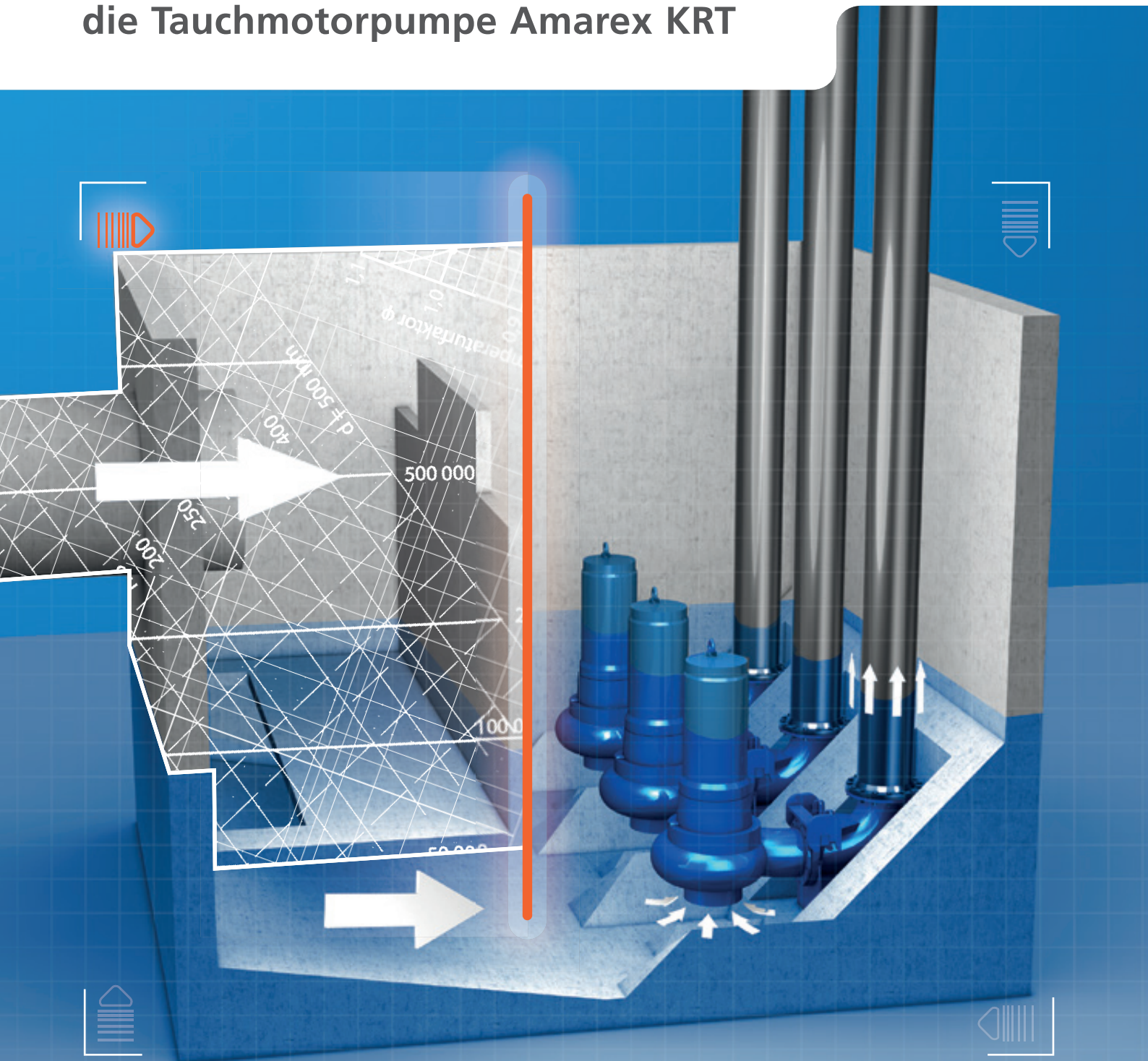


## KSB-Know-how: Planungshinweise für die Tauchmotorpumpe Amarex KRT



## Sehr geehrte Partner,

diese Broschüre soll Planern und Betreibern helfen, die am besten geeignete Tauchmotorpumpe der Baureihe Amarex KRT auszuwählen, zu dimensionieren und zu betreiben. In dieser Know-how-Broschüre wird speziell auf KRT-Pumpen mit einem Förderstrom >200 l/s eingegangen. KSB hat diese Tauchmotorpumpen als betriebssichere, zuverlässige und energieeffiziente Lösung für alle Förderaufgaben in der kommunalen und industriellen Abwassertechnik konzipiert. Zielsetzung war die möglichst hohe Vielseitigkeit auf der Basis einer großen Auswahl von Materialien, robusten Sensoren und flexiblen Installationsmöglichkeiten. Speziell abgestimmte Hydrauliken, die mit großen freien Durchgängen eine hohe Betriebssicherheit bieten, sorgen für eine optimierte, ökonomische Förderung unterschiedlichster Medien. Der Explosionsschutz erlaubt einen Einsatz auch bei

explosionsgefährdeter Umgebung. Ein Schutz gegen zu hohe Erwärmung der Motorwicklung, die absolute Dichtheit aller Kabeleinführungen, eine spezielle Wellenabdichtung und die auf hohe Standzeiten ausgelegten Lager sichern einen langen, störungsfreien Betrieb.

Know-how-Bände können Sie hier ganz einfach herunterladen oder bestellen: [www.ksb.de/know-how](http://www.ksb.de/know-how)



Seite		Seite	
<b>04</b>	<b>Allgemeine Pumpenauswahl</b>	<b>51</b>	<b>Rohrleitungen und Armaturen</b>
	Planungsgrößen / Bemessungsdaten		Planung der Rohrleitungsanlage
	Druckverlustberechnung		Rohrleitungsführung
	Pumpenauswahl (hydraulische Auswahl)		Rohrleitungsbefestigung / Halterung
<b>24</b>	<b>Maschinentechnik und Aufstellung</b>		Wanddurchführungen
	Auswahl der optimalen Laufrad-Geometrie		Rohrleitungswerkstoffe
	Werkstoffauswahl für differenzierte Anwendungen		Messanschlüsse an Rohrleitungen
	Wellenabdichtung		Auswahl der Armaturen
	Rotor und Lagerung		Einbau von Armaturen
			Technische Lösungen für den Armaturein- und ausbau
<b>35</b>	<b>Allgemeine Motorbeschreibung</b>	<b>71</b>	<b>Bauwerksgestaltung</b>
	Motorgrößen		Rechen-Einrichtungen
	Bauform		Bermerausbildung in Pumpensümpfen
	Betriebsart		Splitter zur Vermeidung getauchter Wirbel
	Schutzart		Abmessungen für den Pumpensumpf und die Pumpen- aufstellung
	Zündschutzart und Temperaturklassen		Nassaufgestellte Tauchmotorpumpen
	Elektrische Bemessungsdaten		Pumpensümpfe mit hoher Schmutzfrachtbelastung
	KRT-Motoren am Frequenzumrichter		Die Notwendigkeit von Modelltests
	Konstruktiver Aufbau des Motors		Versuchsaufbau
	Kühlung		Bewertung der Ergebnisse
	Überwachungseinrichtungen		Die Bedeutung von CFD-Simulationen
	Anschluss und Beschreibung der Überwachungs- einrichtungen	<b>90</b>	<b>Quellennachweis / Autoren</b>
	Kraft- und Steuerleitung mit Leitungsdurchführung		
	Elektrische Anschlussleitungen		
	Tefzel-Leitung (TEHSITE)		
	Geschirmte Gummischlauchleitung		
	Qualitätssicherung und Prüfprotokolle		



# Allgemeine Pumpenauswahl

## Planungsgrößen / Bemessungsdaten

Bei der Planung bzw. Bemessung einer Pumpe ist das Erreichen der Fördermenge und der entsprechenden Förderhöhe von größter Bedeutung. Während bei der Berechnung der Förderhöhen konkrete Annahmen über die Höhe der zu erwartenden Verluste getroffen werden können, ist die tatsächlich benötigte Fördermenge von einer Reihe von Einflüssen abhängig. Diese werden in den nachfolgenden Abschnitten diskutiert.

### Die Fördermenge

Die Fördermenge  $Q$ , auch Volumenstrom genannt, (Angabe z. B. in l/s oder  $m^3/h$ ) ist definiert als der nutzbare Volumenstrom, der von der Pumpe in einer bestimmten Zeiteinheit gefördert wird.

Eine möglichst genaue Ermittlung der benötigten / anfallenden Fördermenge ist äußerst wichtig für die richtige Dimensionierung der Pumpen (der Betriebspunkt sollte im optimalen Arbeitsbereich liegen) und nicht zuletzt für die Größe der Pumpstation selbst.

Der tägliche Zufluss zu einer Abwasserpumpstation wird von mehreren Faktoren entscheidend beeinflusst:

- der Art des Entwässerungssystems (Mischwasser- oder Trennsystem),
- der Größe und Struktur (Wohngebiet, Industriegebiet oder Mischgebiet) des Einzugsgebietes,
- der Anzahl der ans Abwassernetz angeschlossenen Einwohner,
- der Anzahl und Art der ans Abwassernetz angeschlossenen Industrie- und Gewerbegebiete (wird über angesetzte Einwohnergleichwerte berücksichtigt).

Dieser Zufluss ist in einer sogenannten Ganglinie darstellbar. Sie gibt die ermittelte / typische Zulaufmenge über den Verlauf eines gesamten Tages wieder (siehe Beispiele Abb. 1 und 2).<sup>1</sup>

Nennenswerte Unterschiede können sich sowohl in der Charakteristik als auch in der Tagesmenge zwischen Werktagen und arbeitsfreien Feiertagen bzw. Wochenenden ergeben. Bei Regenereignissen muss mit erhöhten Zulaufmengen gerechnet werden. Dies ist im Besonderen für das Mischwasser-Entwässerungssystem (Abwasser und Niederschlagswasser werden in gemeinsamen Rohrsystemen zur Kläranlage geleitet) von Bedeutung.<sup>2</sup>

Die Ganglinie ist somit eine entscheidende Basis zur Auslegung der Pumpenbauart, für die Anzahl der Pumpen bzw. Staffelung der Pumpen und deren Betriebsweise (z. B. mit starrer oder variabler Drehzahl) und nicht zuletzt die damit verbundene Festlegung der erforderlichen Betriebspunkte der einzelnen Aggregate. Die starken Schwankungen des Zulaufes an Schmutzwasser (siehe Tagesganglinie Abb. 1 und Abb. 2) sind es, die eine zeitindizierte Berechnung erforderlich machen.

<sup>1</sup> Vertiefungsliteratur: ATV-DVWK – A 134

<sup>2</sup> Vertiefungsliteratur: ATV-DVWK – A 118



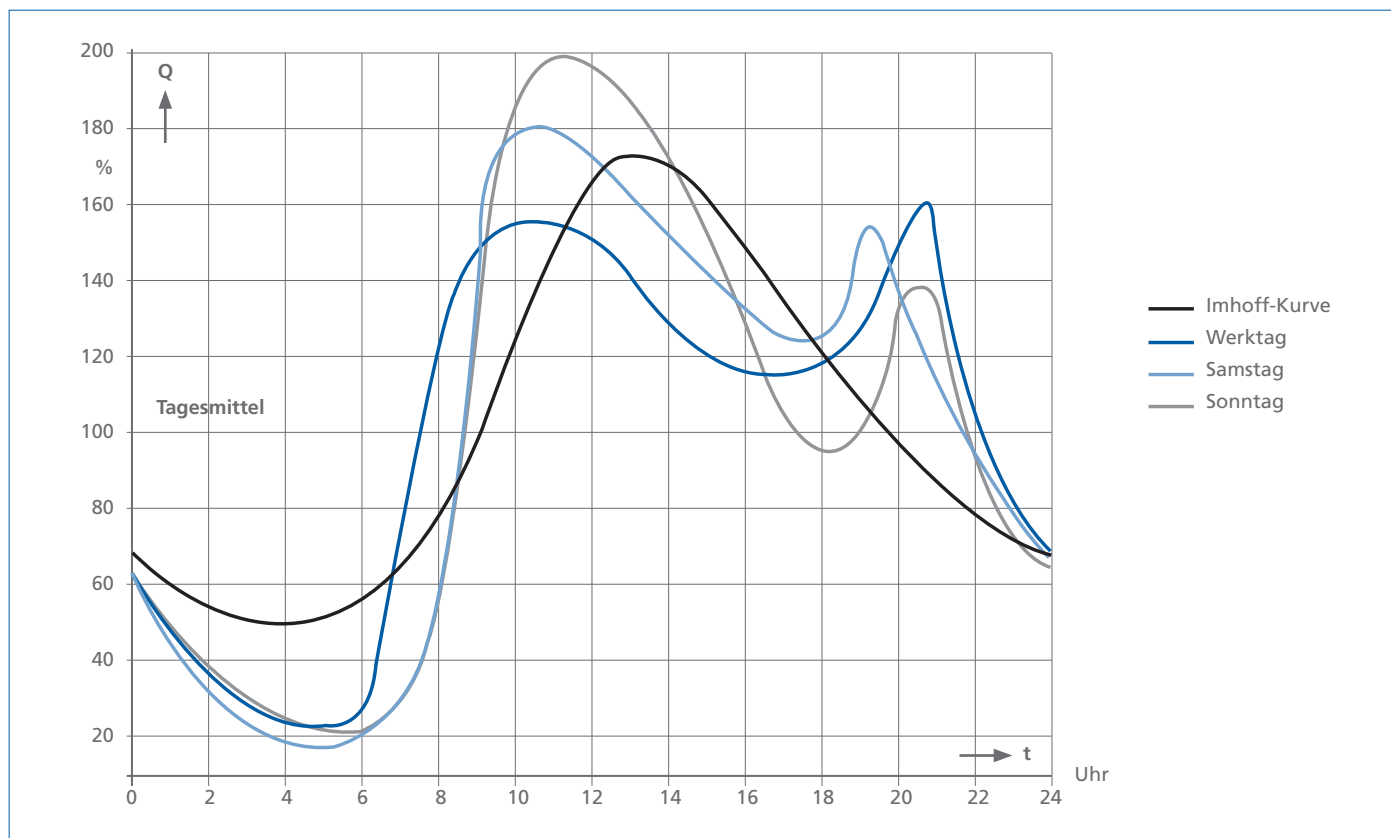


Abb. 1: Beispiel von Zulaufganglinien bei Trockenwetter, vorwiegend im Wohngebiet

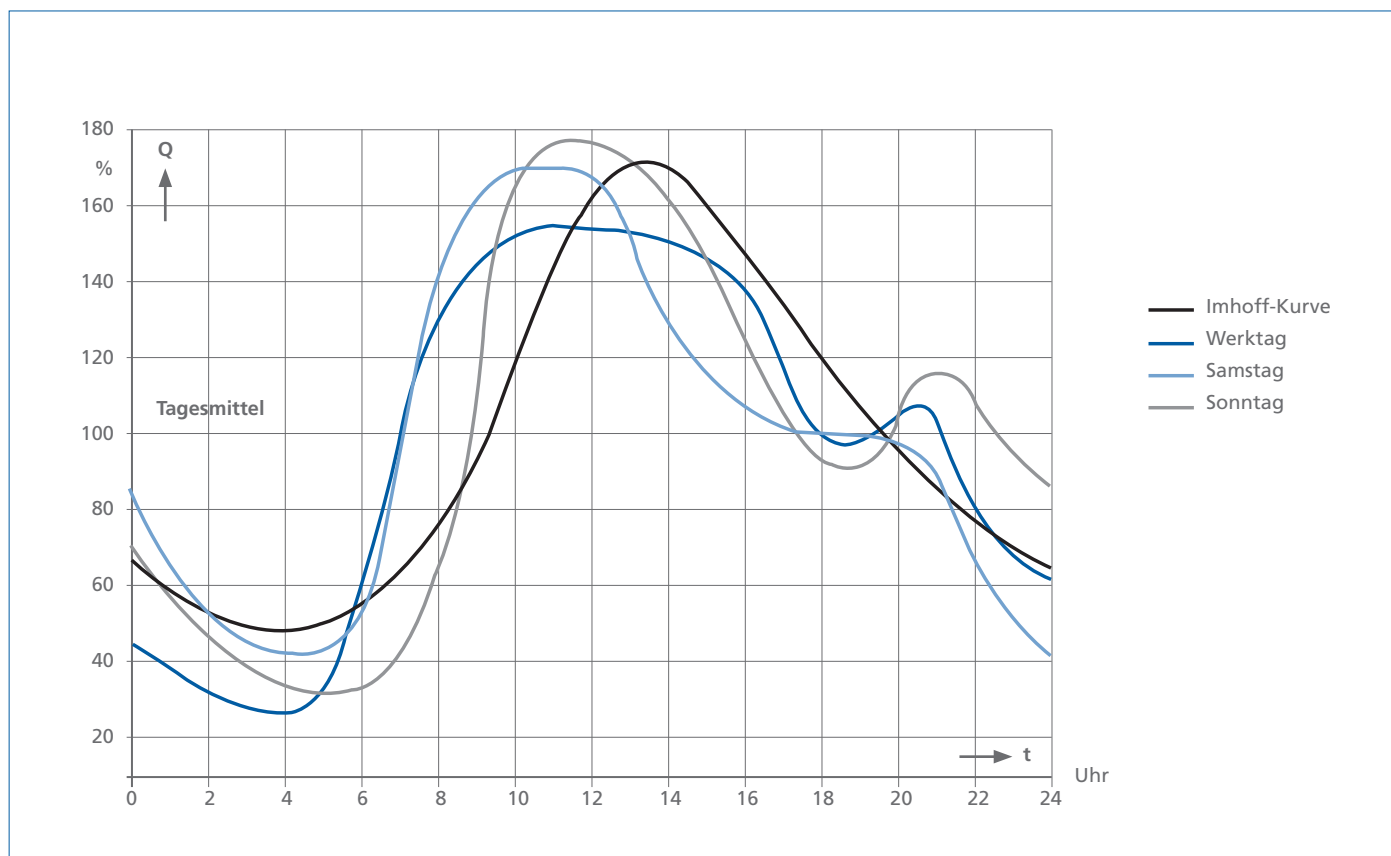


Abb. 2: Beispiel von Zulaufganglinien bei Trockenwetter, starker Industrieinfluss

## Die Förderhöhe

Die Förderhöhe  $H$  einer Pumpe (Angabe z. B. in [m]) ist definiert als die auf das Fördermedium übertragene nutzbare mechanische Arbeit, bezogen auf die Gewichtskraft des geförderten Fördermediums bei örtlicher Fallbeschleunigung.

Um die Gesamtförderhöhe  $H$  einer Pumpenanlage / einer Pumpe bestimmen zu können, sind Kenntnisse über folgende Verhältnisse von wesentlicher Bedeutung:

- die Ordinate der Sohle des Zulaufkanals bzw. des Pumpensumpfes,
- die Ein- und Ausschalt-Ordinaten der Pumpen (entspricht der Mindestüberdeckung und dem maximal zulässigen Pegelstand im Pumpensumpf),
- der Verlauf des Geländes (Länge und Höhenverlauf) zwischen der Förderanlage und dem Förderziel,
- die verbauten Armaturen, Formstücke und Rohrleitungen mit Angabe ihrer Nennweiten DN und ihrer Widerstandsbeiwerte  $\zeta$ ,
- die Auslauf-Ordinate des Förderzieles.

Die Förderhöhe  $H_{\text{ges}}$  wird in der Form beschrieben:

$$H_{\text{ges}} = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + \sum H_v \quad \text{Formel (1)}$$

### Legende:

$H_{\text{ges}}$	= Gesamtförderhöhe [m]
$H_v$	= Druckhöhenverlust [m]
$V_1$	= Durchflussgeschwindigkeit, saugseitig [m/s]
$V_2$	= Durchflussgeschwindigkeit, druckseitig [m/s]
$g$	= Fallbeschleunigung (9,81 m/s <sup>2</sup> )
$p_1$	= statischer Umgebungsdruck, saugseitig [N/m <sup>2</sup> ]
$p_2$	= statischer Umgebungsdruck, druckseitig [N/m <sup>2</sup> ]
$z_1$	= Höhenlage des Eintrittsquerschnittes, bezogen auf Bezugsniveau [m]
$z_2$	= Höhenlage des Austrittsquerschnittes, bezogen auf Bezugsniveau [m]
$\rho$	= Dichte des Fördermediums [kg/m <sup>3</sup> ]

Beim Einsatz von Tauchmotorpumpen in Nassaufstellung kann diese Gleichung weiter vereinfacht werden. Es bleiben nur Höhendifferenzen, auch mit  $H_{\text{geo}}$  beschreibbar, und die Summe aller Verluste  $\sum H_v$  übrig.

Die Gesamtförderhöhe  $H_{\text{ges}}$  kann somit mit folgender vereinfachter Gleichung beschrieben werden<sup>3</sup>:

$$H_{\text{ges}} = H_{\text{geo}} + \sum H_v = H_{\text{geo}} + H_{\text{VE}} + H_{\text{VD}} \quad \text{Formel (2)}$$

### Legende:

$H_{\text{ges}}$	= Gesamtförderhöhe, Summe aus geodätischer / statischer Förderhöhe und Gesamtverlusthöhe / dynamischer Förderhöhe [m]
$H_{\text{geo}}$	= geodätische oder auch statische Förderhöhe, messbare Höhendifferenz zwischen saugseitigem und druckseitigem Wasserspiegel bzw. Ordinate [m]
$H_v$	= Gesamtverlusthöhe [m]
$H_{\text{VE}}$	= Druckverlusthöhe der Armaturen, Formstücke und Rohrleitungen auf der Druckseite der Pumpe – Einzelstrangverluste bis zur Sammeldruckrohrleitung bei Mehrpumpenanlagen [m]
$H_{\text{VD}}$	= Druckverlusthöhe der Armaturen, Formstücke und Rohrleitungen auf der Druckseite der Pumpe in der Sammeldruckrohrleitung [m]

In der Abwassertechnik sind Förderflüssigkeiten mit einer erhöhten kinematischen Viskosität von untergeordneter Bedeutung, hier sind Trockensubstanzgehalt TS und Beimengungen in der Förderflüssigkeit für einen erhöhten Leistungsbedarf an der Pumpenwelle verantwortlich. Eine entsprechende Leistungsreserve ist daher bei der Motorauswahl zu berücksichtigen.<sup>4</sup>

Die kinematische Viskosität  $\nu$  der Förderflüssigkeit ( $\nu = \eta / \rho$  [m<sup>2</sup>/s] oder [cSt]) hat ab einer Größe von ca. 40 m<sup>2</sup>/s Einfluss auf die Förderdaten der Pumpe. Die kinematische Viskosität errechnet sich aus:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad \text{Formel (3)}$$

### Legende:

$\nu$	= Kinematische Viskosität [m <sup>2</sup> /s]
$\eta$	= Dynamische Viskosität [Pa·s]
$\rho$	= Dichte des Fördermediums [kg/m <sup>3</sup> ]

In der Schlammbehandlung einer Kläranlage spielt dies eine Rolle. Beeinflusst werden sowohl Förderhöhe, Fördermenge als auch der Leistungsbedarf einer Pumpe.

Werden Kreiselpumpen zur Schlammförderung eingesetzt, ist möglichst der Betriebspunkt im Volllast- und Überlastbereich der Kennlinie festzulegen. Die Gasempfindlichkeit der Pumpen nimmt bei Betrieb im Teillastbereich entsprechend zu. Zur Bestimmung der Betriebspunkte für Schlammförderung wird auf die ermittelten Verlustwerte für Wasser ein Korrekturfaktor angewandt.

<sup>3</sup> Vertiefungsliteratur: KSB – Auslegung von Kreiselpumpen

<sup>4</sup> Vertiefungsliteratur: KSB – Kreiselpumpenlexikon

- a) Rohschlamm, Frischschlamm (befindet sich in der mechanischen Stufe einer Kläranlage, wird direkt aus dem Vorklärbecken abgezogen, besitzt ca. 97 % Wassergehalt)
- b) Eingedickter Rohschlamm von statischen Eindickern, Umwälzschlamm, Heizschlamm, Fäkalschlamm, Impfschlamm (befindet sich in der Schlammbehandlung der Kläranlage, besitzt ca. 95–96 % Wassergehalt)

Rohrleitungsnennweite DN	100	125	150	200	250	300	Zustand
Korrekturfaktor Schlammtyp a)	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	-fache des $H_V$ für Wasser
Korrekturfaktor Schlammtyp b)	2,1	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6	-fache des $H_V$ für Wasser

Tabelle 1: Korrekturfaktoren  $H_V$  Wasser für Schlämme

### Der NPSH-Wert

Der NPSH-Wert (Net Positive Suction Head) ist eine wichtige Größe zur Beurteilung des Saugvermögens einer Kreiselpumpe. Er gibt den Mindestdruck im Zulauf an, den jede Kreiselpumpe benötigt, um kavitationsfrei und betriebssicher arbeiten zu können.<sup>5</sup> Es ist zu unterscheiden zwischen dem  $NPSH_{3\%}$ -Wert (zugelassener Kavitationseinfluss mit 3 % Förderhöhenabfall) der Pumpe, genannt  $NPSH_{\text{erf}}$  (erf = erforderlich), im Englischen  $NPSH_{\text{req}}$  (req = required), auch genannt Haltedruckhöhe der Pumpe, und dem NPSH-Wert der Anlage, genannt  $NPSH_{\text{vorh}}$  (vorh = vorhanden), im Englischen  $NPSH_{\text{av}}$  (av = available), auch bezeichnet als Haltedruckhöhe der Anlage.

Der  $NPSH_{3\%}$  wird bei einem Prüffeldtestlauf in einer speziellen Trockenaufstellung der Tauchmotorpumpe durch den Pumpenhersteller ermittelt und in den Verkaufsunterlagen dokumentiert. In der Nassaufstellung der Tauchmotorpumpe kann der NPSH-Wert praktisch nicht gemessen werden. Da sich der  $NPSH_{3\%}$ -Wert fördermengenbezogen ändert, wird er als Funktion des Förderstroms  $NPSH_{\text{erf}} = f(Q)$  aufgetragen. Er gibt die erforderliche Druckhöhe in [m] an, die über dem Dampfdruck der Förderflüssigkeit am Laufradeintritt vorhanden sein muss. Als Bezugspunkt für NPSH ist der Schnittpunkt  $P_s$  der Pumpenwellenachse mit der zu ihr senkrecht stehenden Ebene durch die äußeren Punkte der Schaufeleintrittskante zu betrachten, siehe Abb. 3.

Der  $NPSH_{3\%}$ -Wert kann vom Pumpenhersteller durch die Vorgabe der Laufradform, die konstruktive Ausführung des Laufrades (Saugmunddurchmesser, Schaufelzahl und Eintrittskantengestaltung) und die Auslegungsdrehzahl der Pumpe beeinflusst werden.

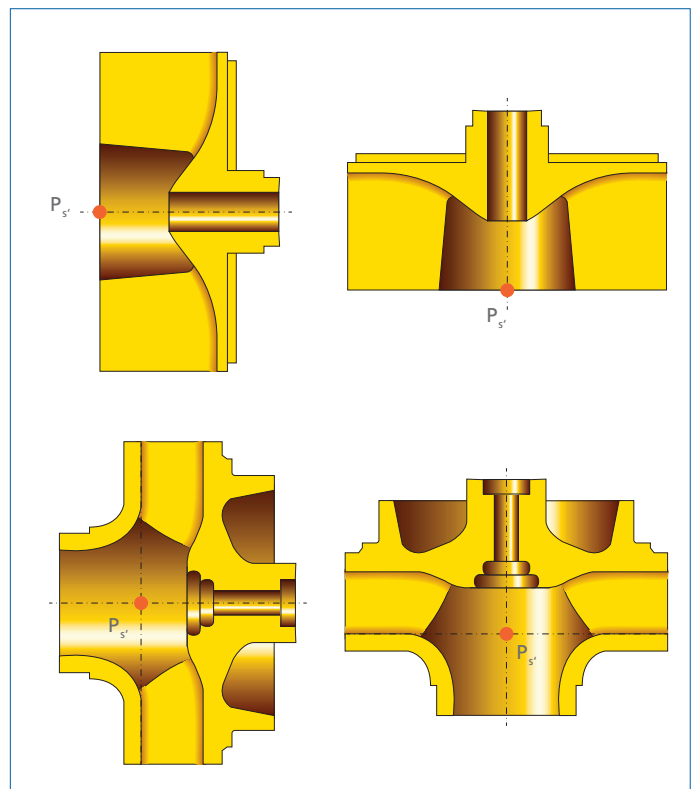


Abb. 3: Lage des Bezugspunktes  $P_s$  für NPSH bei unterschiedlichen Laufradformen  
(Quelle: KSB – Auslegung von Kreiselpumpen, [01.08])

<sup>5</sup> Vertiefungsliteratur: Broschüre Europump 1974  
„NPSH bei Kreiselpumpen – Bedeutung, Berechnung, Messung“



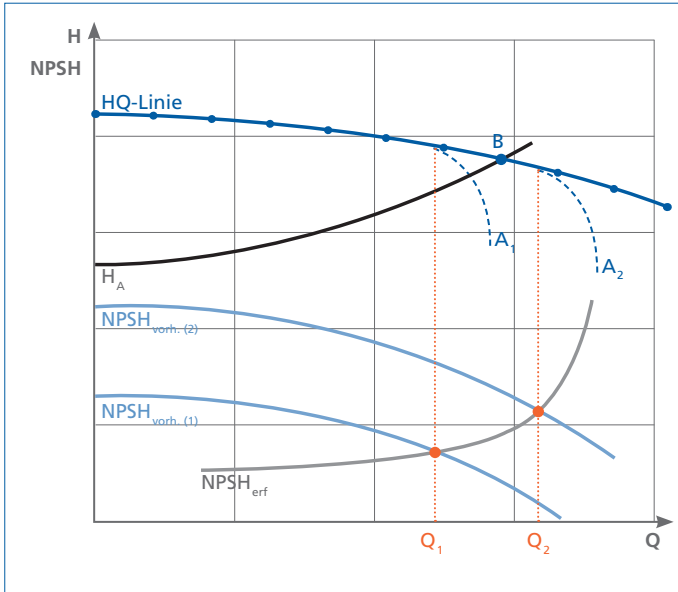


Abb. 4: Einfluss von  $NPSH_{vorh}$  auf die Q-H-Kennlinie der Pumpe  
(Quelle: KSB – Kreiselpumpenlexikon [01.06])



Abb. 5: Laufrad mit Kavitationsschäden  
(Quelle: KSB – Kreiselpumpenlexikon [01.06])

Der Schaufelkanaleintritt des Laufrades ist der kritische Bereich, da hier nach dem Pumpeneintritt bei nass aufgestellten Pumpen der engste von der Förderflüssigkeit zu durchströmende Querschnitt vorhanden ist. Mit der Umströmung der Schaufeleintrittskanten ist unvermeidlich eine lokale Druckabsenkung in diesem Bereich verbunden. Wird durch diese Druckabsenkung der Dampfdruck unterschritten, kommt es zur Bildung von Dampfblasen. Diese werden von der Strömung mitgeführt und fallen schlagartig zusammen, wenn der Druck im Schaufelkanal wieder ansteigt.

Die Bildung und das schlagartige Zusammenfallen von Dampfblasen bezeichnet man als Kavitation.

Da Kavitation gravierende nachteilige Auswirkungen haben kann, das reicht vom Abfall der Förderhöhe und des Wirkungsgrades bis hin zum Förderabriss, einer gestörten Lauf- ruhe bzw. einem unruhigen Schwingungsverhalten sowie starker Geräuschbildung durch das „Anfräsen“ des Laufrades (siehe Abb. 5) bzw. der Pumpeninnenteile, kann sie nur beschränkt zugelassen werden. Im Einzelfall ist das zulässige Maß der Kavitation auch abhängig von den Betriebsbedingungen, dem Zeitraum, in dem die Pumpe außerhalb des zulässigen Betriebsbereichs läuft, dem Fördermedium und nicht zuletzt von den Werkstoffen, die für die strömungsberührten Bauteile verwendet werden (insbesondere natürlich die des Laufrades).

Die Bedingung für kavitationsfreien Betrieb der Pumpe lautet:

$$NPSH_{vorh}(\text{Anlage}) \geq NPSH_{ernf} \quad \text{Formel (4)}$$

$$\text{Mit } NPSH_{ernf} = NPSH_{3\%}(\text{Pumpe}) + S$$

Legende:

- S = Sicherheitszuschlag [m]
- $NPSH_{vorh}$  = Haltedruckhöhe der Anlage [m]
- $NPSH_{ernf}$  = Saugvermögen einer Kreiselpumpe [m]
- $NPSH_{3\%}$  = Saugvermögen einer Pumpe mit zugelassenem Kavitationseinfluss bei 3 % Förderhöhenabfall

Die Höhe des Sicherheitszuschlages (S) ist von der hydraulischen und konstruktiven Auslegung des Laufrades abhängig und wird im Wesentlichen durch zuvor genannte Bedingungen analog dem zulässigen Ausmaß der Kavitation vom Pumpenhersteller festgelegt und entsprechend in der Angabe des  $NPSH_{ernf}$ -Wertes berücksichtigt.

Der  $NPSH_{\text{vorh}}$ -Wert der Anlage ist für den Bezugspunkt  $P_S'$  unter Berücksichtigung folgender Einflüsse nach Formel 5 zu ermitteln<sup>6</sup>:

$$NPSH_{\text{vorh}} = z_e + \frac{p_e + p_b - p_D}{\rho \cdot g} + \frac{v_e^2}{2 \cdot g} - H_{vs} \quad \text{Formel (5)}$$

Legende:

$H_{vs}$	= Verlusthöhe der Saugleitung [m]
$z_e$	= Höhenunterschied zwischen Bezugspunkt $P_S'$ und saugseitigem Flüssigkeitsspiegel; der Wert wird positiv, wenn der Bezugspunkt unterhalb des Flüssigkeitsspiegels liegt. [m]
$p_e$	= Überdruck (über Luftdruck) auf den saugseitigen Flüssigkeitsspiegel: ist erforderlich bei Förderung aus einem Behälter oder Verwendung einer Vorpumpe. [N/m <sup>2</sup> ]
$p_b$	= Luftdruck, abhängig von der Aufstellhöhe der Pumpe [N/m <sup>2</sup> ]
$p_D$	= Verdampfungsdruck, maßgeblich von der Temperatur (> 40°C) der Förderflüssigkeit abhängig [N/m <sup>2</sup> ]
$v_e$	= Mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Eintrittsquerschnitt der Anlage, d. h. im eintrittseitigen Behälter [m/s]
$g$	= Fallbeschleunigung (9,81 m/s <sup>2</sup> )
$\rho$	= Dichte des Fördermediums [kg/m <sup>3</sup> ]

Vereinfacht:

$$NPSH_{\text{vorh}} = z_e + 10 \text{ m}$$

Das Diagramm in Abb. 4 zeigt, wenn das zulässige Maß der Kavitation überschritten ist. Im Schnittpunkt zwischen  $NPSH_{\text{vorh}}$  und  $NPSH_{\text{erf}}$  wird die Bedingung aus Formel 4 nicht erfüllt, d. h. rechts des Schnittpunktes findet kein Fördermengenanstieg mehr statt und die Förderhöhe fällt schnell ab. Diese Art Kurve bezeichnet man als „Abreiß-Ast“. Ein längerer Betrieb in diesem Zustand führt zu Schäden an Pumpenteilen (Lauftrad, Lagerung, Wellenabdichtung usw.). In Abb. 5 sind Schäden (Materialabtrag mit Lochbildung) durch Kavitation an der Schaufeleintrittskante eines Laufrades zu erkennen. Durch Erhöhung des  $NPSH_{\text{vorh}}$ -Wertes (z. B. höherer Einstau im Zulauf) kann der Betriebspunkt B wieder erreicht werden.

### Der Leistungsbedarf

Der Leistungsbedarf  $P_2$  einer Kreiselpumpe ist die an der Pumpenwelle oder -kupplung vom Antrieb aufgenommene mechanische Leistung und kann nach Formel 6 bestimmt werden.<sup>7</sup>

<sup>6</sup> Broschüre Europump 1974 „NPSH bei Kreiselpumpen – Bedeutung, Berechnung, Messung“

<sup>7</sup> Vertiefungsliteratur: KSB – Kreiselpumpenlexikon

$Q$  in m<sup>3</sup>/h

Formel (6)

$$P_2 = \frac{Q \cdot H \cdot g \cdot \rho}{1000 \cdot \eta_p} \quad [\text{kW}]$$

$Q$  in l/s

$$P_2 = \frac{Q \cdot H \cdot \rho}{102 \cdot \eta_p} \quad [\text{kW}]$$

$Q$  in m<sup>3</sup>/s

$$P_2 = \frac{Q \cdot H \cdot \rho}{0,102 \cdot \eta_p} \quad [\text{kW}]$$

$Q$  in m<sup>3</sup>/h und  $\rho$  in kg/dm<sup>3</sup>

$$P_2 = \frac{Q \cdot H \cdot \rho}{367 \cdot \eta_p} \quad [\text{kW}]$$

Legende:

$Q$	= Fördermenge [m <sup>3</sup> /h] bzw. Maßeinheit gemäß Angabe über der Gleichung
$H$	= Förderhöhe [m]
$\eta_p$	= Pumpen oder Kupplungswirkungsgrad, gibt Auskunft über die inneren hydraulischen Verluste einer Pumpe, die sich aus Reibungsverlusten und Stoßverlusten zusammensetzen. Beide Verlustgrößen sind als Funktion des Förderstroms definiert. Angabe zwischen 0 und 1, nicht in %, z. B. 82,5% = 0,825
$g$	= Fallbeschleunigung (9,81 m/s <sup>2</sup> )
$\rho$	= Dichte des Fördermediums [kg/m <sup>3</sup> ] (im Reinwasser sowie in dokumentierten Kennlinien ist der Wert mit 1000 kg/m <sup>3</sup> definiert, im Abwasser bzw. bei Schlämmen sind nachfolgende Werte einzusetzen.)
	<b>Abwasser   kommunal, ungereinigt</b> mit Temperatur zwischen 10–40°C $\rho = 1,030 \text{ kg/m}^3$
	<b>Abwasser   kommunal, gereinigt</b> mit Temperatur zwischen 10–40°C $\rho = 1,000 \text{ kg/m}^3$
	<b>Schlämme mit TS 2 %</b> und mit Temperatur zwischen 0–60°C $\rho = 1,011 \text{ kg/m}^3$
	<b>Schlämme mit TS 4 %</b> und mit Temperatur zwischen 0–60°C $\rho = 1,021 \text{ kg/m}^3$
	<b>Schlämme mit TS 6 %</b> und mit Temperatur zwischen 0–60°C $\rho = 1,032 \text{ kg/m}^3$
$P_2$	= aufgenommene mechanische Leistung [kW]

Der Leistungsbedarf  $P_2$  ist nicht mit der am Antrieb verfügbaren Leistung, sprich Antriebsleistung oder auch Motornennleistung  $P_{N^*}$  zu verwechseln. Diese wird vom Motorhersteller auf dem Leistungsschild ausgewiesen.

Bei einer Leistungsmessung kann nur die vom Motor aufgenommene Leistung  $P_1$  gemessen werden.

Sie beinhaltet noch die internen Verluste des Motors, die mit dem Motorwirkungsgrad  $\eta_M$  beschrieben sind.

Somit kann der Leistungsbedarf an der Pumpenwelle auch nach Formel 7 berechnet werden.

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_M \text{ [kW]} \quad \text{bzw.} \quad P_1 = \frac{P_2}{\eta_M} \quad \text{Formel (7)}$$

**Legende:**

- $\eta_M$  = Motorwirkungsgrad, gibt Auskunft über die inneren mechanischen Verluste (Reibungsverluste) und magnetischen Verluste (Spaltverluste) eines Motors. Angabe zwischen 0 und 1, nicht in %, z. B. 92,7 % = 0,927
- $P_1$  = vom Motor aufgenommene Leistung [kW]
- $P_2$  = aufgenommene mechanische Leistung [kW]

Bei der Festlegung der notwendigen Antriebsleistung für den Motor ist über den Leistungsbedarf der Pumpe hinaus eine Mindestleistungsreserve zu empfehlen, siehe auch Tabelle 2. Mit dieser Leistungsreserve werden Bautoleranzen der Pumpe, Schwankungen der Fördermedieneigenschaften (z. B. Dichteänderungen, Änderungen des Trockensubstanzgehaltes TS und / oder der Beimengungen in der Förderflüssigkeit) berücksichtigt. Die abgegebene Leistung des Antriebes sollte die Leistungsbedarfsanforderungen des gesamten Arbeitsbereiches des eingebauten Laufraddurchmessers abdecken.

Bei einem Leistungsbedarf unter 5 kW ist der Prozentsatz der Leistungsreserve zwischen dem Hersteller / Lieferer und dem Betreiber zu vereinbaren.

Erforderliche Pumpenleistung	Motorleistungsreserve bei Netzbetrieb	Motorleistungsreserve mit FU-Betrieb
< 30 kW	10 %	15 %
> 30 kW	5 %	10 %

Quelle: Baureihenheft bzw. Betriebsanleitung Sewatec

Tabelle 2: Empfohlene Mindestleistungsreserven

## Druckverlustberechnung

Im Nachfolgenden soll anhand von Beispielanlagen die Ermittlung der tatsächlich benötigten Förderhöhen für die Pumpenanlagen nachvollziehbar kalkuliert werden.

Am Beginn der Anforderung steht das Vorhaben, eine Menge X [Liter] (Ab-)Wasser von A nach B zu transportieren.

Über die empfohlenen Strömungsgeschwindigkeiten für Abwasser (siehe nächstes Kapitel) werden Rohrleitungsquerschnitte vorläufig abgeschätzt. Hierbei müssen einerseits die Mindestgeschwindigkeiten für den sicheren Transport der Feststoffanteile eingehalten werden, aber auch die wirtschaftliche Betrachtung bezüglich der maximalen Strömungsgeschwindigkeiten einfließen.

Mit den daraus resultierenden Durchmessern werden die Druckverluste berechnet.

Wie schon auf Seite 6 unter „Die Förderhöhe“ mit Gleichung 5 beschrieben wird, berechnet sich die Förderhöhe H nur aus der statischen Förderhöhe  $H_{\text{geo}}$  (messbare Höhendifferenz zwischen saugseitigem und druckseitigem Wasserspiegel bzw. Auslaufhöhe Rohr) und der dynamischen Förderhöhe  $\Sigma H_v$  (der vom Förderstrom abhängigen Summe aller Verluste).

### Druckverluste

#### Druckverluste in Rohrleitungen

Die Verlusthöhe  $H_v$  berechnet sich für gerade Rohrleitungen mit<sup>8</sup>:

$$H_v = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} \quad \text{Formel (8)}$$

**Legende:**

- $\lambda$  = Rohrreibungsbeiwert, abhängig vom Strömungszustand des Fördermediums, der durch die REYNOLDS-Zahl Re beschrieben wird.  
Laminare Strömung  $Re < 2320$   $\lambda = 64/Re$ ,  
turbulente Strömung  $Re > 2320$   $\lambda = 0,309/(\lg(Re/7))^2$
- L = Rohrlänge [m]
- d = Rohrdurchmesser [m]
- u = Durchflussgeschwindigkeit in einem charakteristischen Querschnitt A [m/s]
- g = Fallbeschleunigung (9,81 m/s<sup>2</sup>)
- $H_v$  = Verlusthöhe



Bei genügend großen REYNOLDS-Zahlen ( $Re > 10\,000$ ) hängt  $\lambda$  nur noch von der relativen Rauigkeit  $k/D$  ab, die sich aus der absoluten Rauigkeit  $k$  und dem Rohrdurchmesser  $D$  ergibt. Nach MOODY kann hier Formel 9 eingesetzt werden<sup>9</sup>:

$$\lambda = 0,0055 + \left(0,15 \sqrt{\frac{D}{k}}\right)^2 \quad \text{Formel (9)}$$

**Legende:**

$k$  = absolute Rohrrauigkeit, für Rohre aus Gusseisen im Neuzustand ca. 100  $\mu\text{m}$

### Druckverluste in Armaturen und Formstücken

Für Armaturen und Formstücke berechnet sich die Verlusthöhe  $H_V$  zu<sup>10</sup>:

$$H_V = \zeta \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} \quad \text{Formel (10)}$$

**Legende:**

$\zeta$  = Verlustbeiwert (dimensionslos)  
 $u$  = Durchflussgeschwindigkeit in einem charakteristischen Querschnitt A [m/s]  
 $g$  = Fallbeschleunigung (9,81  $\text{m/s}^2$ )

Für den praktischen Gebrauch sind in der nachstehenden Grafik die Druckverlusthöhen  $H_V$  je 100 m gerader Rohrleitung angegeben. ( $H_V$  wird dabei berechnet wie der Druckverlust in Armaturen nach Formel 9.)

Die in Abb. 6 dargestellten Werte gelten für reines Wasser mit 20 °C bzw. für Flüssigkeiten mit gleicher kinematischer Viskosität, bei vollgefüllter Rohrleitung aus Gusseisen ( $k = 0,1 \text{ mm}$ ).

Die Druckverlusthöhen  $H_V$  in Abb. 6 sind mit folgenden Faktoren zu multiplizieren:

- 0,8 bei neuen gewalzten Stahlrohren,
- 1,7 bei inkrustierten Rohrleitungen,
- 1,25 bei älteren, angerosteten Stahlrohren.

In der nachstehenden Tabelle 3 ist eine Auswahl der gebräuchlichsten Armaturen und Formstücke, die im Abwassertransport Verwendung finden, aufgelistet.

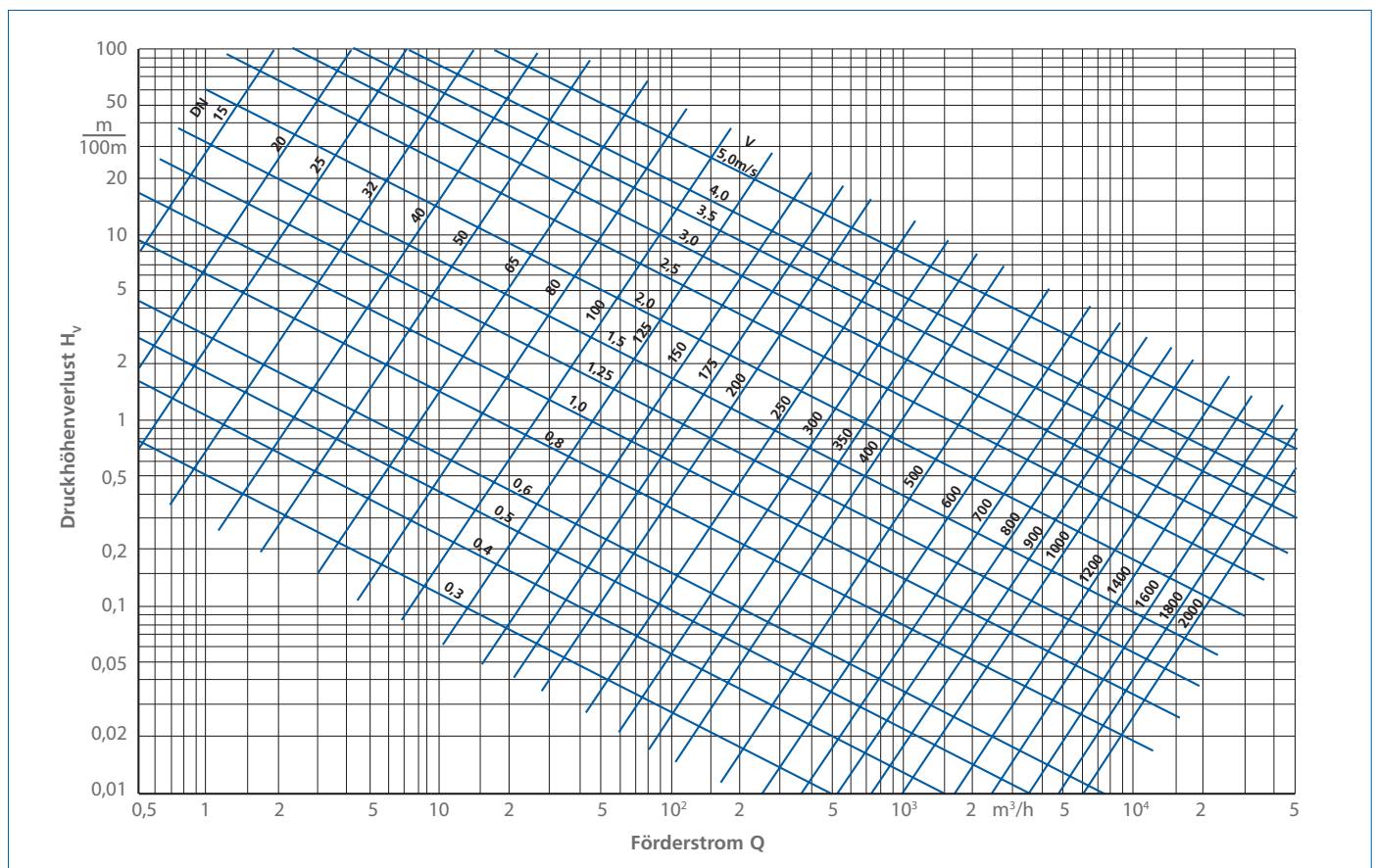


Abb. 6: Druckverluste für gerade Rohrleitungen (Gusseisen, neuwertig) von DN 15 bis 2000 und Fördermengen  $Q$  von 0,5 bis 50 000  $\text{m}^3/\text{h}$  (Durchflussgeschwindigkeit  $V$  in  $\text{m/s}$ , Wasser mit 20 °C)  
 Quelle: KSB – Auslegung von Kreiselpumpen

Armatur / Formstück	Bezeichnung	Widerstandsbeiwert $\zeta$ Richtwert																																																											
	Flachschieber	DN 50	$\zeta = 0,45$																																																										
		DN 80	$\zeta = 0,35$																																																										
		DN 100 – DN 1000	$\zeta = 0,3$																																																										
	Rückschlagklappen	DN 50	$\zeta = \min 0,40 - \max 2,0$																																																										
		DN 80 – DN 250	$\zeta = \min 0,40 - \max 1,8-1,5$																																																										
		DN 100 – DN 1000	$\zeta = \min 0,30 - \max 1,4-1,0$																																																										
	Einlaufstücke	Einlaufkante scharf gebrochen	Form 1	2	3	4																																																							
			$\zeta = 0,5$	3																																																									
			$\zeta = 0,25$	0,55	0,2	0,05																																																							
	Auslaufstücke	$\zeta = 1$ nach einem genügend langen, geraden Rohrstück und an nähernd gleichförmiger Geschwindigkeit am Austrittsquerschnitt. $\zeta = 2$ bei stark ungleichförmiger Geschwindigkeit am Austrittsquerschnitt z. B. unmittelbar nach Krümmern, Armaturen usw.																																																											
	Gusskrümmer 90°	R = DN + 100	$\zeta = 0,5$ alle Nennweiten																																																										
	Rohrbogen 90°	R = 2 bis 4 x DN gebrochen	Nennweite	1	2	3	4																																																						
			$\zeta = 0,26$	0,23	0,21	0,19	0,18																																																						
			$\zeta = 0,25$	0,55	0,2	0,05																																																							
		beträgt der Ablenkungswinkel	60°	45°	30°	15°																																																							
		multipliziert sich Faktor $\zeta$ mit Faktor	0,85	0,7	0,45	0,3																																																							
	Zusammengesetzte Krümmer bzw. Rohrbögen	Der $\zeta$ -Wert einfacher Krümmer ist beim Zusammenbau nur mit einem Faktor zu multiplizieren.																																																											
			1	2	3																																																								
			1,4	1,6	1,8																																																								
	Kniestücke	beträgt der Ablenkungswinkel	90°	60°	45°	30°	15°																																																						
		$\zeta =$	1,3	0,7	0,35	0,2	0,1																																																						
	Kombinationen mit 90°-Kniestück	Kombination	1	2	3																																																								
		$\zeta =$	2,5	3	5																																																								
	Abzweigungen	Die Verlustbeiwerte $\zeta_a$ für den Abzweigstrom $Q_a$ bzw. $\zeta_d$ für den durchfließenden Strom $Q_d = Q - Q_a$ beziehen sich auf die Geschwindigkeit des Gesamtstromes $Q$ . Aus diesem Grund sind auch negative $\zeta$ -Werte für $\zeta_a$ bzw. $\zeta_d$ möglich und bedeuten dann Druckgewinn statt Verlust.																																																											
			<table border="1"> <thead> <tr> <th>Qa/Q</th> <th>0,2</th> <th>0,4</th> <th>0,6</th> <th>0,8</th> <th>1</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Abzweigung 1</td> <td><math>\zeta_a = -0,4</math></td> <td>0,08</td> <td>0,47</td> <td>0,72</td> <td>0,91</td> </tr> <tr> <td></td> <td><math>\zeta_d = 0,17</math></td> <td>0,3</td> <td>0,41</td> <td>0,51</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>Abzweigung 2</td> <td><math>\zeta_a = 0,88</math></td> <td>0,89</td> <td>0,95</td> <td>1,1</td> <td>1,28</td> </tr> <tr> <td></td> <td><math>\zeta_d = -0,08</math></td> <td>-0,05</td> <td>0,07</td> <td>0,21</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>Abzweigung 3</td> <td><math>\zeta_a = -0,38</math></td> <td>0</td> <td>0,22</td> <td>0,37</td> <td>0,37</td> </tr> <tr> <td></td> <td><math>\zeta_d = 0,17</math></td> <td>0,19</td> <td>0,09</td> <td>-0,17</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>Abzweigung 4</td> <td><math>\zeta_a = 0,88</math></td> <td>0,5</td> <td>0,38</td> <td>0,35</td> <td>0,48</td> </tr> <tr> <td></td> <td><math>\zeta_d = -0,08</math></td> <td>-0,04</td> <td>0,07</td> <td>0,2</td> <td>-</td> </tr> </tbody> </table>					Qa/Q	0,2	0,4	0,6	0,8	1	Abzweigung 1	$\zeta_a = -0,4$	0,08	0,47	0,72	0,91		$\zeta_d = 0,17$	0,3	0,41	0,51	-	Abzweigung 2	$\zeta_a = 0,88$	0,89	0,95	1,1	1,28		$\zeta_d = -0,08$	-0,05	0,07	0,21	-	Abzweigung 3	$\zeta_a = -0,38$	0	0,22	0,37	0,37		$\zeta_d = 0,17$	0,19	0,09	-0,17	-	Abzweigung 4	$\zeta_a = 0,88$	0,5	0,38	0,35	0,48		$\zeta_d = -0,08$	-0,04	0,07	0,2	-
Qa/Q	0,2	0,4	0,6	0,8	1																																																								
Abzweigung 1	$\zeta_a = -0,4$	0,08	0,47	0,72	0,91																																																								
	$\zeta_d = 0,17$	0,3	0,41	0,51	-																																																								
Abzweigung 2	$\zeta_a = 0,88$	0,89	0,95	1,1	1,28																																																								
	$\zeta_d = -0,08$	-0,05	0,07	0,21	-																																																								
Abzweigung 3	$\zeta_a = -0,38$	0	0,22	0,37	0,37																																																								
	$\zeta_d = 0,17$	0,19	0,09	-0,17	-																																																								
Abzweigung 4	$\zeta_a = 0,88$	0,5	0,38	0,35	0,48																																																								
	$\zeta_d = -0,08$	-0,04	0,07	0,2	-																																																								
	Erweiterungen	d/D	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9																																																						
		Form 1	$\zeta = 0,56$	0,41	0,26	0,13	0,04																																																						
		$\alpha = 8^\circ$	$\zeta = 0,07$	0,05	0,03	0,02	0,01																																																						
		Form 2 für $\alpha = 15^\circ$	$\zeta = 0,15$	0,11	0,07	0,03	0,01																																																						
		$\alpha = 20^\circ$	$\zeta = 0,23$	0,17	0,11	0,05	0,02																																																						
	Reduzierungen	Form 3	$\zeta = 4,80$	2,01	0,88	0,34	0,11																																																						
		Form 4 für $20 < \alpha < 40^\circ$	$\zeta = 0,21$	0,10	0,05	0,02	0,01																																																						

Tabelle 3: „Druckverlusthöhen in Armaturen und Formstücken (Auswahl)“

Quelle: KSB – Auslegung von Kreiselpumpen

### Berechnungsbeispiel eingetauchter Zulaufbetrieb, vertikal nass aufgestellt

Die Gesamtförderhöhe  $H$  setzt sich zusammen aus der statischen (geodätischen) Förderhöhe  $H_{\text{geo}}$  und der dynamischen Förderhöhe  $H_{\text{v}}$ , die sich aus der druckseitigen Druckverlusthöhenberechnung  $H_{\text{vd}}$  zusammensetzt.

Der saugseitige Druckverlust wird nicht betrachtet, da die Pumpe direkt über dem Saugstutzen ohne Rohrleitungselemente ansaugt.

$$H_{\text{ges}} = H_{\text{geo}} + H_{\text{vd}} \quad \text{Formel (11)}$$

#### Legende:

- $H_{\text{ges}}$  = Gesamtförderhöhe, Summe aus geodätischer / statischer Förderhöhe und Gesamtverlusthöhe / dynamischer Förderhöhe [m]  
 $H_{\text{geo}}$  = geodätische oder auch statische Förderhöhe, messbare Höhendifferenz zwischen saugseitigem und druckseitigem Wasserspiegel bzw. Ordinate [m]  
 $H_{\text{vd}}$  = Druckverlusthöhe der Armaturen, Formstücke und Rohrleitungen auf der Druckseite der Pumpe in der Sammeldruckrohrleitung [m]

Statische Förderhöhe (alle Angaben in [m])

saugseitiger Wasserspiegel	druckseitiger Wasserspiegel	Berechnung	$H_{\text{geo}}$
202,5	215,6	$H_{\text{geo}} = H_{\text{d}} - H_{\text{s}}$	13,10

Tabelle 4: Berechnung der geodätischen Förderhöhe

Auslegungsvolumenstrom  $Q$  in [m<sup>3</sup>/s] 0,167

Die Zulaufhöhe  $z_e$  ist die Differenz zwischen dem Wasserstand in der Saugkammer und dem Eintritt in das Laufrad.

Die Zulaufhöhe kann auch negativ werden, dann spricht man vom Saugbetrieb der Pumpe. Da an der Saugseite der Pumpe keine Rohrleitung angebaut ist, kann dieser Fall nicht eintreten.

### Druckverlusthöhenberechnung druckseitig $H_{\text{vd}}$

LdN	Bezeichnung	DN	Stück	Länge	$\zeta$	Wert	Faktor	Berechnung	V	$H_{\text{vd}}$	Bemerkung
1	Erweiterungsfußkrümmer DN 250/ 300	250	1		0,030			$H_{\text{vs}} = \zeta \cdot v^2/2 g$	3,3939	0,018 m	DN 250/DN 300
2	Rohrstück Gusseisen	300		4,0		1,5	1,00	$H_{\text{vs}} = \text{Wert} \cdot \text{Fak} \cdot L/100$	2,3569	0,060 m	
3	Rückschlagklappe	300	1		1,000			$H_{\text{vs}} = \zeta \cdot v^2/2 g$	2,3569	0,283 m	
4	Flachschieber	300	1		0,300			$H_{\text{vs}} = \zeta \cdot v^2/2 g$	2,3569	0,085 m	
5	Rohrbogen 90° R= d	300	1		0,210			$H_{\text{vs}} = \zeta \cdot v^2/2 g$	2,3569	0,059 m	
6	T-Stück Gusseisen (90°-Stromtrennung)	300	1		1,300			$H_{\text{vs}} = \zeta \cdot v^2/2 g$	2,3569	0,368 m	
7	Rohrstück Gusseisen	300		3,0		1,5	1,00	$H_{\text{vs}} = \text{Wert} \cdot \text{Fak} \cdot L/100$	2,3569	0,045 m	
8	Erweiterung Form 1 a=8°	300	1		0,025			$H_{\text{vs}} = \zeta \cdot v^2/2 g$	2,3569	0,007 m	DN 300/DN 400
9 – 15	Rohrstück Gusseisen alt	400		846,0		0,4	1,25	$H_{\text{vs}} = \text{Wert} \cdot \text{Fak} \cdot L/100$	1,3259	4,230 m	
16	Rohrbogen 45°	400	6		0,200		0,70	$H_{\text{vs}} = \text{Stück} \cdot \text{Fak} \cdot \zeta \cdot v^2/2 g$	1,3259	0,075 m	
17	Austritt gebrochen	400	1		1,000			$H_{\text{vs}} = \zeta \cdot v^2/2 g$	1,3259	0,090 m	
										Hvd=	5,320 m
Mit Formel 11 berechnete erforderliche Gesamtförderhöhe $H_{\text{ges}} = 13,10 \text{ m} + 5,32 \text{ m} = 18,42 \text{ m}$											

Tabelle 5: Berechnung der druckseitigen Druckverlusthöhe und der Gesamtförderhöhe



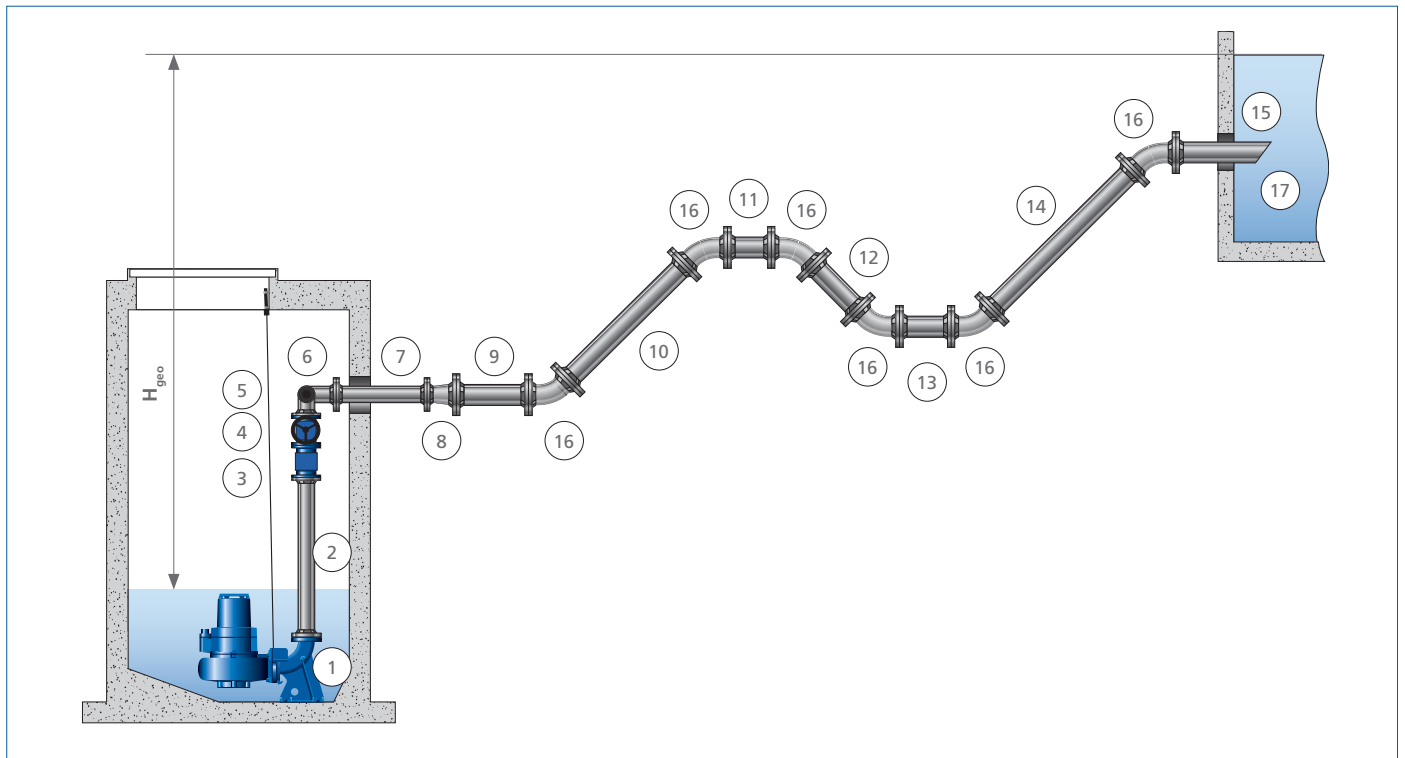


Abb. 7: Übersichtszeichnung Rohrleitungsverlauf Berechnungsbeispiel

## Pumpenauswahl (hydraulische Auswahl)

Die Pumpenauswahl wird maßgeblich bestimmt durch die Vorgabe der Betriebsbedingungen, also die vom Auftraggeber an die Pumpen gestellten Forderungen nach bestimmten Betriebseigenschaften.

Als Betriebsbedingungen verstehen sich in erster Linie die Angaben über das Fördermedium (wie z. B. Temperatur, Dichte, Viskosität, TS-Gehalt, Sandanteile oder anderen Beimengungen), der erwartete Förderstrom, die erforderliche Förderhöhe, das Saugverhalten, die Drehzahl und die Aufstellart der Kreiselpumpe. Darüber hinaus sind Angaben erforderlich zur Größe und den Anschlusswerten der Antriebe, zur Fahrweise, der zu erwartenden Schalthäufigkeit sowie zu den anlagen- oder umweltseitigen Einflüssen, wie z. B. maximal erlaubte Geräuschemission, zulässige Schwingungen, über die Rohrleitung auftretende Kräfte sowie potenzielle Explosionsgefährdungen.

Die Baureihe KRT mit ihren unterschiedlichen Laufradformen: Freistromrad, Ein-, Zwei- und Dreikanalrad sowie offenes Diagonalrad ist speziell auf die Anforderungen im Abwassertransport mit seinen speziellen Einsatzbedingungen und Fördermedienzusammensetzungen abgestimmt.

Ausführliche Hinweise zum Einsatz der Laufräder mit Blick auf die unterschiedlichen Fördermedien sowie Einsatzgrenzen der Räder finden sich im Kapitel „Maschinentechnik und Aufstellung“.

## Kennlinien

Kreiselpumpen liefern bei konstanter Drehzahl einen mit abnehmender Förderhöhe zunehmenden Förderstrom.

Die Förderhöhe  $H$  über dem zugehörigen Förderstrom  $Q$  aufgetragen ergibt die Pumpenkennlinie, auch  $Q$ - $H$ -Kennlinie genannt. Neben der  $Q$ - $H$ -Kennlinie sind die – ebenfalls vom Förderstrom abhängige Wirkungsgradkennlinie, die  $NPSH_{\text{erf}}$ - oder  $NPSH_{3\%}$ -Kennlinie und die Leistungsaufnahmekennlinie für jede Pumpe kennzeichnend. Alle genannten Kennlinien sind bei der Auswahl einer Pumpe entsprechend zu berücksichtigen.

Als Beispiel sind in Abb. 8 die Kennlinien für eine Dreikanalradpumpe dargestellt. Alle Angaben der hydraulischen Daten sind nach gültiger Norm EN ISO 9906 erstellt und beziehen sich auf den Betrieb in reinem Wasser.

Man unterscheidet flache und steil verlaufende Kurven. Bei einer steil verlaufenden Kurve ändert sich der Förderstrom bei gleicher Förderhöhendifferenz gegenüber der flachen Kurve nur geringfügig. Pumpen mit steiler Förderhöhencharakteristik haben entscheidende Vorteile bei der Förderstromregelung.

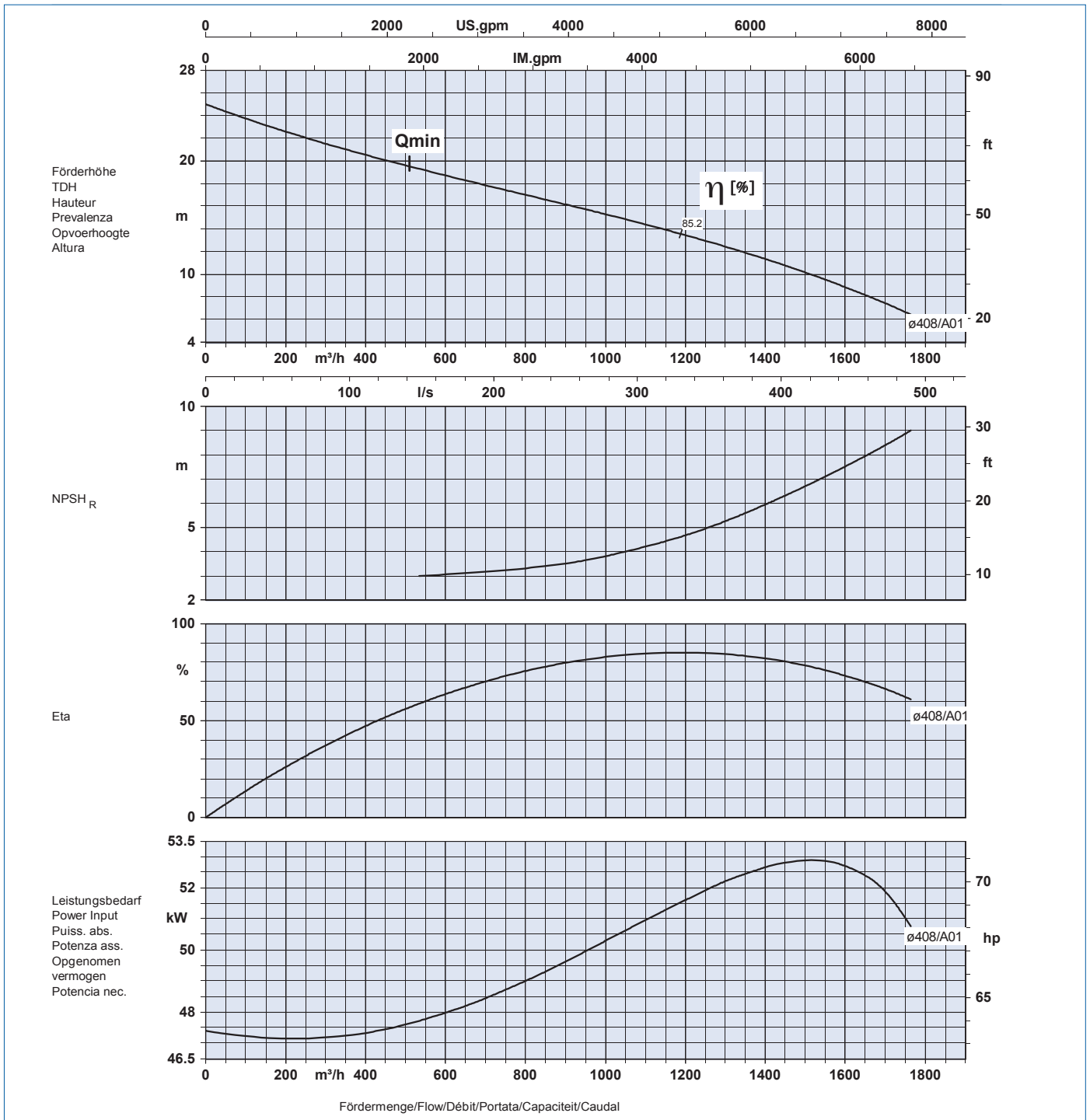


Abb. 8: „Kennlinien für ein Dreikanalrad mit  $n_s = \text{ca. } 80 \text{ 1/min}$  und Pumpendrehzahl  $n = 960 \text{ 1/min}$ “  
Quelle: KSB – Auslegungsprogramm

### Pumpenkennlinie

Als Pumpenkennlinie wird vordergründig die Förderhöhenkennlinie (Q-H-Kurve) betrachtet. Da keine Pumpe verlustfrei arbeiten kann, sind ausgehend von der zur Auslegung benutzten theoretischen (verlustfreien) Q-H-Kurve die inneren hydraulischen Verluste einer Pumpe (Reibungsverluste und Stoßverluste) abzuziehen. Die inneren hydraulischen Verluste sind als Funktion des Förderstroms definierbar.

Während die Reibungsverluste mit zunehmendem Förderstrom stetig steigen, vergrößern sich die Stoßverluste vom Auslegungsförderstrom der Pumpe, auch  $Q_{\text{stoßfrei}}$  genannt, mit abnehmender bzw. steigender Fördermenge.

In der nachfolgenden Abb. 9 sind die hydraulischen Verluste als Verhältnissgrößen verdeutlicht.

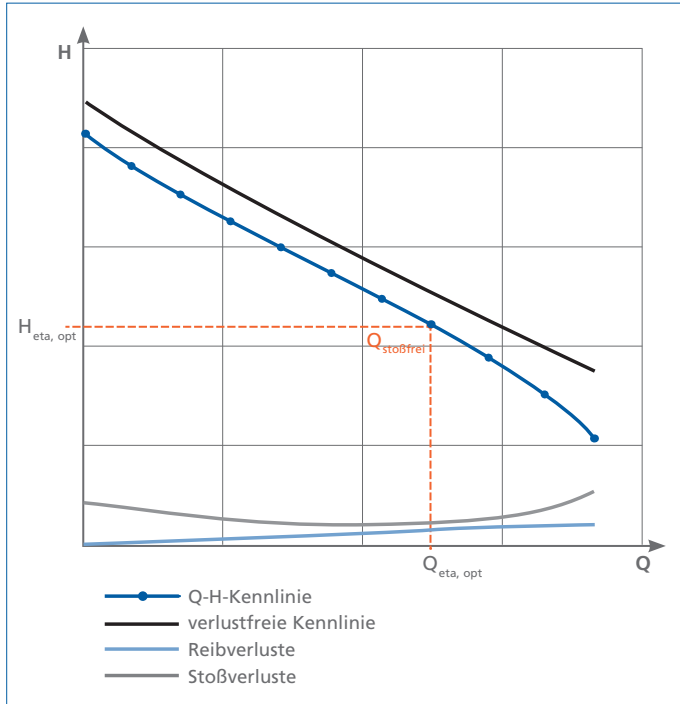


Abb. 9: Förderhöhenkennlinie und deren Verminderung um die inneren hydraulischen Verluste. Darstellung in Verhältnissgrößen, bezogen auf den Bestpunkt.

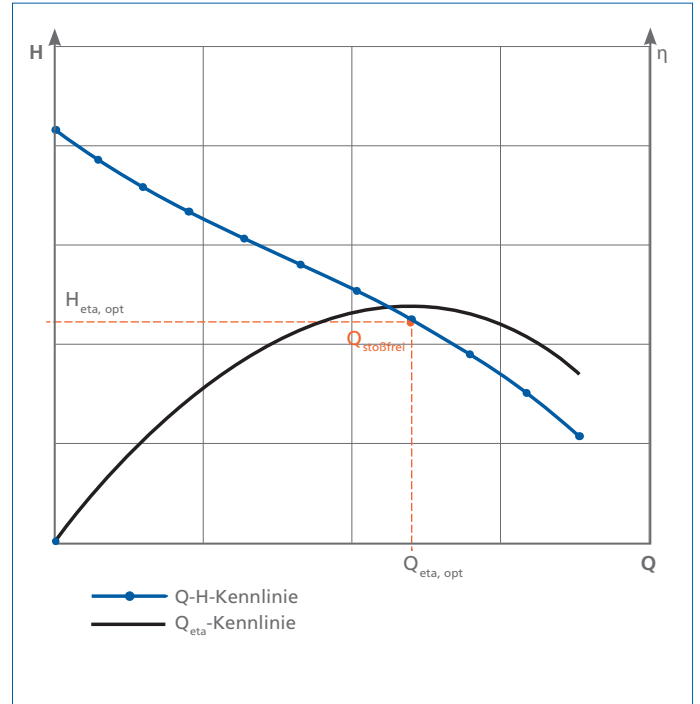


Abb. 10: Wirkungsgradkennlinie  $\eta = f(Q)$   
Darstellung in Verhältnissgrößen, bezogen auf den Bestpunkt.

Die Wirkungsgradkennlinie  $Q$ - $\eta$  steigt vom Punkt Fördermenge Null bis zum Punkt  $Q_{\eta \text{ opt}}$  ( $\sim Q_{\text{stoßfrei}}$ ) auf einen maximalen Wert an und fällt danach wieder ab. Der Verlauf der Wirkungsgradkennlinie spiegelt die internen Verluste der Pumpe wider. In Abb. 10 ist der Verlauf grafisch dargestellt.

Abb. 11 bzw. Abb. 12 zeigen die Verläufe  $\text{NPSH}_{3\%}$  bzw. den Leistungsbedarf  $P_2$  an der Pumpenwelle. Während die  $\text{NPSH}_{3\%}$ -Kennlinie das Saugvermögen der Pumpe ausweist (siehe „Der NPSH-Wert“, Seite 7), ist die Kennlinie der Leistungsaufnahme zur Bemessung der erforderlichen Motorleistung von Bedeutung.

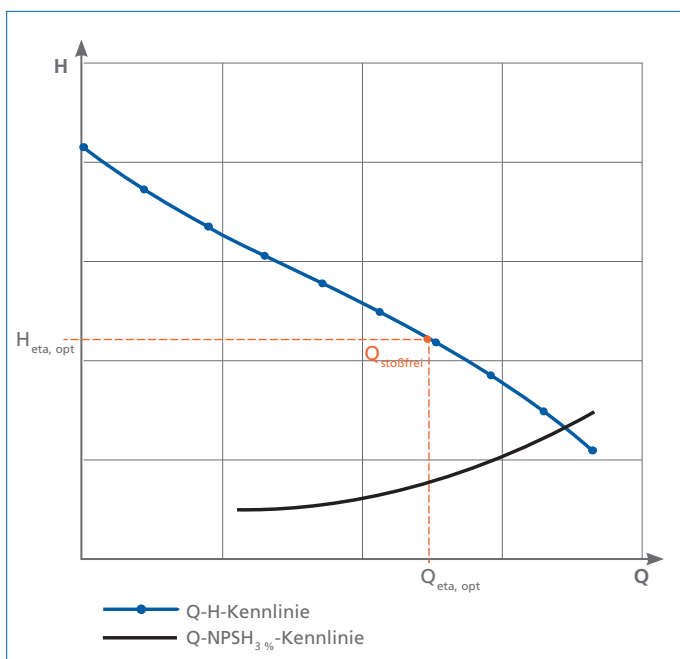


Abb. 11:  $\text{NPSH}_{3\%}$ -Kennlinie,  $\text{NPSH}_{3\%} = f(Q)$   
Darstellung in Verhältnissgrößen, bezogen auf den Bestpunkt.

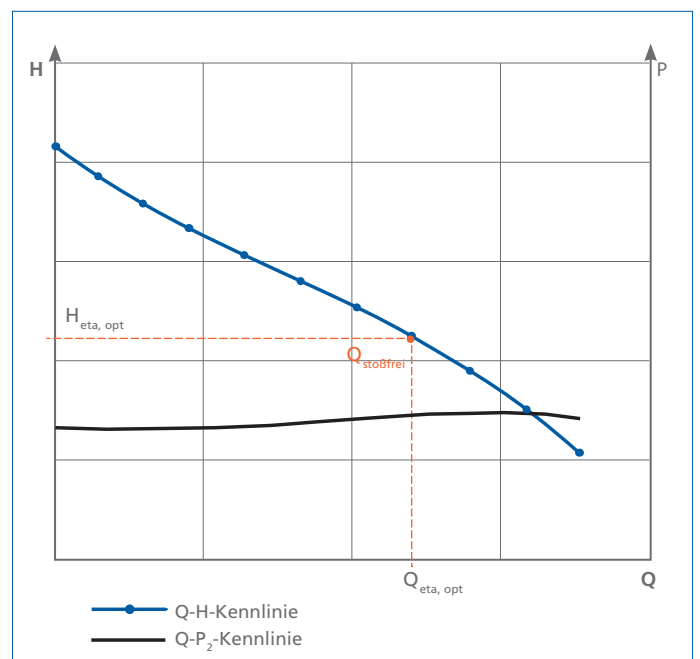


Abb. 12: Aufgenommene elektrische Leistung  $P_2 = f(Q)$   
Darstellung in Verhältnissgrößen, bezogen auf den Bestpunkt.

## Anlagenkennlinie

Die Anlagenkennlinie wird ebenfalls als Funktion des Förderstroms aufgetragen. Wie Abb. 13 zeigt, besteht die Anlagenkennlinie aus einem konstanten statischen Anteil und einer quadratisch<sup>11</sup> proportional vom Förderstrom abhängigen dynamischen Komponente.

Der statische Förderhöhenanteil  $H_{\text{geo}}$  ist die messbare Höhendifferenz zwischen saugseitigem und druckseitigem Wasserspiegel. Der dynamische Förderhöhenanteil setzt sich zusammen aus der Gesamtheit aller Druckverlusthöhen geplanter oder verbauter Armaturen, Formstücke und Rohrleitungen auf der Druckseite und der Saugseite der Pumpe.

## Pumpen und ihre zulässigen Betriebsgrenzen

Jede Kreiselpumpe hat empfohlene Einsatz- oder auch Betriebsgrenzen. Sie bezeichnen den Punkt, bis zu dem die Pumpe aus konstruktiven, anlagen- und antriebstechnischen Gründen maximal eingesetzt werden kann.

Die Beachtung und Einhaltung dieser Grenzen ist die Voraussetzung dafür, dass die Pumpe ihre Förderaufgabe über den geplanten Einsatzzeitraum erfüllen kann. Im Folgenden werden die wichtigsten Einsatz- oder auch Betriebsgrenzen diskutiert.

## Betriebs- oder Arbeitspunkt

Der Betriebs- oder Arbeitspunkt einer Pumpenanlage ergibt sich durch den Schnittpunkt aus Anlagen- und Pumpenkennlinie<sup>12</sup> (Abb. 13).

Durch ihn werden die sich einstellende Förderhöhe und der zugehörige Förderstrom bestimmt. Dementsprechend muss entweder die Anlagenkennlinie oder die Pumpenkennlinie verändert werden, soll der Betriebspunkt verändert werden. Konkretere Ausführungen dazu finden sich unter „Pumpenfahrweise“, Seite 19 ff.

## Betriebsgrenzen $Q_{\text{min}}$ und $Q_{\text{max}}$

Das Betriebsverhalten einer Kreiselpumpe (hydraulische, mechanische und akustische Eigenschaften) wird wesentlich durch die Lage des Betriebs- oder Arbeitspunktes in Bezug auf den Punkt  $Q_{\eta \text{ opt}}$ <sup>13</sup> bestimmt.

Daher ist bei der Pumpenauswahl darauf zu achten, dass der Arbeitspunkt, wenn möglich, in der Nähe des Bestpunktes (Punkt auf der Pumpenkennlinie mit dem höchsten Wirkungsgrad) bei  $Q_{\text{AP}}$  ca.  $0,8$  bis  $1,2 \times Q_{\eta \text{ opt}}$  liegt.

Nicht nur die Energie- und Unterhaltskosten, sondern auch die hydraulischen Erregerkräfte sind in diesem Arbeitsbereich am geringsten.

In der täglichen Praxis kann der Betrieb des Aggregates prozessbedingt abweichend im Teil- oder Überlastbereich erforderlich sein. Je weiter der Arbeitspunkt vom Bestpunkt entfernt ist, desto ungünstiger wird die Anströmung der Laufradschaufeln und der Leiteinrichtung (Gehäuse). Es bilden sich Strömungsablösungsgebiete, die die Energieübertragung an die Förderflüssigkeit zunehmend stören. Die hydraulischen Kräfte (Radial- und Axialkräfte) steigen an, mechanische Schwingungen, Geräusche nicht zuletzt die Kavitation nehmen rasch zu und sind die nach außen hin wahrnehmbaren Erscheinungsbilder.

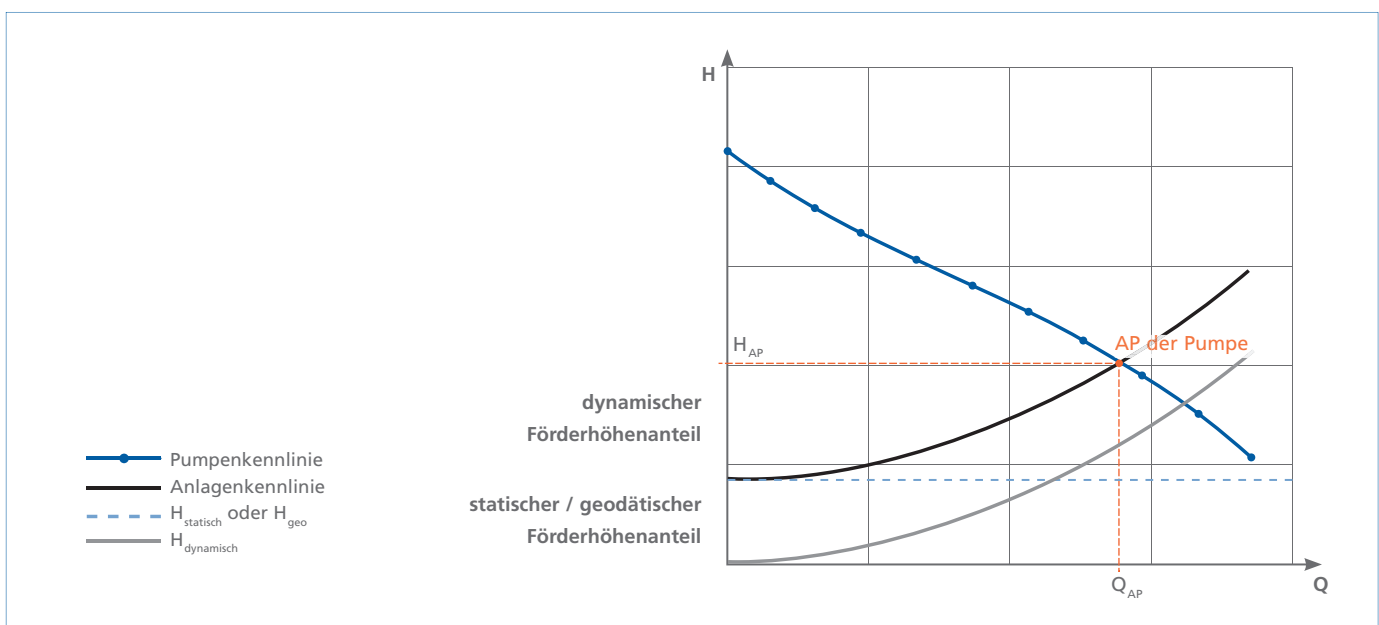


Abb. 13: Anlagenkennlinie – Summe aus statischem und dynamischem Förderhöhenanteil

<sup>11</sup> Anmerkung: Dies gilt nur bei Vernachlässigung der Abhängigkeit der Rohrreibung von der Reynoldszahl Re.

<sup>12</sup> Anmerkung: Im Folgenden wird – dem allgemeinen Sprachgebrauch folgend – die Förderhöhenkennlinie der Pumpe verkürzt mit Pumpenkennlinie bezeichnet.

<sup>13</sup> Anmerkung: Im Folgenden wird – dem allgemeinen Sprachgebrauch folgend – der Punkt  $Q_{\eta \text{ opt}}$  auch als Bestpunkt der Pumpe bezeichnet.

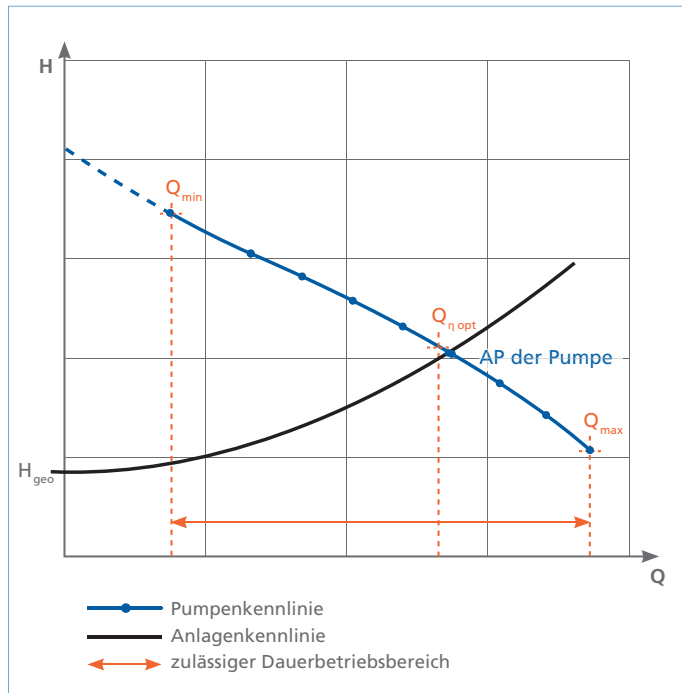


Abb. 14: Betriebsgrenzen  $Q_{\min}$ - und  $Q_{\max}$ -Darstellung des zulässigen Dauerbetriebsbereiches der Kreiselpumpe ( $Q_{\min}$  ca.  $0,3 \times Q_{\eta \text{ opt}}$  und  $Q_{\max}$  ca.  $1,4 \times Q_{\eta \text{ opt}}$ )

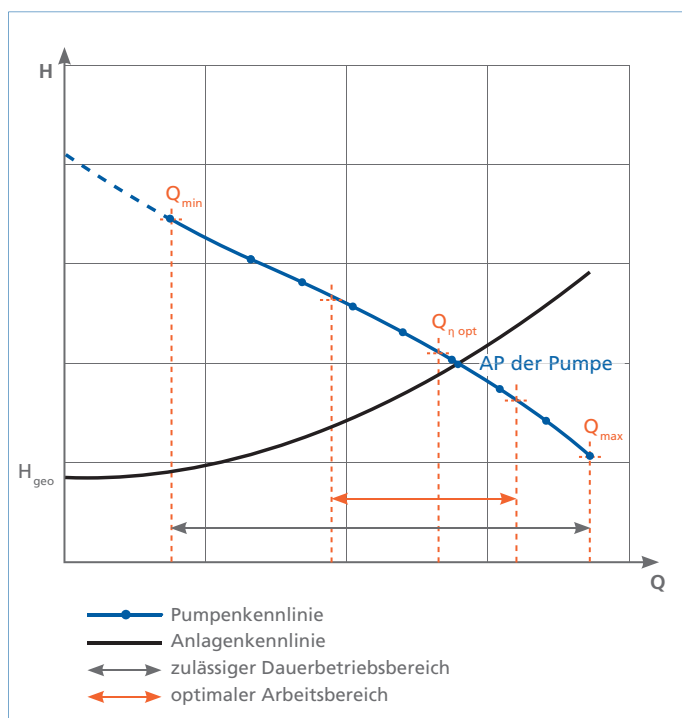


Abb. 15: Bevorzugter bzw. optimaler Arbeitsbereich beim Abwassertransport ( $Q_{\min}$  ca.  $0,8 \times Q_{\eta \text{ opt}}$  und  $Q_{\max}$  ca.  $1,2 \times Q_{\eta \text{ opt}}$ )

Die Pumpenhersteller kennzeichnen durch Angabe einer  $Q_{\min}$ - und  $Q_{\max}$ -Grenze (ohne Kennzeichnung ist das Ende der dargestellten Pumpenkennlinie die  $Q_{\max}$ -Grenze) den zulässigen Dauerarbeitsbereich für ihre Pumpen. In der Regel wird ein zulässiger Arbeitsbereich von ca.  $0,3$  bis  $1,4 \times Q_{\eta \text{ opt}}$  angegeben. Es gibt jedoch auch Pumpen, bei denen der Betriebsbereich stärker eingegrenzt ist. Beim Betreiben der Aggregate außerhalb dieses zulässigen Betriebsbereiches ist mit erhöhter Belastung und entsprechend frühzeitigem Verschleiß von Pumpenbauteilen zu rechnen.

### Besonderheiten bei Abwassertransport

Die Kreiselpumpe ist nur eine Komponente der gesamten Abwasseranlage. Sie kann nur dann betriebsicher arbeiten, wenn auch die Anlagen und Systeme, das zu fördernde Medium (Eigenschaften und Zusammensetzung), die Regelung und die Fahrweise mit den Eigenschaften der Kreiselpumpe bzw. Hydraulik abgestimmt sind.

Aus dem Erfahrungsschatz von Praktikern sind im Folgenden einige Besonderheiten beim Abwassertransport zusammengestellt. Diese sollten bei der Planung einer Abwasseranlage bedacht werden, um eine hohe Betriebssicherheit (verstopfungsarmer Betrieb) zu erreichen.

- Betriebspunkt in der Nähe des Bestpunktes. Im Betriebsbereich  $Q_{\text{AP}}$  ca.  $0,8$  bis  $1,2 \times Q_{\eta \text{ opt}}$  liegt nicht nur der energetisch günstigste Arbeitsbereich, sondern auch jener Bereich, in dem die in der Förderflüssigkeit enthaltenen Beimengungen am effektivsten mitgefördert werden. In Abb. 15 ist dieser Bereich gekennzeichnet. Speziell im Teillastbereich zwischen  $Q_{\min}$  und  $0,8 \times Q_{\eta \text{ opt}}$  ist die Mitförderbarkeit von Beimengungen aufgrund der geringeren Fördermengen (geringere Durchflussgeschwindigkeiten) mehr oder minder stark eingeschränkt. Dauerhaftes Betreiben der Pumpen in diesem Bereich kann zu Verstopfungen des Laufrades führen. Diese Eigenschaft von Kreiselpumpen gewinnt an Bedeutung bei der Festlegung des Regel- und Fahrbereiches und der damit verbundenen Verschiebung des Arbeitspunktes. Dies gilt insbesondere für Drehzahlregelung, Änderung der statischen Förderhöhe zwischen Ein- und Ausschaltwasserpegel im Pumpensumpf und Parallelbetrieb von zwei oder mehreren Pumpen.
- Ausreichende Motorreserve vorsehen. Alle Herstellerangaben der hydraulischen Pumpendaten sind nach gültiger Norm EN ISO 9906 erstellt und beziehen sich auf den Betrieb in Reinwasser. Die tatsächlichen Abwassereigenschaften können nicht mit Sicherheit vorausgesagt werden, der Trend jedoch geht zu immer höheren Fest- und Faserstoffanteilen im Abwasser. Motorleistungsreserven nach Tabelle 2 sind einzuhalten.



- Auswahl des geeigneten Laufradtyps. Kreiselpumpen der Baureihe KRT mit ihren abwasserspezifischen Laufradformen (Freistromrad, Ein-, Zwei- und Dreikanalrad sowie offenes Diagonalrad) sind auf die Anforderungen im Abwassertransport mit seinen speziellen Einsatzbedingungen abgestimmt.
  
- Pumpenfundamente und Rohrleitungsbefestigungen. Bei Kanalradpumpen werden konstruktionsbedingt durch das Vorbeiziehen der Laufradschaufeln (egal ob Ein-, Zwei- oder Dreischaufler) am Gehäusesporn Druckpulsationen generiert. Diese Erregung, auch Drehklang genannt, kann unter Umständen zusammen mit dem Rohrleitungssystem Resonanzschwingungen erzeugen. Fundamente und Rohrleitungsbefestigung müssen für diese Anforderungen geeignet sein. Gummikompensatoren im Rohrleitungssystem sind so weit wie möglich zu vermeiden (weitere Hinweise unter „Rohrleitungen“, Seite 51 ff.).
  
- Strömungsgeschwindigkeiten in Rohrleitungen und Regelregime bei Frequenzumrichterbetrieb. Zunehmend werden Pumpen über Frequenzumrichter (FU) geregelt. Dies ist energetisch vorteilhaft und eröffnet die Möglichkeit kontinuierlicher klärtechnischer Prozesse. Die Regelbereiche selbst sind allgemein nicht von konstruktiven und maschinentechnischen Eigenschaften der Pumpe oder der Antriebe abhängig, sondern unter Berücksichtigung der minimalen Mitfördergeschwindigkeit für Fest- und Faserstoffe stets individuell festzulegen. Einschlägige Erfahrungen zeigen, dass in vertikalen Druckrohrleitungen die Fließgeschwindigkeit des Abwassers nicht unter ca. 1,5 m/s liegen soll, bei horizontalen Leitungen genügen meist Werte größer ca. 0,8 m/s. Genauere Angaben zur Fließgeschwindigkeit sind der Abb. 50 „Mindestströmungsgeschwindigkeit“ im Kapitel „Rohrleitungen und Armaturen“ zu entnehmen. Es muss sichergestellt sein, dass Beimengungen vollständig aus der Pumpe und der Druckrohrleitung auch bei niedrigen Drehzahlen ausgetragen werden. Die Umfangsgeschwindigkeit am Außendurchmesser des Laufrades  $D_2$  von Abwasserlaufrädern sollte nicht kleiner als 15 m/s sein. Eine Kreiselpumpe ist grundsätzlich mit der kürzesten Anfahrrampe, also schnell auf eine möglichst hohe Drehzahl zu fahren. Erst danach ist auf den gewünschten Betriebspunkt herunterzuregeln. Eigenfrequenzbereiche der Anlage (Fundament / Pumpe / Rohrleitung) sind am FU entsprechend auszublenden und dürfen nicht dauerhaft gefahren werden. Bei Parallelbetrieb sind alle Pumpen möglichst mit der gleichen Frequenz zu betreiben, um ein Abdrücken einzelner Maschinen in den nicht zugelassenen Teillastbereich zu vermeiden. Die Rückschlagklappen müssen in jedem Betriebspunkt der Pumpe voll öffnen, um wenig Angriffsfläche für Beimengungen zu bieten und Verstopfungen vorzubeugen.

- Zuströmbedingungen und Bauwerksgestaltung. Voraussetzung für einen störungsfreien Betrieb der Pumpen und das Erreichen der vertraglich vereinbarten Förderleistungsdaten sind hydraulisch optimierte Zuströmbedingungen (unter „Bauwerksgestaltungen“, Seite 71 ff., ausführlich erläutert).

### **Pumpenfahrweise**

Die Pumpenkennlinie ist von vielen Faktoren abhängig, auf die durch Steuerung Einfluss genommen werden kann. Eine Änderung der Pumpenkennlinie ist durch Veränderung des Laufraddurchmessers, Drehzahländerung oder durch Parallel- oder Serienbetrieb möglich. Nicht zu vergessen sind dabei anlagentechnische Randbedingungen wie Einstauhöhen, Zulaufbedingungen, NPSH-Wert der Anlage und nicht zuletzt die Fördermedieneigenschaften wie Zusammensetzung, Dichte und Viskosität, Temperatur usw. Darauf wird in den nachfolgenden Abschnitten näher eingegangen.

### **Einzelbetrieb**

Die Veränderung der Anlagenkennlinie kann durch Variation des statischen Förderhöhenanteils erfolgen. Ausschlaggebend dafür kann, wie in Abb. 16 dargestellt, eine Änderung der geodätischen Höhe des Wasserspiegels im Saugraum sein. Der Arbeitsbereich der Pumpe bewegt sich auf der Q-H-Kennlinie zwischen den beiden Arbeitspunkten Pumpe „ein“ und Pumpe „aus“. Es sind daher immer zwei Betriebspunkte der Pumpe auf der Kennlinie darzustellen. Diese begrenzen den tatsächlichen Arbeitsbereich der Pumpe.

**Hinweis:** Betriebspunkt in der Nähe des Bestpunktes – optimalen Arbeitsbereich beachten.

### **Drosselregelung bzw. Änderung der Anlagenkennlinie**

Es bestehen zwei grundsätzliche Möglichkeiten, die Anlagenkennlinie zu verändern. So können zum einen die Strömungswiderstände innerhalb der Rohrleitung erhöht oder verringert werden. Dies geschieht entweder gewollt durch Verstellen eines Drosselorgans, das Benutzen eines anderen Förderweges (andere Rohrleitungsnennweiten und -längen) oder ungewollt durch Ablagerungen, Korrosion oder Verkrustungen. Beim Abschiebern oder Drosseln einer Kreiselpumpe wird bewusst bereits aufgebrauchte und in Förderhöhe umgewandelte Energie vernichtet. Sie ist energetisch gesehen die schlechteste Regelmöglichkeit und zudem im Abwasser (abgesehen von An- und Abfahrvorgängen) zu vermeiden, um kein erhöhtes Verstopfungsrisiko in / hinter diesen Armaturen zu provozieren (Abb. 17).

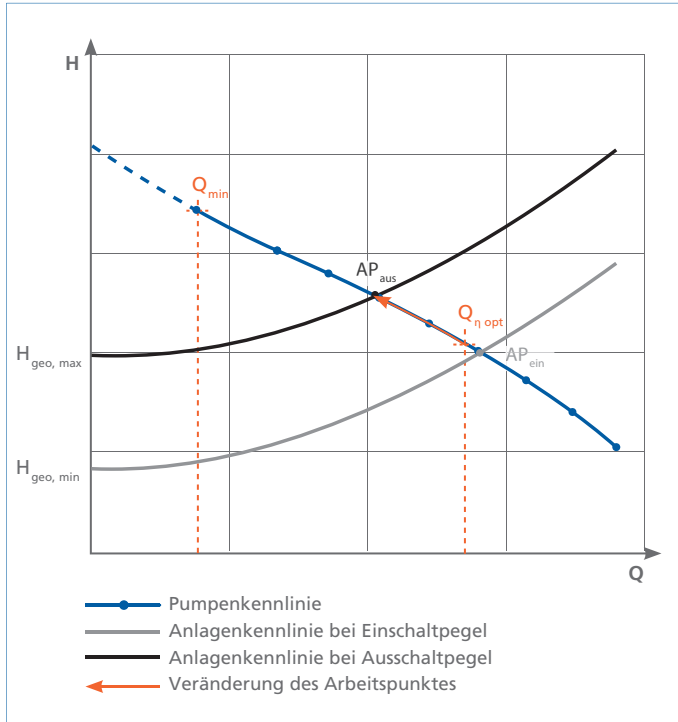


Abb. 16: Veränderung des Arbeitspunktes der Pumpe bei starrer Drehzahl und Variation der statischen Förderhöhe zwischen saugseitigem Ein- und Ausschaltwasserpegel

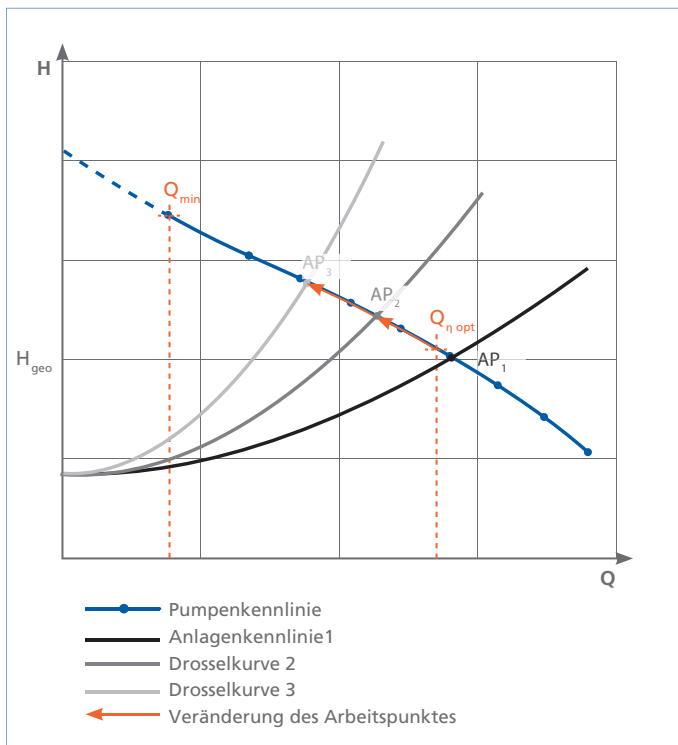


Abb. 17: Veränderung des Arbeitspunktes der Pumpe bei Veränderung der Druckverluste in der Förderleitung wie z. B. Änderung der Rohrleitungsnennweite, Änderung des Förderweges bzw. der -länge oder Ablagerungen und Verkrustungen in der Rohrleitung

**Hinweis:** Betriebspunkt in der Nähe des Bestpunktes – optimalen Arbeitsbereich beachten. Strömungsgeschwindigkeiten in Rohrleitungen und Regelregime beachten. In Abb. 17 wurde die Anlagenkennlinie bei Drosselbetrieb der Übersichtlichkeit halber für nur eine geodätische Förderhöhe dargestellt.

### Anpassung des Laufraddurchmessers

Eine relativ einfache und hydraulisch sehr wirksame Maßnahme, um bei unveränderter Drehzahl den Förderstrom und die Förderhöhe gleichzeitig zu reduzieren, ist die Anpassung des Laufraddurchmessers  $D_2$  durch Abdrehen.

Da sich durch diese Maßnahme die Schaufellänge, die Schaufelaustrittsbreite und der Schaufelaustrittswinkel ändern, ist die Wirkung, d. h. die Änderung der Fördermenge, Förderhöhe und des Wirkungsgrades, je nach Bauart des Laufrades unterschiedlich.

**Hinweis:** In Abb. 18 wurde für das abgedrehte (getrimmte) Laufrad der Übersichtlichkeit halber die Anlagenkennlinie für nur eine geodätische Förderhöhe dargestellt.

Pumpenhersteller geben in den Dokumentationsunterlagen / Kennlinienheften den möglichen Abdrehbereich ihrer Laufräder als Abdrehrastrer zur Einsicht. In diesen Grenzen kann der Zusammenhang zwischen Laufraddurchmesser, Fördermenge und Förderhöhe durch Formel 12 wiedergegeben werden.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad \text{Formel (12)}$$

#### Legende:

$Q_{1/2}$	= Fördermenge [m <sup>3</sup> /h]
$H_{1/2}$	= Förderhöhe [m]
$D_{1/2}$	= Laufraddurchmesser (M)
	Indizes: 1 Ausgangswert
	2 niedriger Zielwert

Die zusammengehörigen Wertepaare für Q und H liegen dabei auf einer gedachten Gerade durch den Ursprung des Q-H-Koordinatensystems. Der neue Arbeitspunkt des Aggregates ist der sich einstellende Schnittpunkt der im Durchmesser (Trimmdurchmesser) reduzierten Pumpenkennlinie und der unveränderten Anlagenkennlinie.

**Hinweis:** Betriebspunkt in der Nähe des Bestpunktes – optimalen Arbeitsbereich beachten. Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt soll ca. 15 m/s nicht unterschreiten.

## Drehzahlregelung

Eine drehzahlgeregelte Kreiselpumpe erzeugt stets nur die Fördermenge / Förderhöhe, die tatsächlich benötigt wird. Damit stellt die Drehzahlregelung hinsichtlich des Energieverbrauches die rationellste und in Bezug auf die Belastung der Pumpenbauteile die schonendste Möglichkeit der Regelung dar. Der Zusammenhang zwischen Drehzahl, Fördermenge, Förderhöhe und aufgenommener Leistung ist durch das Affinitätsgesetz für Kreiselpumpen festgelegt.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{oder} \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad \text{oder} \quad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad \text{Formel (13)}$$

Legende:

$Q_{1/2}$  = Fördermenge [m<sup>3</sup>/h]  
 $H_{1/2}$  = Förderhöhe [m]  
 $n_{1/2}$  = Drehzahl [1/min]  
 $P_{1/2}$  = aufgenommene mechanische Leistung [kW]  
 Indizes: 1 Ausgangswert  
 2 niedriger Zielwert

**Hinweis:** In Abb. 19 wurde die Anlagenkennlinie bei Betrieb mit variabler Drehzahl der Übersichtlichkeit halber für nur eine geodätische Förderhöhe dargestellt.

Die zusammengehörigen Wertepaare für Q und H liegen dabei auf einer gedachten Parabel durch den Ursprung des Q-H-Koordinatensystems, in Abb. 19 strichpunktiert eingetragen. Der neue Arbeitspunkt des Aggregates ist der sich einstellende Schnittpunkt zwischen der in der Drehzahl reduzierten Pumpenkennlinie und der unveränderten Anlagenkennlinie. Bei Anlagenkennlinie mit geringem statischen Anteil bleibt der neue Arbeitspunkt in der Nähe des Bestpunktes. Je größer der statische Anteil der Anlagenkennlinie ist, desto mehr gerät die Pumpe bei Drehzahlreduzierung zu kleinen Fördermengen in das Gebiet schlechter Teillastwirkungsgrade und bei Drehzahlerhöhung in Richtung schlechter Überlastwirkungsgrade.

**Hinweis:** Betriebspunkt in der Nähe des Bestpunktes – optimalen Arbeitsbereich beachten.

Empfohlene Mindestströmungsgeschwindigkeiten in Rohrleitungen bei Regelregime mit Frequenzumrichterbetrieb beachten.

Die Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt soll ca. 15 m/s nicht unterschreiten.

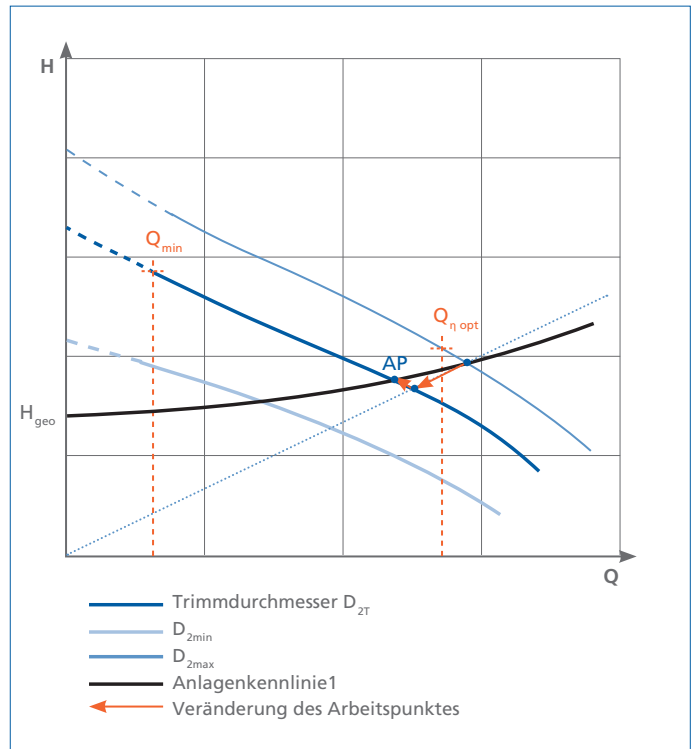


Abb. 18: Trimmen oder Anpassen des Laufraddurchmessers auf den gewünschten Arbeitspunkt der Pumpe

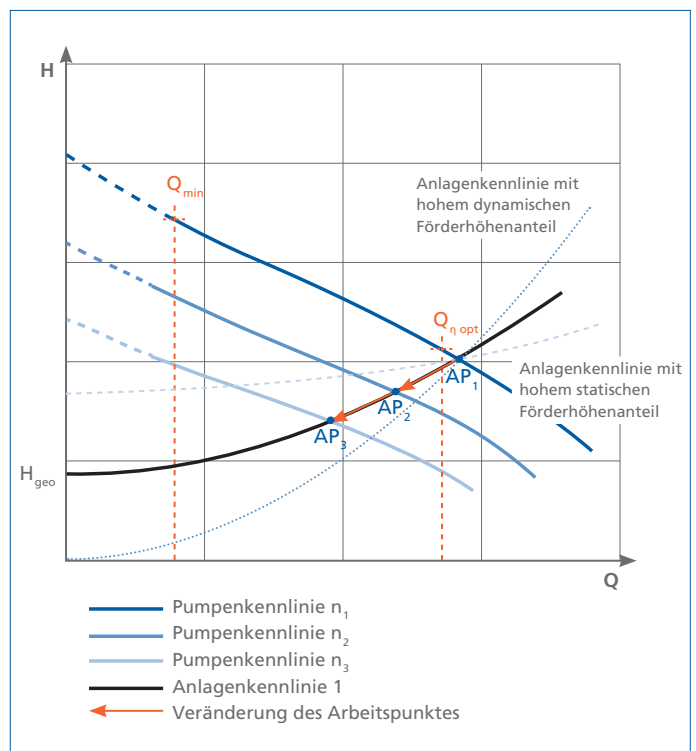


Abb. 19: Veränderung des Arbeitspunktes einer Kreiselpumpe bei Variation der Drehzahl

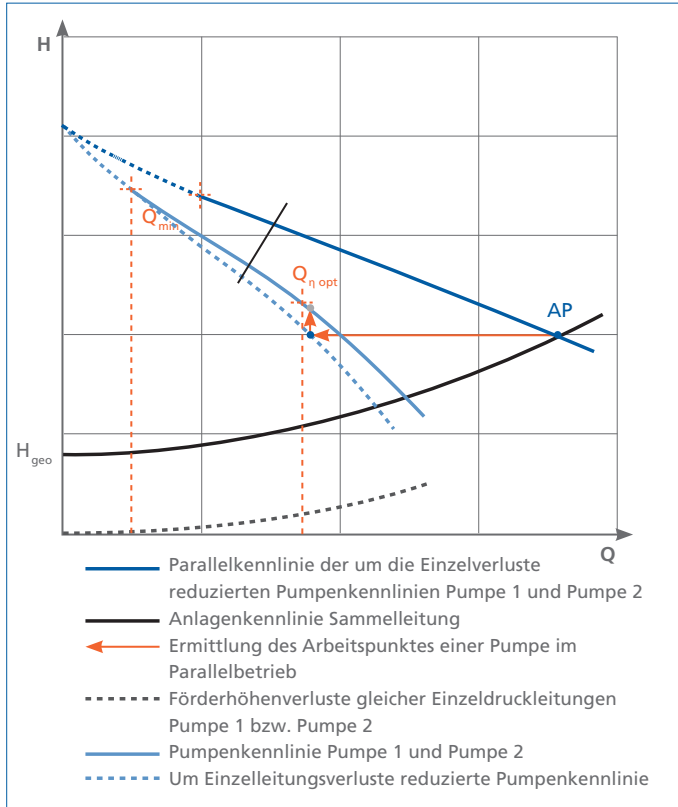


Abb. 20: Parallelbetrieb von zwei identischen Kreiselpumpen. Die Einzelstrangverluste (Druckverluste bis zur Einbindung in die Sammelleitung) sind in der reduzierten Pumpenkennlinie berücksichtigt.

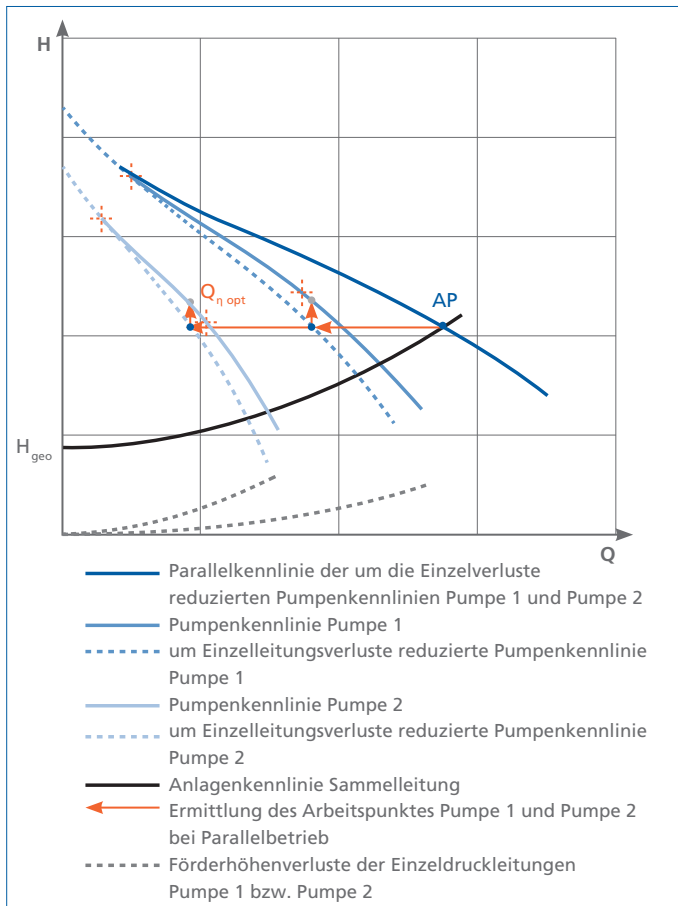


Abb. 21: Parallelbetrieb von zwei unterschiedlichen Kreiselpumpen. Die Einzelstrangverluste (Druckverluste bis zur Einbindung in die Sammelleitung) sind in der reduzierten Pumpenkennlinie berücksichtigt.

### Parallelbetrieb identischer Baugrößen

Der Parallelbetrieb von zwei oder mehreren identischen Kreiselpumpen auf einer gemeinsamen Förderleitung bzw. Sammelleitung bietet sich besonders bei flach verlaufenden Anlagenkennlinien an. Je geringer der vom Förderstrom quadratisch proportional abhängige dynamische Förderhöhenanteil der Anlagenkennlinie ist, desto größer ist die erreichbare Steigerung der Fördermenge. Die Zusammenhänge gehen aus Abb. 20 hervor.

**Hinweis:** In Abb. 20 wurde für den Parallelbetrieb von zwei Pumpen der Übersichtlichkeit halber die Anlagenkennlinie für nur eine geodätische Förderhöhe dargestellt.

Die Gesamtfördermenge setzt sich bei identischen Aggregaten zu gleichen Teilen aus dem zur Förderhöhe gehörenden Förderströmen der Einzelpumpen zusammen. Die Förderhöhe der Einzelpumpen muss dabei um den dynamischen Anteil der Förderhöhenverluste der Einzelleitung bis zur Einbindung in die Sammelleitung verringert werden. Die Anlagenkennlinie der Sammelleitung enthält nur die Förderhöhenverluste ab der Vereinigungsstelle der Einzelleitungen.

**Hinweis:** Betriebspunkt in der Nähe des Bestpunktes – optimalen Arbeitsbereich beachten.

Strömungsgeschwindigkeiten in Rohrleitungen beachten. Bei Auslegung der Pumpstation für Parallelbetrieb zweier oder mehrerer identischer Aggregate muss unter Umständen der Einzelbetrieb eines Aggregates auf die Sammelleitung ausgeschlossen werden.

Dieser Fall tritt ein, wenn kein zulässiger Arbeitspunkt als Schnittpunkt zwischen Anlagenkennlinie und Einzelpumpenkennlinie erreicht werden kann.

### Parallelbetrieb unterschiedlicher Pumpenbaugrößen

Der Parallelbetrieb von zwei oder mehreren Kreiselpumpen unterschiedlicher Baugröße ist prinzipiell analog dem Parallelbetrieb identischer Baugrößen zu sehen. Sie arbeiten dann problemlos zusammen, wenn es sich um Aggregate mit stabiler Q-H-Kennlinie (Nullförderhöhe ist größer als die Förderhöhe im Punkt  $Q_{min}$ ) handelt, die möglichst gleiche Nullförderhöhen haben.

**Hinweis:** In Abb. 21 wurde für den Parallelbetrieb von zwei Pumpen der Übersichtlichkeit halber die Anlagenkennlinie für nur eine geodätische Förderhöhe dargestellt.

Die Gesamtfördermenge setzt sich aus den zur Förderhöhe entsprechend gehörenden Förderstromanteilen der Einzelpumpen zusammen. Die Förderhöhe der Einzelpumpen muss dabei um den dynamischen Anteil der Förderhöhenverluste der Einzelleitung bis zur Einbindung in die Sammelleitung reduziert werden. Die Anlagenkennlinie der Sammelleitung enthält nur die Förderhöhenverluste ab der Vereinigungsstelle der Einzelleitungen.

**Hinweis:** Betriebspunkt in der Nähe des Bestpunktes – optimalen Arbeitsbereich beachten. Das Aggregat mit der kleineren Nullförderhöhe kann sehr schnell zu kleinen Fördermengen abgedrängt werden, wenn die Gesamtförderhöhe sich ändert. Strömungsgeschwindigkeiten in Einzelrohrleitungen beachten. Bei Auslegung der Pumpstation für Parallelbetrieb zweier oder mehrerer unterschiedlicher Aggregate muss unter Umständen der Einzelbetrieb eines Aggregates auf die Sammelleitung ausgeschlossen werden. Dieser Fall tritt ein, wenn kein zulässiger Arbeitspunkt als Schnittpunkt zwischen Anlagenkennlinie und Einzelpumpenkennlinie erreicht werden kann.

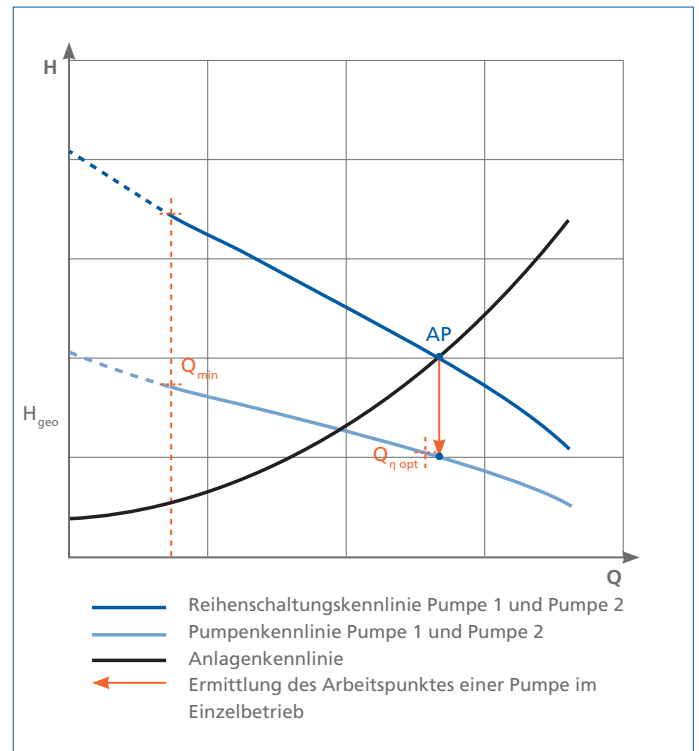


Abb. 22: Reihenschaltung von zwei identischen Kreiselpumpen

### Reihenschaltung

Bei Reihenbetrieb (Hintereinanderschaltung) von zwei identischen Kreiselpumpen auf einer gemeinsamen Förderleitung setzt sich die Gesamtförderhöhe aus den zur Fördermenge entsprechend gehörenden Förderhöhenanteilen der Einzelpumpen zusammen. Die Zusammenhänge sind in Abb. 22 dargestellt. Im Abwassertransport ist ein Reihenbetrieb nicht zu empfehlen.

**Hinweis:** In Abb. 22 wurde für die Reihenschaltung von zwei Pumpen der Übersichtlichkeit halber die Anlagenkennlinie für nur eine geodätische Förderhöhe dargestellt.

### Pumpenstaffelung

Bei Pumpwerken, die in größere Netzwerke eingebunden sind, zeitweise auf unterschiedliche Förderwege arbeiten müssen und daher großen Betriebsschwankungen unterliegen, reichen der Fahrbereich und die Regelmöglichkeiten einer oder mehrerer identischer Kreiselpumpen meist nicht aus.

Hier kann eine Staffelung unterschiedlicher Pumpenbaugrößen, je nach Bedarf mit unterschiedlichen Laufradtypen ausgerüstet, zum Einsatz kommen.

Die Aufteilung der Förderaufgabe kann dabei z. B. in Bereiche mit stark unterschiedlichen Fördermengen wie z. B. in Regenwetter, Tagbetrieb und Nachtbetrieb vorgenommen werden.



# Maschinentechnik und Aufstellung

## Auswahl der optimalen Laufrad-Geometrie

In keinem anderen Anwendungsgebiet für Kreiselpumpen existieren so viele verschiedene Laufradformen wie beim Transport von Abwasser, siehe Abb. 23. Alle diese Laufradformen haben dabei ihre Berechtigung.



### Freistromrad (Laufradform F/F-max)

Verwendung für folgende Fördermedien:

Fördermedien mit Feststoffen und zopfbildenden Beimengen sowie Gas- und Lufteinschlüssen,

z. B. Sammelschächte bei Druckentwässerung, Sandfang in Kläranlage

### Geschlossenes Einkanalrad (Laufradform E/E-max)

Verwendung für folgende Fördermedien:

Fördermedien mit Feststoffen und zopfbildenden Beimengungen, z. B. Einlaufbauwerke in Kläranlagen

### Geschlossenes Mehrkanalrad (Laufradform K/K-max)

Verwendung für folgende Fördermedien:

verschmutzte, mit Feststoffen beladene Fördermedien, nicht gasend, nicht zopfbildend,

z. B. vorgereinigtes Abwasser in Kläranlagen

### Offenes, diagonales Einschaufelrad (Laufradform D)

Verwendung für folgende Fördermedien:

Abwasser mit festen und langfaserigen Beimengungen, z. B. Schlammstapelbehälter

### Offenes, radiales Mehrschaufelrad (Laufradform D-max)

Verwendung für folgende Fördermedien: Abwasser mit festen und langfaserigen Beimengungen, z. B.: Rohabwasser

Abb. 23: Laufradformen

Das wichtigste Auswahlkriterium für die Form des Laufrades ist die Betriebssicherheit. Daneben spielen der Wirkungsgrad, aber auch die lokalen Vorschriften bzw. Empfehlungen für den freien Durchgang eine Rolle. Letztere existieren z. B. in Deutschland (Arbeitsblatt ATV-DWK-A 134), in Österreich oder auch in den USA.

Bei den Anforderungen an die Betriebssicherheit sind vor allem der Anteil der Fasern, wie z. B. Feuchttücher, die Größe der Feststoffpartikel, der Trockensubstanzgehalt (TSR), der Gasgehalt und der Sandgehalt zu berücksichtigen. Hierfür sind in Tabelle 6 die zu erwartenden Belastungen hinsichtlich der vorkommenden Medien im Abwasserbereich aufgeführt.

Während man beim Gas-, Sand- und Trockensubstanzgehalt die Grenzen der einzelnen Laufradformen recht klar definieren kann, ist das bei den Beimengungen von Fasern, Textilien und anderen Feststoffen nicht so leicht quantifizierbar. Da sich die Zusammensetzung des Abwassers auch zeitlich ändern kann, sind bei der Auswahl auch die Erfahrungen des Betreibers zu nutzen. Als Entscheidungshilfe sind in der Tabelle 7 die Einsatzgrenzen der Laufradtypen aufgeführt.

Bei hohem Gasgehalt und höherem Anteil an Fasern sind bei kleineren Volumenströmen Freistromräder ( $F/F_{\max}$ -Räder) und bei größeren Volumenströmen offene Ein- oder Mehrschaufelräder ( $D/D_{\max}$ -Räder) zu bevorzugen.

Um den Nachteil der kleineren Wirkungsgrade der F-Räder zu verringern und die Betriebssicherheit noch weiter zu erhöhen, wurde die Kontur der Laufräder und insbesondere der Schaufeln bei den  $F_{\max}$ -Rädern (siehe Abb. 24) noch weiter optimiert.

Das radiale Mehrschaufelrad ( $D_{\max}$ ) – ebenfalls in offener Bauweise – dient der Förderung von Medien mit festen und langfaserigen Beimengungen, mit größeren Feststoffen sowie Gas- und Lufteinschlüssen. Damit sind sie besonders zum Fördern von Rohabwasser, Mischwasser, Umwälz- und Heizschlamm sowie Beleb-, Roh- und Faulschlamm bis 8 % Feststoffgehalt geeignet, aber auch für Medien mit hoher Viskosität. Sein Bestpunkt liegt bei 84 % und liegt im Bereich von geschlossenen Mehrkanalrädern. Der freie Durchgang beträgt mindestens 76 mm und erfüllt damit viele lokale Anforderungen.

Bei niedrigem Gasanteil, aber höherem Anteil an Sand im Abwasser sind Einkanalräder eine wichtige Alternative zu den offenen Kanal-Rädern, da bei offenen Kanal-Rädern mit erhöhtem Verschleiß zwischen dem Laufrad und der saugseitigen Kontur des Pumpengehäuses gerechnet werden muss. Um das Festbrennen, ein Verklemmen von Fasern in Spalten im vorderen und hinteren Radseitenraum zu vermeiden, wurde das  $E_{\max}$ -Rad entwickelt (siehe Abb. 26).

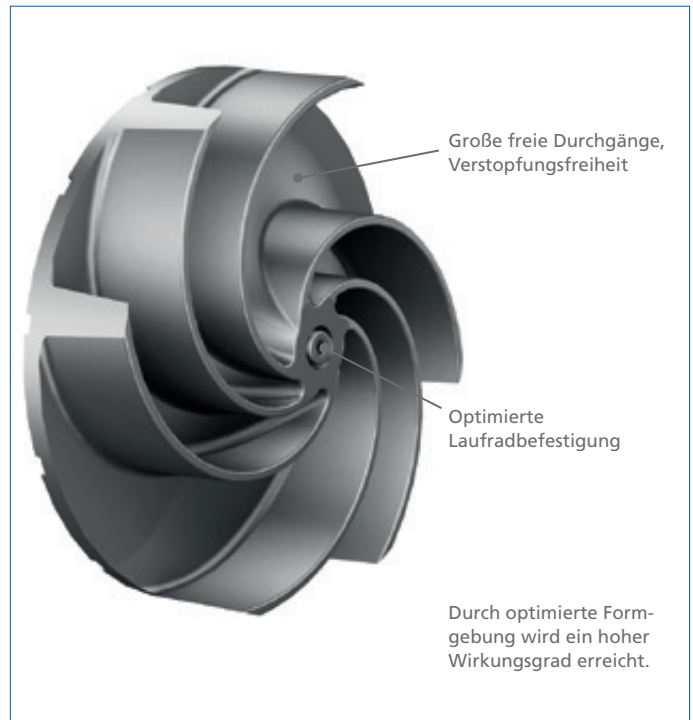


Abb. 24: Laufrad  $F_{\max}$

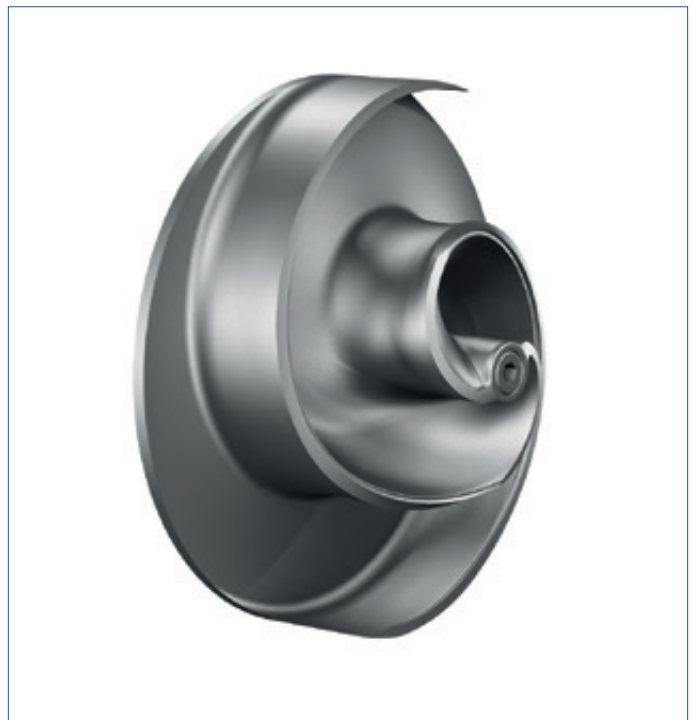


Abb. 25: Laufrad  $D_{\max}$

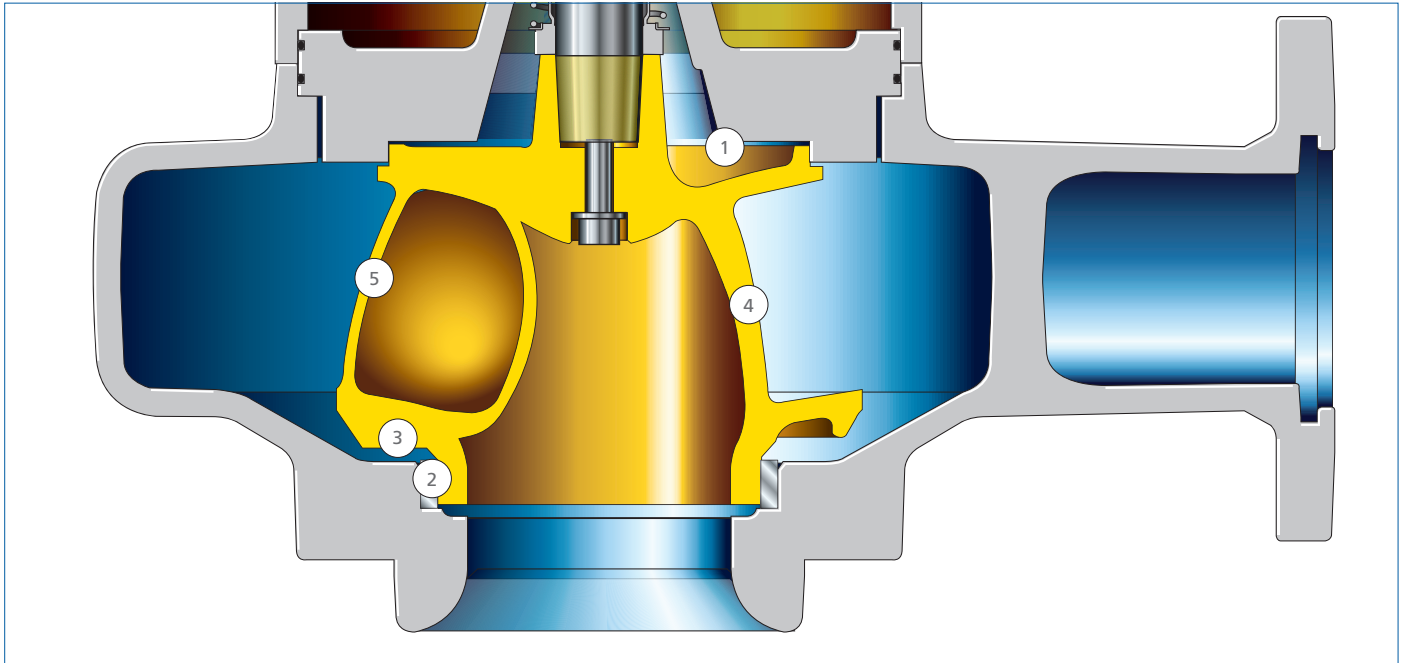


Abb. 26: Schnittdarstellung einer Pumpe mit  $E_{\max}$ -Rad

Legende:

1. Radiale Abdichtung des hinteren Radseitenraums
2. Saugseitig radialer Spaltring (Hydrodynamisches Lager)
3. Bauchschaufeln
4. Schaufeleintrittskante optimiert für bessere Faserabweisung
5. Axiale Schaufelaustrittskante für geringere Druckimpulse

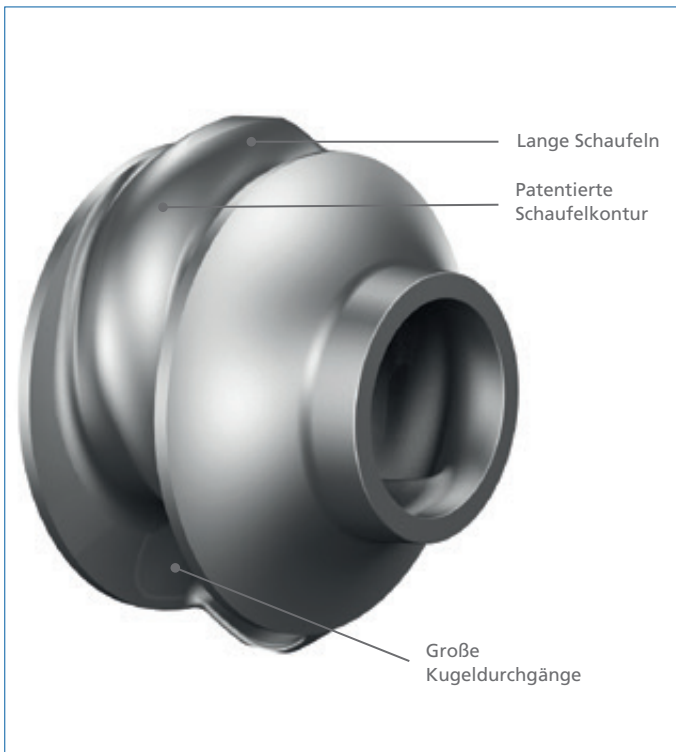


Abb. 27: Laufrad  $K_{\max}$

Mit zusätzlichen Schaufeln auf der saugseitigen Tragscheibe des Laufrades (Bauchschaufeln) wird der Leckagestrom durch den Spalt am Spaltring reduziert, womit Feststoffe daran gehindert werden, in diesen Raum einzudringen. Der motorseitige Radseitenraum wird trotz Rückenschaufeln am äußeren Durchmesser abgedeckt, um auch hier keine Faserstoffe eindringen zu lassen.

Bei rechengereinigtem Abwasser sind die zu erwartenden Feststoffbelastungen nicht so hoch. Hierfür sind geschlossene Kanalaräder wegen ihres besseren Wirkungsgrades im Vorteil. Auch hier wurde mit den  $K_{\max}$ -Rädern eine Optimierung vorgenommen (siehe Abb. 27).

Bei der Bewertung der Wirkungsgrade reicht es nicht aus, den Bestwirkungsgrad der Pumpen zu vergleichen. Es kommt darauf an, wie hoch der Wirkungsgrad in den tatsächlich auftretenden Betriebspunkten ist. Es ist bei der energetischen Betrachtung die zu erwartende Laufzeit einer Pumpe zu berücksichtigen.

In einigen Anwendungen müssen die Pumpen mehr als 4000 h pro Jahr arbeiten, während bei der häuslichen Druckentwässerung oder bei Regenüberlaufbecken die Betriebszeit häufig weit unter 100 h im Jahr beträgt.

So steht bei der Auswahl neben der Betriebssicherheit z. B. bei Dauerläufern der Wirkungsgrad und z. B. bei der Druckentwässerung der Pumpenpreis mit im Fokus.

	Gasgehalt [vol%]	Fasergehalt	Feststoffgröße	TSR [%]	Sandgehalt [g/l]
Regen- und Oberflächenwasser	–	niedrig	klein	–	0–3
Schmutzwasser (SW)					
– Kommunales SW					
– Häusliches SW	0–2	mittel	mittel	–	0–3
– Gewerbliches SW	0–2	groß	groß	–	0–3
– Industrielles SW	0–2	groß	groß	0–5	0–3
Sandwasser	–	–	–	–	8–10
Schlämme					
– Belebtschlämme	2–4	niedrig	klein	1–2	–
– Primärschlamm	2–4	niedrig	klein	2–6	–
– Sekundärschlamm	2–4	niedrig	klein	2–3,5	–
– Eindickerschlamm	3–6	niedrig	klein	2–5	0–2
– Stabilisierter Schlamm	–	niedrig	klein	5–10	–
– Entwässerter Schlamm	–	niedrig	klein	20–30	–
– Getrockneter Schlamm	–	niedrig	klein	30–50	–

Tabelle 6: Erwartungswerte verschiedener Wässer und Schlämme

	Gasgehalt [vol%]	Fasergehalt	Feststoffgröße	TSR [%]	Sandgehalt* [g/l]
Freistromräder (F/F <sub>max</sub> -Rad)	≤8	hoch	groß	<8	≤10
Geschlossenes Einkanalrad (E/E <sub>max</sub> -Rad)	≤2	mittel	groß	≤6	≤6
Offenes, diagonales Einschaufelrad (D-Rad)	≤4	hoch	groß	≤13	≤4
Offenes, radiales Mehrschaufelrad (D <sub>max</sub> )	≤4	hoch	mittel	≤8	≤4
Geschlossenes Mehrkanalrad (K/K <sub>max</sub> -Rad)	–	niedrig	klein / mittel	≤5	≤6

Tabelle 7: Einsatzgrenzen verschiedener Laufradformen

\* unter der Voraussetzung eines geeigneten Werkstoffes



## Werkstoffauswahl für differenzierte Anwendungen

Grauguss, im Besonderen EN-GJL-250, hat sich bei allen Hauptbauteilen in Abwasseranwendungen sehr bewährt. Dieser Werkstoff kann dabei mehrere Vorteile ausspielen.

Die chemische Beständigkeit im neutralen und basischen Bereich von Grauguss sowie sein Widerstand gegen hydroabrasiven Verschleiß sind gut. Hierbei ist bemerkenswert, dass die stark mit Kohlenstoff, Eisenoxiden und Siliziumoxid angereicherte Guss-haut gute Eigenschaften gegen Verschleiß und Korrosion besitzt. Moderne Konstruktionen kommen deshalb mit einem Minimum an Bearbeitung aus, um die Guss-haut weitestgehend zu erhalten.

Ein weiterer Vorteil des Graugusses ist die Modellierfähigkeit, sodass bei der Gestaltung kompromisslos energetisch optimale Lösungen realisiert werden können. Die mit dem niedrigen E-Modul in Verbindung stehende gute Schwingungsdämpfung

kommt sowohl bei den Gehäuseteilen als auch beim Lagerträger und Fußkrümmer zum Tragen. Hier erlaubt auch der verhältnismäßig geringe Kilogrammpreis dem Hersteller eine stabile sichere Konstruktion.

Der Grauguss als Werkstoff für das Motorgehäuse bietet eine sehr gute Wärmeleitfähigkeit z. B. gegenüber Edelstahlblech. In weit über 90 % der Anwendungen ist der Grauguss somit die erste Wahl.

### Pumpen für höher abrasive Fördermedien

Bei Anwendungen in Gebieten, in denen über Regenwasser große Mengen an Sand mit in das Abwassersystem gelangen, kann es erforderlich sein, das Laufrad und sogar das Pumpengehäuse besonders resistent gegen Abrasion zu gestalten. Hier ist besonders der hochlegierte Grauguss (EN-GJL-HB555) zu empfehlen. In einem Modellverschleißversuch betrug die lineare Abtragungsrate von EN-GJL-250 den 20-fachen Wert gegenüber EN-GJL-HB555.

Bei Gehäuseteilen kann auch die Beschichtung eine brauchbare Alternative sein. Die Beschichtung ist nach der Art und Konzentration der Feststoffe im Fördermedium auszuwählen. Hierbei muss diese technologisch auf die zu beschichtenden Bauteile abgestimmt werden. Bei Laufrädern hat die Beschichtung eine zu kurze Haltbarkeit und wird daher nicht empfohlen.

### Pumpen für korrosive Fördermedien

Für korrosive Fördermedien hat sich als Werkstoff Duplexstahl wie der 1.4517 vielfach bewährt (siehe Abb. 28). Reine Austenite wie 1.4408 haben den Nachteil der höheren Verschleißanfälligkeit und sind auch im Seewasser nicht ausreichend beständig.

Neben der sehr guten Korrosionsbeständigkeit verfügen die Duplexstähle mit einem Austenit-Ferrit-Verhältnis von 1:1 über sehr gute mechanische Eigenschaften wie Festigkeit, Bruchdehnung und auch eine akzeptable Verschleißbeständigkeit.

Bei der Forderung von sehr hohen Standzeiten einer Pumpe im Meerwasser kann es erforderlich sein, mit dem Werkstoff die sogenannte PREN-Zahl von 35 oder sogar von 38 zu erreichen.

Die PREN-Zahl (Pitting Resistance Equivalent Number) wird mit folgender Formel berechnet:

$$\text{PREN} = \% \text{Cr} + 3,3 \times \% \text{Mo} + 16 \times \% \text{N}$$

Die PREN-Zahl ist die Wirksumme der Bestandteile Cr (Chrom), Mo (Molybdän), N (Stickstoff).

Ferritisch-austenitische Duplexstähle mit PREN-Zahlen > 40 werden auch als Superduplex-Stähle bezeichnet.



Abb. 28: Amarex KRT in Werkstoffausführung 1.4517



Beschichtungen allein haben bei korrosiven Medien wie z. B. Meerwasser eine bedingte Wirkung. Wird die Beschichtung nur gering beschädigt, kann sich der Korrosionsprozess unter der Beschichtung ungehindert ausbreiten.

Eine spezielle Beschichtung in Kombination mit Kathodenschutz durch Anoden hat schon eine sehr erstaunliche Beständigkeit erzielt. So sind in Pumpstationen am Roten Meer derartige Lösungen an Pumpen mit einem Gehäuse aus JL1040 seit über fünf Jahren ohne ersichtliche Korrosionserscheinungen in Betrieb. Eine gute Wartung und das regelmäßige Anbringen neuer Anoden, alle ein bis zwei Jahre, sind dafür eine Voraussetzung.

Die Pumpe darf bei der Installation nicht elektrisch leitend mit anderen großflächigen Einbauten wie Rohrleitungen, Gittern oder ähnlichen Teilen verbunden werden. In diesem Fall würde die Anode durch das ungünstige Anoden-Kathoden-Verhältnis vorzeitig aufgezehrt und der Schutz der Pumpe verschlechtert.

#### **Spaltringe (K- und E-Räder), Schleißwand (D-Räder)**

Der Spalt zwischen Spaltring und Laufrad, mit oder ohne Laufring, bestimmt den Leckagevolumenstrom. Der Leckagevolumenstrom bestimmt wiederum maßgeblich den Wirkungsgrad der Pumpe. Bleibt der Spalt konstant, bleibt in der Regel auch der Pumpenwirkungsgrad konstant. Wird der Spalt durch Verschleiß größer, nimmt der Pumpenwirkungsgrad ab, da sich der nutzbare Volumenstrom verringert.

Weiterhin hat ein vergrößerter Spalt, wie im Kapitel „Laufradauswahl“ beschrieben, eine erhöhte Gefahr des „Festbrennens“ zur Folge.

Da bei der Anwendung von K-Rädern meist nur ein geringerer Anteil an Feststoffen im Medium vorliegt, reicht hierfür auch meistens der Spaltringwerkstoff EN-GJL-250 aus. Für höhere Anforderungen sind Werkstoffe mit einer höheren Verschleißbeständigkeit anzuwenden. Bei K-Rädern kommt bei KSB optional ein halbaustenitischer CrNi-Stahlguss (VG 434) zum Einsatz. Ein vergleichbarer Werkstoff ist der 1.4464. Bei den Schleißwänden für die D-Räder wird alternativ zum EN-GJL-250 der EN-GJL-HB555 für eine bessere Verschleißbeständigkeit angeboten.

#### **Welle**

Für die Welle wird bei KSB im Standard ein ferritischer Chromstahl (1.4021) verwendet. Dieser Werkstoff hat eine gute Festigkeit und ist für über 95 % der Anwendungen korrosionsbeständig. Bei Pumpen aus Chromstahl wird die Welle in 1.4462 geliefert.

#### **Wellenabdichtung**

Bei Tauchmotorpumpen hat sich seit Jahrzehnten die Wellenabdichtung mit zwei Gleitringdichtungen (GLRD) in Tandemanordnung (Abb. 30) mit einer internen Flüssigkeitsvorlage durchgesetzt.

Da dieses System ohne externe Versorgung und ohne Hilfseinrichtungen auskommt, ist auch die Anfälligkeit gegen Störungen äußerst gering.

Die GLRD selbst ist standardmäßig bis zur GLRD-Größe 95 mm als Gummibalgdichtung mit Einzelfeder ausgeführt (siehe Abb. 29). Diese Balgdichtung hat viele Vorteile. Der Balg ist in der Lage, die Durchbiegung der Welle aufgrund der Radialkräfte in der Pumpe vollständig auszugleichen, ohne dabei eine Relativbewegung auf der Welle zu erzeugen. Ein Verschleiß auf der Welle findet nicht statt. Da bei der Amarex KRT die Welle aus korrosionsbeständigem Stahl ausgeführt ist und kein Wellenverschleiß stattfindet, kann bei diesem Gleitringdichtungstyp auf eine Wellenschutzhülse verzichtet werden.

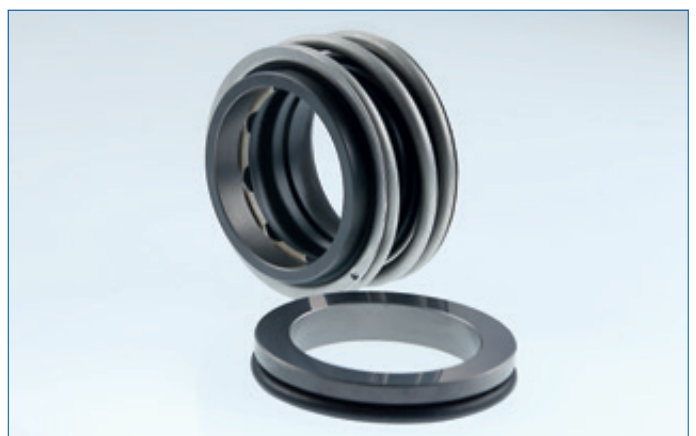


Abb. 29: Gummibalgdichtung mit Einzelfeder

Der Gummibalg und der O-Ring des Gegenringes bestehen aus dem ölbeständigem Werkstoff NBR. Bei höheren Anforderungen an die Beständigkeit wird optional hierfür der Werkstoff FPM geliefert.

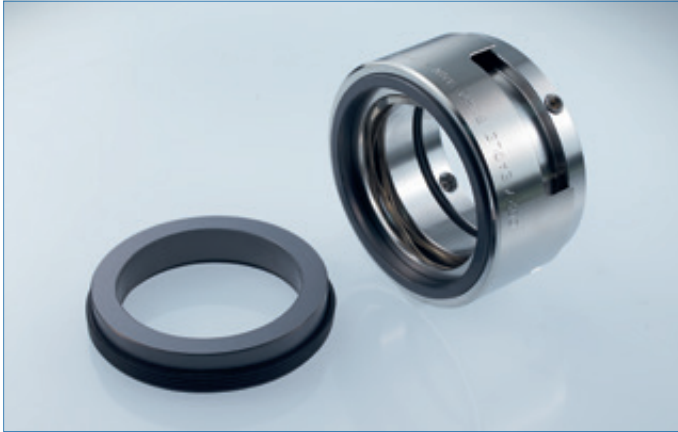


Abb. 30: Dichtung HJ

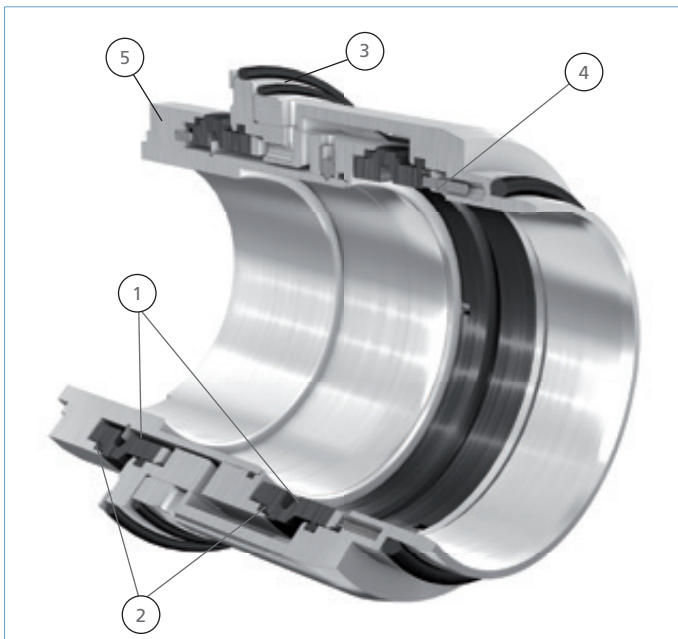


Abb. 31: KSB-GLRD 4STQ

## Legende:

1. Gleitring
2. Gegenring  
zwei stationäre Dichtungen → kein Verschleiß auf der Welle
3. O-Ring
4. Spiralfeder  
Innenliegend → kein Kontakt zum Medium, kurzer Federweg
5. Wellenhülse

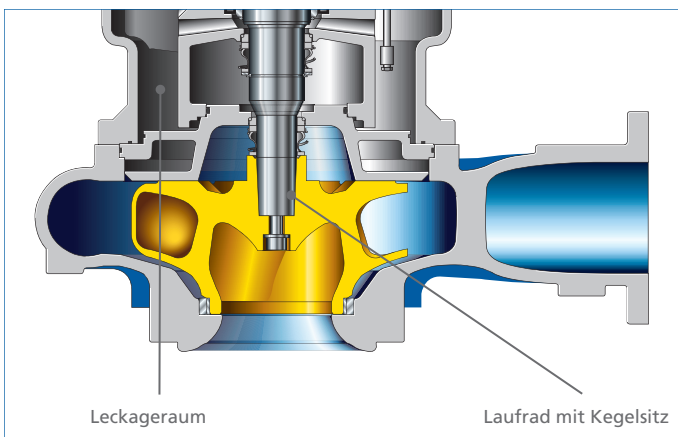


Abb. 32: Leckageraum und Laufrad mit Kegelsitz

Bei größeren Wellendurchmessern kommen zwei stationäre GLRD in Tandemanordnung zum Einsatz. Stationäre GLRD sind dadurch gekennzeichnet, dass der Gleitring sich im Gehäuseteil befindet und über Federn an den Gegenring gedrückt wird. Der Gegenring sitzt hierbei fest auf der Welle, sodass auch hier keine Relativbewegung zwischen GLRD und Wellenteil und damit kein Verschleiß stattfindet. Diese Dichtung ist auch bei extremen Anwendungen sehr robust und beständig.

Sowohl die Gummibalgdichtung als auch die stationäre Dichtung sind entlastete Dichtungen. Die Anpresskraft zwischen Gleit- und Gegenring wird ausschließlich durch die Federkraft bestimmt. Der Druck im Dichtungsraum hat darauf keinen Einfluss.

Die Gleitpaarung ist in beiden Fällen auf der Medienseite SiC/SiC. Diese Gleitpaarung ist sowohl chemisch als auch gegen abrasive Stoffe beständig. Sie hat aber den Nachteil der begrenzten Not- bzw. Trockenlaufeigenschaft. Die Gefahr des Trockenlaufs würde sich bei höherem Anteil an Methan im Medium und bei Saugbetrieb ergeben.

Um ein Trockenlaufen zu verhindern und den Verschleiß der Gleitflächen zu minimieren, wird der Raum zwischen den beiden in Tandem angeordneten GLRD werksseitig mit einer Vorlageflüssigkeit gefüllt. Standard für diese Vorlageflüssigkeit ist hier ein nicht toxisches biologisch abbaubares Paraffinöl. Der Vorlageraum bleibt dabei zu 10 bis 15 % mit Luft gefüllt, um eine Ausdehnung der Vorlageflüssigkeit bei Erwärmung zu ermöglichen. Dieses Luftvolumen ist konstruktiv gewährleistet, auch wenn der Raum an der vorgesehenen Einlassbohrung vollgefüllt wird. Die Vorlageflüssigkeit hat die Aufgabe, bei beiden GLRD einen Schmierfilm zwischen den Gleitflächen des Gegenringes und des Gleitringes zu bilden. Diese Schmierung ist Voraussetzung für einen geringen Verschleiß der Gleitflächen.

Die Kühlung der GLRD erfolgt über die Wärmeabführung des Fördermediums.

Für höhere Ansprüche in Bezug auf Korrosion und Abrasion existiert für kleinere Baugrößen (bis Laufraddurchmesser 315) eine KSB-GLRD. Diese 4STQ-Dichtung (siehe Abb. 31) besteht aus einer Patrone, die zwei stationäre GLRD beinhaltet, die auch in Tandemanordnung montiert sind. Diese Ausführung ist besonders robust. Durch die Patronenbauart kann die Dichtung ausgetauscht werden, ohne den Druckdeckel zu demontieren.

Bei Pumpen über ~30 kW existiert hinter der zweiten GLRD ein Leckageraum (siehe Abb. 32), in den optional auch ein Leckagesensor eingebaut werden kann.

## Rotor und Lagerung

### Belastung der Welle

Es ist selbstverständlich, dass die Welle und die Lager für die Belastungen im zugelassenen Betriebsbereich richtig dimensioniert werden müssen.

Bei unsachgemäßer Fahrweise, außerhalb des zugelassenen Betriebsbereiches, können neben den Gleitringdichtungen vor allem die Lager, aber auch die Welle geschädigt werden. Die unterschiedlichen Gründe für die Grenzen des Betriebsbereiches werden im Kapitel der Pumpenauswahl näher beschrieben.

Ein leider nicht so seltener Fehler ist der Betrieb der Pumpe gegen geschlossenen Schieber. Neben hohen Lagerkräften hat dies vor allem eine starke Durchbiegung der Welle durch die auf das Laufrad wirkenden Kräfte zur Folge. Diese Durchbiegung führt häufig zum Anlaufen des Laufrades am Spaltring, was wiederum bei längerem Betrieb unter diesen Bedingungen eine Erweiterung des Dichtspaltes zwischen Laufrad und Spaltring durch Verschleiß zur Folge hat.

### Laufadsitz

Bei KSB hat sich seit vielen Jahren der Kegelsitz bewährt. Inzwischen wird diese Laufrad-Wellen-Verbindung von KSB bis ca. 110 kW realisiert (siehe Abb. 32). Der Laufadsitz bietet dabei folgende Vorteile:

- a) In der Pumpe können die beim Auswuchtvorgang erreichten Werte absolut reproduziert werden, da beim Kegelsitz zwischen Laufrad und Welle kein Spiel existiert.
- b) Einfache Montage und Demontage des Laufrades ist möglich.
- c) Ein Lösen der Laufradbefestigung bei Rückwärtslauf ist auch bei fehlender Rückschlagklappe nicht möglich.

Bei größeren Leistungen erfolgt die Übertragung des Drehmomentes noch auf einem zylindrischen Wellensitz mit zwei Passfedern.

### Lagerung

Die Amarex KRT wird generell mit Wälzlagern ausgerüstet. Wegen der Wellenausdehnung durch die Motorwärme besteht das Loslager immer aus einem Zylinderrollenlager.

Das Festlager wird bis ~65 kW aus einem Rillenkugellager gebildet, während bei höheren Leistungen zwei Schrägkugellager zum Einsatz kommen (siehe Abb. 33).

Die Lagerdimensionierung erfolgt bei der Amarex KRT mit einer Antriebsleistung < 65 kW gemäß der technischen Anforderungen an Kreiselpumpen ISO5199 mit einer rechnerischen Lagerlebensdauer von mindestens 17,5 Th. Daraus ergibt sich bei den konkreten Hydrauliken und den konkreten Betriebspunkten meistens eine wesentlich höhere Lagerlebensdauer. Bei Pumpen mit Leistung > 65 kW wurde eine minimale rechnerische Lagerlebensdauer von 25 Th angesetzt.

Die Schmierung der Lager erfolgt generell durch Fett. Bei Pumpen im kleinen und mittleren Leistungsbereich (< 65 kW) sind die Lager lebensdauer geschmiert. Bei Pumpen mit größeren Leistungen (> 65 kW) ist häufig ein Nachschmieren erforderlich. Diese Pumpen verfügen über die Möglichkeit einer Nachschmierung. Die erforderliche Fettqualität, Fettmenge und die Wartungsintervalle sind der Betriebsanweisung der Pumpe zu entnehmen.

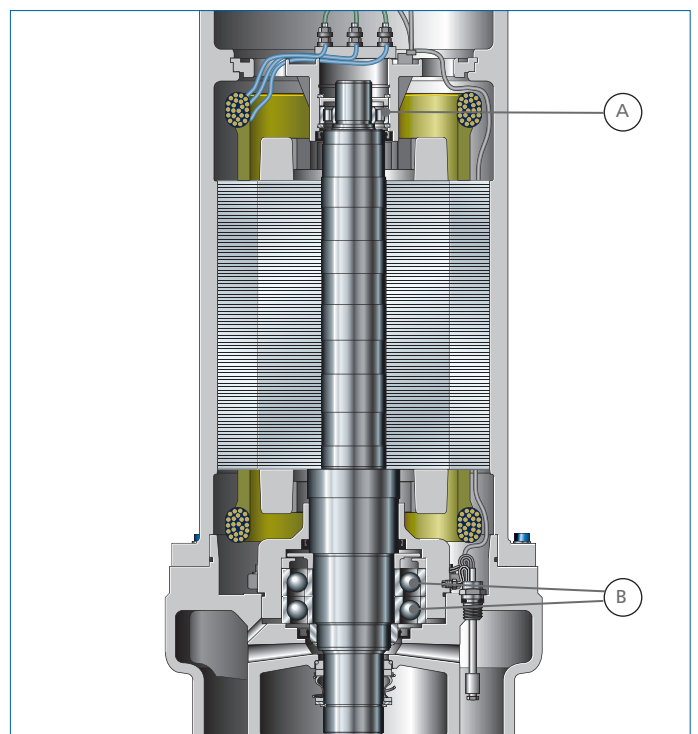


Abb. 33: Lagerung der Amarex KRT mit Leistungen > 65 kW

#### Legende:

- A) Zylinderrollenlager
- B) Schrägkugellager



Abb. 34:  
Abwasserpumpe  
in transportabler  
Aufstellung



Abb. 35: Abwasserpumpe in stationärer  
Nassaufstellung



Abb. 36: Abwasserpumpe in horizontaler und vertikaler  
Trockenaufstellung

### Aufstellung

Bei der transportablen Aufstellung ist zu berücksichtigen, dass die Pumpe standsicher im Pumpensumpf aufgestellt und dass ein geeignetes Hebezeug vorhanden ist, um sie installieren und entnehmen zu können (siehe Abb. 34).

Die Amarex KRT in horizontaler Trockenaufstellung (siehe Abb. 36) wird wie die Sewabloc auf Fundamentschienen aufgebaut. Bei der vertikalen Trockenaufstellung existieren zwei Varianten. Bei Pumpen mit einem Laufraddurchmesser von 315 mm wird die Pumpe auf einen Einlaufkrümmer mit Fuß installiert. Größere Pumpen werden auf zwei Betonsockeln aufgestellt (siehe Abb. 36). Damit die Pumpenfüße auf einer metallischen Auflage stehen, werden in die Betonsockel vorher Fundamentschienen eingegossen.

Die stationäre Nassaufstellung (siehe Abb. 35) erfolgt auf einem auf dem Beckenboden fest installierten Fußkrümmer (siehe Abb. 37). Der Fußkrümmer muss für die zu installierende Pumpe in Bezug auf die zulässige Belastung und auf die Anschlussabmessung der am Druckstutzen der Pumpe befestigten Halterung (oder Klaue) geeignet sein.

Die Anschlussabmessungen sind nicht standardisiert. Bei schweren Pumpen ist es erforderlich, die Befestigung auf im Betonboden eingelassene Fundamentschienen zu realisieren (siehe Abb. 38). Die Befestigung des Fußkrümmers bzw. der Fundamentschienen erfolgt mit bautechnisch zugelassenen Verbundankern (Klebedübeln) im Betonboden mit ausreichender Betonfestigkeit (mind. Klasse C 25/ C30 nach DIN 1045).

Zu beachten ist ebenso ein ausreichend großer Abstand des Saugmundes der Pumpe zum Beckenboden.

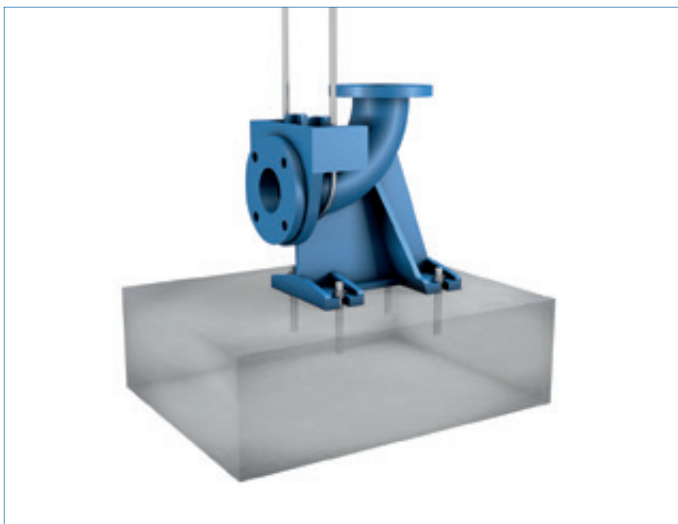


Abb. 37: Seilführung | Installation direkt auf dem Beckenboden

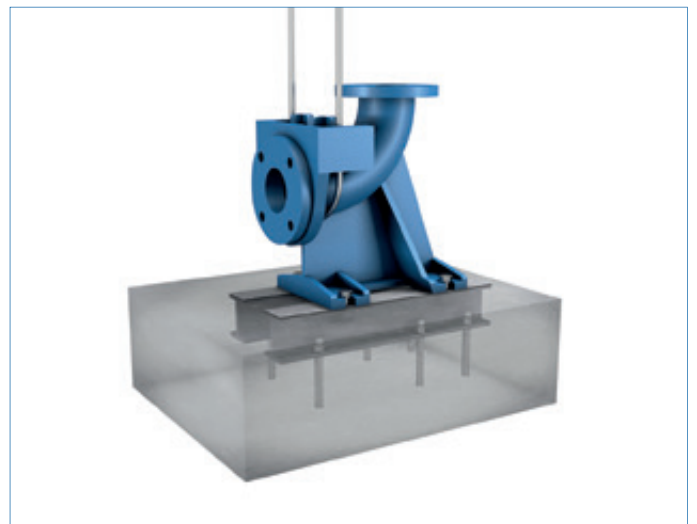


Abb. 38: Seilführung | Installation auf Fundamentschienen



Bevor die Pumpe installiert werden kann, ist die komplette Druckrohrleitung zu montieren und die Führungseinrichtung für die Pumpe anzubringen. Hinweise über die Ausführung der Rohrleitung sind in einem gesonderten Abschnitt aufgeführt.

Bei der Führungseinrichtung werden zwei unterschiedliche Systeme angeboten. Es handelt sich um die Seilführung (siehe Abb. 39 und Abb. 40) und die Stangenführung (siehe Abb. 41). Ein Vergleich der beiden Lösungen (siehe Tabelle 8) zeigt viele Vorteile der Seilführung. Aus diesem Grund wird bei KSB auch die Seilführung als die Standardlösung angesehen, wobei auch die Stangenführung in allen Größen von KSB geliefert werden kann.

Die oberen Halterungen der Führungseinrichtungen werden in geeigneter Weise an einer Betonwand oder -decke ebenfalls mit Verbundankern angeschraubt (siehe Abb. 39).

Bei großen Einbautiefen werden bei der Seilführung Abstandshalter benötigt. Bei der Stangenführung sind alle 6 m Zwischenkonsolen zu empfehlen, die entweder an der Druckrohrleitung mit Schellen oder direkt an der Pumpschachtwand befestigt werden.

Seilführung	Stangenführung
einfacher problemloser Transport	Transportprobleme der Stangen
schnelle, somit Kosten sparende Montage	unflexibel bei Bauabweichungen
Ausgleich von Bautoleranzen ohne zusätzlichen Aufwand	sehr hoher Aufwand bei großen Einbautiefen
Einbau auch in einer Schräglage bis +5° möglich	Korrosionsprobleme der Führungsstangen
flexible und betriebssichere Anpassung an unterschiedliche Einbautiefen bis 85 m	korrosionsbeständige Stangen führen zu hohen Kosten
Seilführung aus korrosionsbeständigem Edelstahl 1.4401 (316)	Dichtungsprobleme am Fußkrümmer (Metall auf Metall oder Abscheren der Kunststoffdichtung)
Seilführung ist Bestandteil des KSB-Lieferumfangs	versperrter Zugang zu Armaturen durch unflexible Stangen
Verschmutzungsprobleme bei starker Strömung im Pumpenschacht und bei Schwammbecken	unempfindlicher gegen Verschmutzung mit Fasernschlammbecken

Tabelle 8: Vergleich Seilführung – Stangenführung

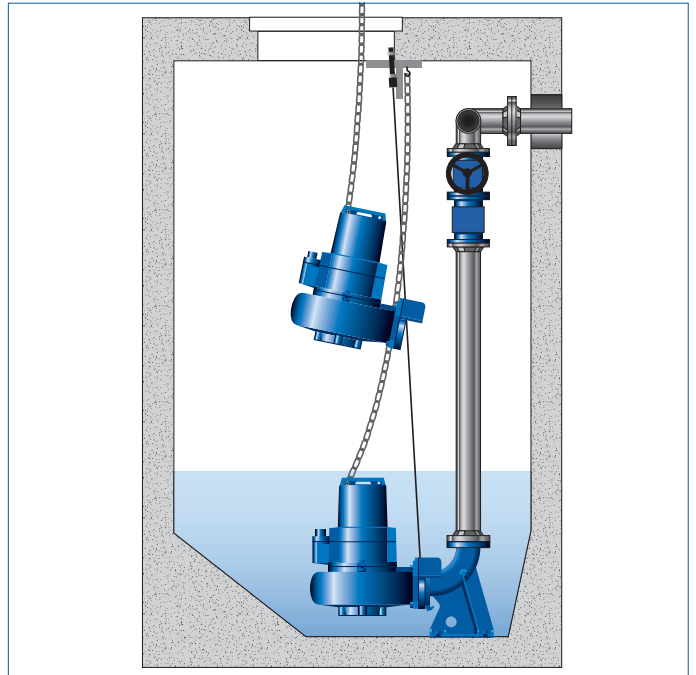


Abb. 39: Seilführung

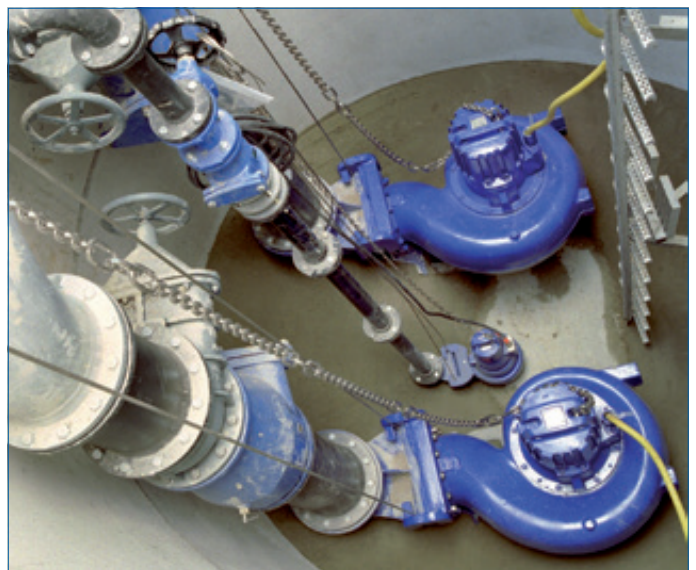


Abb. 40: Seilführung



Abb. 41: Stangenführung



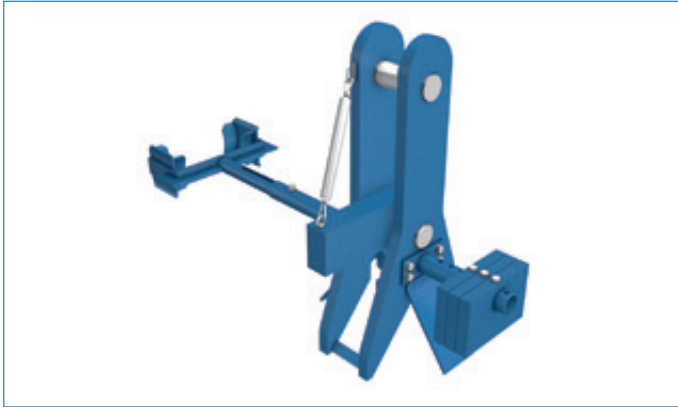


Abb. 42: Aufbau Pumpenfangeinrichtung

Für große Einbautiefen kann aufgrund des großen Gewichtes anstelle der Hebekette eine Pumpenfangeinrichtung zum Heben und Absenken der Pumpe verwendet werden. Diese Vorrichtung besteht aus Führung, Gegengewicht und Gewicht am Haken und dem eigentlichen Lastaufnahmehaken sowie den Befestigungsplatten (siehe Abb. 42).

Für das Absenken und Anheben der Pumpe sind folgende Anbauten erforderlich:

**Absenken:** Vorrichtung mit Gewicht am Haken (ohne Führungseinrichtung und ohne Gegengewicht)

**Anheben:** Vorrichtung mit Führungseinrichtung und Gegengewicht (ohne Gewicht am Haken)

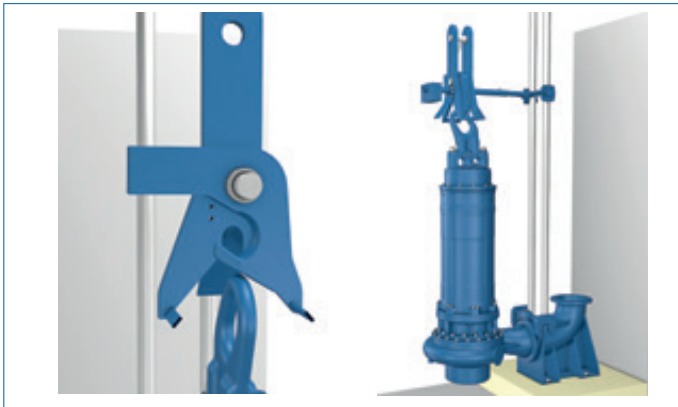


Abb. 43: Konfiguration der Fangeinrichtung für das Absenken der Pumpe

Für das Absenken wird der Haken am Bügel der Pumpe eingehakt und an einem Kranhaken, geführt an der Stangenführung der Pumpe, nach unten auf dem Kupplungsfußkrümmer abgesetzt. Bei der Entlastung des Fanghakens wird dieser durch das Gewicht am Haken geöffnet und die Pumpenfangeinrichtung kann am Kranhaken ohne Pumpe wieder nach oben gezogen werden (siehe Abb. 43).

Für das Anheben der Pumpe wird die komplette Fangeinrichtung ohne Gewicht am Haken benötigt. Die Vorrichtung wird mittels der Führungseinrichtung an den Führungsrohren am Kranhaken nach unten abgesenkt. Wenn sich die Vorrichtung über dem Bügel der Pumpe befindet, wird der Haken durch das Gewicht der Fangeinrichtung aufgedrückt und hakt selbstständig in die Bügel ein. Jetzt kann die Vorrichtung mit Pumpe nach oben gezogen werden (siehe Abb. 44).

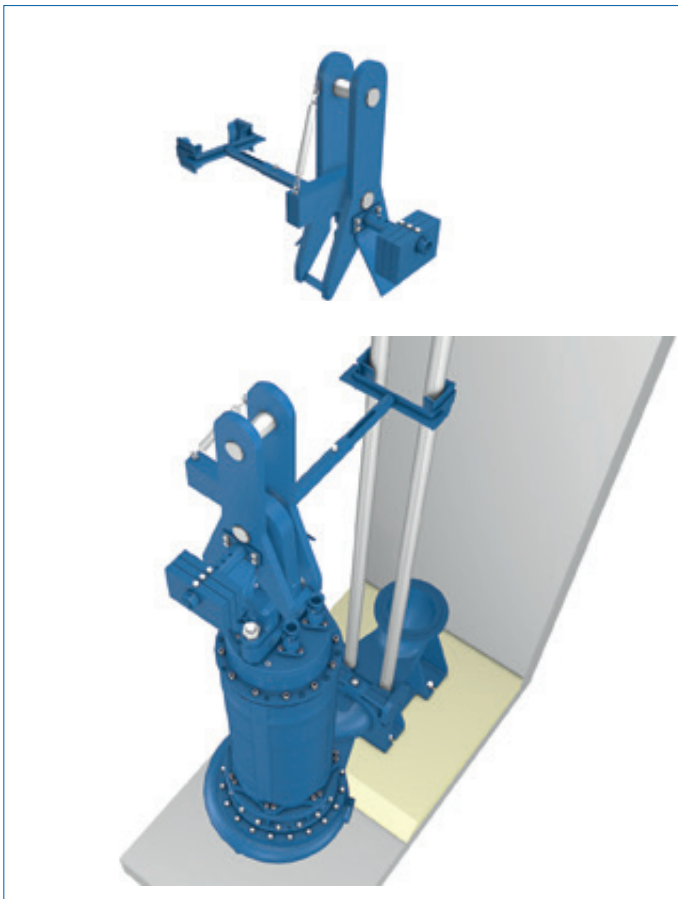


Abb. 44: Konfiguration der Fangeinrichtung für das Anheben der Pumpe

Bei Pumpen in vertikaler trockener Aufstellung erfolgt der Zulauf in der Regel über einen Einlaufkrümmer. Amarex KRT-Pumpen mit einem Laufraddurchmesser  $\geq 400$  mm und einer Druckstutzen-Nennweite  $\geq 150$  mm werden standardmäßig mit einem Beschleunigungskrümmer ausgerüstet (siehe Abb. 36). Über den Beschleunigungskrümmer wird am saugseitigen Eintritt der Pumpe eine gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung gewährleistet.

#### Putzlochdeckel

Bei der Trockenaufstellung sind die Pumpengehäuse ab Druckstutzen-Nennweite DN 100 mit Putzlochdeckel ausgerüstet. In Einlauf- bzw. Beschleunigungskrümmern für Trockenaufstellung sind generell Putzlochdeckel integriert.

# Allgemeine Motorbeschreibung

Der Motor der KRT ist ein Drehstrom-Asynchronmotor mit Kurzschlussläufer in druckwasserdichter Ausführung, der speziell zum Antrieb von Tauchmotorpumpen konstruiert und ausgelegt wurde (Abb. 45 und Abb. 46). Die Ausführung erfolgt alternativ als „nicht explosionsgeschützt“ und „explosionsgeschützt“ in der Zündschutzart „druckfeste Kapselung“.

Pumpe und Motor besitzen eine gemeinsame Pumpen-Motor-Welle und bilden somit eine untrennbare Einheit. Für die nachstehend beschriebenen Spezialpumpenmotoren existieren keine definierten elektrotechnischen Normen; soweit anwendbar folgen sie jedoch der DIN EN 60034.

KSB-Tauchmotorpumpen sind überflutbare, nicht selbstansaugende Blockaggregate, wobei diese im Normalfall komplett untergetaucht betrieben werden. Sie können zeitweise im ausge-tauchten Zustand eingesetzt werden. Die zulässige Motortemperatur wird dabei über einen im Motor eingebauten Temperaturfühler überwacht. Dabei ist generell ein Mindestflüssigkeitsstand gemäß Betriebsanleitung zu beachten.

Für Anwendungen, die einen permanent oder teilweise ausge-tauchten Betrieb erfordern, gibt es eine Motorausführung mit Kühlmantel, der unabhängig vom Flüssigkeitsstand im Pumpensumpf eine ausreichende Motorkühlung sicherstellt.

## Motorgrößen

Standard-Bemessungsleistungen (polzahlabhängig):

4 bis 480 kW, darüber hinaus bis 880 kW

Standard-Polzahlen (leistungsabhängig):

2- bis 10-polig

Standard-Bemessungsspannungen:

400 / 690 V, 50 Hz und 460 V, 60 Hz

### Anmerkungen:

1. Für 60-Hz-Bemessungsspannungen im Bereich 200 bis 575 V ausführbar.
2. Höhere Bemessungsleistungen und andere Bemessungsspannungen (auch Hochspannung) auf Anfrage möglich.
3. Die individuelle Motorgröße ist in den Motordatenblättern angegeben (Bestandteil der Projektunterlagen bzw. auf Anfrage erhältlich).

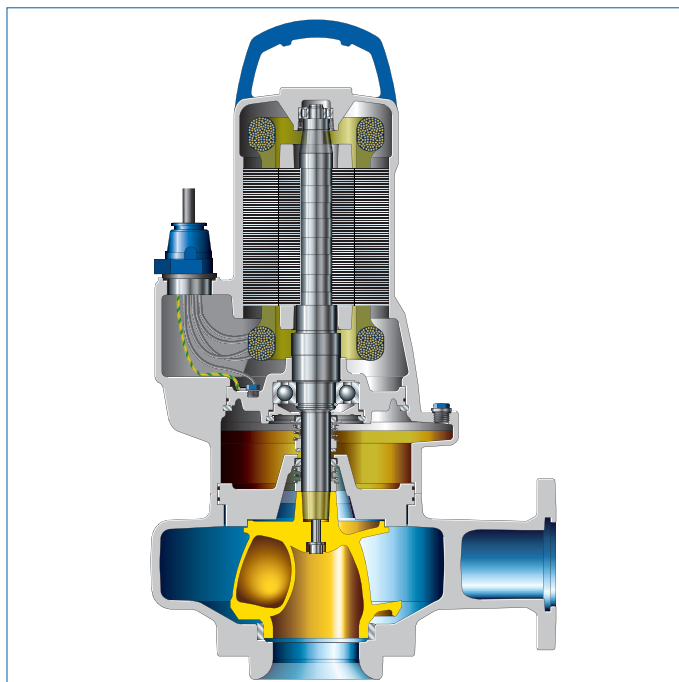


Abb. 45: Schnittbild einer KRT 4 bis 60 kW, ohne Kühlmantel



Abb. 46: Schnittbild einer KRT > 60 kW, mit Kühlmantel

## Bauform

KRT-Motoren werden ähnlich der Bauform IM V10 geliefert (nach DIN EN 60 034-7).

### Aufstellung des Motors

Die Aufstellung des Motors erfolgt zusammen mit der Pumpe als Blockaggregat direkt im Pumpensumpf, wobei der Motor während des Betriebes im Fördermedium untergetaucht ist. Er kann aber auch zeitweise ausgetaucht betrieben werden, wobei die zulässige Motortemperatur über einen im Motor eingebauten Temperaturfühler überwacht wird. Dabei ist generell ein Mindestflüssigkeitsstand gemäß Betriebsanleitung zu beachten.

Für große Tauchmotorpumpen wird der Mindestwasserstand meist durch hydraulische Parameter bestimmt (z. B. luftziehende Wirbel, NPSH).

Temperatur des Fördermediums: max. 40°C Standard

Für den Betrieb bei Temperaturen >40°C und <60°C steht eine Warmwasserausführung zur Verfügung. Betrieb bei Temperaturen >60°C auf Anfrage.

### Baugrößen

Die Baugrößen-Standards für Normmotoren nach IEC 72 sind für die integrierten Tauchpumpenaggregate nicht anwendbar; die Motorblechschnitte entsprechen jedoch den marktüblichen, sogenannten IEC-Abmessungen bzw. Baugrößen.

### Eintauchtiefe

Tauchmotorpumpen KRT können bis zu einer Eintauchtiefe von 30 m ohne Sondervorkehrungen betrieben werden.

## Betriebsart

KRT-Motoren ohne Kühlsystem (Aufstellart S) sind im untergetauchten Zustand für Dauerbetrieb S1 (nach DIN EN 60034-1) ausgelegt. Im ausgetauchten Zustand stellt sich bei Trockenlauf über den Bimetall-Schalter in der Motorwicklung ein S3-Betrieb ein.

KRT-Motoren mit Kühlsystem (Aufstellart K, D) sind für alle Wasserstände für Dauerbetrieb S1 (nach DIN EN 60034-1) ausgelegt.

## Schutzart

Der KRT-Motor ist nach der DIN EN 60 034-5 in Schutzart IP 68 und das Gesamtaggregat nach DIN EN 60 529 in Schutzart IP 68 ausgeführt.

## Zündschutzart und Temperaturklassen

Explosionengeschützte Amarex KRT-Motoren werden nach DIN EN 60079-0 / DIN EN 60079-1 in den Zündschutzarten Ex II2G Ex db IIBT3 und zum Teil in T4 gefertigt und sind für den Einsatz in Zone 1 geeignet. In der Motorbezeichnung erfolgt die Kennzeichnung der Temperaturklasse mit folgenden Buchstaben: X → T3 und Y → T4.

Zul. Oberflächentemperaturen: T3 → 200°C und T4 → 135°C

## Elektrische Bemessungsdaten

### Leistung

Mit Rücksicht auf eine lange Lebensdauer der Motoren wird die Einhaltung von Netzspannungsabweichungen von ± 5 % und Netzfrequenztoleranzen von ± 2 % entsprechend Bereich A nach DIN EN 60 034-1 empfohlen.

Darüber hinaus können Amarex KRT-Motoren im untergetauchten Zustand ihre Leistung ohne Einschränkung abgeben, sofern gegenüber den Bemessungswerten die Netzspannung maximal um ± 10 % und die Netzfrequenz maximal ± 2 % schwankt.

### Spannung und Frequenz

KRT-Motoren sind im Sinne der DIN EN 60034-1 Absatz 12.3 voll funktionstüchtig, wenn gegenüber den Bemessungswerten die Netzspannung bis zu ± 10 % und die Netzfrequenz bis zu -5 % / +3 % entsprechend dem Bereich B nach DIN EN 60 034-1 schwankt.

## Strom und Anlaufstrom

Der Anlaufstrom beträgt je nach Motorgröße das 4- bis 9-fache des Bemessungsstromes bei Bemessungsspannung an den Motorklemmen. Individuelle Anlaufstromwerte: siehe Motor-katalog oder Projektunterlagen.

### ■ Anlauf- und Einschaltbedingungen

Das Einschalten der KRT-Motoren kann in einer Stern-Dreieck-Schaltung oder direkt erfolgen. Die Wicklungsenden sind dafür standardmäßig in offener Schaltung ausgeführt. Ist die Höhe des Anlaufstromverhältnisses seitens des Betreibers eingeschränkt, stellt KSB berechnete Motor-Anlaufkurven (M-n-Kennlinien) für die Auswahl, Dimensionierung und Parametereinstellung eines Sanftanlaufgerätes oder eines Anlasstrafos, als Alternative zur Stern-Dreieck-Einschaltung bei 400 V Netzspannung, zur Verfügung.

Bei Verwendung von Sanftanlaufgeräten müssen hinsichtlich der elektromagnetischen Verträglichkeit die EN 50081 und die EN 50082 beachtet werden. Für die Auswahl des Sanftanlaufgerätes sind die Herstellerangaben und die elektrischen Motordaten, insbesondere der Bemessungsstrom, zu berücksichtigen.

### ■ Anlaufzeit

Die Anlaufzeit der Tauchmotorpumpen Amarex KRT liegt bei Direkteinschaltung mit Bemessungsspannung unter 1,5 s.

### ■ Zulässige Blockierzeit

Die zulässige Blockierzeit bei Bemessungsspannung beträgt:  
bei Kaltstart:  $\leq 25$  s  
bei Warmstart:  $\leq 5$  s

### ■ Momente

Da es sich bei den Tauchmotorpumpen um Komplettaggregate handelt, ist die Angabe von Trägheits-, Start- und Kippmoment für den Motor nicht erforderlich. Für die optimale Einstellung von Softstartern stehen auf Anfrage die entsprechenden Kurven zur Verfügung.

### ■ Betriebsschaltung

Bei KRT-Motoren werden unabhängig von der gewählten Schaltungsart die sechs Enden der Ständerwicklungsstränge über entsprechende Leitungen nach außen geführt. Diese können dann je nach Spannung in Dreieck (z. B. 400 V / 50 Hz bzw. 460 V / 60 Hz) oder Stern (z. B. 690 V / 50 Hz) geschaltet werden. Anschlussschemen der Motoren: siehe Projektunterlagen bzw. auf Anfrage.

### ■ Schalthäufigkeit

Um eine übermäßige thermische Belastung des Rotors, mechanische Belastungen der Lager und elektrische Belastungen der Isolation zu vermeiden, darf eine bestimmte Zahl von Einschaltvorgängen pro Stunde nicht überschritten werden (Tabelle 9).

Zu beachten ist hierbei der Zusammenhang zwischen Fördermengen und Volumen des Pumpensumpfes.

Motorleistung	Maximale Zahl von Schaltungen
bis 7,5 kW	30 / h
über 7,5 kW	10 / h

Tabelle 9: Maximale Zahl von Schaltungen bei best. Motorleistungen

### ■ Drehrichtung

Die richtige Drehrichtung liegt vor, wenn bei Sicht auf das freie Wellenende am Laufrad die Welle im umgekehrten Uhrzeigersinn dreht. Eine Drehrichtungskontrolle ist vor dem Einbau der Pumpe dringend zu empfehlen (siehe Betriebsanleitung).

### ■ Individuelle Motordaten

Die individuellen Motordaten wie lastabhängige Wirkungsgrade, Leistungsfaktor, Bemessungsstrom usw. werden in Form von Motordatenblättern inklusive Belastungskurven auf Anfrage zur Verfügung gestellt bzw. finden sich in den Projektunterlagen.

### ■ Typenschild

Abb. 47 zeigt das Typenschild für das komplette Tauchpumpenaggregat.

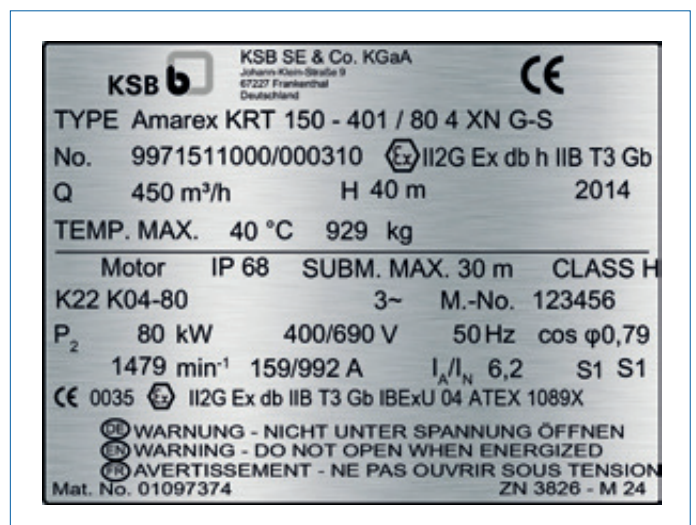


Abb. 47: Motortypenschild

## KRT-Motoren am Frequenzumrichter

Beim Betrieb des KRT-Motors am Frequenzumrichter sind die Hinweise für den Betrieb von Tauchmotorpumpen am Frequenzumrichter der KSB SE & Co. KGaA oder die entsprechenden Abhandlungen von EUROPUMP zu beachten.

KRT-Motoren sind für Frequenzumrichterbetrieb geeignet. Es kann jeder handelsübliche IGBT-Frequenzumrichter mit Spannungszwischenkreis eingesetzt werden. Auch bei explosionsgeschützten Pumpen gibt es keine Einschränkung hinsichtlich Fabrikat. Die Motorisolation ist für Pulsspannungen bis 1600 V geeignet. Bei Bemessungsspannungen über 500 V treten häufig höhere Pulsspannungen auf. Es sind dann am Frequenzumrichter dU/dt-Filter vorzusehen oder Motoren mit Sonderisolation (lieferbar auf Anfrage) einzusetzen.

Um Risiken bei der freien Kombinierbarkeit von Frequenzumrichtern und Motoren zu minimieren, empfiehlt KSB eine zusätzliche Leistungsreserve von 5 %. Diese kann in jedem Fall erhöhte Verluste durch Oberwellen in der Ausgangsspannung der Frequenzumrichter kompensieren.

### Bemessung der Frequenzumrichter

Für die Auswahl des Frequenzumrichters sind die Herstellerangaben und die elektrischen Daten des Motors zu berücksichtigen. Der Motorbemessungsstrom ist hierbei wichtiger als die Bemessungsleistung, besonders bei hochpoligen Motoren mit niedrigem  $\cos \varphi$ .

### Explosionengeschützte Antriebe

Für explosionengeschützte KRT-Motoren sind beim Betrieb am Frequenzumrichter folgende Bedingungen einzuhalten:

- Stationäre Betriebspunkte müssen im Bereich von 50 bis 100 % der Bemessungsfrequenz liegen. Überfrequenter Betrieb ist in den vorhandenen Baumusterprüfbescheinigungen ausgeschlossen.
- Die Strombegrenzung des Frequenzumrichters darf auf maximal  $3 \times I_N$  eingestellt sein.
- Das Thermistorauslösegerät muss das Prüfzeichen: PTB 3.53 – PTC/A tragen.

## Konstruktiver Aufbau des Motors

Beim Motor des Tauchpumpenaggregates KRT handelt es sich um einen Drehstrom-Asynchronmotor mit Kurzschlussläufer in druckwasserdichter Ausführung, der speziell zum Antrieb von Tauchmotorpumpen konstruiert und ausgelegt wurde. Pumpe und Motor besitzen eine gemeinsame Pumpen-Motor-Welle und bilden somit eine untrennbare Einheit.

### Stator

Der Ständer des KRT-Motors besteht aus einem Stator-Blechpaket, in das eine Drehstromwicklung aus Kupferdraht eingelegt ist. Hochwertige Lackdrähte und Isolierstoffe (in Nut und Wickelkopf), verbunden mit einer Polyesterharz-Imprägnierung, gewährleisten eine hohe mechanische und elektrische Festigkeit.

### Isolierstoffe und Wärmeklasse

Für das Isolationssystem des Motors werden nur markterprobte Komponenten namhafter Hersteller verwendet. Alle Isolationswerkstoffe entsprechen der Wärmeklasse H. Das mechanische Bandagieren der Wickelköpfe ist in unterschiedlicher Technologie realisiert.

Die Motorwicklungen erreichen bei Bemessungsbetrieb maximal Temperaturen der Wärmeklasse F.

### Rotor

Beim Rotor handelt es sich um einen Kurzschlussläufer, bei dem der im Rotor-Blechpaket befindliche Läuferkäfig je nach Motorgröße entweder aus Aluminium-Druckguss oder aus gelöteten Kupferstäben und -ringen besteht.

### Lagerung

Als A- und B-seitige Lager werden bis zur Baugröße 280 lebensdauergeschmierte Wälzlager und ab Baugröße 315 Wälzlager mit Nachschmiereinrichtung verwendet. Zum Einsatz kommen Hochtemperaturfette auf Lithiumseifen-Basis; deren Qualitäten sind in der Betriebsanleitung definiert.

## Kühlung

Das primäre Kühlmittel in den Motoren ist Luft. Sie wird im Inneren durch die an beiden Kurzschlussringen des Läufers angebrachten Lüfterflügel in einem geschlossenen System bewegt und gibt die Motorverlustwärme über das Gehäuse an das Wasser als sekundäres Kühlmittel ab.

Die Code-Bezeichnung gemäß EN 60034-6 lautet: IC 4 A 1 W 8.

## Überwachungseinrichtungen

### Überstromschutz

Der Motor ist gegen Überlastung durch ein thermisch verzögertes Überstromrelais nach DIN VDE 0660/ IEC 947 zu schützen (Abb. 48). Das Relais ist auf den Motor-Bemessungsstrom einzustellen, der auf dem Typenschild (siehe Abb. 47), in den Projektunterlagen bzw. auf Anfrage angegeben wird.

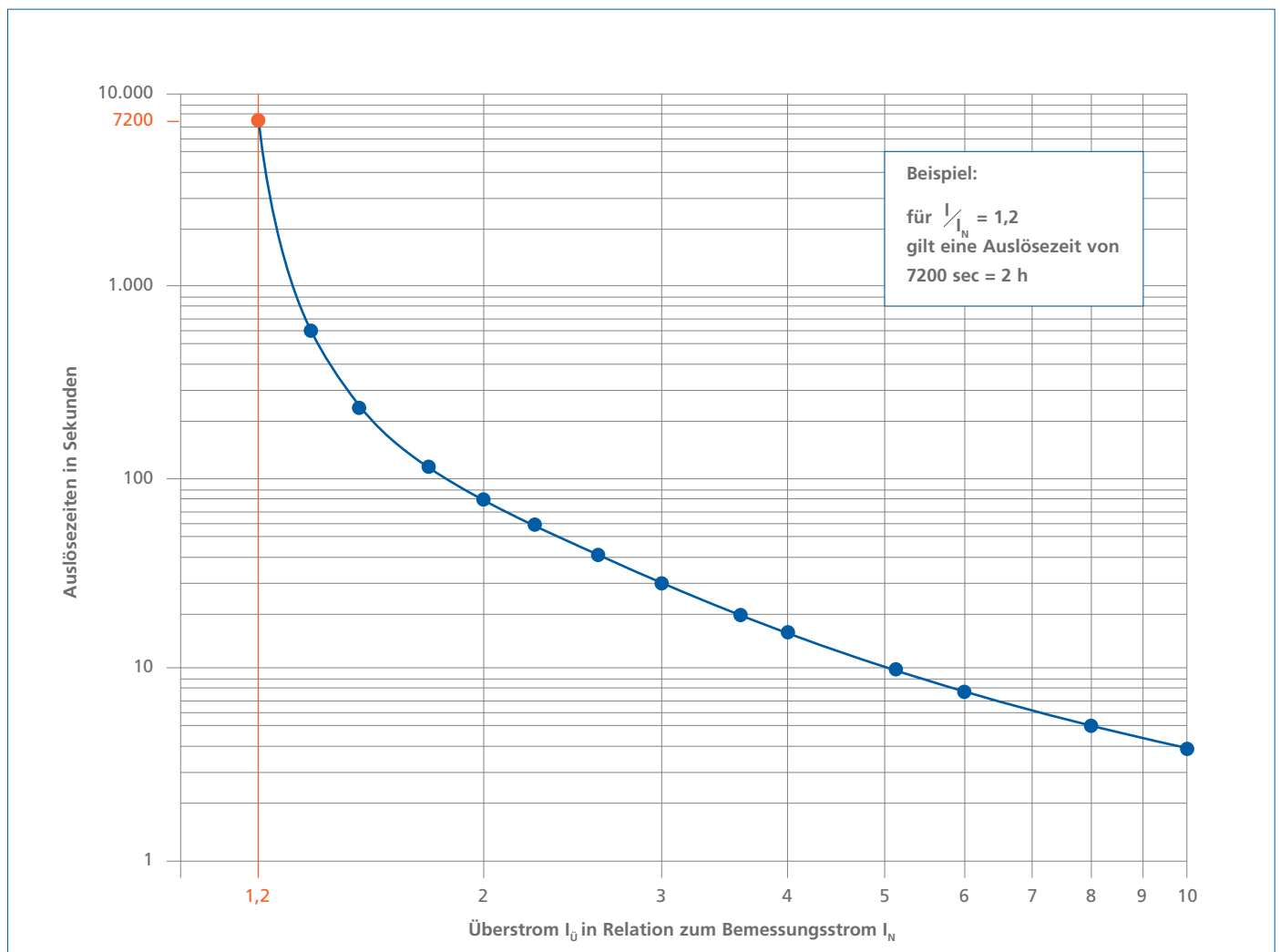


Abb. 48: Auslösekennlinie für thermisch verzögerte Überstromauslöser der Klasse 10 nach EN 60947-6-2; VDE 0660-115: 2007-12 Niederspannungsschaltgeräte



### Stillstandsheizung

Für die Motoren der KRT-Tauchmotorpumpen sind keine Stillstandsheizungen erforderlich (s. a. Abschnitt „Motor-Feuchtschutz-Überwachung“). Durch die druckwasserdichte Ausführung kann es im Motor keine Kondensatbildung geben. Eine eventuelle Restluftfeuchte aus der Montage wird mit Silicagel-Trockenpacks gebunden.

### Sensorik im Motorpumpenaggregat

#### Wicklungstemperatur-Überwachung ohne Ex-Schutz (Aufstellungsart S und P / nass)

Die Wicklung des KRT-Motors wird durch einen Temperaturüberwachungskreis geschützt. Als Temperaturwächter dienen dabei je nach Motorgröße zwei in Reihe geschaltete Bimetall-Schalter bzw. drei in Reihe geschaltete Kaltleiter (PTC); sie liefern beim Erreichen der zulässigen Wicklungstemperatur ein Abschaltsignal und nach dem Abkühlen ein Einschaltsignal. Die Ansteuerung der Leistungsschalter muss der Anlagenplaner vorgeben.

#### Wicklungstemperatur-Überwachung mit Ex-Schutz (Aufstellungsart S und P / nass)

Der explosionsgeschützte KRT-Motor muss durch zwei unabhängige Temperatursensoren in der Wicklung überwacht werden.

- Als Temperaturwächter dienen zwei in Reihe geschaltete Bimetall-Schalter; sie liefern beim Erreichen der zulässigen Wicklungstemperatur ein Abschaltsignal und nach dem Abkühlen ein Einschaltsignal. Die Bimetall-Schalter schützen die Motoren vor Überlastung und Trockenlauf.
- Zusätzlich sind als Temperaturbegrenzer weitere drei in Reihe geschaltete PTC-Kaltleiter mit 20 Kelvin höherer Schalttemperatur eingebaut; diese lösen eine Schalthandlung aus, welche die Pumpe beim eventuellen Versagen der Temperaturwächter abschaltet, bevor die für den Ex-Schutz zulässigen Grenztemperaturen an der Oberfläche des Motorgehäuses überschritten werden.

Der Anschluss der Temperaturbegrenzer und deren ordnungsgemäße Funktion ist für explosionsgeschützte KRT-Pumpen zwingend vorgeschrieben. Eine automatische Wiedereinschaltung ist hier nicht zulässig. Dies erfordert im Steuerkreis des Motorschützes ein handelsübliches Thermistorauslösegerät mit Wiedereinschaltsperrung.

### Die Wicklungstemperatur-Überwachung für trocken betreibbare Tauchmotorpumpen (Aufstellungsart K und D) erfolgt ausschließlich mit PTC.

#### Motor-Feuchtschutz-Überwachung

Zur Überwachung des Motorraumes auf Dichtheit dient eine eingebaute konduktive Sonde als Feuchtigkeitsfühler. Über diese fließt bei Feuchtigkeitseintritt ein Fehlerstrom zum Gehäusepotential (Schutzleiter). Zur Auswertung des Sensors können handelsübliche Elektrodenrelais verwendet werden, die beim Unterschreiten eines Elektrodenwiderstandes von 6 kΩ Alarm auslösen. Bei kleinen Pumpen kann die Überwachung alternativ mit einem handelsüblichen 30-mA-FI-Schutzschalter erfolgen.

#### Temperaturüberwachung der Lager

Die Temperaturüberwachung von Motorlagern ist in Abhängigkeit der Motorgröße möglich:

- Motorleistung > 30 kW: pumpenseitiges Festlager optional,
- Motorleistung > 60 kW: pumpenseitiges Festlager Standard, motorseitiges Loslager optional.

Die Lager sind durch je einen Temperaturüberwachungskreis geschützt (Tabelle 10). Als Temperaturwächter dienen dabei im Lagergehäuse eingebaute Temperaturfühler PT 100, die ihren Widerstand proportional mit der Temperatur ändern.

Temperatur	Widerstand R	Warnung
20 °C	107,7 Ω	Test / kalter Motor
110 °C	142,1 Ω	Warnung
130 °C	149,8 Ω	Stopp
Sonderschmiermittel		
130 °C	149,8 Ω	Warnung
150 °C	157,0 Ω	Stopp

Tabelle 10: Temperaturüberwachung der Lager

Berechnungsformel des Widerstandes in Relation zur Temperatur:

$$R = 100 \, \Omega \cdot \left( 1 + 0,00383 \cdot \frac{T}{^\circ\text{C}} \right) \quad \text{Formel (14)}$$

Legende:

T = Temperatur in °C  
R = Widerstand in Ω

### Gleitringdichtungsüberwachung

Die Gleitringdichtungsüberwachung ist Standard bei Motorleistungen > 60 kW. Zur Überwachung der Gleitringdichtung dient ein eingebauter Schwimmerschalter (Öffner), dessen Kontakt bei einem Wassereintritt in die Leckagekammer infolge defekter Gleitringdichtungen öffnet. Dadurch kann ein Alarmsignal oder das Ausschalten des Motors bewirkt werden.

Der Öffnerkontakt kann mit maximal 250 V Wechselspannung / 1,5 A belastet werden.

### Überwachung der Schwinggeschwindigkeit

Motoren mit einer Leistung über 60 kW können optional am oberen Lager mit einem Sensor zur Überwachung der effektiven Schwinggeschwindigkeit ausgerüstet werden. Der Sensor liefert ein analoges 4- bis 20-mA-Messsignal. Zur Versorgung des Sensors ist eine Gleichspannung von 15 bis 32 V notwendig. Pumpen mit dieser Option erhalten grundsätzlich eine geschirmte Steuerleitung.

Für KSB-Tauchmotorpumpen mit Mehrkanalrad (K-Rad) gelten die Grenzwerte gemäß Tabelle 11.

Bei Tauchmotorpumpen mit Einkanalrad (E-Rad) können durch eine betriebspunktabhängige hydraulische Unwucht höhere Schwinggeschwindigkeiten bis 17 mm/s auftreten.

$V_{rms}$ [mm/s]	$V_{rms}$ [Zoll/s]	$V_{peak}$ [Zoll/s]	Messsignal [mA]	Zustand
9	0,35	0,50	11,2	unkritisch
11	0,43	0,61	12,8	Warnung
14	0,55	0,78	15,2	Nothalt

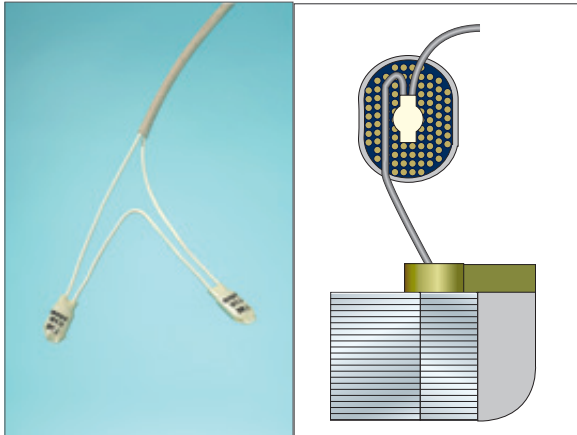
(s. a. EUROPUMP-Leitfaden / Schwingungen bei Kreiselpumpen Tabelle A.1 / elastische Aufstellung, vertikal)

Tabelle 11: Grenzwerte der Schwinggeschwindigkeit für Tauchmotorpumpen mit Mehrkanalrad

## Anschluss und Beschreibung der Überwachungseinrichtungen

### Thermische Motorüberwachung

#### Kurzbeschreibung der Sensorik



20

21

21

22

10

11

#### Bi-Metall-Schalter

- Temperaturempfindlicher Miniaturkontakt
- Eingeklebt in die Motorwicklung
- Potentialfreier Öffner; 250 V ~; 2 A

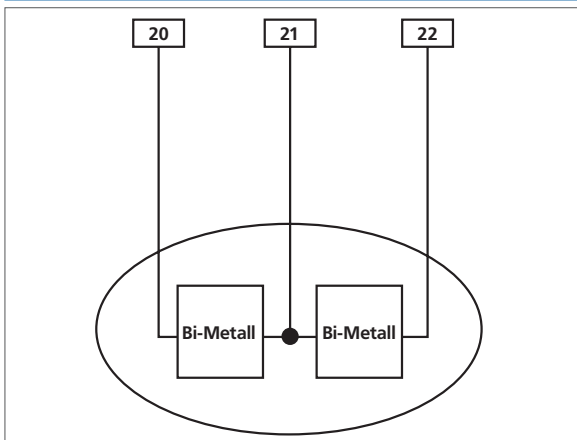
Geschlossen Temperatur OK  
Offen Temperatur zu hoch

#### PTC-Thermistor

- Temperaturabhängiger Halbleiterwiderstand mit positivem Temperaturkoeffizienten
- eingeklebt in die Motorwicklung
- max. Spannung 30 V

$R < 1250 \Omega$  Temperatur OK  
 $R > 4000 \Omega$  Temperatur zu hoch

#### Anschluss bei Motorleistung bis 4 kW (nur bei Tauchmotorpumpen vom Typ Amarex N)



20

21

21

22

20

21

21

22

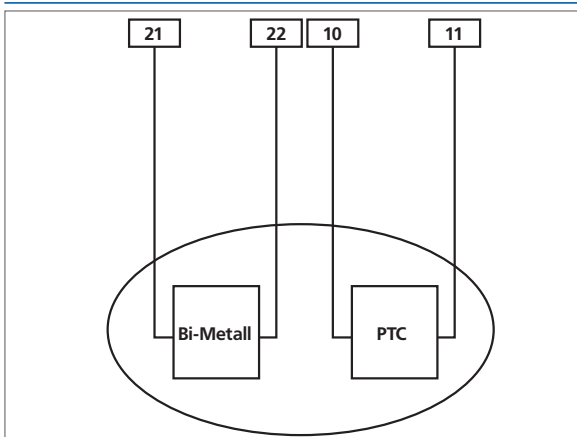
#### Motorversion U / W ohne ATEX

- Anschluss direkt an den Steuerstromkreis wird nicht benötigt, auf Leerklemme anschließen

#### Motorversion Y mit ATEX

- Anschluss direkt an den Steuerstromkreis
- Anschluss über Thermistor-Auslösegerät mit Wiedereinschaltsperr

#### Sensorik bei Motorleistung > 4 kW (Aufstellvarianten S und P)



20

21

10

11

20

21

10

11

#### Motorversion U / W / UN / WN ohne ATEX

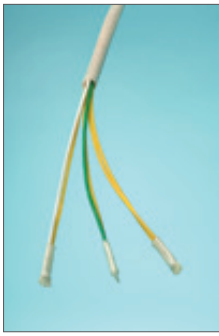
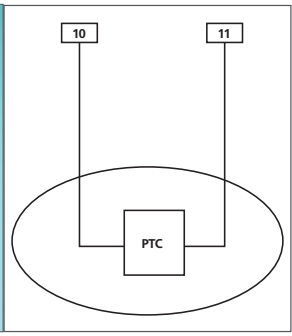
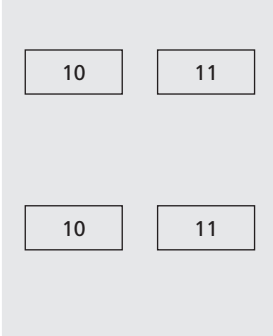
- Anschluss direkt an den Steuerstromkreis wird nicht benötigt, auf Leerklemme anschließen

#### Motorversion X / Y / XN mit ATEX

- Anschluss direkt an den Steuerstromkreis
- Anschluss über Thermistor-Auslösegerät mit Wiedereinschaltsperr


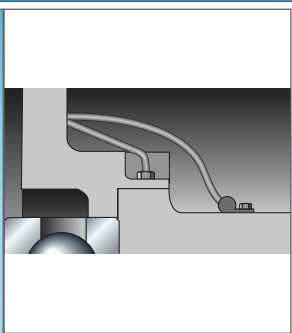
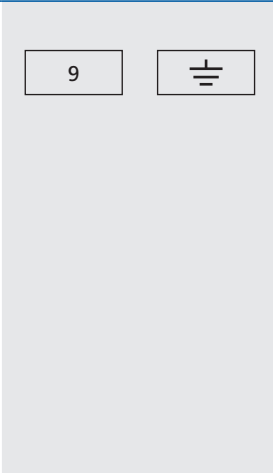
## Thermische Motorüberwachung

Anschluss-Motorleistungen > 30 kW (Aufstellvarianten K und D)

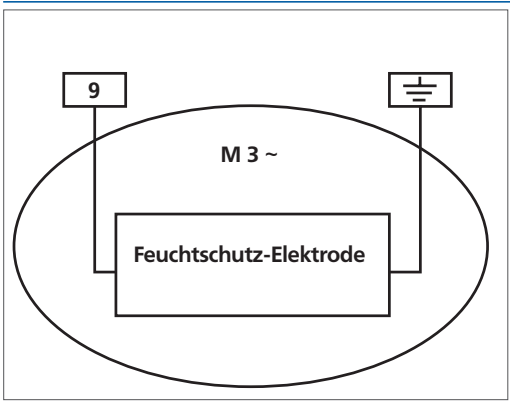
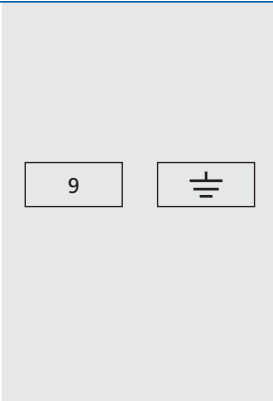
			<p><b>Motorversion UN ohne ATEX</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>■ Anschluss über Thermistor-Auslösegerät mit Wiedereinschaltsperr</li> </ul> <p><b>Motorversion XN mit ATEX</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>■ Anschluss über Thermistor-Auslösegerät mit Wiedereinschaltsperr</li> </ul>
--	---	---	--

## Überwachung durch Leckagesensor (im Motorraum)

Kurzbeschreibung der Sensorik

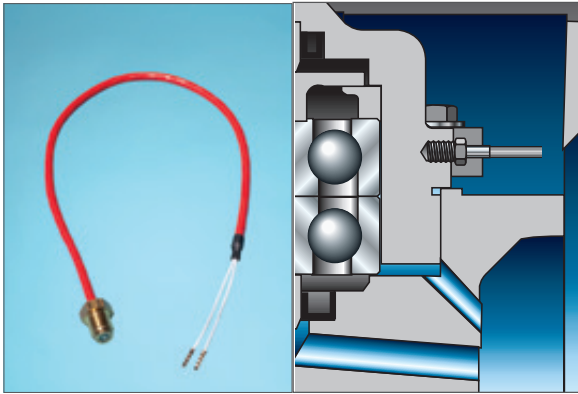
			<p><b>Leckagesensor</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>■ Konduktive Sonde</li> <li>■ angeschraubt am unteren Lagerträger, bei Motoren &gt; 65 kW zusätzlich am oberen Lagerträger</li> <li>■ Sensorspannung muss Wechselspannung sein, um Bildung von Isolierschichten zu verhindern</li> <li>■ max. Spannung 30 V</li> <li>■ Auslösung soll bei einem Ableitwiderstand von ca. 6 kΩ erfolgen</li> </ul>
---	--	--	--

Anschluss für alle Motortypen

		<p><b>Motorversion U / X / Y / W / UN / XN / WN mit / ohne ATEX</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>■ Anschluss an ein Elektrodenrelais mit folgenden Parametern:</li> </ul> <p>Fühlerkreis: 10–30 V ~          Auslösestrom: 0,5 mA</p>
--	---	---

## Thermische Lagerüberwachung

### Kurzbeschreibung der Sensorik



#### Pt100-Kugellager

- Pt100-Widerstandsthermometer
- M8-Gewinde im Lagergehäuse
- analoges, kontinuierliches Temperatursignal
- max. Spannung 6 V

15

16

unteres Lager

16

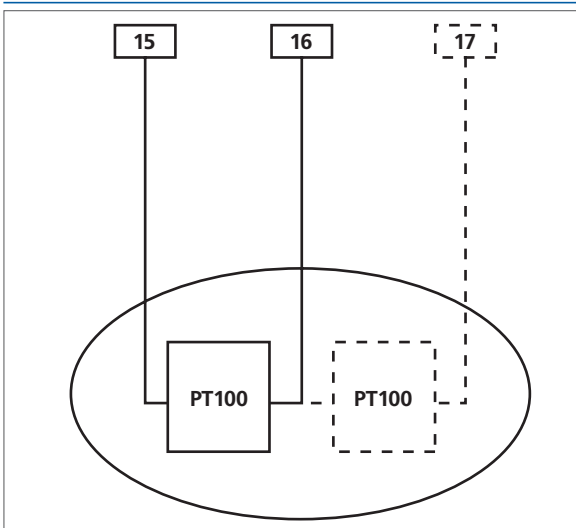
17

oberes Lager (Motoren &gt; 65 kW – optional)

Vorwarntemperatur: 130°C

Abschalttemperatur: 150°C

### Anschluss bei Motorleistung > 30 kW



15

16

#### Motorversion U / X / Y / W mit/ ohne ATEX

- Anschluss an Pt100-Schaltrelais mit folgenden Parametern

Vorwarntemperatur: 110°C

Abschalttemperatur: 130°C

16

17

15

16

#### Motorversion UN / XN / WN mit / ohne ATEX

- Anschluss an Pt100-Schaltrelais mit folgenden Parametern

Vorwarntemperatur: 130°C

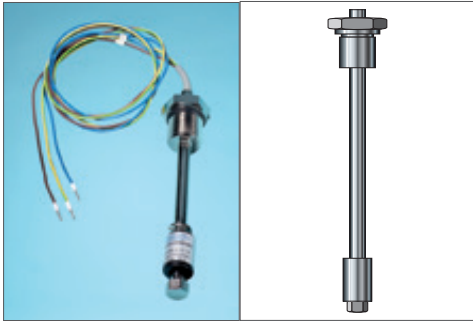
Abschalttemperatur: 150°C

16

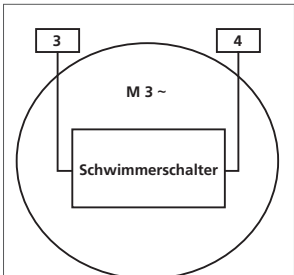
17

## Gleitringdichtungsüberwachung durch Schwimmerschaltung

### Kurzbeschreibung der Sensorik

	<div style="display: flex; gap: 20px;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px 10px;">3</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px 10px;">4</div> </div>	<p><b>Schwimmerschalter</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>■ Potentialfreier Öffner; 250 V ~; 2 A</li> </ul> <p>Geschlossen: Leckagekammer leer</p> <p>Offen: Leckage, Gleitringdichtung überprüfen</p>
--	--	---

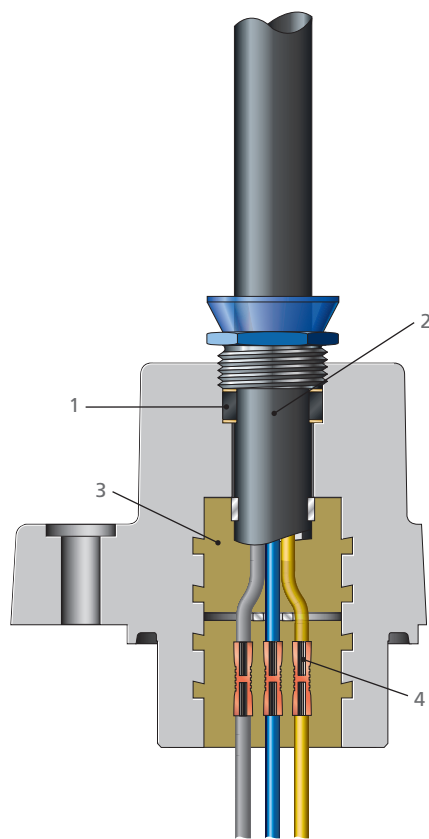
### Anschluss für alle Motortypen

	<div style="display: flex; gap: 20px;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px 10px;">3</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px 10px;">4</div> </div>	<p><b>Motorversion U / X / Y / W / UN / XN / WN mit / ohne ATEX</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>■ Anschluss für Alarm bzw. Abschaltung</li> </ul>
---	--	--

Messgröße	Tauchmotorpumpe	Sensor	Empfohlenes Auslösegerät	Material-Nr.
Wicklungstemperatur	Amarex KRT < 4 kW ohne ATEX Motor U oder W bis Pumpengröße 80–210	Bimetallschalter	NC-Schaltkontakt, kein Gerät notwendig	–
	Amarex KRT < 4 kW mit ATEX Motor X oder Y oder Z bis Pumpengröße 80–210	Bimetallschalter und Bimetallschalter	NC-Schaltkontakt, kein Gerät notwendig Kunde muss Wiedereinschaltsperr realisieren	– –
	Amarex KRT > 4 kW ohne ATEX Motor U oder W ab Pumpengröße 40–250 Aufstellart P oder S ohne Kühlmantel	Bimetallschalter	NC-Schaltkontakt, kein Gerät notwendig	–
	Amarex KRT > 4 kW mit ATEX Motor X oder Y oder Z ab Pumpengröße 40–250 Aufstellart P oder S ohne Kühlmantel	Bimetallschalter und PTC	NC-Schaltkontakt, kein Gerät notwendig Thermistorauslösegerät (mit manuellem Reset / Wiedereinschaltsperr) DOLD MK 9163N.12/110 AC 230V	– 01 086 253
	Amarex KRT alle Motorvarianten, alle Pumpengrößen Aufstellart D oder K (Kühlmantel oder Konvektionskühlung mit Luft)	PTC	Thermistorauslösegerät (mit manuellem Reset / Wiedereinschaltsperr) DOLD MK 9163N.12/110 AC 230V	01 086 253
Lagertemperatur	KRT > 60 kW (alle Motorvarianten / Achshöhen K22, K28, K31, K35; K40)	Pt100	DOLD BA9094.28/100 AC 230V	01 118 924
Leckage Motor		Leckagesensor	bei Netzbetrieb: Elettrosonda QNS AC 230V bei FU-Betrieb: DOLD MK9151.11/KSB AC 230V (integrierter Filter zur Verbesserung des EMV-Verhaltens)	11 303 923 01 085 179
Leckage Gleitringdichtung	KRT > 60 kW (alle Motorvarianten / Achshöhen K22, K28, K31, K35; K40)	Integrierter Schwimmerschalter	NC-Schaltkontakt, kein Gerät notwendig	–

Tabelle 12: Sensorik Amarex KRT 50 Hz





- 1 Lange Gummistopfbuchse
- 2 Äußere Kabelisolation
- 3 Epoxidharzverguss der einzelnen Adern
- 4 Einzelne Adern durch Presshülsen verbunden

Abb. 49: Leitungsdurchführung einer KRT

## Kraft- und Steuerleitung mit Leitungsdurchführung

Tauchmotorpumpen Amarex KRT werden mit angebauten flexiblen Leitungen für den Einsatz im Schmutzwasser ausgeliefert. Der Anschluss der Leitungen erfolgt über spezielle Leitungsdurchführungen, die im Motor wie folgt angeschlossen sind:

- bei Motorleistung < 60 kW mit Steckkontakten oder Crimpverbindung,
- bei Motorleistung > 60 kW mit Klemmbrett und Kabelschuhen.

### Leitungsdurchführung

Die Leitungsdurchführungen sind bis 30 m absolut druckwasserdicht und mehrfach sicher (Abb. 49):

- aufgrund der langen Gummistopfbuchse,
- der Leitungsmantel ist zusätzlich in Gießharz eingegossen,
- die einzelnen Leitungsadern sind abisoliert, durch Presshülsen verbunden und in Gießharz eingebettet.

Die Kraft- und Steuerleitungen sind abwassertauglich und mechanisch besonders stabil ausgeführt. Abhängig von den Einsatzbedingungen stehen folgende Leitungstypen zur Auswahl:

- S1BN8-F / Standard,
- S07RC4N8-F / optional geschirmte Ausführung,
- Tefzel mit einem Leitungsmantel aus ETFE / optional für chemisch aggressive Medien.

Leitungszahl und Leitungsquerschnitte:

siehe Projektunterlagen, das Motordatenblatt bzw. auf Anfrage.

### Vorteil:

Lange Lebensdauer des Motors durch absolute Wasserdichtheit (siehe Kapitel „Wellenabdichtung“, Seite 29)

Für den dauerhaft sicheren Betrieb von Tauchmotorpumpen und eine lange Lebensdauer werden nur hochwertige flexible Anschlussleitungen für den Unterwassereinsatz verwendet.

KSB hat dafür zusammen mit einem namhaften Leitungshersteller abwassertaugliche elektrische Anschlussleitungen optimiert.

## Elektrische Anschlussleitungen

### Gummischlauchleitung

#### Kurzbeschreibung

OZOFLEX-(PLUS)-Gummischlauchleitungen S1BN8-F wurden für KSB-Standardpumpen sowie für explosionsgeschützte Pumpen entwickelt. Sie sind bestimmt für den beweglichen Anschluss von KSB-Tauchmotorpumpen bis zu einem Leitungsquerschnitt von 50 mm<sup>2</sup>.

Wegen der unterschiedlichen und auch häufig wechselnden Zusammensetzung des Schmutzwassers dürfen die Leitungen nur in leicht zugänglichen und kontrollierbaren Bereichen eingesetzt werden.

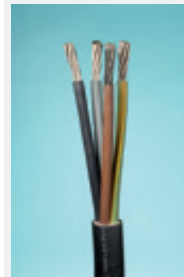
Bei aggressivem Wasser oder Wasser mit besonderer Zusammensetzung ist die Beständigkeit der Leitung im Einzelfall zu überprüfen.

Sie sind verwendbar in Innenräumen, im Freien, in explosionsgefährdeten Bereichen, in feuergefährdeten Betriebsstätten, in der Industrie, in gewerblichen und landwirtschaftlichen Betrieben.

Darüber hinaus gelten die allgemeinen Festlegungen der DIN VDE 0298-300.

Aufbau in Anlehnung an DIN VDE 0828-16, VDE-REG.-NR. 7586.

#### Technische Daten



Feindrähtige Kupferleiter  
Klasse 5 nach DIN VDE 0295

EPR-Isolierung

Gummi-Innenmantel

Spezial-Gummi-Außenmantel  
aus synthetischem Kautschuk  
Farbe: Schwarz

90°C

Dauernd zulässige Leitertemperatur

200°C

Zulässige Leitertemperatur bei Kurzschluss  
(bis 5 s)



Brennverhalten nach DIN EN 50265-2-1



UV-, wetter- und ozonbeständig



Ölbeständig nach  
DIN VDE 0473-811-2-1, Teil 10



Flexibel



Temperatur bei Verlegung und Transport:  
-25 bis +80°C



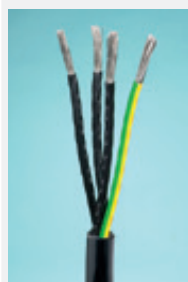
0,6 / 1 kV: mit grün-gelber Ader



Einsatz in Wasser / kein Trinkwasser

## Tefzel-Leitung (TEHSITE)

### Technische Daten



Feindrähtige Kupferleiter  
Klasse 5 nach DIN VDE 0295

TE400-Isolierung

Silikon-Innenmantel

TE-400-Außenmantel  
Farbe: Schwarz

**135°C**

Dauernd zulässige Leitertemperatur

**270°C**

Zulässige Leitertemperatur bei Kurzschluss  
(bis 5 s)



Brennverhalten nach DIN EN 50265-2-1



UV-, wetter- und ozonbeständig



Ölbeständig / allgemeine chemische  
Beständigkeit



Flexibel



Temp. bei Verlegung und Transport:  
-25 bis +80°C



450 / 750 V: mit grün-gelber Ader



Einsatz in Wasser / kein Trinkwasser

### Kurzbeschreibung

TEHESITE-Schlauchleitungen (Tefzel) sind hitzebeständige und chemisch beständige Leitungen. Sie sind bestimmt für den beweglichen Anschluss von KSB-Tauchmotorpumpen, wenn die Fördermittel- und / oder Umgebungstemperatur 60°C übersteigt bzw. wenn eine hohe chemische Beständigkeit gefordert ist.

Der Verwendungsbereich ist in einem VDE-Gutachten vom 30.11.1983 mit einem Nachtrag vom 14.10.1987 festgelegt.

Bedingt durch den Aufbau und die verwendeten Materialien hat die TEHESITE-Leitung eine geringere Flexibilität als Gummischlauchleitungen.

Darüber hinaus gelten die allgemeinen Festlegungen der DIN VDE 0298-300.

Aufbau in Anlehnung an DIN VDE 0828-16.

## Geschirmte Gummischlauchleitung

### Kurzbeschreibung

OZOFLEX-(FC+)-Gummischlauchleitungen S07RC4N8-F wurden für den beweglichen Anschluss von Tauchmotorpumpen an Frequenzumrichter entwickelt. Sie erfüllen die Anforderungen der EMV-Richtlinie und sind bis zu einem Leitungsquerschnitt von 50 mm<sup>2</sup> verfügbar.

Wegen der unterschiedlichen und auch häufig wechselnden Zusammensetzung des Schmutzwassers dürfen die Leitungen nur in leicht zugänglichen und kontrollierbaren Bereichen eingesetzt werden.

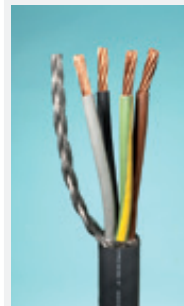
Bei aggressivem Wasser oder Wasser mit besonderer Zusammensetzung ist die Beständigkeit der Leitung im Einzelfall zu überprüfen.

Sie sind verwendbar in Innenräumen, im Freien, in explosionsgefährdeten Bereichen, in feuergefährdeten Betriebsstätten, in der Industrie, in gewerblichen und landwirtschaftlichen Betrieben.

Darüber hinaus gelten die allgemeinen Festlegungen in DIN VDE 0298-300.

Aufbau in Anlehnung nach DIN VDE 0282 Teil 16.

### Technische Daten



Feindrähtige Kupferleiter  
Klasse 5 nach DIN VDE 0295

EPR-Isolierung

Gummi-Innenmantel

Schirmgeflecht aus verzinnnten Kupferdrähten  
Spezial-Gummi-Außenmantel  
aus synthetischem Kautschuk  
Farbe: Schwarz

90°C

Zulässige Leitertemperatur

250°C

Zulässige Leitertemperatur bei Kurzschluss  
(bis 5 s)



Brennverhalten nach DIN EN 60332-1-2



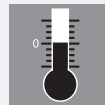
UV-, wetter- und ozonbeständig



Ölbeständig nach DIN EN 60811-2-1



Flexibel



Temp. bei Verlegung und Transport:  
-25 bis +80 °C



450 / 750 V: mit grün-gelber Ader



Einsatz im Wasser / kein Trinkwasser  
DIN VDE 0282-16 HD 22.16

## Qualitätssicherung und Prüfprotokolle

### Standard-Stückprüfung

Die Standard-Stückprüfungen der KRT-Motoren werden nach Norm IEC 60034-1 durchgeführt.

Dazu gehören:

- Wicklungswiderstandsprüfung,
- Isolationsmessung,
- Hochspannungsprüfung der Wicklung,
- Schutzleiterprüfung,
- Prüfung der Überwachungseinrichtungen,
- Leerlaufstrom,
- Drehrichtungskontrolle.

### Einmalige Typprüfung

Je Motortyp wird einmalig eine Typprüfung gemäß IEC 60034 vorgenommen. Diese umfasst auch die Ermittlung des Wirkungsgrades und des Anfahrstroms sowie eine Erwärmungsprüfung des Motors.

Optional können zur Pumpe sogenannte 2.2-Zeugnisse von einem baugleichen Motor geliefert werden.



# Rohrleitungen und Armaturen

Voraussetzung für den störungsfreien Betrieb, die fachgerechte Montage und Wartung sowie hohe Verfügbarkeit von technischem Equipment ist eine detaillierte Planung. Dies trifft auch für die Rohrleitungen und Armaturen innerhalb und außerhalb einer Pumpstation bzw. Pumpenanlage zu. Die Druckleitungen transportieren das Fördermedium von der Pumpe zum Förderziel. Pumpe und Druckleitung sind dabei als technisch-hydraulische Einheit anzusehen. Die graphische Darstellung erfolgt als Pumpenkennlinie und Anlagenkennlinie, auch als Rohrleitungskennlinie bezeichnet.

Nachfolgend bezeichnen wir die Rohrleitungen in der Pumpenanlage als innere Rohrleitungen. Die Druckrohrleitungen außerhalb der Pumpenanlage bis zur Auslaufstelle sind analog die äußeren Druckrohrleitungen.

Die inneren Rohrleitungen einer Pumpstation bestehen grundsätzlich aus den Saug- und den Druckleitungen. Da es sich bei den KRT-Pumpen um Abwassertauchmotorpumpen handelt, die in der Regel in stationärer Nassaufstellung eingesetzt werden, entfallen hier die Saugleitungen.

Die äußeren Druckrohrleitungen werden in der Praxis auch als Abwasserdruckleitungen (ADL) oder Transportleitungen bezeichnet. Sie werden meist frostfrei im Erdreich verlegt. Bei der Planung ist darauf zu achten, dass im Verlauf der ADL extreme Hoch- und Tiefpunkte, wenn möglich, zu vermeiden sind. Kann das aufgrund von Zwangspunkten nicht gewährleistet werden, sind zusätzliche technische Maßnahmen vorzusehen, beispielsweise Spülanschlüsse und Entleerungen an Tiefpunkten sowie Be- und Entlüftungsventile an Hochpunkten.

Um das sichere Fördern von kommunalem Abwasser zu gewährleisten, wird ein freier Durchgang von 100 mm für das Pumpenlaufrad wie auch für die Armaturen und die Druckleitung empfohlen. Eine lichte Weite der Rohrleitungen und Armaturen von 80 mm sollte nicht unterschritten werden (siehe ATV 134).

## Planung der Rohrleitungsanlage

### Dimensionierung der Rohrleitungen

Die Ausgangsparameter für die Rohrleitungs-Dimensionierung sind:

- Durchflussmenge,
- Betriebsdruck.

Die Rohrleitungs-Dimensionierung bzw. Berechnung der lichten Weite (Nennweite) ist abhängig von der

- Strömungsgeschwindigkeit.

Aus Festlegung der Nennweite ergibt sich für den zu planenden Durchfluss der

- Druckverlust bzw. Rohrreibungsverlust.

Aus geodätischer Höhe + Verlusthöhe = manometrische Förderhöhe wird dann der

- Betriebsdruck bestimmt.

Aus einer Druckstoßberechnung ergeben sich erforderlichenfalls zusätzliche Ansätze für Betriebsdruck, Nenndruck und rohrstatische Bemessungen der Rohrleitungen.

Nachfolgend soll auf die Auslegungsparameter näher eingegangen werden.

### Festlegung von Strömungsgeschwindigkeit und Auslegung der Nennweite

- Ausgehend von der benötigten bzw. geplanten Durchflussmenge ist die Nennweite der Rohrleitung direkt abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit. In Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit ergeben sich dann die Rohrreibungsverluste.

Unter wirtschaftlichen Aspekten (Investitions- und Betriebskosten) sind die Strömungsgeschwindigkeiten und damit die Nennweiten der Rohrleitungen festzulegen, wobei die nachfolgenden Aspekte zu beachten sind.

Das Unterschreiten von Mindest-Strömungsgeschwindigkeiten kann Betriebsstörungen (Verstopfungen etc.) zur Folge haben. Das Überschreiten von Strömungsgeschwindigkeiten kann ebenfalls zu Betriebsstörungen führen und erzeugt hohe Rohrreibungsverluste mit unnötigem Energiebedarf.

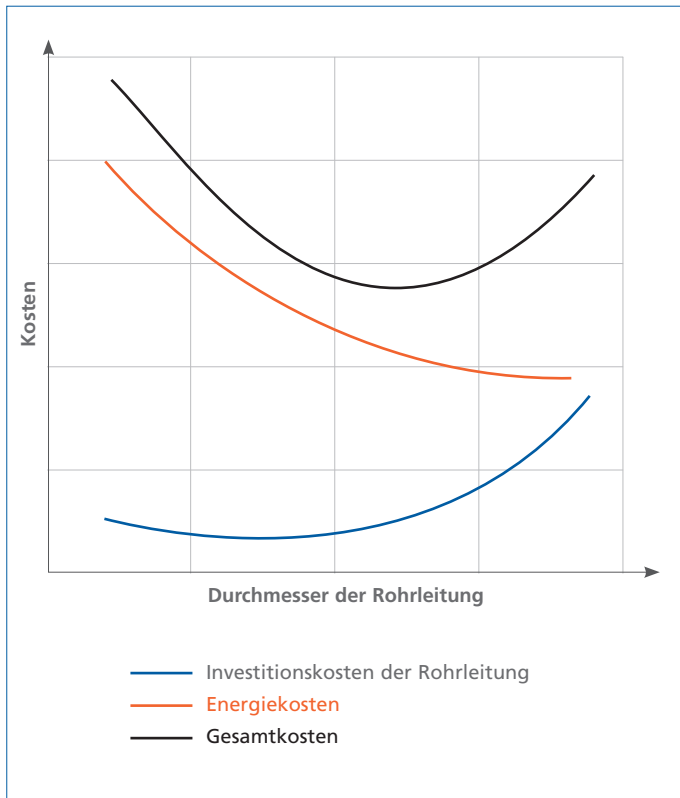


Abb. 50: Kostenstruktur für Bau und Betrieb einer Rohrleitung

### Nennweite / lichte Weite der Rohrleitung

Die Nennweite der Druckrohrleitung wird in Abhängigkeit des maximalen vorgesehenen Förderstromes, der Rohrleitungslänge und des Fördermediums unter Beachtung der vorgenannten Richtwerte ermittelt. Durch eine Wirtschaftlichkeitsberechnung ist die optimale Nennweite zu bestimmen, d. h. den Investitionskosten sind die Betriebskosten und hier speziell die Energiekosten gegenüberzustellen. Kleine Nennweiten mit hohen Strömungsgeschwindigkeiten bedeuten bei längeren Leitungen hohe Strömungsverluste, die den Einsatz von Pumpen mit größerer Förderhöhe und größerem Energiebedarf erfordern (Abb. 50).

Die Rohrleitungen sollten in der Nennweite mindestens gleich oder größer der Nennweite des Pumpenanschlusses ausgeführt werden. Bei kleinen Pumpwerken sind die Pumpen nicht nur nach dem Zufluss zu dimensionieren; es sind auch die Verstopfungsunempfindlichkeit und die Mindestfließgeschwindigkeit maßgebend zu berücksichtigen. Wird die empfohlene Strömungsgeschwindigkeit in der vertikalen Druckleitung bei diesen Pumpwerken nicht erreicht, sollte man vorbeugende Maßnahmen für den Fall einer möglichen Verstopfung ergreifen (z. B. ein Spülanschluss). Strömungsgeschwindigkeiten größer 2,5 m/s sollten vermieden werden.

Ein Sonderfall ist die Entwässerung einzelner Liegenschaften (z. B. bei der „Druckentwässerung“), die an eine zentrale Abwasseranlage angeschlossen werden sollen. Hier kann beim Einsatz von Pumpen mit Schneideinrichtung die Rohrleitung mit entsprechend kleinerer Weite dimensioniert werden. Diese Art der Entwässerung ist bis zu einem Pumpenförderstrom von ca.  $Q = 20 \text{ m}^3/\text{h}$  begrenzt.

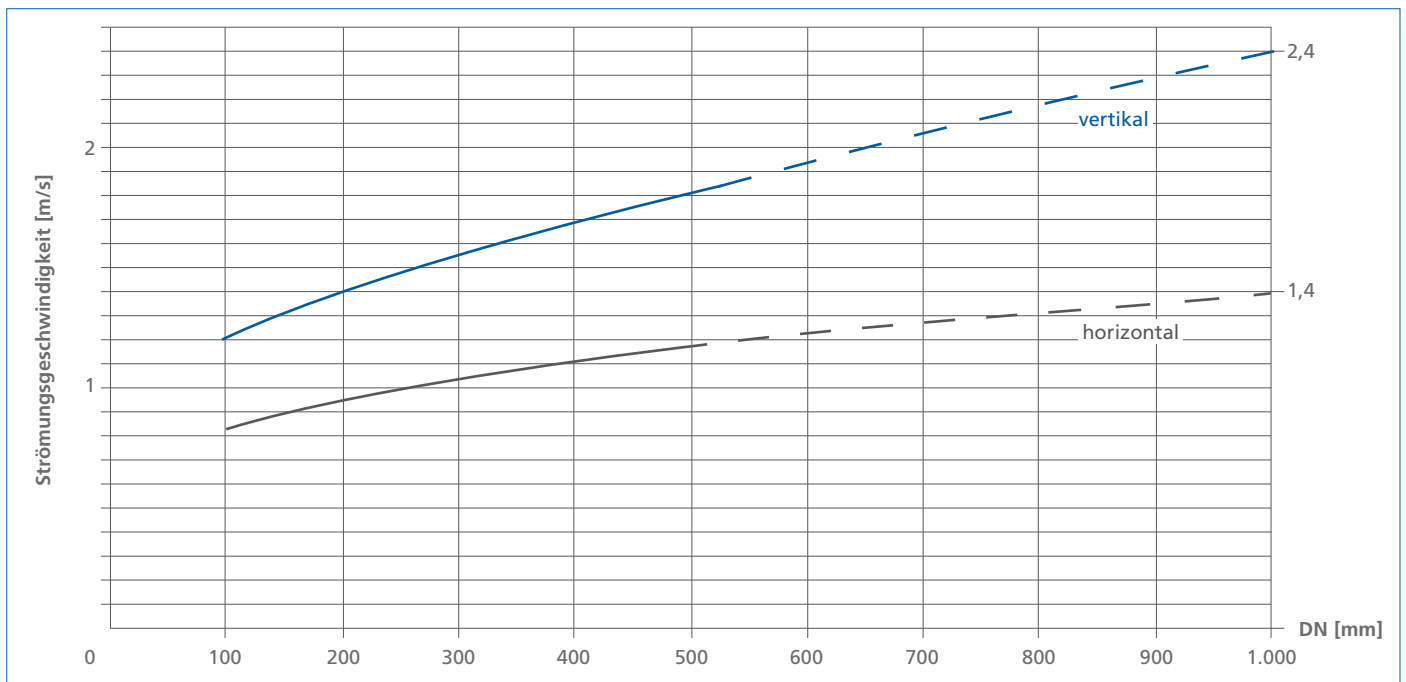


Abb. 51: Mindestströmungsgeschwindigkeit

## Strömungsgeschwindigkeiten

Im Vergleich von Trinkwasser- zu Abwasserleitungen ist die Besonderheit in Abwasserleitungen, dass Beimengungen unterschiedlichster Art und Zusammensetzung, wie Fasern, mineralische Feststoffe unterschiedlicher Größe, wie Sand, Streugut und Steine, sowie organische Verunreinigungen, sicher mit dem Wasser transportiert werden müssen.

Um dies zu gewährleisten, ist das Einhalten von Mindestströmungsgeschwindigkeiten erforderlich. Randbedingungen sind dabei:

- unterschiedliche Fließgeschwindigkeiten für vertikale und horizontale Rohrleitungen,
- der ausgeführte Rohrleitungsinwenddurchmesser, wobei größere Durchmesser auch größere Fließgeschwindigkeiten erfordern,
- die Zusammensetzung des Fördermediums (Bewertung Faseranteil, Feststoffanteil und Korngröße),
- die Betriebsweise der Rohrleitung (diskontinuierlich oder kontinuierlich),
- die Gesamtlänge der Rohrleitung.

An der TU Berlin wurden Versuche zur Mitförderung von Abwasserbestandteilen durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abb. 51 dokumentiert, wobei der Nennweitenbereich von DN 100 bis DN 250 detailliert untersucht und die Nennweitenbereiche DN 300 bis DN 1000 extrapoliert wurden. Die beigemengten Stoffe entsprechen den üblicherweise anzutreffenden Abwasser- bzw. Schmutzwasserbestandteilen wie Fasern, Kies 0/4, Kies 16/32 und scharfkantigem Granitschotter 2/5.

## Druckstoßuntersuchungen

In Wasserversorgungs- und Abwassersystemen führt jede Änderung des Betriebszustandes zu dynamischen Druck- und Durchflussänderungen. Diese instationären Vorgänge in Rohrleitungssystemen bei Wassergewinnungs-, Aufbereitungs-, Transport- und Verteilungsanlagen müssen bei der Planung der Anlage beachtet und untersucht werden, da sie die Ursache für erhebliche Schäden an den Rohrleitungen, Armaturen oder anderen Einbauten sein können. Die Ursachen für die instationären Betriebszustände sind vielfältig und grundsätzlich unvermeidbar. Sie entstehen z. B. durch Pumpenausfall, Pumpenstart, Pumpenstopp, Zuschalten oder Abschalten von Pumpen zu laufenden Pumpen, drehzahl-geregelte Pumpen, schließende, öffnende oder regelnde Armaturen, druckmindernde Armaturen etc.

Aufgrund der Komplexität der Druckstoßproblematik sollte vermieden werden, mit den zahlreich existierenden Näherungsverfahren Berechnungen durchzuführen, da diese in ihrem Gültigkeitsbereich eng begrenzt sind und damit keine uneingeschränkte Gültigkeit besitzen. Die Anwendung außerhalb ihres Gültigkeitsbereichs kann zu erheblichen Fehlmessungen führen.

In diesem Zusammenhang verweisen wir auf das DVGW-Regelwerk, Technische Regel, Arbeitsblatt W 303 „Dynamische Druckänderungen in Wasserversorgungsanlagen“ sowie auf die Broschüre „KSB-Know-how – Druckstoß“.

**Es wird empfohlen, ausgewiesene Fachleute zur Begutachtung der Druckstoßproblematik und zur Festlegung von Maßnahmen zu Rate zu ziehen.**

## Rohrstatistische Berechnung

Die Rohrleitungen müssen den auf das System wirkenden Innen- und Außendruck dauerhaft und schadlos aufnehmen können. Dazu gehören, wenn keine anderen Sicherungsmaßnahmen getroffen werden, auch die Drücke transients Vorgänge (z. B. Druckstoß). Für die Berechnung der erforderlichen Rohrleitungswandstärke sind die erforderliche Druckstufe, die äußeren Belastungen und der Werkstoff maßgebend.

Für konkrete Projekte ist die Notwendigkeit der Erstellung von rohrstatischen und rohrdynamischen Berechnungen zu prüfen. Bestandteile der Rohrleitungsberechnungen können sein:

### Statische Berechnungen

- Ermittlung von Primärlasten wie Innendruck; Gewichte des Rohres, der Armaturen sowie aller anderen An- und Einbauten; der Wasserfüllung.
- Ermittlung der Sekundärlasten wie Spannungen bzw. Kräfte, die sich aus minimaler und maximaler Temperatur unter Berücksichtigung der Montagetemperatur ergeben.
- Ermittlung gelegentlich auftretender Lasten wie Wind, Eis und Schnee.

### Dynamische Berechnungen

- Ermittlung der dynamischen Belastungen,
- Durchführung einer Spannungsanalyse,
- Ermittlung des Schwingungsverhaltens mit Darstellung der Erreger- und der Eigenfrequenzen einschließlich deren Bewertung auf das Resonanzverhalten,
- Nachweis der Standsicherheit für Erdbebenfälle.

### Hinweise:

Belastungen (Kräfte und Momente) aus den Sekundärlasten, dem „Temperaturlastfall“, sind oft größer als die Kräfte aus den Primärlasten (Gewicht und Druck) – insbesondere dann, wenn die Leitung steif zwischen zwei Festpunkten eingespannt ist. So können oft zulässige Krafteinträge in Bauwerksteile (z. B. an Wanddurchführungen) überschritten werden, was zusätzliche Maßnahmen erforderlich macht. Durch den Einsatz von Dehnstücken oder Kompensatoren kann Abhilfe geschaffen werden.



Zur einwandfreien Montage mit spannungsfreien Anschlüssen, dem möglichen Ausgleich von Längentoleranzen sowie der Demontagemöglichkeit im Reparaturfall sollten je nach Erfordernis Pass- und Ausbaustücke oder Kompensatoren in die Rohrleitungen eingebaut werden. Durch geeignete Anordnung der Rohrleitung kann meist erreicht werden, dass Rohrbögen mit Flansch diese Aufgabe mitübernehmen.

Unter Beachtung der Montage- und Reparaturfähigkeit ist die Anzahl der Flanschverbindungen möglichst gering zu halten. Auf erforderliche Reparaturflanschverbindungen und Flanschverbindungen zum Einbau vorgefertigter Rohrleitungen ist zu achten. Baustellenschweißungen sollten auf ein Minimum beschränkt bleiben.

Die Flanschverbindungen sind entsprechend Fördermedium, gewähltem Rohrmaterial und dem maximalen Anlagendruck ausulegen. Flachdichtungen ab DN 200 sollten in der Ausführung mit Stahlinlage zur Anwendung kommen. Bei Einsatz von Verbindungselementen aus Edelstahl sind die Schrauben in der Qualität V2A und die Sechskantmuttern in V4A einzusetzen.

Wenn die Platzverhältnisse es nicht anders zulassen, ist die Anordnung des Sammlers auch außerhalb des Bauwerks möglich. Aus Platz- und Bedingründen kann die separate Anordnung eines Schieberbauwerkes (auch Armaturenraum oder Armaturenschacht genannt) sinnvoll sein (Abb. 55 und Abb. 56).

Lassen sich Hochpunkte in der Druckleitung des Pumpwerks nicht vermeiden, so ist eine Entlüftungsmöglichkeit vorzusehen. Bei Abwasseranlagen sollte diese automatisch erfolgen, da mit Ausgasungen gerechnet werden muss. Ist die externe Rohrleitung mit Gefälle verlegt, sollte am höchsten Punkt im Pumpwerk ein automatisches Be- und Entlüftungsventil als Vakuumbrecher angeordnet sein.

Im Bedarfsfall sind Entleerungsmöglichkeiten und Spülanschlüsse (z. B. Stutzen, Kugelhahn und Storzkupplung mit Blindkappe) vorzusehen.

Beim Einbau einer Pumpenanlage in ein offenes Bauwerk (Becken) sind erforderlichenfalls Frostschutzmaßnahmen zu ergreifen.



Abb. 53: Vertikale Anordnung der Armaturen im Pumpenschacht

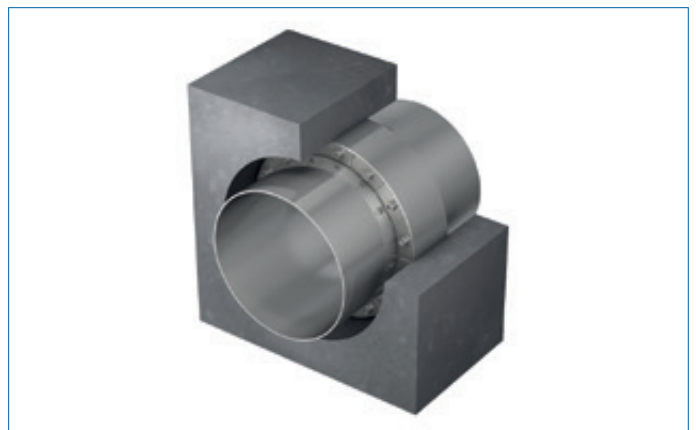


Abb. 54: Rohrleitungsabdichtung mittels Ringraumdichtung



Abb. 55: Armaturenraum mit horizontaler Einbindung der Rohrleitung





Abb. 56: Armaturenschacht



Abb. 57: Einbindung der Einzeldruckleitung in Fließbrichtung

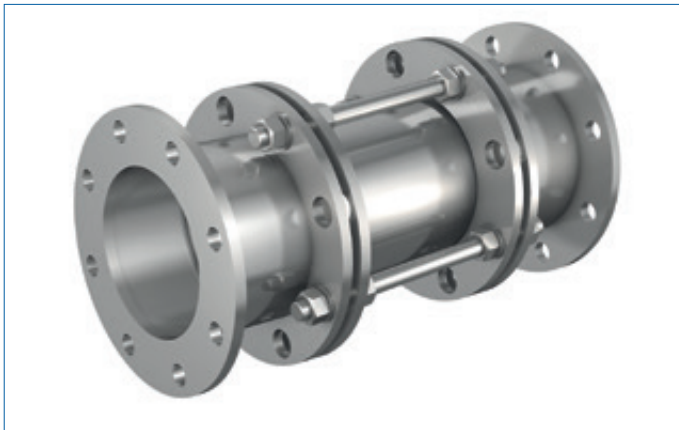


Abb. 58: Rohrgelenk zum Kompensieren von Setzungen in Rohrleitungen

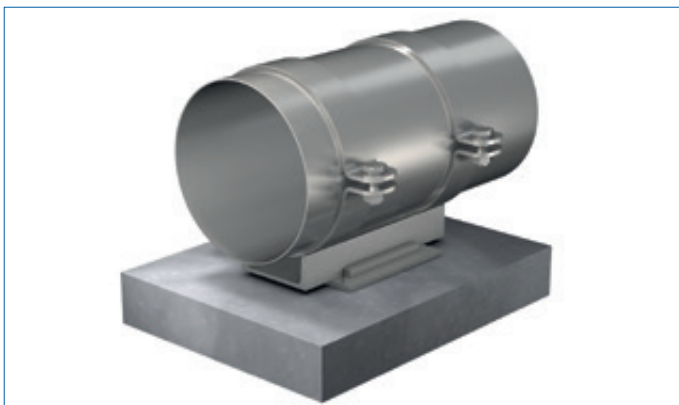


Abb. 59: Gleitlager mit Doppelschelle

### Äußere Rohrleitungen

Die vom Pumpwerk abgehende Druckrohrleitung sollte idealerweise bis zum Auslauf steigend verlegt werden. Bedingt durch den topografischen Geländeverlauf kann die Rohrleitung Hoch- und Tiefpunkte aufweisen, welche zu Luft- oder Gasansammlungen in den Hochpunkten bzw. Sedimentationen in den Tiefpunkten führen kann. Um diesen Erscheinungen entgegenzuwirken, bestehen folgende Möglichkeiten:

- Bemessung der Rohrleitungsnennweite unter Beachtung einer Mindestfließgeschwindigkeit des Abwassers, welche gemäß DWA 134 in Abhängigkeit der täglichen Gesamtförderzeit minimal zwischen 0,5 m/s und 1,0 m/s liegen sollte. Abb. 51 zeigt in Abhängigkeit der Nennweite die empfohlene Mindestfließgeschwindigkeit zur Mitförderung von Abwasserbestandteilen in Abwasserleitungen, welche mit Förderversuchen ermittelt wurde.
- An Hochpunkten besteht die Gefahr, dass sich Luft- oder Gasansammlungen bilden, die zur Einschnürung des freien Rohrleitungsquerschnittes führen. Luft- bzw. Gasblasen gelangen u. a. durch Pumpen, durch undichte Stellen, durch Belüftungsarmaturen, durch gezielten Eintrag von Luft zur Spülung, durch Ausgasung oder durch biologische und chemische Reaktionen in die Rohrleitungen. Größere Ansammlungen von Luft stellen einen höheren Strömungswiderstand dar und führen zu steigenden Druckverlusten, die wiederum die Fördermenge der Pumpe reduzieren (siehe Abb. 52: „Pumpendruckleitung mit und ohne Lufteinschluss“). Es ist daher zu prüfen, ob durch die Fließgeschwindigkeit des Mediums eine Selbstentlüftung des Hochpunktes eintreten kann. Der Luftaustrag ist nicht nur abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit und Turbulenz des Mediums, sondern auch von der Rohrneigung und der Luftblasengröße zu Beginn des Luftaustrages. Durch an Hochpunkten angeordnete automatisch arbeitende Be- und Entlüftungsventile kann die Bildung von Luft- bzw. Gasansammlungen vermieden werden. Be- und Entlüftungsventile dienen außerdem als Druckstoßsicherungsmaßnahme (siehe Know-how-Broschüre Druckstoß) und sind notwendig, damit die Rohrleitung vollständig entleert und eine ungewollte Rückströmung durch Heberwirkung vermieden werden kann. Die Armatur wird darüber hinaus zur kontrollierten Befüllung der Leitung benötigt, damit die verdrängte Luft aus der Rohrleitung entweichen kann.

- An Tiefpunkten besteht die Gefahr von Sedimentationen von Abwasserbestandteilen, wie Fasern, Fette und Schlamm, bzw. von Ablagerung von schweren Bestandteilen, wie Steine oder Splitt. Um dem entgegenzuwirken, sind an geeigneten Tiefpunkten Entleerungs- und Spülanschlüsse vorzusehen, an denen in regelmäßigen Abständen die Rohrleitungsstrecke gespült und entleert werden kann. Die Entleerungs- und Spülanschlüsse sind absperribar, in frostfreien und gut zugänglichen Schachtbauwerken zu gestalten und mit geeigneten Anschlüssen, z. B. für Schläuche von Saugwagen, zu versehen.
- An geeigneten und gut zugänglichen Stellen sind Kontrollöffnungen, z. B. für Rohrinspektionen mittels Kamera-Befahrung, und zur Reinigung, z. B. mittels Rohrmolch, vorzusehen.

Am Übergang zwischen innerer und äußerer Rohrleitung, gemeint ist die Stelle vor der Außenwand der Pumpstation, muss wegen der unterschiedlichen Setzung des Bauwerkes und der Druckrohrleitung die Anordnung eines Rohrgelenkes geprüft werden (Abb. 58).

## Rohrleitungsbefestigung / Halterung

Die Befestigung bzw. Halterung von Rohrleitungen kann mit:

- Rohrschellen als Doppelschelle (Abb. 59),
  - mit der Einzelschelle (Abb. 60),
  - mit Bodenstütze (Abb. 61),
  - mit Wandkonsole (Abb. 62),
  - mit Deckenabhängung (Abb. 63),
  - Sattellager (Abb. 64),
  - Spezialkonstruktionen
- erfolgen.

Den rohrstatischen Gesichtspunkten folgend, sind die Halterungen als Festlager oder Gleitlager auszuführen.



Abb. 60: Einzelschelle



Abb. 61: Bodenstütze



Abb. 62: Wandkonsole



Abb. 63: Deckenabhängung

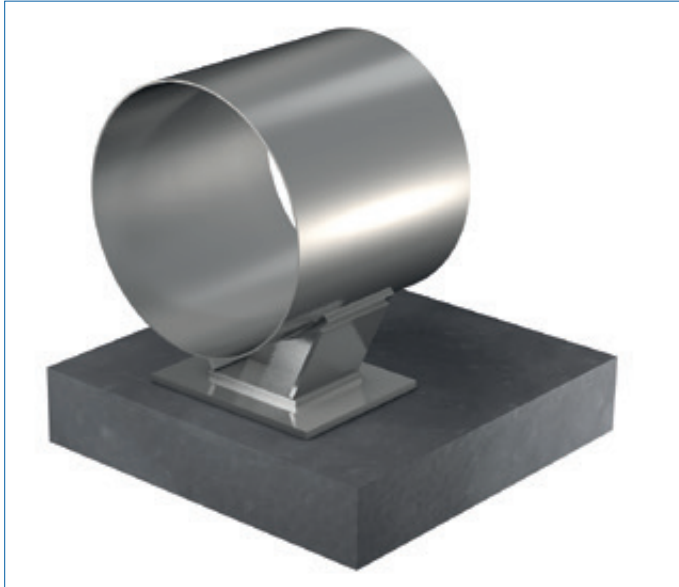


Abb. 64: Sattellager

### Befestigung / Halterung von Rohrleitungen in Pumpstationen mit vertikal nass aufgestellten KRT-Tauchmotorpumpen (Abb. 65)

Die vertikale Steigleitung wird direkt und fest am Anschlussflansch des Fußkrümmers mittels Flanschverbindung angeschlossen. Der Fußkrümmer wird als Festpunkt unter Beachtung der zulässigen Belastungen (siehe Tabelle 13 und Abb. 66 „Zulässige Flanschbelastungen“) benutzt. Zur Aufnahme des Rohrleitungs-

und Armaturengewichtes einschließlich des Gewichts der Fördermedienfüllung werden diese speziell mit Aussteifungsrippen ausgeführt.

Rohrleitungshalterungen sollen in Abständen, welche die zulässige Stützweite von Rohrleitungen nicht übersteigen, angeordnet und stabil ausgeführt werden. Durch die Befestigung soll das Gewicht der Rohrleitung einschließlich des Fördermediums aufgenommen, unzulässige Belastungen durch zusätzliche Kräfte, Momente wie Wind und Schneelast bei im Freien verlegten bzw. Erdauflast bei erdverlegten Rohrleitungen sowie Schwingungen an den Anschlussstellen vermieden werden.

Die zulässige Stützweite ist von der zulässigen Durchbiegung und der Materialbeanspruchung abhängig. Als zulässige Durchbiegung gilt:

$$2 \text{ mm} \leq F_{\text{zul}} \leq \frac{D_a}{60} \leq 10 \text{ mm}$$

Formel (15)

Überschlägig kann mit folgender Formel die Stützweite ermittelt werden:

$$L_s = 16 \times \sqrt{D}$$

Formel (16)

#### Legende

- $L_s$  = Stützweite Rohrleitung [m]  
 $D$  = Rohrdurchmesser [m]

Flanschdurchmesser	Kräfte (N)				Momente (Nm)			
	$F_y$	$F_z$	$F_x$	$\Sigma F$	$M_y$	$M_z$	$M_z$	$\Sigma M$
50/65	1350	1650	1500	2600	1000	1150	1400	2050
80	2050	2500	2250	3950	1150	1300	1600	2350
100	2700	3350	3000	5250	1250	1450	1750	2600
150	4050	5000	4500	7850	1750	2050	2500	3650
200	6000	5400	6700	10450	3250	2300	2650	4800
250	7450	6750	8350	13050	4450	3150	3650	6550
300	8050	10000	8950	15650	4300	4950	6050	8900
350	10450	9400	11650	18250	7750	5500	6350	11400
400	11950	10750	13300	20850	9700	6900	7950	14300
500	14950	13450	16600	26050	14450	10250	11800	21300
600	17950	16150	19900	31250	20200	14400	16600	29900
700	20800	19100	22500	36600	25700	17200	21000	37300

Tabelle 13: Zulässige Flanschbelastungen

Durch Impulse, hervorgerufen durch die Schaufeln des rotierenden Laufrads im Pumpengehäuse, wird die Druckleitung zum Schwingen angeregt. Wenn die Erregerfrequenz der Pumpe mit der Eigenfrequenz der Rohrleitung übereinstimmt, kommt es zu Resonanzen. Im Resonanzfall kommt es zu maximalen Schwingungsamplituden, und auf die Lager wirken sehr große Kräfte ein. Um den Resonanzfall ausschließen zu können, ist sicherzustellen, dass sich diese beiden Frequenzen unterscheiden. Der Mindestunterschied zwischen den Erregerfrequenzen der Pumpe und der Eigenfrequenz der Rohrleitung muss dabei größer als 10 % des Wertes der Erregerfrequenz sein. Eine Veränderung der Erregerfrequenz, z. B. durch Drehzahländerung an der Pumpe, ist nur sehr selten möglich. Das bedeutet, dass die Eigenfrequenz der Rohrleitung angepasst werden muss. Die Eigenfrequenz der Rohrleitung ist abhängig von der Massenverteilung im System, d. h. von der Armaturenpositionierung, Rohrwandstärke und Rohrmaterial sowie vom Halterungskonzept. Mit einem fundierten Halterungskonzept können ungünstige Eigenfrequenzen der Rohrleitungen vermieden werden. So können durch Umpositionieren oder Einfügen von einzelnen Lagern, vorzugsweise in der Nähe von Armaturen oder Ausläufen, oder das Umpositionieren von Armaturen die Eigenfrequenzen der Rohrleitung verändert werden.

Die Erregerfrequenz hängt von der Drehzahl und Anzahl der Schaufeln des Laufrades ab und wird wie folgt berechnet:

$$EF = \frac{n}{60} \times z \quad \text{Formel (17)}$$

#### Legende

EF	= Erregerfrequenz [Hz]
n	= Drehzahl Laufrad [1/min]
z	= Anzahl der Schaufeln im Laufrad

Die Lagerpositionen und die Eigenfrequenz einer Rohrleitung sollten in der Planungsphase mittels diverser Simulations- bzw. Berechnungsprogramme, z. B. der Finiten-Elemente-Methode (FEM), ermittelt werden. In eingeschränktem Maße kann die Eigenfrequenz von Rohrleitungen durch Variation der Wandstärke verändert werden. Größere Wandstärken bewirken bei Rohrleitungen aus gleichem Werkstoff höhere Eigenfrequenzwerte. Für bereits vorhandene Rohrleitungen wird die Eigenfrequenz durch einen Anschlagversuch mit einer anschließenden Schwingungsmessung ermittelt.

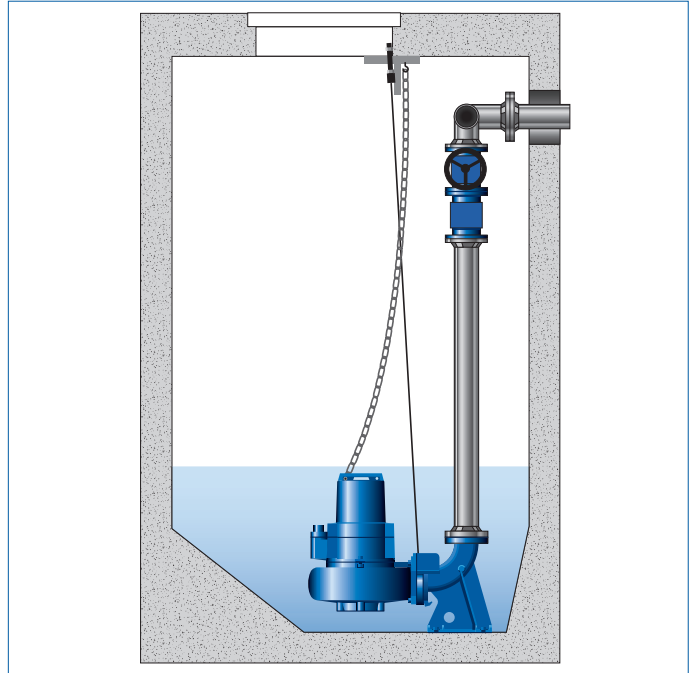


Abb. 65: Ein Beispiel für eine KRT-Pumpstation

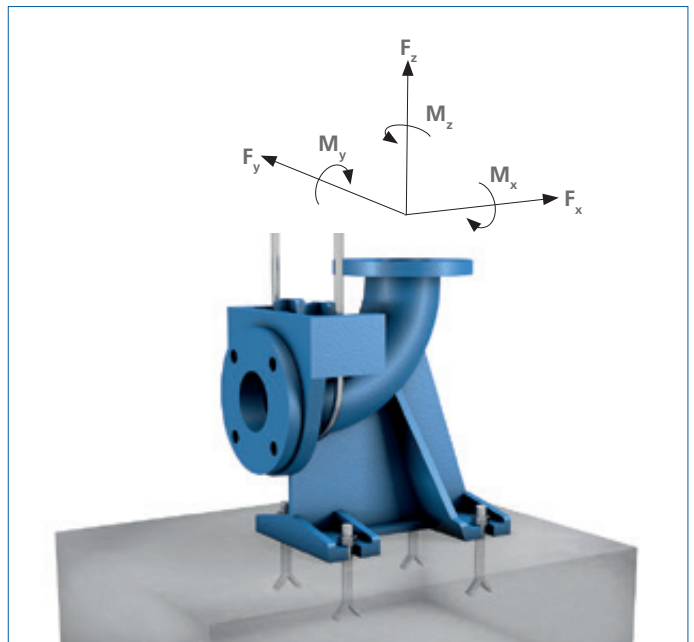


Abb. 66: Zulässige Flanschbelastungen



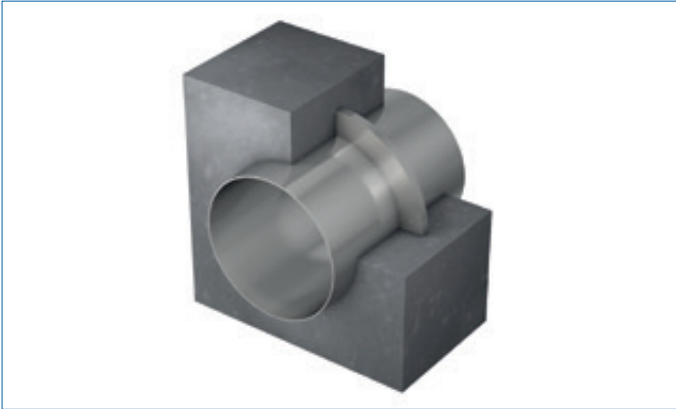


Abb. 67: Wanddurchführung mit Rohrenden zum Anschweißen

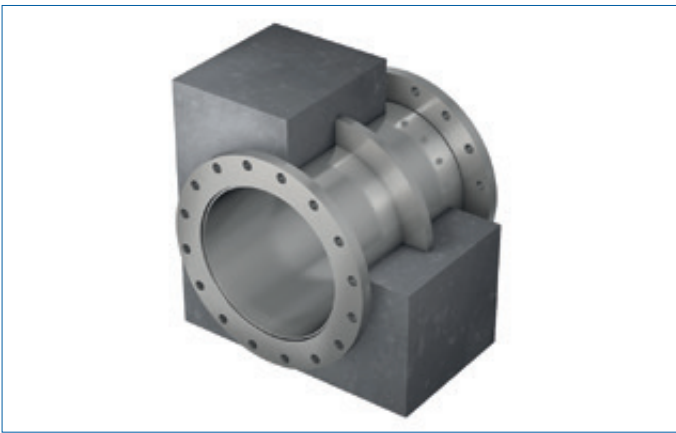


Abb. 68: Wanddurchführung mit vorstehenden Flanschen

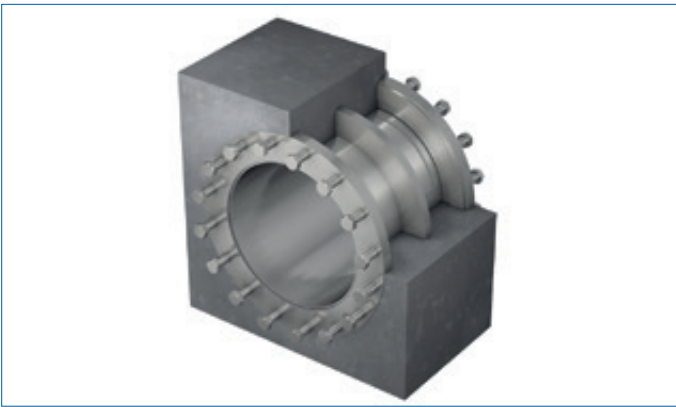


Abb. 69: Wanddurchführung mit wandbündigem Mauerflansch



Abb. 70: Wanddurchführung, flexibel mit Ringraumdichtung und Hülrohr

## Wanddurchführungen

Werden Rohrleitungen durch Bauwerks-Innen- und -Außenwände geführt, sind Wanddurchführungen einzusetzen. Unterschieden wird zwischen:

- starren Durchführungen,
- flexiblen Durchführungen.

### Starre Durchführungen

Die Wanddurchführung mit Mauerrohr als Mediumrohr (Mauerrohr) ist die starre Durchführung. Diese Durchführung wirkt als Festpunkt. Aus der rohrstatischen Berechnung sind die Kräfte an diesem Punkt zu ermitteln und mit dem baukonstruktiv zulässigen Krafteintrag abzugleichen. Diese Wanddurchführungen können als zwei Bauarten zur Anwendung kommen:

- Mauerrohr mit Enden zum Anschweißen (Abb. 67),
- Mauerrohr mit Anschlussflanschen (Abb. 68, Abb. 69).

Beim Einsatz von Mauerrohren zum Anschweißen ist ein schalungsdurchdringender Einbau erforderlich. In speziellen Fällen kann der nachträgliche Einbau in einer Wandaussparung erfolgen, die mit Zweit-Beton zu vergießen ist. Diese Bauweise bedarf einer baukonstruktiven Detailabstimmung mit dem Bauplaner. Mauerrohre mit Anschlussflanschen können vorstehend (Abb. 68) und wandbündig (Abb. 69) zur Ausführung kommen. Der wandbündige Einbau stellt hohe Anforderungen an die Maßhaltigkeit beim Einbau zwischen Schalung und Bewehrung.

### Flexible Durchführungen

Eine flexible Durchführung besteht aus Hülrohr mit Mauerrohr und dem durchgeführten Mediumrohr (Abb. 70). Zur Abdichtung zwischen Hül- und Mediumrohr stehen im Prinzip zwei Ausführungen zur Verfügung:

- Ringraumdichtungen (Abb. 71 und Abb. 72),
- Flansch-Flansch-Quetschdichtungen (Abb. 73).

Statt des Hülrohres kann auch eine Kernbohrung in die Stahlbetonwand eingebracht werden. Bei größeren Nennweiten kommen Kernbohrungen im Allgemeinen nicht zur Anwendung. Muss beim Einsatz von flexiblen Durchführungen ein Axialschub verhindert werden, ist an geeigneter Position vor der Wanddurchführung ein Rohrlager / eine Halterung als Festpunkt (Axialschubsicherung) vorzusehen (Abb. 74 und Abb. 75).

## Rohrleitungswerkstoffe

Innerhalb der Pumpstation werden Rohrleitungen vorzugsweise in Stahl ausgeführt. Unter dem Gesichtspunkt des Korrosionsschutzes werden die Stahlrohrleitungen dickwandig ausgeführt, beschichtet (z. B. feuerverzinkt oder mit Anstrichsystem) oder in Edelstahl (z. B. Werkstoff-Nr. 1.4571 / V4A) ausgeführt.

Bei Einsatz von Gussrohrleitungen sind die Verfügbarkeit speziell von erforderlichen Formstücken und das Gewicht zu beachten.

Beim Einsatz anderer Werkstoffe wie z. B. Kunststoff, speziell bei Industrieabwässern, ist ein besonderes Augenmerk auf die ausreichende Rohrleitungsbefestigung sowie die separate Unterstützung von Einbauteilen wie Armaturen zu legen.

Mögliche Rohrleitungswerkstoffe der inneren Verrohrung sind:

- Stahl (z. B. beschichtet oder verzinkt),
- Edelstahl (z. B. 1.4301 oder 1.4571),
- PE-HD,
- Guss (bituminiert, EKB-beschichtet).

Außerhalb der Pumpstation erfolgt die Werkstoffauswahl unter Berücksichtigung örtlicher Verhältnisse (Baugrund, korrosive Beanspruchung), bau- und rohrtechnischer Ausführungskriterien und wirtschaftlicher Aspekte.

Mögliche Rohrleitungswerkstoffe der äußeren Verrohrung sind:

- Guss (bituminiert, EKB-beschichtet, zementmörtelausgekleidet),
- PE-HD,
- GfK,
- bituminiertes Stahl,
- zementmörtelausgekleideter Stahl.

**Beachtet werden muss ein technisch und maßlich passendes Verbindungs- / Übergangsstück zwischen innerer und äußerer Verrohrung der Pumpstation, welches auch unterschiedliche Materialien sicher verbindet.**

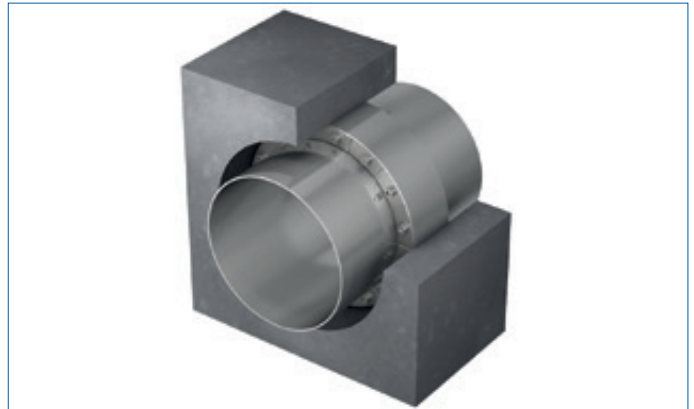


Abb. 71: Wanddurchführung, flexibel mit Ringraumdichtung und Kernbohrung

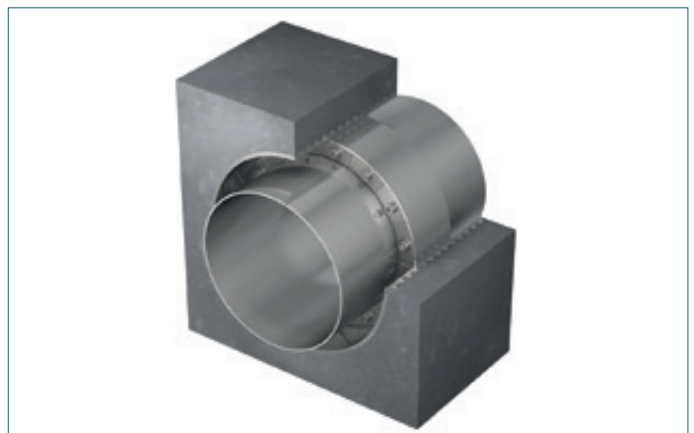


Abb. 72: Wanddurchführung, flexibel mit Ringraumdichtung und Hülrohr

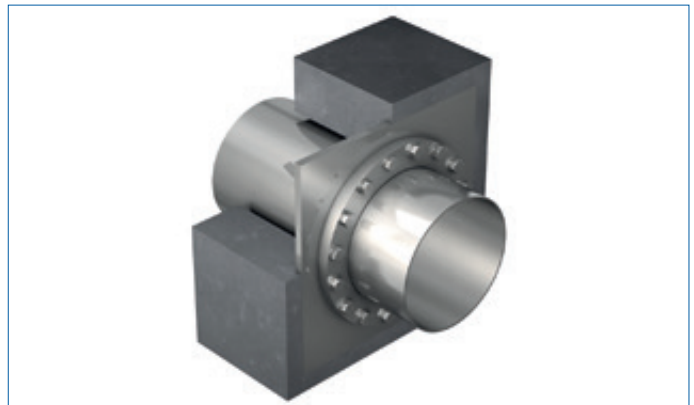


Abb. 73: Wanddurchführung, flexibel mit Hülrohr und Flansch-Flansch-Quetschverbindung



Abb. 74: Axialschubsicherung als Festpunkt





Abb. 75: Axialschubsicherung als Festpunkt

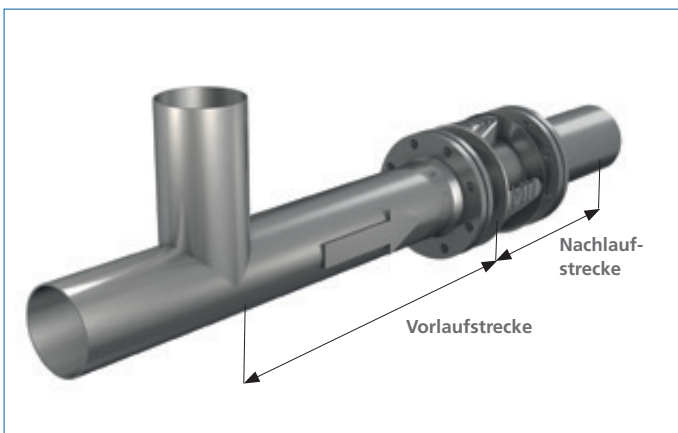


Abb. 76: In Rohrleitung eingebauter MID mit Vor- und Nachlaufstrecke

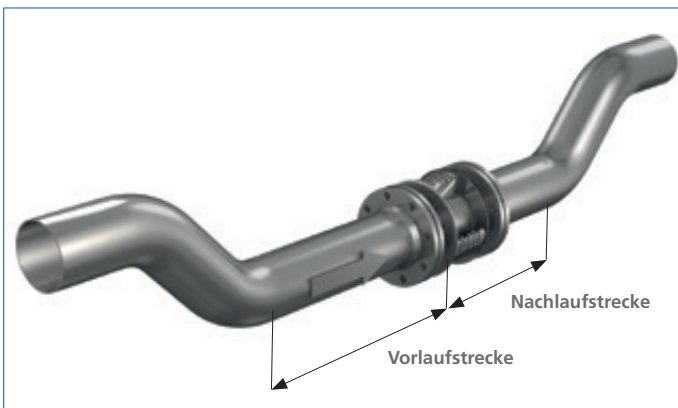


Abb. 77: Gedückter MID mit Vor- und Nachlaufstrecke



Abb. 78: Druckmessung in horizontaler Rohrleitung

## Messanschlüsse an Rohrleitungen

An den Druckrohrleitungen, meist den „inneren“, ist der Ein- bzw. Anbau von Messgeräten entsprechend dem Überwachungs- und Steuerungskonzept erforderlich.

### Direkter Einbau in die Rohrleitung

In die Rohrleitungen direkt werden im Allgemeinen nur

- Induktive Durchflussmengenmessgeräte (MID) eingebaut.

### Äußerer Anbau bzw. Einbindung in die Rohrleitung

An den Rohrleitungen angebaut werden Messungen für:

- Druck (mittels Manometer oder Transmitter),
- Strömung (Strömungswächter als Trockenlaufschutz),
- Temperatur (in Abwasserleitungen unüblich),
- Durchflussmessung mit Ultraschallsensoren.

### Anmerkung

An dieser Stelle soll erwähnt werden, dass für die Steuerung einer Pumpenanlage zusätzliche Messungen wie das Niveau im Pumpensumpf, gegebenenfalls noch an der Auslaufstelle, in der Praxis zur Anwendung kommen, jedoch nicht mit der Rohrleitungsanlage in Verbindung stehen.

### Hinweise zur Einbaulage der MID-Messstellen

Beim Einbau bzw. der Anordnung von MIDs sind zu beachten:

- ausreichende Vor- und Nachlaufstrecken zur Strömungsberuhigung. Dazu sind die Angaben der jeweiligen Hersteller zu beachten (Abb. 76).
- Einbaulage nach Vorgaben des Herstellers. Z. B. Dükerung der Rohrleitung zur Erzielung einer Vollfüllung der Messstrecke für Geräte, die nicht für Teilfüllungsmessung geeignet sind (Abb. 77).

### Hinweise zur Einbaulage der Druckmessstellen, Strömungswächter und Ultraschallmessung

Anschlüsse für Druckmessstellen sollten immer seitlich am Rohr auf der Höhe der Rohrachse vorgenommen werden (Abb. 78 und Abb. 79).

Außerdem ist darauf zu achten, dass die Messstellen an Rohrabschnitten mit beruhigtem Strömungsverlauf angebracht werden. Anordnungen an Reduzierungen bzw. Erweiterungen, Umlenkungen, Einbauten etc. sind zu vermeiden. Ebenfalls zu vermeiden sind Anordnungen auf der Rohrsohle und dem Rohrscheitel. Dort kann durch Verschmutzungen und Lufteinschlüsse das Messergebnis verfälscht werden.

## Auswahl der Armaturen

Armaturen sind funktionaler Bestandteil der Rohrleitungsanlage zur Realisierung des Förderprozesses. Es geht dabei im Wesentlichen um diese Funktionen:

- Absperren und Öffnen der Rohrleitung,
- Rückfluss verhindern,
- Durchfluss regeln,
- Be- und Entlüften der Rohrleitung.

Dafür stehen von der Armaturenindustrie zur Verfügung:

- Absperrschieber (Keilschieber, Plattenschieber), Absperrklappen, Ventile,
- Regelschieber (Kolbenschieber, Blendenschieber, Plattenschieber),
- Rückschlagklappen (mit Hebel und Gewicht oder innen liegender Welle), Rückflussverhinderer (mit Membransitz oder mit Flügelklappen), Kugelrückschlagventile,
- Be- und Entlüftungsventile unterschiedlicher Bauarten.



Abb. 79: Druckmessung in vertikaler Rohrleitung

## Auswahlkriterien

Folgende Kriterien sind im Wesentlichen bei der Auswahl einer Armatur zu beachten:

- Fördermedium,
- Eignung der Bauart und Funktion für das Fördermedium,
- Werkstoffe mit Eignung für das Fördermedium,
- Nennweite in Abhängigkeit von Fließgeschwindigkeit und sich ergebenden Verlusthöhen.

## Fördermedien

Das Fördermedium wird in nachfolgende Wasserarten eingeteilt, für die sich spezielle Anforderungen an die Armaturen ergeben:

- Regenwasser,
- mit Rechen vorgereinigtes Oberflächenwasser,
- industrielles Abwasser,
- Grauwasser ohne verzapfende Bestandteile,
- häusliches Abwasser mit verzapfenden Bestandteilen,
- Frischschlamm,
- Rücklaufschlamm,
- Überschussschlamm,
- sauberes Abwasser ohne Verschmutzungen,
- Brauchwasser.

Für die Auswahl der Armaturen wird auf die Auswahl-Tabelle „Armaturenarten in Abhängigkeit des Fördermediums“ verwiesen (Tabelle 14).

### Anforderungen an die konstruktive Ausführung

Der Einsatz von Armaturen in den v. g. Medien verlangt zum Teil besondere Anforderungen an die konstruktive Gestaltung. Die Gründe liegen in der Zusammensetzung der Medien, wie z. B. korrosive / abrasive Beanspruchung, verzopfende oder verstopfende Bestandteile oder eine Mischung aus diesen Beanspruchungen.

Für Medien mit verzopfenden oder verstopfenden Bestandteilen, wie z. B. häusliches Abwasser, ergeben sich folgende Anforderungen an die konstruktive Gestaltung:

- weitgehend freier Fließquerschnitt in der Armatur,
- Verhinderung von Blockaden bei Betätigung der Armatur,
- Eignung der Dichtungsart durch konstruktive Gestaltung und Werkstoffauswahl.

### Einbaulage und Fließrichtung

Bedingt durch die jeweils spezielle Konstruktion einer Armatur ist in vielen Fällen die Fließrichtung und Einbaulage vorgegeben. So ist bei Rückschlagklappen und allen anderen Rückflussverhinderern immer die Fließrichtung konstruktiv vorbestimmt.

In vielen Fällen sind auch Einbaubedingungen hinsichtlich Eignung für Einbau in vertikaler und horizontaler Lage zu beachten.

Es sind die Angaben der Hersteller (z. B. Einbau- und Betriebsanleitungen) bereits bei der Planung zu berücksichtigen.

### Werkstoffe

In Abhängigkeit der o. g. Fördermedien sind die Werkstoffe auszuwählen. Werkstoffangaben werden von den Armaturenh Herstellern meist getrennt nach Bauteilen wie Gehäuse, Verschlussplatte, Sitz, Dichtung, Welle, Verbindungsschrauben etc. gemacht.

Grauguss-Werkstoffe können in beschichteter Ausführung für Oberflächen- / Regenwasser und kommunales Abwasser zum Einsatz kommen. EKB-Beschichtungen können dabei als besonders geeignet angesehen werden.

Bei besonders abrasiven Fördermedien ist der Einsatz harter Gusswerkstoffe oder spezieller Beschichtungen nötig.

Beachtet werden muss auch die richtige Auswahl der Elastomere für Dichtungen. Im Allgemeinen kann im kommunalen Abwasser EPDM und NBR eingesetzt werden. Im Industrieabwasser kann der Einsatz von Viton (FPM) zweckmäßig sein.

Bei Industrieabwässern kann für die Armatur die Verwendung von Edelstahlwerkstoffen erforderlich sein. Für Industrieabwasser muss auf der Grundlage der Kenntnis der Inhaltsstoffe die Werkstoffauswahl immer für den speziellen Einzelfall bestimmt werden.

Den Herstellern bzw. Anbietern von Armaturen sollten immer die Inhaltsstoffe des Fördermediums angegeben werden, sodass der Hersteller in Kenntnis der Einsatzverhältnisse die richtige Auswahl vornehmen kann.

### Nennweite

Die Auswahl der Nennweite erfolgt analog wie bei den Rohrleitungen in Abhängigkeit der Ansätze für die Fließgeschwindigkeiten (siehe Kapitel „Dimensionierung der Rohrleitungen“, Seite 51), sodass im Normalfall die Rohrleitungs-Nennweite der Armaturen-Nennweite entspricht.

Besondere Beachtung sollten bei der Wahl der Nennweite die Verlusthöhen der Armaturen finden.

Speziell bei den Rückschlagklappen können die Verlustbeiwerte teils so beträchtlich sein, dass dies der Grund für die Wahl der nächstgrößeren Nennweite ist. Das ist dann bei der Rohrleitungsdimensionierung zu beachten.

## Einbau von Armaturen

### Einbaulage

Bezüglich der Fließrichtung und des zulässigen vertikalen und / oder horizontalen Einbaus wird auf die Ausführungen in Kapitel „Einbaulage und Fließrichtung“, Seite 64, verwiesen.

### Einbauposition

Die Einbauposition wird bestimmt durch:

- die betriebstechnische Funktion,
- die funktionellen Randbedingungen,
- die Zugänglichkeit bzw. Bedienbarkeit.

Bei der Bestimmung der Einbauposition der Armaturen sind alle drei genannten Kriterien gleichrangig zu betrachten und zur Projektlösung zusammenzuführen.

### Betriebstechnische Funktion

Die Position und Lage der Armaturen wird durch die betriebstechnische Funktion bestimmt. In erster Linie sind dazu aus den Betriebs- und Einbauvorschriften der Hersteller die Positionierungs- und Einbaulagehinweise zu entnehmen. Es können auch Anforderungen aus der Anlagengestaltung Einfluss auf die Position und Lage haben, die jedoch nicht im Widerspruch zu den Angaben der Hersteller stehen sollten.

Nachfolgende Beispiele dienen zur Verdeutlichung:

- Der Absperrschieber auf der Druckseite der Pumpe dient zum Verschließen der Rohrleitung im Reparaturfall von Pumpe und / oder Rückschlagklappe und sollte eigentlich direkt hinter Pumpe und Rückschlagklappe positioniert werden. Funktionelle Randbedingungen wie max. Wasserspiegel im Pumpensumpf und die Bedienbarkeit ergeben dann aber eine andere Positionierung.
- Rückschlagklappen dienen zum selbsttätigen Verhindern des Medienrückflusses bei Mehrpumpenbetrieb in Pumpstationen und sind dafür zwingend vorgeschrieben. Wie bereits erwähnt, sollten Rückschlagklappen unmittelbar hinter der Pumpe positioniert werden. Dies ist bei nicht verschmutzten Medien möglich. Der Wasserspiegel und die Zugänglichkeit bestimmen auch hier die Positionierung der Armatur. Bei Tauchmotorpumpen sollte der maximale Wasserspiegel nie über dem Niveau der Rückschlagklappe liegen, da zum einen bei fehlendem Gegendruck der Wassersäule oder des Gewichtes an der Rückschlagklappe die Klappe durch den statischen Druck im Pumpensumpf geöffnet und durchströmt werden kann. Zum anderen wird die selbsttätige Entlüftung der Pumpe nach Wiedereinbau dieser in den gefüllten Pumpensumpf gewährleistet, da die vorhandene Luft in der Pumpe in die geleerte Druckleitung bis zur Rückschlagklappe abgeleitet und durch den statischen Druck des Wasserspiegels im Sumpf komprimiert werden kann. Ein besonderer Fall ist der Einsatz von Rückschlagklappen im Abwasser. Bei langen vertikalen Druckrohrleitungen muss von einer tiefen Einbauposition abgesehen werden. Bei Stillstand der Pumpe können feste Abwasserbestandteile, wie z. B. Steine, Sand, Schlammablagerungen etc., zurückfallen und sich auf dem Klappenteller ablagern. Dies kann zur Beschädigung des Klappentellers durch zurückfallende Steine bzw. zur Beeinträchtigung der Funktion bis hin zur Blockade des Klappentellers führen. Daher sollte die Rückschlagklappe am höchstmöglichen Punkt vor dem Absperrschieber in Abwasserdruckleitungen eingeplant werden. Sollte dies aus Gründen der Zugänglichkeit nicht möglich sein, muss

die Klappe in einem horizontalen Rohrleitungsstück angeordnet werden. Gegebenenfalls muss ein horizontaler Rohrleitungsabschnitt dafür vorgesehen werden. Dies kann innerhalb der Pumpstation oder, falls kein Platz dafür vorhanden ist, in einem separaten, außerhalb liegenden Armatureschacht erfolgen.

- Be- und Entlüftungsventile sind immer an Rohrleitungshochpunkten zu positionieren. Die Zugänglichkeit muss entsprechend der baulichen Lage geschaffen werden. Es ist zu gewährleisten, dass diese frostsicher in Bauwerken installiert werden, um im Winter einen sicheren Betrieb zu gewährleisten. Gegebenenfalls sind die Abgangsleitung und das Be- und Entlüftungsventil mit einer Rohrbegleitheizung auszustatten.

### Funktionelle Randbedingungen

Die Einbaulage kann durch funktionelle Randbedingungen bestimmt werden. Dazu folgende Beispiele:

- Einbauvorschriften des Armaturen-Herstellers (vertikal / horizontal),
- Verlauf der Druckrohrleitung.
- Bei einem langen vertikalen Verlauf der Druckleitung muss von einer tiefen Einbauposition der Rückschlagklappe in der vertikalen Rohrachse abgesehen werden. Die Funktion der Rückschlagklappe wird sonst durch zurückfallende Verunreinigungen (Sand, Steine und Schlammablagerungen) gestört. Es könnte aber auch zu direkten Beschädigungen durch zurückfallende Steine kommen. In solchen Fällen muss die Rückschlagklappe in einem horizontalen Rohrleitungsabschnitt angeordnet werden. Gegebenenfalls muss ein solcher Abschnitt dafür geplant werden.
- Maximaler Wasserspiegel,
- Vereinigung von Einzeldruckleitungen zu Sammelleitungen.

### Zugänglichkeit bzw. Bedienbarkeit

Die Zugänglichkeit für das Betriebspersonal ist letztlich ein sehr wichtiges Kriterium für die Bedienbarkeit sowie für Wartungs- und Reparaturarbeiten.

Dabei ist die Einhaltung der Unfallverhütungsvorschriften (UVVs, BGV und anderer Verordnungen) sicherzustellen, diese werden auch die Planung beeinflussen.

Es gibt folgende Möglichkeiten, um die Bedienbarkeit und Zugänglichkeit zu sichern:

- Die Armatur kann in einem Teil des Bauwerkes positioniert werden, das ohnehin eine gute Bedienbarkeit ermöglicht.
- Die Bedienbarkeit erfordert den Einbau von Leitern und Podesten.
- Die Gestaltung des Bauwerks wird auf die Bedienung und Instandhaltung eingerichtet.
- Absperrarmaturen erhalten Verlängerungen für die Bedienung, wie z. B. Flursäulen mit Teleskopgestänge oder Elektroantriebe. Es sind auch zusätzliche Maßnahmen für eine gute Erreichbarkeit für Wartungs- und Reparaturzwecken vorzusehen, z. B. das Anbringen von Wartungsbühnen.

Gute bauliche Lösungen für die Zugänglichkeit und Bedienbarkeit sind:

- **Armaturenschächte**  
Neben dem Pumpenschacht kann ein separater Fertigteil-schacht für die Installation der Armaturen vorgesehen werden. Mit der richtigen Positionierung der Schachtabdeckungen wird die Voraussetzung für den unkomplizierten Einbau und das Auswechseln geschaffen.
- **Armaturenräume**  
Für große Pumpstationen mit großen Rohr- und Armaturennennweiten ist die Planung von Armaturenräumen sehr zweckmäßig. Die komplette Verrohrung von Einzel- und Sammelleitungen, alle Armaturen und die Messgeräte lassen sich mit guten Arbeitsbedingungen baulich unterbringen.

## Technische Lösungen für den Armaturein- und ausbau

Sowohl für die Erstmontage, aber vor allem für die spätere Instandhaltung muss dafür gesorgt sein, dass Armaturen eingebaut bzw. gewechselt werden können. Die Anordnung von speziellen Pass- und Ausbaustücken neben der Armatur oder einer Armaturengruppe ist erforderlich, wenn keine andere Möglichkeit gegeben ist.

### Anordnung ohne Pass- und Ausbaustück

Sind im Rohrleitungsverlauf vor und / oder nach der Armatur oder einer Armaturengruppe Rohrbögen geplant, kann im Allgemeinen auf die Anordnung von Pass- und Ausbaustücken verzichtet werden. Durch die Demontage eines Rohrbogens wird der betreffende Rohrabschnitt für den Armaturenwechsel freigelegt.

### Anordnung mit Pass- und Ausbaustück

In vielen Fällen erschwert der Rohrleitungsverlauf den Ein- und Ausbau von Rohrleitungselementen bzw. der Armaturen selbst. Hier sollten neben der Armatur oder Armaturengruppe Pass- und Ausbaustücke angeordnet werden. Die Pass- und Ausbaustücke verfügen über einen Baulängen-Verstellbereich und ermöglichen somit den spannungsfreien Ein- und Ausbau der Armatur oder Armaturengruppe.

Im Wesentlichen sind folgende Bauarten zu nennen:

- Feststellbare Pass- und Ausbaustücke
  - mit durchgehenden Gewindestangen (Abb. 80)
  - mit nicht durchgehenden Gewindestangen (Abb. 81)
- Nicht feststellbare Pass- und Ausbaustücke (Abb. 82)

Die Pass- und Ausbaustücke mit nicht durchgehenden Gewindestangen sind besonders montagefreundlich, da der Arbeitsaufwand für die Baulängenverstellung verhältnismäßig klein ist. Nicht feststellbare Pass- und Ausbaustücke sind funktionell als Dehnstücke und als Ausbaustück verwendbar. Diese übertragen keine Kräfte in die Rohrleitung.



Abb. 80: Feststellbares Pass- und Ausbaustück mit durchgehenden Gewindestangen



Abb. 81: Feststellbares Pass- und Ausbaustück mit nicht durchgehenden Gewindestangen



Abb. 82: Nicht feststellbares Pass- und Ausbaustück





Abb. 83: Zugfeste Rohrkupplung

#### Rohrkupplung als Ein- und Ausbauhilfe (Abb. 83)

Der Einsatz einer Rohrkupplung bietet möglicherweise eine einfache Lösung. Die Rohrkupplung verbindet als äußere Stahlmanschette zwei Rohrenden mit geringem Spaltabstand. Bei kleineren bis mittleren Nennweiten kann der geringe Spalt für den Ein- und Ausbau des Rohrelementes ausreichend sein und auch den Armaturenwechsel ermöglichen. Rohrkupplungen sind in den Ausführungen „zugfest“ und „nicht zugfest“ lieferbar. Ein Anwendungsbeispiel ist das zugfeste Pass- und Ausbaustück mit zwei Flanschstücken und durchgängigen Gewindestangen (Abb. 84).



Abb. 84: Pass- und Ausbaustück mit zugfester Rohrkupplung und durchgängigen Gewindestangen

## Zuordnungs-Tabelle Armaturen Bauart zu Abwasserart

Armaturen Bauart	Abwasserart				
	Regenwasser, mit einem Rechen vor- gereinigtes Oberflächenwasser	Industrielles Abwasser: Grauwasser ohne verzopfende Bestandteile	Häusliches Abwasser mit verzopfenden Bestandteilen, Frischschlamm	Rücklaufschlamm, Überschussschlamm	Sauberes Wasser ohne Verschmutzungen, Brauchwasser
<b>Absperrarmaturen</b>					
<b>Hähne</b>					
Kugelhahn mit verengtem Durchlass	bedingt einsetzbar	einsetzbar	nicht einsetzbar	bedingt einsetzbar	einsetzbar
Kugelhahn mit unverengtem Durchlass	einsetzbar	einsetzbar	einsetzbar	einsetzbar	einsetzbar
Ablasshahn	bedingt einsetzbar	einsetzbar	nicht einsetzbar	bedingt einsetzbar	einsetzbar
Hahn mit konischem Sitz	bedingt einsetzbar	einsetzbar	nicht einsetzbar	bedingt einsetzbar	einsetzbar
Hahn mit zylindrischem Sitz	bedingt einsetzbar	einsetzbar	nicht einsetzbar	bedingt einsetzbar	einsetzbar
<b>Ventile</b>					
Geradsitzventil	nicht einsetzbar	bedingt einsetzbar	nicht einsetzbar	nicht einsetzbar	einsetzbar
Schrägsitzventil	nicht einsetzbar	bedingt einsetzbar	nicht einsetzbar	nicht einsetzbar	einsetzbar
Eckventil	nicht einsetzbar	bedingt einsetzbar	nicht einsetzbar	nicht einsetzbar	einsetzbar
Ringkolbenventil	nicht einsetzbar	bedingt einsetzbar	nicht einsetzbar	nicht einsetzbar	einsetzbar
<b>Schieber, metallisch dichtend</b>					
Keilrundschieber	bedingt einsetzbar	einsetzbar	bedingt einsetzbar	bedingt einsetzbar	einsetzbar
Keilovalschieber	bedingt einsetzbar	einsetzbar	bedingt einsetzbar	bedingt einsetzbar	einsetzbar
Keilflachschieber	bedingt einsetzbar	einsetzbar	bedingt einsetzbar	bedingt einsetzbar	einsetzbar
Keilplattenschieber	bedingt einsetzbar	einsetzbar	bedingt einsetzbar	bedingt einsetzbar	einsetzbar
<b>Schieber, weichdichtend</b>					
Keilschieber	einsetzbar	einsetzbar	einsetzbar	einsetzbar	einsetzbar
Plattenschieber	einsetzbar	einsetzbar	einsetzbar	einsetzbar	einsetzbar
gehäuseloser Schieber (Spindelschieber)	einsetzbar	einsetzbar	einsetzbar	einsetzbar	einsetzbar
<b>Absperrklappen</b>					
zentrisch gelagerte Absperrklappen	einsetzbar	einsetzbar	nicht einsetzbar	bedingt einsetzbar	einsetzbar
exzentrisch gelagerte Absperrklappen	einsetzbar	einsetzbar	nicht einsetzbar	bedingt einsetzbar	einsetzbar
<b>Membran-Absperrarmaturen</b>					
Membran-Absperrarmaturen in Schieberbauart	einsetzbar	einsetzbar	bedingt einsetzbar	einsetzbar	einsetzbar
Membran-Absperrarmaturen in Ventilbauart	nicht einsetzbar	nicht einsetzbar	nicht einsetzbar	nicht einsetzbar	einsetzbar
Membranquetschmatur (hydraulisch oder pneumatisch)	einsetzbar	einsetzbar	einsetzbar	einsetzbar	einsetzbar
Membranarmatur mit Ringmembran	nicht einsetzbar	nicht einsetzbar	nicht einsetzbar	nicht einsetzbar	einsetzbar

## Legende:

<span style="color: red;">■</span>	nicht einsetzbar
<span style="color: yellow;">■</span>	bedingt einsetzbar
<span style="color: green;">■</span>	einsetzbar

## Zuordnungs-Tabelle Armaturen Bauart zu Abwasserart

Armaturen Bauart	Abwasserart				
	Regenwasser, mit einem Rechen vor- gereinigtes Oberflächenwasser	Industrielles Abwasser; Grauwasser ohne verzopfende Bestandteile	Häusliches Abwasser mit verzopfenden Bestandteilen, Frischschlamm	Rücklaufschlamm, Überschussschlamm	Sauberes Wasser ohne Verschmutzungen, Brauchwasser
<b>Rückfluss stoppende Armaturen</b>					
<b>Rückschlagventile</b>					
Rückschlagventil, federbelastet	rot	rot	rot	rot	grün
Fußventil mit Einlaufseiherr und Saugkorb	grün	grün	rot	rot	grün
Düsenrückschlagventil	rot	rot	rot	rot	grün
<b>Rückschlagklappen</b>					
Rückschlagklappe mit / ohne Hebel und Gewicht	grün	grün	grün	grün	grün
Gruppenrückschlagklappe	gelb	grün	rot	rot	grün
Schrägsitz-Kipp-Rückschlagklappe mit / ohne Hebel und Gewicht	gelb	grün	rot	grün	grün
Rückflussverhinderer	grün	grün	grün	grün	grün
Kugelrückschlagventile	grün	grün	grün	grün	grün
Doppelflügelrückschlagklappen	rot	grün	rot	rot	grün
Einklemmrückschlagklappe	gelb	grün	rot	rot	grün
<b>Membran-Rückflussverhinderer</b>					
Düsenrückschlagventil	rot	gelb	rot	rot	grün
Membran-Rückschlagventil	rot	gelb	rot	rot	grün
<b>Sonstige Armaturen</b>					
Schwimmerausflussventile	rot	gelb	rot	rot	grün
Be- und Entlüftungsventile	grün	grün	rot	rot	grün
Abwassertaugliche Be- und Entlüftungsventile	grün	grün	grün	grün	grün
Sicherheitsventile	gelb	grün	rot	rot	grün
Freilauf-Rückschlagventile	rot	grün	rot	rot	grün
Auslauf und Endklappe, Rückstauklappe	grün	grün	rot	rot	grün

## Legende:

	nicht einsetzbar
	bedingt einsetzbar
	einsetzbar

# Bauwerksgestaltung

Die Bauwerksgestaltung einer Pumpstation wird weitgehend vom Einsatzzweck bestimmt. Neben den rein baulichen und mechanischen Anforderungen sind aber auch hydraulische (strömungstechnische) Aspekte bei der Planung und Bauausführung zu berücksichtigen. Die Konzeption der strömungsführenden Bereiche beginnt mit dem Zulauf zur Pumpstation, führt über die teilweise erforderliche Pumpensumpfkontur zu der (den) Pumpe(n) und endet bei der Druckrohrleitung bzw. dem Auslaufsystem.

Die Pumpenhersteller sind bemüht, die für den Einsatz der Kreiselpumpen erforderlichen Soll-Abmessungen (z. B. zur Bauwerksgeometrie) entsprechend in den Produktunterlagen zu dokumentieren. Diese Angaben bilden für den Planungsprozess wesentliche Anhaltswerte, um die Hauptabmessungen einer Pumpstation zu ermitteln. Die erfolgreiche Planung einer Pumpstation ist vielschichtig und beinhaltet neben den reinen Vorgaben zu Mindestabständen zwischen den Pumpen oder Soll-Abmessungen wie Bodenabstand und Bodenkontur auch Fragen zur Gestaltung zwischen Zulauf und der (den) Pumpe(n) selbst.

Kommt es bei der Planung oder in der Bauphase zu gravierenden Abweichungen bei den Soll-Abmessungen, den Mindestwasserspiegeln oder der Geometrie der strömungsführenden Teile der Pumpstation, kann die einwandfreie Funktion der gesamten Station in Frage gestellt sein. Es ist dabei unbedeutend, ob es sich um einzelne Abweichungen handelt oder eine ganze Summe von Abweichungen die Probleme erzeugen. Die für den Betrieb der Pumpe(n) erforderlichen Randbedingungen werden durch die Änderungen oder Abweichungen nicht erfüllt und die Kreiselpumpe(n) weist (weisen) entweder durch ihr Laufverhalten oder ihre Leistungsabweichung(en) auf die vorliegenden Probleme hin. Fließen hingegen die Vorgaben des Pumpenherstellers zur hydraulischen und mechanischen Gestaltung der Pumpstation frühzeitig in das Gesamtlayout mit ein, können Fehlfunktionen – wie Nichterreichen der geforderten Leistungsdaten und Betriebsstörungen – ausgeschlossen werden.

Nach Prosser [5.1] lassen sich die Kriterien für ein schlechtes Layout einer Pumpstation klar benennen und bewerten.

Zunächst seien hier die geometrischen Einflüsse aufgeführt:

1. zu klein ausgelegte Schütze oder Steuerventile,
2. abrupte Richtungswechsel der Strömung (z. B. scharfe Ecken),
3. getauchte Strömungsbereiche mit hohen Geschwindigkeiten (z. B. Diffusoren mit zu großem Öffnungswinkel),
4. Stufen oder Absätze im Bereich des Bodens,
5. Wehre, die nicht der Energievernichtung dienen,
6. Pfeiler, Säulen und Leitrippen,
7. falsche Gestaltung des Baukörpers oder eine Betriebsweise, die zu asymmetrischer Strömungsverteilung im Sumpf führt,
8. Zulauf oberhalb des Wasserspiegels im Sumpf.

Die Punkte 1, 2, 3, 6 und 7 können Wirbel am Pumpeneinlauf auslösen. In extremen Fällen werden luftziehende Oberflächenwirbel und getauchte Wirbel gebildet (Abb. 107 und Abb. 108). Die Punkte 4, 5 und 8 können zum Lufteintrag in das Fördermedium führen, während die Punkte 3, 4 und 5 instationäre Strömungszustände im Sumpf auslösen können.

Aufgabe des Pumpensumpfes ist es, eine Volumenvorlage zu bilden und gute Zuströmbedingungen für die Pumpen zu generieren; dazu sind die nachfolgenden hydraulischen Bedingungen in der Pumpstation zu vermeiden:

- Jets, also Zuflüsse mit hoher Strömungsgeschwindigkeit, die auf stehende oder langsam fließende Fördermedien treffen (da diese beim Auftreffen große instationäre Wirbelgebiete im Nach- bzw. Ablauf bilden),
- Gebiete mit Strömungsablösung,
- Strömungen mit hohen Geschwindigkeiten ( $v > 2$  m/s),
- instationäre Strömungen,
- große Oberflächenwellen,
- frei abstürzende Zuläufe.

Werden die hier aufgeführten Kriterien bei der Bauwerksplanung und Bauausführung berücksichtigt, ist dies ein bedeutender Schritt zu einem störungsfrei funktionierenden Pumpwerk.

Vergleiche der erforderlichen Soll-Abmessungen in Dokumentationen verschiedener Hersteller wie auch in Dokumentationen international anerkannter Forschungseinrichtungen haben gezeigt, dass die von KSB in den jeweiligen Baureihenheften bzw. Software-Tools dokumentierten Geometrien mit zu den kleinsten erforderlichen Abmessungen von Pumpstationen führen und damit auch zu entsprechenden Kosteneinsparungen.



Abb. 85: Rechen mit automatischer Reinigung

## Rechen-Einrichtungen

Für den störungsfreien Betrieb der Pumpen ist je nach Art und Herkunft des Fördermediums der Einbau von Grobrechen (Stababstand zwischen 5 und 30 cm) (Abb. 85) und / oder Feinrechen (Stababstand zwischen 5 und 20 mm) sowie gegebenenfalls vorgeschalteten Geröllfängen erforderlich (Abb. 86). Deren Reinigung sollte automatisch über eine entsprechende Mechanik bei laufendem Pumpenbetrieb möglich sein (Abb. 85). Insbesondere bei Anwendungen wie der Entnahme von Oberflächenwasser aus Flüssen, Seen und Kanälen, aber auch Regenwasserpumpstationen („storm water“) sind diese Reinigungseinrichtungen dringend geboten.

Besonders bei der Entnahme von Flusswasser wird das Problem der Mitförderung von Geröll und Sedimenten häufig verdrängt. Falls man die Pumpstation aber nicht mit den beschriebenen Einrichtungen ausstattet, führt dies bei längerem Betrieb zum Versanden bzw. zu starken Ablagerungen in Totwasserzonen im und am Bauwerk sowie zu einem erhöhten Verschleiß der Kreiselpumpen; mechanische Schäden an den Laufrädern und anderen Pumpenteilen sind nicht auszuschließen (Abb. 91).

Wo der Rechen in die Pumpwerkskonzeption aufgenommen wird, liegt in den Händen des Planers. Entweder wird der Rechen vor dem Pumpwerk bzw. vor dem Sumpf installiert, um das Eindringen von Grobstoffen in das Bauwerk auszuschließen, oder es werden Einzelrechen direkt in die Gestaltung der Einlaufkammer aufgenommen. Hier muss die Kammerlänge unter Umständen vergrößert werden, da sich der freie Strömungsquerschnitt durch den Einbau des Rechens etwas verkleinert. Hinter dem Rechen entsteht eine über dem Strömungsquerschnitt ausgeglichene Geschwindigkeitsverteilung – günstig für den Pumpenbetrieb. Voraussetzung ist aber, dass der Rechen weitgehend frei von Rechengut ist (Abb. 85). Ebenso ist bei der Bewertung des minimal zulässigen Wasserstandes  $t_1$  im Pumpensumpf zu berücksichtigen, dass ein belegter Rechen einen Strömungswiderstand darstellt und sich ein Wasserspiegelunterschied zwischen Vorder- und Hinterseite ausbildet. Hier darf der Wasserstand hinter dem Rechen nicht den minimal zulässigen Wasserstand  $t_1$  für den Betriebspunkt der Pumpe unterschreiten.

Als Richtwert für den maximal zulässigen Stababstand des Rechens sollte der halbe freie Kugeldurchgang des Pumpenlaufrades gelten. Dieser Wert kann der entsprechenden Pumpenkennlinie entnommen werden (siehe Baureihenheft bzw. Auslegungssoftware).

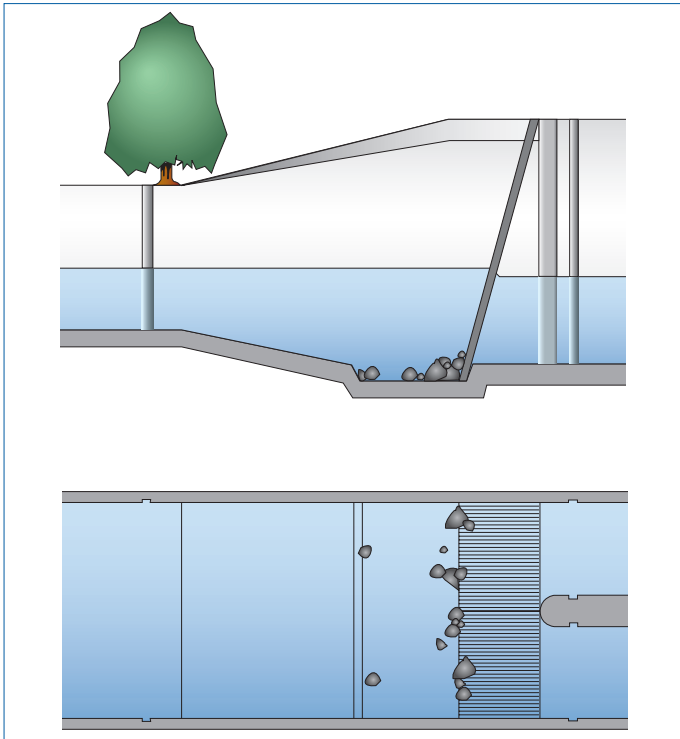


Abb. 86: Geröllfang vor einer Pumpstation

Um den Einfluss des Rechens auf den Wasserstand direkt vor den Pumpen bewerten zu können, sollte man – wenn keine Feinauslegung erfolgt – auf die vereinfachte Berechnung nach Hager [10] zurückgreifen.

Dabei ergibt sich die Wasserspiegelabsenkung hinter dem Rechen  $\Delta H$  zu

$$\Delta H = \xi_{Re} \cdot \frac{v_0^2}{2g} \tag{Formel (18)}$$

$$\text{mit } \xi_{Re} = \beta_{Re} \cdot c_{Re} \cdot \sin \sigma_{Re} \cdot \zeta_{Re} \tag{Formel (19)}$$

**Legende:**

- $\Delta H$  = Wasserspiegelabsenkung hinter dem Rechen [m]
- $\xi_{Re}$  = Verlustbeiwert des Rechens
- $v_0$  = Anströmgeschwindigkeit vor dem Rechen [m/s]
- $\beta_{Re}$  = Verlustbeiwert für die Geometrie der Rechenstäbe
- $c_{Re}$  = Korrekturfaktor für die Art der Reinigung bzw. Belegung
- $\sigma_{Re}$  = Neigungswinkel der Rechenstäbe [°]
- $\zeta_{Re}$  = Beiwert für Rechengeometrie
- $g$  = Fallbeschleunigung (9,81 m/s<sup>2</sup>)

Für die unterschiedlichen Formen der Rechenstäbe (Abb. 88) können folgende Werte benutzt werden:

Form	1	2	3	4	5	6	7
$\beta_{Re}$	1	0,76	0,76	0,43	0,37	0,3	0,74

Tabelle 15: Verlustbeiwert für die Geometrie der Rechenstäbe

$\bar{L}$  ist die Länge des Rechenstabprofils und  $\bar{d}$  die Breite. Wenn jetzt das Verhältnis  $\bar{L}/\bar{d}$  etwa gleich 5 ist und die Bedingung  $\bar{b}/\bar{a} > 0,5$  erfüllt ist, kann die Formel (19) für  $\zeta_{Re}$  vereinfacht werden zu

$$\xi_{Re} = \frac{7}{3} \cdot \beta_{Re} \cdot c_{Re} \cdot \sin \sigma_{Re} \cdot \left[ \frac{\bar{b}}{\bar{a}} - 1 \right]^3 \tag{Formel (20)}$$

**Legende:**

- $\xi_{Re}$  = Verlustbeiwert des Rechens
- $\beta_{Re}$  = Verlustbeiwert für die Geometrie der Rechenstäbe (Tabelle 2)
- $c_{Re}$  = Korrekturfaktor für die Art der Reinigung bzw. Belegung
- $\sigma_{Re}$  = Neigungswinkel der Rechenstäbe [°]

Für  $c_{Re}$  gilt:

- $c_{Re}$  = für freigelegte Rechen
- $c_{Re}$  = 1,1 ... 1,3 für mechanisch gereinigte Rechen
- $c_{Re}$  = 1,5 ... 2,0 für manuell gereinigte Rechen

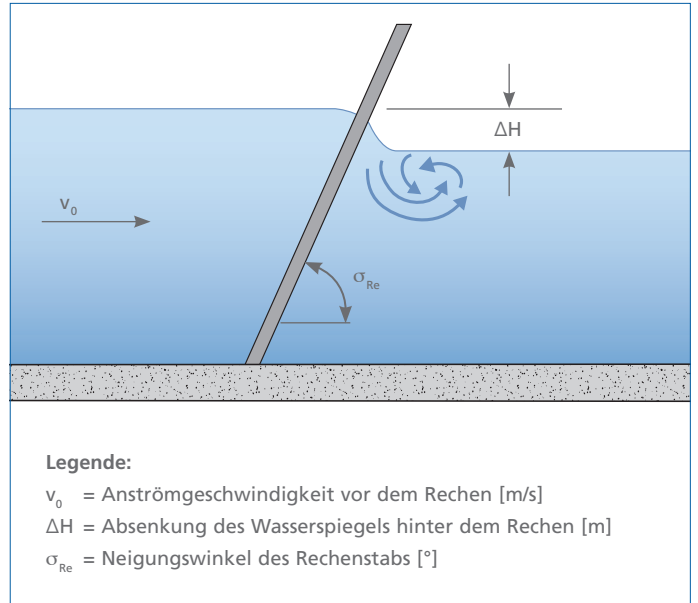


Abb. 87: Rechendurchströmung ohne Bodenabsenkung

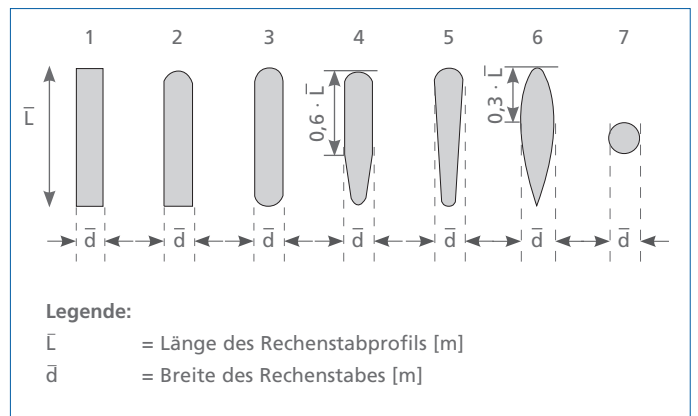


Abb. 88: Form von Rechenstäben

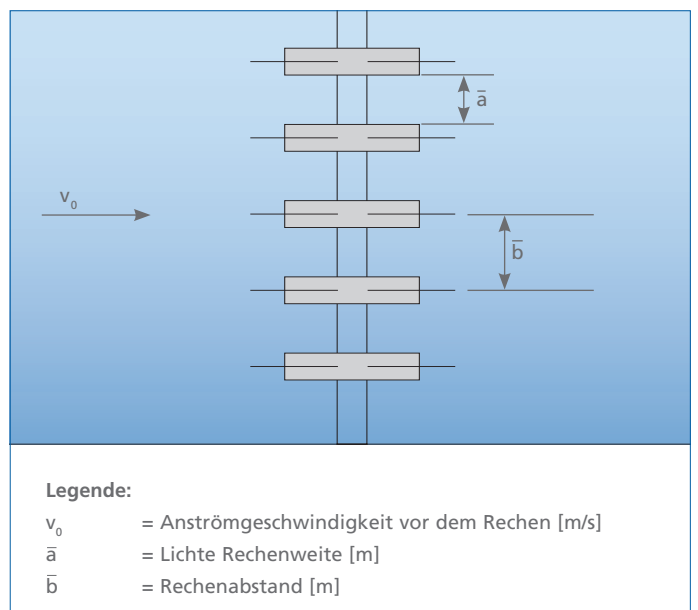


Abb. 89: Grundriss des Rechens



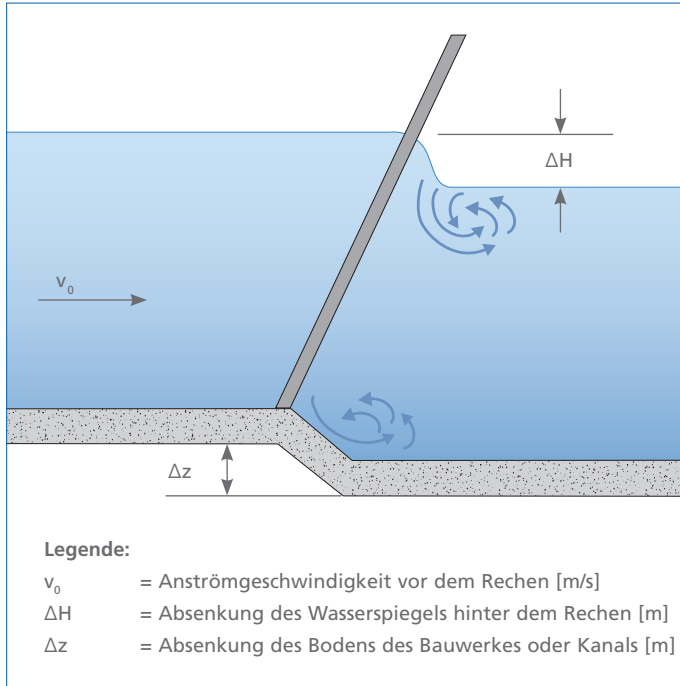


Abb. 90: Rechendurchströmung mit Bodenabsenkung

Um die bei der Durchströmung des Rechens auftretenden Verluste  $\Delta H$  zu kompensieren (Abb. 90), wird im Bereich des Unterwassers häufig der Boden des Bauwerkes bzw. Kanals um diesen Betrag  $\Delta z$  abgesenkt:  $\Delta H = \Delta z$

Allgemein übliche Größenordnungen für Verluste durch Rechen liegen bei 5 cm für maschinelle Reinigung und ca. 10 cm bei manueller Reinigung.

Für die Durchführung einer Feinauslegung von Rechen wird die Vorgehensweise nach Idelchik [11, S. 504 ff.] empfohlen. Diese Verfahrensweise bietet sich an, wenn auch der Einfluss von schräger Anströmung des Rechens mitberücksichtigt werden muss oder die Form der Rechenstäbe von der Form in Abb. 88 stark abweicht.

Rechen werden häufig direkt in den Bereich der Einlaufkammer integriert. Dadurch erhält jede Pumpe ihren eigenen Rechen. Der Abstand einer Rechenanlage zu der Pumpe sollte mindestens bei  $4 \cdot D$  liegen ( $D$  = Durchmesser Ansaugstutzen).

Wird eingeschätzt, dass die Anströmung des Rechens unter Umständen seitlich erfolgen kann und dieser Einfluss auf den Wasserspiegel hinter dem Rechen schlecht vorhersagbar ist, kann die Verlängerung der Einlaufkammerwand und das Zurücksetzen des Rechens in den Bereich der Einlaufkammer zu besser definierten und ausgeglichenen Anströmverhältnissen für die Pumpe und den Rechen führen.

Die Reinigung des Rechens sollte vorzugsweise automatisch erfolgen (Abb. 85). Um den Reinigungsvorgang auszulösen, kann die Differenz der Wasserspiegel vor und hinter dem Rechen genutzt werden. Damit ist sichergestellt, dass entsprechend dem Reinigungsbedarf auch eine Aktion erfolgt. Das manuelle Reinigen ist für Pumpenanlagen im Dauerbetrieb schlecht, muss doch das Betriebspersonal regelmäßig den Wasserspiegel kontrollieren und immer wieder die Reinigung durchführen. Auch die Variante durch eine Zeitsteuerung ist nicht zuverlässig genug.



Abb. 91: Holz im Laufrad einer KRT-Pumpe

## Bermenbildung in Pumpensämpfen

Da es sich bei Abwasser oder Schmutz- bzw. Oberflächenwasser meist um ein mit Feststoffen beladenes Fördermedium handelt, sollte man sich bei der Planung des Pumpensämpfes auch über den Mittransport der Bestandteile Gedanken machen.

Verlässt das Fördermedium die Zulaufleitung, sinkt die Strömungsgeschwindigkeit, und je nach Geschwindigkeitsverteilung im Bauwerk kommt es zu Sedimentationserscheinungen und Schwimmdeckenbildung. Die Pumpe(n) ist (sind) nicht mehr in der Lage, die sedimentierenden Fluidbestandteile anzusaugen und mit dem Wasser aus dem Bauwerk zu transportieren.

Ist das Bauwerk nicht mit entsprechenden Schrägen (Bermen) ausgekleidet, bauen sich diese Sedimentationen weiter auf und können dann zur Veränderung der Bauwerksdurchströmung bzw. Verstopfung der Pumpe(n) führen. Dieser Situation kann vorgebeugt werden, indem ausreichend große Bodenschrägen bzw. Bermen (Eckenauskleidungen) gestaltet werden. Je nach Oberflächenbeschaffenheit des Bauwerkes können die Winkel variieren. Nach ATV DVWK-A134 werden Winkel um 60 Grad empfohlen. Dies führt jedoch bei gleichem Sumpfvorlagevolumen zu recht kostenintensiven Bauwerken, da das Bauwerk sehr tief wird. Werden die Oberflächen beschichtet, kann der Winkel flacher gestaltet und damit die Bauwerkstiefe reduziert werden (man vergleiche hierzu auch die Empfehlungen des Hydraulic Institute 9.8 von 2018).

Wird der Pumpensämpfboden sehr flach gestaltet, ist zu überlegen, ob nicht durch gezielte Strömungsführung (eventuell mit Hilfe von Einbauten) ein Spülen erreicht werden kann. Dies geschieht z. B. durch lokale Querschnittsveränderungen für die Strömung, um die Strömungsgeschwindigkeiten anzuheben und so die Feststoffe / Sedimente weiterzubewegen. Eine Faustregel besagt: Alle Gebiete mit Strömungsschwach- bzw. Totzonen mit Beton füllen, um Ablagerungen grundsätzlich auszuschließen.

Um Ablagerungen im Bereich von Strömungsschwachzonen vorzubeugen, bietet es sich an, auch den Bereich zwischen dem Fußkrümmer der Pumpe und der Bauwerkswand (in Anströmrichtung betrachtet) mit einer entsprechend gestalteten Berme zu schließen (Abb. 93 und Abb. 95). Diese soll jedoch noch nachträgliche Montagearbeiten am Fußkrümmer gestatten (Montagefreiheit für Ausrichtung und Verschraubung). Die Beschichtung der Betonkontur hat neben dem verbesserten Gleitverhalten der Abwasserbestandteile noch den Vorteil, dass der Baukörper vor der sogenannten Betonkorrosion geschützt ist. Auf dieses Thema soll trotz seiner großen Bedeutung hier nicht weiter eingegangen werden.



Abb. 92: Schwimmdeckenbildung im Pumpensämpf

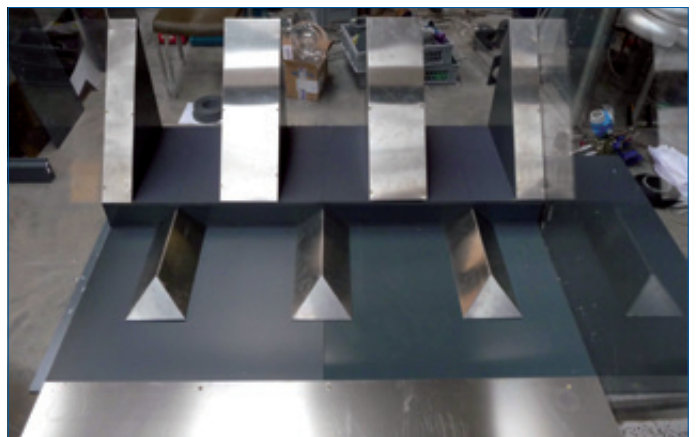


Abb. 93: Bau eines Modells für eine Abwasserpumpstation mit Bermen und Bodensplittern

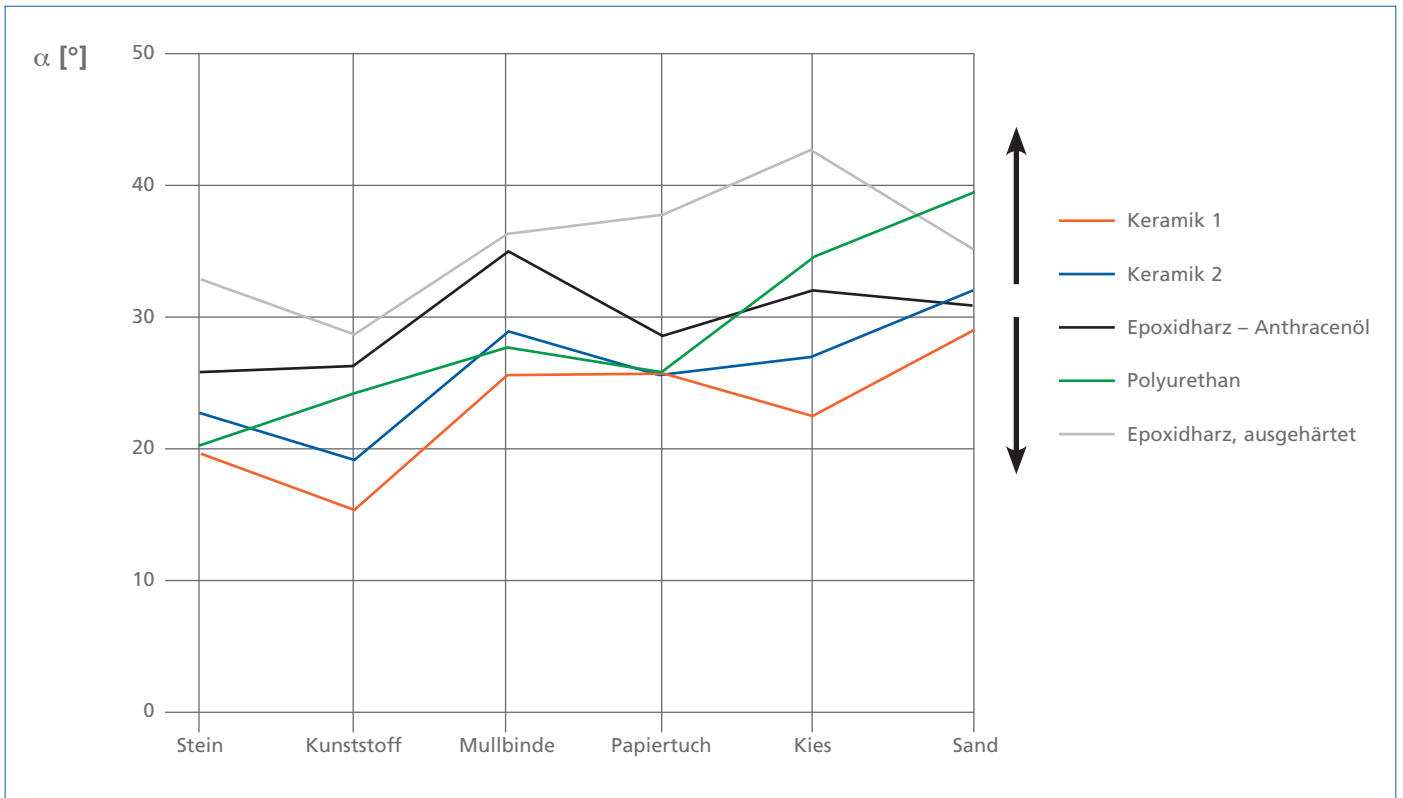


Abb. 94: Abgleitwinkel verschiedener Abwasserbestandteile bei entsprechender Beschichtung (ohne Strömungseinfluss)

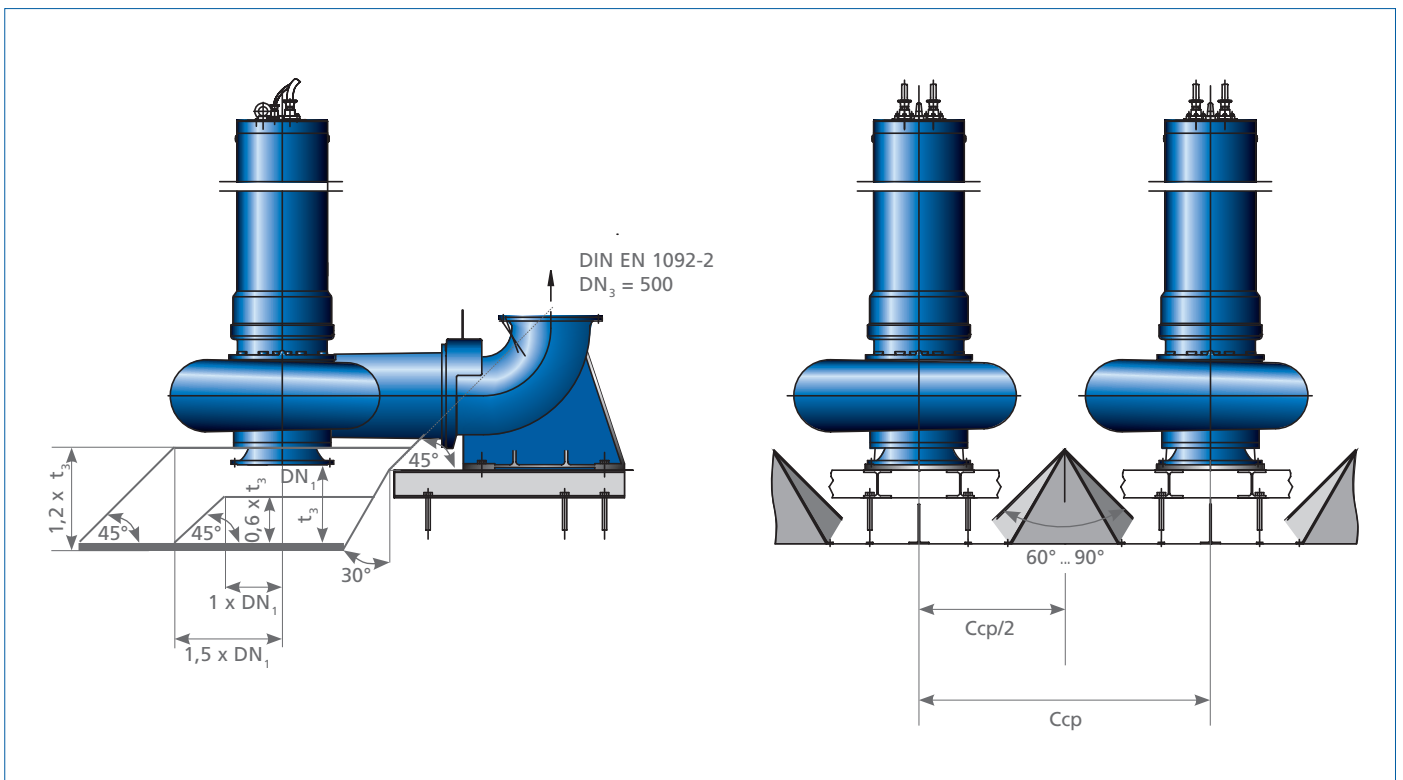


Abb. 95: Geometrische Ausbildung der Boden- und Trennsplitter

Die TU Berlin hat im Auftrag von KSB zu diesen Sachverhalten umfangreiche Untersuchungen durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen den Einfluss des Neigungswinkels einer Berme mit entsprechender Beschichtung auf das Ableitverhalten einzelner Abwasserbestandteile (Abb. 94).

Wird jetzt in Abb. 95 noch von sich einstellenden Strömungsgeschwindigkeiten im Pumpensumpf ausgegangen, kann unter Umständen der Neigungswinkel verringert werden, ohne dass sich Sedimentationen im Bereich des Bodens aufbauen. Damit wäre wieder ein Einfluss auf die Bauwerkskosten gegeben. Eine genauere Vorhersage der sich einstellenden Situation im Pumpensumpf kann beispielsweise durch eine CFD-Simulation gemacht werden (siehe Kapitel „Die Bedeutung von CFD-Simulationen“, Seite 86). Der Einfluss einer Oberflächenzerstörung (Rauigkeitsanstieg) durch feste Abwasserbestandteile oder durch Erhöhung des Gleitwiderstandes (Verkleben) durch Fette und Öle war nicht Bestandteil der Untersuchung und muss je nach lokaler Abwasserzusammensetzung geschätzt werden.

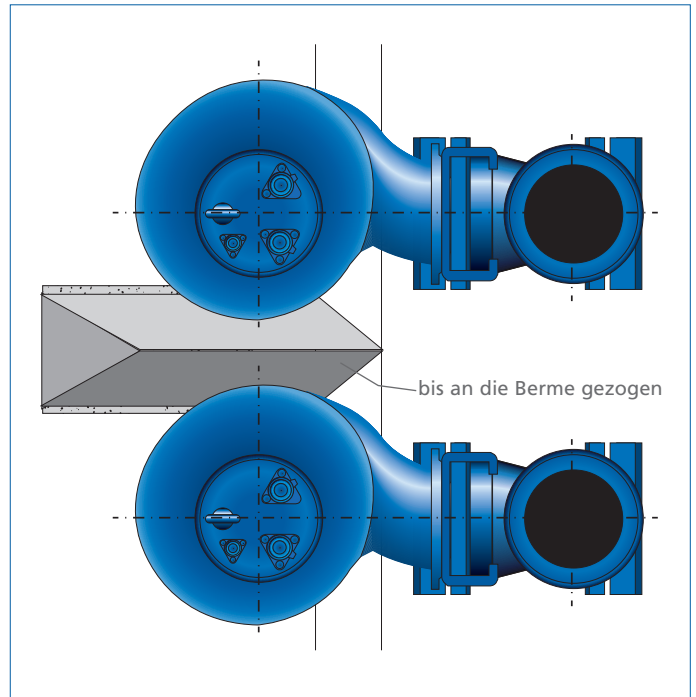


Abb. 96: Draufsicht – Trennsplitter zwischen zwei Pumpen

## Splitter zur Vermeidung getauchter Wirbel

Bei der Aufstellung von Pumpen kann es durch ungünstige Anströmbedingungen zur Bildung von getauchten Wirbeln kommen, die dann einen negativen Einfluss auf die Leistung bzw. Laufruhe der Pumpen haben. Um diese Wirbelbildung bereits bei der Planung der Pumpstation mitzubedenken, kann durch den Einbau von Bodensplitttern bzw. Trennsplitttern zwischen den Pumpen aktiv Einfluss genommen werden (Abb. 95 und Abb. 96). Hierbei dienen die Bodensplitter unter dem Ansaugquerschnitt (Saugmund) der direkten Beeinflussung der Zulaufströmung hinsichtlich Drallfreiheit. Die Trennsplitter sollen die Ausbildung getauchter Wirbel zwischen den Pumpen vermeiden; die erforderlichen geometrischen Abmessungen lassen sich aus der Geometrie der geplanten Pumpenbaugröße herleiten. Die Position der Bodensplitter muss absolut symmetrisch bezogen auf den Saugmund der Pumpe erfolgen, da sonst eine unsymmetrische Laufradanströmung mit den bekannten Folgen erzeugt wird.

Die ermittelten Abmessungen werden dann an die Form des Pumpensumpfes angepasst bzw. abhängig von Bermen und Wandkontur verlängert. Dies reduziert zu geringe Strömungsgeschwindigkeiten in unmittelbarer Umgebung der Pumpe und verhindert zugleich unerwünschte Ablagerungen.

## Bedeutung der Variablen und Abmessungen

Abmessung Variable	Beschreibung
A	Abstand der Mittellinie des Pumpensaugstutzens bis zum Zulauf bzw. der gegenüberliegenden Wand
$C_{cp}$	Mittellinienabstand benachbarter Saugstutzen / Pumpen
$C_{cw}$	Seitenwandabstand bezogen auf die Mittellinie des Ansaugstutzens
$C_o$	Öffnung in der Prallwand bzw. im Balkon
$C_w$	Breite des Tosbeckens bzw. des Balkons
$C_b$	Balkonhöhe über der Pumpensumpfsohle
Y	Mindestabstand der Mittellinie des Saugstutzens bis zum Auslass eines vorgeschalteten Rechens
$\alpha$	Winkel des Bodengefälles vor der Absaugebene

Tabelle 16: Bedeutung der Variablen und Abmessungen

Die Fertigung der Splitter kann mitunter statt aus Beton alternativ auch als Blechkonstruktion (Edelstahl) erfolgen. Der Vorteil von Blechkonstruktionen liegt u. a. auch darin begründet, dass die Montage nach Abschluss aller Betonarbeiten und dem Abschluss der Installation der Pumpen erfolgen kann. Die Bedingung der Symmetrie, bezogen auf den Pumpensaugstutzen, ist dann leichter zu beherrschen.

Die Position der Trennsplitter zwischen den Pumpen basiert auf den Mindestabständen, die sich aus dem geforderten maximalen Volumenstrom der Einzelpumpe ableiten (Abb. 96). Die dabei entstehende optische Unsymmetrie ist für die hydraulische Wirkung dieser Splitter nicht von Bedeutung und resultiert aus der Überlagerung der Position des Saugmundes, bezogen auf die spiralförmige Ausbildung des Gehäuses der Pumpe.

## Abmessungen für den Pumpensumpf und die Pumpenaufstellung

Die erforderlichen Mindestabmessungen zum Aufstellen von Pumpen in einem Pumpensumpf sind eine Funktion des maximalen

Volumenstromes der Einzelpumpe sowie der maximalen Zahl der Pumpen in der Pumpstation. Dieser Einzelvolumenstrom führt dann zu Abmessungen, die den erforderlichen Wandabstand, den Abstand zur nächsten Pumpe und auch die Position zum Zulauf (Kanal oder Rohr) beschreiben. Die vorliegende Orientierung (Zuströmrichtung in den Pumpensumpf) des Zulaufes in Bezug zur Aufstellenebene der Pumpen und das Höhenniveau des Zulaufes sind das Entscheidungskriterium für die weitere Vorgehensweise bzw. dafür, welche konstruktive Gestaltung gewählt werden muss. Der Gesamtvolumenstrom der Pumpstation bzw. der maximale Einzelvolumenstrom der Pumpe(n) sollte auch hinsichtlich einer erforderlichen Modelluntersuchung bewertet werden (vergl. Absatz „Die Notwendigkeit von Modelltests“, Seite 82).

Mit Hilfe der Tabelle 16 können die erforderlichen Mindestabmessungen zur Gestaltung einer Pumpstation eindeutig zugeordnet werden; sie orientiert sich an der Terminologie des international bekannten Standards des Hydraulic Institute H.I. 9.8 – 2018 [5.6].

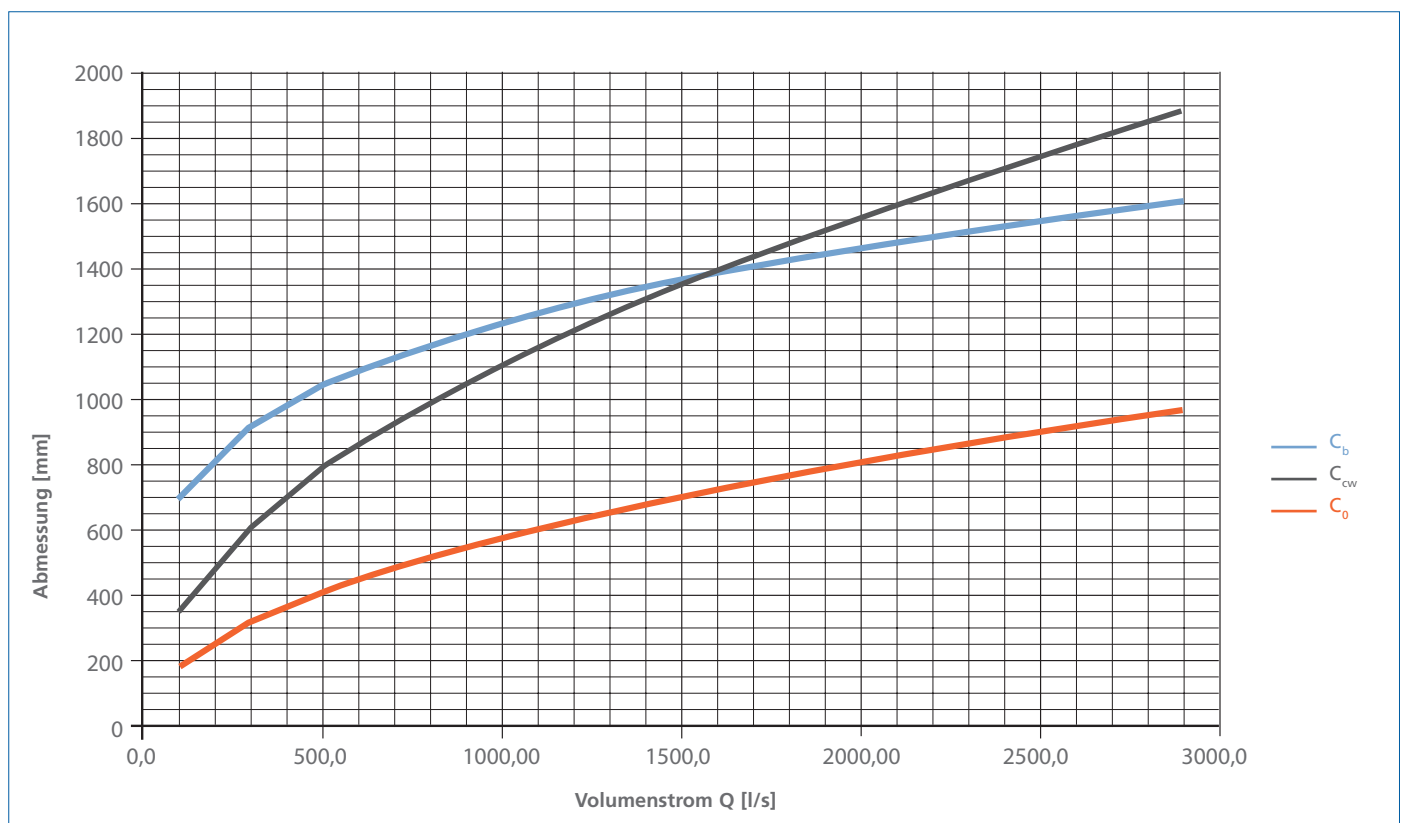


Abb. 97: Mindestabmessungen für den Pumpensumpf



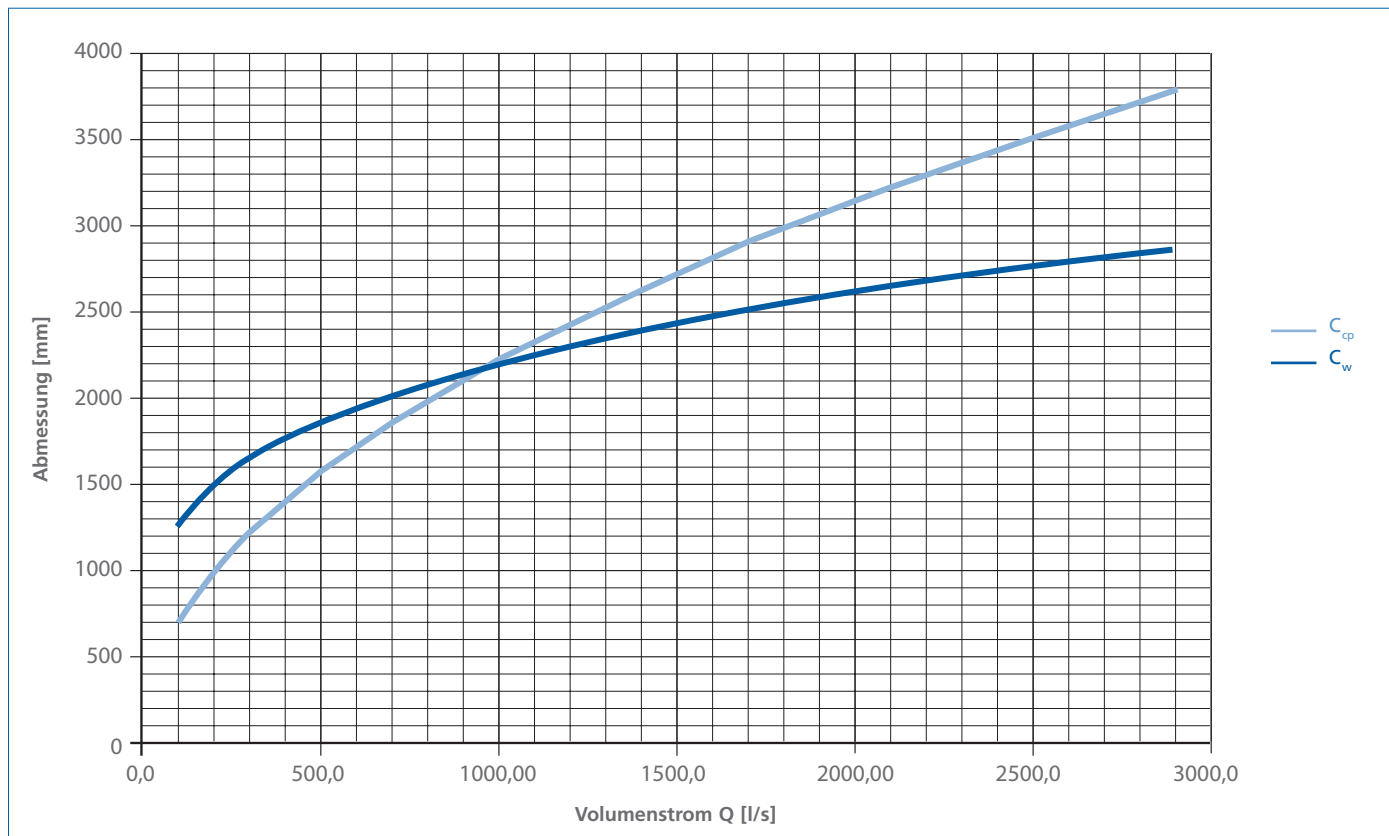


Abb. 98: Mindestabmessungen für den Pumpensumpf

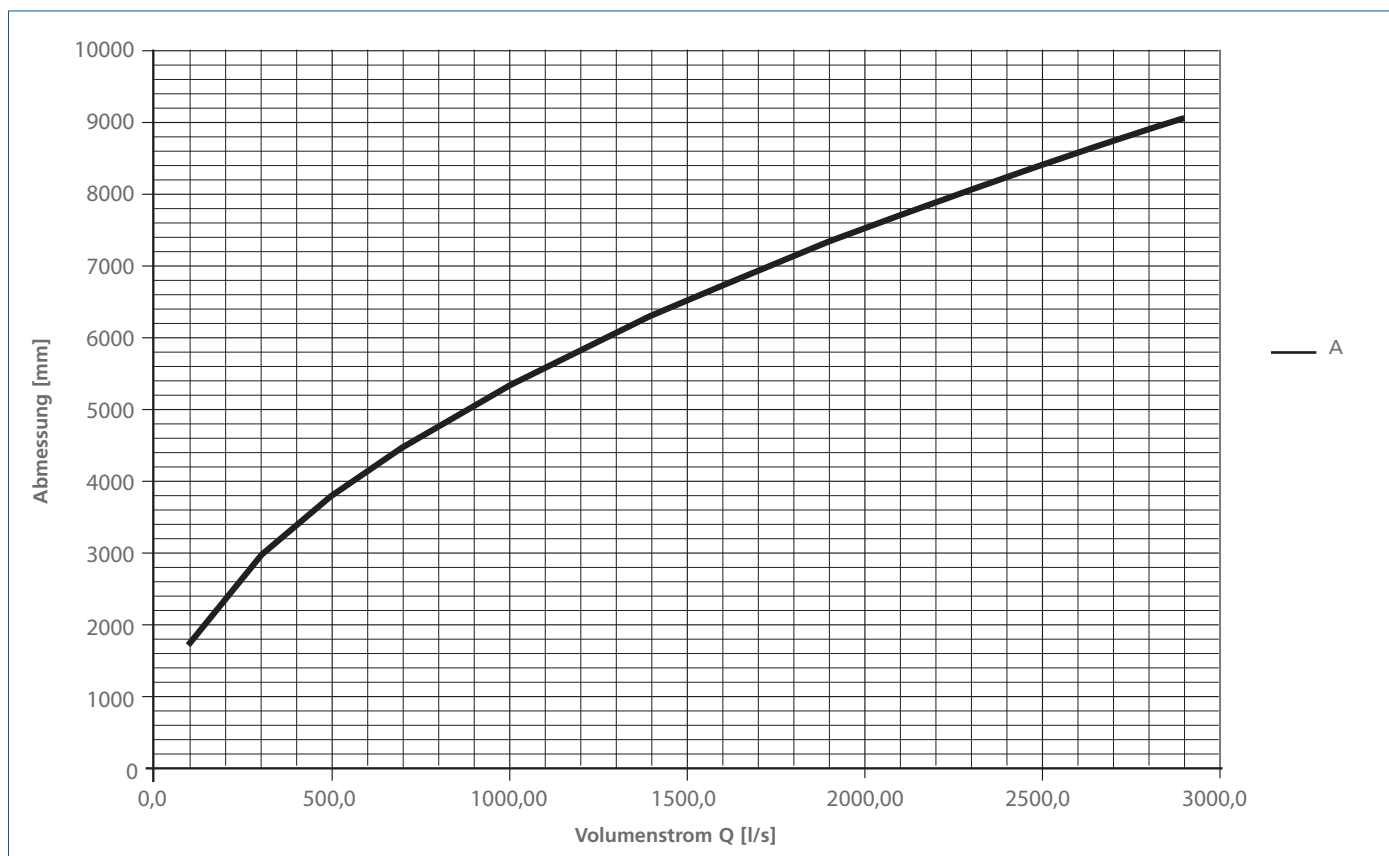


Abb. 99: Mindestabmessungen für den Pumpensumpf



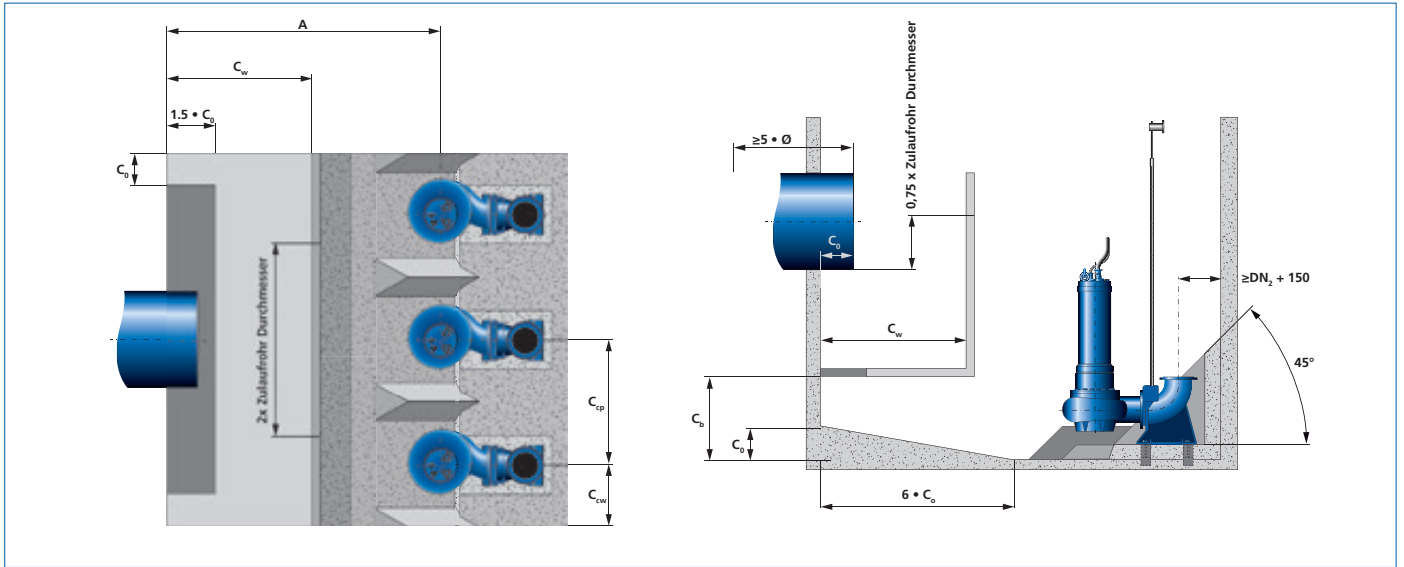


Abb. 100: Beispiel KRT (nass aufgestellt) mit direkter Anströmung und Höhendifferenz zwischen Rohrsohle und Pumpensumpf

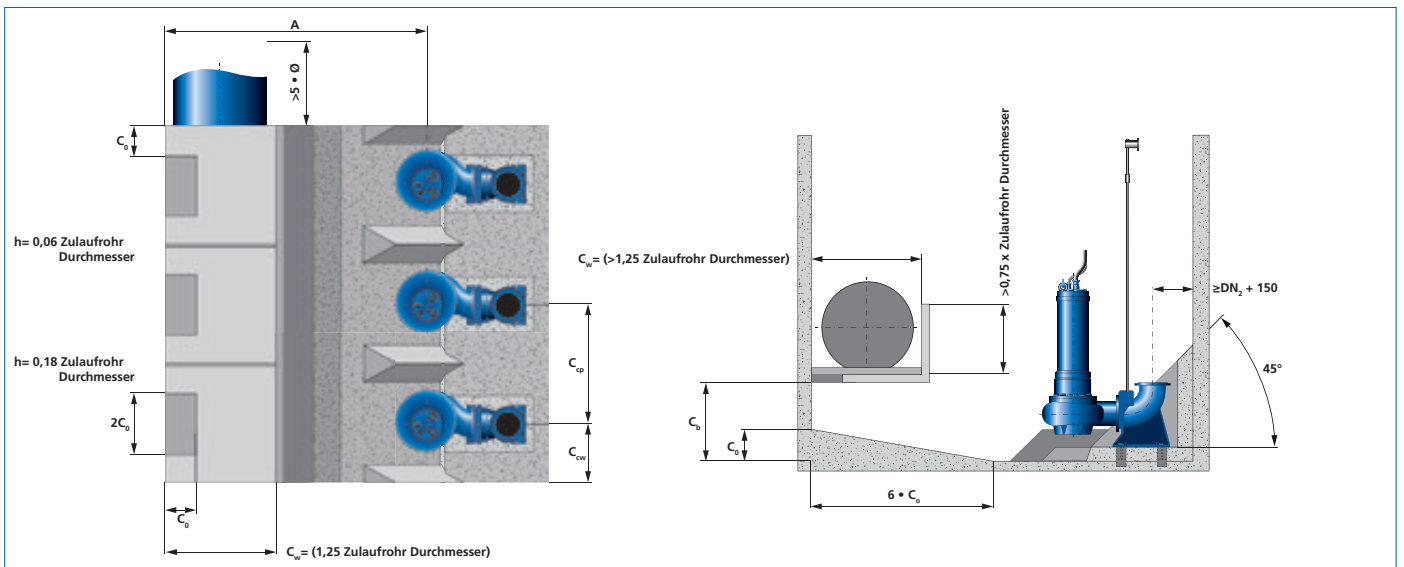


Abb. 101: Beispiel KRT (nass aufgestellt) mit Anströmung längs zur Pumpenaufstellung und Differenz zwischen Rohrsohle und Pumpensumpf

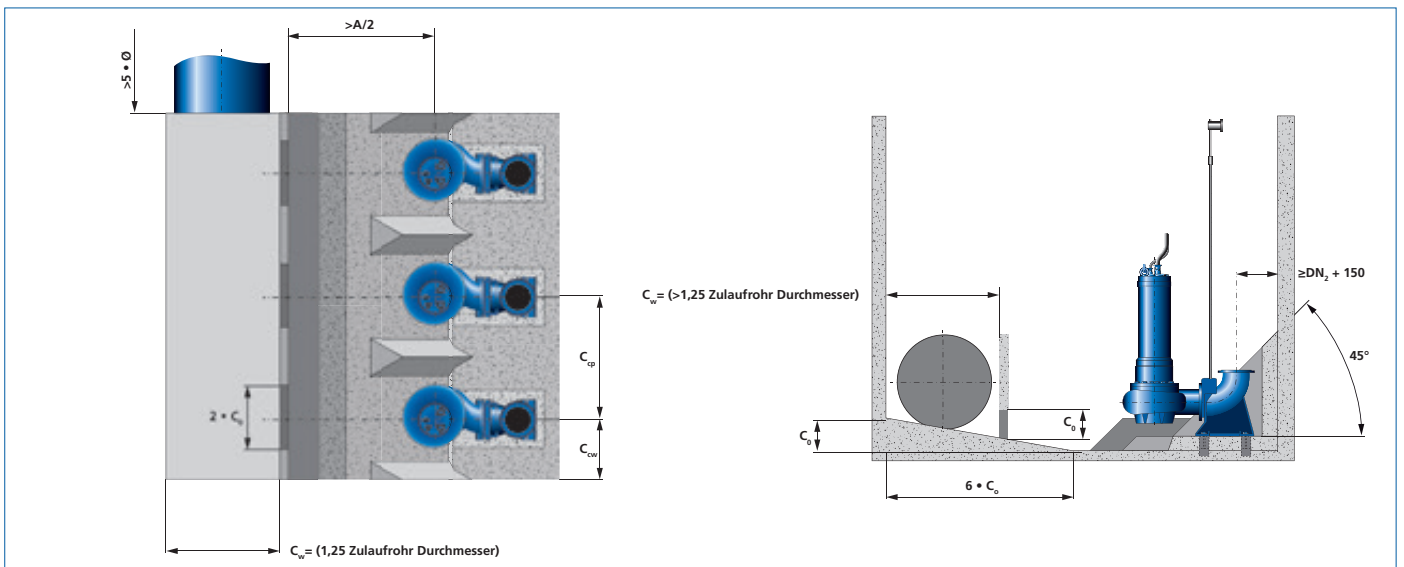


Abb. 102: Beispiel KRT (nass aufgestellt) mit Anströmung längs zur Pumpenaufstellung, ohne Differenz zwischen Rohrsohle und Pumpensumpf

Die Abb. 97 bis Abb. 102 liefern die erforderlichen Abmessungen in Abhängigkeit des Förderstroms der Einzelpumpe. Die Gültigkeit der Diagramme beschränkt sich auf eine max. Pumpenanzahl von fünf Einzelpumpen. Ist die Anzahl der Pumpen pro Pumpensumpf größer, muss eine Validierung der Pumpensumpf-abmessungen mittels CFD und ggf. Modellversuch erfolgen. Die Aufstellung von Pumpen höherer Anzahl (>5) nebeneinander führt zu schwer vorhersagbaren Einflüssen der Verteilung des Eintrittsimpulses im Pumpensumpf mit entsprechenden Auswirkungen speziell bei der Förderung von Abwasser. Erfolgt der Zulauf direkt in Richtung der Pumpenaufstellung, ist der Eintrittsimpuls durch eine Prallwand mit Bodenöffnung zu zerstören. Ist eine Höhendifferenz zwischen Rohrsohle und minimalem Wasserspiegel im Pumpensumpf zu überwinden, kann dies mit einer Art Balkonkonstruktion erfolgen. Die Größe des Zulaufquerschnittes muss sich an den zulässigen maximalen Eintrittsgeschwindigkeiten von 2,0 m/s orientieren. Der Zulaufkanal selbst muss mindestens eine gerade Länge von 5 x Durchmesser des Zulaufrohres besitzen, um negative Effekte aus Umlenkungen oder Einbauten vor dem Pumpensumpf auszugleichen. Dies gilt auch für die Zulauforientierung längs zur Pumpenaufstellung (siehe hierzu die Abb. 100, Abb. 101 und Abb. 102).



Abb. 103: Tauchmotormischer im Pumpensumpf

- Die operative Fahrweise ist nicht so angelegt, dass die Hydraulik überfordert würde (wie die Konzentration der Gesamtschmutzfracht z. B. eines Regenüberlaufbeckens auf eine kurze Stoßbelastung von Minuten).
- Die Schmutzfracht bzw. das Medium sind hinsichtlich ihrer Beschaffenheit kein Extremfall.

## Nassaufgestellte Tauchmotorpumpen

Wichtig bei der Festlegung der Mindestabmessungen für den Pumpensumpf ist die Lage des Zulaufkanals bzw. Zulaufrohres. Also: ob der Zulauf auf dem Höhenniveau der Pumpensumpfsohle erfolgt oder ein zusätzlicher Höhenunterschied zu überwinden ist (Absturz auf freie Oberfläche, verbunden mit der Gefahr eines zusätzlichen Lufteintrages in das Fördermedium) und welche Richtungsorientierung der Zulauf zur Aufstellenebene der Pumpen besitzt.

## Pumpensümpfe mit hoher Schmutzfrachtbelastung

Selbst wenn die Schmutzfracht temporär oder auch dauerhaft größer ausfällt als normal, stellt das moderne Abwasserpumpstationen heute vor keine besonderen Probleme. Dazu müssen jedoch folgende Voraussetzungen erfüllt sein:

- Der Pumpensumpf ist hinsichtlich Größe und Form richtig dimensioniert.

Die Erfahrungen der letzten Jahre zeigen weltweit, dass etwa nur maximal 3 % der Pumpstationen Probleme mit zurückbleibenden Schmutzfrachten, Feststoffen oder Schlamm haben. Für diese Fälle hat es sich als absolut erfolgreich erwiesen, einen kleinen Tauchmotormischer einzusetzen (Abb. 103).

Dies ist eine der flexibelsten Möglichkeiten, zielgerichtet für Abhilfe zu sorgen – zeitlich wie örtlich.

**Zeitlich:** Der Mischer kann z. B. vor dem eigentlichen Pumpvorgang nur kurzzeitig eingeschaltet werden, wenn keine längere Betriebszeit erforderlich ist. Damit wird die Gesamtschmutzlast auf das Gesamtflüssigkeitsvolumen verteilt, um die Pumpfähigkeit so optimal wie möglich zu gewährleisten. Zudem wird die Schmutzlast von Anfang an mit ausgetragen und nicht als Satz zurückgelassen.

**Örtlich:** In Fällen von örtlichen Ablagerungen kann der Mischer mit dem Kern des Strahles direkt auf die Problemzone ausgerichtet werden; Zonen, die durch die Form oder den Zulauf genügend suspendieren, können ohne Zusatzaufwand belassen werden.

Auch Schwimmschlamm kann durch die Positionierung des Mischers eingemischt und damit abgepumpt werden.

Die wesentlichen Vorteile sind demnach:

- Der Mischer kann entsprechend der Schwere der Situation, z. B. durch Flüssigkeitsgemisch (spezifisches Gemisch), Größe und Gestalt des Sumpfes, ausgelegt werden.
- Das gesamte Sumpfvolumen kann durch einen kleinen Mischer erfasst werden.
- Flexibilität (siehe oben).
- Keine Reduzierung des Pumpenvolumenstromes und vollständiges Abpumpen ohne zusätzliche Reinigungsvorgänge.

## Die Notwendigkeit von Modelltests

Aufgabe von Modelltests ist es, die Ausbildung der Strömungen in einer geplanten Pumpstation in einem verkleinerten Modell maßstäblich nachzubilden. Damit erhält man die Möglichkeit, Problemzustände (Wirbelbildung, ungleichförmige Geschwindigkeitsverteilung usw.) gezielt zu erfassen und bei Bedarf positiv zu beeinflussen. Wegen der guten Transparenz benutzt man in der Regel Acrylglas als Modellwerkstoff (Abb. 104). Um die Strömungsverhältnisse auf das Original übertragen zu können, werden zur Gestaltung des Modells dimensionslose Kennzahlen genutzt. Diese Kennzahlen beschreiben die in der Flüssigkeitsströmung wirkenden Kräfte; sie sollen für Modell und Original möglichst gleich sein. Die relevanten Kräfte sind u. a. die Schwerkraft sowie die Kräfte aus dynamischer Viskosität, Oberflächenspannung und Massenträgheit der strömenden Flüssigkeit. Die dafür geltenden dimensionslosen Kennzahlen lauten:

$$\text{Reynolds-Zahl } Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad \text{Formel (21)}$$

$$\text{Froude-Zahl } Fr = \frac{v}{\sqrt{g \cdot l}} \quad \text{Formel (22)}$$

$$\text{Weber-Zahl } We = \frac{\rho \cdot v^2 \cdot l}{\sigma} \quad \text{Formel (23)}$$

Legende:

v	= Durchflussgeschwindigkeit [m/s]
d	= Hydraulischer Durchmesser [m]
$\nu$	= Kinematische Viskosität [m <sup>2</sup> /s]
g	= Fallbeschleunigung (9,81 m/s <sup>2</sup> )
l	= Charakteristische Länge (in der Hydraulik) [m]
$\rho$	= Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	= Oberflächenspannung [N/mm <sup>2</sup> ]

Da diese Kennzahlen zum Teil wiederum voneinander abhängen, können sie bei der maßstäblichen Umsetzung in das Modell nicht alle gleichzeitig eingehalten werden. Es muss daher ein Kompromiss gefunden werden, der für den gegebenen Anwendungsfall ein Optimum darstellt.

Die Modelluntersuchungen sind dann unbedingt erforderlich, wenn eines oder mehrere der nachstehenden Kriterien für das Einlaufbauwerk bzw. den Pumpensumpf zutreffen:

- Das Bauwerkskonzept weicht von den bewährten Ausführungen hinsichtlich der Abmaße bzw. Rohrleitungsführung, Wandabstände, starke Richtungsänderungen zwischen Einlauf ins Bauwerk und Zuströmung zur Pumpe usw. ab.
- Der Volumenstrom beträgt pro Pumpe mehr als 2,5 m<sup>3</sup>/s bzw. für die gesamte Pumpstation mehr als 6,3 m<sup>3</sup>/s.
- Die Zuströmung erfolgt asymmetrisch und/oder ungleichförmig.
- Bei wechselndem Betrieb der Pumpen in einer Mehrpumpenstation gibt es jeweils starke Richtungsänderungen.
- Eine existierende Pumpstation bereitet Probleme.

### Versuchsaufbau

Die Geometrie des Modells muss entsprechend dem gewählten Maßstab und unter Beachtung der beschriebenen Kennzahlen mit dem Original übereinstimmen. Dies betrifft den wasserführenden Teil des Baukörpers und die Pumpen. Neben dem Bauwerksteil werden auch die Pumpen aus transparentem Werkstoff nachgebildet. Auf die Nachbildung des Laufrades kann verzichtet werden, da das Ziel der Untersuchung nur die Laufradanströmung ist.

Anstatt eines Laufrades setzt man ein Rotameter (siehe Abb. 104) ein, dessen Umdrehungszahl einen Rückschluss auf die Wirbelbildung im Zulauf zulässt.

Über den gesamten Ansaugquerschnitt der Modellpumpe werden an Referenzstellen die Strömungsgeschwindigkeiten gemessen. Dies geschieht per Pitot-Rohr oder Laser. Bei der Bewertung von Wirbelausbildungen wird neben der Flüssigkeitsoberfläche auch der darunter liegende Wand- und Bodenbereich beobachtet. Die in einem gedachten Strömungsquerschnitt vorhandene Wirbelintensität wird mittels Farbsonden sichtbar gemacht und in ihrer Größe mit dem Drallwinkel  $\theta$  des Rotameters gemessen. Hierfür gilt:

$$\sigma = \tan^{-1}\left(\frac{\pi \cdot d_m \cdot n}{u}\right) \quad \text{Formel (24)}$$

#### Legende:

$\sigma$	= Drallwinkel [°]
$\pi$	= Kreiszahl Pi = 3.14159265359
$d_m$	= Rohrdurchmesser (hier des Pumpensaugrohrs) [m]
$n$	= Umdrehungen des Rotameters [1/s]
$u$	= axiale Strömungsgeschwindigkeit [m/s]

Nach Hecker werden die Oberflächenwirbel in sechs Kategorien (1 = gering, 6 = sehr stark, Abb. 107) und die getauchten Wirbel in vier Kategorien eingeteilt (Abb. 108).

Solange man sich an Grafiken orientiert, sehen diese Wirbelentwicklungen recht harmlos aus. Doch bereits Wirbelausbildungen im Rahmen von Modelluntersuchungen vermitteln einen Eindruck dessen, welche Gegebenheiten sich in der realen Anlage einstellen können. Anders als im Labor hat man es in Pumpstationen selten mit klarem Wasser zu tun, und es ist schwierig, auftretende Wirbelformationen als Problemursache zu ermitteln, besonders wenn es sich um getauchte Wirbel handelt.

Die für die Untersuchungsmethode geltenden Kriterien können je nach Pumpenbauart sowie Ausführung und Größe der Anlage geringfügig variieren.

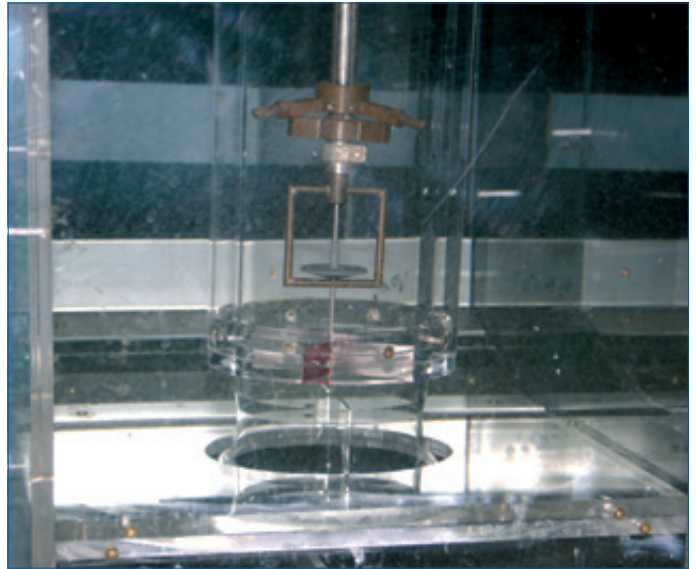


Abb. 104: Rotameter



Abb. 105: Laboraufnahme eines Oberflächenwirbels Typ 6

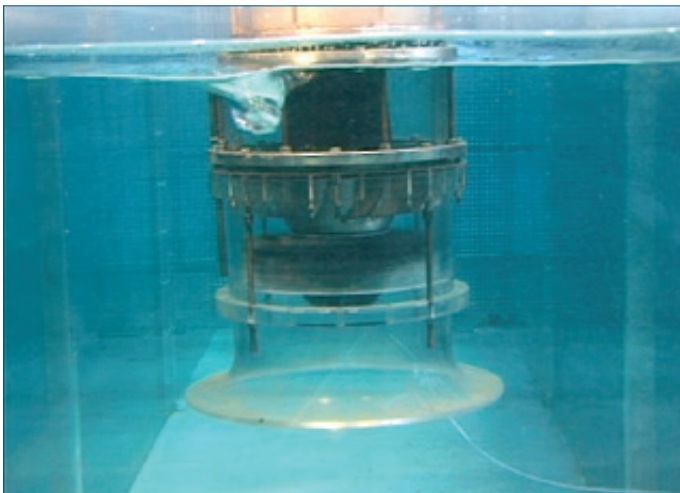


Abb. 106: Laboraufnahme eines Oberflächenwirbels Typ 3

### Bewertung der Ergebnisse

Die Messergebnisse sollten vor Abschluss der Planungen vom Bauwerksplaner, dem Endkunden, dem Pumpenhersteller und der untersuchenden Institution gemeinsam bestätigt werden.

Hauptkriterien sind:

- Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit an den definierten Messpunkten des Ansaugquerschnitts sollte nicht mehr als 10 % vom Mittelwert abweichen.
- Der Drallwinkel sollte nicht mehr als 5 Grad betragen. Ein Drallwinkel von 6 Grad ist dann noch zu tolerieren, wenn dieser in weniger als 10 % des Betrachtungszeitraums auftritt.
- Oberflächenwirbel dürfen nur bis zum Typ 2 und getauchte Wirbel nur bis zum Typ 1 akzeptiert werden. In Ausnahmefällen kann ihr Auftreten in weniger als 10 % des Betrachtungszeitraums toleriert werden.

### Generell gilt:

Im Modell nur schwach ausgeprägte Effekte können im Großmaßstab (Original) wesentlich stärker ausgeprägt sein!

Die Untersuchungen sind mit einem detaillierten Bericht der untersuchten Betriebszustände abzuschließen. Die beobachteten Wirbelformationen und Betriebszustände (entsprechend den getesteten Wasserständen im Bauwerk) sind als Videoaufnahmen zu dokumentieren und dem Auftraggeber zu übergeben.

KSB unterstützt und koordiniert auf Wunsch die Durchführung von projektbezogenen Modelluntersuchungen.



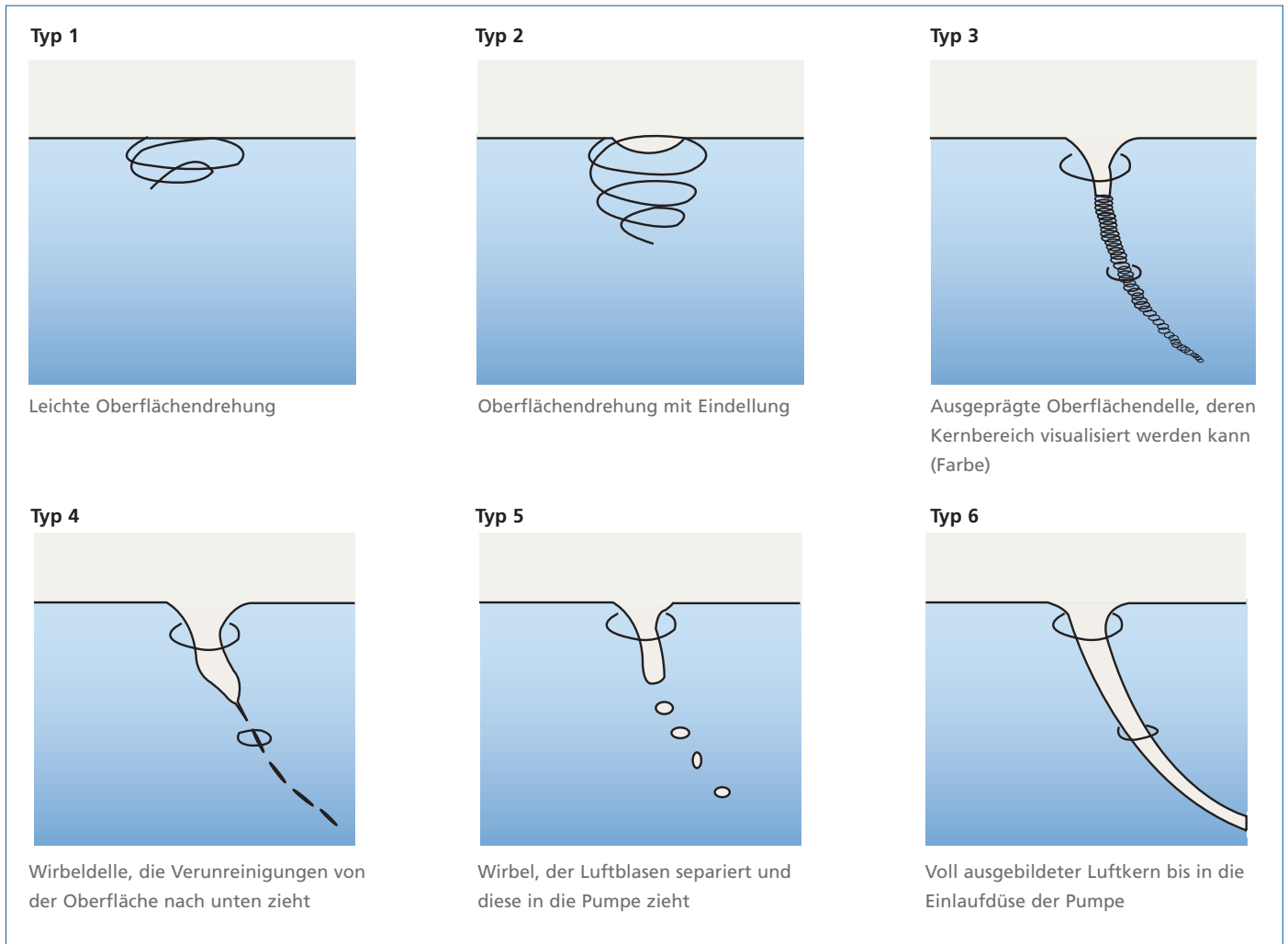


Abb. 107: Klassifizierung von Oberflächenwirbeln nach Hecker (Typen 1 bis 6 )

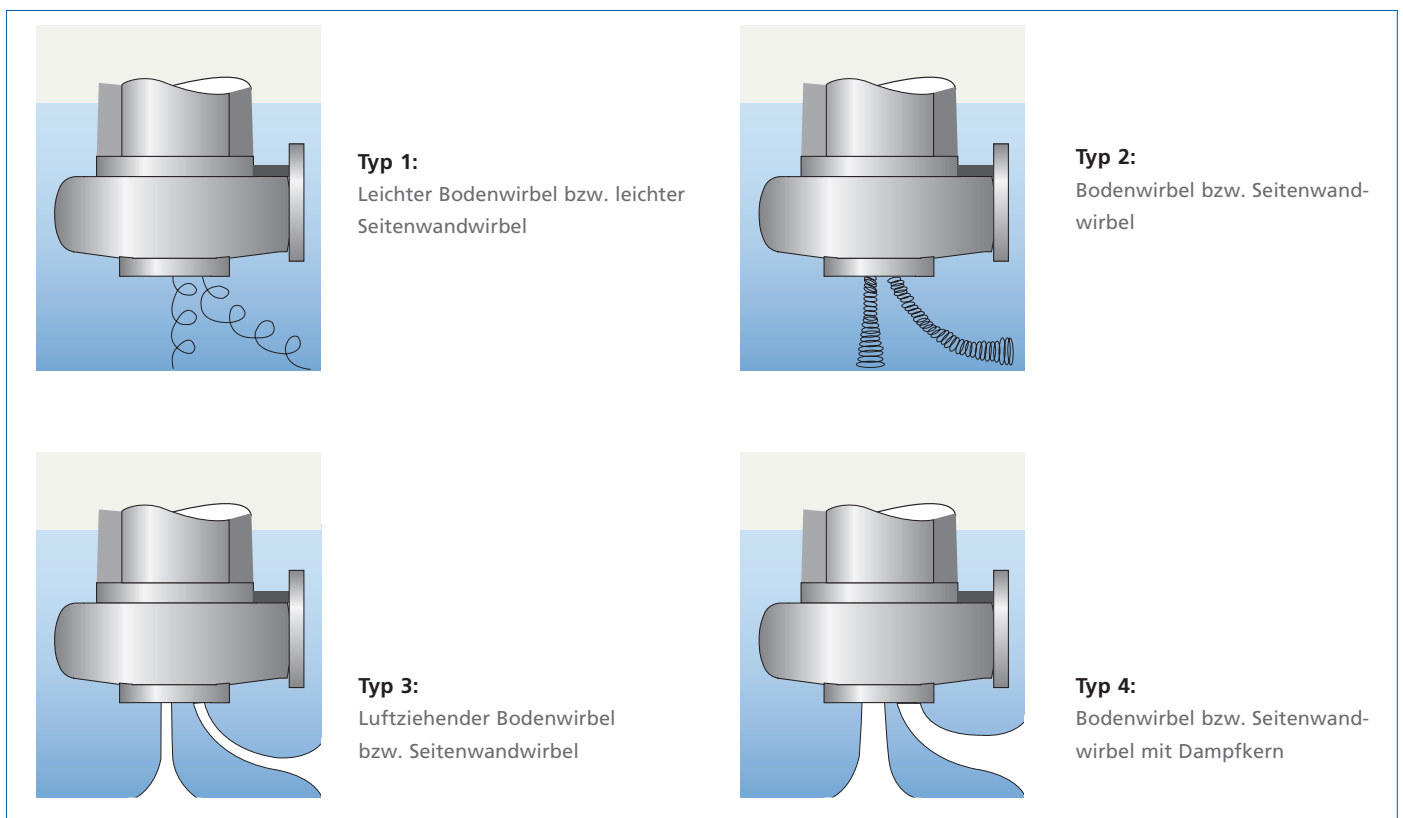


Abb. 108: Klassifizierung von getauchten Wirbeln nach Hecker (Typen 1 bis 4)



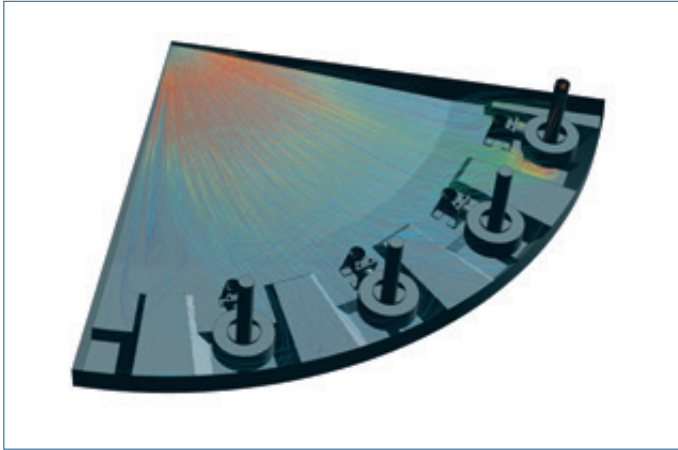


Abb. 109: Strömungsausprägung in KRT-Einlaufkammern

## Die Bedeutung von CFD-Simulationen

Die rechnergestützte Strömungssimulation (Computational Fluid Dynamics = CFD) gewinnt zunehmend an Bedeutung.

Die speziell hierfür entwickelte Software ist ein wirksames Instrument, um Strömungsvorgänge recht präzise vorhersagen zu können. Der Zeit- und Kostenaufwand einer derartigen Simulation hängt ab von der

- Größe des zu modellierenden Strömungsbereiches,
- gewünschten geometrischen Auflösung,
- Rechnerleistung,
- Aufbereitungsform (Report)
- und dem Umfang der Ergebnisse.

### Methode

Basis für die mathematische Beschreibung von Fluidströmungen sind die Gleichungen von Navier-Stokes. Diese beschreiben die Vorgänge in jedem Punkt einer Strömung mittels partieller Differentialgleichungen für die Massen-, die Energie- und die Impuls-Bilanz.

Die Berechnung jedes einzelnen räumlichen Punktes einer Strömung ist wegen des immensen Aufwandes nicht realisierbar. Daher legt man ein Gitternetz an und berechnet dessen Knotenpunkte. Nach entsprechender Aufbereitung dieses Gittermodells lässt sich eine Aussage für die Druck- und Geschwindigkeitsverteilung machen bzw. diese einer numerischen und / oder grafischen Analyse zuführen. Bei der Modellierung ergeben sich teilweise unterschiedliche Abstände zwischen den einzelnen Knotenpunkten. Sie hängen von den Gradienten der Strömungsgeschwindigkeit ab.

An Wänden und Ecken, die aus strömungstechnischer Sicht als Diskontinuitäten gelten, liegen die berechneten Knotenpunkte enger zusammen. In Bereichen kleiner Geschwindigkeitsgradienten kann man deren Abstände problemlos vergrößern. Außerdem werden an den Knotenpunkten Annahmen zur Turbulenzverteilung getroffen. Aufgabe des CFD-Spezialisten ist es, das „richtige“ Turbulenzmodell auszuwählen. Es ist viel Erfahrung erforderlich, um zum einen die adäquate Modellierung zu nutzen und zum anderen die Ergebnisse daraus auch korrekt zu interpretieren.

Für die Bewertung von Strömungen in Einlaufbauwerken und Pumpensämpfen ist die CFD-Simulation ein durchaus geeignetes Mittel, zumal sie es auch ermöglicht, bei Mehrpumpenanlagen den Einfluss einzelner Pumpen auf die Strömung sehr genau zu analysieren. Probleme bereitet eher der Umstand, dass Oberflächen- und getauchte Wirbel sowie unsymmetrische Zuströmungen nicht immer ein stationäres Verhalten zeigen und sich damit nicht exakt vorhersagen lassen.

Bei KSB gehört das Instrument der CFD-Simulation seit Jahren zu den Engineering-Standardwerkzeugen. Die gute Übereinstimmung von CFD-Rechnungen und Modelltests bei durchgeführten Untersuchungen gestattet heute eine genauere Vorhersage der sich einstellenden Strömungssituationen und eine gezieltere Optimierung der Pumpstationen. In komplizierten Fällen ist bei der Untersuchung von Bauwerken der physikalische Modelltest der CFD-Rechnung vorzuziehen. Die Anwendung von CFD-Simulationen und Modelltests wird in der Zukunft die Gesamtkosten zur Untersuchung von Pumpstationen wesentlich verringern.

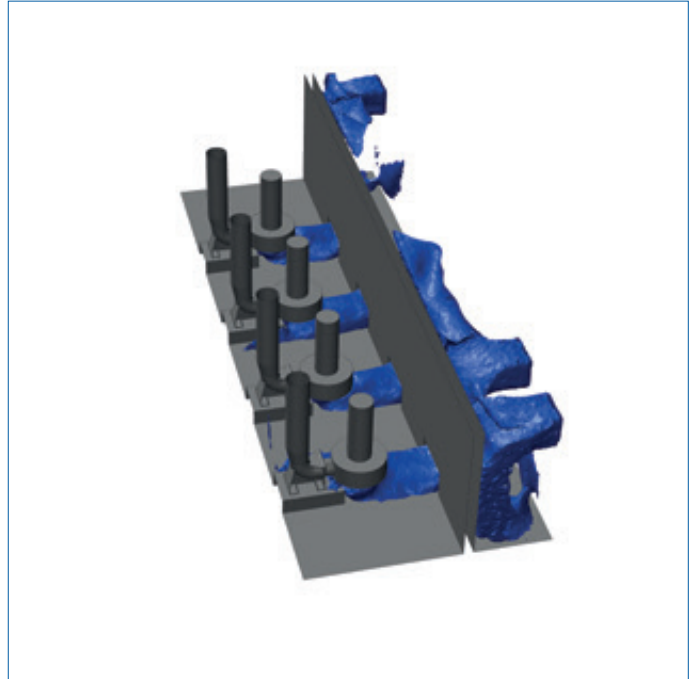


Abb. 110: Strömungsbildung in einer KRT-Pumpstation

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial u}{\partial z} &= f_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \cdot \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial v}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial v}{\partial z} &= f_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \cdot \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \\ \frac{\partial w}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial w}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial w}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial w}{\partial z} &= f_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \cdot \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \end{aligned}$$

Abb. 111: Navier-Stokes-Gleichungssystem zur Strömungsbeschreibung

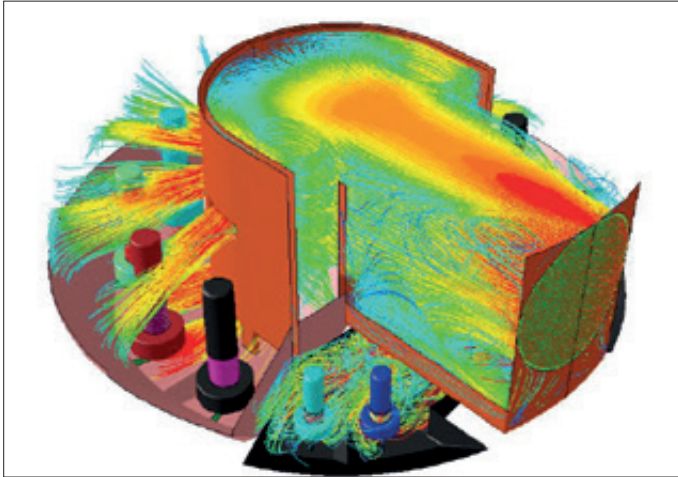


Abb. 112: Simulation einer Pumpstation mit mehreren Pumpen



Abb. 113: Ausgeführtes Bauwerk der vorher berechneten KRT-Pumpstation

### Ziele

Der Modellversuch ist besonders aussagefähig bei der Diagnose von Oberflächenwirbeln und Drallwerten in den Pumpeneintrittsebenen. Mit großem Aufwand können Geschwindigkeitsverteilungen in der Laufradebene untersucht werden. Die Qualität der Strömung bei komplizierten Einlaufgeometrien ist innerhalb des Modellversuches nur mit viel Erfahrung zu erkennen. Hier liegt die Stärke der CFD-Analyse: Die Strömung kann im ganzen Volumen gut sichtbar gemacht werden. Durch Gebiete konstanter Geschwindigkeiten und Schnittebenen kann die Qualität der Strömung gut analysiert werden.

In den Geometrien können folgende schwerwiegende Probleme auftreten:

- instationäre Strömungen im Bereich der Pumpen,
- Sedimentation in großen Abwasseranlagen,
- luftziehende Wirbel und Unterwasserwirbel,
- drallbehaftete Zuströmungen zu den Pumpen (Vordrall führt zur verstärkter Kavitation oder zu Förderhöhenänderungen),
- Lufteintrag (hier: Lufttransport durch die Strömung).

Unter instationären Strömungen versteht man zeitabhängige Strömungen. Ändert sich die Qualität der Strömung mit der Zeit, müssen die Beschleunigungskräfte durch die Pumpe erzeugt werden, was im Normalfall zu Schwingungen führt. Stark gefährdet sind hier Pumpen hoher spezifischer Drehzahl.

Sedimentbildung gefährdet bei Abwasseranlagen im hohen Maße den Betrieb der Anlage. Das Austragen abgelagerter Sedimente kann hohe Kosten verursachen. Durch die Kontrolle der bodennahen Geschwindigkeiten kann die Pumpenkammer hinsichtlich der Sedimentationsgefahr analysiert werden.

In der qualitativen Kammerströmung begründete luftziehende Wirbel können gut vorhergesagt werden. So wird eine tangential Einströmung in die Kammer mit großer Sicherheit einen Kammerwirbel und in dessen Zentrum einen luftziehenden Wirbel verursachen. Drallbehaftete Strömungen beeinflussen die Förderhöhe der Pumpe und die Leistungsaufnahme. Sie verändern aber auch die Kavitationscharakteristik. Der Lufteintrag kann zwar nicht berechnet werden, der Transport von eintretender Luft durch die Strömung ist aber durch die Geschwindigkeitsverteilung im Volumen abschätzbar.

### **Zusammenfassung**

Sind Betriebsprobleme zu erwarten, sollte jedes Mittel genutzt werden, um diese zu analysieren und somit nachfolgend Kosten zu vermeiden. Für die Bewertung von Strömungen in Einlaufbauwerken und Pumpensämpfen ist die CFD-Simulation ein geeignetes Mittel. Ihr Nutzen liegt in der Vermeidung von Betriebsproblemen in der späteren Wasser- oder Abwasseranlage. Die logische Analyse der zu betrachtenden Anlage ist die Basis für die Effizienz von Modelltest und CFD-Analyse.

Bei KSB gehört das Instrument der CFD-Simulation seit Jahren zu den Engineering-Standardwerkzeugen. Bei bestimmten Pumpstationen bietet sich auch eine Kombination von CFD-Simulation und Modellversuch zur Optimierung bzw. Lösungsfindung an.

# Quellennachweis

- [1.1.1] Vertiefungsliteratur: ATV-DVWK – A 134 und A 118
- [1.1.2] Vertiefungsliteratur: KSB – Auslegung von Kreiselpumpen  
Vertiefungsliteratur: KSB – Kreiselpumpenlexikon
- [1.1.3] Vertiefungsliteratur: Broschüre Europump 1974 „NPSH bei Kreiselpumpen – Bedeutung, Berechnung, Messung“
- [1.1.4] Baureihenheft bzw. Betriebsanleitung Sewatec
- [1.3.1] Vertiefungsliteratur: KSB-Auslegungsprogramm
- [5.1] M. J. Prosser, The Hydraulic Design of Pump Sumps and Intakes, BHRA, July 1977
- [5.2] W. H. Hager, Abwasserhydraulik: Theorie und Praxis, Springer Verlag, ISBN 3-540-55347-9, 1994
- [5.3] I. E. Idelchik, Handbook of Hydraulic Resistance, 3<sup>rd</sup> Edition, Research Institute for Gas Purification, Moscow 1994, ISBN 0-8493-9908-4
- [5.4] W. Kröber, Entwicklung eines Abwasserpumpschachts mit optimierter Strömungsführung zur Verhinderung von Schwimmschlammdecken und Sedimentationen, Diplomarbeit an der TU Berlin, Mai 1996
- [5.5] Norma Kirchheim, Kanalablagerungen in der Mischkanalisation, DWA 2005
- [5.6] Hydraulic Institute, American National Standard for Pump Intake Design, ANSI / HI 9.8-2018

# Autoren

- Kapitel 1 – Hr. Dipl.-Ing. Hahn, Ralf
- Kapitel 2 – Hr. Dipl.-Ing. Pensler, Thomas
- Kapitel 3 – Hr. Dipl.-Ing. Kurrich, Ralf
- Kapitel 4 – Hr. Dipl.-Ing. Grothe, Günter;  
Hr. Dipl.-Ing. Deutsch, Karl-Heinz
- Kapitel 5 – Hr. Dipl.-Ing. Springer, Peer;  
Hr. Dipl.-Ing. Kothe, Bernd







## Technik, die Zeichen setzt

### Hotline

Deutschlandweit zu Ihrem Vertriebshaus aus dem Festnetz 0,14€/Minute (Mobilfunktarif kann höher ausfallen)

Tel. +49 1805 5724-80  
Fax +49 1805 5724-89

KSB-24-h-Service-Hotline

Tel. +49 6233 86-0  
Fax +49 6233 86-3401

### Vertriebshaus Berlin

vertrieb-berlin@ksb.com

Industrie-, Energie-,  
Wasser-/Abwassertechnik

Tel. +49 30 43578-5010  
Fax +49 30 43578-5055

Technische  
Gebäudeausrüstung

Tel. +49 30 43578-5014  
Tel. +49 30 43578-5022  
Fax +49 30 43578-5058

### Vertriebshaus Hannover

vertrieb-hannover@ksb.com

Industrie-, Energie-,  
Wasser-/Abwassertechnik

Tel. +49 511 33805-0  
Fax +49 511 33805-55

Technische  
Gebäudeausrüstung

Tel. +49 40 69447-0  
Fax +49 40 69447-256

### Vertriebshaus Nürnberg

vertrieb-nuernberg@ksb.com

Industrie-, Energie-,  
Wasser-/Abwassertechnik

Tel. +49 911 58608-70  
Fax +49 911 58608-57

Technische  
Gebäudeausrüstung

Tel. +49 911 58608-80  
Fax +49 911 58608-56

### Österreich

**KSB Österreich GmbH**

info@ksb.at

### Ersatzteile

Tel. +43 5 91030-263  
Fax +43 5 91030-200

### Service-Center Ost, Wien

Tel. +43 5 91030-255  
Fax +43 5 91030-200

### Service-Center West, Salzburg

Tel. +43 5 91030-822  
Fax +43 5 91030-200

### Vertriebshaus Halle

vertrieb-halle@ksb.com

Industrie-, Energie-,  
Wasser-/Abwassertechnik

Tel. +49 345 4826-5310  
Fax +49 345 4826-5355

Technische  
Gebäudeausrüstung

Tel. +49 345 4826-5340  
+49 345 4826-5356  
Fax +49 345 4826-5358

### Vertriebshaus Mainz

vertrieb-mainz@ksb.com

Industrie-, Energie-,  
Wasser-/Abwassertechnik

Tel. +49 6131 25051-0  
Fax +49 6131 25051-55

Technische  
Gebäudeausrüstung

Tel. +49 6131 25051-41  
Fax +49 6131 25051-58

### Vertriebshaus Region West

vertrieb-west@ksb.com

Industrie-, Energie-,  
Wasser-/Abwassertechnik

Tel. +49 214 20694-10  
Fax +49 214 20694-55

Technische  
Gebäudeausrüstung

Tel. +49 214 20694-10  
Fax +49 214 20694-57

### Schweiz

**KSB (Schweiz) AG**

sales-ch@ksb.com

Tel. +41 43 2109-933  
Fax +41 43 2109-966

**KSB (Suisse) SA**

romandie-ch@ksb.com

Tel. +41 21 9235-142  
Fax +41 21 9235-120

Der KSB-Newsletter –  
melden Sie sich an:  
[www.ksb.de/newsletter](http://www.ksb.de/newsletter)



### Vertriebshaus Hamburg

vertrieb-hamburg@ksb.com

Industrie-, Energie-,  
Wasser-/Abwassertechnik

Tel. +49 40 69447-0  
Fax +49 40 69447-255

Technische  
Gebäudeausrüstung

Tel. +49 40 69447-0  
Fax +49 40 69447-256

### Vertriebshaus München

vertrieb-muenchen@ksb.com

Industrie-, Energie-,  
Wasser-/Abwassertechnik

Tel. +49 89 72010-200  
Fax +49 89 72010-275

Technische  
Gebäudeausrüstung

Tel. +49 911 58608-80  
Fax +49 911 58608-56

### Vertriebshaus Stuttgart

vertrieb-stuttgart@ksb.com

Industrie-, Energie-,  
Wasser-/Abwassertechnik

Tel. +49 711 78902-7970  
Fax +49 711 78902-7955

Technische  
Gebäudeausrüstung

Tel. +49 711 78902-7910  
Fax +49 711 78902-7956



**KSB SE & Co. KGaA**  
Johann-Klein-Straße 9  
67227 Frankenthal (Deutschland)  
[www.ksb.com](http://www.ksb.com)

Besuchen Sie uns auch unter  
[www.ksb.com/sozialemedien](http://www.ksb.com/sozialemedien)