werkstück auf die Bearbeitungsposition eingewechselt werden. Um einen Spanntisch bestücken zu können, muss eine Schutzvorrichtung (Schutzscheibe) geöffnet werden. Dabei wirken die Abschaltsignale der Schutzvorrichtung auf die Antriebssteuerung des Rundschwenktisches.

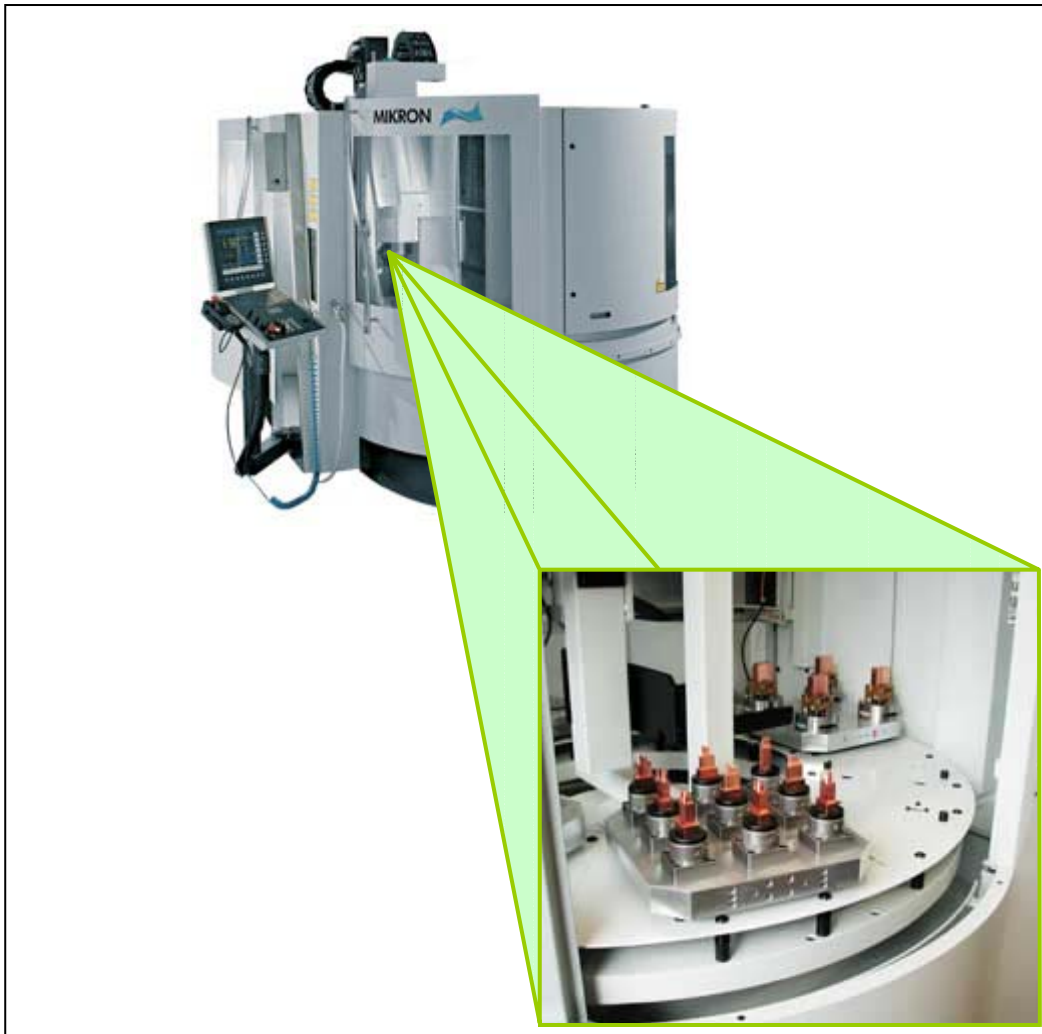
Während des Eingriffs in den Gefahrenbereich darf sich der Rundschwenktisch nicht ungewollt weiterdrehen. Dies könnte zu schweren Verletzungen des Bedienpersonals führen. Daher muss hier eine Sicherheitssteuerung eingesetzt werden.

Die im weiteren Verlauf dieses Beispiels behandelte Sicherheitssteuerung (Abbildung 61, siehe Seite 136) ist nicht Bestandteil des Bearbeitungszentrums. Das Bearbeitungszentrum sowie der Schwenktisch (siehe Abbildung 57) wurden willkürlich gewählt und sind unabhängig vom weiteren Verlauf des Beispiels zu betrachten. Sie sollen lediglich zum besseren Verständnis des Problems beitragen.



In Abbildung 57 ist ein Hochgeschwindigkeits-Bearbeitungszentrum mit entsprechendem Rundschwenktisch dargestellt.

Abbildung 57:  
Hochgeschwindigkeits-Bearbeitungszentrum mit Schwenktisch;  
Quelle: [www.mikron-ac.com](http://www.mikron-ac.com)



## 8.2 Bestimmung des „erforderlichen“ Performance Level $PL_r$

Zur Bestimmung des „erforderlichen“ Performance Level  $PL_r$  muss eine Risikoabschätzung durchgeführt werden. Dies geschieht mithilfe des Risikographen (siehe auch Abschnitt 3.4.1) und den Risikoparametern  $S$ ,  $F$  und  $P$ .

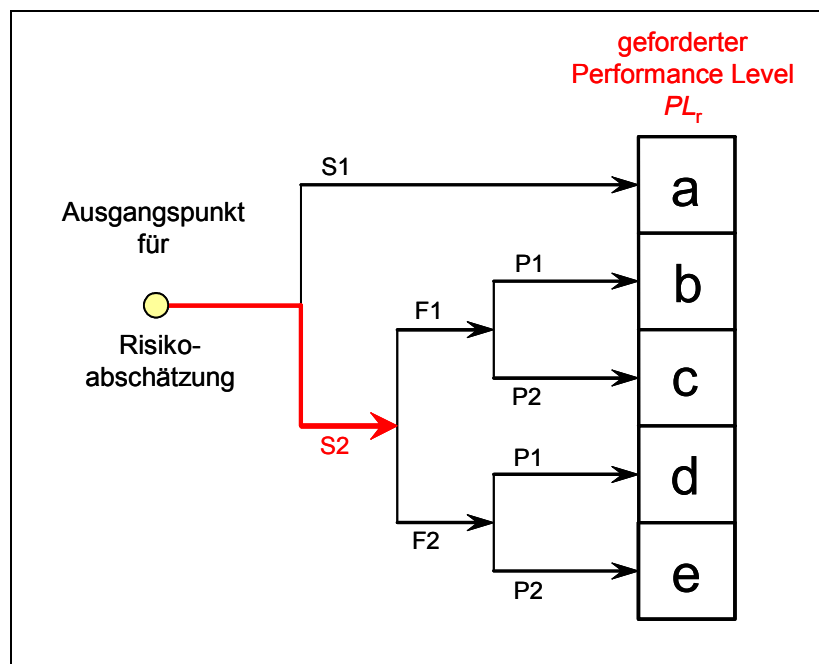


## Schwere der Verletzung; $S_1$ oder $S_2$

Würde sich der Schwenktisch während der Neubestückung der Spanntische unerwartet weiterdrehen, käme es durch die scharfen Kanten an den Werkstücken und Aufnahmeverrichtungen zu schweren Schnittverletzungen oder Quetschungen. Deshalb ergibt die Risikoanalyse für das Anwendungsbeispiel eine Schwere der Verletzung von  $S_2$ , da mit irreversiblen Verletzungen zu rechnen ist. Abbildung 58 zeigt den Risikographen für das Beispiel mit der Schwere der Verletzung  $S_2$  (roter Pfad).

Abbildung 58:

Fortschritt der Risikoeinschätzung anhand des Risikographen mit der Schwere der Verletzung  $S_2$  (roter Pfad); Quelle: BIA



## Häufigkeit und/oder Dauer der Gefährdungsexposition; $F_1$ oder $F_2$

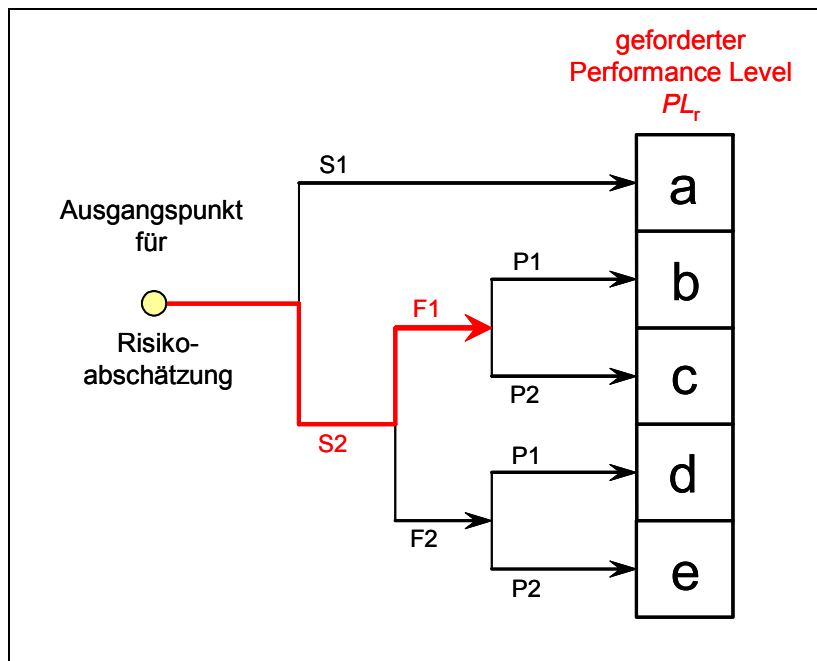
Aufgrund der Vielzahl von Werkstücken auf einem Spanntisch und der komplexen Geometrie der Werkstücke kann von einer Bearbeitungszeit pro Spanntisch von einer Stunde und länger ausgegangen werden. Das führt bei der Risikoanalyse für das Anwendungsbeispiel zu  $F_1$ , da mit einem seltenen Aufenthalt im Gefährdungsbereich



zu rechnen ist. Abbildung 59 zeigt den Risikographen für das Beispiel mit der Häufigkeit und/oder Dauer der Gefährdungsexposition  $F_1$  (roter Pfad).

Abbildung 59:

Fortschritt der Risikoeinschätzung anhand des Risikographen mit der Häufigkeit und/oder Dauer der Gefährdungsexposition  $F_1$  (roter Pfad); Quelle: BIA



### Möglichkeit zur Vermeidung der Gefährdung; $P_1$ oder $P_2$

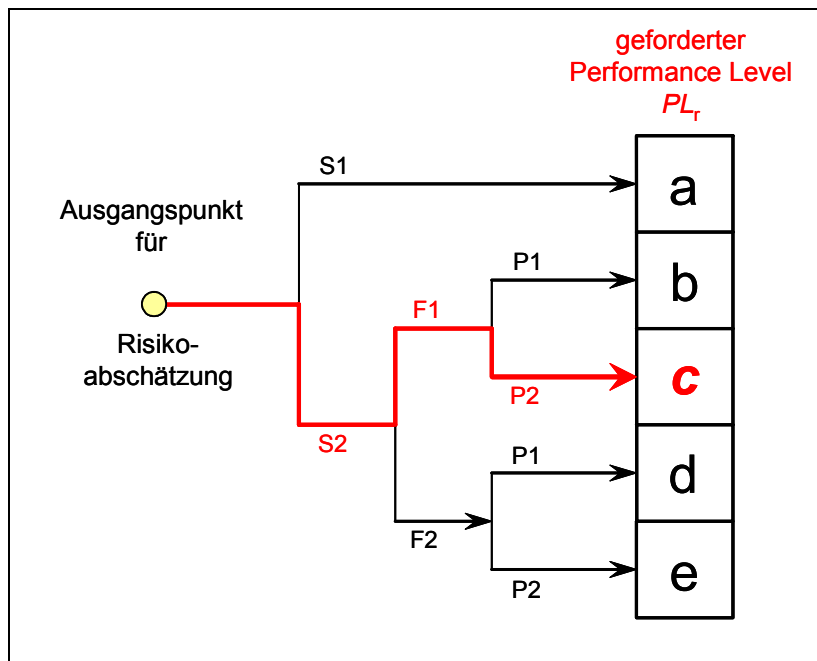
Würde der Schwenktisch während der Bestückung unerwartet weiterdrehen, hätte die Bedienperson aufgrund der hohen Drehgeschwindigkeit kaum eine Möglichkeit, die Gefährdung abzuwenden. Aufgrund dessen führt die Risikoanalyse für das Anwendungsbeispiel zu  $P_2$ . Abbildung 60 (siehe Seite 135) zeigt den Risikographen für das Beispiel mit der Möglichkeit zur Vermeidung der Gefährdung  $P_2$  (roter Pfad).

Mit dem letzten Schritt der Risikoeinschätzung wurde der „erforderliche“ Performance Level  $PL_r$  bestimmt. Im vorliegenden Beispiel wurde ein  $PL_r$  von „c“ ermittelt.



Abbildung 60:

Fortschritt der Risikoeinschätzung anhand des Risikographen mit der Möglichkeit zur Vermeidung der Gefährdung  $P_2$  (roter Pfad); Quelle: BIA



### 8.3 Bestimmung des „erreichten“ Performance Level $PL$

Nachdem der „erforderliche“ Performance Level  $PL_r$  mithilfe des Risikographen ermittelt wurde, muss nun der „erreichte“ Performance Level  $PL$  für die sicherheitsgerichtete Steuerung (Abbildung 61, siehe Seite 136) berechnet werden. Anschließend werden beide Werte verglichen, wobei folgende Bedingung gilt:

$$PL \geq PL_r \quad (19)$$

Ist diese Bedingung nicht erfüllt, müssen weitere Maßnahmen zum Erreichen der Sicherheit ergriffen werden.

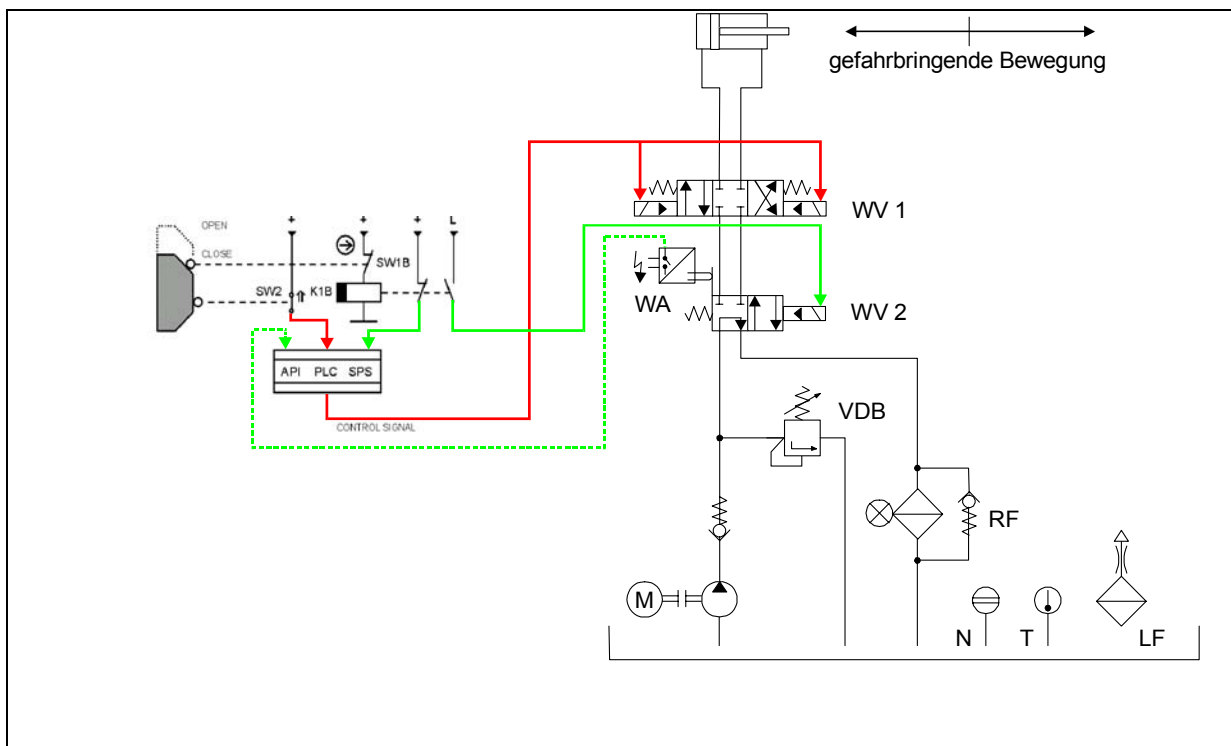


### 8.3.1 Beschreibung der Steuerung

Für die Abdeckung des Risikos wurde eine zweikanalige Steuerung der Kategorie 3 realisiert, wie sie in Abbildung 61 dargestellt ist.

Abbildung 61:

Zweikanalige Sicherheitssteuerung zur Abdeckung des Risikos; Quelle: BIA



Diese Sicherheitssteuerung besteht aus zwei Teilen – ein hydraulischer und ein elektrischer Teil. Der hydraulische Teil der Sicherheitssteuerung besteht aus dem 4/3-Wegeventil WV 1 und dem 4/2-Wegeventil WV 2. Beide Ventile haben eine Sperr-Mittelstellung mit ausreichender positiver Überdeckung und Federzentrierung bzw. -rückstellung. Durch die Wegnahme des Steuersignals schalten beide Ventile mithilfe der Rückstellfedern in die sicherheitsgerichtete Schaltstellung.

Die beiden Ventile (WV 1 und WV 2) sind in Reihe angeordnet, dadurch ist jedes Ventil unabhängig vom Zustand des anderen in der Lage, die Gefahr bringende Bewegung rechtzeitig anzuhalten bzw. einen ungewollten Anlauf zu verhindern. Das Ventil WV 1





hat keine zusätzliche Fehlererkennungsmaßnahme, da bei diesem Schaltsymbol (drei Schaltstellungen) fast alle Fehler durch Betriebshemmung erkannt werden. Beim Ventil WV 2 ist die Möglichkeit der Fehlererkennung wesentlich geringer, da es nur zwei Schaltstellungen hat und ein Hängenbleiben in der geschalteten Stellung nicht erkannt wird. Daher ist das Wegeventil WV 2 zusätzlich mit einer elektrischen Stellungsüberwachung WA (elektrischer Wegaufnehmer) ausgestattet.

Der elektrische Teil der Steuerung besteht aus dem zwangsbetätigten Öffnerkontakt SW1B, der wiederum ein Relais K1B mit einer zwangsgeführten Öffner-Schließer-Kombination betätigt, und einem Schließer SW2. Beide Schalter werden von einer entsprechend gestalteten Schaltkufe betätigt, die an der zu öffnenden Schutzeinrichtung befestigt ist. Die Eingangssignale beider Schalter (SW1B und SW2) werden, abhängig von der Stellung des mechanischen Positionsschalters (Betätiger), in einer Logik (SPS) weiterverarbeitet.

Zur Berechnung des „vorhandenen“ Performance Level  $PL$  wird die Steuerung in die entsprechenden Kanäle aufgeteilt und das Ersatzschaltbild gezeichnet. Die beiden Kanäle sind in Abbildung 62 (siehe Seite 138) zur besseren Unterscheidung durch rote und grüne Linien gekennzeichnet.

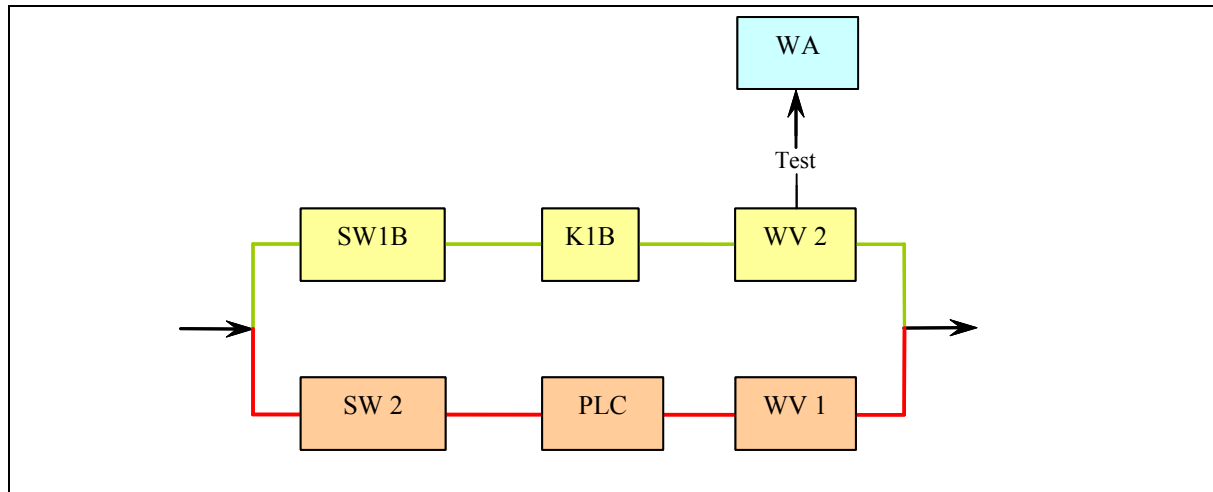
Folgende Bauteile gehören zu den einzelnen Kanälen:

- Kanal 1 (grüner Pfad): Öffnerkontakt SW1B → Relais K1B → 4/2-Wegeventil WV 2
- Kanal 2 (roter Pfad): Schließer SW2 → PLC → 4/3-Wegeventil WV 1
- zusätzliche Testeinrichtung (schwarzer Pfad): Stellungsüberwachung WA

Abbildung 62 zeigt das Ersatzschaltbild für die Sicherheitssteuerung mit den jeweiligen Blöcken der beiden Kanäle.



Abbildung 62:  
Ersatzschaltbild der Sicherheitssteuerung; Quelle: BIA



### 8.3.2 Berechnung der $MTTF_d$

Nach Bestimmung der Bauteile für jeden Kanal kann anschließend die  $MTTF_d$  für jeden einzelnen Kanal berechnet werden (siehe Gleichung 3). Für die elektrischen Bauelemente werden die  $MTTF_d$ -Werte aus Datenbanken entnommen, z. B. SN 29000 (Siemens Norm). Für die hydraulischen Ventile wird der in dieser Arbeit bestätigte  $MTTF_d$ -Wert von 100 Jahren angenommen. In Tabelle 10 (siehe Seite 139) sind die  $MTTF_d$ -Werte der Bauteile aufgeführt.

#### Berechnung der $MTTF_{d,C1}$ für Kanal 1:

$$\begin{aligned} \frac{1}{MTTF_{C,1}} &= \frac{1}{MTTF_{K1B}} + \frac{1}{MTTF_{WV2}} \\ &= \frac{1}{30a} + \frac{1}{100a} = \frac{13}{300a} \\ \Rightarrow MTTF_{d,C1} &= \frac{1}{\frac{13}{300a}} = \frac{1}{13/300a} \\ &\approx 23a \end{aligned}$$



Durch Bildung des Kehrwertes ergibt sich damit eine  $MTTF_{d,C1}$  von ungefähr 23 Jahren.

Tabelle 10:  
 $MTTF_d$ -Werte der Bauelemente; Quelle: BIA

Kanal 1	
Bauteil	$MTTF_d$
SW1B	Fehlerausschluss (siehe DIN EN ISO 13849-2; Anhang D.5)
K1B	30 Jahre
WV 2	100 Jahre
Kanal 2	
Bauteil	$MTTF_d$
SW2	20 Jahre
PLC	20 Jahre
WV 1	100 Jahre

### Berechnung der $MTTF_{d,C2}$ für Kanal 2:

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{MTTF_{C,2}} &= \frac{1}{MTTF_{SW2}} + \frac{1}{MTTF_{PLC}} + \frac{1}{MTTF_{WV1}} \\
 &= \frac{1}{20a} + \frac{1}{20a} + \frac{1}{100a} = \frac{11}{100a} \\
 \Rightarrow MTTF_{d,C2} &= \frac{1}{\frac{11}{100a}} = \frac{100a}{11} \\
 &\approx 9a
 \end{aligned}$$

Durch Bildung des Kehrwertes ergibt sich damit eine  $MTTF_{d,C2}$  von ungefähr 9 Jahren.

Die  $MTTF_d$ -Werte der beiden Kanäle werden anschließend mit einer Symmetrisierungsformel (siehe prEN ISO 13849-1; Anhang D.2) zu einem  $MTTF_d$ -Wert für die gesamte Sicherheitssteuerung zusammengefasst.



### Berechnung der $MTTF_d$ für die gesamte Sicherheitssteuerung:

$$\begin{aligned}
 MTTF_d &= \frac{2}{3} \left[ MTTF_{d,C1} + MTTF_{d,C2} - \frac{1}{\frac{1}{MTTF_{d,C1}} + \frac{1}{MTTF_{d,C2}}} \right] \\
 &= \frac{2}{3} \left[ 23a + 9a - \frac{1}{\frac{1}{23a} + \frac{1}{9a}} \right] \approx 17a
 \end{aligned}$$

Somit beträgt die  $MTTF_d$  für die gesamte Sicherheitssteuerung 17 Jahre.

Mithilfe einer Tabelle (siehe prEN ISO 13849-1; Abschnitt 4.5, Tabelle 2) wird der Bereich der „erreichten“  $MTTF_d$  bestimmt (siehe auch Tabelle 2; Abschnitt 3.4.2). Im vorliegenden Beispiel wurde eine  $MTTF_d$  von „mittel“ erreicht (10 Jahre  $\leq MTTF_d < 30$  Jahre).

### 8.3.3 Berechnung des Diagnosedeckungsgrades DC

Zur Berechnung des „vorhandenen“ Performance Level  $PL$  geht nur ein mittlerer Wert  $DC_{avg}$  ein, der über alle Blöcke (siehe Abbildung 62, Seite 138) gewichtet werden muss. Der Wichtungsfaktor ist jeweils die  $MTTF_d$  des getesteten Blockes.

In die Berechnung des  $DC_{avg}$ -Wertes gehen nur Bauteile ohne Fehlerausschluss ein, da in deren Fall die  $MTTF_d = \infty$  ist und damit der Betrag des Blockes gleich Null wird. Blöcke, die nicht getestet werden, gehen mit einem DC-Wert von Null in die Rechnung ein.

In Tabelle 11 (siehe Seite 141) sind die DC-Werte für die einzelnen Blöcke aufgeführt.



Tabelle 11:  
DC-Werte der einzelnen Blöcke; Quelle: BIA

Bauteil	Diagnosedeckungsgrad $DC$
SW1B	Fehlerausschluss
K1B	99 % (zwangsgeführter Rücklesekontakt)
WV 2	99 % (durch Wegaufnehmer)
SW2	60 %
PLC	30 %
WV 1	90 % (Fehlererkennung durch den Prozess)

**Berechnung des mittleren Diagnosedeckungsgrades  $DC_{avg}$**  (siehe Gleichung 4):

$$\begin{aligned}
 DC_{avg} &= \frac{\frac{DC_{K1B}}{MTTF_{K1B}} + \frac{DC_{WV2}}{MTTF_{WV2}} + \frac{DC_{SW2}}{MTTF_{SW2}} + \frac{DC_{PLC}}{MTTF_{PLC}} + \frac{DC_{WV1}}{MTTF_{WV1}}}{\frac{1}{MTTF_{K1B}} + \frac{1}{MTTF_{WV2}} + \frac{1}{MTTF_{SW2}} + \frac{1}{MTTF_{PLC}} + \frac{1}{MTTF_{WV1}}} \\
 &= \frac{\frac{99\%}{30a} + \frac{99\%}{100a} + \frac{60\%}{20a} + \frac{30\%}{20a} + \frac{90\%}{100a}}{\frac{1}{30a} + \frac{1}{100a} + \frac{1}{20a} + \frac{1}{20a} + \frac{1}{100a}} = \frac{969\% \cdot 150a}{100a \cdot 23} \approx 63,2\%
 \end{aligned}$$

Mit dem berechneten Wert wird nun in einer Tabelle (siehe prEN ISO 13849-1; Abschnitt 4.5, Tabelle 3) die entsprechend erreichte Klasse ausgewählt (siehe auch Tabelle 3; Abschnitt 3.4.3). In diesem Fall wurde ein  $DC_{avg}$ -Wert „niedrig“ erreicht ( $60\% \leq DC_{avg} < 90\%$ ).

### 8.3.4 Bestimmung der Ausfälle gemeinsamer Ursache $CCF$

Der CCF-Wert kann nach prEN ISO 13849-1 Anhang F Tabelle F.1 ermittelt werden. Laut Norm sind maximal 100 Punkte zu erreichen, notwendig sind mindestens 65 Punkte. Tabelle 12 (siehe Seite 142) zeigt die Tabelle zur Bestimmung des CCF-Wertes, in deren rechten Spalte die Ergebnisse für das Anwendungsbeispiel eingetragen sind.



Tabelle 12:  
Tabelle zur Bestimmung des erreichten CCF-Wertes.;  
Quelle: prEN ISO 13849-1 (Anhang F, Tabelle F.1)

Nr.	Betrachtungseinheit	Maximal mögliches Ergebnis	Erreichtes Ergebnis
<b>1</b>	<b>Trennung/Abtrennung</b>		
	Physikalische Trennung zwischen den Signalwegen	15	15
<b>2</b>	<b>Diversität</b>		
	Unterschiedliche Technologien/Gestaltung oder physikalische Prinzipien werden verwendet	20	20
<b>3</b>	<b>Gestaltung/Anwendung/Erfahrung</b>		
3.1	Schutz gegen Überspannung, Überdruck, Überstrom, usw.	15	15
3.2	Verwendete Bauteile werden seit einigen Jahren unter Berücksichtigung von Umgebungsbedingungen betrieben	5	5
<b>4</b>	<b>Beurteilung/Analyse</b>		
	Sind die Ergebnisse einer Ausfallart und Effektanalyse berücksichtigt worden, um Ausfälle infolge gemeinsamer Ursache in der Gestaltung, zu vermeiden?	5	5
<b>5</b>	<b>Kompetenz/Ausbildung</b>		
	Sind Entwickler/Monteure geschult worden, um die Gründe und Auswirkungen von Ausfällen infolge gemeinsamer Ursache zu verstehen?	5	0
<b>6</b>	<b>Umgebung</b>		
6.1	EMV Wurde das System getestet gegen EMV-Immunität (z.B. wie in den relevanten Produktnormen spezifiziert)	25	25
6.1	Andere Einflüsse Wurde das System getestet gegen Unempfindlichkeit aller relevanten Umgebungsbedingungen wie Temperatur, Schock, Vibration, Feuchtigkeit (z. B. wie in den relevanten Normen spezifiziert)?	10	10
	<b>Gesamt</b>	maximal 100	<b>95 Punkte</b>

Im aktuellen Beispiel wurden 95 Punkte erreicht, damit sind ausreichende Maßnahmen gegen Fehler gemeinsamer Ursache gegeben.



### 8.3.5 Ermittlung des „erreichten“ Performance Level $PL$

Mit den berechneten und ermittelten Werten kann anhand eines Diagramms der „erreichte“ Performance Level bestimmt werden (siehe auch Abschnitt 3.4.5).

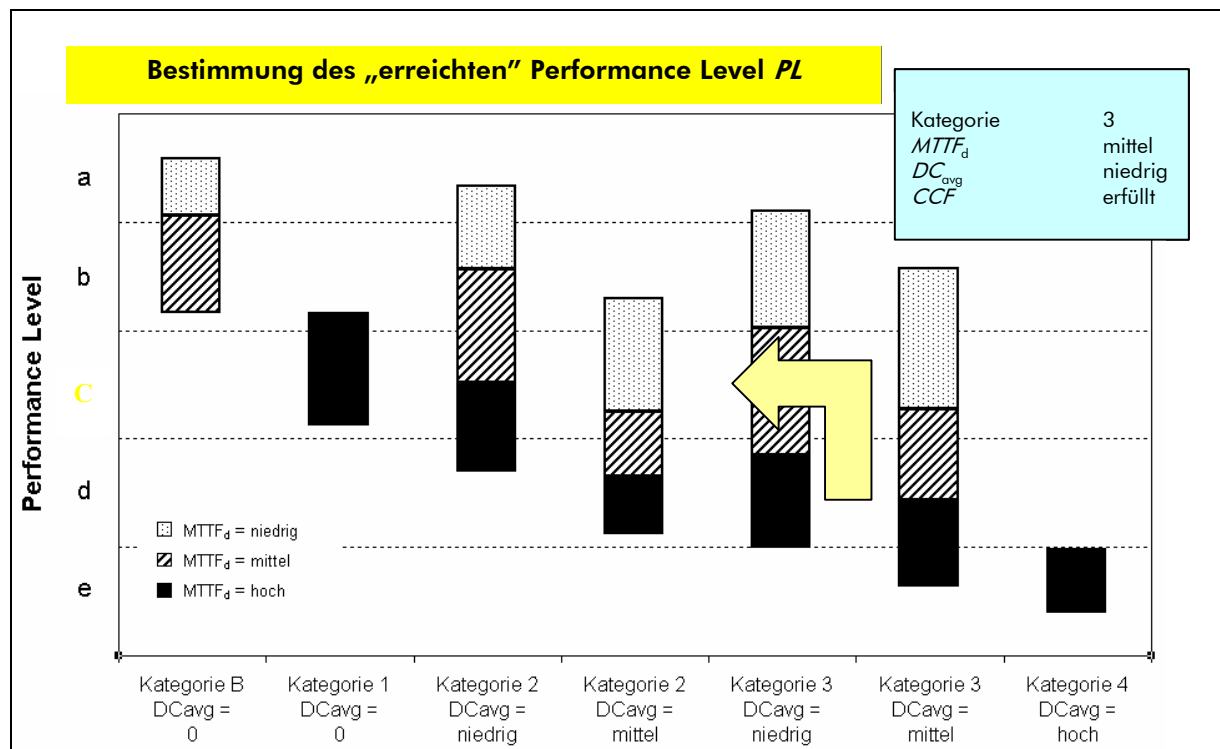
Folgende Werte wurden ermittelt bzw. berechnet:

- Kategorie 3,
- $MTTF_d \mapsto$  „mittel“,
- $DC_{avg} \mapsto$  „niedrig“,
- CCF-Maßnahmen sind ausreichend.

In Abbildung 63 ist das Diagramm zur Bestimmung des „erreichten“ Performance Level  $PL$  dargestellt.

Abbildung 63:

Diagramm zur Bestimmung des „erreichten“ Performance Level  $PL$ ; Quelle: BIA





Wie der Abbildung zu entnehmen ist, wird mit der vorhandenen Sicherheitssteuerung ein Performance Level  $PL$  von „c“ erreicht. Zur Validierung der Steuerung wird dieser mit dem geforderten Performance Level  $PL_r$  anhand der oben genannten Bedingung (siehe Gleichung 19) verglichen. Dabei erhält man folgendes Ergebnis:

$$PL \geq PL_r$$

$$\Rightarrow c \geq c$$

Damit ist die Bedingung erfüllt; die entworfene Steuerung bietet für das Anwendungsbeispiel die erforderliche Sicherheit und darf somit in die Maschine eingebaut werden.





## 9 Diskussion der Ergebnisse

Die Grundlage für die im Folgenden diskutierten Ergebnisse bilden in erster Linie die Ausfallraten von hydraulischen Ventilen und deren Einsatzbedingungen, die im Rahmen dieser Arbeit bei zwei großen Anwendern aufgenommen wurden. Dies erfolgte durch die Auswertung von EDV-Daten (Neubeschaffungsmengen von Hydraulikventilen und Reparaturberichte), Mitwirkung bei Instandhaltungsarbeiten und durch intensive Gespräche mit dem Instandhaltungspersonal. Zur Absicherung und Bestätigung dieser Daten wurden darüber hinaus im Rahmen einer Umfrage bei Ventilherstellern zusätzliche Ausfalldaten gesammelt.

Die Ergebnisse können wie folgt zusammengefasst werden:

- Beim Anwender A wurden die Vorgaben der Ventilhersteller größtenteils eingehalten (Filterfeinheit, Öltemperatur, Ölsorte etc.). Anhand der Ausfallrate wurde eine mittlere  $MTTF_d$  von 178 Jahren berechnet. Die Vorgaben der Ventilhersteller wurden allerdings nicht in allen Abteilungen bzw. an allen Werkzeugmaschinen (Anlagen) eingehalten. Hier fehlte vor allem die zustandsorientierte Instandhaltung, d. h. die Hydraulikflüssigkeit und Filter wurden nicht regelmäßig kontrolliert bzw. gewechselt.

Anhand zweier Ventilausfälle an einem Bearbeitungszentrum (Ausfallursache in beiden Fällen: Hängenbleiben des Ventilschiebers) wurde mithilfe einer Weibull-Verteilung eine mittlere  $MTTF_d$  von 73 Jahren errechnet. In diesem Fall kam es aufgrund von starken Verunreinigungen in der Hydraulikflüssigkeit zu einem erhöhten Verschleiß und damit verbunden zu einer deutlich erhöhten Öltemperatur.

- Beim Anwender B wurden zusätzliche Maßnahmen ergriffen, um die Zuverlässigkeit der Hydraulik zu erhöhen. Insbesondere sind zu nennen:
  - Temperaturanzeigen am Tank; übersteigt die Öltemperatur 70 °C, hat dies einen Ölwechsel zur Folge
  - bessere Filtrierung der Druckflüssigkeit mittels feinerer Filter



- größere Öltanks
- Verbesserung der Umgebungsbedingungen durch Abzugsanlagen.

Diese Maßnahmen wurden nach und nach umgesetzt. Das Ergebnis machte sich in den Ausfallraten der Wegeventile unmittelbar bemerkbar. So verbesserte sich die mittlere  $MTTF_d$  von 195 Jahren im Jahr 2000 auf 300 Jahre im Jahr 2003, was einer Steigerung von 53,8 % entspricht.

Laut Aussage eines Mitarbeiters der Instandhaltungsabteilung wurde noch vor einigen Jahren aus Kostengründen auf regelmäßige Ölwechsel verzichtet. Das hatte zur Konsequenz, dass aufgrund der starken Ölverunreinigung innerhalb einer Woche bis zu 100 Ventile ausgetauscht werden mussten. Alleine durch regelmäßige Ölwechsel konnte die Anzahl der Ventilausfälle drastisch gesenkt werden.

Die Zuverlässigkeit der Ventile ist auch davon abhängig, ob der Ventilhersteller eine bewährte Rückstellfeder einbaut. Bei renommierten Herstellern kommen Federbrüche heutzutage so gut wie nicht mehr vor. Die Federn werden streng nach Normvorgaben gefertigt oder diese sogar weit überschritten (Überdimensionierung). Bei weniger renommierten Herstellern treten Federbrüche selbst heute noch auf. So konnte während des Aufenthaltes beim Anwender B beobachtet werden, wie es schon in der Inbetriebnahmephase einer neuen Fertigungsanlage bei Wegeventilen eines weniger renommierten Hydraulikherstellers zu Federbrüchen kam.

In Anbetracht der Ergebnisse hat sich der nach der Norm angenommene  $MTTF_d$ -Wert von 100 Jahren vorbehaltlos bestätigt. Voraussetzung hierfür ist allerdings die Einhaltung der Einsatzbedingungen, die seitens der Ventilhersteller vorgegeben werden. Weiterhin müssen auch die in DIN EN ISO 13849-2 aufgeführten grundlegenden und bewährten Sicherheitsprinzipien für hydraulische Ventile berücksichtigt werden.

Des Weiteren bestätigen auch die Ergebnisse aus der Umfrage die oben gewonnenen Erkenntnisse. Vor allem die Rückmeldungen aus dem Felde zeigen deutlich, dass bei



Einhaltung der Herstellervorgaben eine  $MTTF_d$  von 100 Jahren mehr als gerechtfertigt ist.

Die Untersuchung hat aber auch gezeigt, dass bei Nichteinhaltung der Rahmenbedingungen eine  $MTTF_d$  von 100 Jahren nicht erreicht wird.





## 10 Literaturverzeichnis

- [1] Richtlinie 98/37/EG des Europäischen Parlamentes und des Rates vom 22. Juni 1998 zur Angleichung der Rechts- und Verwaltungsvorschriften der Mitgliedstaaten für Maschinen. ABl. EG (1998) Nr. L 207, S. 1-46
- [2] DIN EN ISO 12100-1: Sicherheit von Maschinen – Grundbegriffe, allgemeine Gestaltungsleitsätze – Teil 1: Grundsätzliche Terminologie, Methodologie (04/04). Berlin, Beuth 2004
- [3] DIN EN ISO 12100-2: Sicherheit von Maschinen – Grundbegriffe, allgemeine Gestaltungsleitsätze – Teil 2: Technische Leitsätze (04/04). Berlin, Beuth 2004
- [4] DIN EN 1050: Sicherheit von Maschinen – Leitsätze zur Risikobeurteilung (01/97). Berlin: Beuth 1997
- [5] DIN EN 954-1: Sicherheit von Maschinen – Sicherheitsbezogene Teile von Steuerungen – Teil 1: Allgemeine Gestaltungsleitsätze (03/97). Berlin: Beuth 1997
- [6] DIN EN ISO 13849-2: Sicherheit von Maschinen – Sicherheitsbezogene Teile von Steuerungen – Teil 2: Validierung (12/03). Berlin: Beuth 2003
- [7] DIN EN 982: Sicherheit von Maschinen – Sicherheitstechnische Anforderungen an fluidtechnische Anlagen und deren Bauteile – Hydraulik (09/96). Berlin: Beuth 1996
- [8] DIN EN 1037: Sicherheit von Maschinen – Vermeidung von unerwartetem Anlauf (04/96). Berlin: Beuth 1996
- [9] *Gräf, W.*: Maschinensicherheit – Auf der Grundlage der europäischen Sicherheitsnormen. 2. Aufl. Hüthig, Heidelberg 2003
- [10] *Kleinbreuer, W.; Kreuzkamp, F.; Meffert, K.; Reinert, D.*: Kategorien für sicherheitsbezogene Steuerungen nach EN 954-1. BIA-Report 6/97. Hrsg.: Hauptverband der gewerblichen Berufsgenossenschaften (HVBG), Sankt Augustin 1997



- [11] DIN EN 61508: Funktionale Sicherheit sicherheitsbezogener elektrischer/elektronischer/programmierbarer elektronischer Systeme. Teile 1 bis 7. Berlin, Beuth 2002 und 2003
- [12] *Bauer, G.*: Ölhydraulik. 6. Aufl. Teubner, Stuttgart 1992
- [13] *Schmitt, A.*: Der Hydraulik-Trainer (mit CD-ROM). Hrsg.: Rexroth, Lohr am Main
- [14] *Findeisen, D.; Findeisen, F.*: Ölhydraulik – Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik. 4. Aufl. Springer, Berlin 1994
- [15] *Matek, R.; Muhs, D.; Wittel, H.*: Roloff/Matek Maschinenelemente. 14. Aufl. Vieweg, Braunschweig 2000
- [16] *Meindorf, T.; Van Bebber, D.*: Filtration in hydraulischen Systemen. In: O + P Konstruktions-Jahrbuch: Grundlagen hydraulischer und pneumatischer Komponenten für den Ingenieur in Planung, Konstruktion und Betrieb. 2002/2003, S. 22-37. Vereinigte Fachverlage, Mainz 2003
- [17] *Mager, M.*: Verschmutzung von hydraulischen Systemen. O + P Ölhydraulik und Pneumatik 42 (1997) Nr. 1, S. 18-25
- [18] *Czichos, H.; Habig, K.-H.*: Tribologie Handbuch – Reibung und Verschleiss. Vieweg, Berlin 1992
- [19] *Donders, S.*: Untersuchungen zum Verschleißverhalten hydraulischer Ventile. O + P Ölhydraulik und Pneumatik 40 (1996) Nr. 8, S. 547-553
- [20] *Ristic, M.*: Dreidimensionale Strömungsberechnungen zur Optimierung von Hydraulikventilen bezüglich der stationären Strömungskräfte. Dissertation Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule (RWTH). Shaker, Aachen 2000
- [21] *Kleinbreuer, W.*: Untersuchung der Werkstoffzerstörung durch Kavitation in ölhydraulischen Systemen. Dissertation Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule (RWTH) Aachen, 1979



- [22] *Trahan, C.*: Ölpflege – aber richtig (2002).  
[http://www.eppensteiner.de/deutsch/vacuclean/vcm\\_pub1.pdf](http://www.eppensteiner.de/deutsch/vacuclean/vcm_pub1.pdf) [Stand: 2004-05-07]
- [23] *Wotzinski, H.*: Permanente Überwachung der Ölreinheit. O + P Ölhydraulik und Pneumatik 48 (2004) Nr. 1, S. 40-42
- [24] Konstruktive Maßnahmen zur Erzielung der erforderlichen Druckflüssigkeitsreinheit (2000). Hrsg.: Fa. Sauer-Danfoss. <http://www.sauer-danfoss.de/pdf/applikationen/Allgemeine/Reinheit%20der%20Druckflüssigkeit-ATI.pdf>  
[Stand: 2004-05-06]
- [25] *Backe, W.; Bork, W.*: O+P Gespräch: Moderne Hydraulikflüssigkeiten. O + P Ölhydraulik und Pneumatik 47 (2003) Nr. 5, S. 326-345
- [26] *Krist, T.*: Hydraulik Fluidtechnik. 7. Aufl. Vogel, Würzburg 1991
- [27] *Brendel, H.*: Wissensspeicher Tribotechnik. 2. Aufl. VEB Fachbuchverlag, Leipzig 1988
- [28] Zuverlässigkeitssicherung bei Automobilherstellern und Lieferanten: Teil 2. 3. Aufl. Hrsg.: Verband der Automobilindustrie e. V. (VDA) 2000







## Anhang

An den beiden Wegeventilen, die während der Datenaufnahme bei Anwender A ausgefallen waren, wurden die Ventilschieber ausgebaut und unter dem Mikroskop fotografiert. Auf der Oberfläche der Ventilschieber sind deutliche Spuren von Abrasionsverschleiß und Erosion zu erkennen (Abbildung A1). Die Aufnahmen zeigen, welche negativen Auswirkungen Feststoffverschmutzungen und erhöhte Temperaturen auf die bewegten Bauteile in hydraulischen Ventilen haben.

Zum Vergleich wurden auch Aufnahmen von einem dritten Ventilschieber aufgenommen, der im Gegensatz zu den beiden ersten unter vorgeschriebenen Bedingungen im Einsatz war (Abbildung A2, siehe Seite 155).

Abbildung A1:  
Erscheinungen von Erosion und Abrasionsverschleiß bei Ventilschiebern, die unter schlechten Bedingungen im Einsatz waren (mikroskopische Aufnahmen)

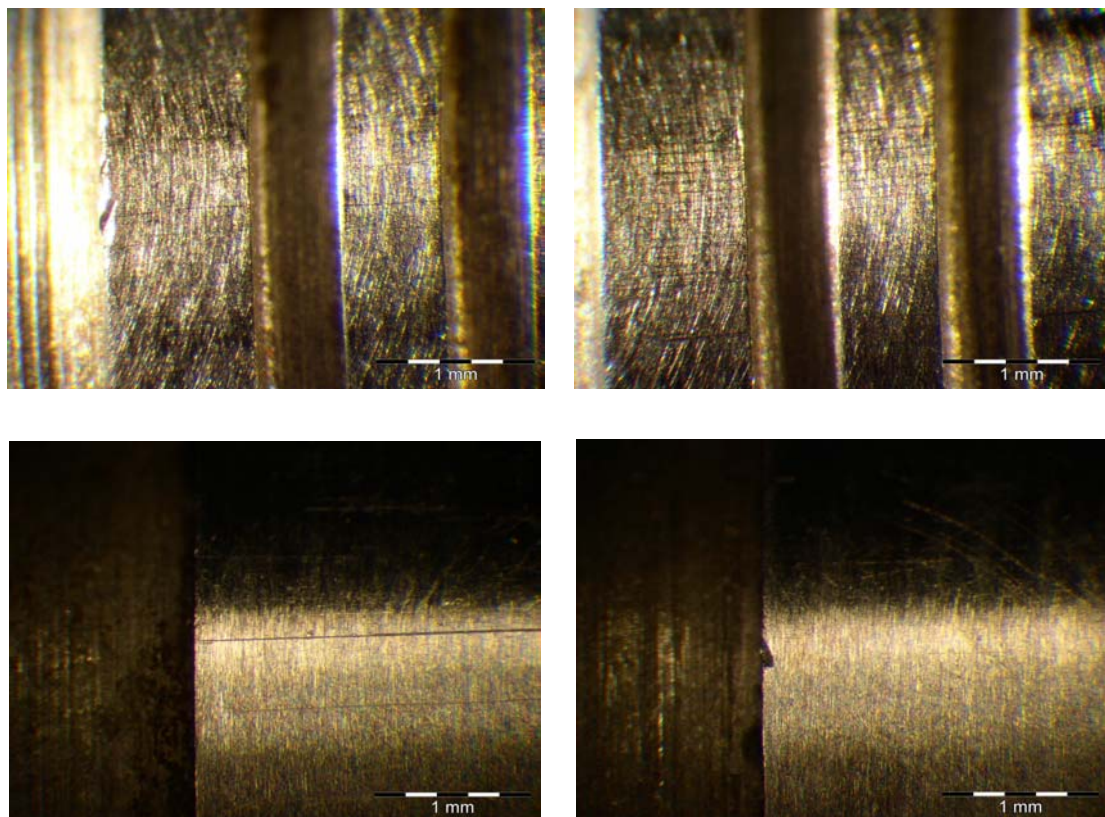




Abbildung A1, Fortsetzung

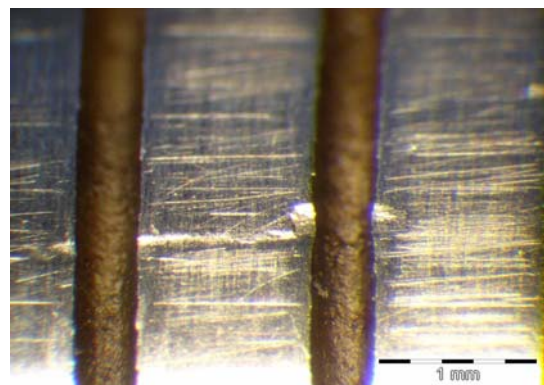
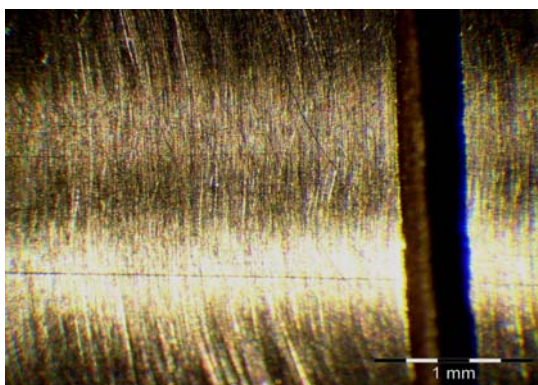
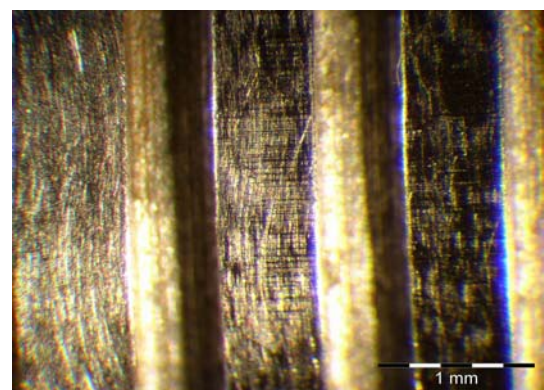
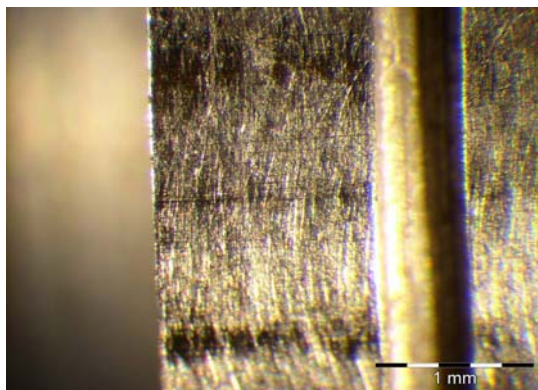
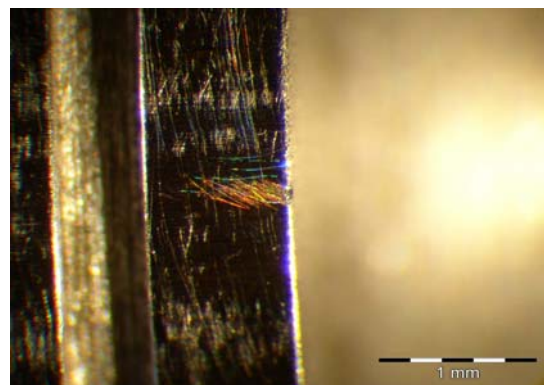
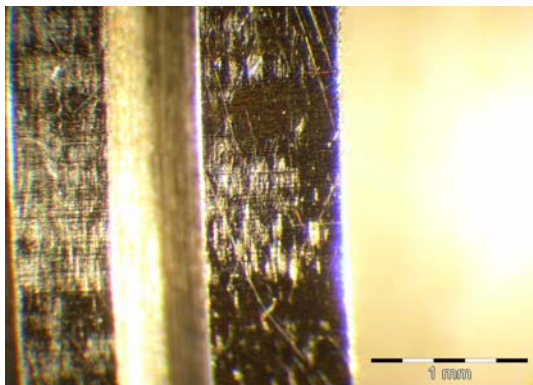




Abbildung A1, Fortsetzung

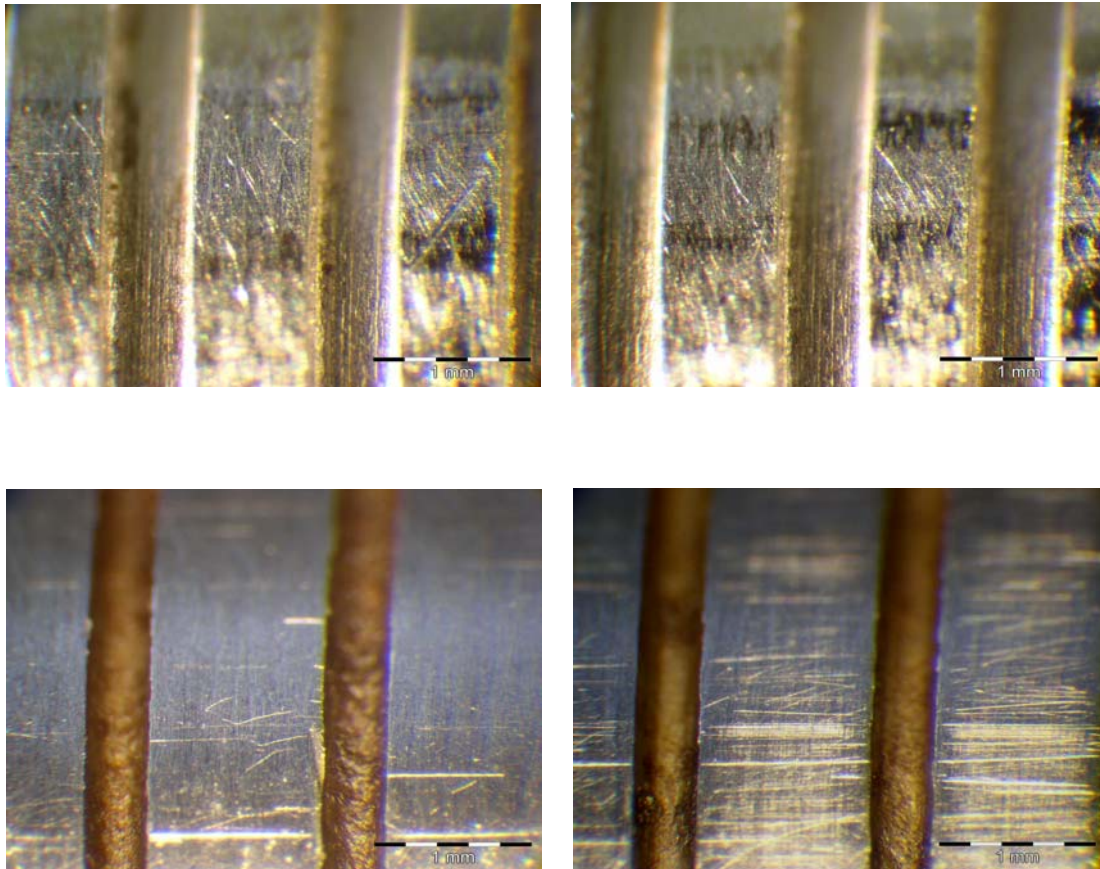


Abbildung A2:  
Mikroskopische Aufnahmen von einem Ventilschieber, der unter vorgeschriebenen Bedingungen im Einsatz war

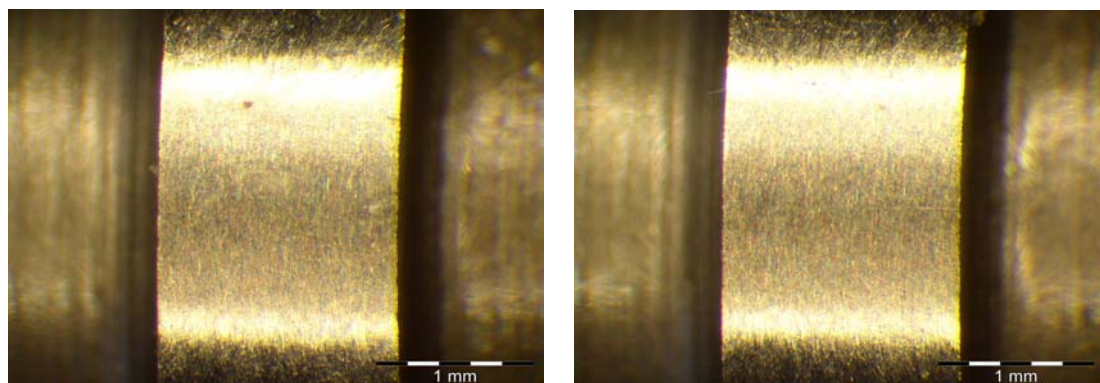




Abbildung A2, Fortsetzung

