

# **Konzeptauslegung unter Berücksichtigung der Marktbedürfnisse für mehrstufige Pumpen**

Alexander Paßler

Diplomarbeit am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen  
Technische Universität Graz

Vorstand: O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Jaberg

Betreuer: Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Univ.-Doz. Helmut Benigni

## EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am .....

.....  
(Unterschrift)

## Kurzreferat

Die Abteilung HPUcp der Andritz AG war und ist, vor allem im Bereich Prozesspumpen, in der Papier- und Zellstoffindustrie vertreten. Um auch in anderen Bereichen, wie dem Wassertransport oder der Meerwasserentsalzung, Fuß fassen zu können, fehlt es derzeit noch an den entsprechenden Produkten. Viele der derzeit angebotenen Pumpen würden sich für den Einsatz in Umkehrosmose-Entsalzungsanlagen eignen, das gesamte Spektrum kann allerdings derzeit nicht abgedeckt werden. Daher sollen in naher Zukunft Produkte entwickelt werden, die die Förderhöhen der bereits bestehenden Erzeugnisse übersteigen. Ziel der Arbeit ist es zu zeigen, wie das geforderte Q-H-Feld unter Berücksichtigung von unter anderem optimalen Wirkungsgraden und Produktionskosten abgedeckt werden sollte.

Am Beginn dieser Arbeit steht ein Überblick darüber, welche Anforderungen in den Märkten des Wassertransportes und der Meerwasserentsalzung an diese Pumpen gestellt werden. Des Weiteren werden die Lösungen von Mitbewerbern gezeigt und analysiert. Zu diesem Zweck wurden die von den Mitbewerbern veröffentlichten Prospekte zu ihren Produkten sowie, sofern zugänglich, Pumpendaten zu diesen gesammelt und ausgewertet. Auch aus Andritz-internen Quellen konnten einige Daten verwendet werden. Anhand dieser Informationen wurden mögliche Varianten aufgezeigt und bewertet. Für die Bewertung dieser Varianten musste eine Vorgangsweise entwickelt werden, mit der anhand verschiedener Parameter „unsinnige“ Varianten aussortiert und unter den verbleibenden Varianten die optimale Lösung für den Anwendungsfall herausgefiltert werden kann. Zu diesem Zweck mussten Wege gefunden werden, um die Parameter, wie zum Beispiel erreichbare Wirkungsgrade im Optimum, erforderliche NPSH-Werte oder Pumpengewicht der Varianten, vergleichen zu können. Es ist gelungen, diese Parameter (zum Teil relativ) zu erfassen und damit ein Excel-Blatt zu erstellen. Mit diesem konnten sowohl die Lösungen der Mitbewerber analysiert als auch konkrete Lösungen für das geforderte Q-H-Feld gefunden werden. In diesem Teil wird auch darauf eingegangen, wie die Entscheidung für jeweils eine Variante getroffen wurde und wie diese Entscheidung unter anderen Voraussetzungen aussehen würde. Für die derart gefundenen Lösungen wurden zuletzt noch die hydraulischen Kräfte betrachtet. Mit diesen Kräften konnten auch die Lagerungen berechnet werden. Die Lagerungen wurden für alle Pumpengrößen als Wälzlagerungen ausgeführt, um zu zeigen, wo die Grenzen dieser liegen. Der Grund hierfür ist wiederum bei den Produktionskosten zu finden, da Wälzlagerungen um vieles günstiger sind als Gleitlagerungen. Abschließend erfolgt eine Zusammenfassung der im Rahmen dieser Arbeit gefundenen Lösungen.

## Abstract

Today as well as in its history, the focus of the activities of the Andritz HPUcp department is mainly in the area of process pumps for the paper and pulp industry. At the moment, Andritz still lacks the products that are necessary in order to be capable of establishing itself in other fields of business, such as water transport or the desalination of sea water. However, many of the pumps currently offered would be suitable for application in reverse osmosis desalination plants. Nonetheless, the entire range cannot be covered at the moment. Products should be designed in the near future, whereas the height of delivery heads should exceed that of the products that already exist. The aim of this master thesis is, to show how the required Q-H-field should be covered, taking into account among others optimal efficiencies and production costs.

The beginning of this master thesis provides an overview of the requirements these pumps have to meet in these markets. Furthermore, solutions of competitors are shown and analysed. For this purpose, the product folders that competitors have published of their products as well as pump data to the extent available were collected and analysed. Hereby, it was also possible to utilise some of the data provided by internal sources. Based on these information sources possible alternatives were identified and evaluated. In the case of the evaluation of the variants found, a procedure had to be developed, according to which it would be possible to sort out meaningless variants and to filter out the optimal solution for an application example under the remaining variants. Therefore, a procedure had to be found that would enable a comparison of parameters such as the efficiency that can be reached under optimum conditions, the required NPSH-values and the pump weight of the different types. It was possible to successfully determine these parameters (in part relatively), based on which an Excel-sheet was compiled. The Excel-sheet was then successfully used to analyse the solutions of the competitors as well as to find a concrete solution for the defined Q-H-field. This chapter also presents, how decisions for a particular variant were made and how such decisions would look like under different circumstances. As far as the determined solutions are concerned, last but not least hydraulic forces were also taken into account. The bearings could then be calculated based on these forces. Thereby, the bearings were designed as antifriction bearings for all pump sizes, in order to show where the limits for these lie. The reason for this is to be found in the production costs, since antifriction bearings are much less expensive than friction bearings. A summary of the solutions found during this research work concludes this thesis.

# Inhalt

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG .....	2
Kurzreferat .....	3
Abstract.....	4
Abbildungsverzeichnis.....	7
Tabellenverzeichnis .....	8
Verzeichnis der Diagramme .....	8
Liste der Abkürzungen.....	9
1 Einleitung .....	10
1.1 Motivation .....	10
1.2 Ziel .....	10
2 Anforderungen .....	11
2.1 Wassertransport .....	11
2.2 Entsalzung (RO-Anlagen).....	12
3 Konkurrenzanalyse .....	15
3.1 Sulzer.....	15
3.1.1 Sulzer MSD / MSD-D.....	15
3.1.2 Sulzer HPDM .....	23
3.1.3 Sulzer BBT / BBT-D.....	25
3.2 Termomeccanica .....	28
3.2.1 500 DD 90.....	29
3.2.2 500 D2D 80.....	30
3.2.3 250 D2D 45.....	32
3.3 Flowserve .....	34
3.3.1 UZDL .....	34
3.3.2 BF / BFD .....	35
3.4 Torishima .....	37
3.5 KSB.....	39
3.5.1 RDLP .....	39
3.5.2 HGM-RO.....	40
3.6 Überblick über die Q-H-Felder der Mitbewerber .....	42
3.7 API 610 .....	43
4 Bewertungskriterien .....	44
4.1 Wirkungsgrad.....	44
4.1.1 Optimaler Wirkungsgrad in Abhängigkeit von $n_q$ .....	46
4.2 NPSH.....	49
4.3 Kosten (Gussvolumen) .....	51
4.4 Vergleich.....	54

5	Varianten.....	58
5.1	Stufenzahl.....	58
5.2	Flutenzahl.....	58
5.3	Laufgradanordnung.....	59
5.4	Drehzahlen.....	61
6	Fallbeispiele.....	62
6.1	300 D2D 45.....	62
6.2	250 D2D 45.....	64
6.3	500 D2D 80.....	65
6.4	300 DD 72.....	67
6.5	Sulzer HPDM 600-940-s-s/30.....	68
6.6	KSB RDLP 600-1075/2.....	69
7	Variantenvergleich für ein Q-H-Feld.....	71
7.1	Q-H-Feld.....	84
8	Radialkräfte.....	88
8.1	Einfachspirale.....	88
8.2	Doppelspirale.....	89
8.3	Leitrad.....	90
8.4	Berechnung.....	91
9	Axialkraft.....	95
9.1	Allgemeines.....	95
9.2	Einflussfaktoren.....	96
9.3	Ausgleichsmaßnahmen.....	98
9.3.1	Mechanischer Axialschubausgleich.....	98
9.3.2	Laufgradanordnung.....	99
9.3.3	Ausgleichsmaßnahmen am Laufgrad.....	102
9.3.4	Zusätzliche Entlastungseinrichtungen.....	104
9.4	Berechnung.....	105
10	Einsatzgrenzen für Wälzlager.....	113
11	Zusammenfassung.....	116
12	Literaturverzeichnis.....	118
13	Anhang.....	121

# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Layout 1 [5].....	11
Abbildung 2-2: Layout 2 [5].....	11
Abbildung 2-3: Layout einer RO-Entsalzungsanlage [14] .....	13
Abbildung 3-1: Sulzer MSD (achtstufig) [8] .....	15
Abbildung 3-2: Sulzer MSD-RO [9] .....	22
Abbildung 3-3: Sulzer HPDM [7].....	23
Abbildung 3-4: Sulzer BBT-D [10] .....	25
Abbildung 3-5: Flowserve UZDL [12] .....	34
Abbildung 3-6: Flowserve BFD [13].....	35
Abbildung 3-7: Torishima MHH [16] .....	37
Abbildung 3-8: Torishima MSH [16] .....	37
Abbildung 3-9: Torishima MSH-T [16].....	37
Abbildung 3-10: KSB RDLP [15].....	39
Abbildung 3-11: HGM-RO Baugröße 5 und 6 [22] .....	41
Abbildung 3-12: Kennfeld HGM-RO [22] .....	41
Abbildung 4-1: Leistungsstrom [1].....	45
Abbildung 4-2: Verlustleistungen in Abhängigkeit von $n_q$ [3].....	45
Abbildung 4-3: Optimaler Wirkungsgrad einflutiger Laufräder [1] .....	46
Abbildung 4-4: Optimaler Wirkungsgrad doppelflutiger Laufräder [1] .....	47
Abbildung 4-5: Sicherheitsfaktor für NPSH [5] .....	51
Abbildung 4-6: Excel-Sheet für Variantenvergleiche.....	57
Abbildung 5-1: Axialkraftverlauf bei gegenläufiger Anordnung [5] .....	61
Abbildung 8-1: Druckverteilung in einer Einfachspirale [1].....	89
Abbildung 8-2: Instat. Radialkraftbeiwerte [4].....	91
Abbildung 8-3: Radialkraftbeiwerte [1] .....	94
Abbildung 9-1: Druckverläufe am Laufrad [1].....	95
Abbildung 9-2: Einfluss der Laufradposition auf die Axialkraft [1] .....	97
Abbildung 9-3: Druckverlauf bei eintretender Druckwelle [1] .....	98
Abbildung 9-4: „back-to-back“ 1 [6] .....	99
Abbildung 9-5: „back-to-back“ 2 [6] .....	99
Abbildung 9-6: Axialkraft über Förderstrom [5].....	100
Abbildung 9-7: Einfluss des Spaltstromes auf die Druckverteilung [1].....	100
Abbildung 9-8: Doppelflutige Laufräder (ein- und dreistufig) [6].....	101
Abbildung 9-9: Axialkraftbeiwert Sulzer HPDM in d-d Anordnung [5] .....	102
Abbildung 9-10: Axialkraftausgleich mit Dichtspalt [1] .....	102
Abbildung 9-11: Axialkraftausgleich mittels Rückenschaufeln [1] .....	103
Abbildung 9-12: Entlastungsscheibe [6] .....	104
Abbildung 9-13: Entlastungskolben .....	104
Abbildung 9-14: Stufenkolben [6] .....	104
Abbildung 9-15: Hydraulischer Wirkungsgrad [1] .....	108
Abbildung 9-16: $\lambda = \lambda(\text{Re})$ nach Stampa [2] .....	111
Abbildung 9-17: Beiwert $\alpha$ [2].....	111

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: SWRO Sydney (Kapazität 250 000 m <sup>3</sup> /d) [14] .....	14
Tabelle 2-2: SWRO Dubai (Kapazität 32 000 m <sup>3</sup> /d) [14] .....	14
Tabelle 2-3: SWRO Singapur (Kapazität 136 400 m <sup>3</sup> /d) [14] .....	14
Tabelle 3-1: Daten einer Sulzer HPDM in s-s Anordnung [17] .....	24
Tabelle 3-2: Werkstoffe Sulzer HPDM [7] .....	25
Tabelle 3-3: Werkstoffe [17] .....	28
Tabelle 3-4: Betriebspunkt [17] .....	29
Tabelle 3-5: Betriebspunkt [17] .....	31
Tabelle 3-6: Betriebspunkt [17] .....	32
Tabelle 3-7: Betriebspunkte von Referenzen [16] .....	38
Tabelle 3-8: Daten einer KSB RDLP in d-d Anordnung [17] .....	40
Tabelle 3-9: Technische Daten HGM-RO [22] .....	41
Tabelle 6-1: Pumpendaten für Anwendungsbeispiel [17] .....	62
Tabelle 6-2: Pumpendaten für Anwendungsbeispiel [17] .....	64
Tabelle 6-3: Pumpendaten für Anwendungsbeispiel [17] .....	65
Tabelle 6-4: Pumpendaten für Anwendungsbeispiel [17] .....	67
Tabelle 6-5: Pumpendaten für Anwendungsbeispiel [17] .....	68
Tabelle 6-6: Pumpendaten für Anwendungsbeispiel [17] .....	70
Tabelle 7-1: Einteilung des Q-H-Feldes .....	72
Tabelle 7-2: Gewählte Varianten .....	84
Tabelle 8-1: Dynamische Radialkraftbeiwerte Spiralgehäuse [1] .....	94
Tabelle 8-2: Radialkraftbeiwerte Leitrad [1] .....	94
Tabelle 10-1: Lastkollektiv .....	114

## Verzeichnis der Diagramme

Diagramm 2-1: Wassertransportpumpen [17] .....	11
Diagramm 2-2: Offene Projekte nach Kapazität [18] .....	12
Diagramm 3-1: Optimale Betriebspunkte Sulzer MSD/MSD-D [11] [8] .....	16
Diagramm 3-2: Stufen- $n_q$ über Stufenzahl [11] .....	17
Diagramm 3-3: Stufenhöhe über Stufenzahl [11] .....	18
Diagramm 3-4: Wirkungsgrade Sulzer MSD (3000 U/min) [11] .....	18
Diagramm 3-5: Wirkungsgrade Sulzer MSD-D (3000 U/min) [11] .....	19
Diagramm 3-6: $NPSH_{\text{erf}}$ Sulzer MSD [11] .....	20
Diagramm 3-7: $NPSH_{\text{erf}}$ Sulzer MSD-D (3000U/min) [11] .....	20
Diagramm 3-8: $NPSH_{\text{erf}}$ Sulzer MSD-D (1500 U/min) [11] .....	21
Diagramm 3-9: $\sigma$ über $n_q$ für MSD [11] .....	22
Diagramm 3-10: Kennfeld Sulzer MSD-RO [9] [11] .....	23
Diagramm 3-11: Kennfeld Sulzer HPDM [7] [17] .....	24
Diagramm 3-12: Opt. Betriebspunkte Sulzer BBT /BBT-D [11] .....	26
Diagramm 3-13: Wirkungsgrad über Fördermenge BBT/BBT-D [11] .....	26
Diagramm 3-14: $n_q$ über Fördermenge BBT/BBT-D [11] .....	27
Diagramm 3-15: $NPSH$ über Fördermenge [11] .....	27
Diagramm 3-16: $\sigma$ über $n_q$ für BBT/BBT-D [11] .....	28
Diagramm 3-17: Förderhöhe und Wirkungsgrad über Fördermenge [17] .....	29
Diagramm 3-18: Leistungsaufnahme und $NPSH$ über Fördermenge [17] .....	30
Diagramm 3-19: Förderhöhe und Wirkungsgrad über Fördermenge [17] .....	31



Diagramm 3-20: Leistungsaufnahme und NPSH über Fördermenge [17] .....	31
Diagramm 3-21: Förderhöhe und Wirkungsgrad über Fördermenge [17].....	33
Diagramm 3-22: Leistungsaufnahme und NPSH über Fördermenge [17] .....	33
Diagramm 3-23: Kennfeld Flowserve UZDL [12].....	35
Diagramm 3-24: Kennfeld BF/BFD [13].....	36
Diagramm 3-25: Kennfeld Torishima [16].....	38
Diagramm 3-26: Kennfeld KSB RDLP [15] [17].....	40
Diagramm 3-27: Mitbewerber im Q-H Feld 1 .....	42
Diagramm 3-28: Mitbewerber im Q-H Feld 2 .....	42
Diagramm 4-1: Maximale Drehzahl bei zul. NPSH <sub>erf.</sub> von 10m .....	50
Diagramm 4-2: Gussvolumen über Stufenzahl .....	52
Diagramm 4-3: Länge über Stufenzahl .....	53
Diagramm 4-4: Volumen über Stufenzahl .....	54
Diagramm 6-1: Variantenvergleich Fall 1 .....	63
Diagramm 6-2: Variantenvergleich Fall 2 .....	64
Diagramm 6-3: Variantenvergleich Fall 3 .....	66
Diagramm 6-4: Variantenvergleich Fall 4 .....	67
Diagramm 6-5: Variantenvergleich Fall 5 .....	69
Diagramm 6-6: Variantenvergleich Fall 6 (1000 U/min) .....	70
Diagramm 6-7: Variantenvergleich Fall 6 (1500 U/min) .....	71
Diagramm 7-1: Variantenvergleich für Vergleichs-n <sub>q</sub> = 9 [U/min].....	72
Diagramm 7-2: Variantenvergleich für Vergleichs-n <sub>q</sub> =11,67 [U/min].....	74
Diagramm 7-3: Variantenvergleich für Vergleichs-n <sub>q</sub> = 16,12 [U/min].....	75
Diagramm 7-4: Variantenvergleich für Vergleichs-n <sub>q</sub> =20 [U/min].....	76
Diagramm 7-5: Variantenvergleich für Vergleichs-n <sub>q</sub> = 20 [U/min] bei n=1500 [U/min] .....	77
Diagramm 7-6: Variantenvergleich für Vergleichs-n <sub>q</sub> = 24,6 [U/min].....	78
Diagramm 7-7: Variantenvergleich für Vergleichs-n <sub>q</sub> =32 [U/min].....	79
Diagramm 7-8: Variantenvergleich für Vergleichs-n <sub>q</sub> = 42,8 [U/min].....	80
Diagramm 7-9: Variantenvergleich für Vergleichs-n <sub>q</sub> =57,2 [U/min].....	81
Diagramm 7-10: Variantenvergleich für Vergleichs-n <sub>q</sub> =72 [U/min].....	82
Diagramm 7-11: NPSH <sub>erf.</sub> über Fördermenge.....	85
Diagramm 7-12: Varianten im Kennfeld .....	86
Diagramm 7-13: Varianten im Kennfeld mit diskreten Laufraddurchmessern .....	87
Diagramm 8-1: Radialkraftbeiwert  k  über der Exzentrizität $\varepsilon$ [4].....	91
Diagramm 10-1: Einsatzgrenze für Wälzlagerungen.....	115

## Liste der Abkürzungen

Andritz AG	<b>Andritz</b> Aktiengesellschaft
HPUcp	<b>Hydraulik Pumps Unit, centrifugal pumps</b>
SWRO	<b>Sea Water Reverse Osmosis</b>
BWRO	<b>Brackish Water Reverse Osmosis</b>
NPSH	<b>Net Positiv Suction Head</b>
NPSH <sub>erf</sub>	<b>NPSH erforderlich</b>
NPSH <sub>vorh</sub>	<b>NPSH vorhanden</b>
bzw	<b>beziehungsweise</b>

# **1 Einleitung**

## **1.1 Motivation**

Die Abteilung HPUcp der Andritz AG war und ist vor allem im Bereich Papier- und Zellstoffindustrie vertreten. Dies ist ein sehr umkämpfter Marktbereich, wodurch man einem großen Druck durch Mitbewerber ausgesetzt ist. Aus diesem Grund und um grundsätzlich das Geschäftsfeld zu erweitern, soll in Zukunft auch im Bereich der Wasserversorgung Fuß gefasst werden. Vor allem auf dem Gebiet der Entsalzung würden sich die bereits aktuell im Programm befindlichen Pumpen anbieten. Um komplette Ausschreibungen umzusetzen, fehlt es derzeit jedoch noch an Pumpen mit großen Förderhöhen. Auch um den Bereich des Wassertransportes erschließen zu können, braucht es solche Pumpen.

Da dies völlig neue Geschäftsfelder sind, ist das Know-how hierzu noch sehr gering. Um Fuß fassen zu können, muss man potenziellen Kunden einen klar ersichtlichen Vorteil gegenüber bereits etablierten Konkurrenzprodukten anbieten können. Zu diesem Zweck ist ein Überblick über die Mitbewerber und deren Produkte von Nöten.

## **1.2 Ziel**

Ziel dieser Diplomarbeit ist es, Anhaltspunkte für die Auslegung zukünftiger Projekte zu erhalten. Durch eine Konkurrenzanalyse sollen einerseits Informationen, welche hier einfließen, erhalten werden, andererseits sollen Möglichkeiten aufgezeigt werden, sich von der Konkurrenz abzuheben.

Abschließend soll eine Vorgangsweise präsentiert werden, anhand derer für (zum Beispiel aus Ausschreibungen) gegebene Anforderungen die bestmögliche Lösung gefunden werden kann.

## 2 Anforderungen

### 2.1 Wassertransport

Der Transport von Trinkwasser erfolgt in vielen Fällen über lange Distanzen, auf denen auch beträchtliche Höhenunterschiede zu überwinden sind. So behandeln Bollinger und Leibgut [5] Pipeline-Layouts mit geodätischen Höhendifferenzen von bis zu 700 m. Solche Pipelineprofile sind in Abbildung 2-1 und Abbildung 2-1 dargestellt.

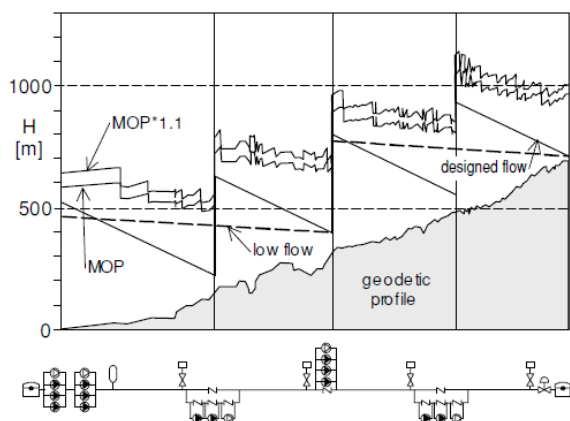


Abbildung 2-1: Layout 1 [5]

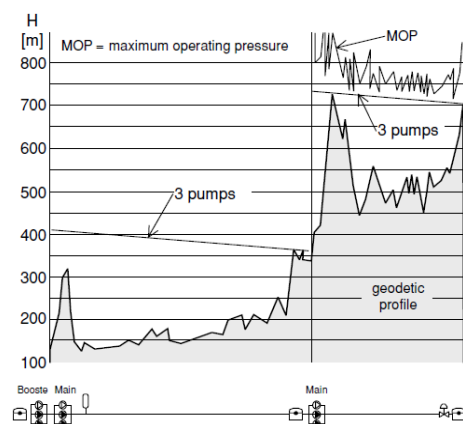


Abbildung 2-2: Layout 2 [5]

Aus internen Quellen [17] stammen die im Diagramm 2-1 dargestellten Q-H-Daten von in Wassertransportleitungen im Mittleren Osten verbauten Pumpen.

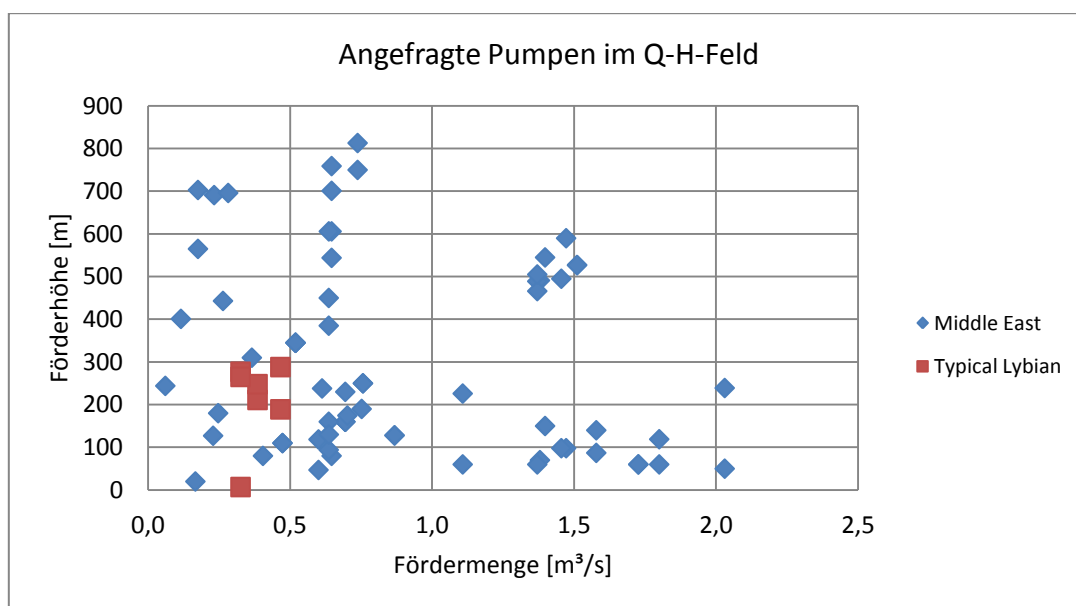


Diagramm 2-1: Wassertransportpumpen [17]

In Diagramm 2-1 sind sowohl Hauptpumpen als auch Vordruckpumpen, sogenannte „booster pumps“ dargestellt, die in verschiedenen Projekten, vor allem im Mittleren Osten eingesetzt werden. Außerdem sind auch Q-H Punkte dargestellt, wie sie für Projekte in Libyen typisch sind.

Für den Wassertransport über große Distanzen ist es notwendig, beträchtliche Mengen von Chlor zuzugeben, was bei der Werkstoffwahl zu berücksichtigen ist. Generell zeigt die Erfahrung der letzten Jahre, dass die Ausschreibungen weniger detailliert werden. Dies bedeutet mehr Aufwand für potenzielle Auftragnehmer zum einen, jedoch mehr Freiheiten in der Umsetzung zum anderen [17].

## 2.2 Entsalzung (RO-Anlagen)

Bei der Entsalzung mittels Umkehrosmose wird die selektive Durchlässigkeit semipermeabler Membrane genutzt. Hierzu muss über die Membran eine Druckdifferenz aufgebracht werden, die den osmotischen Druck übersteigt. Da der osmotische Druck vom Salzgehalt abhängt, ist auch die notwendige Druckdifferenz abhängig vom Salzgehalt. Übliche Druckdifferenzen sind 54-80 bar bei der Entsalzung von Meerwasser beziehungsweise 15-25 bar bei der Entsalzung von Brackwasser. [19] Die Anlagengrößen bei laufenden Projekten variieren stark. Die „Global Water Intelligence“ veröffentlicht in ihren Monatsberichten laufende Projekte in verschiedenen Projektstadien. In der Ausgabe vom Juli 2013 sind 180 Entsalzungsprojekte mit Umkehrosmose angeführt. Diagramm 2-2 zeigt diese nach Tageskapazität aufgeschlüsselt. Hierbei steht BWRO (**B**rackish **W**ater **R**everse **O**smosis) für die Aufbereitung von Brackwasser und SWRO (**S**ea **W**ater **R**everse **O**smosis) für die Aufbereitung von Meerwasser.

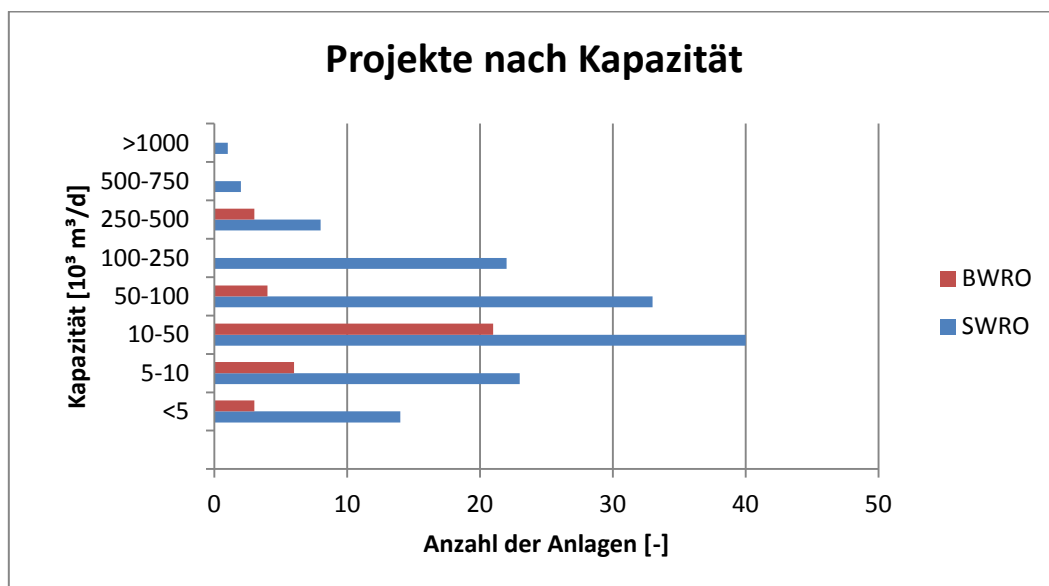


Diagramm 2-2: Offene Projekte nach Kapazität [18]

Wie man Diagramm 2-2 entnehmen kann, gibt es im Bereich von 10.000-50.000 m<sup>3</sup>/d die meisten offenen Projekte. Abbildung 2-3 zeigt ein einfaches Anlagenschema

einer Meerwasserentsalzung. Dabei wird der Feed-Strom auf einen Druck von 65 bar gebracht. 40 % davon durchströmen die Membran und sind als entsalztes Wasser verfügbar. Die restlichen 60% enthalten das zurückgehaltene Salz [14]. Um die Energieeffizienz zu steigern, wird der Druck hiervon in einem Druckaustauscher auf einen Teil des Feed-Stromes (wiederum 60 %) übertragen. Die Druckverluste werden durch eine Pumpe ausgeglichen. Eine andere Möglichkeit der Energierückgewinnung wäre eine Turbine (z.B. eine Peltonturbine), die direkt an die Welle der Hauptpumpe gekoppelt ist. In diesem Fall ist die Hauptpumpe auf den gesamten Feed-Strom auszulegen [17].

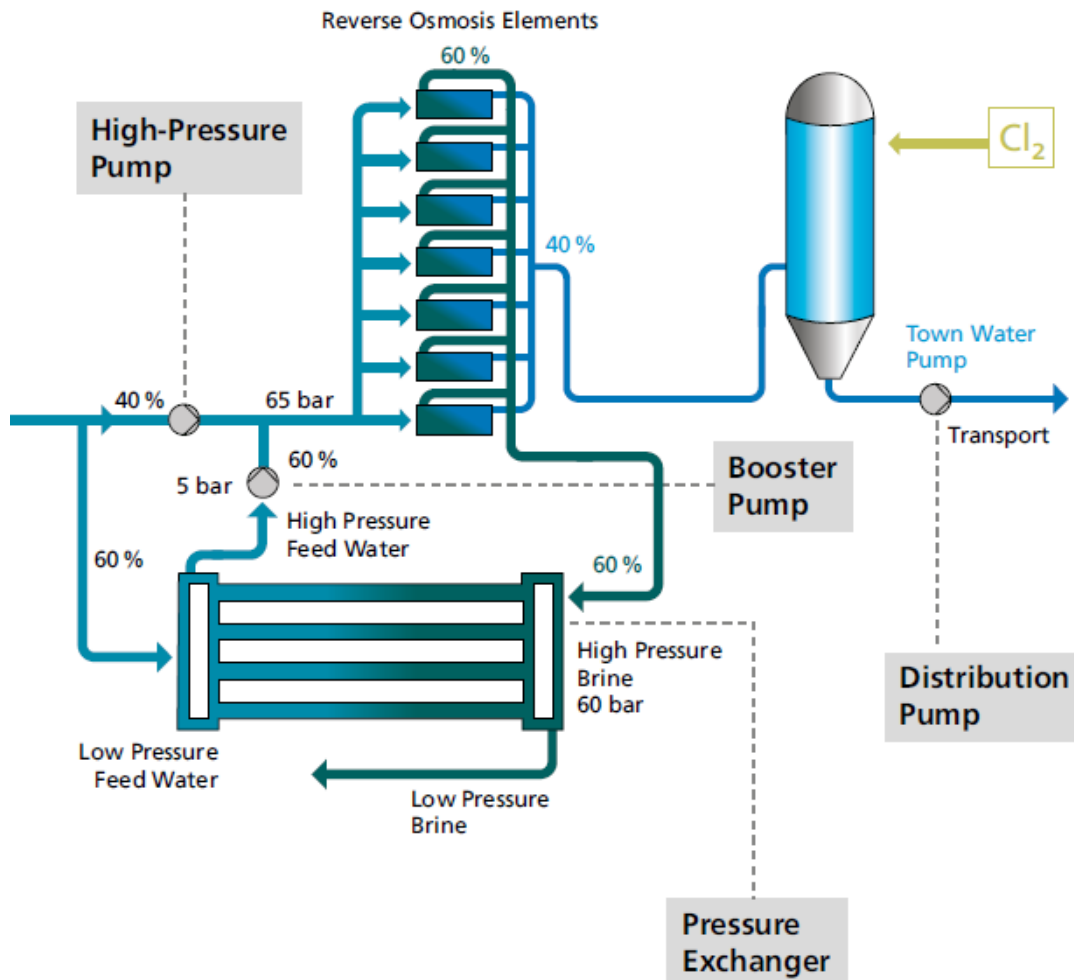


Abbildung 2-3: Layout einer RO-Entsalzungsanlage [14]

KSB gibt verschiedene Referenzen an. In den Tabelle 2-1 bis Tabelle 2-3 sind die eingesetzten Pumpen und deren Betriebspunkte dargestellt.

**Tabelle 2-1: SWRO Sydney (Kapazität 250 000 m³/d) [14]**

Standort	Pumpe	Anzahl	Kapazität	Förderhöhe	Leistung
		[-]	[m³/s]	[m]	[kw]
Ist pass RO high-pressure	HGM-RO 8/3	13	0,30	572	1969
Ist pass RO booster	Omega V 250-600	13	0,30	143	516
2nd pass RO high-pressure	RDLO 350-6904	7	0,58	178,4	1205
ERS booster	Omega V 250-4804	13	0,35	64	263
CIP membrane cleaning	Omega 300-7004	3	0,36	125	545
Lamella thickener	Amarex KRT K 250-400	4	0,18	11	26

**Tabelle 2-2: SWRO Dubai (Kapazität 32 000 m³/d) [14]**

Standort	Pumpe	Anzahl	Kapazität	Förderhöhe	Leistung	Drehzahl
		[-]	[m³/s]	[m]	[kw]	[U/min]
RO high-pressure	HGM-RO 6/3	6	0,14	511	889	3000
ERS booster	RPH-RO 250-40	6	0,21	45	116	1500
RO filtered seawater	Omega 200-6708	6	0,14	135	250	1400

**Tabelle 2-3: SWRO Singapur (Kapazität 136 400 m³/d) [14]**

Standort	Pumpe	Anzahl	Kapazität	Förderhöhe	Leistung	Drehzahl
		[-]	[m³/s]	[m]	[kw]	[U/min]
High pressure RO feed	HGM-RO 6/3	10	0,2	450	1170	2985
RO filtered Water	Omega V200-670A	10	0,22	158	630	1485
ERS filtered water	Omega V300-435 A	6	0,43	60	360	1488
Seawater intake	KRTK 600-710	4	1,37	12	230	580
ERS booster	RPH-RO 250-401	10	0,23	45	160	1485

Von Interesse ist hier jeweils die erste Position („High pressure RO feed pump“), da hierfür zum jetzigen Zeitpunkt noch kein Produkt von der Andritz AG angeboten wird. Der Salzgehalt ist bei der Materialwahl zu berücksichtigen.

## 3 Konkurrenzanalyse

Als Mitbewerber wurden folgende Firmen ausgemacht:

- Sulzer
- Termomeccanica
- Flowserve
- Torishima
- KSB

Weitere Mitbewerber sind zum Beispiel Ebara, Hyosung sowie Weller-Pumpen. Diese wurden ebenfalls betrachtet, es konnten jedoch zu wenige Daten gesammelt werden, um sie im Rahmen dieser Untersuchung zu analysieren.

### 3.1 Sulzer

Von der Firma Sulzer wurden verschiedene Pumpenserien betrachtet.

- Die MSD-Serie, inklusive ihrer Versionen mit doppelflutiger, erster Stufe (MSD-D). Auch die für den Einsatz in Entsalzungsanlagen abgeleitete MSD-RO-Serie wurde betrachtet.
- Die HPDM-Serie, welche für jeden Auftrag „maßgeschneidert“ wird. Sie kommt bei Fördermengen ab ca. 0,5 m<sup>3</sup>/s zum Einsatz
- Die BBT und BBT-D-Serien sind radial geteilte Pumpenserien. Auch sie wurden hier untersucht.

#### 3.1.1 Sulzer MSD / MSD-D

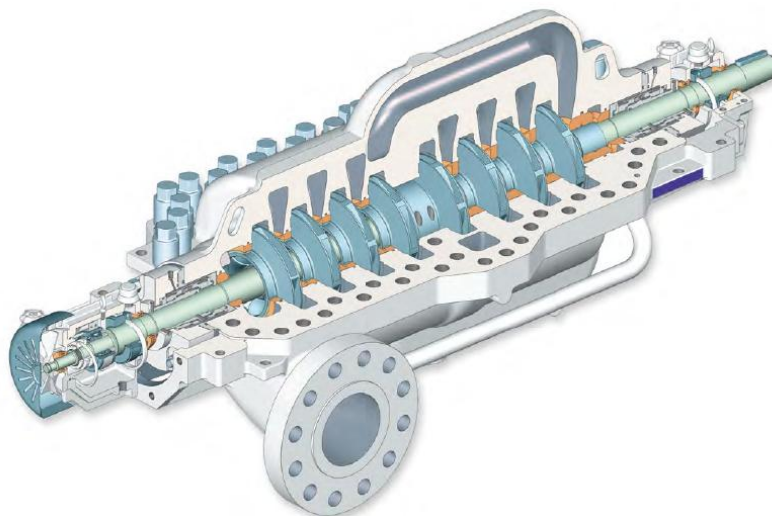


Abbildung 3-1: Sulzer MSD (achtstufig) [8]

- Allgemeines [8]

Die Sulzer MSD-Serie kann in einem Fördermengenbereich bis  $0,69 \text{ m}^3/\text{s}$  eingesetzt werden, womit sie sich im unteren bis mittleren Bereich des untersuchten Q-H Feldes bewegt. Grundsätzlich ist die Serie mehrstufig, einflutig ausgeführt, wobei auch Varianten mit doppelflutiger, erster Stufe angeboten werden (MSD-D). Die Stufenzahlen bewegen sich zwischen 2 und 10 bei der rein einflutigen bzw. 2 und 8 bei der doppelflutigen Variante. Durch die gegenläufige Anordnung der Laufräder wird zum einen die Axialkraft ausgeglichen (bzw. zumindest minimiert) und zum anderen die Druckdifferenz der zweiten Wellendichtung vermindert. Durch eine Entlastungsleitung zum Saugstutzen wird diese weiter auf den Saugdruck reduziert. In der Mitte ergibt sich außerdem ein langer Dichtspalt, welcher geeignet ist Radialschwingungen zu dämpfen. Das Medium strömt vom Laufrad in eine Doppelspirale, um die Radialkräfte zu verringern, und weiter in die Einlaufspirale der darauffolgenden Stufe.

Die Lagerung erfolgt standardmäßig mittels Wälzlager.

Als Einsatzgebiete werden genannt:

- Öl und Gas
- Kraftwerkstechnik
- Wasser und Abwasser

- Q-H-Feld

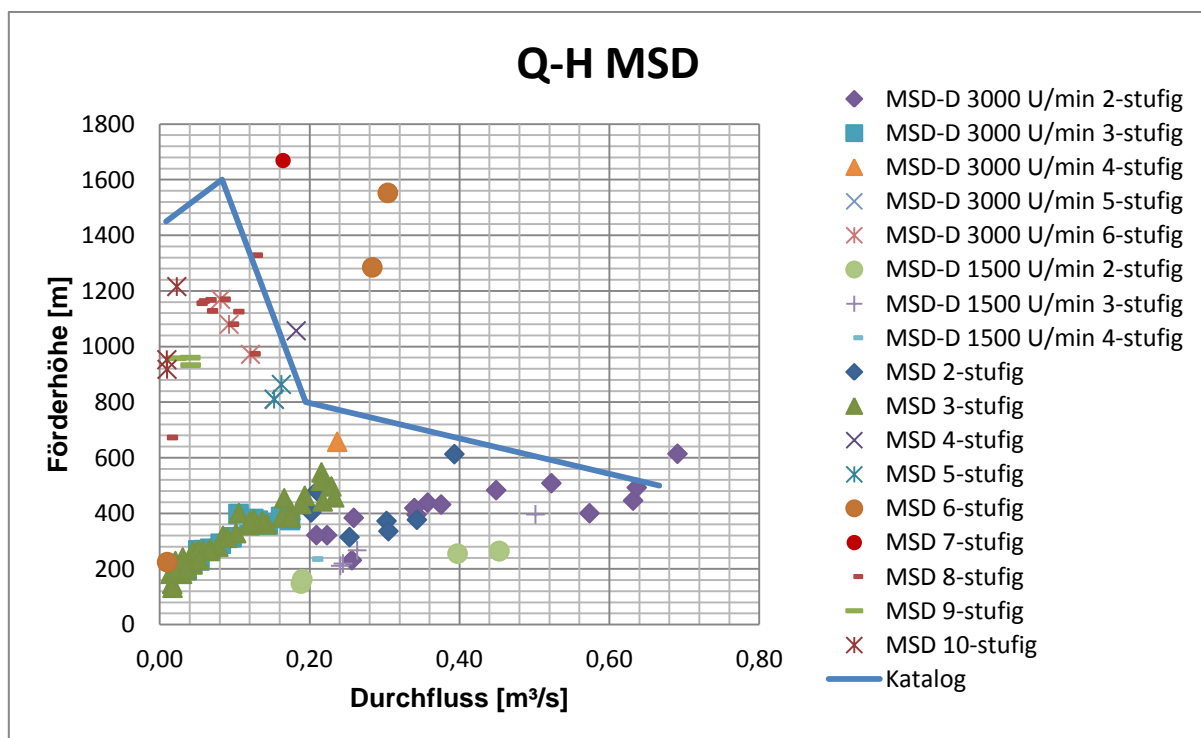


Diagramm 3-1: Optimale Betriebspunkte Sulzer MSD/MsD-D [11] [8]



Diagramm 3-1 zeigt die Q-H Punkte der angebotenen Varianten in ihrem optimalen Betriebspunkt sowie den im Prospekt angeführten Einsatzbereichen. Auffällig ist, dass einige Pumpen außerhalb des angegebenen Einsatzbereiches liegen. Außerdem wurden mehrere Punkte sowohl mit einflutiger als auch doppelflutiger, erster Stufe realisiert. Der Grund hierfür ist, im Bedarfsfall eine Pumpe mit ausreichend niedrigem  $NPSH_{\text{erf}}$  (erforderliches **Net Positiv Suction Head**) anbieten zu können.

Der Beweggrund für die hohe Stufenzahl ist, auch bei geringen Durchflüssen und großen Förderhöhen ein möglichst hohes Stufen- $n_q$  zu realisieren, um zufriedenstellende Wirkungsgrade zu erhalten. Folgendes Diagramm stellt realisierte Stufen  $n_q$  's in Abhängigkeit von der Stufenzahl dar.

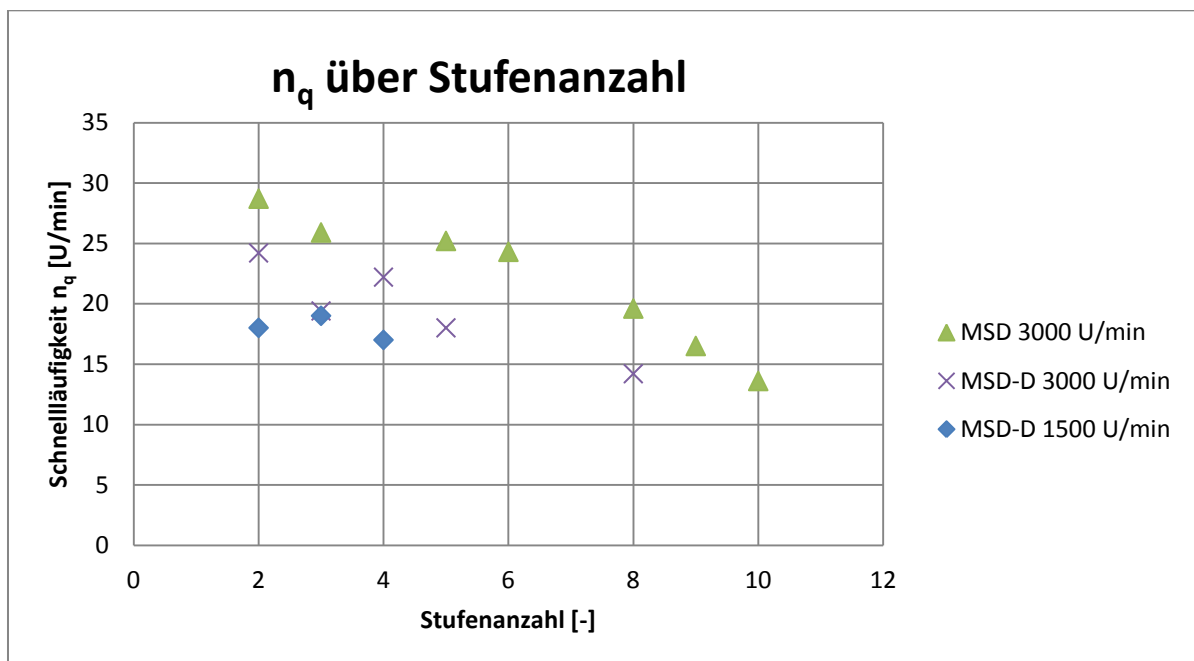


Diagramm 3-2: Stufen- $n_q$  über Stufenanzahl [11]

Um auch bei kleinen Durchflüssen und großen Förderhöhen einen zufriedenstellenden Wirkungsgrad zu erzielen, wäre es erstrebenswert die Stufenzahl soweit zu erhöhen, dass das Stufen- $n_q$  konstant bleibt. Dies hätte jedoch eine unverhältnismäßig hohe Stufenzahl zur Folge. Wie obiges Diagramm zeigt, wurde diesbezüglich ein Kompromiss gefunden. Dieser ist auch im Diagramm 3-3 dargestellt.

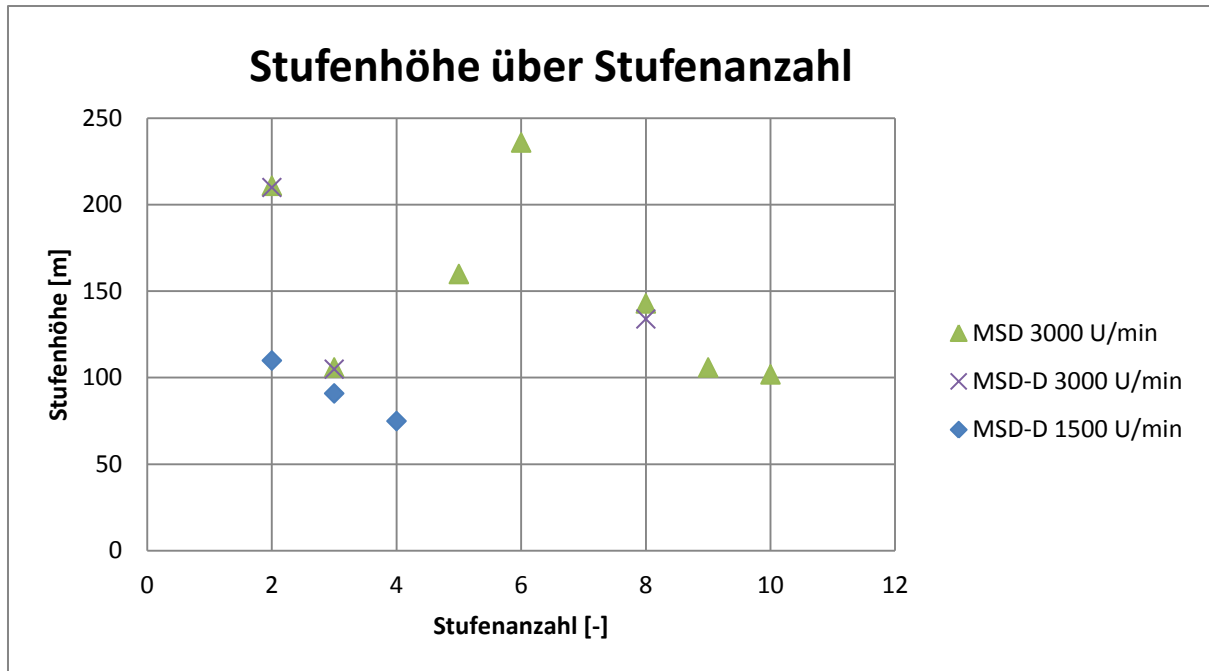


Diagramm 3-3: Stufenhöhe über Stufenanzahl [11]

- Wirkungsgrade

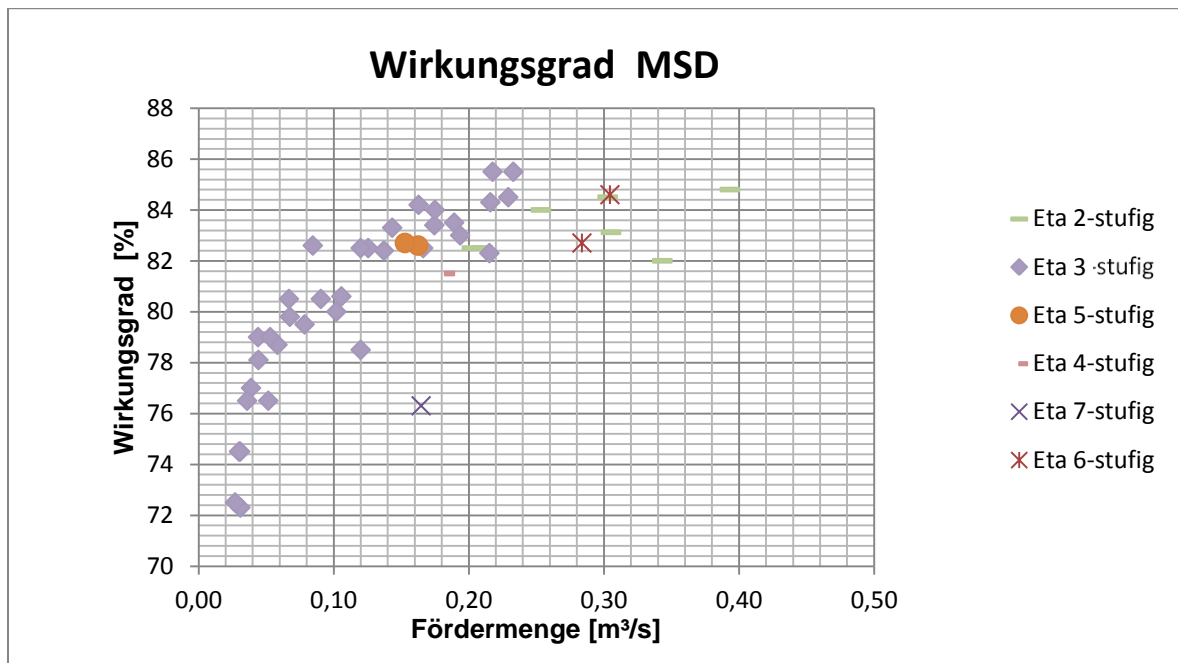


Diagramm 3-4: Wirkungsgrade Sulzer MSD (3000 U/min) [11]

Diagramm 3-4 zeigt die maximalen Wirkungsgrade der Sulzer MSD-Serie bei verschiedenen Stufenzahlen über der Fördermenge.

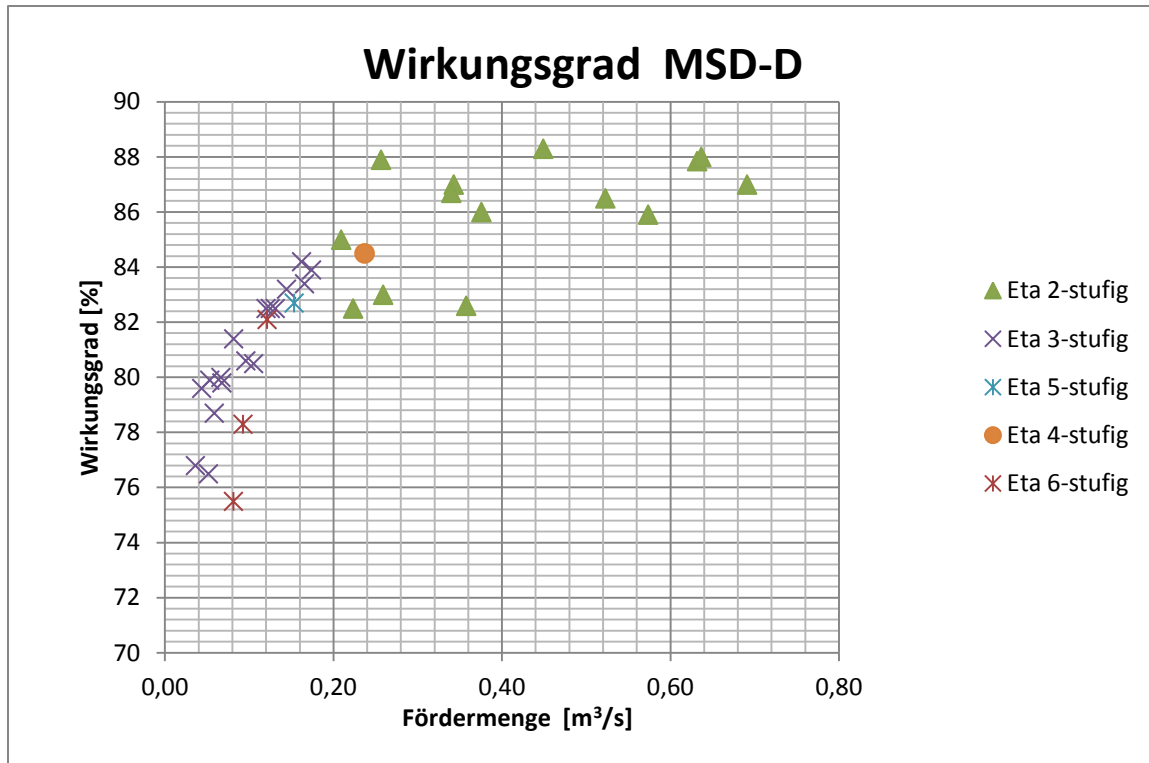


Diagramm 3-5: Wirkungsgrade Sulzer MSD-D (3000 U/min) [11]

Diagramm 3-5 zeigt die Wirkungsgrade der Sulzer MSD-D-Serie bei einer Betriebsdrehzahl von 3000 U/min und den verschiedenen Stufenzahlen in Abhängigkeit der Fördermenge.

- NPSH-Werte

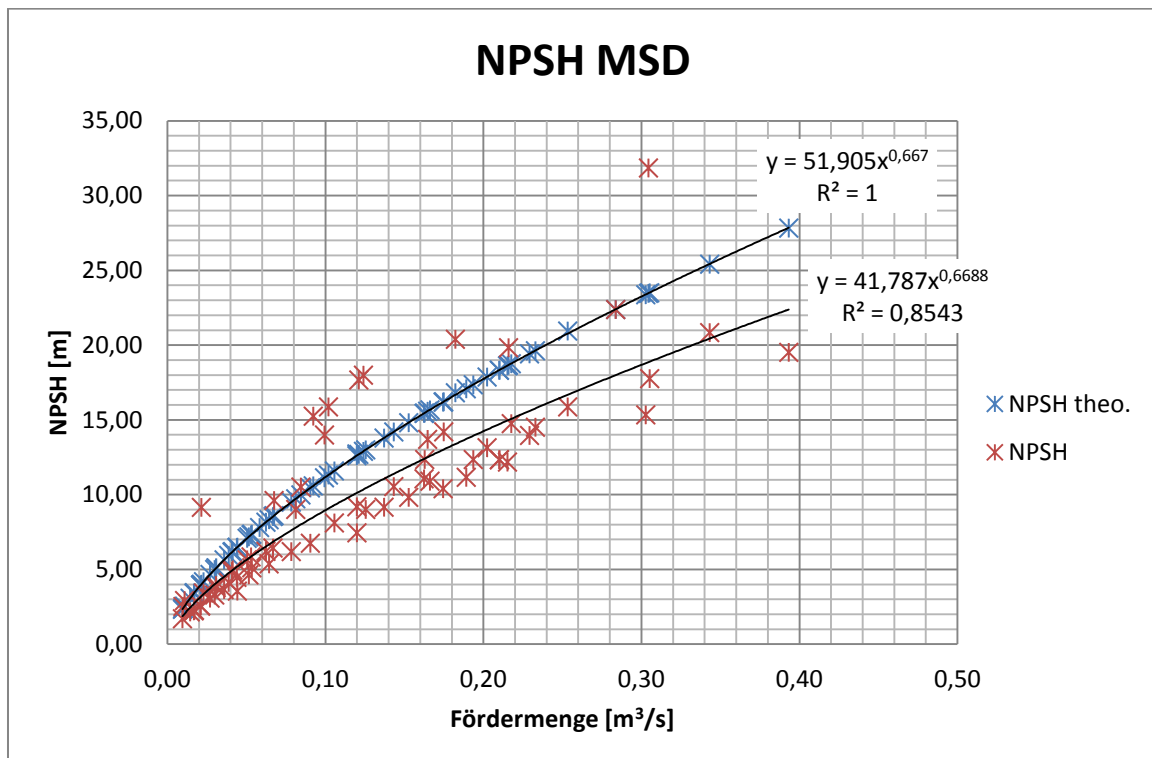


Diagramm 3-6: NPSH<sub>erf</sub> Sulzer MSD [11]

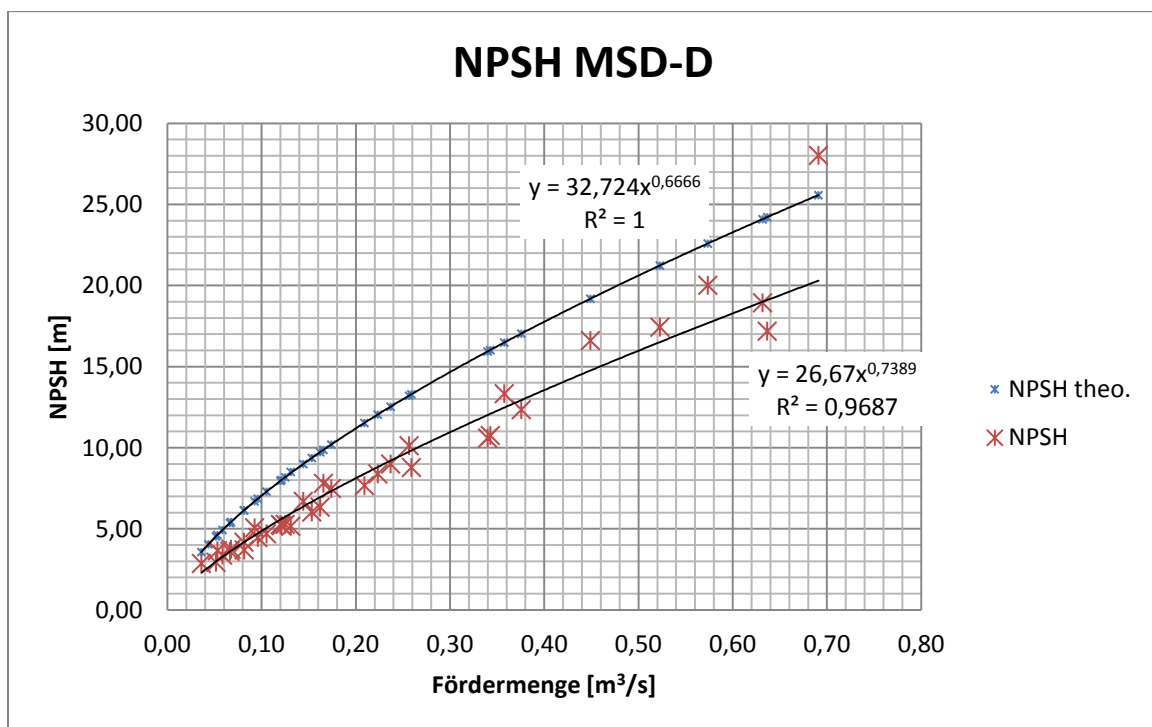


Diagramm 3-7: NPSH<sub>erf</sub> Sulzer MSD-D (3000U/min) [11]

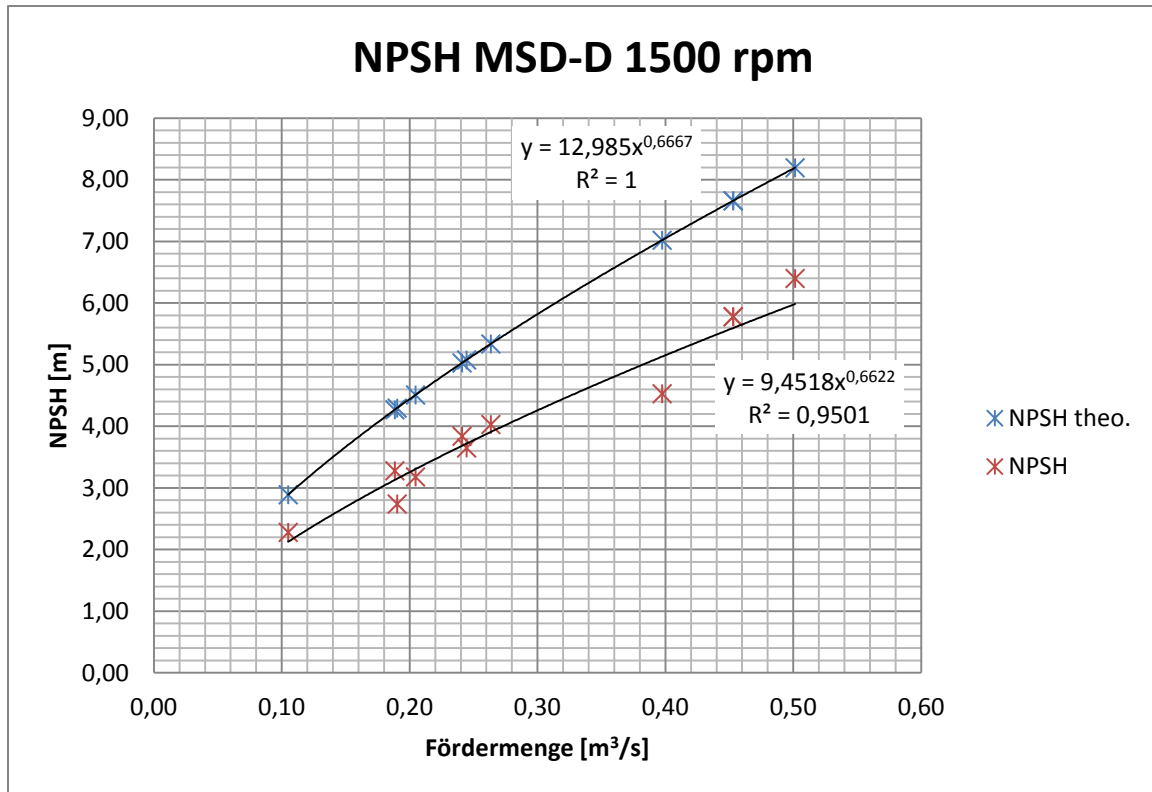


Diagramm 3-8: NPSH<sub>eff</sub> Sulzer MSD-D (1500 U/min) [11]

Die Diagramm 3-6 bis Diagramm 3-8 zeigen die Angaben zum erforderlichen NPSH-Wert im Vergleich zu den, laut Literatur (siehe Abschnitt 4.2), berechneten Werten. Auch wenn die einflutige Variante mehrere Abweichungen nach oben aufweist, kann man erkennen, dass die vom Hersteller angegebenen Werte im Mittel um ca. 20 % niedriger liegen. Diagramm 3-9 zeigt die auf die Stufenhöhe bezogene Thomazahl ( $\sigma$ ) über der spezifischen Drehzahl, welche mit der Stufenhöhe und dem Durchfluss pro Radseite berechnet wurde.

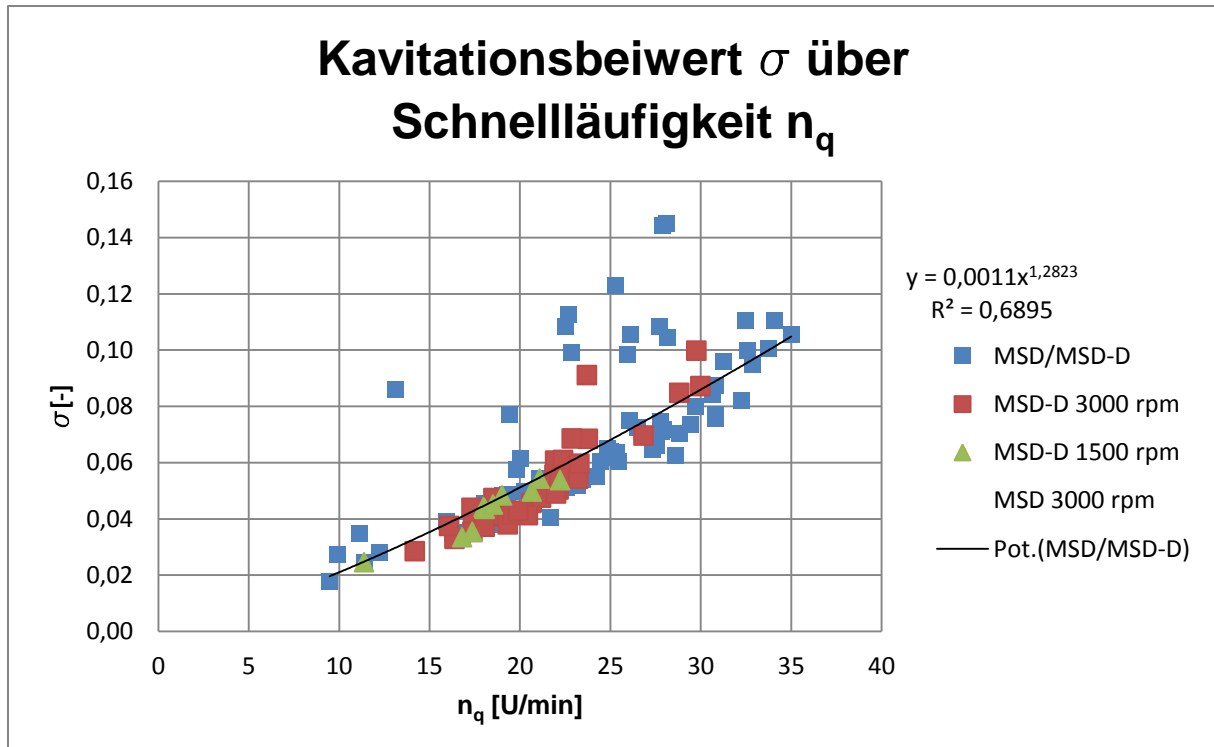


Diagramm 3-9:  $\sigma$  über  $n_q$  für MSD [11]

- MSD-RO

Die MSD-RO-Serie ist für den Einsatz in RO-Entsalzungsanlagen von der MSD-Serie abgeleitet. Es handelt sich hierbei um eine einflutige, doppelstufige Pumpenserie.

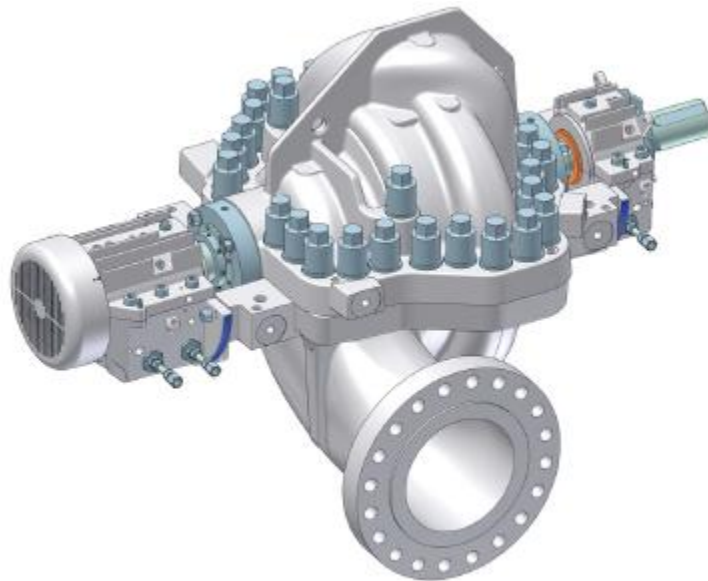


Abbildung 3-2: Sulzer MSD-RO [9]

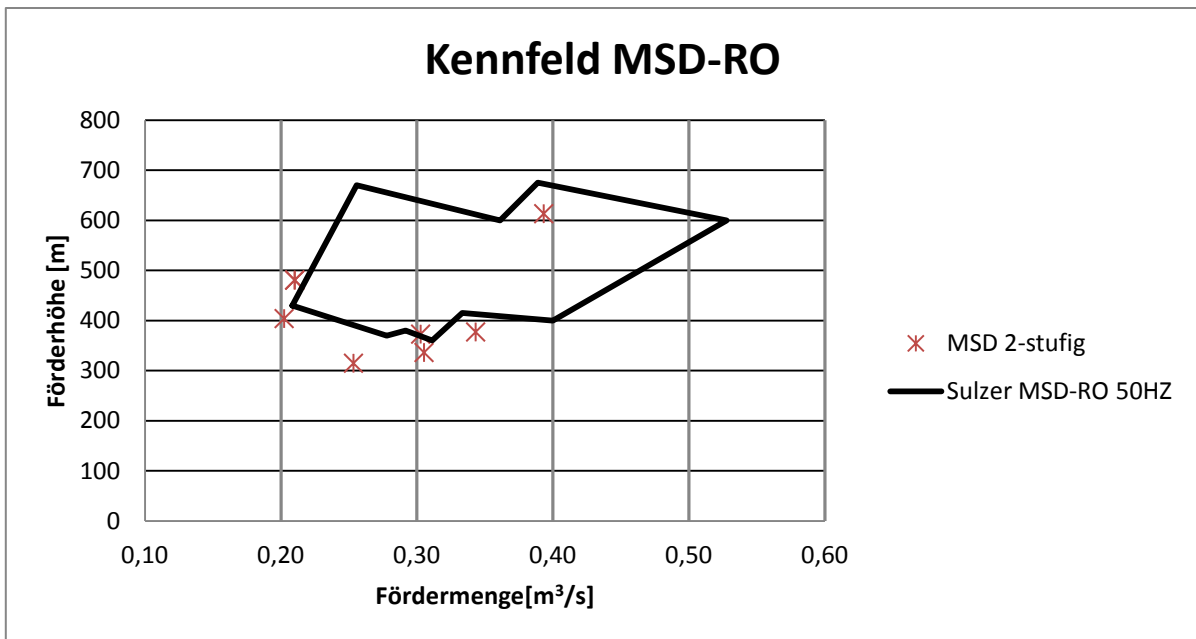


Diagramm 3-10: Kennfeld Sulzer MSD-RO [9] [11]

Diagramm 3-10 zeigt den Einsatzbereich der MSD-RO-Serie. Im Gegensatz zur MSD-Serie sind hierzu keine Kennlinien auf der Sulzer-Homepage veröffentlicht. Zum Vergleich sind die einflutig/einstufigen MSD Versionen dargestellt.

### 3.1.2 Sulzer HPDM

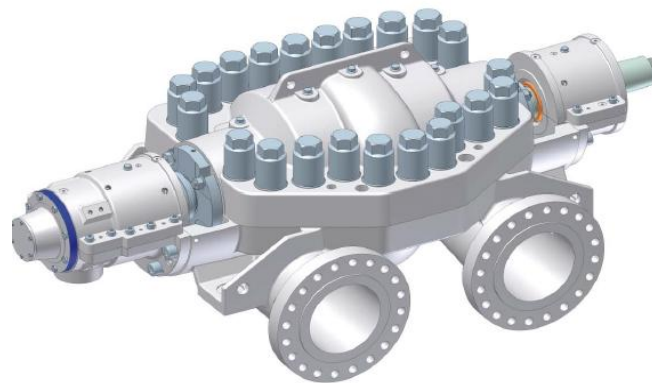


Abbildung 3-3: Sulzer HPDM [7]

- Allgemeines [7]

Die HPDM-Serie ist kein reines Serienprodukt, sondern wird auftragspezifisch ausgelegt. Es kommt ein breites Spektrum an Varianten (Stufen-/Flutenkonfiguration) zum Einsatz, wodurch ein weites Q-H-Feld abgedeckt werden kann.

Die Lagerung der Welle erfolgt durchgehend mittels Gleitlagern, die Dichtung der Welle mittels Gleitringdichtung. Als Einsatzgebiete werden unter anderem der Wassertransport sowie die Öl und Gasindustrie angegeben.

- Q-H-Kennfeld

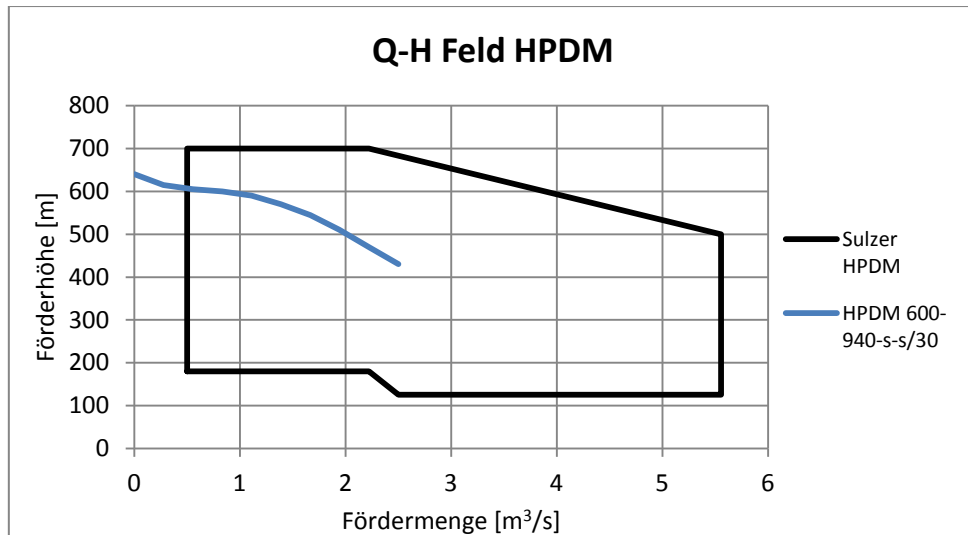


Diagramm 3-11: Kennfeld Sulzer HPDM [7] [17]

Diagramm 3-11 zeigt das durch die HPDM abgedeckte Q-H-Feld. Da es sich um eine „tailor-made“ Serie handelt, sind keine Daten zu einzelnen Pumpen auf der Homepage veröffentlicht. Die blaue Linie zeigt beispielhaft die Pumpencharakteristik einer zweistufigen, einflutigen Version, wie sie in einer Pumpstation zum Wassertransport eingesetzt wird. Sie wird mit 1500 U/min betrieben und weist im Optimum folgende Werte auf:

Tabelle 3-1: Daten einer Sulzer HPDM in s-s Anordnung [17]

Fördermenge	1,88	m <sup>3</sup> /s
Förderhöhe	545	m
Wirkungsgrad	88	%
NPSH <sub>erforderlich</sub>	27	m
n <sub>qSt.</sub>	28	U/min

Aufgrund des hohen NPSH<sub>erf</sub> wird diese Pumpe mit einer vorgeschalteten Boosterpumpe betrieben, was kleinere Baugrößen und höhere Wirkungsgrade ermöglicht.

- Materialien

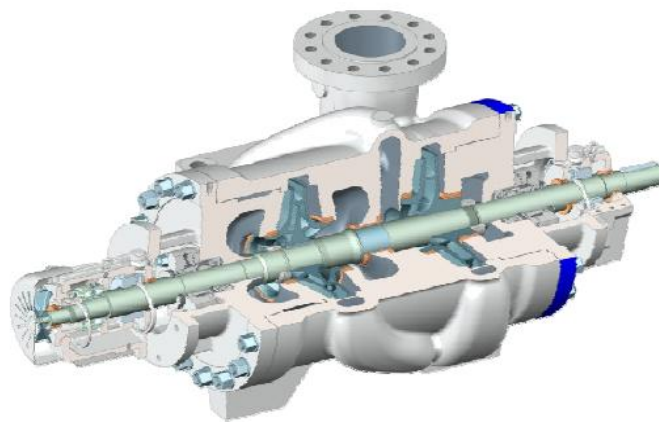


**Tabelle 3-2: Werkstoffe Sulzer HPDM [7]**

Bauteil	Material
Gehäuse	unleg. Stahlguss, rostfreier Stahlguss, Duplex
Laufäder	Chrom-Stahl, rostfreier Stahl, Duplex
Welle	Chrom-Stahl, Duplex
Schleißringe	Chrom-Stahl, rostfreier Stahl, Duplex

In Tabelle 2-1 sind die von Sulzer eingesetzten Materialien aufgelistet. Wie ersichtlich, erstreckt sich die Bandbreite von unlegiertem Stahlguss bis hin zu hochlegierten Werkstoffen (Super Duplex).

### 3.1.3 Sulzer BBT / BBT-D

**Abbildung 3-4: Sulzer BBT-D [10]**

- Allgemeines [10]

Hierbei handelt es sich um radial geteilte Pumpen, diese sollen jedoch trotzdem behandelt werden. Sie sind einflutig/zweistufig (BBT), beziehungsweise zweistufig mit doppelflutiger erster Stufe (BBT-D) ausgeführt. Die Lagerung der Welle erfolgt mittels Wälz- oder Gleitlager, bzw. einer Kombination daraus.

Als Einsatzgebiete werden folgende Bereiche angegeben:

- Raffinerien
- Petrochemie
- Kraftwerke
- LNG - Anlagen

- Q-H-Feld

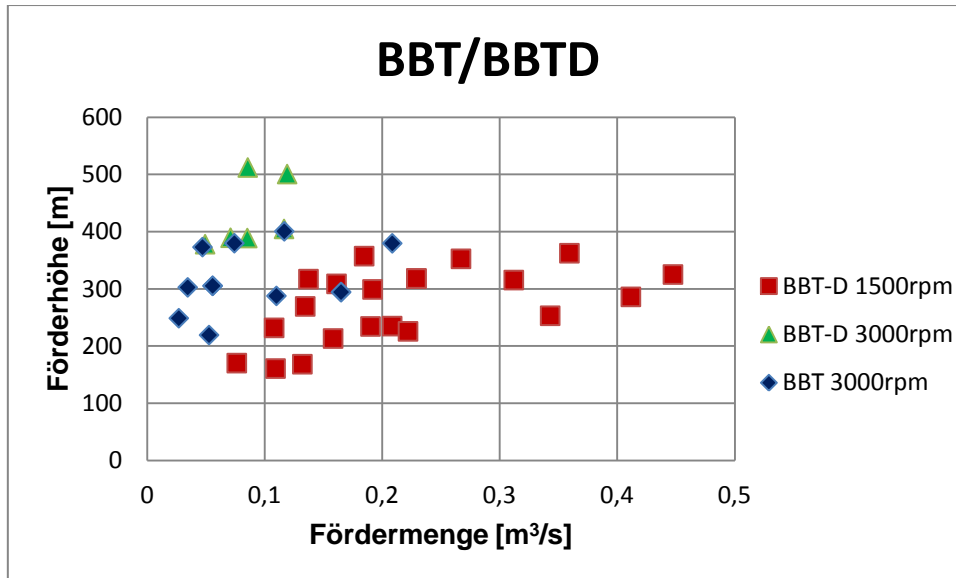


Diagramm 3-12: Opt. Betriebspunkte Sulzer BBT /BBTD [11]

Wie Diagramm 3-12 zeigt, reicht das abgedeckte Feld bis zu einer Fördermenge von 0,45 m<sup>3</sup>/s und einer Förderhöhe von 500m. Dies entspricht dem unteren bis mittleren Bereich des in dieser Arbeit untersuchten Q-H-Feldes.

- Wirkungsgrade

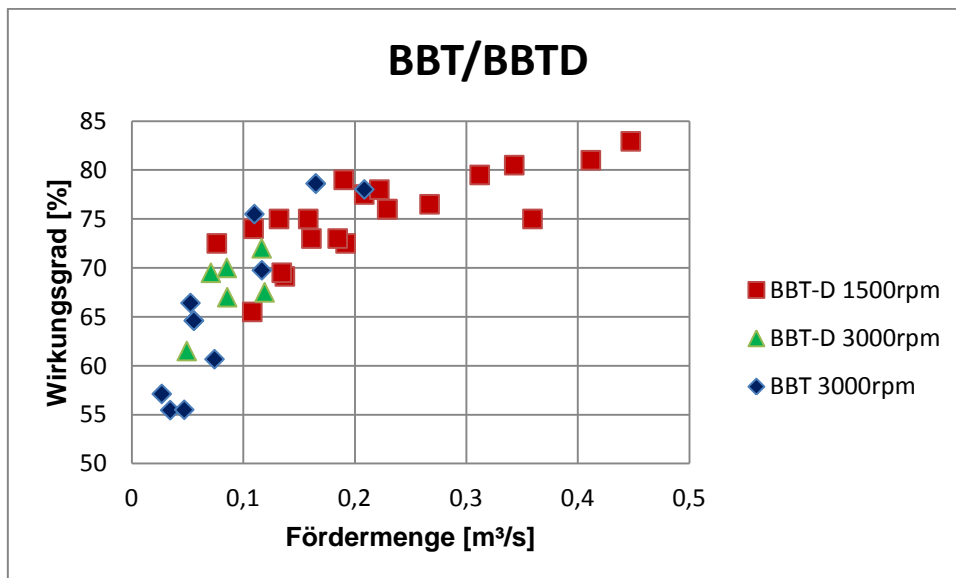


Diagramm 3-13: Wirkungsgrad über Fördermenge BBT/BBTD [11]

Diagramm 3-13 zeigt die angegebenen Wirkungsgrade der BBT Serie bei kaum über 80 %. Dies liegt zum einen an den eher geringen Durchflüssen, vor allem jedoch an sehr niedrigen Schnellläufigkeiten, resultierend aus zum Teil niedrigen Drehzahlen und der nur 2-stufigen Ausführung. Die realisierten Schnellläufigkeiten sind in

folgendem Diagramm dargestellt. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass für die BBT-D Serie die Schnellläufigkeit für die zweite, einflutige, Stufe angegeben ist und in der ersten, doppelflutigen, Stufe noch um den Faktor 1,4 niedriger liegt.

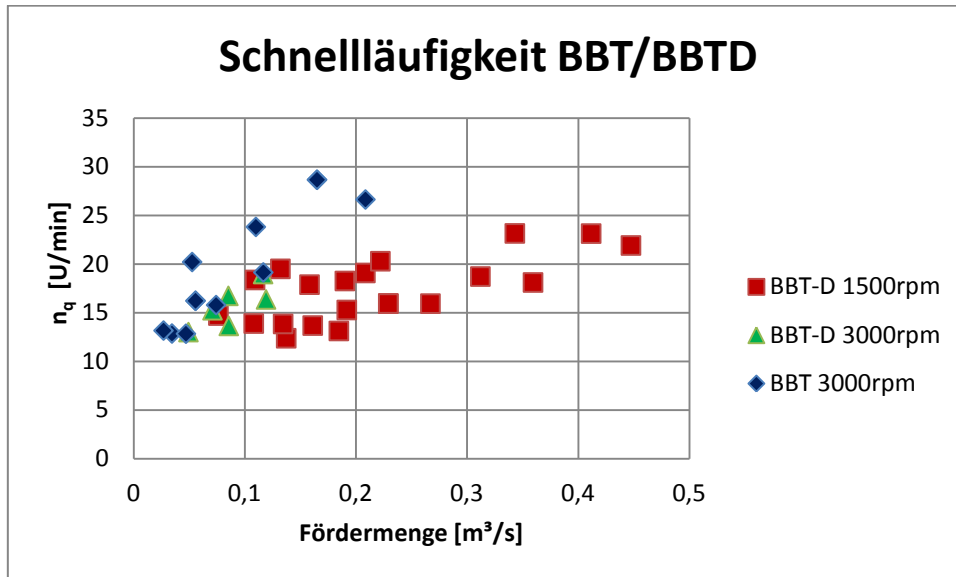


Diagramm 3-14:  $n_q$  über Fördermenge BBT/BBT-D [11]

- NPSH

Das Hauptaugenmerk bei dieser Serie lag weniger auf guten Wirkungsgraden, sondern eher auf niedrigen Saugdrücken. Dies ist in Diagramm 3-15 ersichtlich. Durch die doppelflutige Saugstufe und der niedrigen Drehzahl, ist über den gesamten Durchflussbereich ein  $NPSH_{\text{erf.}}$  von unter 6m realisiert worden.

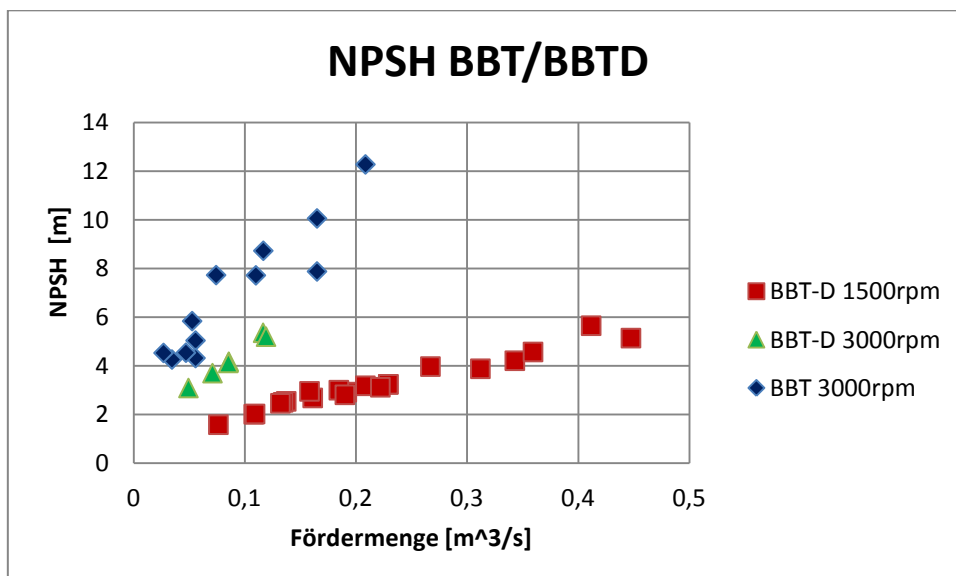


Diagramm 3-15: NPSH über Fördermenge [11]

Diagramm 3-16 zeigt den auf die Stufenhöhe bezogenen  $\sigma$ -Wert über dem  $n_q$ , welches mit der Stufenhöhe und dem Durchfluss pro Radseite berechnet wurde.

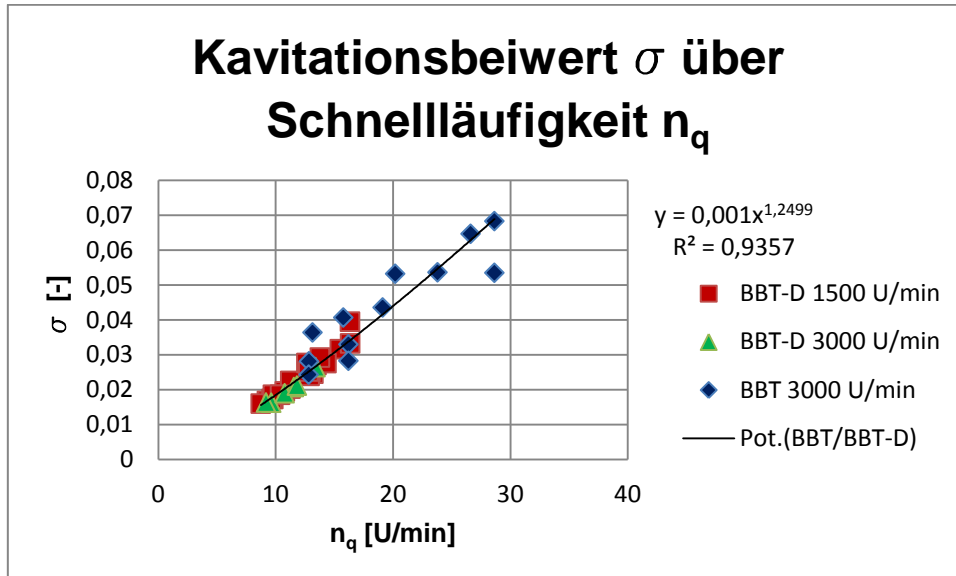


Diagramm 3-16:  $\sigma$  über  $n_q$  für BBT/BBT-D [11]

## 3.2 Termomeccanica

Von Termomeccanica wurden drei Modelle untersucht, wie sie in Pumpstationen zum Wassertransport in den Vereinigten Arabischen Emiraten eingesetzt werden.

Alle unten genannten Modelle verfügen über eine Doppelspirale, um die Radialkräfte zu minimieren. Die eingesetzten Materialien sind in Tabelle 3-3 angeführt.

Tabelle 3-3: Werkstoffe [17]

Bauteil	Werkstoff	Bemerkung
Welle	UNS 31803	Duplex
LaufRad	1.4517	Duplex
Gehäuse	1.0619	Niedrig leg. Stahl

Während Welle und LaufRad aus hochlegierten Stählen gefertigt sind, kam bei der Spirale ein niedrig legierter Stahl zum Einsatz. Die Vorteile sind einerseits Kostenersparnis und andererseits einfachere Reparierbarkeit. Die Spirale ist auf der Innenseite mit „Belzona“ beschichtet, um sie gegen Erosion widerstandsfähig zu machen [17].

### 3.2.1 500 DD 90

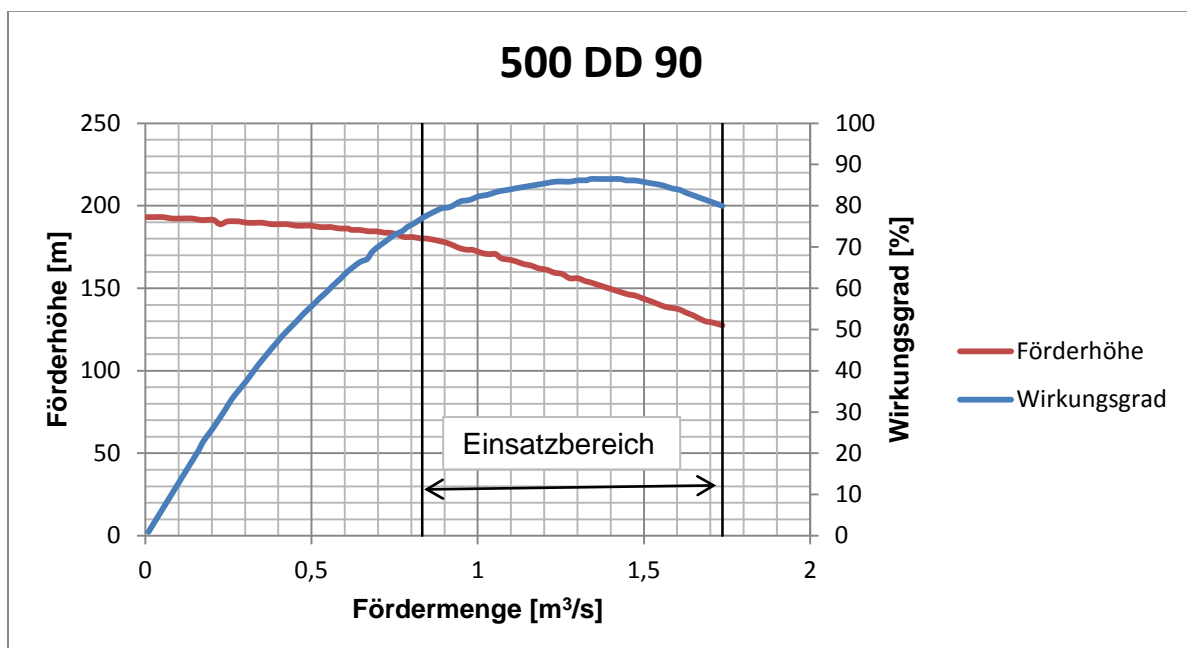
- Allgemeines

Hierbei handelt es sich um eine einstufige, doppelflutige Pumpe, mit den in Tabelle 3-4 angeführten Hauptdaten. Sie dient als Vordruckpumpe, um für die nachfolgende Hauptpumpe ein ausreichend hohes  $NPSH_{\text{vorh.}}$  bereitzustellen. Da nur ein  $NPSH_{\text{vorh.}}$  von 10 m zur Verfügung steht, wird sie mit einer der vergleichsweise niedrigen Drehzahl von 1200 U/min betrieben. Die Lagerung des Läufers erfolgt mittels Ölbadgeschmierten Wälzlagern [17].

**Tabelle 3-4: Betriebspunkt [17]**

Durchfluss	1,4	$\text{m}^3/\text{s}$
Höhe	150	m
$NPSH_{\text{erf}}$	7,8	m
Wirkungsgrad	87	%

- Kennlinien



**Diagramm 3-17: Förderhöhe und Wirkungsgrad über Fördermenge [17]**

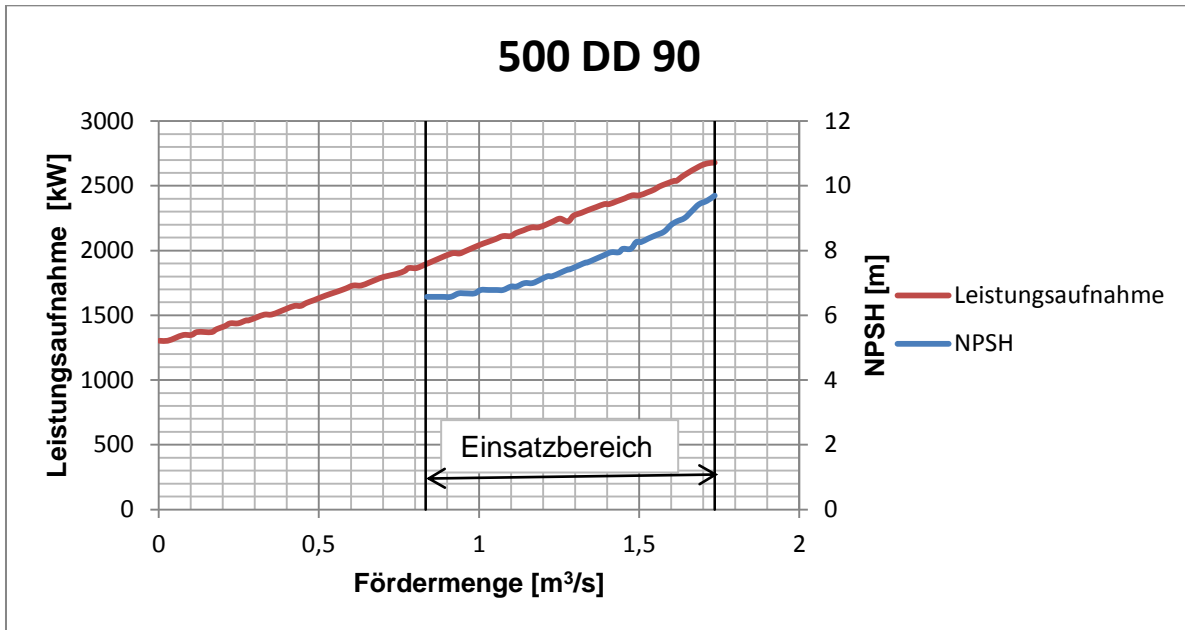


Diagramm 3-18: Leistungsaufnahme und NPSH über Fördermenge [17]

In Diagramm 3-17 sind die Förderhöhe sowie der Wirkungsgrad über der Fördermenge aufgetragen. Diagramm 3-18 zeigt die Leistungsaufnahme sowie das erforderliche NPSH. Des Weiteren ist der vom Hersteller angegebene Einsatzbereich dieser Pumpe dargestellt.

### 3.2.2 500 D2D 80

- Allgemeines

Es handelt sich um eine zweiflutige, zweistufige Pumpe mit den in Tabelle 3-5 angegebenen Werten. Die erste Stufe besteht aus 2 einflutigen Laufrädern, welche das Fördermedium von beiden Seiten zur zweiten Stufe fördern. Diese zweite Stufe ist als klassisches doppelflutiges Laufrad ausgeführt. Die Pumpe ist somit symmetrisch, und daher hinsichtlich stationärer Axialkräfte ausgeglichen. Sie besitzt zwei Saugflansche.

Erwähnenswert ist, dass die Laufraddurchmesser der ersten Stufe in jeder Abdrhvariante kleiner sind als der Laufraddurchmesser der mittleren, zweiten Stufe. In diesem Fall musste die Förderhöhe reduziert werden. Dies geschah durch Abdrehen der zweiten Stufe, die erste Stufe blieb dabei unverändert.

Durch die vorgeschaltete Boosterpumpe kann diese Pumpe mit höherer Drehzahl (1800 U/min) betrieben werden. Der bereitgestellte Saugdruck hätte allerdings noch höhere Drehzahlen und somit eine günstigere Pumpe mit höherem Wirkungsgrad zugelassen. Die Lagerung des Läufers erfolgt mittels Drucköl-geschmierten Gleitlagern [17].

Tabelle 3-5: Betriebspunkt [17]

Durchfluss	1,4	m <sup>3</sup> /s
Höhe	545	m
NPSH <sub>erf</sub>	18	m
Wirkungsgrad	86	%

- Kennlinien

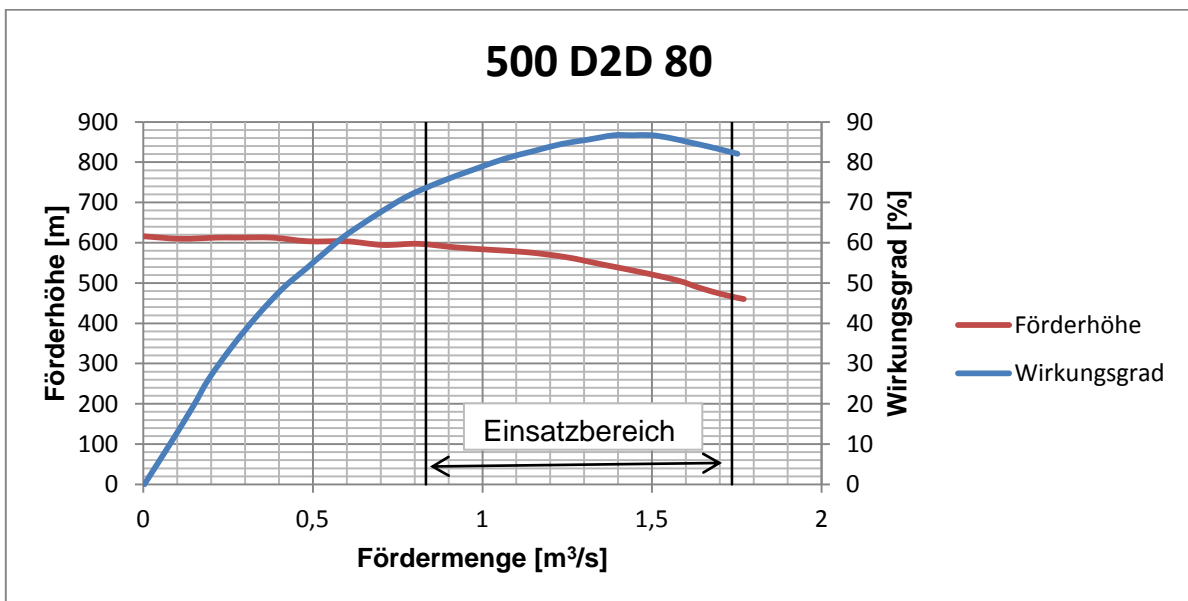


Diagramm 3-19: Förderhöhe und Wirkungsgrad über Fördermenge [17]

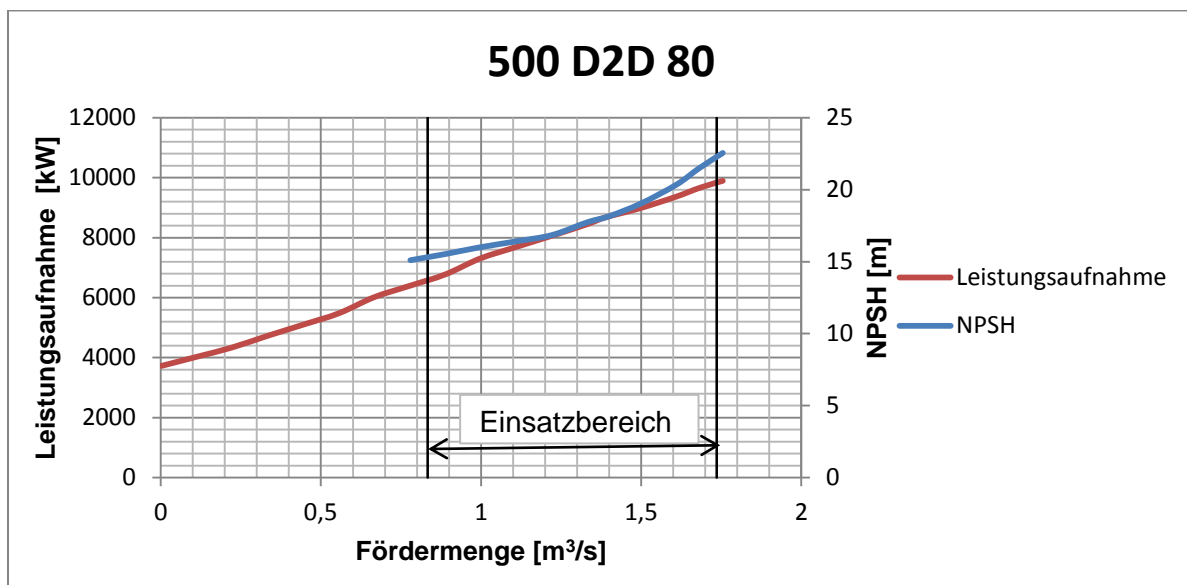


Diagramm 3-20: Leistungsaufnahme und NPSH über Fördermenge [17]

In Diagramm 3-19 sind die Förderhöhe sowie der Wirkungsgrad, in Diagramm 3-20 die Leistungsaufnahme sowie das erforderliche NPSH über der Fördermenge

dargestellt. Das erforderliche NPSH wird durch die oben genannte Vordruckpumpe bereitgestellt.

### 3.2.3 250 D2D 45

- Allgemeines

Ebenso, wie die zuvor beschriebene 500 D2D 80-Pumpe, ist die 250 D2D 45 zweistufig/ zweiflutig ausgeführt. Der größte Unterschied liegt in der Anordnung der Laufräder. Während bei der 500 D2D 80 die erste Stufe aus 2 einflutigen Laufrädern auf beiden Seiten der zweiten Stufe besteht, kommen hier 2 zweiflutige Laufräder zum Einsatz. Das Fördermedium wird aufgeteilt, der ersten Stufe zugeführt und am Laufradaustritt wieder zusammengeführt. Über einen Rohrbogen außerhalb des Gehäuses wird es dann zur zweiten Stufe geleitet [17]. Dieselbe Konfiguration kommt bei der Flowserve BFD (siehe Abbildung 3-6) zum Einsatz. Ein Vorteil hierbei ist, dass alle Stufen ein doppelflutiges Laufrad besitzen, welches höhere Wirkungsgrade bei niedrigen Stufen- $n_q$ 's aufweist (vergl. Gülich [1]). Eine Alternative wäre eine einflutige Variante, diese erfordert jedoch höhere Saugdrücke und wäre auch nicht symmetrisch, hätte jedoch Vorteile hinsichtlich dem Gewicht (Produktionskosten) und der Baulänge (Maschinendynamik).

Das Gehäuse besitzt daher nur jeweils einen saugseitigen und einen druckseitigen Flansch. Jede Stufe ist für sich symmetrisch und die stationären Axialkräfte somit ausgeglichen. Die Werte des Optimal-Punktes können Tabelle 3-6 entnommen werden.

**Tabelle 3-6: Betriebspunkt [17]**

Durchfluss	0,2823	m <sup>3</sup> /s
Höhe	701	m
NPSH <sub>erf</sub>	15	m
Wirkungsgrad	84,5	%



- Kennlinien

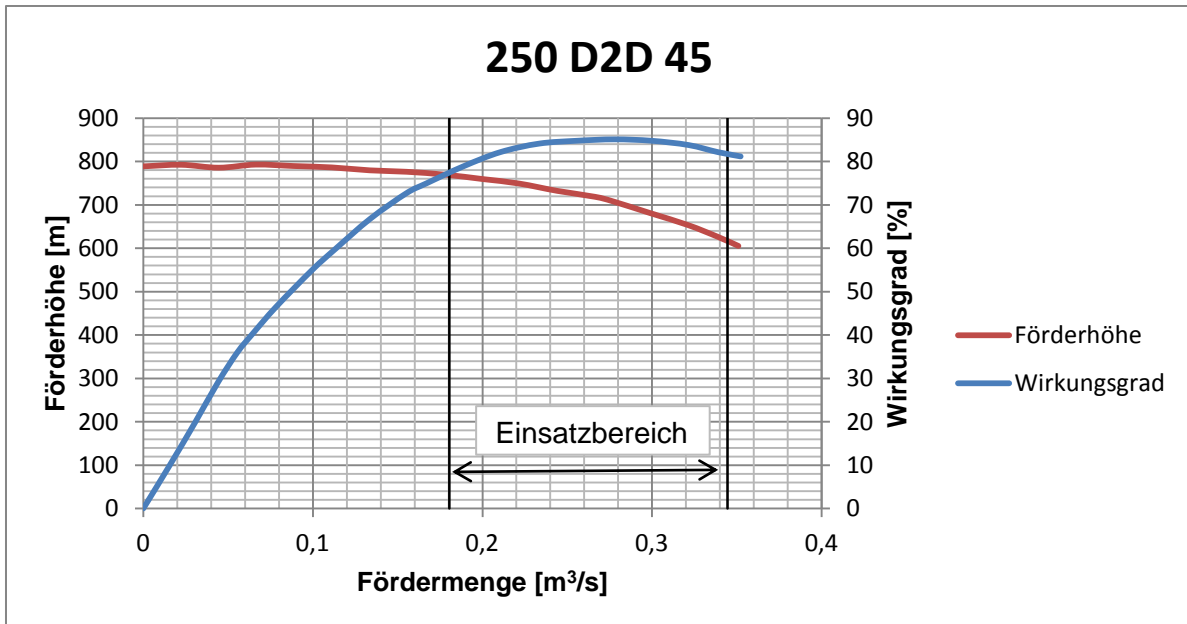


Diagramm 3-21: Förderhöhe und Wirkungsgrad über Fördermenge [17]

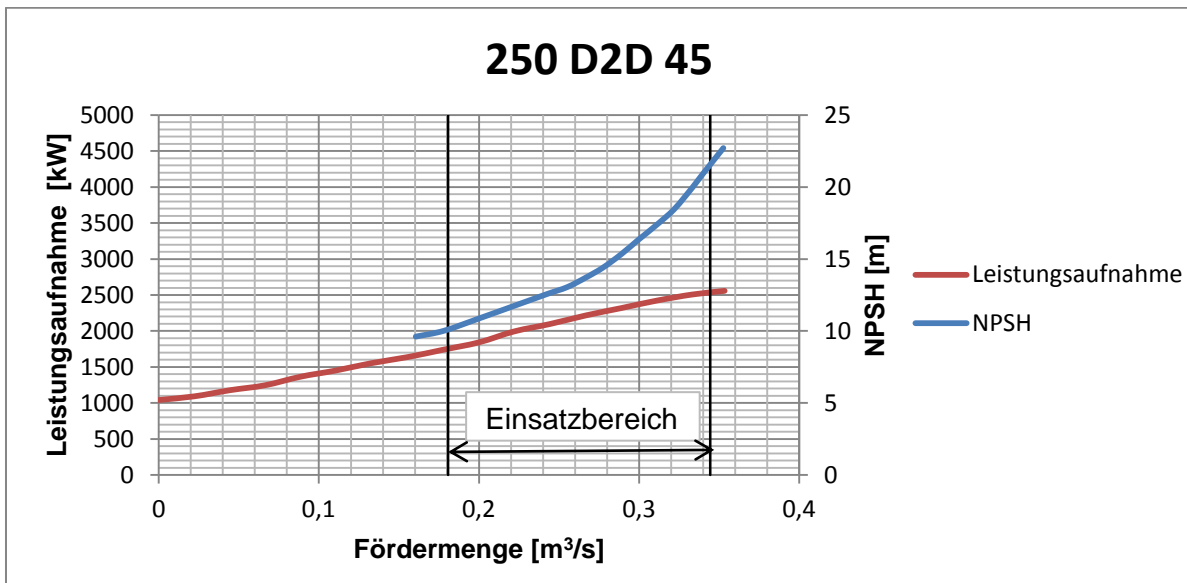


Diagramm 3-22: Leistungsaufnahme und NPSH über Fördermenge [17]

Diagramm 3-21 zeigt die Förderhöhe und den Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Fördermenge. In Diagramm 3-22 sind die Leistungsaufnahme und das erforderliche NPSH ebenfalls über der Fördermenge dargestellt.

## 3.3 Flowserve

### 3.3.1 UZDL

Bei der UZDL-Serie von Flowserve handelt es sich um eine zweistufige Pumpe, wobei die erste Stufe doppelflutig und die zweite Stufe einflutig ausgeführt ist. Flowserve gibt folgende Einsatzgebiete an [12]:

- Transport von Kohlenwasserstoffen
- Gaswäsche
- Wassertransport
- Feuerbekämpfung

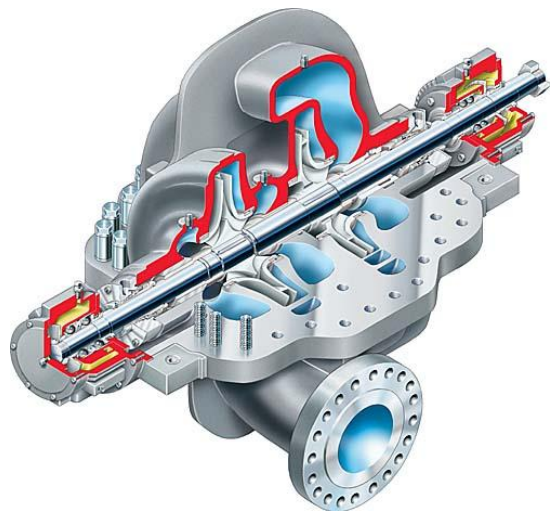


Abbildung 3-5: Flowserve UZDL [12]

Die zweiflutige, erste Stufe verringert das erforderliche NPSH, während die einflutige zweite Stufe ein größeres Stufen- $\eta_q$  aufweist, was wiederum höhere Wirkungsgrade erlaubt. Aufgrund der dadurch verursachten Asymmetrie ist ein Axialkraftausgleich erforderlich. Hier wird dieser durch Ausgleichsbohrungen in der zweiten Stufe realisiert. Um die Radialkräfte zu minimieren, kommen Doppelspiralen zum Einsatz.

Standardmäßig erfolgt die Lagerung des Läufers mittels Wälzlager, optional auch mittels Gleitlager bzw. radialer Gleitlagerung in Verbindung mit axialer Wälzlagerung. Die Kühlung der Lagerstellen erfolgt durch Luft-, Wasser- oder Produktkühlung. Die maximale Betriebsdrehzahl beträgt 2000 U/min [12].

Diagramm 3-23 zeigt das von der UZDL abgedeckt Q-H Feld.

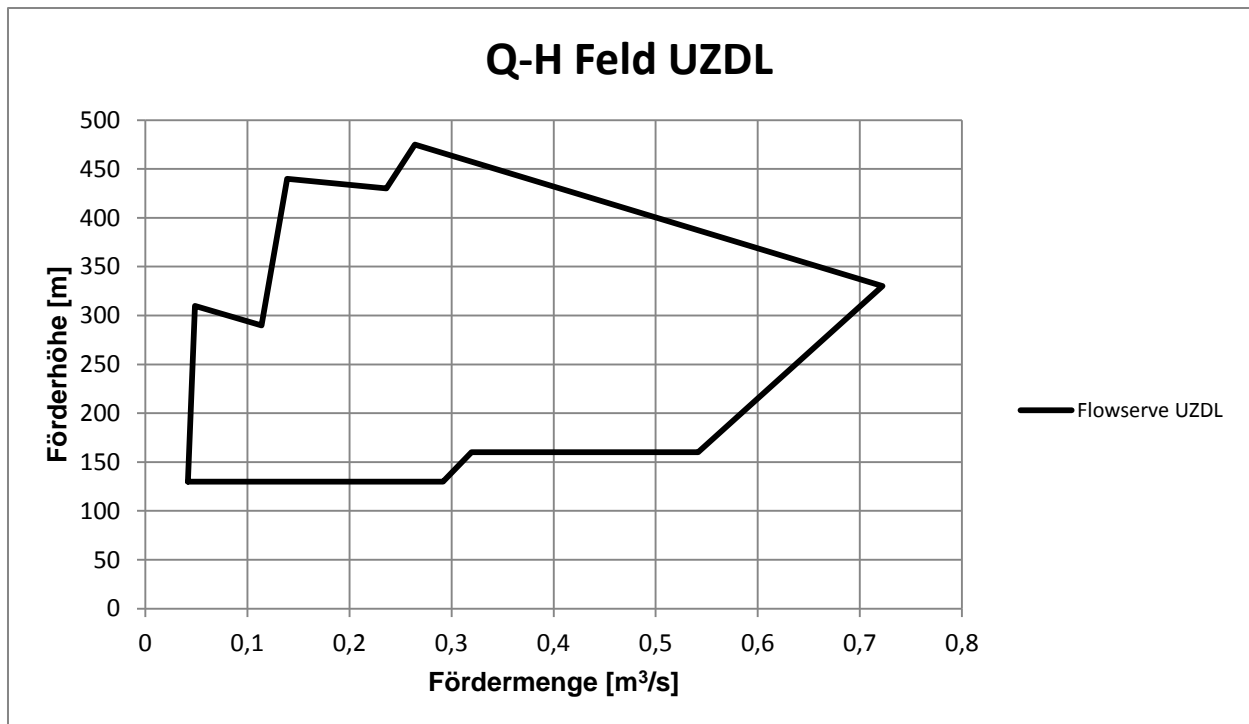


Diagramm 3-23: Kennfeld Flowserve UZDL [12]

### 3.3.2BF / BFD

Hierbei handelt es sich um einflutige (BF) beziehungsweise zweiflutige (BFD) Pumpen. Sie werden mit 2,3 und 4 Stufen angeboten. Als Einsatzgebiete gibt der Hersteller unter anderem folgende an [13]:

- Rohöl
- Gas to liquid
- CO<sub>2</sub> Pipelines
- Bergbau
  - Entwässerung
  - Wasserversorgung
- Wasserversorgung
- Wasserverteilung

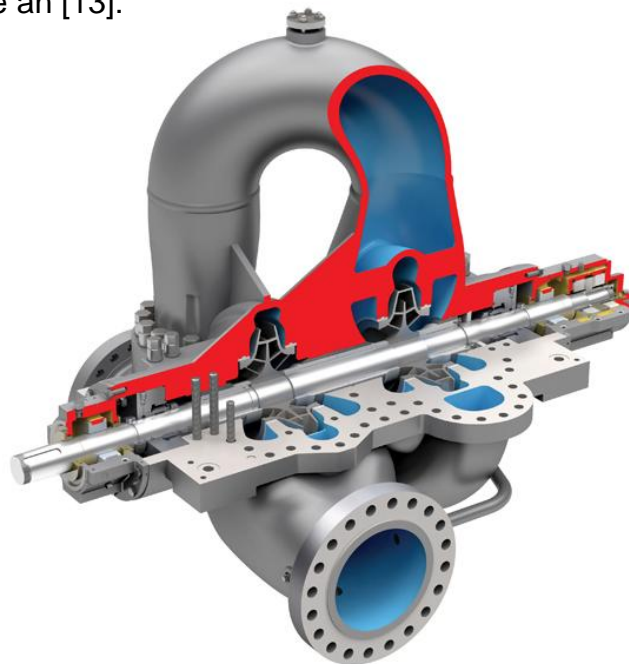


Abbildung 3-6: Flowserve BFD [13]

Während die Axialkräfte bei der doppelflutigen Variante ohnehin ausgeglichen sind, wird dies bei der einflutigen Variante durch gegenläufige Anordnung der beiden Laufräder erreicht. Bei der dreistufigen, einflutigen Variante ist eine Stufe unausgeglichen. Flowserve gibt keine Informationen dazu, wie hier ein Ausgleich erreicht wird.

Die Lagerung des Läufers wird je nach Leistungsklasse unterschiedlich umgesetzt. Während bei kleiner Leistungsaufnahme Wälzlager eingesetzt werden, sind in Pumpen mit hoher Leistungsaufnahme Gleitlager verbaut. Bei mittleren Leistungen kommt eine Kombination aus Gleitlagern (radial) und Wälzlagern (axial) zum Einsatz [13].

Um die Radialkräfte zu reduzieren, kommen entweder Doppelspiralen oder zueinander verdrehte Spiralen zum Einsatz [13].

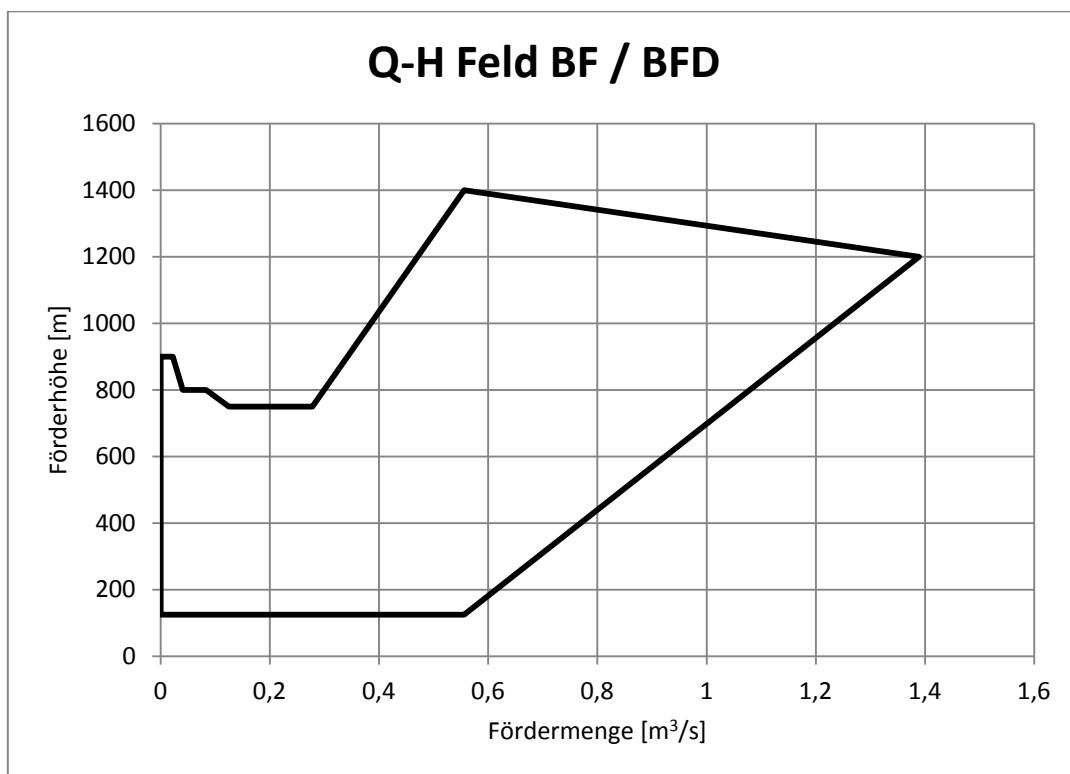


Diagramm 3-24: Kennfeld BF/BFD [13]

Diagramm 3-24 zeigt das durch die BF- und BFD-Serie abgedeckte Q-H-Feld. Flowserve erteilt jedoch keine Informationen, in welchem Bereich welche Stufen/Fluten-Konfiguration zum Einsatz kommt. Zu erwähnen ist jedoch, dass die Drehzahlen mit 2000 U/min begrenzt sind.

## 3.4 Torishima

Für Anwendungen wie Wassertransport, Wasserverteilung und Speisepumpe in RO-Anlagen, deckt Torishima ein Q-H-Feld bis zu einer Fördermenge von  $0,83 \text{ m}^3/\text{s}$  und einer Förderhöhe von 800 m mit den folgenden drei Pumpentypen ab [16].

- MHH
  - Einflutige Pumpe mit drei oder mehr Stufen

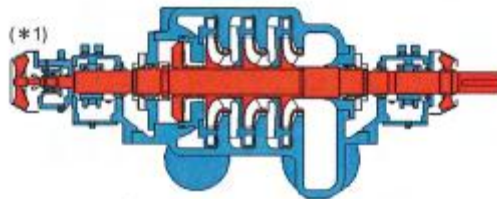


Abbildung 3-7: Torishima MHH [16]

- MSH
  - Einflutige Pumpe mit zwei Stufen in gegenläufiger Anordnung

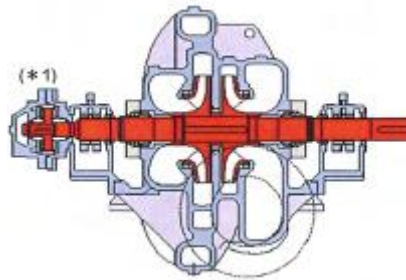


Abbildung 3-8: Torishima MSH [16]

- MSH-T
  - Zweiflutige/zweistufige Pumpe

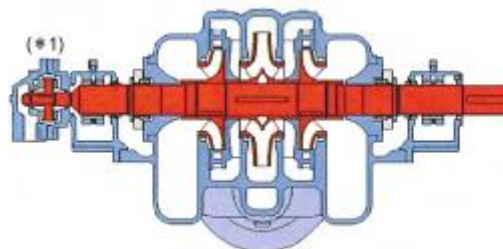


Abbildung 3-9: Torishima MSH-T [16]

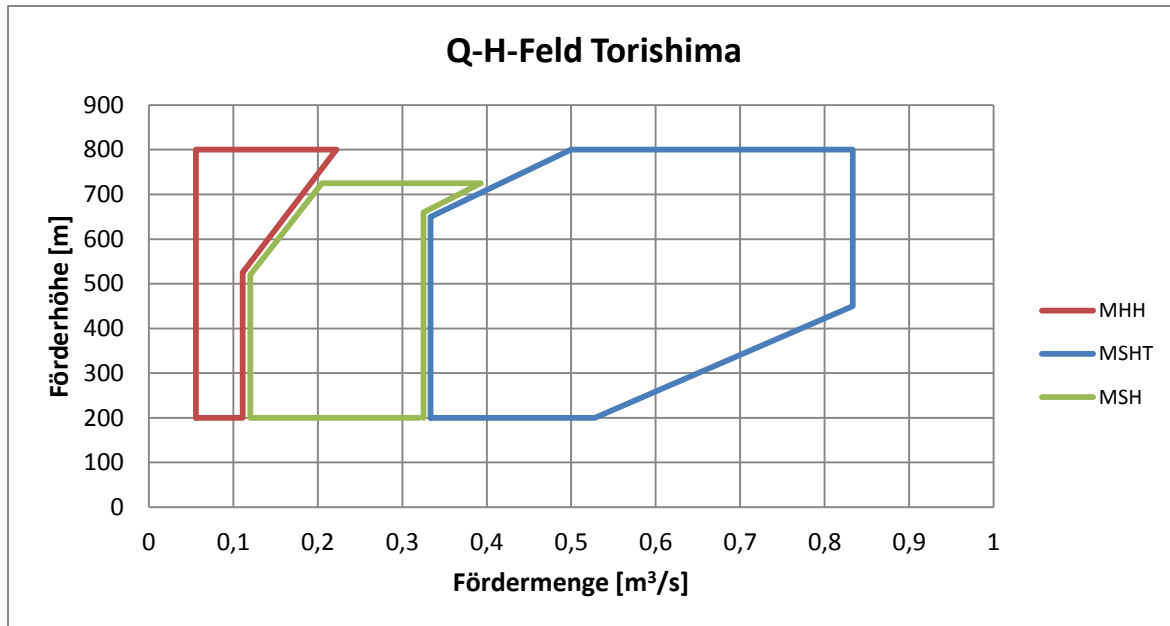


Diagramm 3-25: Kennfeld Torishima [16]

Diagramm 3-25 zeigt die Einsatzbereiche der drei Pumpentypen. Zusätzlich gibt Torishima für jeden Typ eine Referenz an. Diese sind in Tabelle 3-7 dargestellt.

Tabelle 3-7: Betriebspunkte von Referenzen [16]

Pumpe		MHH 200/4	MSH 300/2	MSH 300/2T
Einsatzort		Kuwait	Algerien	Australien
Fördermenge	[m³/s]	0,196	0,298	0,595
Förderhöhe	[m]	660	543	607
Leistungsaufnahme	[kW]	1800	2250	4800
Wirkungsgrad*	[%]	70,3	70,5	73,8

\*Der Wirkungsgrad wurde aus den angegebenen Werten sowie den Annahmen, dass für die Erdbeschleunigung  $g=9,81\text{m/s}^2$  sowie für die Dichte  $\rho=1000\text{ kg/m}^3$  gilt, berechnet. Selbst wenn man etwaige Ungenauigkeiten in den Angaben berücksichtigt, sind die berechneten Wirkungsgrade im Vergleich zu anderen Mitbewerbern extrem niedrig.

Die radiale Lagerung des Läufers erfolgt mittels Gleitlagerbuchsen, die axiale Lagerung optional mittels Wälzlager oder Kippsegmentlagern.

Je nach Anwendung stehen verschiedene Materialien zur Verfügung [16]:

- Super Duplex
- Duplex
- Rostfreier Stahl
- Gehäuse aus unlegiertem Stahl + Läufer aus rostfreiem Stahl
- Gehäuse aus Gusseisen mit Kugelgraphit + Läufer aus rostfreiem Stahl

## 3.5 KSB

KSB ist sowohl im Bereich der Meerwasserentsalzung als auch im Bereich des Wassertransportes/ der Wasserverteilung präsent. Als Speisepumpe für RO-Anlagen werden jedoch Ringsegment-Pumpen (HGM-RO, Multitec-RO) eingesetzt [14]. Während axial geteilte Pumpen in RO-Anlagen maximal eine untergeordnete Rolle spielen, sind sie im Bereich des Wassertransportes unerlässlich.

### 3.5.1 RDLP

Genauer soll hier auf die RDLP-Serie eingegangen werden. Es handelt sich hierbei um eine doppelflutige Pumpe mit ein bis drei Stufen. Einsatzzwecke sind die Förderung von Roh-, Rein- und Brauchwasser mit einer Temperatur (laut Prospekt) von bis zu 80°C [15].

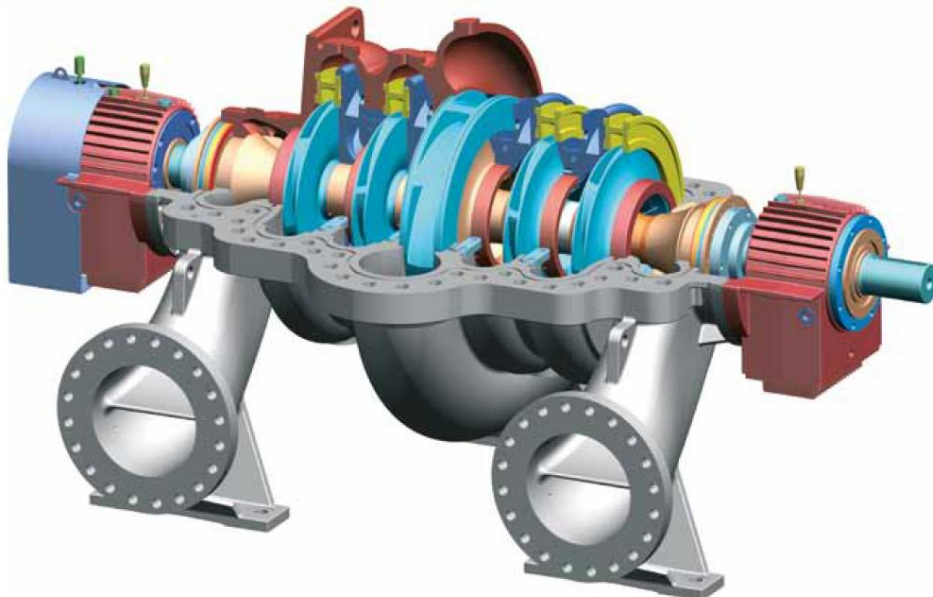


Abbildung 3-10: KSB RDLP [15]

Abbildung 3-10 zeigt eine 3-stufige RDLP. Wie ersichtlich, besitzt diese Pumpe zwei Saugflansche, von denen das Medium zur ersten Stufe (einflutige Laufräder parallel geschaltet) geleitet wird. Die Weiterleitung zwischen den Stufen erfolgt mittels Umlenkapparat. Die letzte Stufe bildet ein doppelflutiges Laufrad, welches in eine Doppelspirale fördert. Diagramm 3-26 zeigt das von dieser Serie abgedeckte Q-H-Feld sowie die Kennlinie einer doppelstufigen RDLP mit den in Tabelle 3-8 angegebenen Werten.

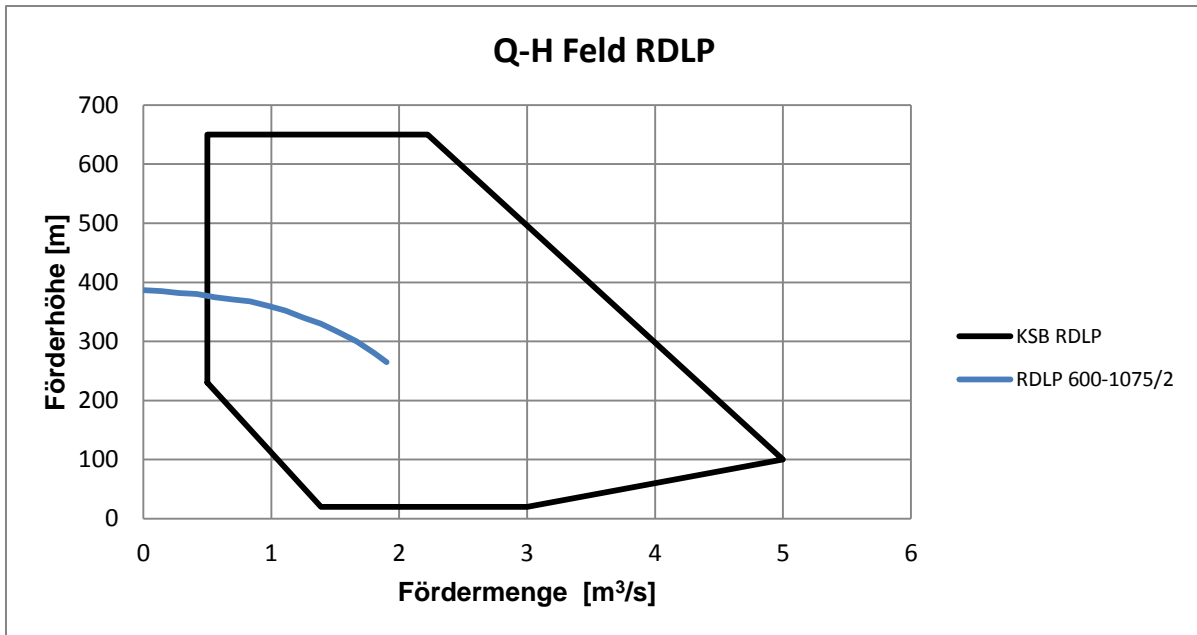


Diagramm 3-26: Kennfeld KSB RDLP [15] [17]

Tabelle 3-8: Daten einer KSB RDLP in d-d Anordnung [17]

Pumpenbezeichnung		RDLP 600-1075/2
Förderhöhe	[m]	320
Fördermenge	[m³/s]	1,5
NPSH <sub>erf</sub>	[m]	7,5
Leistungsaufnahme	[kW]	5475
Wirkungsgrad	[%]	86
Drehzahl	[U/min]	990
Stufen-n <sub>q</sub>	[U/min]	19
Gewicht	[kg]	20500

### 3.5.2 HGM-RO

Die KSB HGM-RO ist eine radial geteilte Gliederpumpe. Sie ist für den Einsatz in Umkehrosmose-Entsalzungsanlagen vorgesehen und wird unter anderem bei den in Abschnitt 2.2 angegebenen Beispielen eingesetzt. Die Lagerung der Welle erfolgt bei allen Baugrößen mittels Gleitlagern, welche durch das Fördermedium geschmiert werden. Die Zuströmung erfolgt standardmäßig axial, kann optional jedoch auch radial erfolgen. Als Werkstoffe werden durchwegs Duplex- beziehungsweise Super-Duplex-Stähle eingesetzt. Abbildung 3-11 zeigt einen Querschnitt durch eine HGM-RO der Baugrößen 5 und 6 [22].



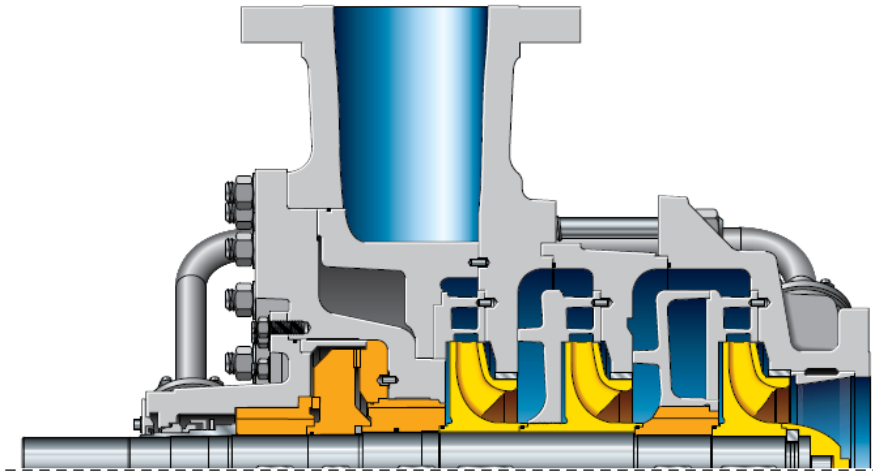


Abbildung 3-11: HGM-RO Baugröße 5 und 6 [22]

Da die erste Stufe als Saugstufe mit axialer Zuströmung ausgeführt ist, können niedrige NPSH-Werte erreicht werden. Genauere Werte gibt der Hersteller allerdings nicht an. In Tabelle 2-1 sind die veröffentlichten Pumpendaten aufgelistet.

Tabelle 3-9: Technische Daten HGM-RO [22]

Max. Fördermenge	0,42	m <sup>3</sup> /s
Max. Förderhöhe	950	m
Max. Enddruck	120	bar
Max. Temperatur	40	°C
Drehzahl	3000/3600	U/min

Abbildung 3-12 zeigt das von dieser Serie abgedeckte Q-H-Feld

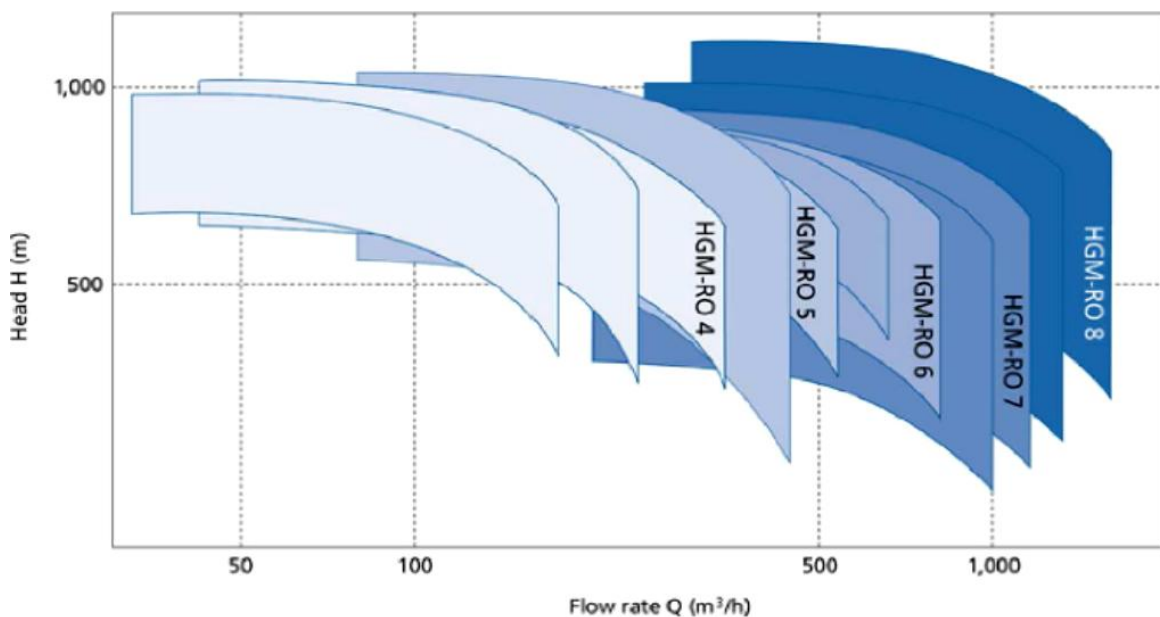


Abbildung 3-12: Kennfeld HGM-RO [22]

### 3.6 Überblick über die Q-H-Felder der Mitbewerber

Die Diagramm 3-27 und Diagramm 3-28 zeigen eine Übersicht der zuvor behandelten Pumpen und Pumpenserien im Q-H-Feld. Zur Orientierung ist außerdem das betrachtete „Andritz Q-H-Feld“ eingezeichnet.

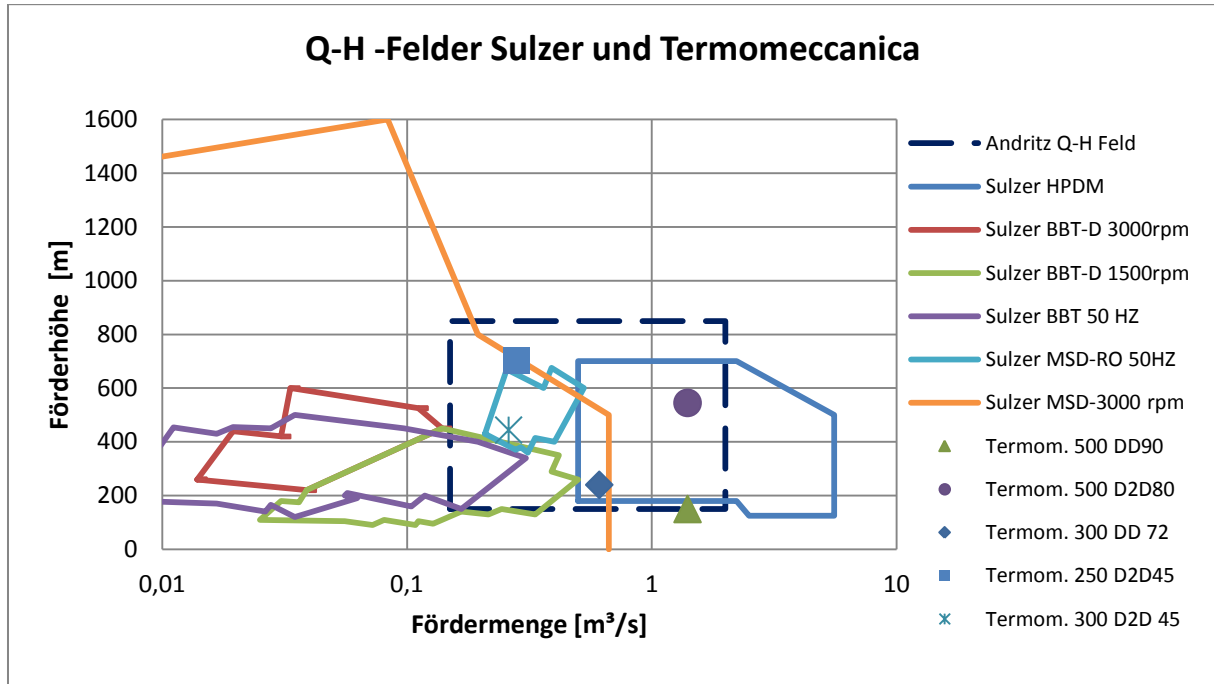


Diagramm 3-27: Mitbewerber im Q-H-Feld 1

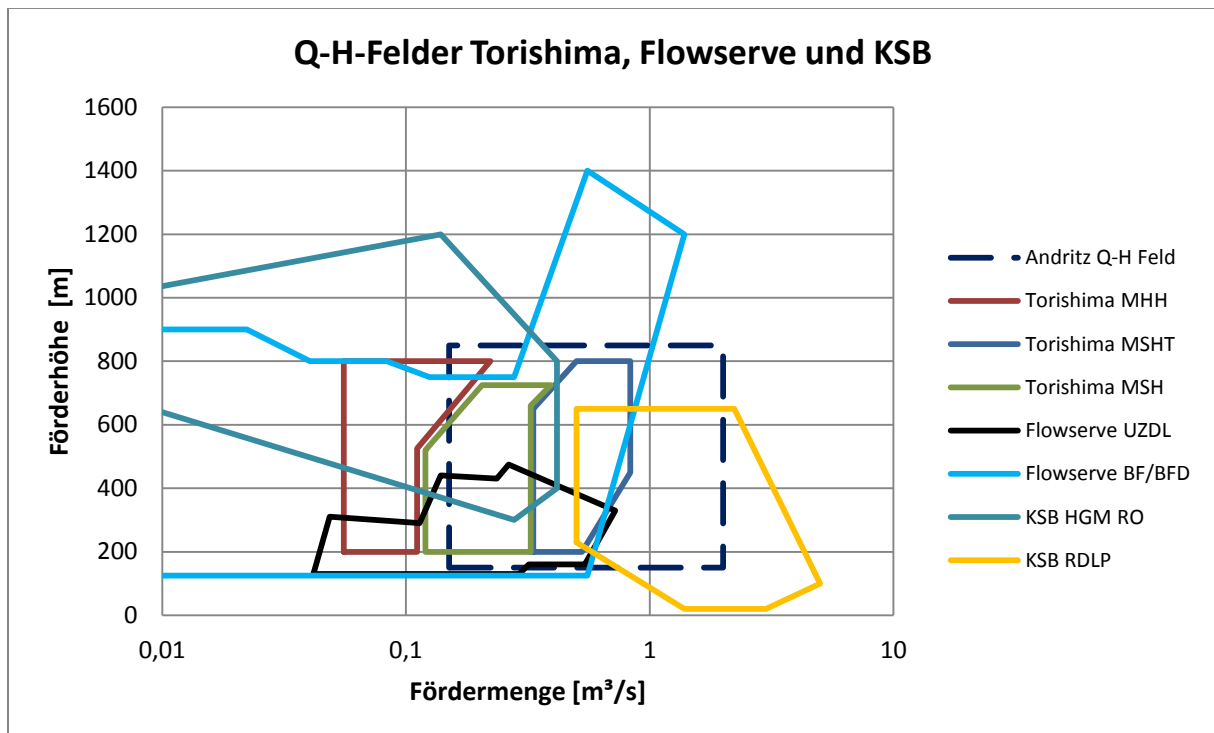


Diagramm 3-28: Mitbewerber im Q-H-Feld 2

### 3.7 API 610

Die API 610 Norm wurde vom „American Petroleum Institute“ für Kreiselpumpen in der Öl- und Gasindustrie herausgegeben. Da viele der betrachteten Konkurrenzprodukte auf ihr basieren, wird hier auf einige Punkte der Norm eingegangen.

Pumpen sollen für eine Betriebsdauer von 20 Jahren und einen ununterbrochenen Betrieb von 3 Jahren ausgelegt werden. Des Weiteren soll eine Erhöhung der Förderhöhe um zumindest 5 % möglich sein. Dies kann durch Einbau eines Laufrades mit größerem Durchmesser oder eine andere Hydraulik umgesetzt werden. Grundsätzlich ist eine stabile Kennlinie (mit kontinuierlichem Anstieg der Förderhöhe bei Verringerung der Fördermenge) zu realisieren. Für den parallelen Einsatz mehrerer Pumpen soll die Nullförderhöhe mindestens 10% über der Förderhöhe im Betriebspunkt liegen. Die Pumpe soll einen Betriebsbereich von  $0,7-1,2 \cdot Q_{opt.}$  zulassen, während der Nenndurchfluss im Bereich von  $0,8-1,1 \cdot Q_{opt.}$  liegen soll [20].

Das Gehäuse ist auf den Gesamtdruck, gebildet aus dem maximal zulässigen Zulaufdruck und der maximalen Förderhöhe, auszulegen. Die Zugspannung soll dabei maximal 25 % der Zugfestigkeit betragen. Außerdem ist der zulässige Materialabtrag durch Korrosion zu berücksichtigen. Dieser beträgt, sofern nicht anders spezifiziert, 3mm. Des Weiteren sind je nach Art der Qualitätskontrolle Sicherheitsfaktoren zu berücksichtigen [20].

- 0,8 für visuelle Überprüfung in Verbindung mit Magnetpulverprüfung und/oder Prüfung mittels Farbeindringverfahren
- 0,9 für punktuelle Radiographie oder Ultraschallüberprüfung
- 1 für vollständige Radiographie

Es sind grundsätzlich geschlossene Laufräder zu verwenden. Sollten diese gegossen sein, sind sie in einem Stück zu gießen. Die erste biegekritische Drehzahl soll um 20 % höher sein als die maximale Betriebsdrehzahl [20].

Die minimalen Spaltspiele sind in Abhängigkeit vom Durchmesser angegeben. Für die Berechnung der hydraulischen Kräfte ist sowohl mit den ausgelegten als auch mit den zweifachen Spaltspielen zu rechnen [20].

Der Einsatz von Wälzlagerungen kann erfolgen, wenn folgende Bedingungen erfüllt sind [20]:

- Nominelle Lebensdauer ausreichend
- Betriebsdrehzahl innerhalb der Grenzdrehzahl des Lagers
- Energiedichte ist kleiner als  $4 \cdot 10^6$  kW/min

Die Energiedichte berechnet sich aus dem Produkt aus Drehzahl und Antriebsleistung. Sind obige Bedingungen erfüllt, sollen die Axialkräfte, solange die Lagerbelastung es zulässt, durch Schrägkugellager erfolgen. Bei höheren Belastungen können alternative Wälzlager eingesetzt werden. Die Lagergehäuse sollen einen Ausbau erlauben, ohne den Antrieb oder Rohrverbindungen zu entfernen. Auch die Ölmenge sowie die Ölttemperaturen sind in dieser Richtlinie definiert [20].

## 4 Bewertungskriterien

Im Folgenden sollen die Kennwerte erläutert werden, anhand derer zum einen die Lösungsansätze der Mitbewerber sowie zum anderen auch verschiedene eigene Varianten bewertet werden. Des Weiteren soll auch auf die Möglichkeiten diese zu beeinflussen eingegangen werden.

Mit den hierin vorgestellten Ansätzen wurde dann eine Excel-Datei erstellt, aus der für einen gegebenen Q-H-Punkt sinnvolle Varianten herausgefiltert und bewertet werden können. Die Varianten unterscheiden sich in den folgenden Punkten:

- Stufenzahl
  - Es wurden 1 bis 6 stufige Varianten untersucht.
- Flutenzahl
  - Einflutig, doppelflutig sowie einflutig mit doppelflutiger erster Stufe.
- Drehzahl
  - 3000, 1500 und 1000 U/min

### 4.1 Wirkungsgrad

Ein möglichst hoher Wirkungsgrad ist, neben anderen Charakteristiken, ein wichtiges Merkmal einer "guten" Pumpe. Zum einen, da der Energieverbrauch einen beträchtlichen Teil der Lebenszykluskosten verursacht und zum anderen, da ein aufgrund eines niedrigeren Wirkungsgrades auf größere Leistung ausgelegter Antrieb die Investitionskosten erhöht.

Verluste, welche den Wirkungsgrad vermindern, werden wie folgt eingeteilt [1]:

- Mechanische Verluste
  - Reibung in Lagern und Wellendichtungen
- Volumetrische Verluste
  - Leckagen durch Dichtspalte (Lauftradeintritt, Kolben für Axialkraftausgleich...)

- Radreibungsverluste
  - Reibung der Trag- und Deckscheiben sowie Entlastungskolben
- Hydraulische Verluste
  - Infolge Reibung und Verwirbelung der durchströmten Teile zwischen Saug- und Druckstutzen
- Rezirkulations- und Austauschverluste
  - Infolge Teillastrückströmung.

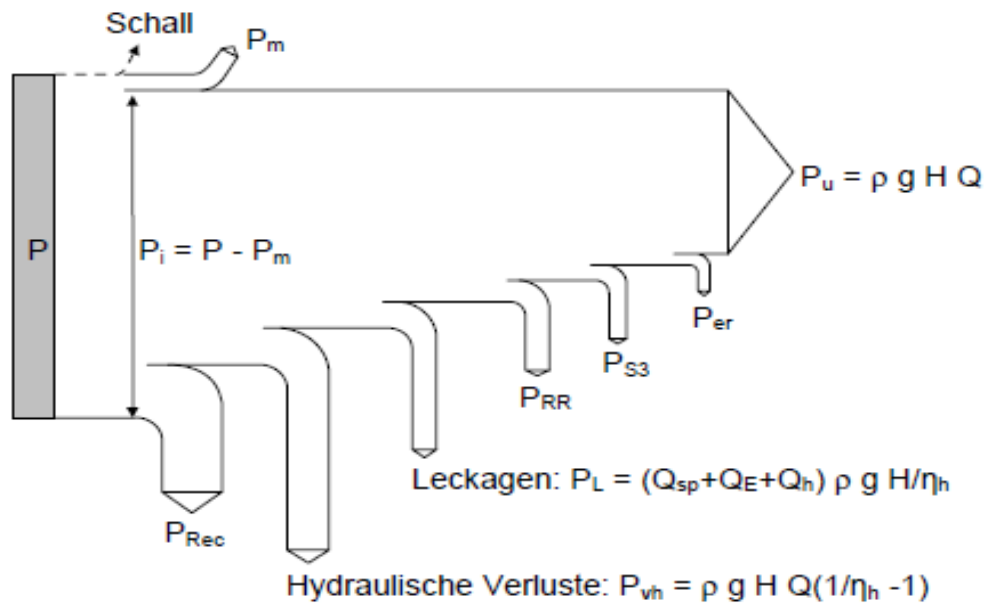


Abbildung 4-1: Leistungsstrom [1]

Abbildung 4-1 zeigt die oben genannten Verluste anhand einer Leistungsbilanz. Stepanoff [3] hat diese Verluste in Abhängigkeit zur spez. Schnellläufigkeit  $n_q$  gebracht. Die unten dargestellte Abbildung 4-2 ist daraus entnommen.

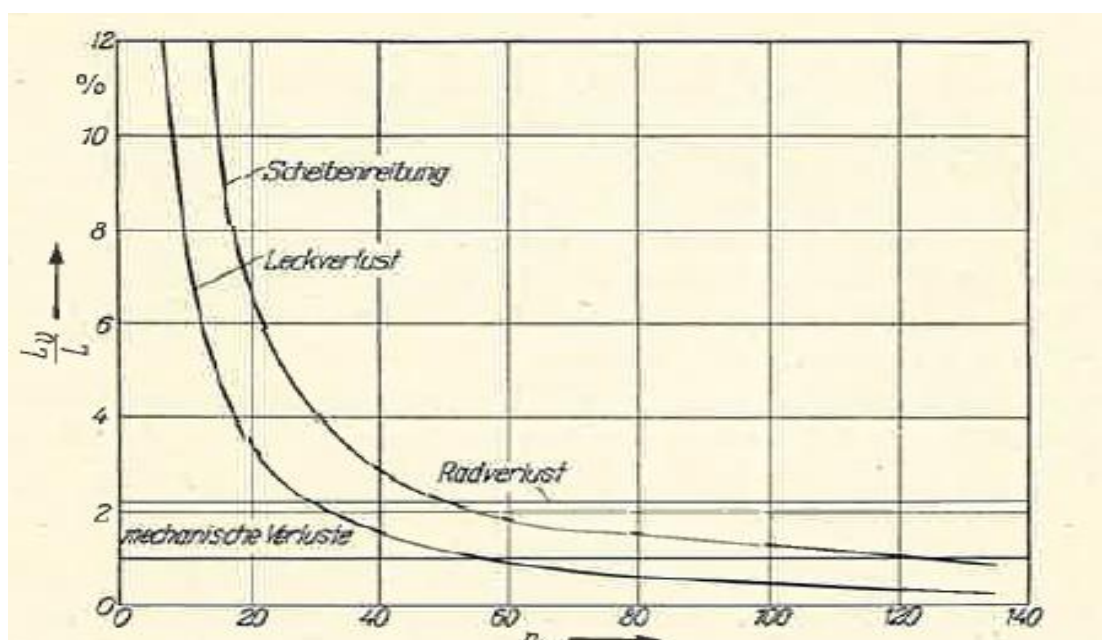


Abbildung 4-2: Verlustleistungen in Abhängigkeit von  $n_q$  [3]

Wie Abbildung 2-1 zeigt, sind mechanische Verluste sowie Radreibungsverluste konstant und somit unabhängig von  $n_q$ , während die Scheibenreibungs- und Leckageverluste bei kleinen spezifischen Drehzahlen dominieren und danach stark abfallen. Bei gegebener Förderhöhe und Menge kann man die spezifische Drehzahl durch Erhöhen der Stufenzahl anheben und die Verluste somit verringern. Insbesondere bei den Leckageverlusten zu sagen, dass für die Berechnung die Annahme getätigt wurde, dass sich die hydraulische Ähnlichkeit auch auf die Dichtringe anwenden lässt. Wählt man nun eine größere Zahl von Stufen, um auch bei kleinen Fördermengen ein ausreichend hohes  $n_q$  zu realisieren, reduzieren sich die Laufraddurchmesser und somit, laut der Annahme, auch die Dichtspaltweiten. Fertigungsbedingt sind diese jedoch nach unten hin begrenzt, die Annahme der hydraulischen Ähnlichkeit ist also nicht mehr gültig [17].

#### 4.1.1 Optimaler Wirkungsgrad in Abhängigkeit von $n_q$

Gülich [1] gibt den erreichbaren Wirkungsgrad  $\eta_{opt}$  für verschiedene Auslegungsförderströme an. Folgende Abbildungen sind aus [1] entnommen:

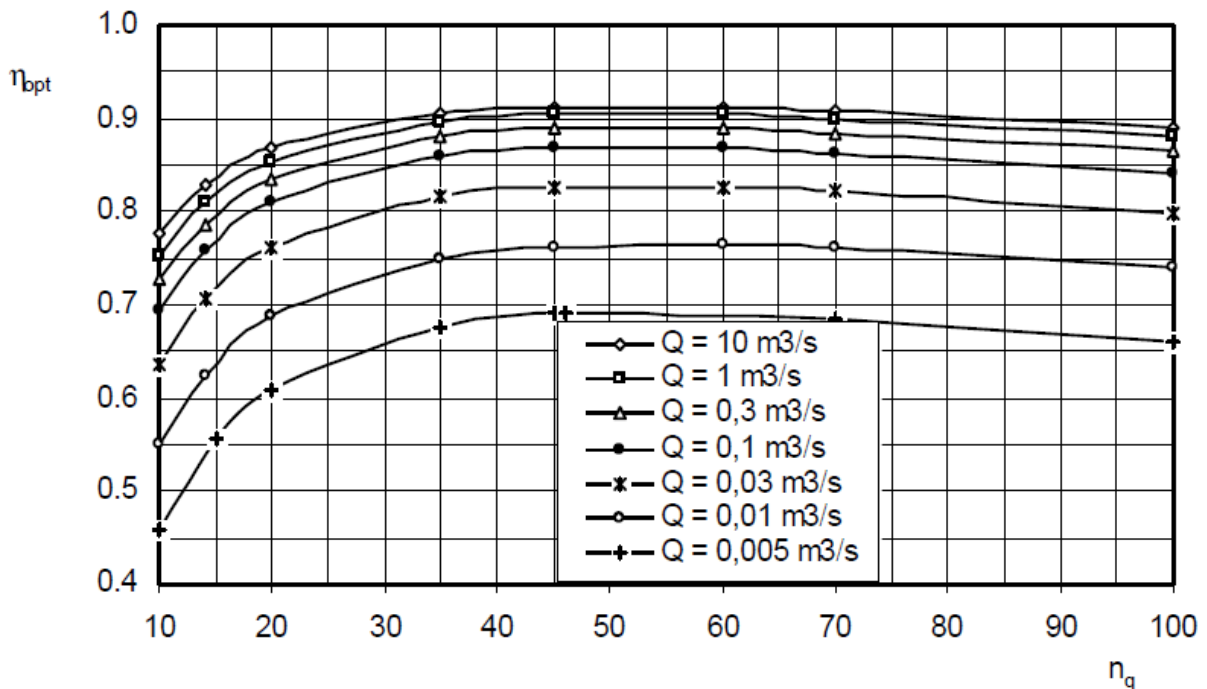


Abbildung 4-3: Optimaler Wirkungsgrad einflutiger Laufräder [1]

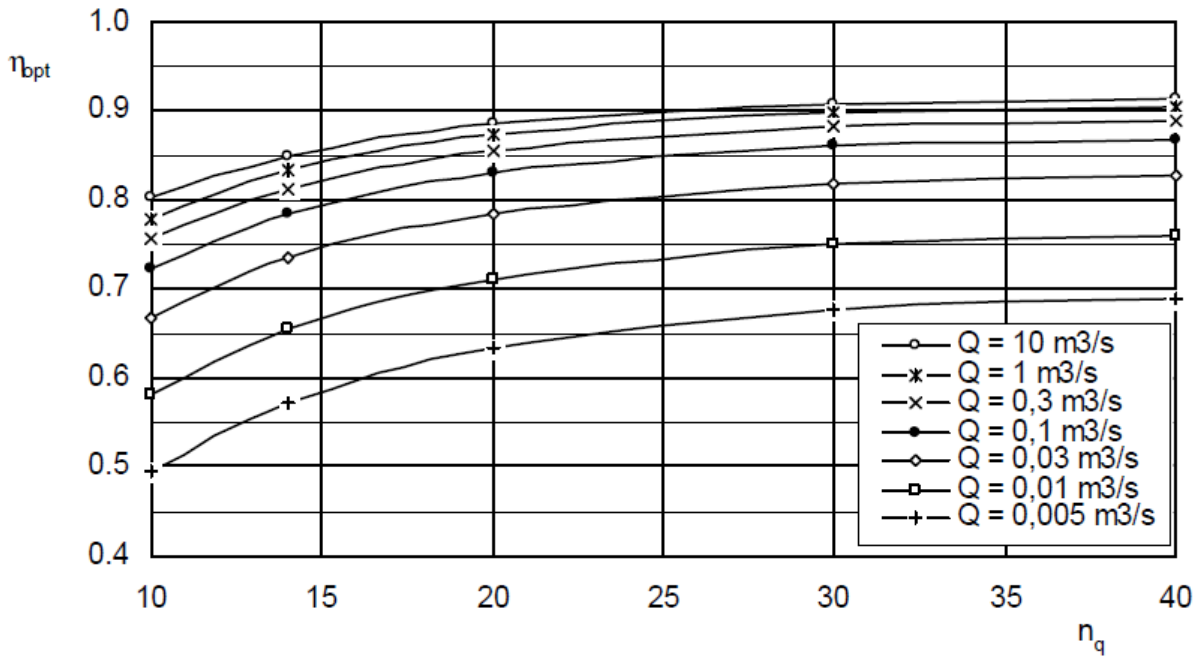


Abbildung 4-4: Optimaler Wirkungsgrad doppelflutiger Laufräder [1]

Die in Abbildung 4-3 und Abbildung 4-4 dargestellten Funktionen können mit folgenden Gleichungen mathematisch beschrieben werden [1].

$$\eta_{opt;einfl.} = 1 - 0,095 \cdot \left(\frac{Q_{Ref}}{Q}\right)^m - 0,3 \cdot \left(0,35 - \log \frac{n_q}{23}\right)^2 \cdot \left(\frac{Q_{Ref}}{Q}\right)^{0,05} \quad (4-1)$$

Gültig für  $n_q < 100$

$$\eta_{opt;zweifl.} = 1 - 0,095 \cdot \left(\frac{Q_{Ref}}{Q}\right)^m - 0,35 \cdot \left(0,35 - \log \frac{n_q}{17,7}\right)^2 \cdot \left(\frac{Q_{Ref}}{Q}\right)^{0,05} \quad (4-2)$$

Gültig für  $n_q < 50$

mit

$$m = 0,1 \cdot a \cdot \left(\frac{Q_{Ref}}{Q}\right)^{0,15} \cdot \left(\frac{45}{n_q}\right)^{0,06} \quad (4-3)$$

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (4-4)$$

wobei gilt:

$$a = 1 \text{ für } Q \leq 1 \frac{m^3}{s}; \quad a = 0,5 \text{ für } Q > 1 \frac{m^3}{s}; \quad Q_{Ref} = 1 \frac{m^3}{s}$$

$\eta_{opt, einfl}$	Wirkungsgrad des einflutigen Laufrades	[-]
$\eta_{opt, zweifl}$	Wirkungsgrad des zweiflutigen Laufrades	[-]
Q	Fördermenge im Auslegungspunkt	[m <sup>3</sup> /s]
Q <sub>Ref</sub>	Referenzfördermenge	[m <sup>3</sup> /s]
n <sub>q</sub>	Spezifische Drehzahl	[U/min]
a	Faktor	[-]

Um eine Aussage über den erreichbaren Wirkungsgrad von verschiedenen Varianten zu treffen, wurden die einzelnen Stufenwirkungsgrade kombiniert. Nicht jede Stufe in einer Pumpe weist den gleichen Wirkungsgrad auf. Die Gründe hierfür können sein, dass nur die erste Stufe doppelflutig ausgeführt ist, um das  $NPSH_{\text{erf}}$  gering zu halten, während die nachfolgenden Stufen einflutig ausgeführt sind, um bei einem höheren Stufen- $n_q$  höhere Wirkungsgrade zu erzielen. Bei doppelflutigen Varianten ist meist nur die letzte Stufe mit einem doppelflutigen Laufrad ausgestattet, während die vorhergehenden Stufen aus parallelen einflutigen Laufrädern bestehen.

Bei gegenläufiger Anordnung stellt die Zuströmung zum Laufrad nach dem „Seitenwechsel“ eine Herausforderung dar. Es muss ein Kompromiss zwischen kompakter Bauart und hydraulisch optimierter Zuströmung gefunden werden. Da Laufräder mit zunehmender Schnellläufigkeit sensibler auf schlechte Zuströmbedingungen reagieren, ist das  $n_q$  hier begrenzt [17]. Bollinger und Leibgut geben das Optimum bei einer einflutigen/zweistufigen Pumpe mit gegenläufiger Anordnung bei  $n_q=35$  an. Dieser Wert scheint jedoch eher für die HPDM-Serie von Sulzer zu gelten. Dies muss mittels CFD-Berechnung, gegebenenfalls für jede Serie, geklärt werden. Nach Andritz-interner Absprache kann diese von Sulzer genannte Grenze hin zu höheren spezifischen Drehzahlen verschoben werden. Dies kann durch eine Verbesserung der Laufradanströmung geschehen. Die Zulaufspirale würde dann jedoch mehr Platz benötigen.

Das Stufen- $n_q$  kann auf verschiedene Weisen beeinflusst werden:

- Betriebsdrehzahl
- Anzahl der Stufen
  - Erhöhung der Stufenzahl verringert die Stufenhöhe und somit das Stufen- $n_q$
- Anzahl der Fluten
  - Doppelflutigkeit verringert den Durchfluss pro Flute und somit das Stufen- $n_q$



## 4.2 NPSH

Der NPSH-Wert (Net positive suction head) gibt die Differenz von Totaldruck zu Dampfdruck am Saugstutzen an. Um Kavitation am Laufrad zu vermeiden, muss die Bedingung  $NPSH_{vorh.} > NPSH_{erf.}$  eingehalten werden, wobei  $NPSH_{vorh.}$  das NPSH in der jeweiligen Einbausituation und  $NPSH_{erf.}$  einen Pumpenkennwert darstellt. Üblicherweise wird das  $NPSH_{vorh.}$  bei einem zulässigen Förderhöhenabfall von 1 % bzw 3 % in Versuchen ermittelt und angegeben. Als weiteres Kavitationskriterium wird das Auftreten von Kavitationsblasen mit einer Länge von 20 mm verwendet.

Das erforderliche NPSH kann basierend auf der spezifischen Drehzahl  $n_q$  geschätzt werden. In dieser Arbeit soll hierfür wie folgt nach Stepanoff [3] vorgegangen werden.

$$NPSH_{erf} = \sigma * H \quad (4-5)$$

$NPSH_{erf}$	erforderliches NPSH	[m]
$\sigma$	Thoma-Zahl	[-]
H	Förderhöhe der Stufe	[m]

wobei sich  $\sigma$  wie folgt berechnet:

$$\sigma = C * n_q^{\frac{4}{3}} \quad (4-6)$$

$C = 1.33 * 10^{-3}$	für einflutige Laufräder
$C = 0.77 * 10^{-3}$	für zweiflutige Laufräder

Für die Vergleiche wurde das  $NPSH_{erf.}$  mit den oben angeführten Konstanten berechnet. Diese sind eher konservativ angesetzt. Aus Andritz-internen Statistiken konnte Folgendes bestimmt werden.

$C = 0,690 * 10^{-3}$	für einflutige Laufräder
$C = 0.556 * 10^{-3}$	für zweiflutige Laufräder

$n_q$	spezifische Drehzahl	[U/min]
C	Konstante	[-]

Setzt man hier die Gl. (4-5) ein, so erhält man:

$$\sigma = C * n^{\frac{4}{3}} * \frac{Q^{\frac{2}{3}}}{H} \quad (4-7)$$

bzw. mit (4-6):

$$NPSH = C * n^{\frac{4}{3}} * Q^{\frac{2}{3}} \quad (4-8)$$

Das zu erwartende NPSH ist also abhängig von der Drehzahl und der Fördermenge, jedoch unabhängig von der Förderhöhe.

Im Allgemeinen strebt man eine möglichst hohe Drehzahl an (Baugröße → Kosten,  $n_q$  → Wirkungsgrad), wobei hiermit laut obiger Gleichung auch das  $NPSH_{\text{erf.}}$  ansteigt. Die Drehzahl ist also begrenzt. Löst man Gleichung [4.8] nach  $n$  auf, kann man bei gegebenen NPSH die maximal mögliche Drehzahl berechnen.

$$n = \left( \frac{NPSH}{C * Q^{\frac{2}{3}}} \right)^{\frac{3}{4}} \quad (4-9)$$

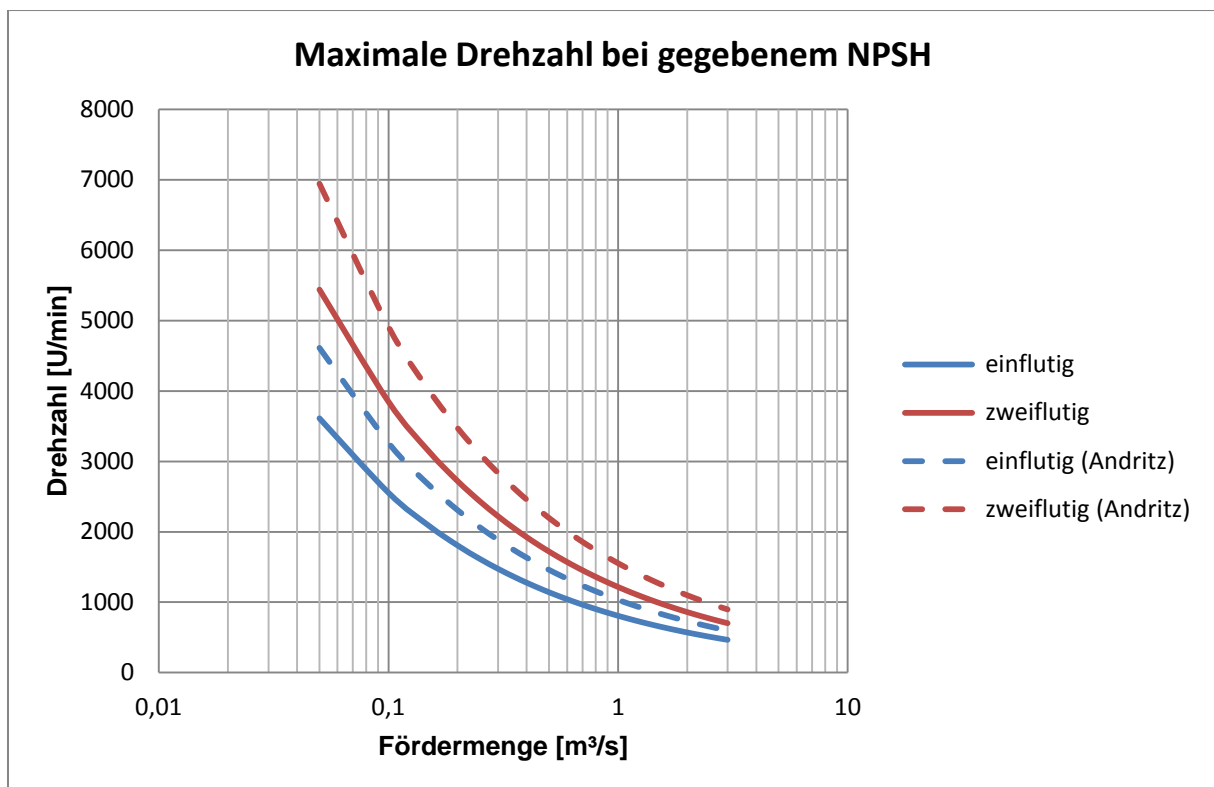


Diagramm 4-1: Maximale Drehzahl bei zulässigem  $NPSH_{\text{erf.}}$  von 10m

Obiges Diagramm 4-1 stellt die max. Drehzahl bei einem angenommenen NPSH-Wert von 10 m unter Verwendung der Konstanten von Stepanoff beziehungsweise jener aus Andritz-Statistiken dar. Höhere Drehzahlen bedeuten kleinere Laufraddurchmesser bzw. wird die gesamte Pumpe kleiner, was sich wiederum

positiv auf die Produktionskosten auswirkt. Bei höheren spezifischen Drehzahlen können in der Regel auch höhere Wirkungsgrade erzielt werden.

Da das Überschreiten des vorhandenen NPSH in jedem Fall verhindert werden muss, ist man hier bei der Wahl der Betriebsdrehzahl beschränkt. Eine Möglichkeit ist, das vorhandene NPSH für die Hauptpumpe durch Vorschalten einer Boosterpumpe zu erhöhen. Es ist auch ein Sicherheitsfaktor zwischen erforderlichem und vorhandenem NPSH einzuhalten. Dieser ist in Abbildung 4-5 abhängig von  $NPSH_{\text{erf}}$  dargestellt.

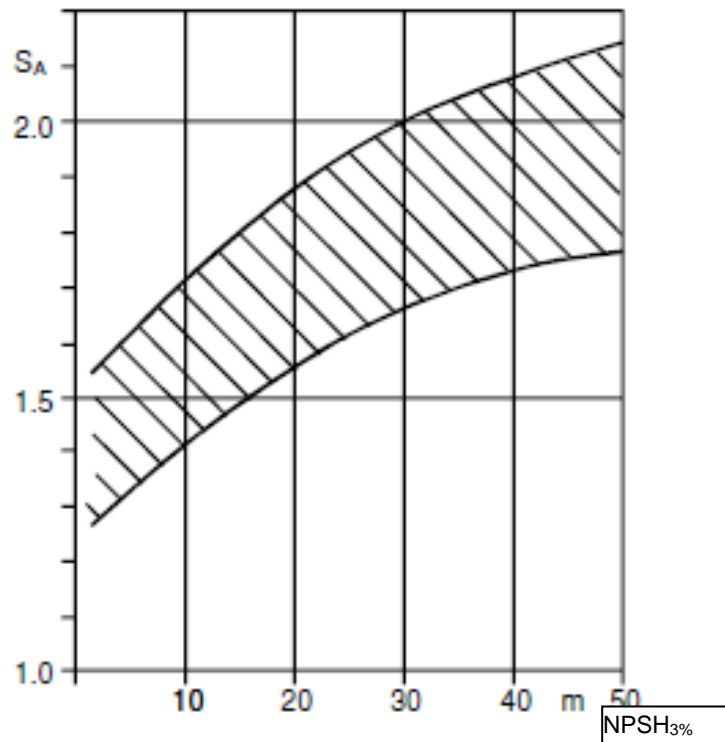


Abbildung 4-5: Sicherheitsfaktor für NPSH [5]

### 4.3 Kosten (Gussvolumen)

Die Produktionskosten hängen im Wesentlichen vom Gussvolumen ab. Um den Einfluss der Stufenzahl auf diese abschätzen zu können, standen die Gussvolumina einer mehrstufigen Pumpe mit verschiedener Stufenzahl zur Verfügung.

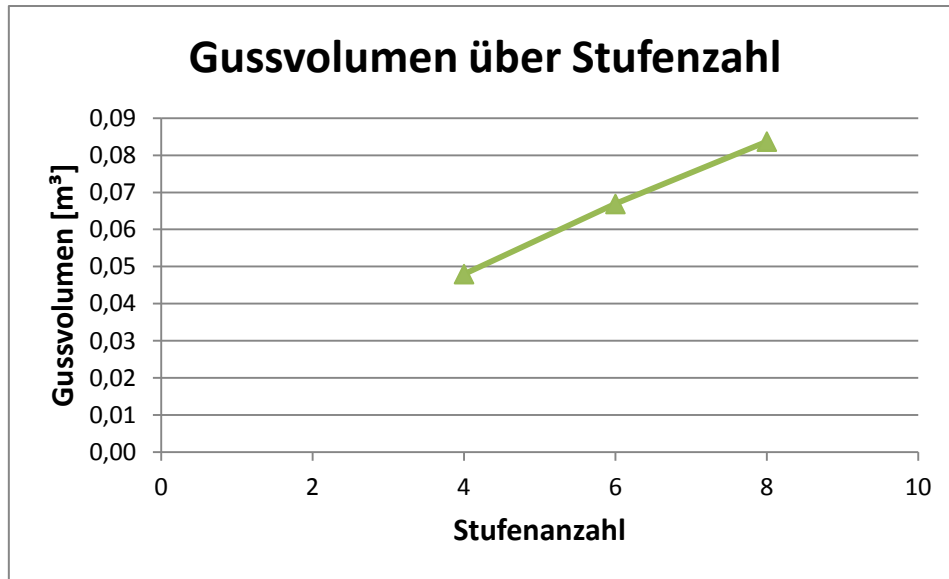


Diagramm 4-2: Gussvolumen über Stufenzahl

Obiges Diagramm stellt die zur Verfügung gestandenen Werte dar. Diese beziehen sich auf Pumpen mit verschiedenen Stufenzahlen bei gleichem Laufraddurchmesser (gleiche Stufenhöhe) und somit unterschiedlicher Gesamthöhe. Um daraus eine brauchbare Abhängigkeit des Gussvolumens von der Stufenzahl zu erhalten, wurde wie folgt vorgegangen.

1. Volumina auf das Volumen der 4-stufigen Pumpe bezogen, um dimensionsloses Volumen zu erhalten:

$$V^{\#} = \frac{V}{V_{\text{Bezug}}} \quad (4-10)$$

2. Durchmesser für gleiche Gesamthöhe berechnet. Die Stufenhöhen verhalten sich umgekehrt proportional zur Stufenzahl. Da die Höhe quadratisch vom Laufraddurchmesser abhängt, gilt:

$$d^* = \sqrt{\frac{n_{\text{Stufen}}}{n_{\text{StufenBezug}}}} \quad (4-11)$$

3. Aus Volumen und Durchmesser wurde das Volumen bei gleicher Gesamthöhe berechnet:

$$V^* = V^{\#} * d^{*2} \quad (4-12)$$

4. Länge berechnet, unter der Annahme dass:

$$L^* = C_1 + C_2 * n_{\text{Stufen}} \quad (4-13)$$

5. Volumen aus Länge und Durchmesser berechnet:

$$V^* = L^* * d^{*2} \quad (4-14)$$

Mittels Excel-Solver wurden die Koeffizienten für Gl. (4-13) ermittelt. Hierfür wurde die Methode der kleinsten Fehlerquadrate angewandt. Die Fehlerquadrate wurden aus den Volumina aus Gl. (4-12) und Gl. (4-14) ermittelt. In Punkt 4 wurde angenommen, dass ein Teil der Länge von der Stufenzahl abhängig, und ein Teil (Lagerstellen usw.) unabhängig von der Stufenzahl ist. Diagramm 4-3 zeigt den auf diese Weise erhaltenen Verlauf der Pumpenlänge (bezogen auf eine 4-stufige Pumpe) über der Stufenzahl.

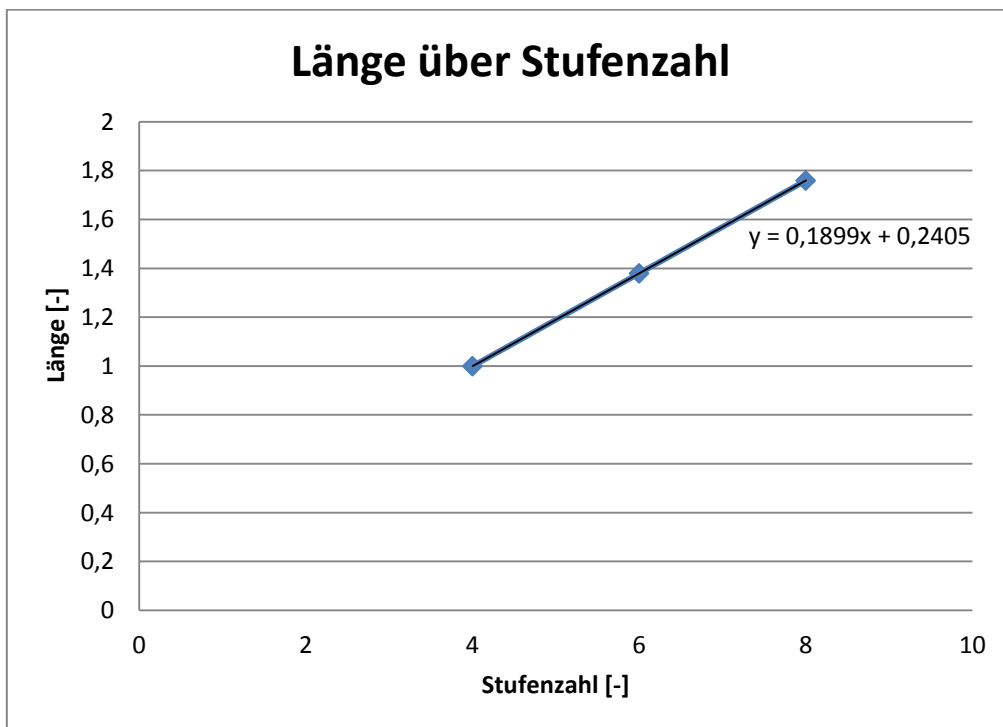


Diagramm 4-3: Länge über Stufenzahl

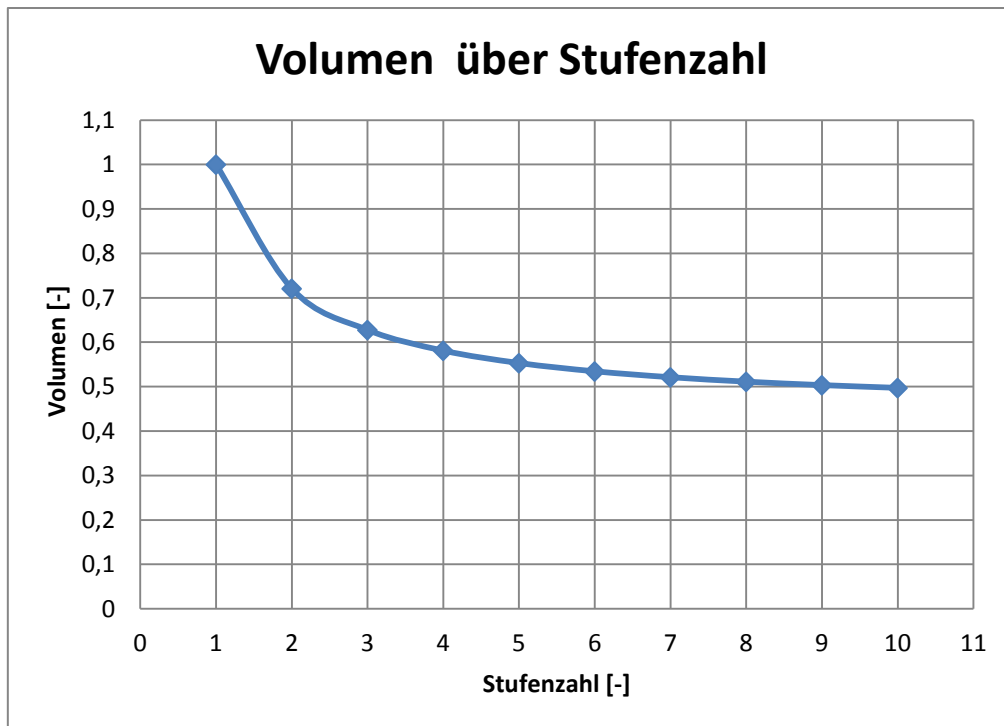


Diagramm 4-4: Volumen über Stufenzahl

In Diagramm 4-4 ist das nach Gl. (4-13) berechnete Volumen auf eine einstufige Pumpe bezogen dargestellt. Hierfür mussten die im Diagramm 4-3 dargestellten Werte für die Pumpenlänge extrapoliert werden.

## 4.4 Vergleich

Um verschiedene Varianten miteinander vergleichen zu können, wurde ein Excel-Blatt mit den oben vorgestellten Vergleichsparametern erstellt. Anhand dieser können in einem ersten Schritt „unsinnige“ Varianten aussortiert werden. Solche weisen sich durch folgende Merkmale aus:

- NPSH
  - Ist ein  $NPSH_{\text{vorh.}}$  vorgegeben, so ist zwingend eine Variante zu finden, welche ein niedrigeres  $NPSH_{\text{erf.}}$  aufweist. Durch Verwendung einer Vordruckpumpe kann diese Einschränkung umgangen werden.
- Schnellläufigkeit (Stufen- $n_q$ )
  - Bei zu langsamläufigen Maschinen ist der zu erreichende Wirkungsgrad von vorneherein niedriger, es gibt jedoch auch Grenzen nach oben.
  - Gülich [1] gibt die wirtschaftliche Grenze für mehrstufige Pumpen mit  $n_q=50$  an, da darüber hinaus keine Vorteile durch eine Erhöhung der Stufenzahl gegeben sind.
  - Für doppelflutige Maschinen gibt Gülich [1] Werte bis hin zu  $n_q=40$  an.

- Bollinger und Leibgut [5] geben das Optimum für eine einflutige/zweistufige Pumpe bei  $n_q = 35$  mit einem starken Abfall danach an. Der Grund hierfür ist, laut Andritz-interner Absprache, dass schneller laufende Laufräder anfälliger auf gestörte Zulaufverhältnisse (2 Zulaufspiralen bei gegenläufiger Anordnung) reagieren. Dieser Wert kann durch Optimierung nach oben verschoben werden, wodurch die Zulaufspiralen allerdings mehr Platz benötigen. Dieser Effekt ist in der Wirkungsgradberechnung nicht berücksichtigt.
  - Bei doppelflutigen/doppelstufigen Pumpen liegt das Optimum bei  $n_q=42$  [5].
- Wirkungsgrad
    - Varianten mit deutlich schlechterem Wirkungsgrad als andere verbliebene Varianten können ebenso aussortiert werden.
  - Gewicht
    - Varianten mit deutlich höherem Gewicht als andere verbliebene Varianten können ebenso aussortiert werden.

Nach dem groben Aussortieren kann aus den verbliebenen Varianten die optimale Variante ermittelt werden. Folgendes ist hierbei zu beachten:

- Wirkungsgrad/Gewicht
  - In der Regel nur noch kleine Unterschiede unter den Varianten.
- Wellenlänge
  - Ab einem gewissen Punkt bringen zusätzliche Stufen nur noch geringe Verbesserungen hinsichtlich Wirkungsgrad und Gewicht, machen die Pumpe jedoch länger, wodurch die biegekritische Drehzahl niedriger liegt.
- Axialkräfte
  - Bei ungerader Anzahl von einflutigen Laufrädern ist eine Stufe axial unausgeglichen. Es muss daher eine andere Form der Kompensation eingesetzt werden.
  - Einflutige Laufräder in „back-to-back“ Anordnung sind nicht vollständig ausgeglichen.
  - Doppelflutige Varianten sind symmetrisch und bieten daher den besten Axialkraftausgleich. Außerdem ist dadurch auch ein gleichmäßiger Verschleiß zu erwarten, wodurch sich die Kräfteverhältnisse über die Lebenszeit kaum verändern.

- Komplexität
  - Komplexe Laufradanordnungen (z.B. mehrstufige Ausführung mit doppelflutiger, erster Stufe) führen zu aufwendigen Gussgehäusen.

Abbildung 4-6 zeigt einen Screenshot des erstellten Excel-Blattes. Oben rechts kann der zu betrachtende Q-H Punkt eingegeben werden. Die Korrekturfaktoren dienen dazu, die Werte für Länge, Laufraddurchmesser und Gewicht auf eine gewünschte Variante zu beziehen. Der Wirkungsgrad wird getrennt für ein- bzw. zweiflutige Laufräder berechnet, woraus dann das arithmetische Mittel für den Wirkungsgrad der Pumpe gebildet wird.



	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	F	
	H		Q		n <sub>q</sub>	Drehzahl [U/min]	Fluten	Stufen [-]	Stufen n <sub>q</sub> 1. Stufe [U/min]	Stufen n <sub>q</sub> ab 2. Stufe [U/min]	Pri	D für H- 500m [m]	Länge [-]	Gewicht [-]	ETA [-]	Eta 1. Stufe [-]	Eta ab. 2. Stufe [-]	NPSH <sub>H,q</sub> [-]	NPSH für H-500m [m]
	500 [m]	1 [m <sup>3</sup> /s]	500 [m]	1 [m <sup>3</sup> /s]															
1																			
2																			
3																			
4																			
5																			
6																			
7																			
8																			
9																			
10																			
11																			
12																			
13																			
14																			
15																			
16																			
17																			
18																			
19																			
20																			
21																			
22																			
23																			
24																			
25																			
26																			
27																			
28																			
29																			
30																			
31																			
32																			
33																			
34																			
35																			
36																			
37																			
38																			
39																			
40																			
41																			
42																			
43																			
44																			
45																			
46																			

Wirkungsgrad für einflutiges Laufrad

Wirkungsgrad für zweiflutiges Laufrad

Korrekturfaktoren

Gewünschter Q-H-Punkt

Abbildung 4-6: Excel-Sheet für Variantenvergleiche

## 5 Varianten

Im Folgenden sollen die verschiedenen Varianten vorgestellt werden, die im Weiteren behandelt werden sollen.

### 5.1 Stufenzahl

Mit der Stufenzahl kann im Wesentlichen das Stufen- $n_q$  beeinflusst werden. Laut Gülich [1] liegt die untere wirtschaftliche Grenze für Kreiselpumpen größerer Leistungen bei  $n_q=10$  bis 15. Es ist jedoch anzumerken, dass die erzielbaren Wirkungsgrade unter  $n_q=20$  bereits stark abfallen. Andererseits bieten zusätzliche Stufen bei höheren spezifischen Drehzahlen (ab ca.  $n_q=50$ ) keinen Wirkungsgradvorteil.

Ein Erhöhen der Stufenzahl bewirkt außerdem, dass die Stufenhöhe (und somit der Laufraddurchmesser) sinkt und sich die Länge der Pumpe (die Länge der Welle) erhöht. Die Pumpe wird also länger und schlanker. Da zumindest im Bereich niedrigerer Stufenzahlen die Reduktion des Durchmessers überwiegt, bringt eine Erhöhung der Stufenzahl eine Verminderung des Gussgewichtes. Bei höheren Stufenzahlen ist dieser Effekt nicht mehr so ausgeprägt, auch weil ein höheres  $n_q$  eine Verminderung der Druckziffer bewirkt.

Außerdem bewirkt eine Verlängerung der Welle auch Nachteile hinsichtlich der Maschinendynamik und der Wellendurchbiegung. Es sollen hier bis zu 6-stufige Varianten betrachtet werden.

### 5.2 Flutenzahl

Es bieten sich grundsätzlich 3 Möglichkeiten an, welche in dieser Arbeit betrachtet werden:

- Einflutige Maschine
- Doppelflutige Maschine
- Einflutige Maschine mit doppelflutiger Saugstufe

Sulzer bietet in seiner HPDM-Serie auch ein Modell mit zwei parallel geschalteten, doppelflutigen Laufrädern an. Diese ist als einstufig/vierflutig anzusehen, bildet jedoch eine absolute Ausnahme.

Da durch Verwendung doppelflutiger Laufräder bei gleicher Drehzahl und gleicher Fördermenge das  $n_q$  um den Faktor  $\sqrt{2}$  herabgesetzt wird, kann bei gleicher Drehzahl ein niedrigeres  $NPSH_{\text{erf}}$  umgesetzt werden. Dies kann auch durch Verwendung eines doppelflutigen Laufrades gefolgt von ein oder mehreren

einflutigen Laufrädern erreicht werden. Dadurch können die Vorteile von ein- und zweiflutigen Varianten kombiniert werden.

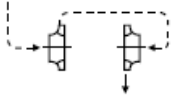
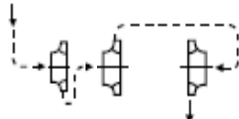
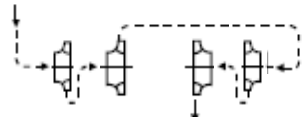
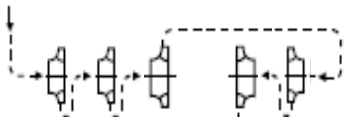
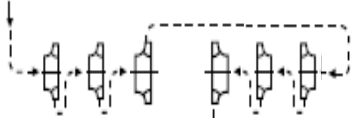
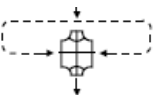



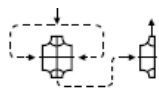
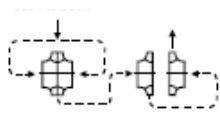
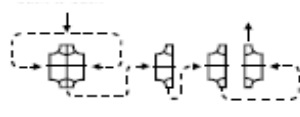
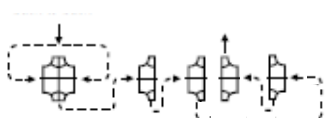
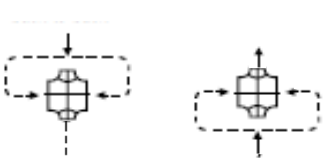
Grundsätzlich lässt sich sagen, dass doppelflutige Bauarten bei nahezu gleichen Durchmessern längere Maschinen ergeben und somit mehr Materialeinsatz verursachen.

## 5.3 Laufradanordnung

Abhängig von den gewählten Stufen- und Flutenzahlen sind verschiedene Laufradanordnungen möglich. Wie zum Beispiel für zwei- oder mehrstufige Maschinen:

- Einflutig in Reihe
- Einflutig in gegenläufiger Anordnung („back-to-back“)
- Doppelflutig mit zentraler doppelflutiger letzter Stufe und geteilten vorhergehenden Stufen beidseitig zu dieser.
- Doppelflutig mit rein doppelflutigen Stufen und Überführung zwischen den Stufen mittels Spirale und Einlassspirale
- Erste Stufe doppelflutig und weitere Stufen einflutig in Reihe oder „back-to-back“

Bei in Reihe angeordneten, einflutigen Laufrädern addieren sich die Axialkräfte, weshalb ein zusätzlicher Ausgleich geschaffen werden muss. Hier soll eine „back-to-back“ Lösung eingesetzt werden, in der sich die Axialkräfte annähernd ausgleichen. Ein Teil der Axialkraft bleibt bestehen, wenn eine ungerade Anzahl von Laufrädern eingesetzt wird. In diesem Fall muss der Axialschub einer Stufe ausgeglichen oder von den Axiallagern aufgenommen werden. Ein Vorteil dieser Unausgeglichenheit besteht darin, dass immer ein Axialschub in definierter Richtung existiert, also keine Nulldurchgänge im Axialkraftverlauf auftreten. In jedem Fall entsteht jedoch ein Axialschub durch unterschiedliche Strömungsverhältnisse in den hinteren Radseitenräumen der beiden mittigen Laufräder. Da bei einer n-stufigen Pumpe nach der n-ten Stufe die gesamte Förderhöhe vorliegt, nach der (n/2)-ten Stufe jedoch nur die halbe Förderhöhe, stellt sich ein Spaltstrom durch die dazwischenliegende Labyrinthdichtung ein (siehe Abbildung 9-4). Dieser Spaltstrom durchströmt auch die Radseitenräume hinter der Tragscheibe der beiden Laufräder, und zwar in unterschiedlicher Richtung. Dies führt aufgrund der Drallerhaltung zu unterschiedlicher Rotation in den beiden Radseitenräumen und somit auch zu unterschiedlichen Druckverhältnissen [1]. Abbildung 5-1 zeigt den von Sulzer veröffentlichten Axialkraftverlauf einer zweistufigen HPDM-Pumpe in „back-to-back“ Anordnung.

- zweistufig einflutig (s-s) 
- dreistufig einflutig (s-s-s) 
- vierstufig einflutig (s-s-s-s) 
- fünfstufig einflutig (s-s-s-s-s) 
- sechsstufig einflutig (s-s-s-s-s-s) 
- einstufig doppelflutig (d) 
- zweistufig doppelflutig (d-d) 
- dreistufig doppelflutig (d-d-d) 
- vierstufig doppelflutig (d-d-d-d) 
- zweistufig mit doppelflutiger 1. Stufe (d-s) 
- dreistufig mit doppelflutiger 1. Stufe (d-s-s) 
- vierstufig mit doppelflutiger 1. Stufe (d-s-s-s) 
- fünfstufig mit doppelflutiger 1. Stufe (d-s-s-s-s) 
- zweistufig zweiflutig (alternativ) (d\*-d\*) 

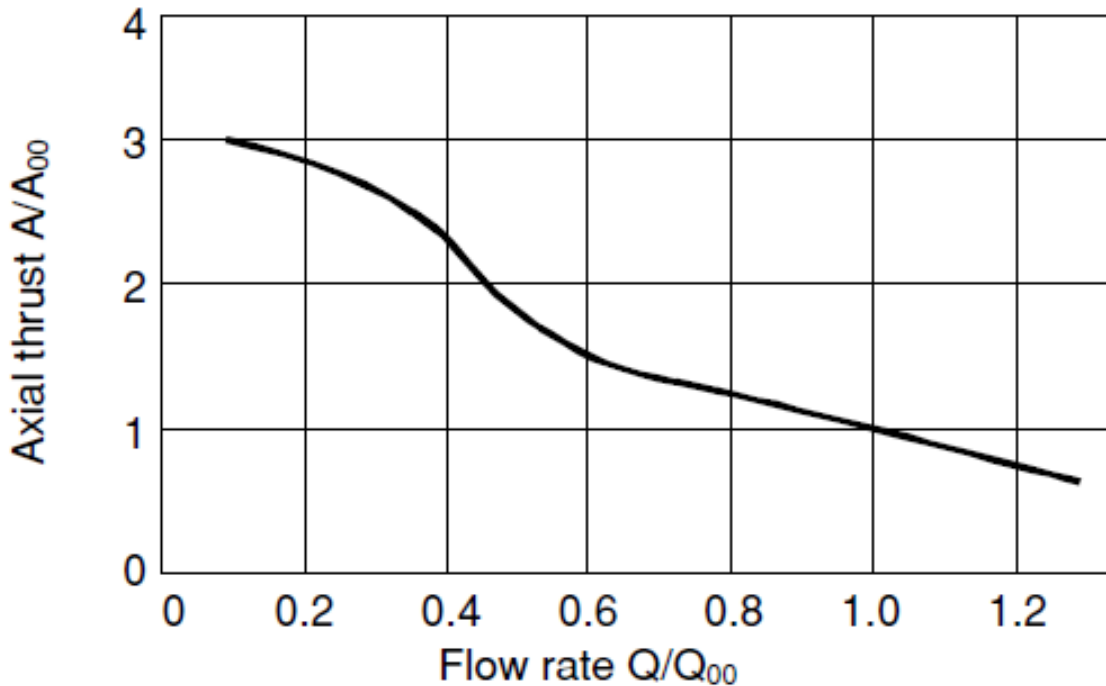


Abbildung 5-1: Axialkraftverlauf bei gegenläufiger Anordnung [5]

Doppelflutige Laufräder sind aufgrund ihrer Symmetrie hinsichtlich Axial Schub ausgeglichen. Vor allem der instationäre Anteil muss jedoch berücksichtigt werden. Bei in Serie geschalteten, doppelflutigen Laufrädern (siehe Abbildung 3-6: Flowserve BFD [13]), kann auch der Wirkungsgradvorteil von doppelflutigen Laufrädern bei kleinen  $n_q$ -Werten genutzt werden. Diese Variante kommt ebenfalls ohne Leitapparat aus, benötigt stattdessen jedoch 4 Zulaufspiralen. Ist nur die letzte Stufe mit einem doppelflutigen Laufrad ausgestattet und bestehen die vorhergehenden Stufen aus parallel geschalteten, einflutigen Laufrädern, so kommt dieser Vorteil nur bei der letzten Stufe zum Tragen.

Einflutige Pumpen mit doppelflutiger erster Stufe benötigen aufwendigere Gussformen. Bezüglich der Axialkraft gilt dasselbe wie bei normalen „back-to-back“ Anordnungen. Da hier die erste Stufe ein niedrigeres  $n_q$  (berechnet mit Stufenhöhe und Durchfluss pro Radseite) aufweist als die nachfolgenden, kann ein niedriges  $NPSH_{\text{erf}}$  mit hohen Wirkungsgraden und auch geringen Gussmassen kombiniert werden. Bei Verwendung von Vordruckpumpen („booster pump“) entfällt die Notwendigkeit von niedrigen  $NPSH_{\text{erf}}$ -Werten, womit dieser Vorteil in der Regel entfällt.

## 5.4 Drehzahlen

Grundsätzlich ist es erstrebenswert, eine Pumpe bei möglichst hohen Drehzahlen zu betreiben. Grenzen sind bei größeren Durchflüssen gegeben, da sie zu hohen  $n_q$ -Werten führen würden. Da höhere  $n_q$ -Werte zu höheren  $NPSH_{\text{erf}}$ -Werten führen, stößt man jedoch schon viel früher an eine Grenze. Diese kann jedoch durch Vorschalten einer Vordruckpumpe mit niedrigem  $NPSH$ -Bedarf umgangen werden.

## 6 Fallbeispiele

Es wurden folgende Pumpen untersucht:

- Termomeccanica
  - 300 D2D 45
  - 250 D2D 45
  - 500 D2D 80
  - 300 DD 72
  
- Sulzer
  - HPDM 600-940-s-s/30
  
- KSB
  - RDLP 600-1075/2

Diese Pumpen wurden mittels des in Abbildung 4-6 gezeigten Excel-Blattes mit alternativen Varianten verglichen. Diese werden wie folgt bezeichnet:

„s“ steht für eine einflutige Stufe, „d“ für eine doppelflutige Stufe. Als Beispiel wird eine zweistufige/einflutige Pumpe folglich mit „s-s“, eine zweistufige/doppelflutige Pumpe mit „d-d“ bezeichnet. Auch die Drehzahl ist für jede Variante angegeben. Die vom jeweiligen Hersteller umgesetzte Variante ist durch grüner Schrift markiert.

### 6.1 300 D2D 45

Die zweistufige/doppelflutige Pumpe wird bei einer Drehzahl von 3600 U/min betrieben. Das vorhandene NPSH an ihrem Einsatzort ist nicht bekannt. [17] Die bekannten Daten sind in Tabelle 6-1 angeführt.

**Tabelle 6-1: Pumpendaten für Anwendungsbeispiel [17]**

Wirkungsgrad	[%]	84
Gewicht	[kg]	4900
Länge	[mm]	2825
NPSH <sub>erf.</sub>	[m]	12,8
Förderhöhe	[m]	407
Fördermenge	[m <sup>3</sup> /s]	0,264

Als alternative Varianten wurden rein einflutige Versionen mit 3600 bzw. 1800 U/min, bzw. zwei- und dreistufige Versionen mit doppelflutiger erster Stufe bei 3600 U/min untersucht. In Diagramm 6-1 werden diese hinsichtlich Wirkungsgrad, Gussgewicht sowie NPSH<sub>erf.</sub> verglichen.

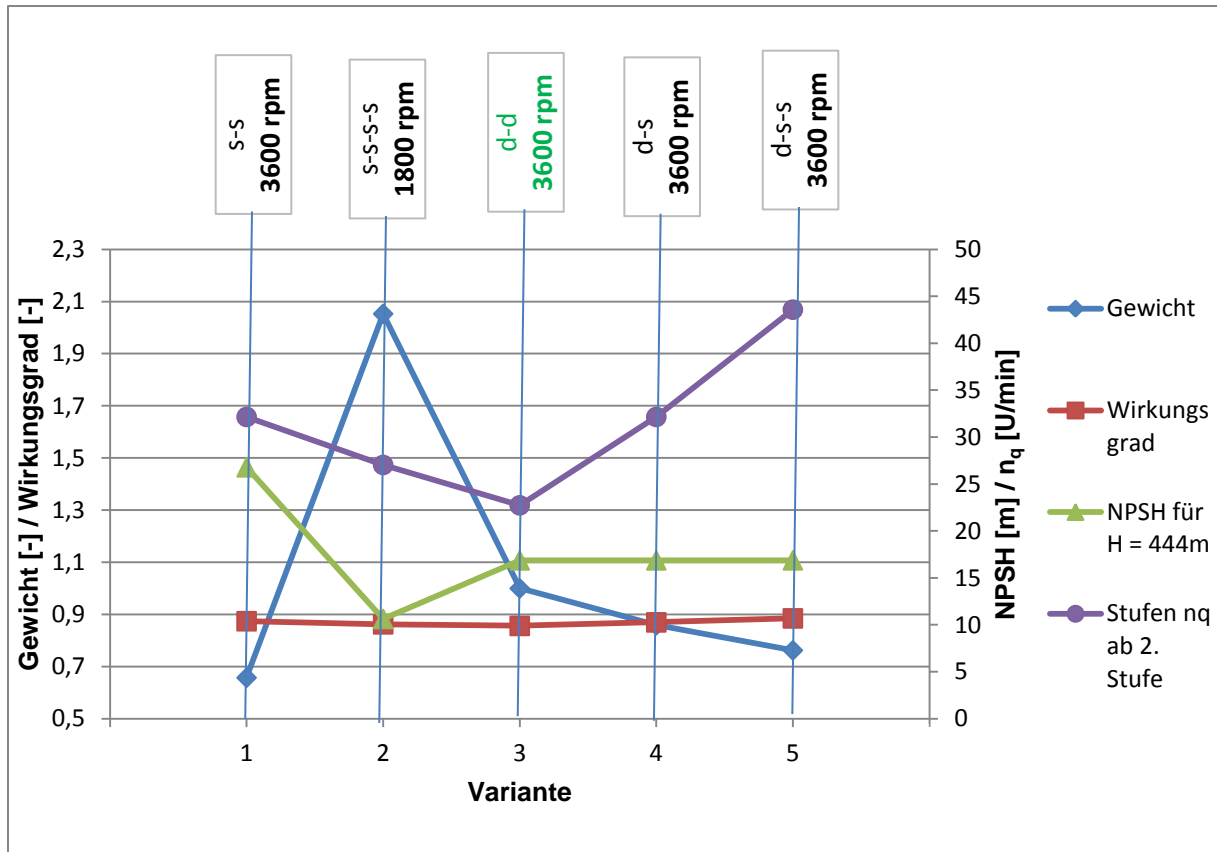


Diagramm 6-1: Variantenvergleich Fall 1

Variante 1 stellt eine sehr interessante Alternative dar, da sie bei einer Gewichtsreduktion von 35 % einen um ca. 2 % höheren Wirkungsgrad verspricht. Allerdings steigt auch das erforderliche NPSH um 10 m.

Variante 2 ist hier die einzige, welche ein erforderliches NPSH von ca. 10 m aufweist. Gelingt es diesen Wert weiter deutlich zu reduzieren, könnte sie in nahezu jeder Anwendung mit zumindest atmosphärischem Zulaufdruck ohne Vordruckpumpe eingesetzt werden. Während der Wirkungsgrad durch das Erhöhen der Stufenzahl auf etwa gleichem Niveau wie bei Maschinen mit einer Betriebsdrehzahl von 3600 U/min gehalten werden kann, steigt das Gewicht deutlich.

Gute Werte hinsichtlich Gewicht und Wirkungsgrad (bei gleichem  $NPSH_{\text{erf.}}$ ) lassen sich erzielen, wenn man nur die erste Stufe doppelflutig ausführt. Es ist jedoch zu beachten, dass bei Variante 4 die zweite Stufe nicht ausgeglichen ist. Es muss daher ein zusätzlicher Axialkraftausgleich vorgesehen werden. Bei gegenläufiger Anordnung der zweiten und dritten Stufe wäre Variante 5 axial ausgeglichen. Zu beachten ist hier jedoch, dass die Verschaltung der einzelnen Stufen eines aufwändigen Gehäuses mit zwei Zulaufspiralen bedarf und die Laufräder bei  $n_q = 44$  bereits sensibel auf Störungen in der Zulaufströmung reagieren.

Der Vorteil von Variante 3 (Termomeccanica) ist vor allem in der Symmetrie zu finden. Dadurch ist die Pumpe hinsichtlich stationärer Axialkräfte ausgeglichen und läuft auch nicht Gefahr, diesen Vorteil durch ungleichmäßigen Verschleiß während des Betriebes zu verlieren.

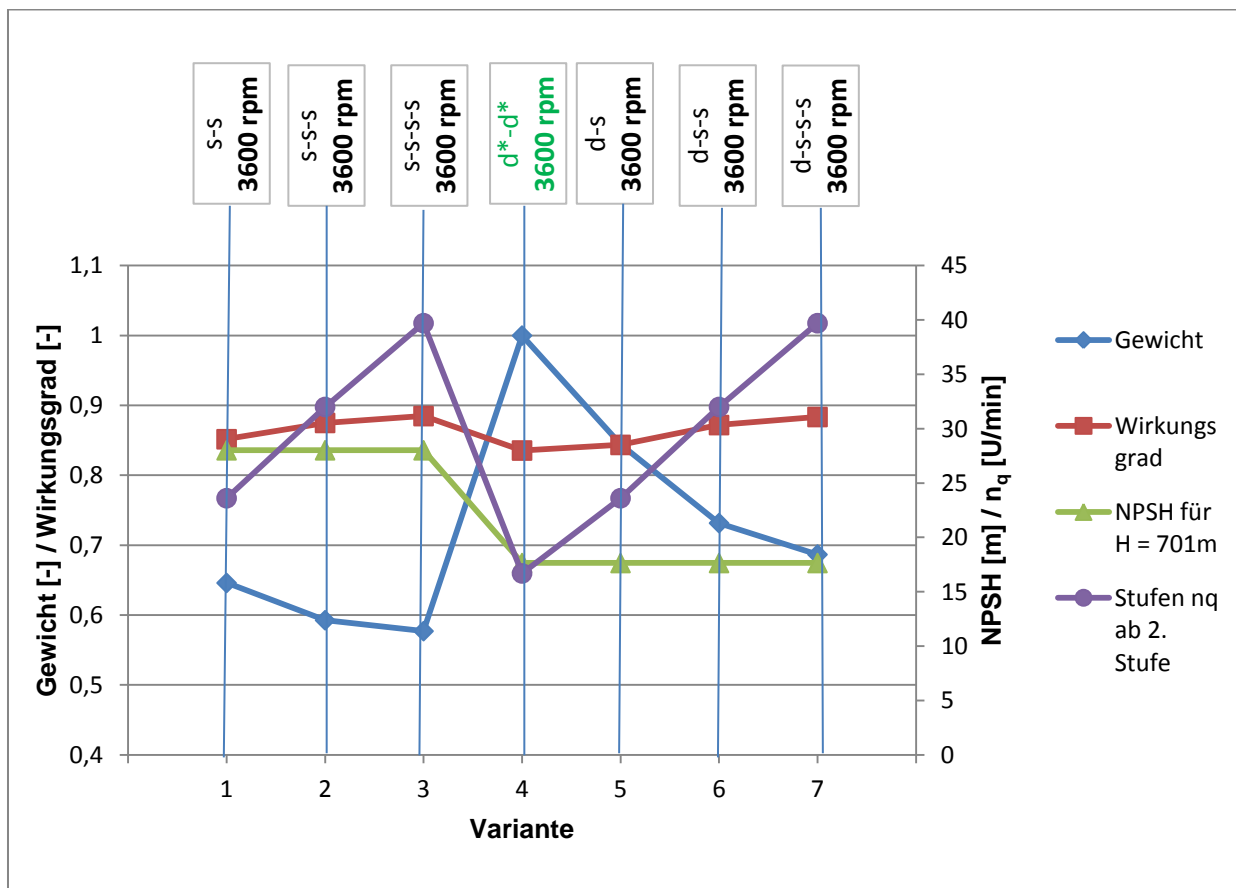
Trotzdem ist hier die Variante 1 sehr interessant, da sie bei geringem Gewicht einen hohen Wirkungsgrad erwarten lässt, und ohnehin bei allen Varianten eine Vordruckpumpe notwendig ist. Ausgenommen ist hier Variante 2, welche allerdings aufgrund ihrer Baugröße die Teuerste ist.

## 6.2 250 D2D 45

Auch die 250 D2D 45 ist eine zweistufige/doppelflutige Pumpe und wird ebenfalls bei einer Drehzahl von 3600 U/min betrieben. Das vorhandene NPSH an ihrem Einsatzort beträgt 22m [17]. Die bekannten Daten sind in Tabelle 6-2 angeführt.

**Tabelle 6-2: Pumpendaten für Anwendungsbeispiel [17]**

Wirkungsgrad	[%]	84,5
Gewicht	[kg]	4900
Länge	[mm]	2825
NPSH <sub>erf.</sub>	[m]	15
Förderhöhe	[m]	701
Fördermenge	[m <sup>3</sup> /s]	0,282
Laufraddurchmesser	[mm]	428
Laufraddurchmesser max.	[mm]	443



**Diagramm 6-2: Variantenvergleich Fall 2**



Wie man in Diagramm 6-2 erkennt, ist das Stufen- $\eta_q$  bei der von Termomeccanica realisierten Pumpe (hier als Variante 4 bezeichnet) sehr niedrig. Hier ist es von Vorteil, dass beide Stufen ein rein doppelflutiges Laufrad besitzen. In einer Variante mit zweigeteilter erster Stufe (2 einflutige Laufräder parallel) wäre der zu erwartende Wirkungsgrad um 1,2 % niedriger.

Trotzdem verlangt die große Förderhöhe nach mehreren einflutigen Stufen, um gute Wirkungsgrade realisieren zu können. So kann der Wirkungsgrad bei einflutiger Ausführung auf 85 % (zweistufig) bis 88 % (vierstufig) erhöht werden, bei gleichzeitiger Verminderung des Gussgewichts um bis zu 42 %.

Da alle Varianten ein NPSH von über 10 m erfordern, ist in vielen Fällen ohnehin eine Vordruckpumpe notwendig. In diesem Fall allerdings, ist ein NPSH von 22 m vorhanden, womit in diesem Fall bei der von Termomeccanica gewählten Variante die Notwendigkeit einer solchen entfällt. Dies ist ein Beispiel dafür, dass in manchen Fällen ein möglichst niedriges  $NPSH_{\text{erf}}$  auch dann von Vorteil ist, wenn dieses auch über dem Atmosphärendruck liegt.

Eine Lösung, auch in diesem Fall Wirkungsgrad und Gewicht zu optimieren, ist die Verschaltung von doppelflutiger, erster Stufe mit weiteren einflutigen Stufen. Interessant ist hier Variante 6, da sie zum einen, einen Wirkungsgrad von 87 % und eine Gewichtersparnis von 27 % verspricht, und zum anderen hinsichtlich stationärer Axialkräfte weitgehend ausgeglichen ist. Variante 7 würde zwar einen etwas besseren Wirkungsgrad und eine weitere Gewichtersparnis versprechen, hat jedoch nicht den Vorteil des Axialkraftausgleichs.

Neben Variante 1 ist also Variante 6 die interessanteste, wenngleich auch die Verschaltung der Stufen aufwändiger als bei den Varianten 1 bis 4 ist.

## 6.3 500 D2D 80

Ebenso wie die vorhergehenden Beispiele ist die 500 D2D 80 doppelflutig/zweistufig ausgeführt. Allerdings wurde hier die „klassische“ Laufradanordnung mit zwei parallelen, einflutigen Laufrädern beidseitig der mittig liegenden Stufe mit einem doppelflutigen Laufrad gewählt. Des Weiteren wird eine Vordruckpumpe eingesetzt, um das vorhandene NPSH zu erhöhen [17]. Die bekannten Daten sind in Tabelle 6-3 angeführt.

**Tabelle 6-3: Pumpendaten für Anwendungsbeispiel [17]**

Wirkungsgrad	[%]	86
Gewicht	[kg]	15000
Länge	[mm]	3150
$NPSH_{\text{erf}}$	[m]	18
Förderhöhe	[m]	545
Fördermenge	[m <sup>3</sup> /s]	1,4
Laufraddurchmesser	[mm]	736-780
Laufraddurchmesser max.	[mm]	755-800

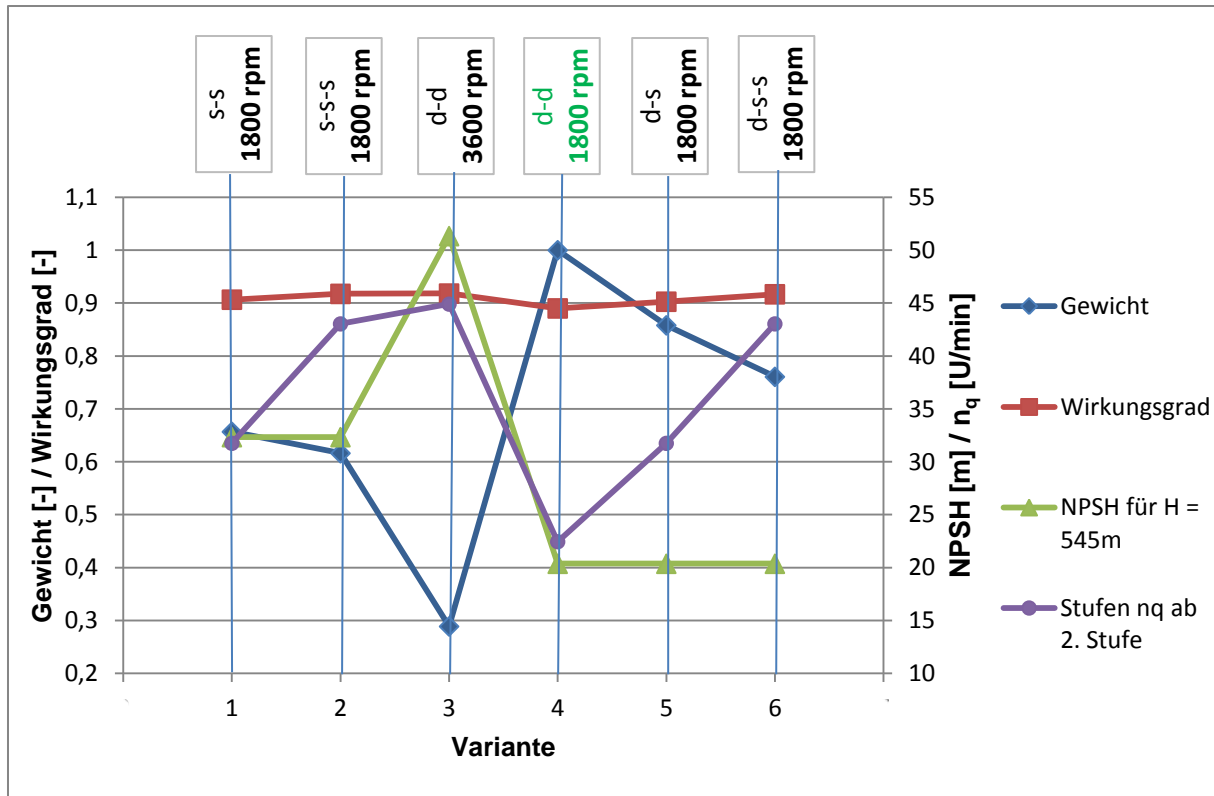


Diagramm 6-3: Variantenvergleich Fall 3

Diagramm 6-3 zeigt mögliche Alternativen zur von Termomeccanica gewählten Variante (hier mit Variante 4 bezeichnet). Die interessantesten Alternativen stellen hier Variante 1 sowie Variante 3 dar. Bei Variante 3 ist jedoch das relativ hohe  $n_q$  zu beachten. Durch die hohe Drehzahl (60 Hz Netz) steigt das erforderliche NPSH auf 51 m. Laut Abbildung 4-5 ist somit ein  $NPSH_{\text{vorh.}}$  von 90 bis 110 m notwendig. Variante 1 erlaubt Materialeinsparungen von 35 % und verspricht einen um 1,6 % höheren Wirkungsgrad.

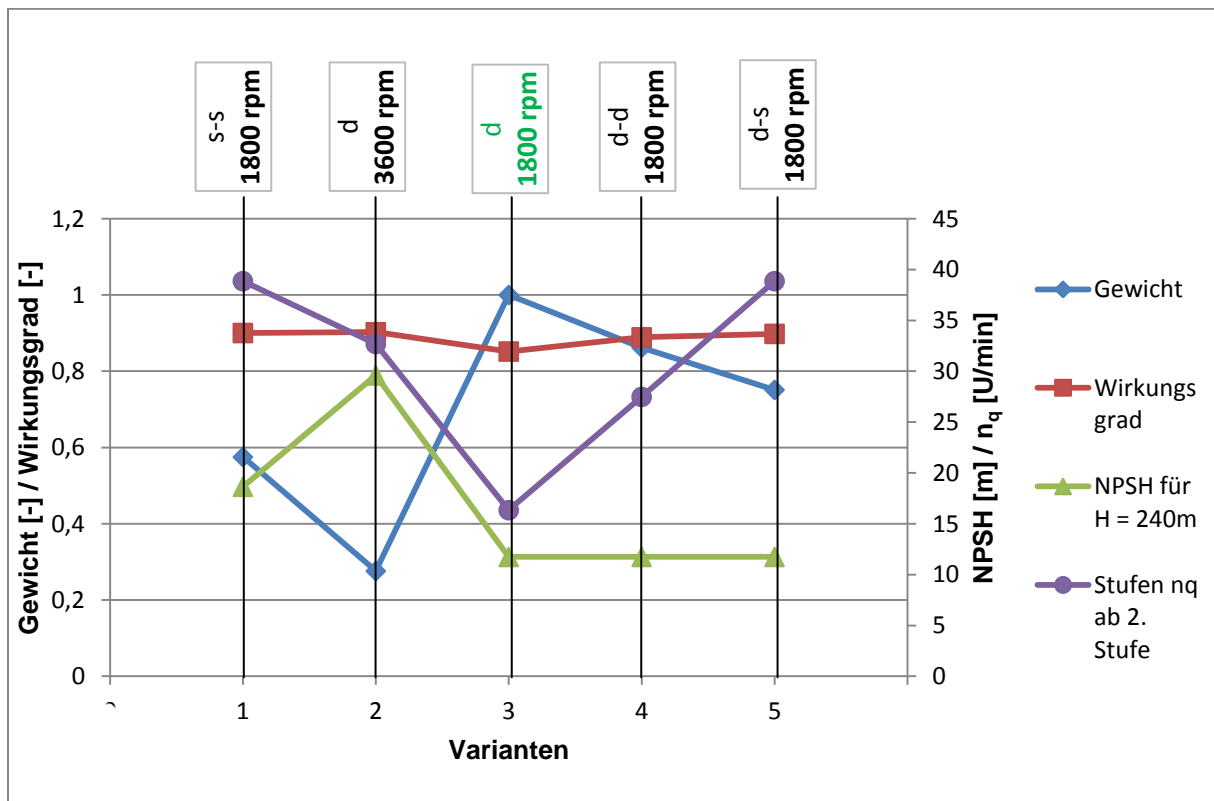
Soll das  $NPSH_{\text{eff}}$  möglichst gering gehalten werden, bietet sich auch hier eine Kombination aus doppelflutiger, erster Stufe in Verbindung mit weiteren einflutigen Stufen an. Allerdings ist festzuhalten, dass Variante 5 bezüglich der Axialkräfte nicht ausgeglichen ist, und dass bei Variante 6 das  $n_q$  der zweiten und dritten Stufe bereits relativ groß ist, sodass eine möglichst störungsfreie Zuströmung (Zulaufspirale) zu gewährleisten ist.

## 6.4 300 DD 72

Dies ist die einzige einstufige Pumpe die hierin untersucht wird. Sie ist doppelflutig ausgeführt und wird mit 1800 U/min betrieben. Das vorhandene NPSH an ihrem Einsatzort beträgt 12 m [17]. In Tabelle 6-4 sind die dazugehörigen Daten angeführt.

**Tabelle 6-4: Pumpendaten für Anwendungsbeispiel [17]**

Wirkungsgrad	[%]	86,5
Gewicht	[kg]	3000
Länge	[mm]	1775
NPSH <sub>erf.</sub>	[m]	8,9
Förderhöhe	[m]	240
Fördermenge	[m <sup>3</sup> /s]	0,613
Laufreddurchmesser	[mm]	703
Laufreddurchmesser max.	[mm]	736



**Diagramm 6-4: Variantenvergleich Fall 4**

In Diagramm 6-4 sind mögliche Alternativen dargestellt. Aufgrund des gegebenen NPSH<sub>vorh.</sub> von 12 m scheidet die Varianten 1 und 2 aus, auch wenn sie hinsichtlich Wirkungsgrad und Materialaufwand interessant erscheinen. Dies zeigt auch für die Auslegung eines Q-H-Kennfeldes, dass es Alternativen braucht, die bei geringen Förderhöhen wie hier, ausreichend niedrige NPSH<sub>erf.</sub>-Werte aufweisen, um ohne

Vordruckpumpe auszukommen. Vor allem Variante 1 wäre bei größerer Förderhöhe (bei gleichem  $n_q$ ), dann jedoch mit Vordruckpumpe interessant.

Hervorzuheben ist hier Variante 4, da sie einen um 4,5 % höheren Wirkungsgrad bei gleichzeitiger Materialersparnis von 14 % verspricht. Beide Werte lassen sich zwar mit Variante 5 verbessern, diese ist jedoch nicht ausgeglichen, und eine zusätzliche Stufe würde außerdem das Stufen- $n_q$  zu sehr erhöhen.

## 6.5 Sulzer HPDM 600-940-s-s/30

Die zweistufige/einflutige Pumpe wird bei einer Drehzahl von 1500 U/min betrieben. Als Vorpumpe wird eine Sulzer SMN bei einer Drehzahl von 750 U/min verwendet, wodurch das vorhandene NPSH im Betriebspunkt auf 70 m erhöht wird. Es ist anzumerken, dass der Betriebspunkt bei einer Fördermenge liegt, die 80 % der Fördermenge des Optimums entspricht [17]. Die bekannten Daten sind in Tabelle 6-5 angeführt.

**Tabelle 6-5: Pumpendaten für Anwendungsbeispiel[17]**

Wirkungsgrad	[%]	91
Gewicht	[kg]	k.A.
Länge	[mm]	k.A.
NPSH <sub>erf</sub>	[m]	20,6
Förderhöhe	[m]	527
Fördermenge	[m <sup>3</sup> /s]	1,89
Laufreddurchmesser	[mm]	940
Laufreddurchmesser max.	[mm]	960

Wie Diagramm 6-5 zeigt, wurden als Alternativen durchwegs doppelflutige Varianten betrachtet.

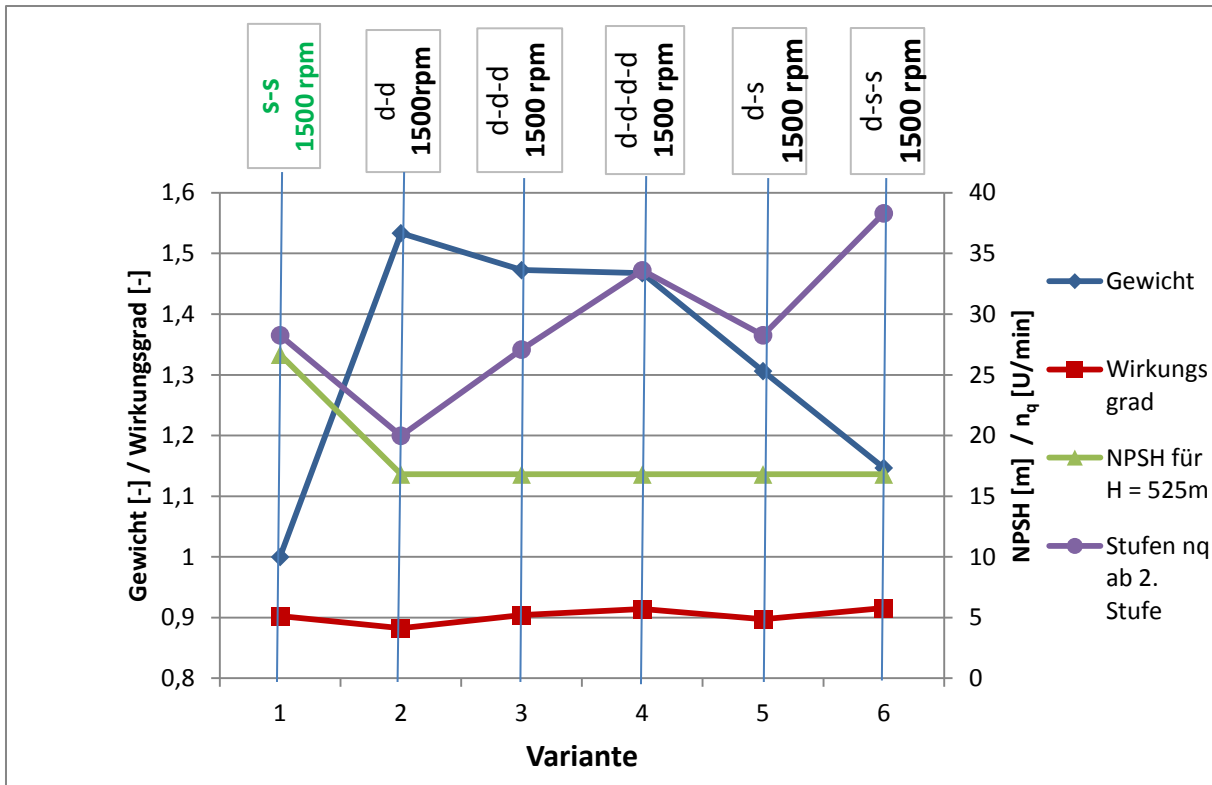


Diagramm 6-5: Variantenvergleich Fall 5

Sulzer setzt hier auf eine einflutige Variante, was – wie obiges Diagramm zeigt – vor allem hinsichtlich des Materialaufwandes von Vorteil ist. Auch hinsichtlich des Wirkungsgrades wäre eine doppelflutige Variante von Nachteil, da eine zusätzliche Stufe notwendig wäre, um auf zumindest den gleichen Wert zu kommen wie bei Variante 1.

Eine Senkung des erforderlichen NPSH auf 16 m bringt außerdem keinerlei Vorteil, da trotzdem eine Vordruckpumpe notwendig wäre.

Variante 1 ist somit zu bevorzugen. Lediglich bei einem denkbaren Einsatz mit geringerer Förderhöhe und gleichem  $n_q$  wären die Varianten 5 und 6 interessant, da sie bei etwas höherem Materialaufwand eventuell ohne Vordruckpumpe auskommen könnten.

## 6.6 KSB RDLP 600-1075/2

Die zweistufige/doppelflutige Pumpe wird bei einer Drehzahl von 1000 U/min betrieben. Durch die niedrige Drehzahl erreicht sie ein  $NPSH_{\text{erf.}}$  von 7,5 m und kann somit bei atmosphärischem Zulauf betrieben werden [17]. Die bekannten Daten sind in Tabelle 6-6 angeführt.

Tabelle 6-6: Pumpendaten für Anwendungsbeispiel [17]

Wirkungsgrad	[%]	86
Gewicht	[kg]	20500
Länge	[mm]	4240
NPSH <sub>erf.</sub>	[m]	7,5
Förderhöhe	[m]	320
Fördermenge	[m <sup>3</sup> /s]	1,52
Lafraddurchmesser	[mm]	1075
Lafraddurchmesser max.	[mm]	k.A

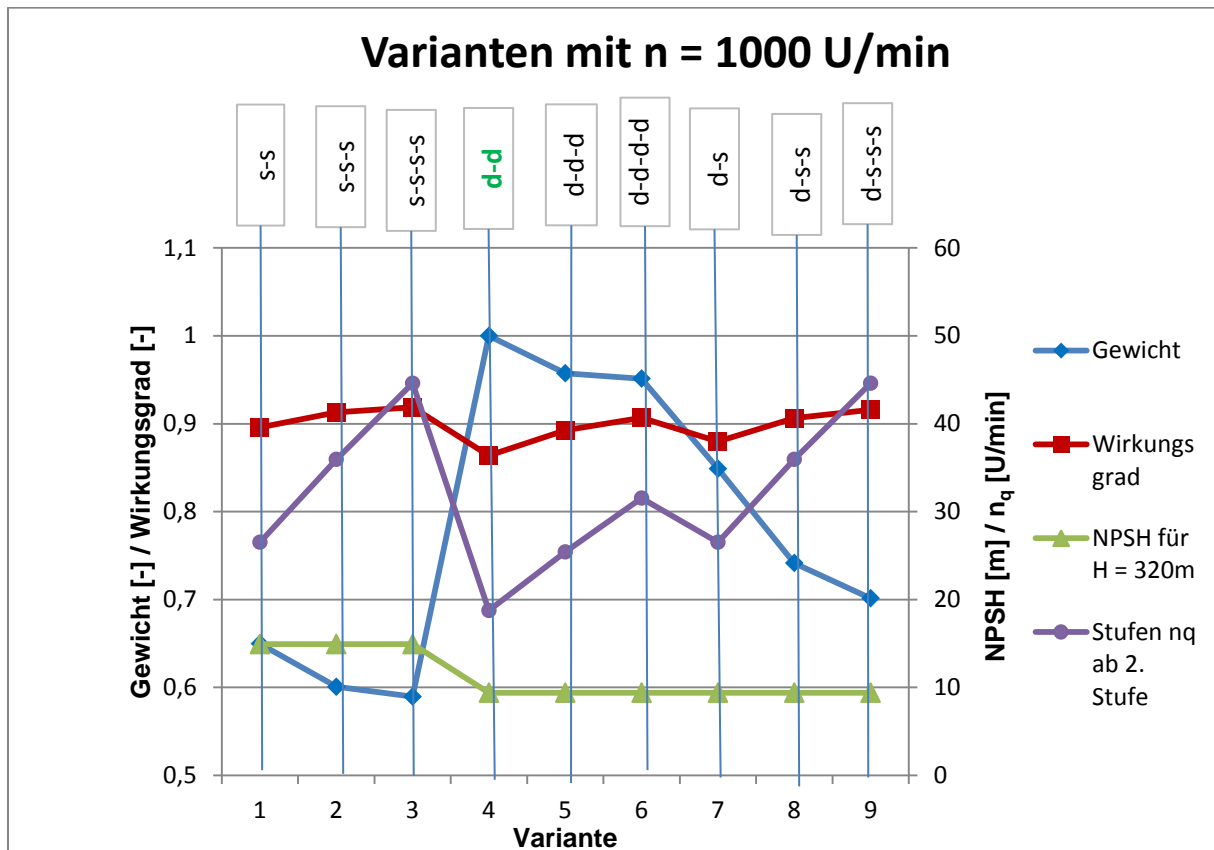


Diagramm 6-6: Variantenvergleich Fall 6 (1000 U/min)

Wie in Diagramm 6-6 ersichtlich, ist die Kombination aus langsamer Drehzahl und doppelflutiger erster Stufe notwendig. Auch hier bietet sich jedoch an, nur die erste Stufe doppelflutig auszuführen. Die Materialersparnis beträgt bei Verwendung von Variante 8 rund 25 %. Dies ist insofern beachtlich, da KSB das Gesamtgewicht der Pumpe mit 20.500 kg angibt. Größere Materialeinsparungen sind nur durch Verwendung einer Vordruckpumpe zu verwirklichen, da dann entweder eine einflutige Version (Variante 1) beziehungsweise höhere Drehzahlen (siehe Diagramm 6-7) möglich werden.

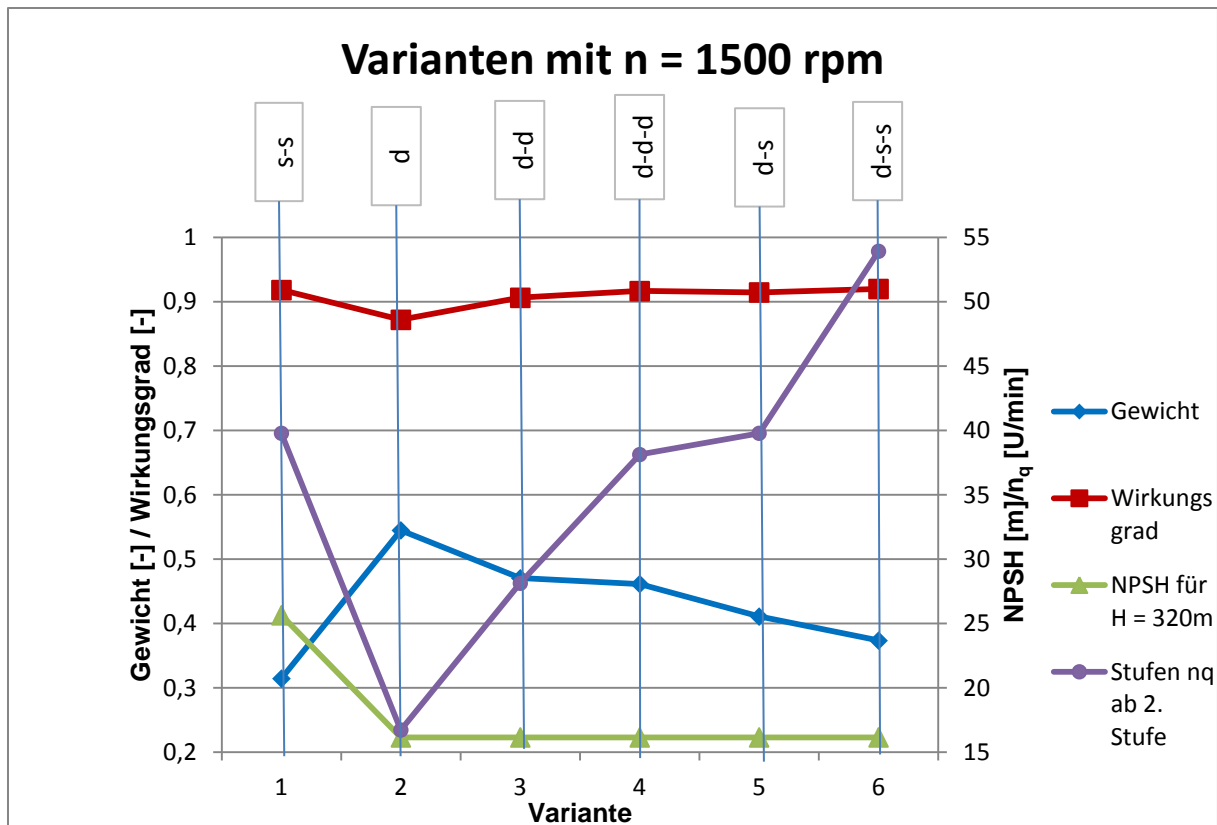


Diagramm 6-7: Variantenvergleich Fall 6 (1500 U/min)

Wie in Diagramm 6-7 ersichtlich, können durch Erhöhung der Drehzahl enorme Materialeinsparungen erzielt werden. Interessant sind hier die Varianten 1 und 3. Variante 4 hat keine nennenswerten Vorteile gegenüber Variante 3, ist jedoch durch die dritte Stufe aufwändiger.

Variante 5 ist axial nicht ausgeglichen. Bei einer geringen Stufenhöhe, wie in diesem Fall, ist es überlegenswert, ob ein geringer Axial Schub in vordefinierter Richtung möglicherweise Vorteile bringt. Bei Variante 6 steigt das Stufen- $n_q$  in den einflutigen Stufen zu hoch an.

## 7 Variantenvergleich für ein Q-H-Feld

Im Folgenden soll für jede Position im betrachteten Q-H-Feld die optimale Konfiguration herausgearbeitet werden. In Tabelle 7-1 sind die einzelnen Positionen aufgelistet. Um ihre Lage im Q-H-Feld zu definieren, wurde ein Vergleichs- $n_q$  (Pumpen- $n_q$  mit einer Drehzahl von 3000 U/min) gebildet.

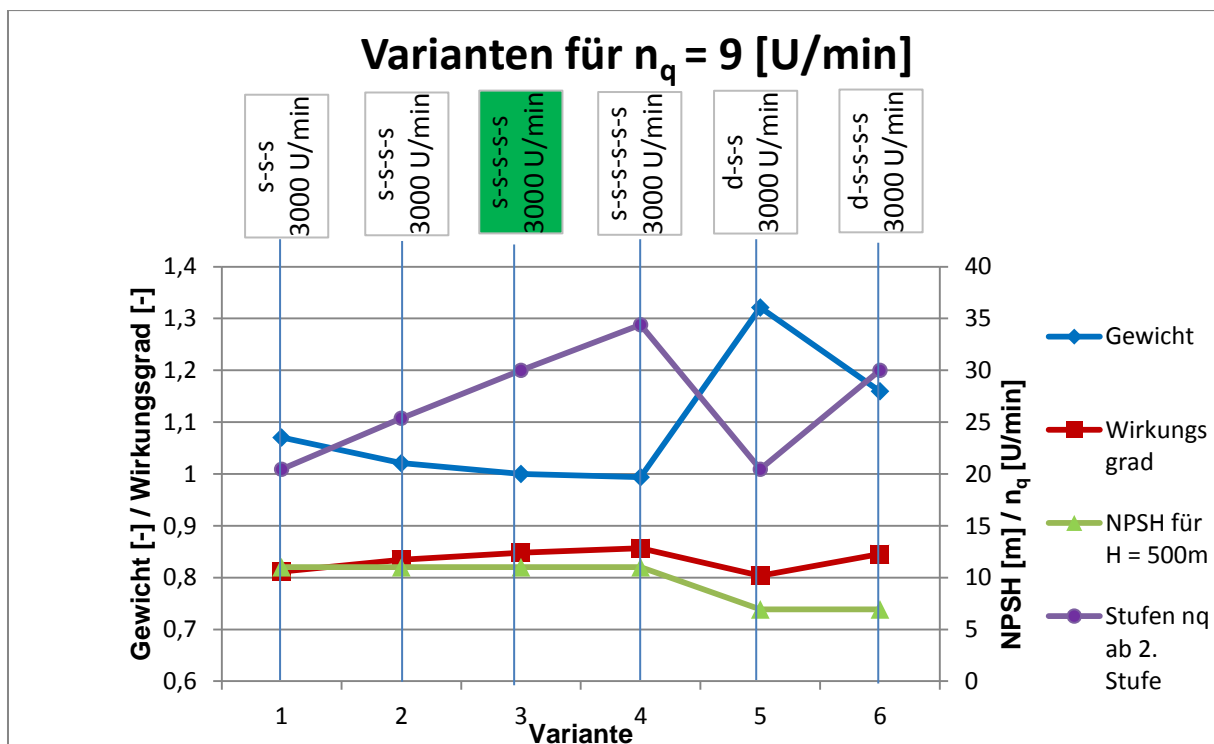
Tabelle 7-1: Einteilung des Q-H-Feldes

Nr.	Vergleichs- $n_q$
[-]	[U/min]
1	9
2	11,67
3	16,12
4	20
5	24,6
6	32
7	42,8
8	57,2
9	72

Mit diesen neun Hydrauliken kann der relevante Bereich abgedeckt werden. Hierfür wurde ein zulässiger Förderstrom von 70 % bis 120 % von  $Q_{opt.}$  angenommen. Des Weiteren wurde davon ausgegangen, dass die Pumpen in Verbindung mit einer Vordruckpumpe betrieben werden, und somit ein  $NPSH_{erf.}$  von unter 10m nicht zwingend notwendig ist. Gerade im unteren Förderhöhenbereich ist eine Vordruckpumpe nicht immer sinnvoll bzw. bei Auftraggebern durchzusetzen. Für diesen Fall sollen, wenn notwendig, Alternativen angegeben werden. Die gewählte Variante ist jeweils farblich markiert.

- $n_q = 9 \text{ U/min}$

Um zufriedenstellende Wirkungsgrade zu erzielen, ist hier eine mehrstufige/einflutige Pumpe zu wählen. In Diagramm 7-1 sind verschiedene Varianten (alle mit einer Betriebsdrehzahl von 3000 U/min) dargestellt, um die ideale Stufenzahl zu ermitteln.

Diagramm 7-1: Variantenvergleich für Vergleichs- $n_q = 9 \text{ [U/min]}$



Die Variante 3 (5-stufig) ist am vielversprechendsten. Die Erhöhung des Stufen- $n_q$ -Wertes durch eine Erhöhung der Stufenzahl auf 5 ergibt einen Wirkungsgrad von 84,8 %. Eine weitere Erhöhung der Stufenzahl auf 6 (Variante 4) würde den Wirkungsgrad um weniger als 1 % steigern.

Des Weiteren lässt sich durch Erhöhen der Stufenzahl das Gussgewicht leicht vermindern. Auch unter diesem Gesichtspunkt ist eine weitere Stufe nicht sinnvoll, da das Gewicht ab der dritten Stufe nicht nennenswert abnimmt.

Aufgrund der niedrigen Fördermengen ist diese Hydraulik in der Lage, das erforderliche NPSH bis zu einer Förderhöhe von 450 m unter 10 m zu halten. Sie kann also bei atmosphärischem Zulauf ohne Vordruckpumpe eingesetzt werden.

Durch Einsatz einer doppelflutigen ersten Stufe (Varianten 5 und 6) kann diese Grenze weiter auf bis zu 720 m nach oben verschoben werden. Ein Vorteil hierbei ist außerdem, dass eine solche Pumpe trotz ungerader Stufenzahl hinsichtlich stationärer Axialkräfte ausgeglichen ist. Dem gegenüber steht bei Variante 6 ein um 16 % erhöhter Materialeinsatz. Der Wirkungsgrad bliebe im Vergleich zu Variante 3 nahezu unverändert.

Von den Mitbewerbern gibt es ähnliche Lösungen. So setzt Sulzer in einem ähnlichen Bereich eine 5-stufige MSD ein.

- **$n_q = 11,67$  [U/min]**

Bei höheren Durchflüssen benötigt man natürlich weniger Stufen, um das Stufen- $n_q$  in einen Bereich mit akzeptablen Wirkungsgraden zu erhöhen. Diagramm 7-2 zeigt wiederum mögliche Varianten, um auch hierfür die optimale Lösung zu finden.

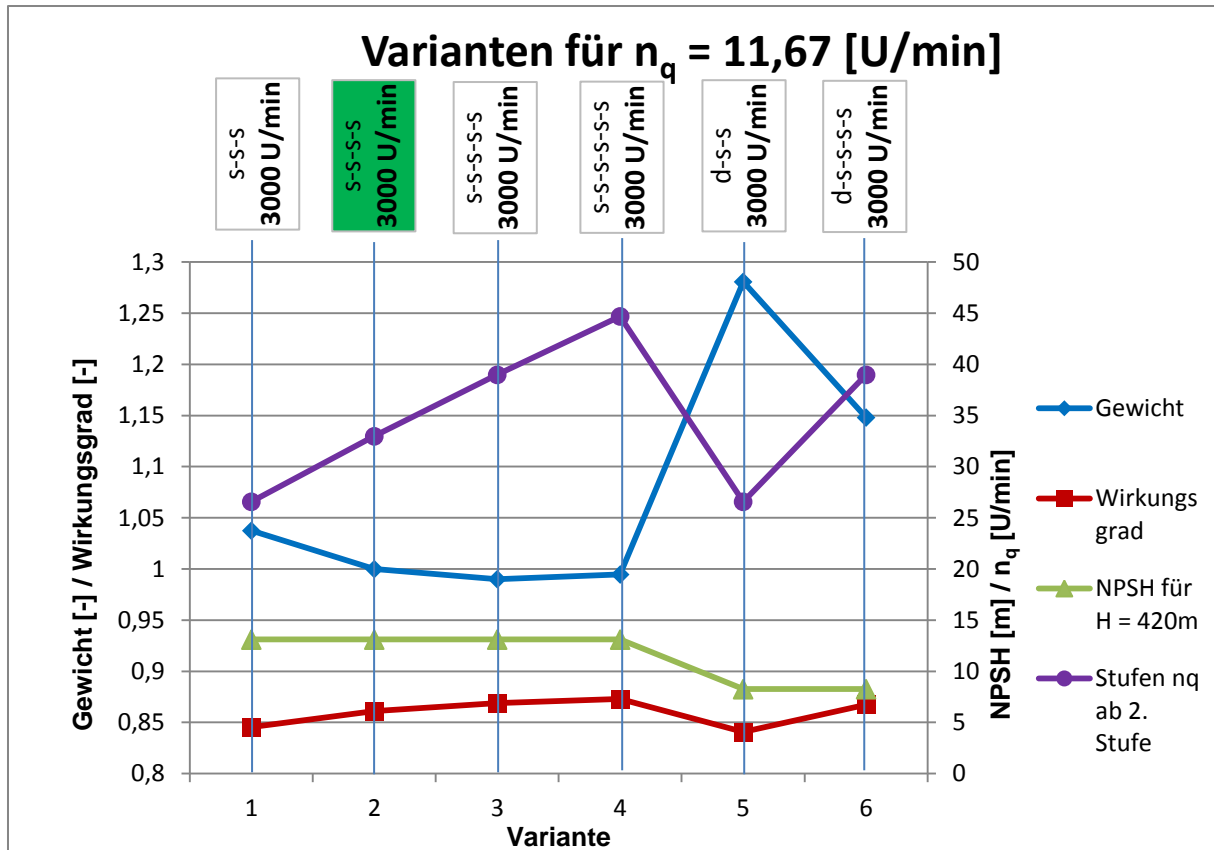


Diagramm 7-2: Variantenvergleich für Vergleichs- $n_q = 11,67$  [U/min]

Da diese Hydraulik ohnehin bereits bei größeren Durchflüssen arbeiten soll, verschiebt sich die optimale Stufenzahl von 5 auf 4. Ähnlich wie zuvor, bewirkt eine Erhöhung um eine weitere Stufe nur kleine Verbesserungen hinsichtlich Wirkungsgrad und Gewicht. Hier ist (bei angenommen 10 m  $NPSH_{\text{vorh}}$ ) ein Betrieb ohne Vordruckpumpe bis zu einer Förderhöhe von 320 m möglich. Dies würde sich durch Einsatz einer doppelflutigen Saugstufe wiederum auf etwa 500 m erhöhen lassen. Bei Verwendung von Variante 6 würde sich der Materialeinsatz hierfür um 15 % erhöhen, während sich der Wirkungsgrad nur marginal verändern würde.

Sowohl Variante 2 als auch Variante 6 sind hinsichtlich stationärer Axialkräfte ausgeglichen.

Sulzer hat in diesem Bereich nur sehr wenige MSD-Pumpen im Sortiment, (eine vierstufige MSD, bzw. mehrere dreistufige MSD bei leicht höherem Durchfluss) während Termomeccanica in zumindest einem Projekt eine zweistufige/doppelflutige Variante mit 3600 U/min einsetzt, bei vergleichbaren Wirkungsgraden.

- **$n_q = 16,12$  U/min**

Da mit zunehmendem Förderstrom die Anzahl der erforderlichen Stufen immer weiter sinkt, sollen hier neben einflutigen und teilweise doppelflutigen Varianten auch rein doppelflutige Varianten in Betracht gezogen werden. Im Diagramm 7-3 sind diese dargestellt.

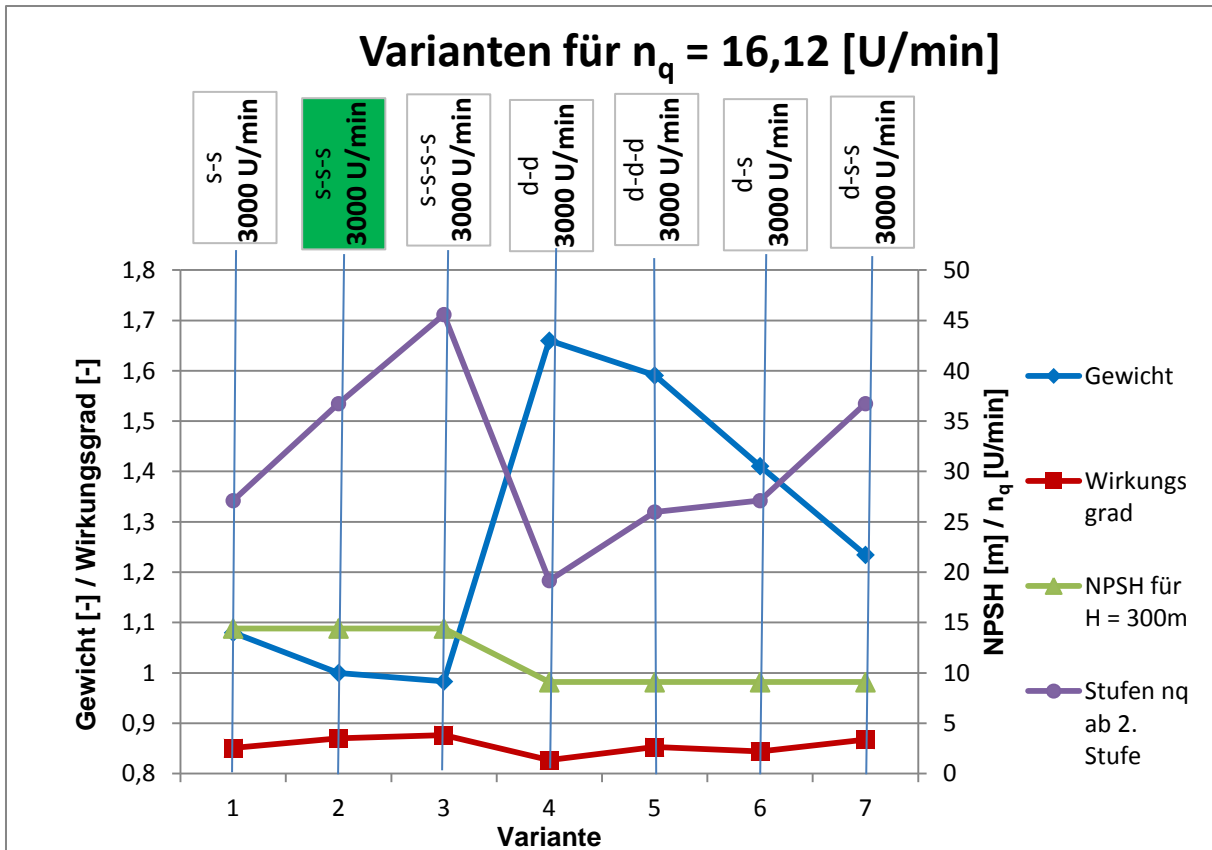


Diagramm 7-3: Variantenvergleich für Vergleichs- $n_q = 16,12$  [U/min]

Wie obiges Diagramm zeigt, sind auch in diesem Bereich die rein einflutigen Varianten sowohl in Bezug auf den Wirkungsgrad als auch den Materialeinsatz im Vorteil. Aufgrund der zunehmenden Förderhöhe können sie jedoch nur noch bis zu einer Förderhöhe von 200 m ohne Vordruckpumpe eingesetzt werden. Bei zweistufiger Saugstufe lässt sich diese wiederum auf 330 m erhöhen.

Rein doppelflutige Varianten bedürfen eines um 60 % höheren Materialeinsatzes, und selbst die 3-stufige Variante 5 weist einen leicht (1,5 %) niedrigeren Wirkungsgrad auf als die zu favorisierende Variante 2. Es ist auch zu beachten, dass die Welle bei Variante 5 um einiges länger sein muss, was maschinendynamisch von Nachteil ist.

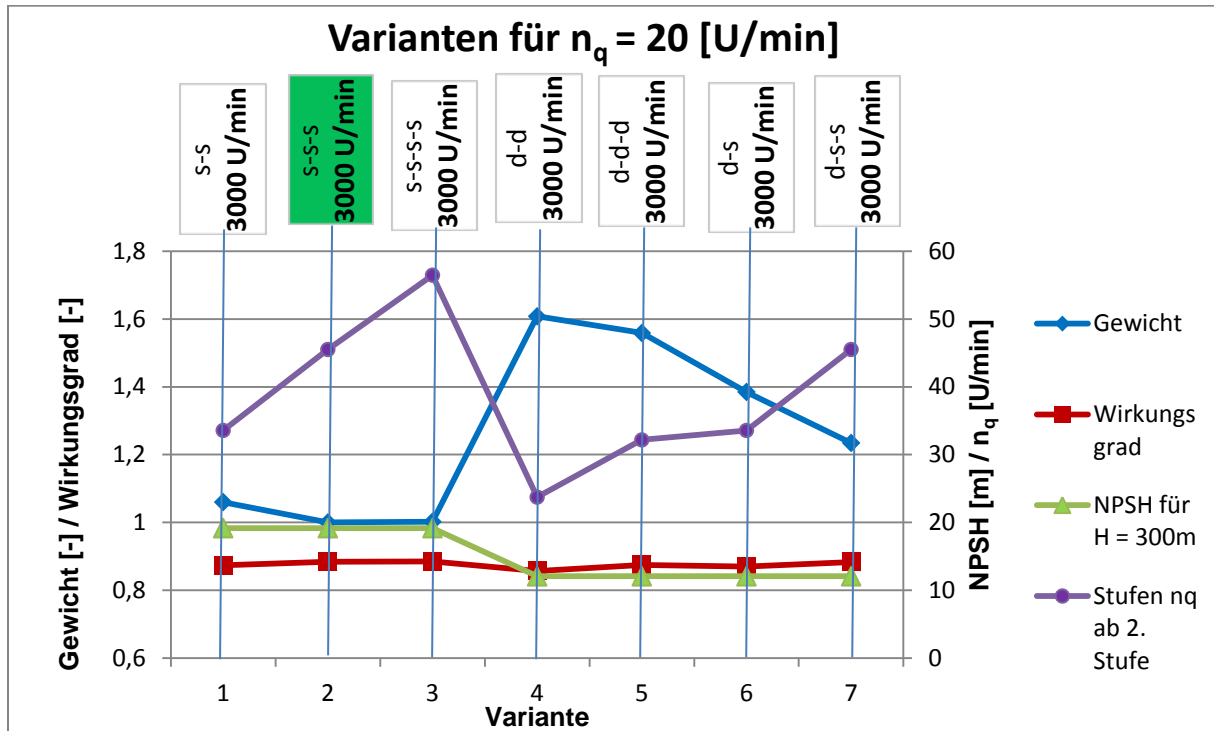
Zwischen Variante 2 und 3 sind die Unterschiede relativ klein, was den Aufwand einer zusätzlichen Stufe nicht rechtfertigt.

Bei der MSD-Serie ist dieser Bereich genau jener, in dem Sulzer 3-stufige Maschinen einsetzt.

- $n_q = 20$  [U/min]

Der zunehmende Förderstrom verlangt nicht nur nach weniger Stufen, sondern schlägt sich auch im erforderlichen NPSH nieder. Daher soll neben den einflutigen und doppelflutigen Versionen auch die Möglichkeit einer reduzierten Drehzahl betrachtet werden.

In Diagramm 7-4 sind zunächst noch alle Versionen mit einer Drehzahl von 3000 U/min dargestellt.



**Diagramm 7-4: Variantenvergleich für Vergleichs- $n_q = 20$  [U/min]**

Wie obiges Diagramm zeigt, sind die rein einflutigen Varianten hinsichtlich des Gewichtes im Vorteil. Des Weiteren zeigt es aber auch, dass diese auch im sehr geringen Förderhöhenbereich nicht ohne Saugdruckerhöhung auskommen. Selbst doppelflutige Saugstufen benötigen bei einer Förderhöhe von 300 m bereits ein NPSH von mehr als 10 m.

Die einzige Möglichkeit geringere NPSH-Werte zu erzielen, ist die Reduktion der Betriebsdrehzahl auf 1500 U/min, wie in Diagramm 7-5 dargestellt.

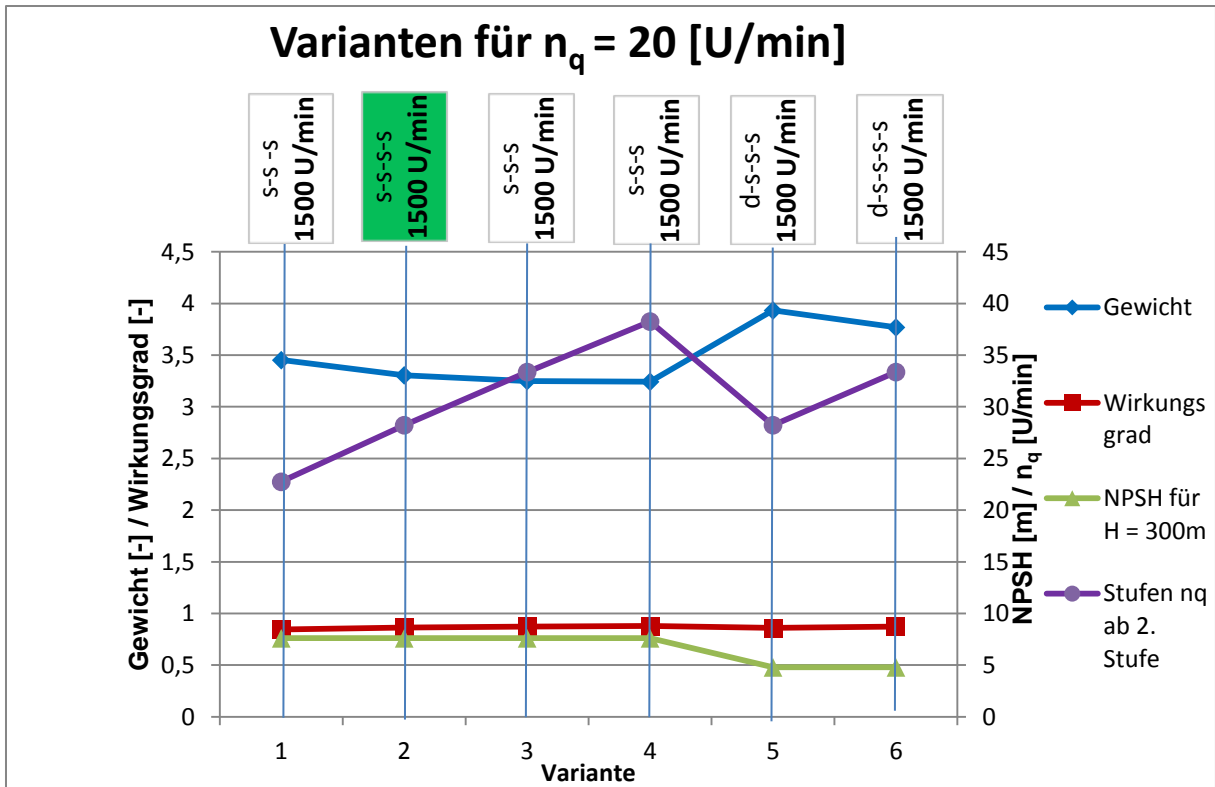


Diagramm 7-5: Variantenvergleich für Vergleichs- $n_q = 20$  [U/min] bei  $n=1500$  [U/min]

Durch die reduzierte Drehzahl kann das erforderliche NPSH deutlich gesenkt werden. Dem steht jedoch eine ebenso deutliche Steigerung des Gewichts gegenüber. Um ein gleiches  $n_q$  und somit einen gleichen Wirkungsgrad zu erhalten, müsste die Stufenzahl auf 6 (Variante 4) erhöht werden. Variante 2 verspricht allerdings, einen um etwa 1,5 % niedrigeren Wirkungsgrad und benötigt 2 Stufen weniger. Variante 3 wäre ein Mittelweg, bei dem jedoch eine Stufe unausgeglichen bleibt.

Aufgrund des enormen Gewichtsunterschiedes wurde hier jedoch Variante 2 gewählt, wobei jedoch noch geklärt werden muss, ob eine Zulaufspirale für ein so hohes Stufen- $n_q$  wirtschaftlich umsetzbar ist.

- $n_q = 24,6$  [U/min]

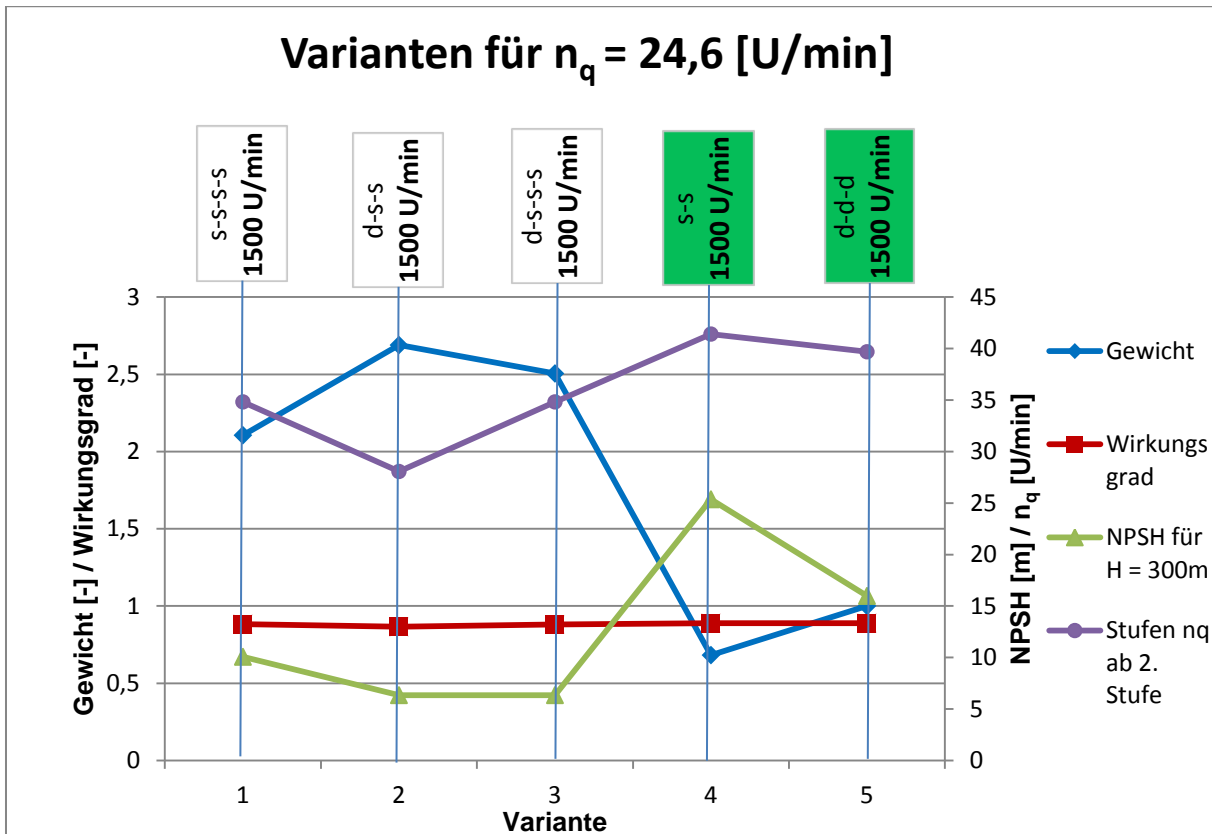


Diagramm 7-6: Variantenvergleich für Vergleichs- $n_q = 24,6$  [U/min]

Wie auch in Diagramm 7-6 zu sehen ist, sind die Varianten mit niedrigerer Drehzahl um vieles schwerer. Ist jedoch eine Anwendung ohne Vordruckpumpe erwünscht, so ist dies nur auf diese Weise möglich. Bei rein einflutiger Bauweise bis zu einer Förderhöhe von 300 m, beziehungsweise einer Förderhöhe von 470 m bei doppelflutiger Saugstufe, beides setzt ein vorhandenes NPSH von 10 m voraus.

Da hier jedoch auch auf eine leichte Bauweise geachtet werden soll, fällt die Wahl auf eine Betriebsdrehzahl von 3000 U/min. Es kann somit zwischen Variante 4 und 5 gewählt werden. Die Vorteile von Variante 4 sind:

- 30 % leichtere Bauweise als Variante 4,
- kürzere Bauweise,
- kein Leitapparat,
- Förderstrom muss im Zulauf nicht aufgeteilt werden.

Die Vorteile von Variante 5 wären:

- Symmetrie,
- die 3-stufige Bauart kann bis zu größeren Gesamtförderhöhen eingesetzt werden,
- niedrigeres  $NPSH_{erf.}$  (allerdings in jedem Bereich über 10 m).

- $n_q = 32$  [U/min]

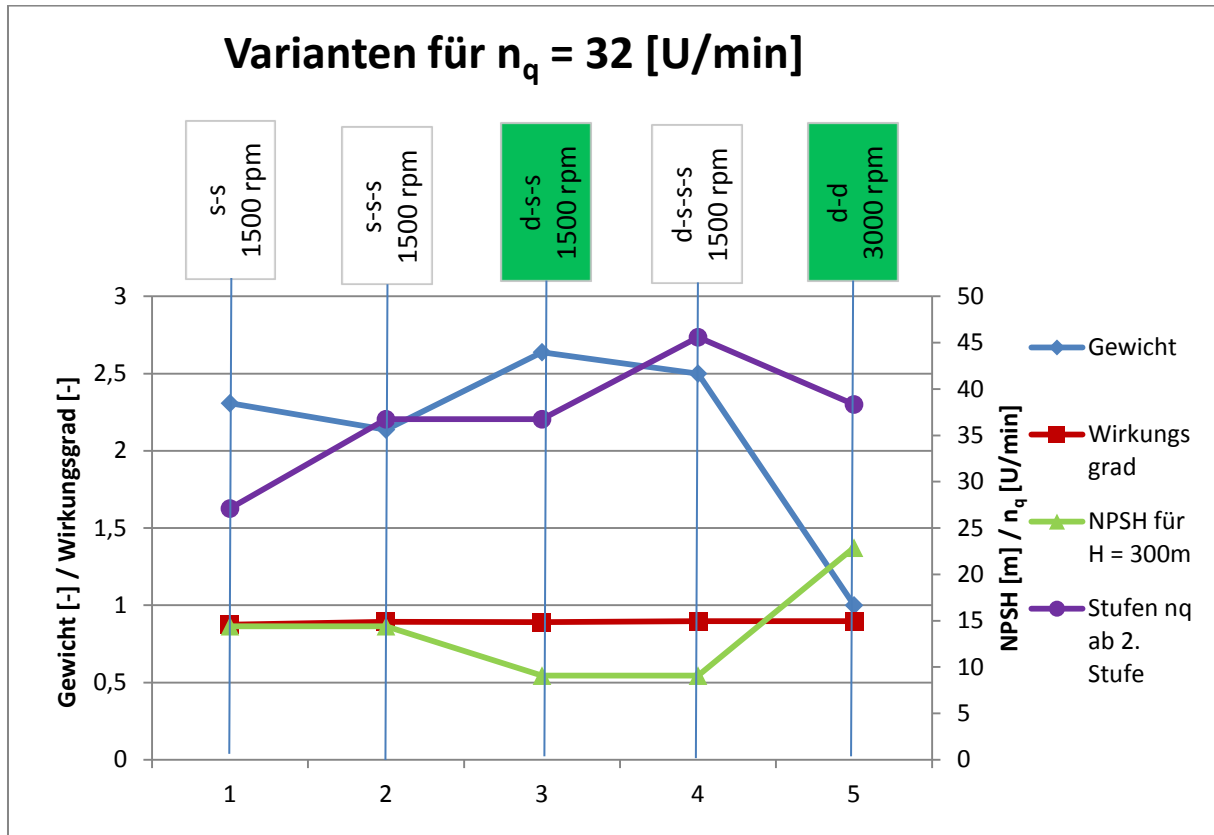


Diagramm 7-7: Variantenvergleich für Vergleichs- $n_q=32$  [U/min]

Wie aus Diagramm 7-7 ersichtlich, weist Variante 5 bereits ein  $n_q$  von 38 auf. Eine zusätzliche Stufe würde diesen Wert auf über 50 erhöhen. Dies liegt über den Literaturangaben für doppelflutige Pumpen. Bei einer Gesamtförderhöhe von 800 m wäre die Stufenhöhe bei Variante 5 zu groß. Für kleine bis mittlere Höhen wäre sie jedoch die beste Wahl, und da bei 500 m die Leistungsaufnahme die 7 MW überschreiten würde, wird sie höchstwahrscheinlich ausreichen. Alternativ wären Varianten 2 und 3 möglich, diese haben jedoch nicht den Vorteil der Symmetrie.

- $n_q = 42,8$  [U/min]

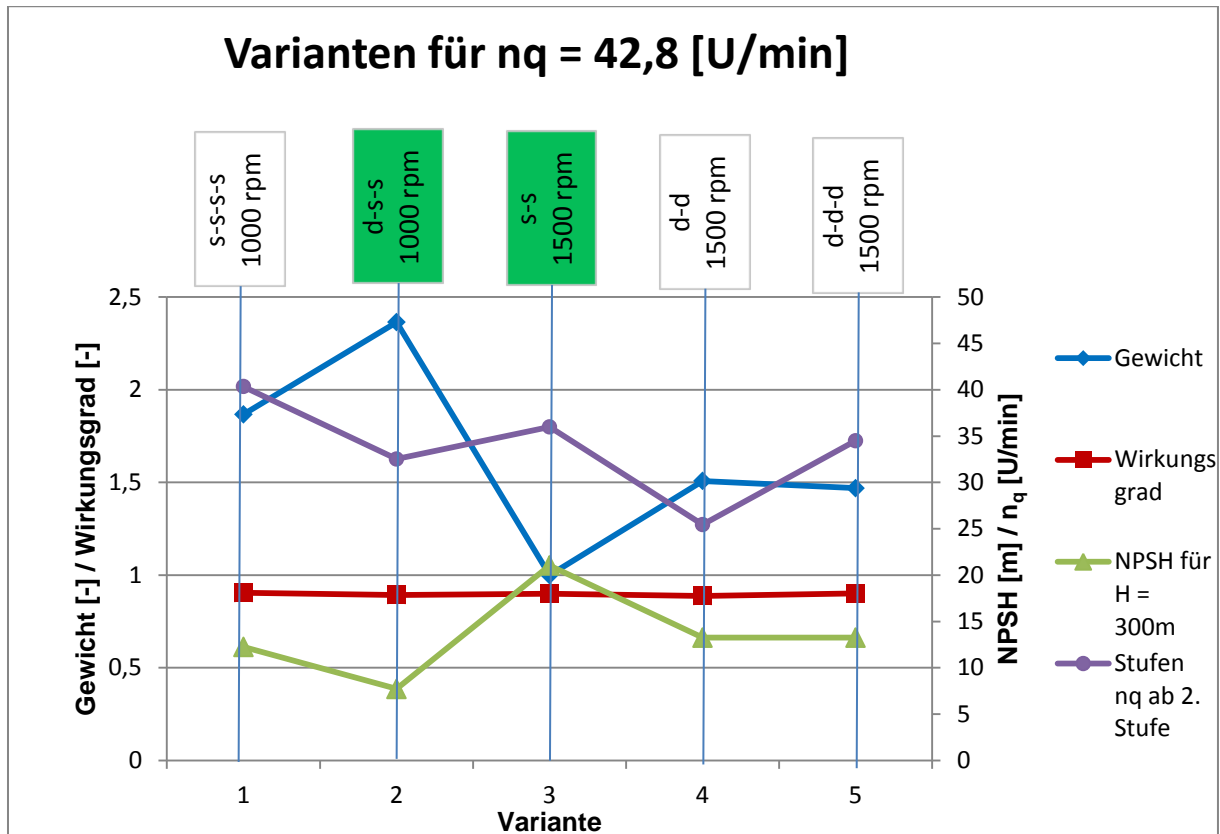


Diagramm 7-8: Variantenvergleich für Vergleichs- $n_q = 42,8$  [U/min]

In diesem Bereich würde eine mit 3000 U/min betriebene Pumpe selbst in doppelflutiger Ausführung ein  $n_q$  von über 50 aufweisen und somit jenseits der in der Literatur beschriebenen Grenzen liegen. Am interessantesten scheinen hier die Varianten 3 bis 5.

Für Variante 3 spricht des Weiteren:

- kurze Bauart,
- keine Aufteilung des Zulaufstromes,
- höchster Wirkungsgrad (neben Variante 5).

Variante 4 hat folgende Vorteile:

- Symmetrie,
- kürzere Bauweise als Variante 5.

Die Vorteile von Variante 5 sind:

- Symmetrie,
- kleinere Stufenhöhe bzw. größere Gesamthöhe,
- höchster Wirkungsgrad (neben Variante 3).



Da in diesem Fall bei größeren Förderhöhen die Leistungsaufnahme bereits sehr groß wird (7 MW bei 400 m), ist ohnehin keine Ausweitung bis auf 800 m zu erwarten, womit eine 2-stufige Lösung ausreichend ist. Von Mitbewerbern ist hierfür eine einflugige/zweistufige Variante mit einer Betriebsdrehzahl von 1500 U/min bekannt [17.]

- $n_q = 57,2$  [U/min]

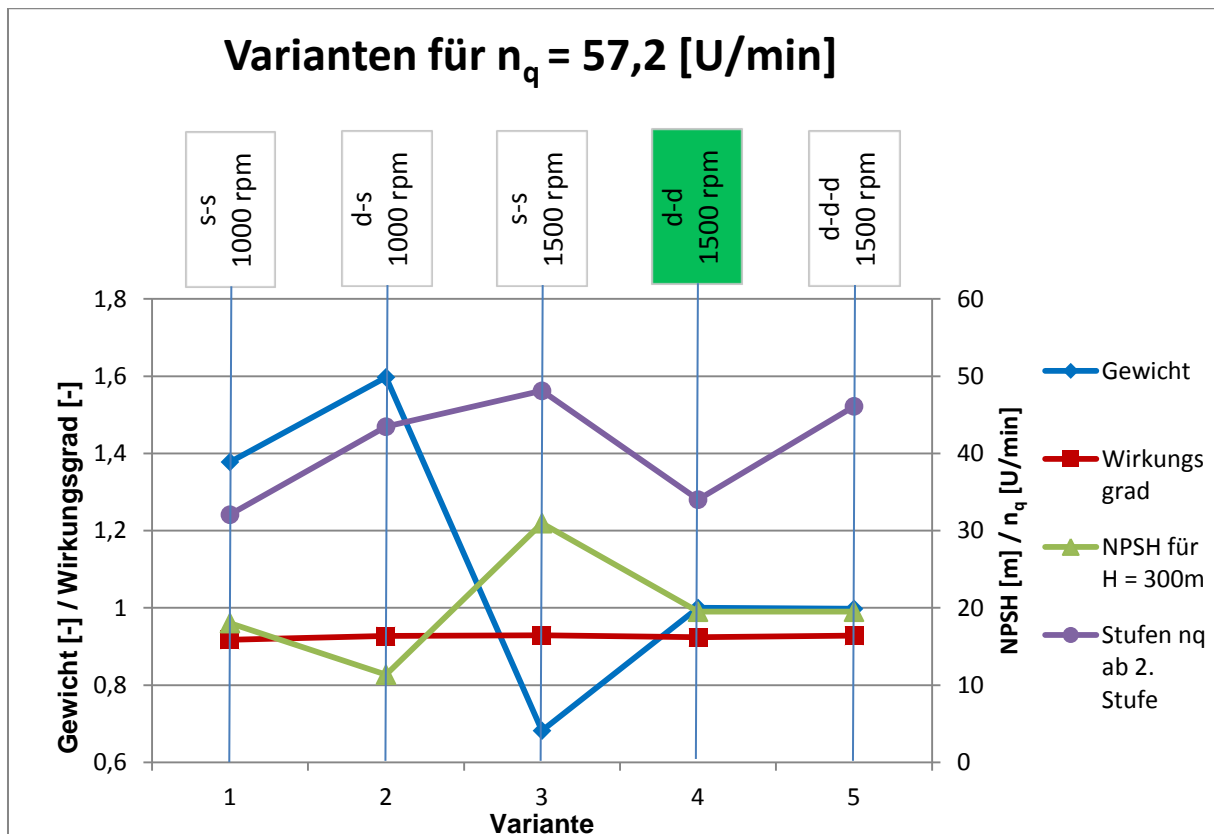


Diagramm 7-9: Variantenvergleich für Vergleichs- $n_q = 57,2$  [U/min]

Wie aus Diagramm 7-9 ersichtlich, ist eine Betriebsdrehzahl von 1500 U/min nur bei doppeflutiger Bauweise sinnvoll, da das Stufen- $n_q$  bei einflugiger Bauweise zu hoch wird.

Weitere Aspekte zu den einzelnen Varianten sind:

#### Variante 1

- + kurze Bauweise
- + keine Aufteilung des Zulaufstromes
- - Axialkräfte nur teilweise ausgeglichen
- - Wirkungsgrad 1 % niedriger als bei allen anderen Varianten

#### Variante 2

- + niedrigstes  $NPSH_{\text{erf}}$ .
- - Axialkräfte nicht ausgeglichen

## Variante 3

- + kurze Bauweise
- + keine Aufteilung des Zulaufstromes
- - Axialkräfte nur teilweise ausgeglichen

## Variante 4

- + Symmetrie

## Variante 5

- + Symmetrie
- + geringste Stufenhöhe/ größte Gesamtförderhöhe
- - längste Bauform

Da das Q-H-Feld mit  $2 \text{ m}^3/\text{s}$  beschränkt ist, ist hier auch die Förderhöhe auf 300 m beschränkt. Es reichen zwei Stufen aus, und diese bieten auch noch Steigerungsmöglichkeiten. Daher fällt in diesem Fall die Wahl auf Variante 4.

- $n_q = 72 \text{ [U/min]}$

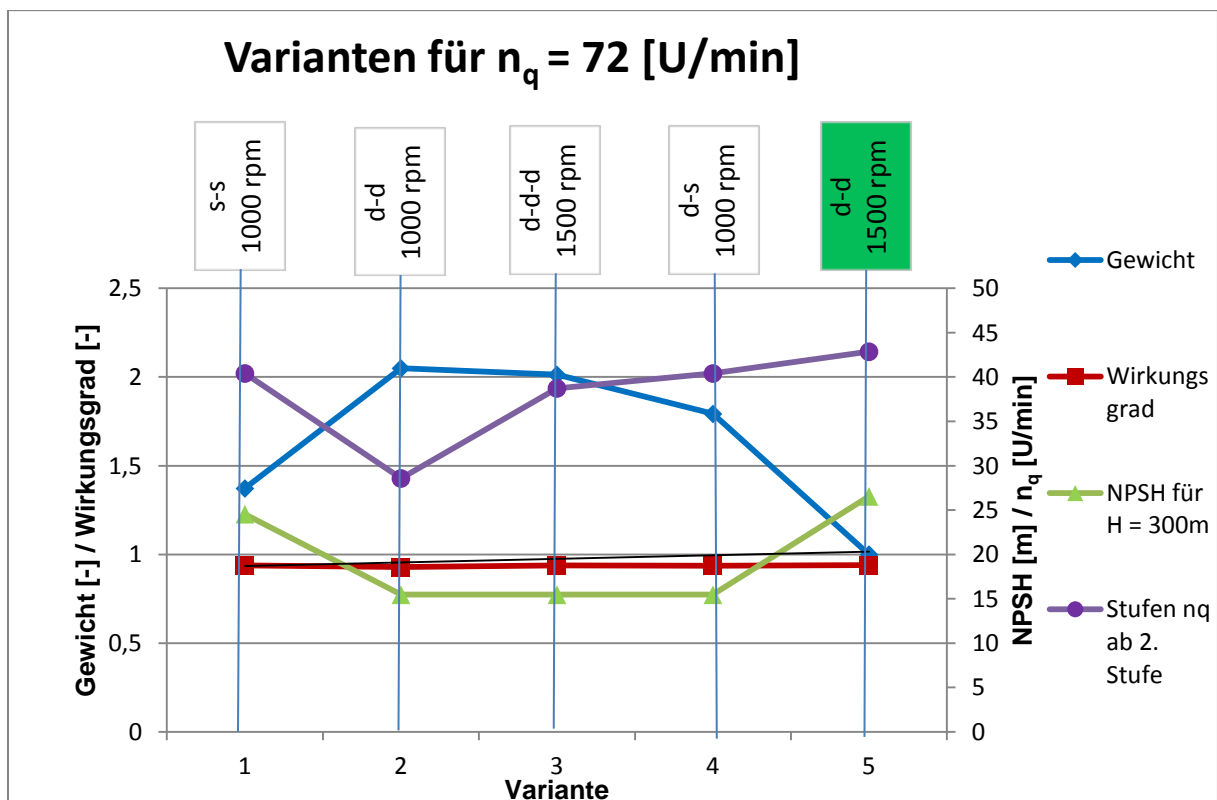


Diagramm 7-10: Variantenvergleich für Vergleichs- $n_q = 72 \text{ [U/min]}$

Wie bereits bei Vergleichs- $n_q = 57,2 \text{ [U/min]}$  fiel die Wahl auf eine doppelflutige/zweistufige Pumpe mit einer Drehzahl von 1500 U/min (Variante 5). Ausschlaggebend ist vor allem die Gewichtsersparnis gegenüber den anderen Varianten. Das  $n_q$  liegt mit 43 außerhalb des Bereichs, den Gülich [1] für

doppelflutige Pumpen angibt, Bollinger und Leibgut [5] geben für die Sulzer HPDM-Serie das optimale  $n_q$  für eine zweistufige/doppelflutige Pumpe mit 45 an.

Weitere Aspekte zu den einzelnen Varianten sind:

#### Variante 1

- + kürzeste Bauweise
- + keine Aufteilung des Zulaufstromes
- - Axialkräfte nur teilweise ausgeglichen

#### Variante 2

- + Symmetrie
- - Wirkungsgrad etwa 1 % niedriger als bei allen anderen Varianten
- + niedriges  $NPSH_{\text{erf.}}$  (<10 m bis zu 190 m Förderhöhe)

#### Variante 3

- + Symmetrie
- + niedriges  $NPSH_{\text{erf.}}$  (<10 m bis zu 190 m Förderhöhe)
- - längste Bauweise

#### Variante 4

- + leichteste und kürzeste Version für niedriges  $NPSH_{\text{erf.}}$
- - zweite Stufe nicht ausgeglichen
- - hohes  $n_q$  für Zulauf der zweiten Stufe

## 7.1 Q-H-Feld

Tabelle 7-2 zeigt die gewählten Varianten sowie eine Alternative für niedrigere NPSH-Werte. Eine Flutenzahl von 1,5 soll hierbei auf eine einflutige Variante mit doppelflutiger erster Stufe hinweisen.

**Tabelle 7-2: Gewählte Varianten**

Vergleichs- $n_q$	Standardvariante		Alternative für niedriges NPSH	
	(Fluten/Stufen)	Drehzahl	(Fluten/Stufen)	Drehzahl
[U/min]	[-]	[U/min]	[-]	[U/min]
9	1/5	3000		
11,67	1/4	3000		
16,12	1/3	3000		
20	1/3	3000	1,5/3	3000
24,6	2/3	3000	1/4	1500
32	2/2	3000	1/3	1500
42,8	1/2	1500	2/3	1500
57,2	2/2	1500	1,5/3	1500
72	2/2	1500	2/2	1000

In Diagramm 2-1 sind die Standardvarianten im Q-H-Feld dargestellt. Des Weiteren sind die Grenzen des betrachteten Bereiches sowie die Linien der  $NPSH_{\text{erf.}}$ -Werte eingezeichnet. Diagramm 7-13 zeigt einen Vorschlag mit konkreten Laufraddurchmessern. Diese sind im Anhang tabellarisch angeführt. Folgende Annahmen wurden getroffen.

- $Q_{\text{min}} = 0,7 Q_{\text{opt}}$
- $Q_{\text{max}} = 1,2 Q_{\text{max}}$
- max. Abdrehverhältnis  $D_{\text{min}}/D_{\text{max}} = 0,9$

Gülich [1] gibt das max. Abdrehverhältnis mit 0,8-0,85 für Laufräder mit einem  $n_q$  von unter 40 an. Für  $n_q$ -Werte über 40 ist dieses laut folgender Gleichung zu ermitteln:

$$\frac{D_{\text{min}}}{D_{\text{max}}} \geq (0,8 \text{ bis } 0,85) + 0,0025 * (n_q - 40) \quad (7-1)$$

für  $40 < n_q < 100$

Dies ergäbe für ein Laufrad mit  $n_q = 45$  ein maximales Abdrehverhältnis von 0,81-0,86. Diese Werte sind für kleinere und mittlere Leistungsklassen angegeben. Gülich [1] weist darauf hin, dass dieser Wert für große Leistungsklassen sowie niedrige NPSH-Werte höher anzunehmen ist. Es wurde daher für alle Varianten ein Abdrehverhältnis von 0,9 gewählt.

Da bei großen Leistungen bereits kleine Wirkungsgradeinbußen große zusätzliche Energiekosten verursachen und andererseits in diesen Fällen keine Serienfertigung

stattfinden wird, ist eine Skalierung der gesamten Pumpe auf die gewünschte Förderhöhe anzudenken.

Bei diesem Vorschlag ist zu beachten, dass ein atmosphärischer Zulauf bereits bei geringen Förderhöhen nicht mehr ausreicht. In Diagramm 7-11 ist das erforderliche NPSH für verschiedene Förderhöhen über der Fördermenge dargestellt.

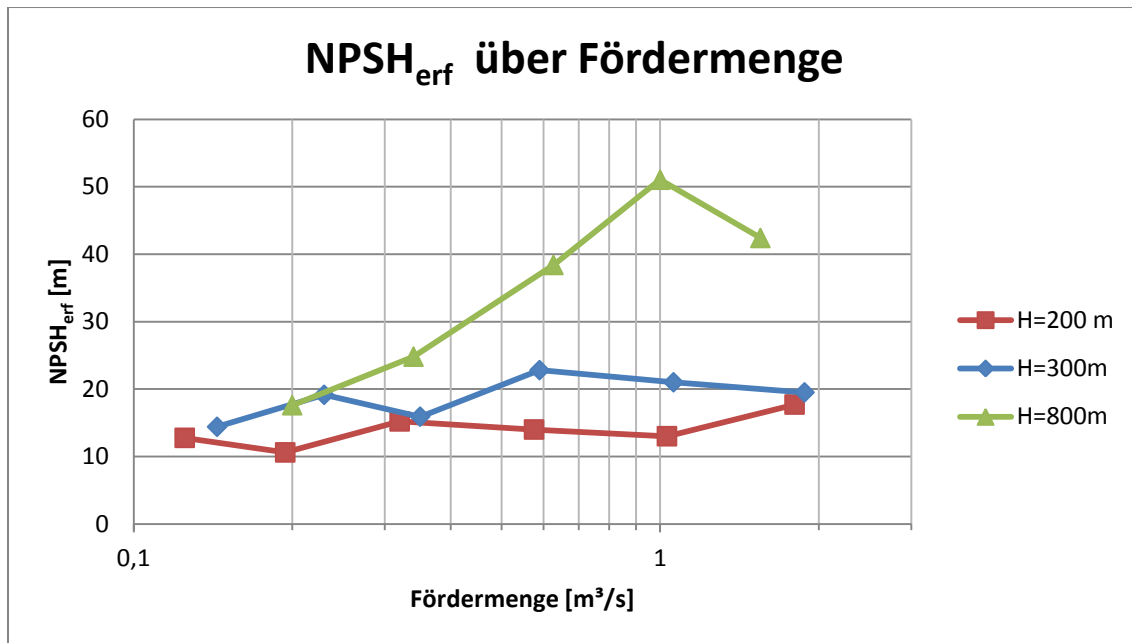


Diagramm 7-11: NPSH<sub>eref</sub> über Fördermenge

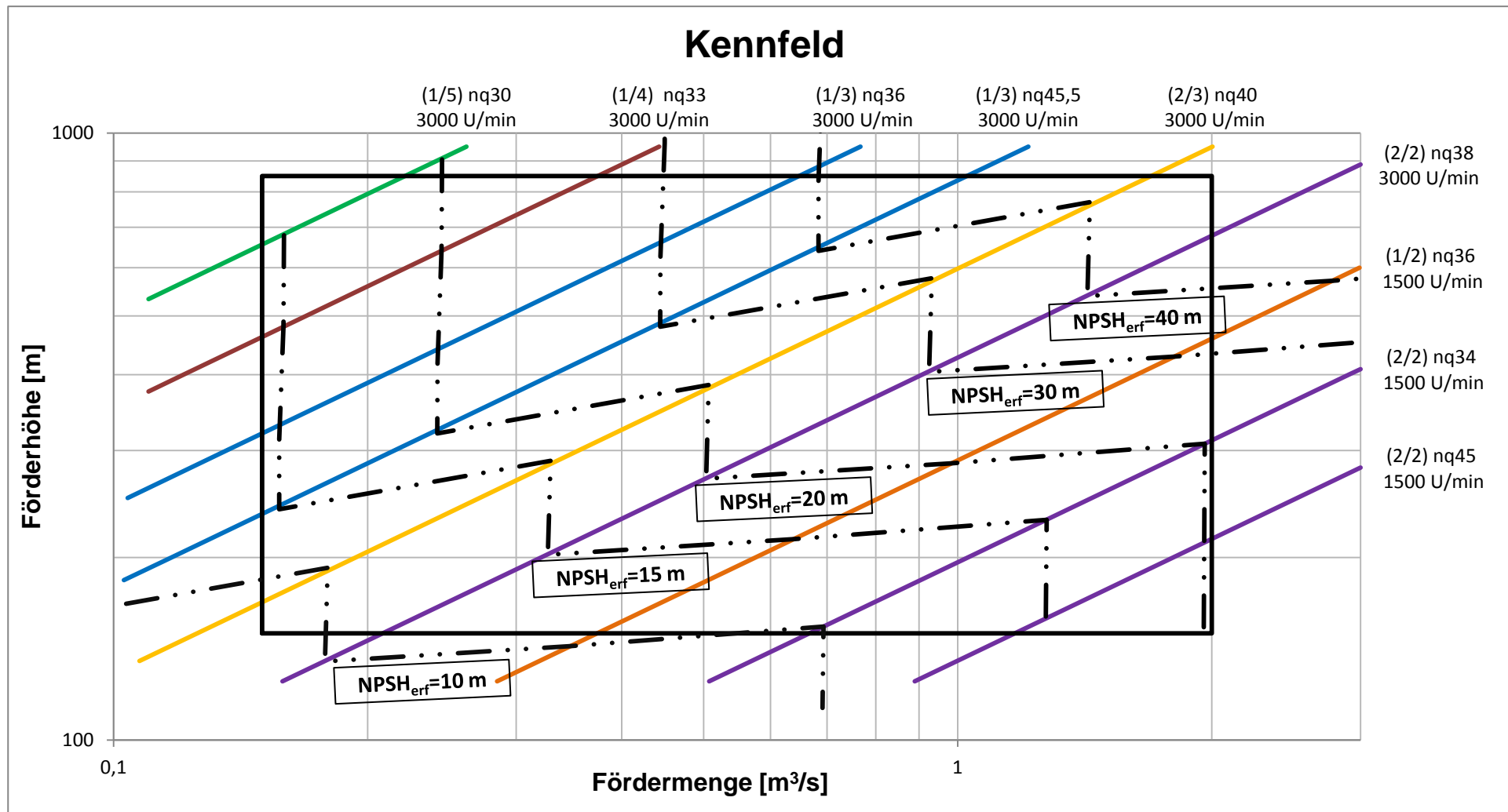


Diagramm 7-12: Varianten im Kennfeld

# Kennfeld

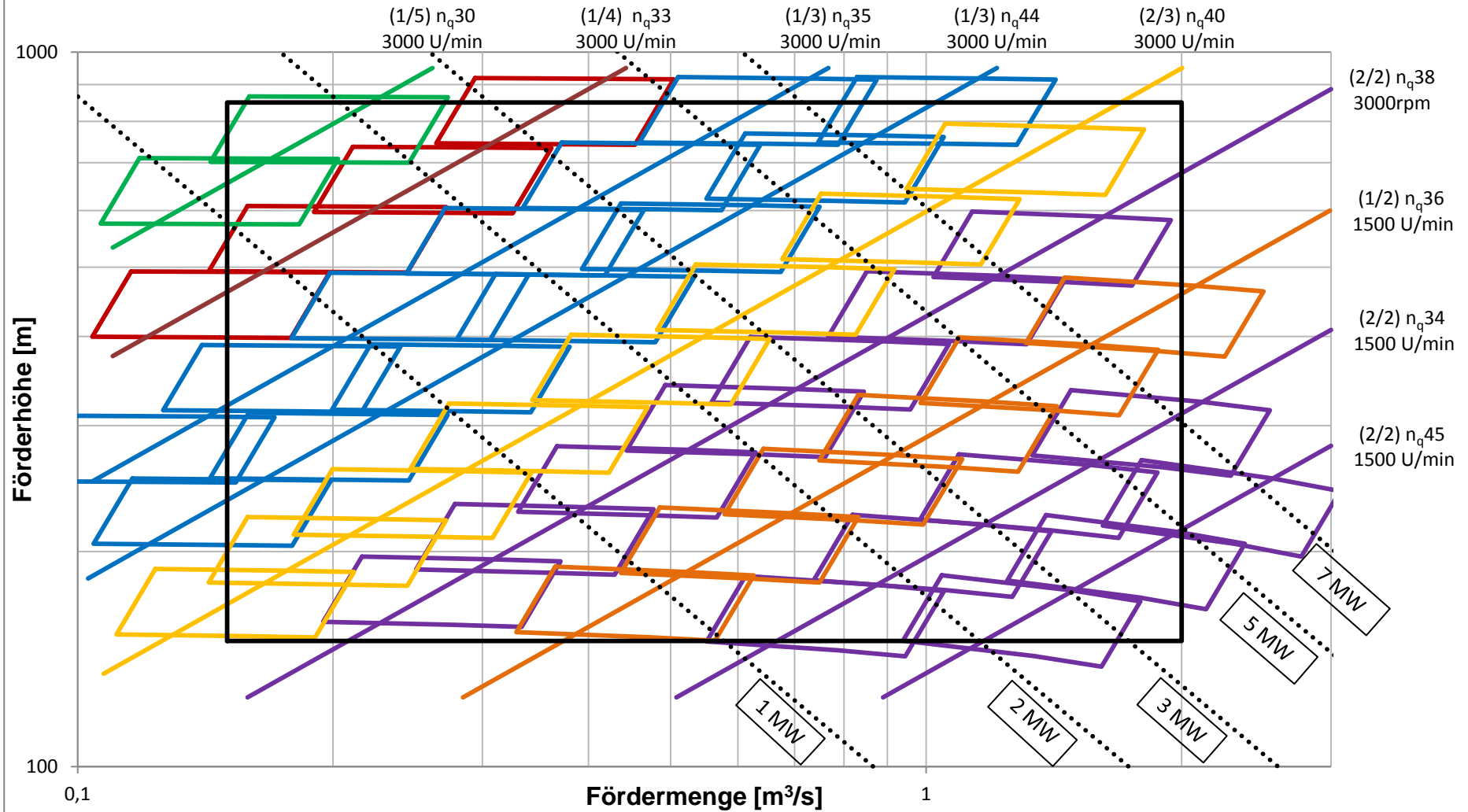


Diagramm 7-13: Varianten im Kennfeld mit diskreten Laufraddurchmessern

## 8 Radialkräfte

Der Grund für das Auftreten von Radialkräften ist eine über den Laufradumfang ungleichmäßige Verteilung des statischen Drucks. Verursacht wird dies durch Strömungsunsymmetrien im Leitapparat beziehungsweise auch durch eine nicht rotationssymmetrische Zuströmung zum Laufrad. Da die Druckverteilung um das Laufrad instationär ist, ergibt die Integration einen zeitlichen Mittelwert, als stationäre Radialkraft bezeichnet, sowie ein Spektrum zeitlich veränderlicher Komponenten, welche man als dynamische Radialkraft bezeichnet. Die radialen Kräfte lassen sich durch Radialkraftbeiwerte berechnen, welche durch Messungen ermittelt wurden und somit statistische Werte darstellen [1].

### 8.1 Einfachspirale

Die Erläuterung des Zustandekommens der Radialkraft erfolgt anhand einer Einfachspirale, welche gemäß dem Erhaltungssatz für den Drehimpuls dimensioniert ist. Abbildung 8-1 zeigt den Druckverlauf um das Laufrad im Optimum, bei geschlossenem Schieber sowie in Überlast.

Im Optimum variiert die Strömungs- und Druckverteilung kaum. Daher ergibt eine Integration über den Laufradumfang eine nur sehr geringe Radialkraft. Mit einem unendlich dünnen Sporn würde diese theoretisch gegen Null gehen.

Bei zunehmender Teillast wird das Fluid nach dem Austritt aus dem Laufrad immer mehr abgebremst, da der Querschnitt des Spiralgehäuses an jeder Stelle zu groß ist. Der Sporn wird falsch angeströmt, sodass bei seiner Umströmung der statische Druck absinkt. Der Druck nimmt also von einem Minimum etwas stromabwärts nach dem Sporn der Verzögerung des Fluides folgend zu (siehe Abbildung 8-1b).

In Überlast ist die Spirale zu klein, das Fluid muss daher beschleunigt werden. Der statische Druck nimmt infolgedessen von einem Maximum (Staupunkt am Sporn) stetig ab. Der Sporn wird unter einem zu großen Winkel angeströmt, sodass Ablösungen im Druckstutzen auftreten, während stromabwärts nach dem Sporn eine Stauströmung vorliegt. Daher liegt das Maximum etwas hinter dem Sporn. [1]



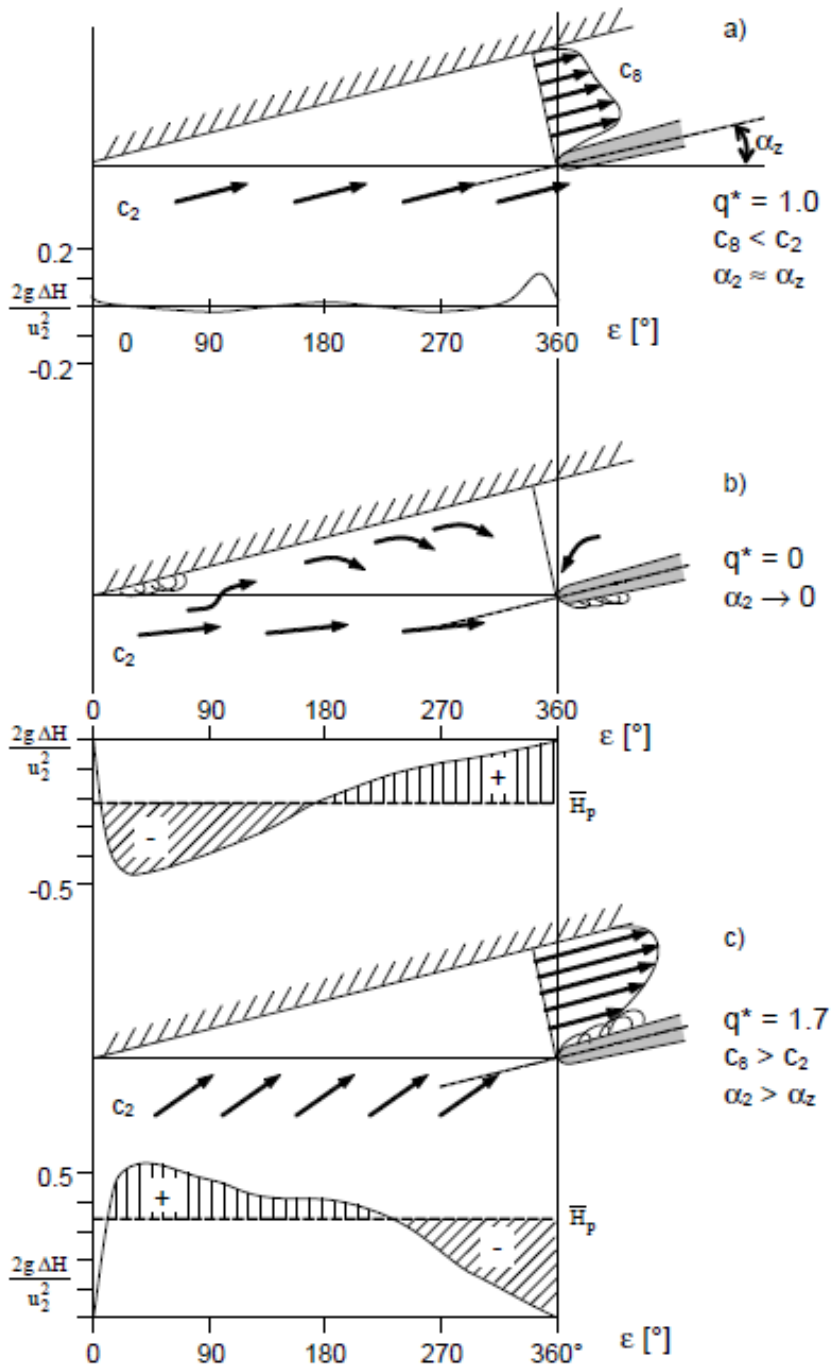


Abbildung 8-1: Druckverteilung in einer Einfachspirale [1]

## 8.2 Doppelspirale

Doppelspiralen werden eingesetzt, um die Radialkraft bei Teillast zu verringern. Durch einen zweiten Sporn, etwa 180° zum ersten versetzt, wird die Umfangssymmetrie verbessert. Schon eine kurze Rippe bewirkt einen nahezu ausgeglichenen Zustand bei geschlossenem Schieber. Durch Verlängerung dieser Rippe bis zu einer Doppelspirale ergibt sich ein nahezu konstanter Radialkraftverlauf.

Im Bereich  $q^* = 0-1,2$  findet man daher häufig, dass der Einfluss der Fördermenge schwach und asymmetrisch ist. Auch die Richtung ist unsicher.

Da in den beiden Teilspiralen unterschiedliche Strömungsverluste auftreten, ist auch der Durchfluss durch die beiden Kanäle unterschiedlich. Folglich läuft das Laufrad in den beiden Teilbereichen in unterschiedlichen Betriebspunkten, was wiederum unterschiedliche Drücke und somit eine Radialkraft hervorruft. Weil die Strömungsverluste abhängig von  $q^{*2}$  sind, ist dieser Effekt in Teillast gering, in Überlast führt er jedoch zu einem sehr starken Anstieg der Radialkraft.

Auch wenn ein  $180^\circ$ -Versatz bezüglich der Radialkraft am Effektivsten wäre, wird er praktisch meist etwas kleiner gewählt. Die Gründe hierfür sind konstruktiver Art (mittengeteilte Pumpen, Entwässerung der Einzelspiralen) beziehungsweise soll eine gleichmäßige Schwingungsanregung (Interaktion Laufradschaufeln/Sporn) vermieden werden [1].

Die Berechnung erfolgt analog zu den Einzelspiralen, die Reduktion der Radialkraft wird mit zusätzlichen Faktoren für den Radialkraftbeiwert berücksichtigt.

### 8.3 Leitrad

Laut Gülich [1] entstehen Radialkräfte in Pumpen mit Leiträdern durch geometrische Toleranzen und Unsymmetrien in der Abströmung. Die Radialkraft ist hierbei unabhängig von der spezifischen Drehzahl und sonstigen geometrischen Parametern, mit Ausnahme einer Exzentrizität zwischen Laufrad und Leitrad. Kleine Exzentrizitäten, wie sie aufgrund von Toleranzen auftreten, sind in der Berechnung nach Gülich bereits berücksichtigt, da die Beiwerte auf statistischen Messdaten beruhen und diese daher bereits implizit enthalten sind.

Hergt und Krieger [4] beschreiben den Einfluss der Exzentrizität auf stationäre und dynamische Radialkräfte (siehe Gl. (8-1) und Gl. (8-2)). Diagramm 8-1 zeigt die dimensionslose stationäre Axialkraft in Abhängigkeit von der dimensionslosen Exzentrizität ( $\varepsilon = e/D_2$ ), wobei  $e$  die Exzentrizität und  $D_2$  den Laufraddurchmesser in mm darstellt).

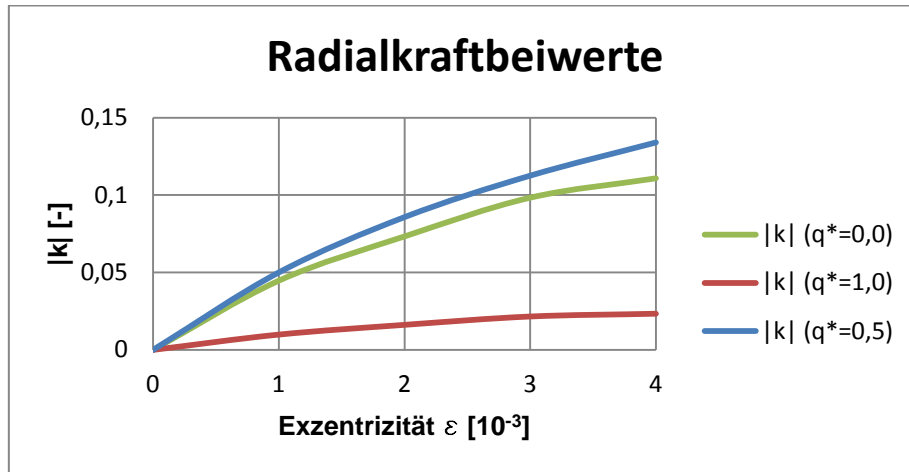


Diagramm 8-1: Radialkraftbeiwert  $|k|$  über der Exzentrizität  $\varepsilon$  [4]

Wie aus dem obigen Diagramm ersichtlich, ist die Axialkraft proportional zur Exzentrizität. Der Zusammenhang ist leicht degressiv.

Die instationären Kräfte treten vor allem bei sehr niedrigen Fördermengen auf. Diese sind bei konzentrischer Laufradposition am größten (siehe Abbildung 8-2).

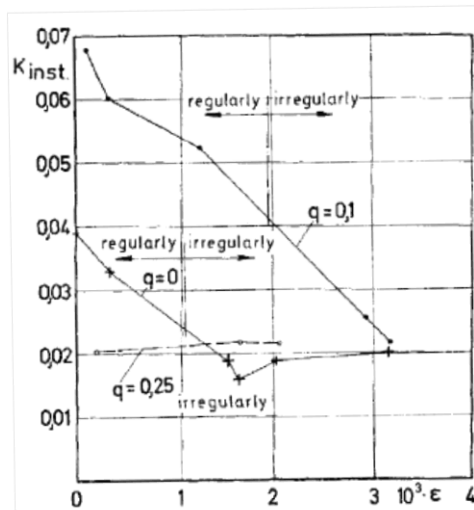


Abbildung 8-2: Instat. Radialkraftbeiwerte [4]

## 8.4 Berechnung

Die Berechnung erfolgt (sofern nicht anders angegeben) nach Gülich [1]. Um die Radialkraft der gesamten Pumpe zu erhalten, werden die Radialkräfte der einzelnen Stufen berechnet und summiert.

$$F_R = k_R \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot d_2 \cdot b_{2ges} \quad (8-1)$$

$$F_{Rdyn} = k_{Rdyn} \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot d_2 \cdot b_{2ges} \quad (8-2)$$

$F_R$	statische Radialkraft	[N]
$F_{RDyn}$	dynamische Radialkraft	[N]
$k_R$	statischer Radialkraftbeiwert	[-]
$k_{RDyn}$	dynamischer Radialkraftbeiwert	[-]
$\rho$	Dichte des Fluides	[kg/m <sup>3</sup> ]
$g$	Erdbeschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]
$H$	Förderhöhe pro Stufe	[m]
$d_2$	Laufraddurchmesser	[m]
$b_{2ges}$	Breite des Laufrades am Austritt	[m]

Bei der Laufradbreite am Austritt sind die Wandstärken der Trag- und Deckscheibe ebenfalls zu berücksichtigen.

$$b_{2ges} = b_2 + s_{TS} + s_{DS} \quad (8-3)$$

$b_2$	Austrittsbreite	[m]
$s_{TS}$	Wandstärke der Tragscheibe	[m]
$s_{DS}$	Wandstärke der Deckscheibe	[m]

Die Austrittsbreite lässt sich aus dem Durchfluss und der Meridiangeschwindigkeit am Austritt sowie dem Laufraddurchmesser berechnen.

$$b_2 = \frac{Q_{opt}}{c_{m2} \cdot d_2 \cdot \pi} \quad (8-4)$$

$Q_{opt}$	Fördermenge im Auslegungspunkt	[m <sup>3</sup> /s]
$c_{m2}$	Meridiangeschwindigkeit am Laufradaustritt	[m/s]

Die Meridiangeschwindigkeit ergibt sich laut Jaberg [2] aus:

$$c_{m2} = Km_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (8-5)$$

$Km_2$	Beiwert für Meridiangeschwindigkeit am Austritt	[-]
$g$	Erdbeschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]
$H$	Förderhöhe pro Stufe	[m]

Der Beiwert  $Km_2$  ist von  $n_q$  abhängig und wurde aus dem Skriptum zur Vorlesung „Hydraulische Strömungsmaschinen“ [2] entnommen. Der Laufraddurchmesser wurde wie folgt ermittelt:

$$d_2 = \frac{60}{\pi \cdot n} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H}{\psi}} \quad (8-6)$$

n	Drehzahl	[1/min]
$\psi$	Druckzahl	[-]

Die Druckzahl ist ebenfalls von  $n_q$  abhängig.

$$\psi = 1,194 - 0,0063 \cdot n_q \quad (8-7)$$

$n_q$	spezif. Drehzahl	[U/min]
-------	------------------	---------

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{0,75}} \quad (8-8)$$

Q	Förderstrom pro Radseite	[m <sup>3</sup> /s]
H	Förderhöhe pro Stufe	[m]

- Radialkraftbeiwerte für Doppelspirale

Die Radialkraftberechnung erfolgt gleich wie bei einer Einzelspirale. Die Radialkraftbeiwerte werden folgendermaßen ermittelt:

$$k_R = k_{R0,SV} \cdot F_{Dsp} \cdot f \quad (8-9)$$

$$F_{Dsp} = 1,75 - 0,0083 \cdot \varepsilon_{Sp} \quad (8-10)$$

$k_{R0,SV}$	Radialkraftbeiwert Einzelspirale bei $q^* = 0$	[-]
$k_{RDsp}$	Radialkraftbeiwert Doppelspirale	[-]
$F_{Dsp}$	Faktor für Doppelspirale	[-]
$\varepsilon_{Sp}$	Winkel zw. den beiden Sporen	[°]

Für den Winkelversatz der beiden Sporne der Doppelspirale wurden 170° angenommen.

Die Radialkraftbeiwerte für die stationären Kräfte können, abhängig von  $n_q$  und dem Lastpunkt, aus Abbildung 8-3 entnommen werden. Der Faktor f folgt aus Gl. (8-11). Für  $k_{Rx}$  ist der Radialkraftbeiwert der Einfachspirale bei der zu berechnenden Fördermenge  $q^* = 0$  bzw.  $q^* = 0,5$  oder  $q^* = 1$  einzusetzen. Für  $q^* = 0$  ist  $f = 1$ .

$$f = \frac{k_{Rx}}{k_{R0,SV}} + \left(1 - \frac{k_{Rx}}{k_{R0,SV}}\right) \cdot \frac{\varepsilon_{Sp}^\circ - 90^\circ}{90^\circ} \quad (8-11)$$

f	Faktor für Teillast	[-]
$k_{Rx}$	Radialkraftbeiwert der Einfachspirale	[-]
$F_{R0;SV}$	Radialkraftbeiwert der Einfachspirale $q^* = 0$	[-]
$\varepsilon_{SP}$	Winkel zw. den beiden Sporen	[°]

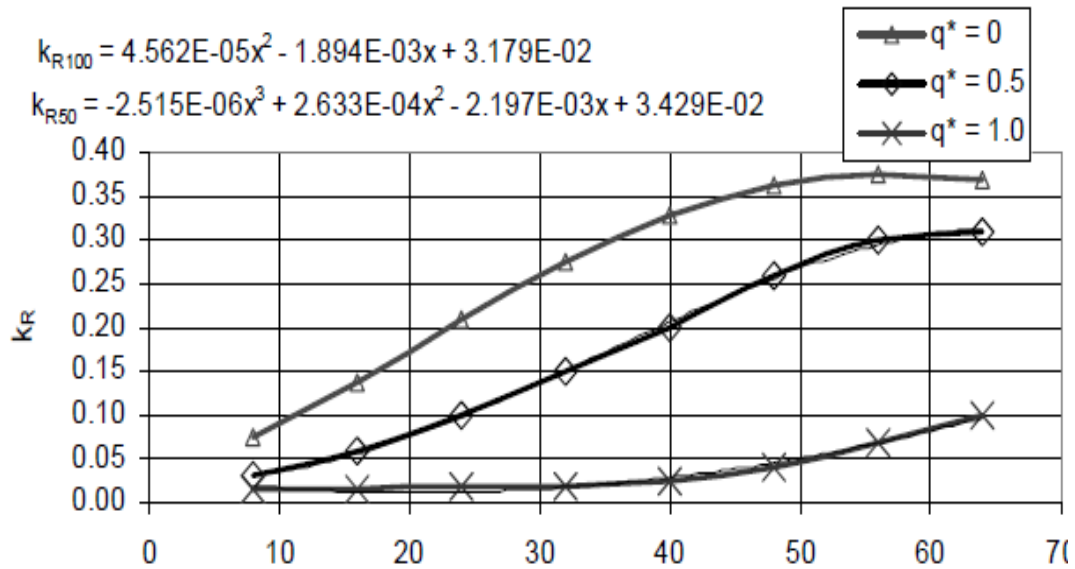


Abbildung 8-3: Radialkraftbeiwerte [1]

Die dynamischen Radialkraftbeiwerte sind in Tabelle 8-1 angeführt.

Tabelle 8-1: Dynamische Radialkraftbeiwerte Spiralgehäuse [1]

	$q^* < 0,5$	$q^* = 1$
$k_{RDyn}$ (Gülich)	0,07-0,12	0,01-0,05
$k_{RDyn}$ (gewählt)	0,1	0,03

- Radialkraftbeiwerte für Leitradpumpen

Die statischen und dynamischen Radialkraftbeiwerte für Pumpen mit Leitrad sind in Tabelle 8-2 angeführt.

Tabelle 8-2: Radialkraftbeiwerte Leitrad [1]

	$q^* = 0$	$q^* < 0,5$	$q^* = 1$
$k_R$ (Gülich)	0,02-0,09		0,01-0,06
$k_R$ (gewählt)	0,055		0,35
$k_{RDyn}$ (Gülich)		0,04-0,16	0,01-0,09
$k_{RDyn}$ (gewählt)		0,1	0,05

## 9 Axialkraft

### 9.1 Allgemeines

Ursachen für Axialkräfte sind im Wesentlichen:

- Druckkräfte am Laufrad
  - Tragscheibe
  - Deckscheibe
- Impulskräfte
- Druckkräfte an Wellendichtungen

Weitere Ursachen können unter anderem das Rotorgewicht (bei Vertikalaufstellung) sowie durch Kupplung übertragene Axialkräfte sein. Abbildung 9-1 zeigt die Druckverteilung an einem unausgeglichenes Laufrad einer einstufigen/einflutigen Maschine. [1]

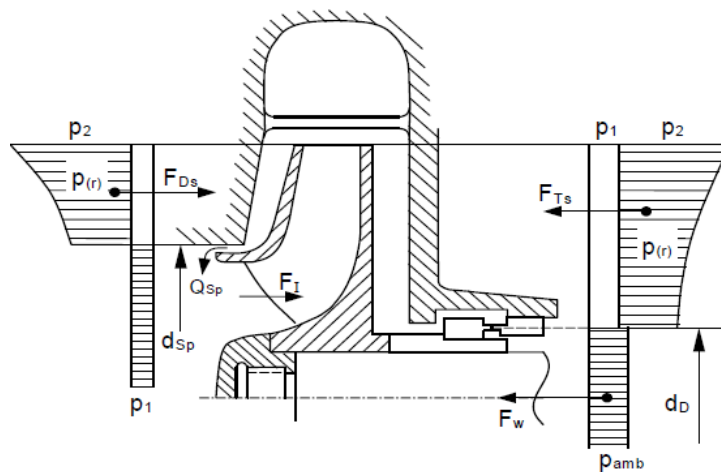


Abbildung 9-1: Druckverläufe am Laufrad [1]

Wie leicht zu erkennen ist, ist das Integral über die Vorderseite (Deckscheibe und Saugquerschnitt) kleiner als jenes über die Rückseite (Tragscheibe, Wellenquerschnitt). Der parabolische Verlauf der Drücke an Trag- beziehungsweise Deckscheibe entsteht durch die Rotation des Fluides in den Radseitenräumen. Strömt ein Spaltstrom durch den Radseitenraum, so verändert sich aufgrund des Drallsatzes die Rotation des Fluides und somit das Profil des Druckverlaufes. Dies ist vor allem bei einer gegenläufigen („back-to-back“) Anordnung zu beachten, da hier der hintere Radseitenraum des einen Laufrades von außen nach innen und der hintere Radseitenraum des gegenüberliegenden Laufrades von innen nach außen durchströmt wird. Dies hat eine Beschleunigung der Rotation im ersten Fall und eine Verzögerung der Rotation im zweiten Fall zur Folge [1].

## 9.2 Einflussfaktoren

Es gibt verschiedene Einflussfaktoren, welche die Axialkraft kurz- oder langfristig beeinflussen.

- Spaltströme

Wenn sich Dichtspalte infolge von Verschleiß über die Lebenszeit vergrößern, so vergrößert sich auch der Leckagestrom durch die Dichtungen. Bei dem in Abschnitt 9.1 beschriebenen Problem bei einer „back-to-back“ Lösung ist daher auch zu beachten, dass die Axialkraft über die Lebenszeit ansteigt. [1]

- Axiale Position des Laufrades

Abbildung 9-2 zeigt den gemessenen Axialkraftverlauf bei verschiedenen Laufradstellungen. Wenn das Laufrad in Richtung Druckseite verschoben wird, entsteht ein Absatz nach der Deckscheibe. Infolgedessen bildet sich in Teillast eine Rezirkulation auf der Deckscheibenseite, wodurch die Rotation sinkt. Es gelangt somit Fluid mit niedriger Rotation in den vorderen Radseitenraum, wodurch auch die Rotation im Radseitenraum abgebremst wird. Hierdurch wird nach innen hin weniger Druck abgebaut, die Druckkraft auf die Deckscheibe, welche sich aus dem über die Deckscheibenfläche integrierten Druck ergibt, steigt somit. Das Umgekehrte passiert bei einer Verschiebung in Richtung Saugseite. [1]

Bei einer Verschiebung in Richtung Druckseite (siehe Abbildung 9-2 Test 52) sinkt die Axialkraft mit steigender Rezirkulation und bei sinkender Fördermenge. Aus Abbildung 9-2 ist ersichtlich, dass in der vermessenen Pumpe bei einer Teillast von 50 % die Kraft auf die Deckscheibe so weit anwächst, dass die Axialkräfte in Summe ausgeglichen werden. Bei weiterer Reduktion des Durchflusses wird diese sogar negativ. Dies ist konstruktiv zu beachten, da Axialkräfte in beide Richtungen aufgenommen werden müssen. Außerdem ist ein Betriebspunkt mit wechselnder Richtung der Axialkraft nicht erwünscht. [1]



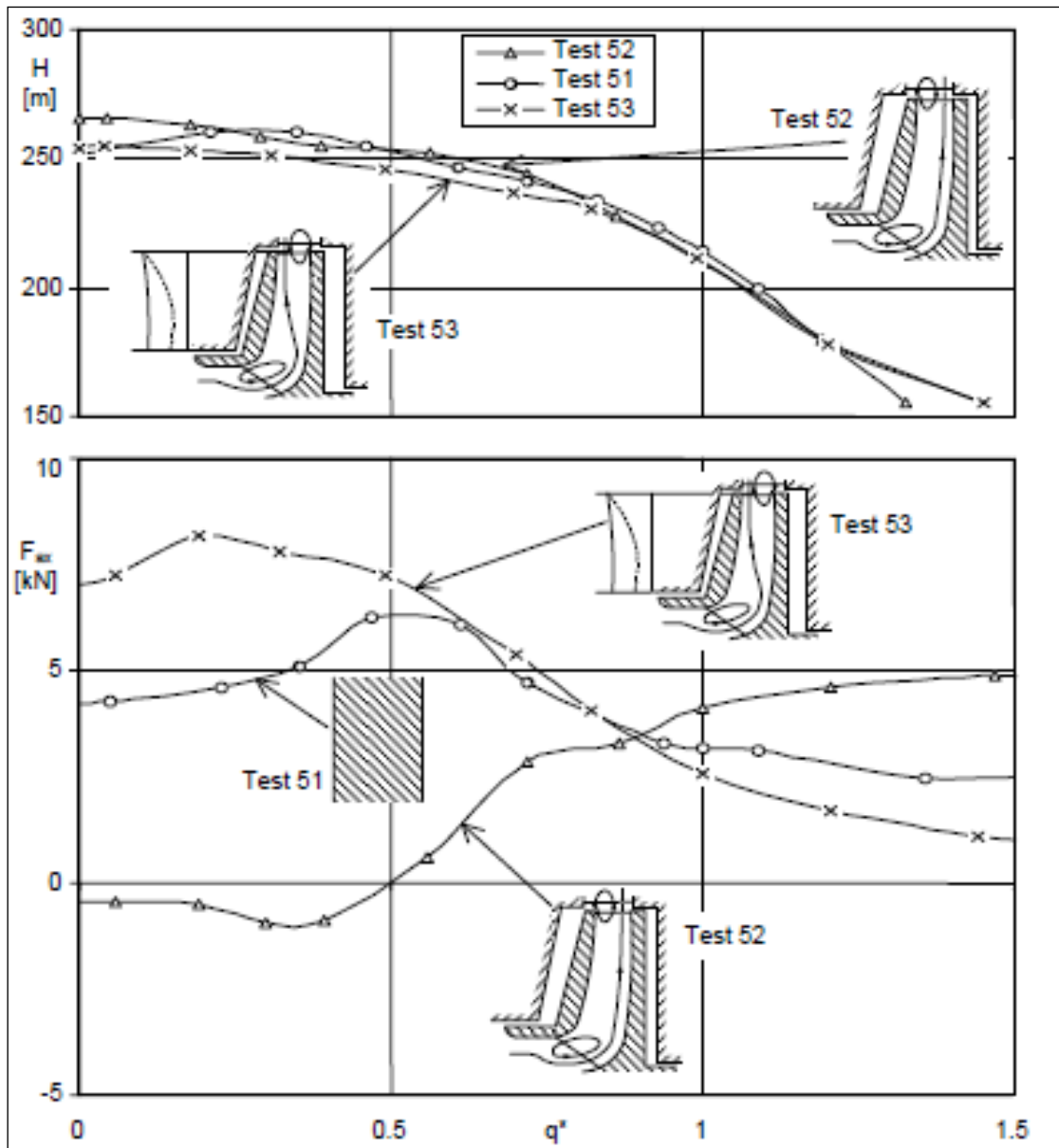


Abbildung 9-2: Einfluss der Laufradposition auf die Axialkraft [1]

- Instationäre Strömungsvorgänge

Druckwellen, wie sie zum Beispiel durch Störfälle entstehen, können kurzfristig extreme Belastungsspitzen oder Belastungen in ungewöhnlicher Richtung verursachen. Gülich [1] beschreibt die Auswirkungen einer durch den Druckstutzen eintretenden Druckwelle. Diese wird an den Dichtspalten zu den Radseitenräumen reflektiert, während sie im Laufradinneren durchläuft. Es kommt somit zu erhöhten Druckdifferenzen zwischen Radseitenräumen und Radinnerem und dadurch zu einer Wechselbeanspruchung von Trag- und Deckscheibe. In diesem Fall ändert sich die Axialkraft jedoch nur wenig, da sich die zusätzlichen Kräfte auf den beiden Scheiben annähernd ausgleichen.

Anders stellt sich die Situation dar, wenn die Druckwelle das Laufrad durchquert hat und als reflektierte Unterdruckwelle zurück läuft. In diesem Fall kann es vorkommen, dass die Saugseite durch die reflektierte Welle einen kurzzeitigen Überdruck erfährt, während sich der Laufradaustritt und die Radseitenräume noch in einem Wellental befinden. In diesem Fall kann sich der Wellenschub der letzten Stufe kurzzeitig umkehren. Die axiale Befestigung der letzten Stufe muss also Axialkräfte in beide Richtungen aufnehmen können. Abbildung 9-3 zeigt die Druckverläufe über Trag- und Deckscheibe für die beiden Fälle [1].

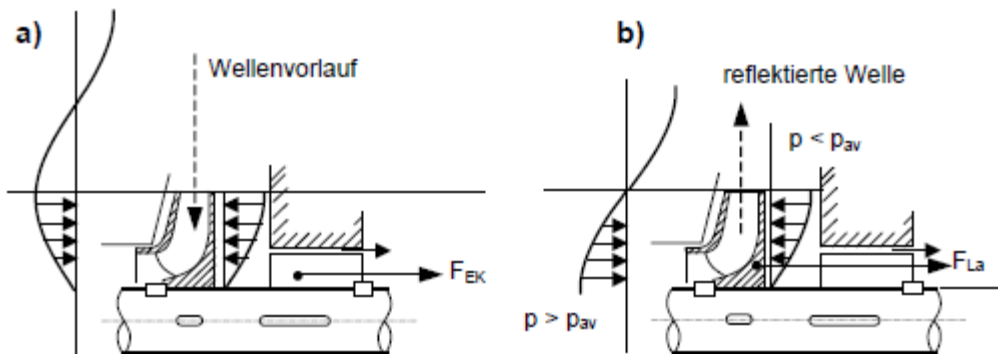


Abbildung 9-3: Druckverlauf bei eintretender Druckwelle [1]

- Anfahren der Pumpe

Während der Druckaufbau im Laufrad praktisch trägheitslos mit dem Quadrat der Drehzahl steigt, dauert es einige Sekunden bis sich die Rotation in den Radseitenräumen ausbildet. Beim Anfahren treten somit größere Schübe als im stationären Betrieb auf [1].

## 9.3 Ausgleichsmaßnahmen

### 9.3.1 Mechanischer Axialschubausgleich

Bis zu gewissen Größen kann der Axialschub durch die Axiallagerung aufgenommen werden. Wälzlager eignen sich bezüglich des Wirkungsgrades am besten [3].

### 9.3.2 Laufradanordnung

Durch Laufradanordnung kann die nach außen wirkende Axialkraft minimiert werden.

- „back-to-back“ Anordnung

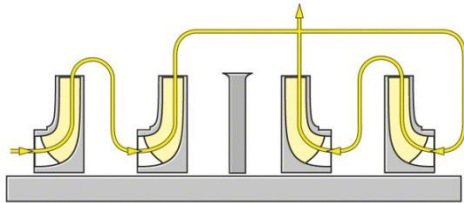


Abbildung 9-4: „back-to-back“ 1 [6]

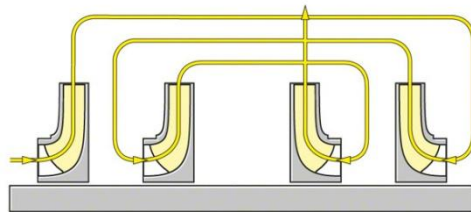


Abbildung 9-5: „back-to-back“ 2 [6]

Die Axialkräfte heben sich weitgehend auf. Fällt jedoch die Axialkraft einer Stufe aus (Kavitation), so wird schlagartig der Axial Schub einer Stufe nach außen hin wirksam. Fallen die Axialkräfte der beiden ersten Stufen weg, muss das Axiallager bei einer Anordnung wie in Abbildung 9-4 dargestellt sogar die Kräfte der beiden verbliebenen Stufen aufnehmen. Bei einer wechelseitigen gegenläufigen Anordnung wie in Abbildung 9-5 dargestellt, ist immer maximal eine Stufe unausgeglichen. [3]

Wie bereits erwähnt, stellt sich jedoch auch im normalen Betrieb ein Spaltstrom ein, welcher die Druckverhältnisse verändert. Dieser Effekt verursacht wiederum Axialkräfte, welche vom Lager aufgenommen werden müssen. Der Spaltstrom ist von der Druckdifferenz abhängig, die dadurch verursachte Axialkraft ist somit von der Fördermenge abhängig und hat ihr Maximum bei  $Q = 0$  [1]. Laut Bollinger und Leibgut [5] kann die Axialkraft in diesem Betriebspunkt dreimal so groß werden wie im Optimum. Zu beachten ist jedoch, dass keine absoluten Angaben zur Axialkraft gemacht werden. Dies auch daran liegen, dass die Pumpe im Optimum fast vollständig ausgeglichen ist und somit eine Steigerung um das Dreifache, absolut gesehen, keine allzu große Axialkraft verursacht. Außerdem muss berücksichtigt werden, dass der Spaltstrom durch Verschleiß des Dichtspaltes zunimmt, und somit die Axialkraft über die Lebenszeit der Pumpe steigt. Bei der in Abbildung 9-4 gezeigten Anordnung beträgt der treibende Druckunterschied zwischen den beiden mittleren Stufen die halbe Förderhöhe, bei der in Abbildung 9-5 gezeigten Anordnung nur ein Viertel.

Der Dichtspalt hat auch eine dämpfende Wirkung. Er hilft somit Radialschwingungen zu vermindern.

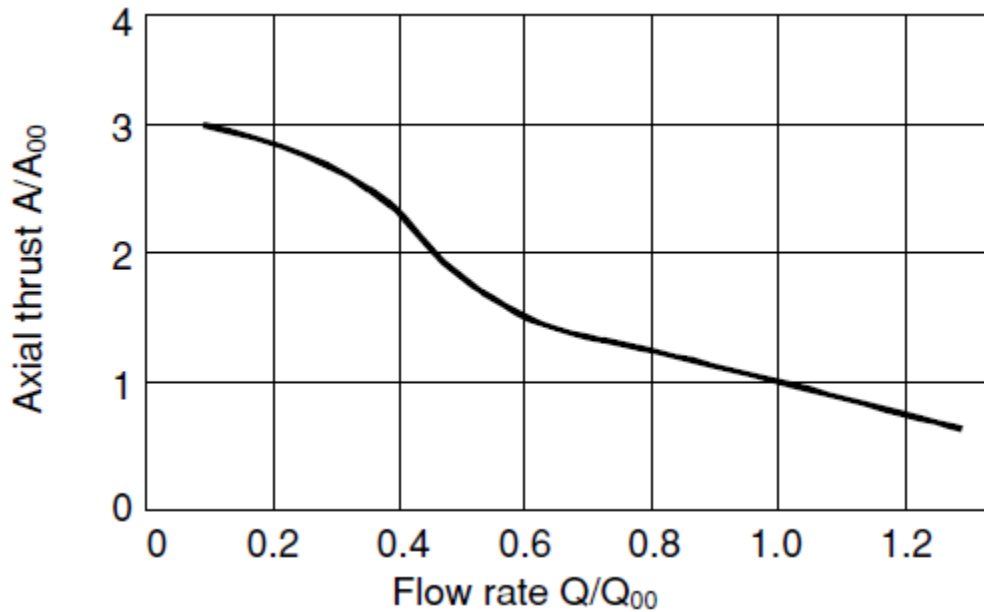


Abbildung 9-6: Axialkraft über Förderstrom [5]

Abbildung 9-6 zeigt den dimensionslosen Axialkraftverlauf einer zweistufigen Sulzer HPDM-Pumpe in gegenläufiger Anordnung. In Abbildung 9-7 ist der Einfluss des Spaltstromes auf die Druckverteilung dargestellt.

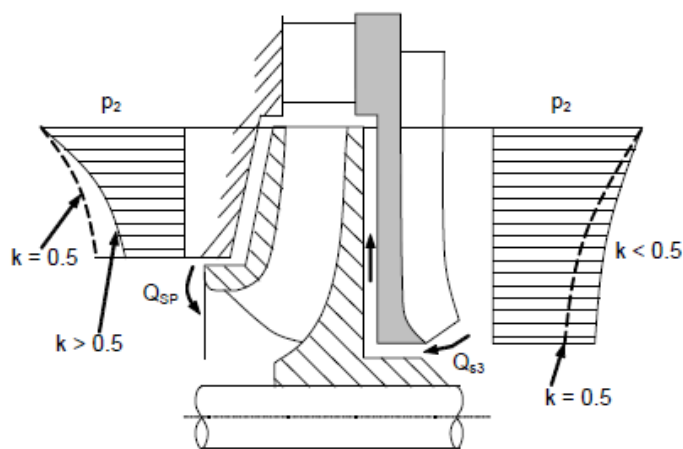


Abbildung 9-7: Einfluss des Spaltstromes auf die Druckverteilung [1]

Die Annahme  $k = 0,5$  gilt für den Fall ohne Spaltströmungen, da hier das Fluid an der Trag- bzw. Deckscheibe mit dem Laufrad rotiert und an den stillstehenden Gehäusewänden keine Rotation aufweist (in beiden Fällen gilt die Haftbedingung). Im Mittel rotiert das Fluid also mit der halben Winkelgeschwindigkeit des Laufrades. Aufgrund der Drallerhaltung wird die Rotation bei nach innen gerichteter Strömung verstärkt (wie hier an der linken Seite), bzw. durch nach außen gerichteter Strömung abgeschwächt (wie hier an der rechten Seite). Da bei gegenläufig angeordneten Laufrädern das Fluid im hinteren Radseitenraum eines Laufrades nach innen und bei dem anderen Laufrad nach außen strömt, wird hier der Druck im ersten Fall

vermindert und im zweiten Fall erhöht. Es entsteht also zweimal eine Axialkraft nach links und diese addieren sich somit [1].

- Doppelflutige Laufräder

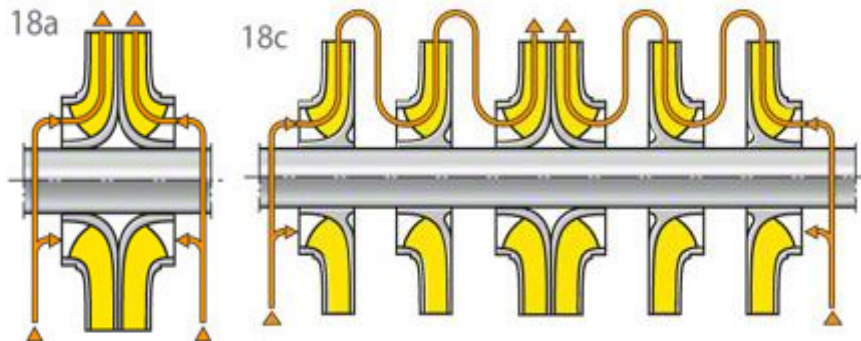


Abbildung 9-8: Doppelflutige Laufräder (ein- und dreistufig) [6]

Aufgrund der Symmetrie heben sich die Axialkräfte weitgehend auf. Es verbleibt ein geringer stationärer und ein häufig höherer instationärer Axialschub. Die Ursachen hierfür sind:

- unsymmetrische Teillastrückströmungen
- Toleranzen
  - Laufradgeometrie
  - Zuströmung zu den Radhälften
  - Spaltspiele

Sind die instationären Kräfte größer als die stationären Kräfte, kann eine mit freiem Auge zu erkennende, axiale Oszillation des Läufers auftreten. Dies geschieht mit einer Periodendauer von einer oder mehreren Sekunden. Bei höheren Frequenzen ist nicht genügend Energie vorhanden, um sichtbare Amplituden zu erzeugen [1].

Abbildung 9-9 zeigt den Axialkraftbeiwert für eine doppelflutige/doppelstufige Sulzer Pumpe der HPDM-Serie. Es ist zu beachten, dass in jedem Bereich der Fördermenge Nulldurchgänge der Axialkraft auftreten können [5].

Um dies zu vermeiden, kann der stationäre Anteil durch unterschiedliche Dichtspaltdurchmesser erhöht werden. Den Durchmesserunterschied derart groß auszuführen, dass die stationären Anteile größer sind als die instationären, ist jedoch kaum möglich [1].

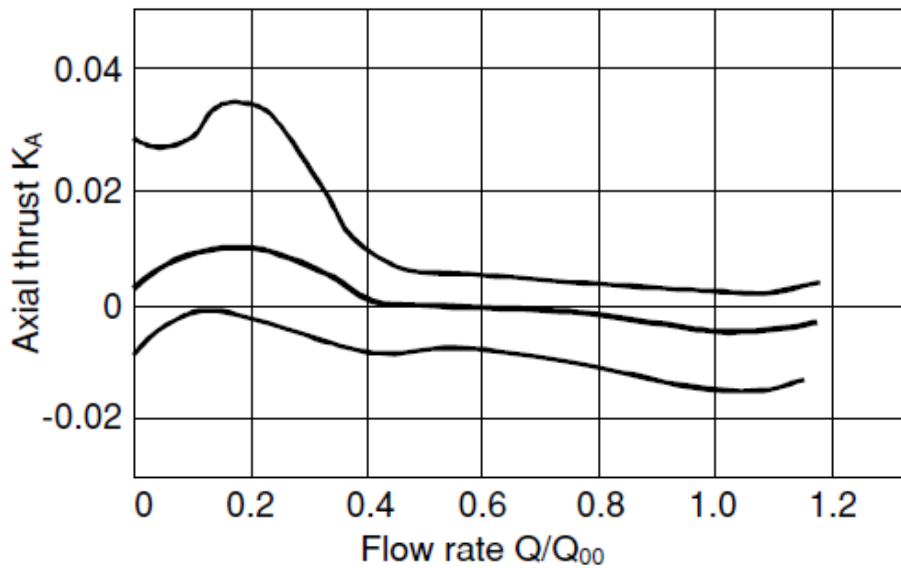


Abbildung 9-9: Axialkraftbeiwert Sulzer HPDM in d-d Anordnung [5]

### 9.3.3 Ausgleichsmaßnahmen am Laufrad

- Dichtspalt und Entlastungsbohrungen

Durch einen Dichtspalt im hinteren Radseitenraum und Entlastungsbohrungen nahe der Nabe wird die Druckverteilung vor und hinter dem Laufrad angeglichen, sodass sich die Kräfte auf die Tragscheibe und die Kräfte auf die Deckscheibe ausgleichen. Dies ist in Abbildung 9-10 dargestellt.

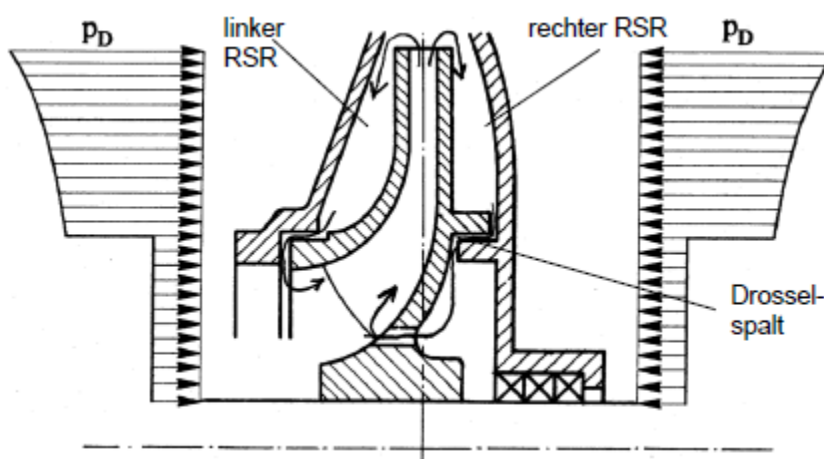
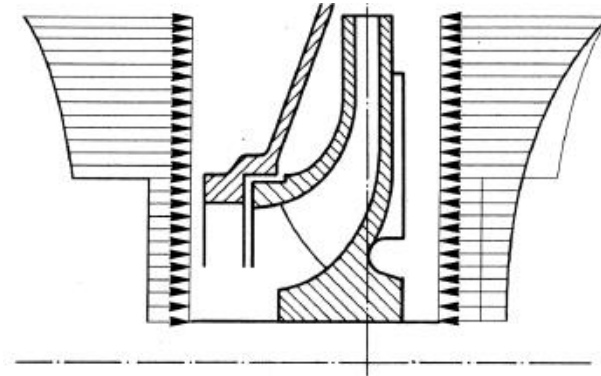


Abbildung 9-10: Axialkraftausgleich mit Dichtspalt [1]

Diese Art des Axialschubausgleichs wird bei einstufigen Pumpen und mehrstufigen Serienpumpen bei nicht abrasiven Fördermedien eingesetzt [1].

- Rückenschaufeln

Die Beschaukelung der Rückseite der Tragscheibe erhöht die Rotation im hinteren Radseitenraum, wodurch der Druck nach innen hin stärker abnimmt. Dies ist in Abbildung 9-11 dargestellt. Einen ähnlichen Effekt haben Entlastungsbohrungen, welche eine nach innen gerichtete Durchströmung des hinteren Radseitenraumes verursachen.



**Abbildung 9-11: Axialkraftausgleich mittels Rückenschaufeln [1]**

Diese Art des Axialschubausgleichs wird bei einstufigen Pumpen mit abrasiven Fördermedien eingesetzt. Ein Nachteil ist die Leistungsaufnahme der Rückenschaufeln.

Bei mehrstufigen Pumpen wird diese Möglichkeit nicht eingesetzt, da zum einen durch Toleranzen und Dehnungen keine genügend engen Spalte zwischen Rückenschaufeln und Gehäusewand eingestellt werden können und zum anderen ohnehin eine Entlastungsdrossel notwendig ist, um den Druck auf die Wellendichtung zu vermindern [1].

### 9.3.4 Zusätzliche Entlastungseinrichtungen

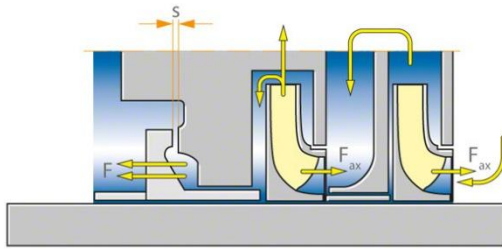


Abbildung 9-12: Entlastungsscheibe [6]

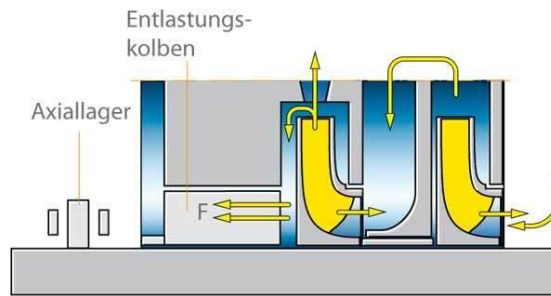


Abbildung 9-13: Entlastungskolben [6]

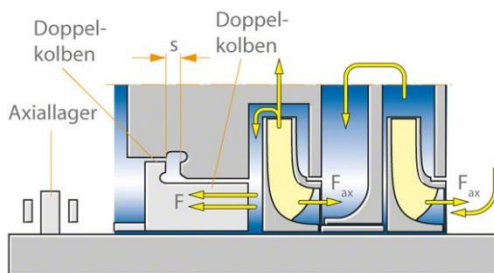


Abbildung 9-14: Stufenkolben [6]

- Entlastungsscheibe

Die in Abbildung 9-2 dargestellte Entlastungsscheibe bringt eine den durch die Laufräder verursachten Axialkräfte entgegengesetzte Kraft auf. Da die Spaltweite der Vordrossel von der axialen Position unabhängig ist, ist der Druckverlust hier nur vom Spaltstrom abhängig. Der Druck, der auf die Entlastungsscheibe wirkt, wird durch den radialen Spalt aufgebracht. Dieser Spalt ist variabel, da der Läufer axial verschiebbar ist. Ist die durch die Entlastungsscheibe aufgebrachte Kraft zu groß, verschiebt sich der Läufer nach links, wodurch sich der Spalt vergrößert und der Druck auf die Scheibe und die dadurch erzeugte Kraft abnimmt. Ist die erzeugte Kraft zu klein, tritt der gleiche Effekt umgekehrt auf. Die Entlastungsscheibe kann also die Axialkräfte vollständig aufnehmen und stellt sich selbst ein, wodurch Berechnungsunsicherheiten weniger gravierend sind. Durch die Vordrosselung erhöht sich die Spaltweite  $s$ . Die Parameter Spaltweite  $s$ , innerer und äußerer Radius der Scheibe sowie Länge und Spaltweite der Vordrossel müssen sorgfältig aufeinander abgestimmt sein.

Unter Umständen ist zusätzlich eine Nachdrossel vorzusehen, um zu Verhindern, dass das Fluid in der Entlastungseinrichtung verdampft [1].



- Entlastungskolben

Da beim Entlastungskolben (Abbildung 9-12 keine zweistufige Drosselung stattfindet und auch die Spaltweiten nicht variiert werden können, kann dieser die erzeugte Gegenkraft nicht anpassen. Da dies im Gegensatz zur Entlastungsscheibe nicht möglich ist, muss zum einen die aufzunehmende Axialkraft möglichst genau bekannt sein, um den Kolben dimensionieren zu können, und zum anderen ein relativ großes Axiallager verwendet werden, um den Restschub aufnehmen zu können. Dieser tritt aus den folgenden Gründen auf [1]:

- Unsicherheiten in der Berechnung
- Schubänderungen aufgrund von Laständerungen
- Schubänderungen aufgrund von Spielvergrößerungen

- Stufenkolben

Stufenkolben sind eine Zwischenlösung, mit der versucht wird die Vorteile von Entlastungsscheiben und Entlastungskolben zu verbinden [1].

## 9.4 Berechnung

Die Berechnung erfolgt (sofern nicht anders angegeben) nach Gülich [1]. Um die Axialkraft der gesamten Pumpe zu erhalten, werden die einzelnen Axialkräfte für jede einzelne Stufe berechnet und aufaddiert.

- Doppelflutige Laufräder

$$F_{axDF} = F_{axstat} + F_{axdyn} \quad (9-1)$$

$$F_{axstat} = f_{axstat} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot u^2 \cdot (d_2^2 - d_{sp}^2) \quad (9-2)$$

$$F_{axdyn} = f_{axdyn} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot u^2 \cdot (d_2^2 - d_{sp}^2) \quad (9-3)$$

$F_{axDF}$	Axialkraft eines doppelflutigen Laufrades	[N]
$F_{axstat}$	Statische Axialkraft	[N]
$F_{axDyn}$	Dynamische Axialkraft	[N]
$f_{axStat}$	Statischer Axialkraftbeiwert	[-]
$f_{axDyn}$	Dynamischer Axialkraftbeiwert	[-]
$\rho$	Dichte des Fluides	[kg/m <sup>3</sup> ]
$u$	Umfangsgeschwindigkeit	[m/s]
$d_2$	Laufraddurchmesser	[m]
$d_{sp}$	Spaltdurchmesser	[m]

Die Axialkraftbeiwerte wurden mit  $f_{axStat} = 0,015$  und  $f_{axDyn} = 0,04$  angenommen.

$$d_2 = \frac{60}{\pi \cdot n} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H}{\psi}} \quad (9-4)$$

n	Drehzahl	[U/min]
$\psi$	Druckzahl	[-]

Der Spaltdurchmesser ergibt sich aus dem Laufradeintrittsdurchmesser und der Wandstärke der Deckscheibe.

$$d_{Sp} = d_1 + 2 \cdot s_{DS} \quad (9-5)$$

$d_1$	Laufradeintrittsdurchmesser	[m]
$s_{DS}$	Wandstärke der Deckscheibe	[m]

Der Laufradeintrittsdurchmesser ergibt sich durch Umformen der Meridiangeschwindigkeit am Laufradeintritt.

$$c_{me} = \frac{Q}{A} = \frac{4 \cdot Q}{(d_1^2 - d_{Nabe}^2) \cdot \pi} \quad (9-6)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{c_{me} \cdot \pi} + d_{Nabe}^2} \quad (9-7)$$

$c_{me}$	Meridiangeschwindigkeit am Eintritt	[m/s]
Q	Fördermenge im Auslegungspunkt	[m <sup>3</sup> /s]
$d_1$	Laufradeintrittsdurchmesser	[m]
$d_{Nabe}$	Nabendurchmesser	[m]

Der Nabendurchmesser wurde über den Laufraddurchmesser abgeschätzt. Dieser wurde aus der Verdrehspannung berechnet.

$$d_{Nabe} \sim d_w = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_T}{\pi \cdot \tau_{zul}}} \quad (9-8)$$

$$M_T = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60}} \quad (9-9)$$

$$P = \frac{Q \cdot H_{Pumpe} \cdot \rho \cdot g}{\eta} \quad (9-10)$$

$d_w$	Wellendurchmesser	[m]
MT	Torsionsmoment	[Nm]
$\tau_{zul}$	Zulässige Scherspannung	[N/mm]
P	Wellenleistung	[W]
$H_{Pumpe}$	Förderhöhe der gesamten Pumpe	[m]
g	Erdbeschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]
$\eta$	Wirkungsgrad	[-]

Der Wirkungsgrad wurde allgemein mit  $\eta=0,85$  angenommen. Die Meridiangeschwindigkeit ergibt sich aus [2]:

$$c_{me} = Km_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (9-11)$$

$Km_1$	Beiwert für Meridiangeschwindigkeit am Austritt	[kg/m <sup>3</sup> ]
H	Förderhöhe pro Stufe	[m]

Der Beiwert  $Km_1$  ist von  $n_q$  abhängig. Er wurde aus dem Skriptum zur Vorlesung „Hydraulische Strömungsmaschinen“ [2] entnommen.

- Einflutige Laufräder

Da die Laufräder gegenläufig angeordnet werden sollen, sind diese theoretisch ausgeglichen. Es soll hier die Annahme getroffen werden, dass pro Stufe 5 % der Axialkraft unausgeglichen bleibt. Außerdem bleibt bei ungerader Stufenzahl eine Stufe unausgeglichen. Die Axialkraft für eine Stufe berechnet sich wie folgt:

$$F_{Hy;einflutig} = \frac{\pi}{4} (d_{sp}^2 - d_D^2) \cdot \left\{ \Delta p_{LA} - \frac{\rho}{2} \cdot \bar{k}^2 \cdot u_2^2 \cdot \left( 1 - \frac{d_{sp}^2 + d_D^2}{2 \cdot d_2^2} \right) \right\} \quad (9-12)$$

$F_{Hy;einflutig}$	Hydr. Axialkraft auf einflutiges Laufrad	[N]
$\Delta p_{La}$	Druckdifferenz über das Laufrad	[N/m <sup>2</sup> ]
$\bar{k}$	Rotationsfaktor	[-]
$u_2$	Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades	[m/s]
$d_2$	Laufraddurchmesser	[m]
$D_D$	Durchmesser Wellendichtung	[m]

Der Durchmesser der Wellendichtung wird wiederum mit dem Wellendurchmesser abgeschätzt. Der Rotationsfaktor  $\bar{k}$  wurde mit 0,5 angenommen, die Druckdifferenz über das Laufrad mittels folgender Gleichung berechnet:

$$\Delta p_{LA} = \rho \cdot g \cdot H \cdot \left(1 - \frac{\psi}{4 \cdot \eta_h}\right) \cdot \frac{\eta_{hLa}}{\eta_h} \quad (9-13)$$

$\psi$	Druckzahl	[-]
$\eta_h$	Hydraulischer Wirkungsgrad	[-]
$\eta_{hLa}$	Hydraulischer Wirkungsgrad des Laufrades	[-]

wobei  $\eta_{hLa} = \eta_h$  angenommen wurde, womit die Druckdifferenz sicherlich etwas unterschätzt wurde.  $\eta_h$  kann Abbildung 9-15 entnommen werden. Die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades ergibt sich aus:

$$u_2 = \frac{d_2 \cdot \pi \cdot n}{30} \quad (9-14)$$

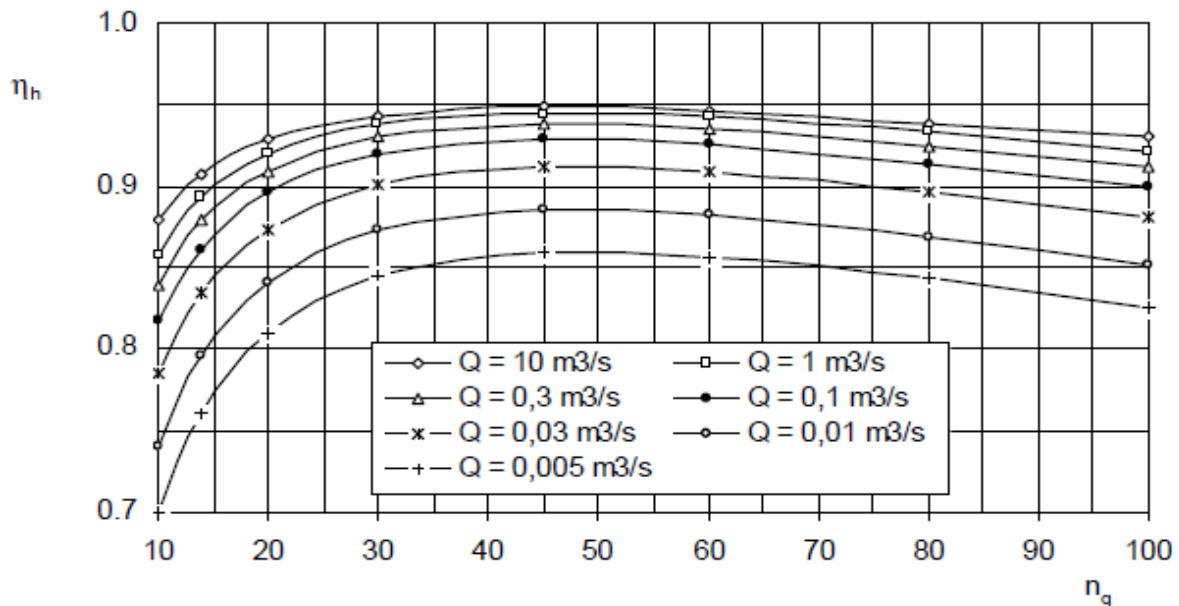


Abbildung 9-15: Hydraulischer Wirkungsgrad [1]

### ○ Impulskräfte

Da der Austrittsimpuls keinen Beitrag zur Axialkraft leistet, muss nur der Eintrittsimpuls berechnet werden. Des Weiteren heben sich die Impulskräfte bei symmetrischer Laufradanordnung auf. Die Impulskraft auf ein Laufrad wird folgendermaßen berechnet:

$$F_I = Q \cdot \rho \cdot c_{me} \quad (9-15)$$

$F_I$	Impulskraft	[N]
-------	-------------	-----

- Axialkraft aufgrund der Spaltströmung bei gegenläufiger Anordnung

Gülich [1] gibt für die hydraulischen Kräfte auf ein Laufrad mit verschiedenen Rotationsbeiwerten für Trag- und Deckscheibe folgende Gleichung an:

$$F_{Hy} = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot \left\{ \Delta p_{LA} \cdot (x_{sp} - x_D) - \frac{\rho \cdot u_2^2}{4} \cdot \left[ \bar{k}_{TS}^2 \cdot (1 - x_D^2)^2 - \bar{k}_{DS}^2 \cdot (1 - x_{sp}^2)^2 \right] \right\} \quad (9-16)$$

Da in diesem Fall nur die Differenz der Axialkräfte der beiden gegenläufig zueinander stehenden Laufräder (als Laufrad a bzw. Laufrad b bezeichnet) von Interesse ist, wurde  $F_{btob}$  definiert als:

$$F_{btob} = F_{Hy,a} - F_{Hy,b} \quad (9-17)$$

$$F_{btob} = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot \left\{ \frac{\rho \cdot u_2^2}{4} \cdot \left[ (\bar{k}_{TS,b}^2 - \bar{k}_{TS,a}^2) \cdot (1 - x_D^2)^2 \right] \right\} \quad (9-18)$$

$\bar{k}_{TS,a}$	Rotationsfaktor für Tragscheibe Laufrad a	[-]
$\bar{k}_{TS,b}$	Rotationsfaktor für Tragscheibe Laufrad b	[-]
$x_D$	Verhältnis Dichtungs- zu Laufraddurchmesser	[-]
$F_{btob}$	Kraft aus gegenläufiger Anordnung	[N]
$F_{Hy}$	Hydraulische Kraft auf ein Laufrad	[N]

$$x_D = \frac{d_D}{d_2} \quad (9-19)$$

wobei  $d_D$  wiederum mit dem Wellendurchmesser abgeschätzt werden soll.

Für den Rotationsfaktor gibt Gülich [1] folgende Gleichung an:

$$\bar{k} = \bar{k}_0 * e^{300 \cdot \varphi_{sp} \cdot \left[ \left( \frac{d_2}{d_{sp}} \right)^b - 1 \right]} \quad (9-20)$$

wobei  $\bar{k}_0$  mit 0,5 abgeschätzt wurde. Für das Laufrad a (nach innen gerichtete Strömung) ist  $\varphi_{sp}$  positiv und  $b = 1$  einzusetzen. Für das Laufrad b ist  $\varphi_{sp}$  negativ und für  $b = 0,65$  einzusetzen. Somit ist die positive Kraftrichtung von Laufrad a nach Laufrad b gerichtet. Es ergibt sich für das Laufrad a:

$$\overline{k_{TS,a}} = \bar{k}_0 * e^{300 \cdot \varphi_{sp} \cdot \left[ \left( \frac{d_2}{d_{sp}} \right) - 1 \right]} \quad (9-21)$$

beziehungsweise für das Laufrad b:

$$\overline{k_{TS,b}} = \bar{k}_0 * e^{-300 \cdot \varphi_{sp} \cdot \left[ \left( \frac{d_2}{d_{sp}} \right)^{0,65} - 1 \right]} \quad (9-22)$$

Die Durchflusszahl für den Radseitenraum kann wie folgt berechnet werden:

$$\varphi_{sp} = \frac{Q_{Sp}}{r_2^2 \cdot \pi \cdot u_2} \quad (9-23)$$

Der Spaltstrom  $Q_{Sp}$  berechnet sich aus der Spaltdichtung zwischen den beiden Stufen. Hierfür wird ein Spalt, mit einer Länge von 50 mm und einer Spaltweite von 0,3 mm, sowie eine Spaltanzahl von 10 angenommen. Der Spaltstrom beträgt somit:

$$Q_{Sp} = c \cdot A_{Sp} \quad (9-24)$$

mit

$$A_{Sp} = d_W \cdot \pi \cdot s \quad (9-25)$$

$$c = \sqrt{2 * \Delta H \cdot g \cdot \frac{1}{\frac{z}{\alpha} + \lambda \frac{l}{2s}}} \quad (9-26)$$

Bei Anordnung gemäß Abbildung 9-4 ist  $\Delta H$  gleich der halben Förderhöhe der Pumpe zu setzen. Dies ist eine Näherung, die den Einfluss der Drallerhaltung auf den Druckverlauf in den Radseitenräumen außer Acht lässt. Der Spaltstrom wird daher etwas überschätzt.  $\alpha$  ist Abbildung 9-17 und  $\lambda$  Abbildung 9-16 zu entnehmen. Hierfür sind jedoch die Reynoldszahlen mit der Strömungsgeschwindigkeit sowie mit der Umfangsgeschwindigkeit der Welle zu bilden.

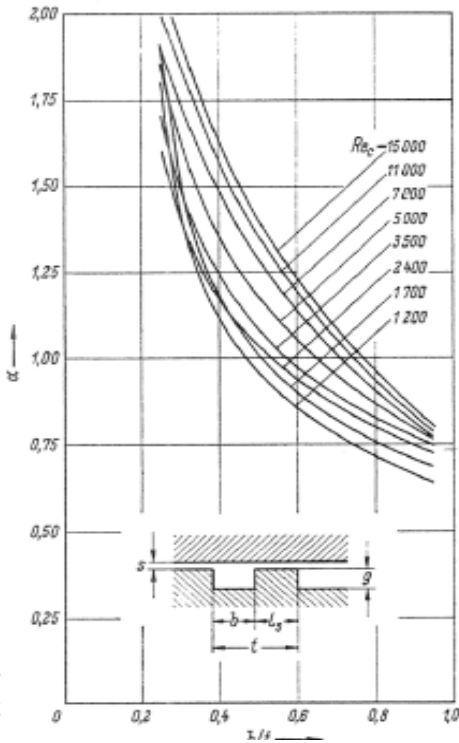


Abbildung 9-17: Beiwert  $\alpha$  [2]

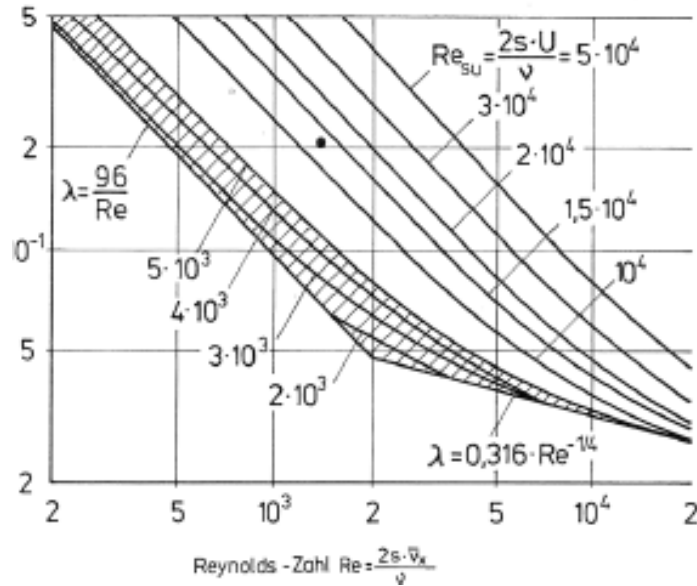


Abbildung 9-16:  $\lambda = \lambda(Re)$  nach Stampa [2]

$$Re = \frac{c \cdot 2s}{\nu} \tag{9-27}$$

$$Re_{su} = \frac{u_w \cdot 2s}{\nu} \tag{9-28}$$

$$u_w = \frac{d_w \cdot \pi \cdot n}{60} \tag{9-29}$$

$Q_{SP}$	Spaltstrom	[N]
$r_2$	Laufgradradius	[N/m <sup>2</sup> ]
$c$	Strömungsgeschwindigkeit im Spalt	[-]
$A_{Sp}$	Querschnittsfläche Spalt	[m/s]
$s$	Spaltweite	[m]
$\Delta H$	Druckdifferenz über den Spalt	[m]
$z$	Anzahl der Spalte	[N]
$\alpha$	Beiwert	[N/m <sup>2</sup> ]
$\lambda$	Widerstandsbeiwert	[-]
$l$	Länge des Spaltes	[m/s]
$Re$	Reynoldszahl mit $c$ gebildet	[m]
$Re_{su}$	Reynoldszahl mit $u$ gebildet	[m]
$\nu$	Kinematische Viskosität von Wasser	[m]

- Beispiel zur Berechnung der Axialkraft einer Pumpe

Um die Axialkraft einer Pumpe zu berechnen, muss je nach Variante, die Axialkraft der verwendeten Laufräder addiert werden. Für den Fall einer vierstufigen Pumpe mit doppelflutiger erster Stufe sind folgende Komponenten zu beachten.

- Ein doppelstufiges Laufrad
  - Axialkraft laut Gl. (9-1)
- Zwei einflutige Laufräder in „back to back“ Anordnung
  - Es wird angenommen, dass jedes Laufrad um 5 % unausgeglichen ist. Somit beträgt die Axialkraft dieser beiden Stufen 10 % des Wertes aus Gl. (9-12),
  - die aus dem Leckagestrom resultierende Axialkraft aus Gl (9-18).
- Ein einflutiges Laufrad
  - die Hydraulischen Kräfte aus Gl. (9-12),
  - die Impulskraft aus Gl (9-15).

Die gesamte Axialkraft ( $F_{axPumpe}$ ) berechnet sich in diesem Beispiel daher wie folgt:

$$F_{axPumpe} = F_{axDF} + 0,1 \cdot F_{Hy;einflutig} + 1 \cdot F_{Hy;einflutig} + F_{btob} + F_I \quad (9-30)$$

Bei den beiden ersten Summanden ist die Krafrichtung nicht eindeutig, weshalb der ungünstigste Fall berücksichtigt werden muss. Bei den drei letzten Summanden muss auf die Wirkrichtung der Kraft Rücksicht genommen werden. Der Wellenschub wird hier als ausgeglichen angenommen. Je nach Konstruktion muss dieser eventuell zusätzlich berücksichtigt werden.



## 10 Einsatzgrenzen für Wälzlager

Es soll abgeklärt werden, bis zu welchen Leistungsklassen der Einsatz von Standard-Wälzlagern möglich ist. Hierfür wurde für die einzelnen Pumpen, wie sie in Diagramm 7-13 dargestellt sind, die Lebensdauer bei Einsatz von Zylinderrollenlagern als Loslager und Kegelrollenlagern als Festlager berechnet.

Die Berechnung erfolgte gemäß DIN ISO 281. Die Berechnungsvorschrift und alle Werte zu den Lagern wurden dem FAG-Wälzlagerkatalog entnommen [21]. Die nominelle Lebensdauer wird demnach folgendermaßen berechnet:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (10-1)$$

Lebensdauer in Betriebsstunden:

$$L_{h10} = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{n \cdot 60} \quad (10-2)$$

$L_{10}$	Nominelle Lebensdauer	[ $10^6$ Umdrehungen]
$L_{h10}$	Nominelle Lebensdauer	[h]
C	Dynamische Tragzahl	[kN]
P	Dynamisch äquivalente Belastung	[kN]
p	Lebensdauerexponent	[-]
n	Drehzahl	[U/min]

Die dynamisch äquivalente Belastung ist einerseits von den auf das Lager wirkenden Kräften und andererseits von der Art des Lagers abhängig.

- Loslager

Als Loslager sollen Zylinderrollenlager eingesetzt werden. Da das Loslager per Definition keine Axialkräfte aufnimmt, sind hier nur Radialkräfte zu berücksichtigen. Diese ergeben sich aus den Radialkräften auf die Laufräder sowie dem Eigengewicht des Rotors. Letzteres kann nur abgeschätzt werden. Außerdem wird die Annahme getroffen, dass sich die Radialkräfte gleichmäßig auf Los- und Festlager verteilen.

$$P = F_R = \frac{F_{Rad} + m_{Rotor} \cdot g}{2} \quad (10-3)$$

$F_{Rad}$	Hydraulische Radialkräfte	[kN]
$F_R$	Radialkraft auf das Lager	[kN]
$m_{Rotor}$	Masse des Rotors	[kg]
g	Erdbeschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]

- Festlager

Für die Festlagerung sind Kegelrollenlager vorgesehen. Für den hierbei herrschenden Fall eines Lagerpaares in X- oder O-Anordnung und einem Verhältnis  $e < F_a/F_r$  ergibt sich die dynamisch äquivalente Lagerbelastung wie folgt:

$$P = 0,67 \cdot F_r + 1,68 \cdot Y \cdot F_a \quad (10-4)$$

Durch die schrägen Laufbahnen der Wälzkörper tritt bei Kegelrollenlagern eine zusätzliche Axialkraft aufgrund der Radialkraft auf. Die in obige Gleichung einzusetzende Axialkraft ist daher:

$$F_a = F_{axPumpe} + 0,5 \cdot \frac{F_R}{Y} \quad (10-5)$$

$F_a$	Axialkraft auf das Lager	[kN]
$F_R$	Radialkraft auf das Lager	[kN]
$Y$	Faktor	[-]

Da die auf die Lager wirkende Kraft abhängig vom Betriebspunkt ist, wurde die Lebensdauerberechnung mit einer äquivalenten Belastung nach einem Lastkollektiv berechnet. Diese wird wie folgt ermittelt:

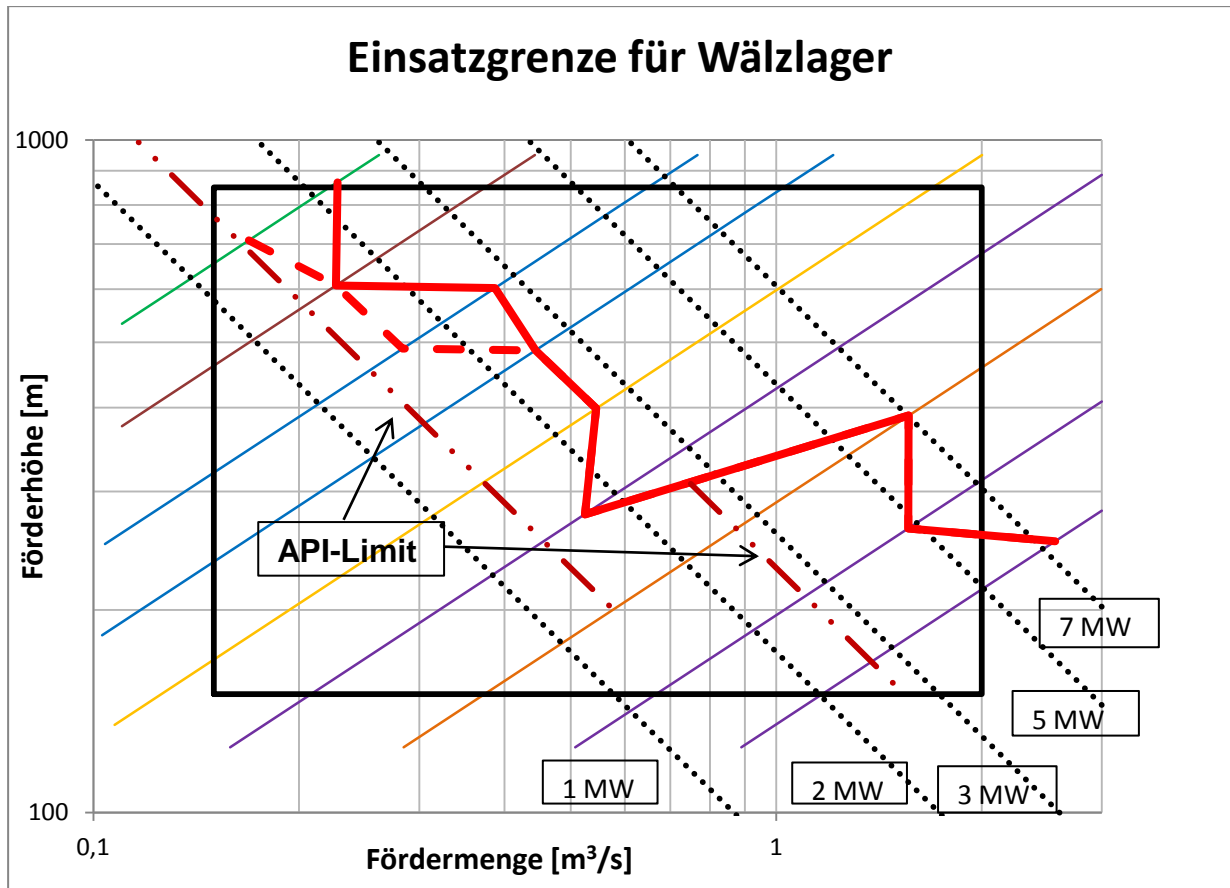
$$P_{LK} = \sqrt[p]{\sum P_n^p \cdot x_n} \quad (10-6)$$

$P_{LK}$	Lagerbelastung nach Lastkollektiv	[kN]
$P_n$	Lagerbelastung in einem Betriebspunkt	[kN]
$x_n$	Zeitanteil für diesen Betriebspunkt	[-]

Tabelle 10-1 zeigt das gewählte Lastkollektiv.

**Tabelle 10-1: Lastkollektiv**

Betriebspunkt $q^*$	Zeitanteil $x$
0	0,05
0,5	0,4
1	0,55



**Diagramm 10-1: Einsatzgrenze für Wälzlagerungen**

Diagramm 10-1 zeigt die Einsatzgrenze für eine komplette Wälzlagerung des Läufers bei einer erwünschten Lebensdauer von  $L_{h10} = 100.000$  Stunden. Begrenzt ist hierbei die Axiallagerung einerseits dadurch, dass die gewünschte Lebensdauer mit den angebotenen Lagern nicht erreicht wird, andererseits wird ab gewissen Durchmessern kein Standardlager mehr angeboten, welches die geforderte Drehzahl zulässt. Bei einer Betriebsdrehzahl von 3000 U/min liegt die Grenze bei circa 2 Megawatt, bei einer Betriebsdrehzahl von 1500 U/min zwischen 5 und 7 Megawatt. Bei einer Tandemanordnung verringert sich die Grenzdrehzahl um 20 %, wenn die konstruktive Ausführung nicht für eine ausreichende Wärmeabfuhr sorgt. Die strichlierte Linie zeigt die Grenze für den Fall, dass dies nicht gewährleistet werden kann. Außerdem ist auch das Limit durch die „Leistungsdichte“ laut API-Richtlinie (siehe Abschnitt 3.7 API 610) dargestellt.

## 11 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde im Zuge einer Konkurrenzanalyse die Vor- und Nachteile von verschiedenen Stufen- und Flutenkombinationen gezeigt. Anhand der erarbeiteten Parameter konnte für jeden Punkt im Q-H-Feld die optimale Konfiguration ermittelt und die Entscheidung begründet werden.

- Wirkungsgrad

Um eine qualitative Aussage über den zu erreichenden Wirkungsgrad treffen zu können, wurde dieser für jede Stufe berechnet und daraus der Wirkungsgrad der gesamten Pumpe ermittelt. Dass höhere spezifische Drehzahlen höhere Wirkungsgrade ermöglichen ist bekannt. Es ging vielmehr darum herauszufinden, wie weit eine Steigerung der Stufenzahl sinnvoll ist.

- Zusammenhang NPSH und Pumpengewicht

Wie gezeigt, ist das erforderliche NPSH bei gegebener Förderhöhe im Wesentlichen von der Betriebsdrehzahl abhängig. Da geringe Drehzahlen jedoch zu großen Pumpenmassen führen, wurde der Vorschlag für das Q-H-Feld für den Einsatz mit einer Vordruckpumpe gemacht. Die einzige Möglichkeit dieses gravierend zu senken ist, den Durchfluss pro Radseite zu senken. Dies ist bei einem Einsatz von doppelflutigen Laufrädern der Fall. Da nur die erste Stufe von Kavitation betroffen ist, ist es hierfür auch ausreichend, nur die erste Stufe doppelflutig auszuführen. In diesem Fall kann bei gegebenen NPSH ein minimales Pumpengewicht erzielt werden, allerdings nimmt man hiermit auch kompliziertere Gussformen in Kauf. Nicht eingegangen wurde auf die Möglichkeit, gegebene Laufräder hinsichtlich erforderlichen NPSH zu optimieren, da das Augenmerk in dieser Arbeit auf qualitativen Angaben lag. Um die Möglichkeit zur weiteren Verringerung des erforderlichen NPSH abzuschätzen, wurden Vergleiche der Konkurrenzprodukte angestellt.

- Länge und Gewicht der Pumpe

Um die Abhängigkeit der Pumpenlänge von der Anzahl der Laufräder abschätzen zu können, wurde die Stufenzahl einer mehrstufigen Pumpe verändert und die auf diese Weise erhaltenen Daten wurden ausgewertet. Es ist somit gelungen, die Länge in Abhängigkeit zur Stufenzahl zu setzen. Das Gewicht wurde aus der so erhaltenen Länge und dem Laufraddurchmesser abgeschätzt. Die derart erhaltenen Werte stellen Relativwerte da, die es ermöglichen, verschiedene Konfigurationen zu vergleichen. Eine Erhöhung der Stufenzahl geht somit mit einer Verlängerung der Pumpe einher. Da diese dadurch gleichzeitig kleinere Laufraddurchmesser aufweist, nimmt das Gewicht jedoch ab. Dieser Effekt ist ausgehend von niedrigen

Stufenzahlen am größten und nimmt mit höherer Stufenzahl ab. Hierbei ist zu beachten, dass zunehmende Pumpenlängen hinsichtlich biegekritischer Drehzahlen problematisch werden können.

- Vorschlag für ein Q-H-Feld

Die oben beschriebenen Ansätze waren die Grundlage für den Vorschlag zur Abdeckung des erforderlichen Q-H-Feldes. Es hat sich gezeigt, dass doppelflutige/mehrstufige Pumpen ab einem Pumpen- $n_q$  von etwa 24 U/min einzusetzen sind. Der Vergleich mit den Mitbewerbern hat in vielen Bereichen ähnliche Ansätze gezeigt. Es gab allerdings auch Mitbewerber, die bereits bei niedrigeren Pumpen- $n_q$ -Werten doppelflutige/doppelstufige Pumpen einsetzen. Generell wurde der Vorschlag mit leicht höheren spezifischen Drehzahlen gemacht, als dies im Mittel bei den Mitbewerbern zu finden ist. Sulzer verfolgt hier eine ähnliche Strategie.

- Hydraulische Kräfte

Um die Einsatzgrenzen von Wälzlagern abschätzen zu können, sind Kenntnisse über deren Belastung erforderlich. Zu diesem Zweck wurden die Radial- sowie Axialkräfte der ausgewählten Varianten ermittelt. Hierbei haben doppelflutige Varianten aufgrund ihrer Symmetrie Vorteile. Um auch bei einflutigen Ausführungen einen möglichst ausgeglichenen Zustand zu erhalten, wurden sie gegenläufig angeordnet. Etwaige Toleranzen und die daraus resultierenden Axialkraftunterschiede zwischen den einzelnen Stufen wurden durch die Annahme, dass jedes Laufrad zu 5 % unausgeglichen ist, berücksichtigt. Bei ungerader Stufenzahl bleiben die Axialkräfte einer Stufe nach außen wirksam. Es hat sich gezeigt, dass eine Möglichkeit des Ausgleichs angewendet werden muss, da ansonsten die Belastung auf das Festlager zu groß wird. Auch die Auswirkungen des Spaltstromes zwischen den beiden gegenläufig angeordneten Laufrädern wurden in die Berechnung mit einbezogen. Um die Radialkräfte zu minimieren, wurden Leiträder beziehungsweise Doppelspiralen verwendet. Mit den erhaltenen Kräften konnten die Lagerungen berechnet und die Grenze für Wälzlager im Q-H-Feld gezeigt werden.

## 12 Literaturverzeichnis

- [1] Gülich 2010                      GÜLICH, Johann Friedrich:  
*Kreiselpumpen: Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb,*  
Springer-Verlag, 3. Auflage 2010.
- [2] Jaberg 2006                      JABERG, Helmut:  
*Vorlesungsunterlagen zu VO 317.024 / VO 317.025 Hydr. Strömungsmaschinen Vertiefung,*  
,  
TU GRAZ, 2012.
- [3] Stepanoff 1959                    Stepanoff, A.J:  
*Radial- und Axialpumpen: Theorie, Entwurf, Anwendung,*  
Springer-Verlag, 1959.
- [4] Hergt, Krieger 1969              HERGT, P., KRIEGER, P.:  
*Radial forces in centrifugal pumps with guide vanes Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings vol. 184 September 1969.*
- [5] Bollinger,  
Leibgut 2004                      BOLLINGER, Walter, LEIBGUT, Erwin:  
*Selection of large water transport pumps and field Experience,*  
Proceedings of the twenty-first international pump users Symposium, Baltimore 2004.
- [6] Holzenberger 1989              HOLZENBERGER, Kurt:  
*KSB Kreiselpumpenlexikon,*  
Springer Verlag, 3. Auflage 1989.
- [7] Sulzer 2011                      *HPDM Axially Split Casing Pump,*  
Broschüre zur HPDM-Serie, 2011,  
[www.sulzer.com/en//media/Documents/ProductsAndServices/Pumps\\_and\\_Systems/Axially\\_Split\\_Pumps/Brochures/HPDM\\_E00589.pdf](http://www.sulzer.com/en//media/Documents/ProductsAndServices/Pumps_and_Systems/Axially_Split_Pumps/Brochures/HPDM_E00589.pdf) (24.10.2013).
- [8] Sulzer 2013-1                    *HPDM Axially Split Casing Pump,*  
Broschüre zur HPDM-Serie, 2013,  
<http://www.sulzer.com/de/Products-and-Services/Pumps-and-Systems/Axially-Split-Pumps/HPDM>  
(24.10.2013).

- [9] Sulzer 2013-2 *MSD Axially Split Casing Pump*  
Broschüre zur MSD-Serie, 2013,  
[http://www.sulzer.com/en/-/media/Documents/ProductsAndServices/Pumps\\_and\\_Systems/Axially\\_Split\\_Pumps/Brochures/MSDAxiallySplitMultistage\\_Pump\\_E00577.pdf](http://www.sulzer.com/en/-/media/Documents/ProductsAndServices/Pumps_and_Systems/Axially_Split_Pumps/Brochures/MSDAxiallySplitMultistage_Pump_E00577.pdf) (24.10.2013).
- [10] Sulzer 2009 *BBS/BBT/BBT-D Sales Presentation, 05/2009,*  
[http://www.sulzer.com/de/-/media/Documents/ProductsAndServices/Pumps\\_and\\_Systems/Single\\_Stage\\_Pumps/Presentations/BBS\\_BBT\\_BBT-D\\_Sales\\_Presentation.pdf](http://www.sulzer.com/de/-/media/Documents/ProductsAndServices/Pumps_and_Systems/Single_Stage_Pumps/Presentations/BBS_BBT_BBT-D_Sales_Presentation.pdf) (24.10.2013).
- [11] Sulzer  
Sulzer select,  
Online-Tool für Pumpenwahl,  
[www.sulzer.com](http://www.sulzer.com) (10.07.2013).
- [12] Flowserve 2005 *API 610 (BB1) Between Bearings Two Stage Axially Split Pump,*  
Broschüre der UZDL Serie, 2005  
<http://www.flowserve.com/files/Files/Literature/FPD/ps-30-2-ea4.pdf> (24.10.2013).
- [13] Flowserve 2013 *BF and BFD Between Bearing, Axially Split Multistage Pumps,*  
Broschüre der BF und BFD Serie, 2013,  
<http://www.flowserve.com/files/Files/Literature/ProductLiterature/Pumps/ps-30-16-e.pdf> (24.10.2013).
- [14] KSB 2011 *Fresh water for nature-All in one desalination System,*  
KSB Broschüre zu Entsalzung, 2011,  
<http://www.ksb.com/IDA-2013/downloads> (24.10.2013).
- [15] KSB 2012 *Wasser wo es gebraucht wird – Mit längsgeteilten Spiralgehäusepumpen von KSB,*  
Broschüre zu den Omega, RDLO und RDLP Serien  
[https://shop.ksb.com/document/ES000071/1394.022\\_DE](https://shop.ksb.com/document/ES000071/1394.022_DE) (24.10.2013).
- [16] Torishima *MSH/MHH High Pressure Feed-Pump,*  
Broschüre zu längsgeteilten Pumpen von Torishima,  
[www.torishimapump.com/PDF/MSH.pdf](http://www.torishimapump.com/PDF/MSH.pdf) (24.10.2013).
- [17] Andritz-interne Quellen

- [18] GWI 07 2013                      Monatsbericht von „Global Water Intelligence“,  
Volume 14, Issue 7, July 2013.
- [19] Gföllner 2008                      GFÖLLNER, David:  
*Membrandestillation*,  
Management Center Innsbruck, 2008.
- [20] API 610 2004                      American Petroleum Institut:  
*Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and  
NaturalGas*,  
API Standard 610, Tenth Edition, 2004.
- [21] Wälzlagerkatalog                      FAG Kugelfischer AG,  
*Wälzlagerkatalog* ,  
FAG Kugelfischer Ag, Ausgabe 1999.
- [22] KSB 2011-2                      HGM-RO, Multitec-RO,  
*KSB Produktbroschüre*,  
[https://shop.ksb.com/document/ES000237/  
1852.026\\_EN](https://shop.ksb.com/document/ES000237/1852.026_EN) (31.10.2013).



# 13 Anhang

## Pumpendaten

### • Pumpendaten Sulzer MSD-D 3000 U/min

Pump	Stages	Flow	Head	Speed	D <sub>2</sub>	Eta	NPSH
Type	[-]	[m <sup>3</sup> /h]	[m]	[rpm]	[mm]	[%]	[m]
D 10 10 15 N	2	803,9	321,8	2960	375	82,5	8,39
D 12 12 17 B	2	1287	439	2960	422	82,6	13,34
D 14 14 17 C	2	2065	400,9	2960	419	85,91	20,02
D 12 12 16 D	2	932,3	384,5	2960	395	83	8,79
DD 10 12 13	2	923,3	232,1	2960	318	87,9	10,13
D 14 14 19 C	2	2274	446,3	2960	443	87,85	18,94
D 10 10 15 A	2	752,8	322,2	2960	362	85	7,67
D 12 12 17 D	2	1352	432,3	2960	425	86	12,35
D 14 14 18 A	2	1882	508,9	2960	449	86,5	17,44
D 14 14 19 CN	2	2292	493,3	2960	470	88	17,19
D 14 14 19 A	2	2488	614,7	2960	514	87	28,03
D 12 12 16 A	2	1234	396	2960	400	87	10,76
D 12 12 16 B	2	1224	419,6	2960	406	86,7	10,6
D 12 12 17 A	2	1616	483,8	2960	437	88,3	16,61
D 3 6 9 C	3	129,9	195,7	2960	238	76,8	2,87
D 4 8 11 B	3	185,6	267,5	2960	276	76,5	2,94
D 4 8 11 BN	3	210,7	268,4	2960	273	78,7	3,39
D 4 8 11 CN	3	243,1	273	2960	279	79,8	3,75
D 4 6 10 C	3	191,1	231,3	2960	260	79,9	3,66
D 6 8 11 B	3	345,3	314,5	2960	302	80,6	4,47
D 4 8 11 C	3	239	265,5	2960	279	80	3,62
D 4 6 10 B	3	156,7	219,5	2960	249	79,6	
D 6 8 11 D	3	293,4	291,2	2960	292	81,4	3,7
D 6 10 13 D	3	378,8	398	2960	330	80,5	4,7
D 8 10 13 BV	3	596,2	384	2960	327	83,4	7,81
D 8 10 13 AN	3	471,3	374	2980	320	82,5	5,16
D 8 10 13 A	3	519,2	360,3	2960	320	83,2	6,7
D 8 10 13 BB	3	626,3	376,5	2960	321	83,9	7,49
D 6 10 13 A	3	431,7	368,8	2960	318	82,5	5,27
D 6 10 13 B	3	450,1	380,3	2960	318	82,5	5,28
D 8 10 13 BA	3	583,5	387,4	2960	327	84,2	6,34
D 10 10 15 AN	4	852,9	657,8	2960	362	84,5	9
D 8 10 15 B	5	551,7	809,7	2960	365	82,7	6,04
D 6 10 14 A	8	292,4	1170,3	2960	343	75,5	4,18
D 6 10 14 B	8	333,2	1080,1	2960	335	78,3	5,07
D 6 10 14 J	8	436,1	972,3	2960	325	82,1	5,21

- **Sulzer MSD-D 1500 U/min**

Pump					Stages	Flow	Head	Speed	D <sub>2</sub>	Eta	NPSH
Type					[-]	[m <sup>3</sup> /h]	[m]	[rpm]	[mm]	[%]	[m]
d	16	18	26	B	2	1631	264,8	1480	668	83	5,78
d	16	18	26	B	2	1431	255,5	1480	667	82,1	4,53
d	16	18	26	B	2	678,5	148,2	1480	482	81,8	3,28
d	16	18	26	B	2	685	163,4	1480	498	84,5	2,74
d	16	18	26	B	2	1631	264,8	1480	668	83	5,78
d	16	18	26	B							
d	16	18	26	B	3	948,7	267,6	1480	546	86,5	4,03
d	16	18	26	B	3	880,4	220	1480	538	82,2	3,65
d	16	18	26	B	3	867,6	211,9	1480	538	82,6	3,84
d	16	18	26	B	3	1805	396,6	1480	673	83,8	6,4
d	16	18	26	B							
d	16	18	26	B	4	378,2	369,8	1480	530	76,2	2,28
d	16	18	26	B	4	736,7	236,3	1480	438	83,6	3,18

- Sulzer MSD 3000 U/min

Pump	Stages	Flow	Head	Speed	D <sub>2</sub>	Eta	NPSH
Type	[-]	[m <sup>3</sup> /h]	[m]	[rpm]	[mm]	[%]	[m]
12 16 20	2	1416	613,5	2960	483	84,8	19,52
12 12 15 G	2	1236	377,4	2960	396	82	20,84
12 12 15 E	2	1090	373,1	2960	392	84,5	15,34
10 12 17 A	2	756,4	480,9	2960	444	82,5	12,34
12 12 15 D	2	728,4	404,1	2960	393	82,5	13,14
12 12 15 B	2	1099	336,4	2960	371	83,12	17,76
12 12 15 A	2	912	315	2980	362	84	15,87
10 12 17 A	2	756,4	480,9	2960	444	82,5	12,34
8 10 15 P	3	777,3	547,7	2960	378	84,3	19,83
8 10 15 R	3	774,8	517,7	2960	395	82,3	12,18
10 12 15 B	3	825,1	497,4	2960	362	84,5	13,96
10 12 15 A	3	838,5	458,3	2960	362	85,5	14,51
10 10 14 D	3	783,5	443,5	2960	344	85,5	14,75
10 10 14 B	3	697	463,5	2960	344	83	12,35
10 10 14 BN	3	628,2	412,1	2960	344	83,4	10,4
8 10 13 C	3	680,9	434,4	2960	340	83,5	11,16
8 10 13 BR	3	431,8	357,7	2980	330	78,5	7,45
8 10 13 BN	3	598,3	454,6	2960	343	82,5	10,9
8 10 13 A	3	515,8	361,5	2960	320	83,3	10,54
8 10 13 AN	3	493,7	373	2960	321	82,4	9,16
8 10 13 A	3	586,2	386,3	2960	327	84,2	12,35
8 10 13 BB	3	629,6	384,7	2960	321	84	14,2
6 8 13 B	3	451,9	379,5	2960	318	82,5	9,01
6 8 13 D	3	380,5	401,9	2960	330	80,6	8,11
6 8 13 A	3	431,7	368,8	2960	318	82,5	9,19
6 8 11 DN	3	304,2	319,5	2960	292	82,6	10,51
4 6 11 BR	3	159,4	263,4	2960	282	78,1	3,55
6 8 11 D	3	282,3	280,9	2960	292	79,5	6,19
4 6 11 BN	3	210,1	268,7	2960	273	78,7	
6 8 11 BN	3	367	329,5	2960	301	80	15,87
6 8 11 B	3	325,7	312,4	2960	302	80,5	6,75
4 6 11 CN	3	243,1	273,1	2960	279	79,8	9,61
4 6 11 C	3	240,6	265,9	2960	279	80,5	6,43
4 6 10 B	3	158,3	217	2960	249	79	4,47
3 6 9 EA	3	111,3	227,7	2960	257	72,3	3,79
4 6 10 E	3	139,6	221,5	2960	248	77	4,13
3 6 9 EN	3	110,7	241,8	2960	254	74,5	3,93
3 6 9 FX	3	51,85	183,2	2960	248	58,8	2,16

Pump				Stages	Flow	Head	Speed	D <sub>2</sub>	Eta	NPSH
Type				[-]	[m <sup>3</sup> /h]	[m]	[rpm]	[mm]	[%]	[m]
3	6	9	F	3	75,58	228,8	2960	257	66,5	2,55
4	6	11	B	3	185,6	267,5	2960	276	76,5	4,64
4	6	10	C	3	190,7	233	2960	262	79	5,84
3	6	9	B	3	107,7	183	2960	238	74,5	3,29
3	4	8,3	A	3	60,54	146,9	2960	208	69,6	2,23
3	6	9	E	3	97,11	213,7	2960	257	72,5	3,08
3	6	9	A	3	75,65	190,4	2960	237	67,7	2,57
3	4	8,3	AB	3	61,8	132,9	2960	208	69,3	2,27
3	6	9	C	3	129,2	198,1	2960	238	76,5	3,65
10	12	17		4	656,1	1057	2980	459	81,5	20,39
8	10	15	A	5	584,7	864,1	2960	365	82,6	11,06
8	10	15	B	5	549,8	811,3	2960	365	82,7	9,82
10	12	17	R	6	1096	1552,9	2960	446	84,6	31,85
10	12	17	N	6	1021	1285,1	2960	436	82,7	22,38
3	4	7,5		6	35,92	225	2960	190	62	
10	12	17	J	7	592,9	1669,3	2960	463	76,3	13,7
6	8	14	JV	8	436,1	974,2	2960	325	82,1	17,67
6	8	14	BN	8	358	1126	2960	342	79	13,99
6	8	14	C	8	231,7	1128,7	2960	348	73,4	5,37
6	8	14	B	8	332,4	1080,7	2960	335	78,4	15,25
6	8	13	A	8	292,4	1170,3	2960	343	75,5	9,01
6	8	14	F	8	181,7	1156,2	2960	348	68,1	5,64
6	8	13	D	8	446,7	1328,9	2960	375	78,5	17,99
6	8	14	E	8	192,4	1164,1	2960	355	71,5	5,11
6	8	14	CN	8	224,6	1168,3	2960	355	75	6,21
3	4	12		8	39,15	673,3	2960	275	49,5	2,92
3	6	12	B	9	147,2	960,3	2960	302	72,2	4,87
3	6	12	A	9	148,8	933,5	2960	298	71,5	4,97
3	6	13	A	9	77,39	958,4	2960	318	54,5	9,15
3	4	12	I	10	35,48	918,4	2960	292	45,2	2,52
3	4	12	V	10	34,33	953	2960	292	48,5	1,7
3	6	12		10	82,32	1216,1	2960	317	60,2	3,42

- **Sulzer BBT-D 3000 U/min**

Pump	Stages	Flow	Head	Speed	D <sub>2</sub>	Eta	NPSH
Type	[-]	[m <sup>3</sup> /h]	[m]	[rpm]	[mm]	[%]	[m]
8 12 27 b	2	825,2	318,2	1490	685	76	3,24
8 12 27 a	2	690,7	299,1	1490	686	72,5	2,92
10 14 30 b	2	1482,2	286,1	1490	692	81	5,65
10 14 30 BZ	2	1611,1	325,2	1490	724	82,93	5,14
10 12 30 AZ	2	665,1	357,3	1490	730	73	3
8 12 27 C	2	1123,5	315,5	1490	686	79,5	3,88
8 12 27 B	2	825,2	318,2	1490	685	76	3,24
10 12 30 G	2	961,7	352,6	1490	756	76,5	3,97
10 14 25 A	2	1235	253,1	1490	635	80,5	4,21
6 8 25 B	2	389,4	231,9	1490	635	65,5	2,01
6 12 23 B	2	750,9	235	1490	584	77,5	3,18
8 12 23 BZ	2	799,5	225,8	1490	584	78	3,12
8 10 27 B	2	580,4	308,8	1490	686	73	2,68
8 10 27 A	2	494,5	317,1	1490	686	69,13	2,54
8 12 23 G	2	570	213,3	1490	584	75	2,95
6 8 25 A	2	484,6	269,4	1490	654	69,5	2,5
8 10 21 A	2	274,9	170,3	1490	520	72,5	1,58
8 10 21 BZ	2	475,8	168,4	1490	521	75	2,46
8 10 21 B	2	393,6	160,8	1490	520	74	2,02
8 12 23 A	2	684,6	234,4	1490	584	79	2,81
10 14 30 A	2	1293,9	362,4	1490	755	75	4,57

- **Sulzer BBT-D 1500 U/min**

Pump	Stages	Flow	Head	Speed	D <sub>2</sub>	Eta	NPSH
Type	[-]	[m <sup>3</sup> /h]	[m]	[rpm]	[mm]	[%]	[m]
6 8 15 C	2	419,7	404,9	2980	400	72	5,36
6 8 18 B	2	429,2	500,8	2980	457	67,5	5,2
6 8 18 A	2	308,5	512,3	2980	457	67	4,17
6 8 15 B	2	255,8	389,5	2980	400	69,5	3,7
6 8 15 A	2	177,9	378,2	2980	394	61,5	3,09
6 8 15 BZ	2	307,2	389	2980	400	70	4,12

- Sulzer BBT 3000 U/min

Pump				Stages	Flow	Head	Speed	D <sub>2</sub>	Eta	NPSH
Type				[-]	[m <sup>3</sup> /h]	[m]	[rpm]	[mm]	[%]	[m]
6	8	14	1	2	200,9	305,4	2980	364	64,61	5,04
4	8	16	1	2	267,5	379,9	2960	404	60,67	7,73
3	6	14	1	2	124,5	302,7	2980	364	55,46	4,26
6	8	16	1	2	420,4	400,7	2980	404	69,76	8,73
4	6	13	1	2	189,9	219,4	2980	322	66,41	5,84
2	4	13	1	2	97,22	248,8	2980	322	57,12	4,53
4	6	14	2	2	200,9	305,4	2980	364	64,61	4,32
6	8	14	1	2	396,3	287,8	2980	364	75,5	7,72
3	6	16	1	2	169,8	373,1	2980	404	55,5	4,54
8	10	14	1	2	594,3	294,5	2980	364	78,62	10,06
8	10	14	2	2	594,3	294,5	2980	364	78,62	7,88
8	10	16	1	2	751,2	379,7	2980	404	78,02	12,28

- **Daten zum Q-H-Feld Vorschlag**

Vergleichs- $n_q$	Variante	Stufen - $n_q$	$D_{2max}$	$D_{2min}$
[U/min]	[ $n_{Fluten}/n_{Stufen}$ ]	[U/min]	[mm]	[ $m^3/s$ ]
9	(1/5)	30	335	302
9	(1/5)	30	370	333
11,67	(1/4)	33	315	284
11,67	(1/4)	33	350	315
11,67	(1/4)	33	385	347
11,67	(1/4)	33	430	387
16,12	(1/3)	35	290	261
16,12	(1/3)	35	325	293
16,12	(1/3)	35	365	329
16,12	(1/3)	35	405	365
16,12	(1/3)	35	450	405
16,12	(1/3)	35	500	450
20	(1/3)	44	270	243
20	(1/3)	44	300	270
20	(1/3)	44	335	302
20	(1/3)	44	375	338
20	(1/3)	44	420	378
20	(1/3)	44	470	423
20	(1/3)	44	520	468
24,6	(2/3)	40	270	243
24,6	(2/3)	40	300	270
24,6	(2/3)	40	335	302
24,6	(2/3)	40	375	338
24,6	(2/3)	40	420	378
24,6	(2/3)	40	470	423
24,6	(2/3)	40	250	225
24,6	(2/3)	40	230	207
32	(2/2)	38	285	257
32	(2/2)	38	310	279
32	(2/2)	38	340	306
32	(2/2)	38	375	338
32	(2/2)	38	405	365
32	(2/2)	38	450	405
32	(2/2)	38	495	446

- **Daten zum Q-H-Feld Vorschlag**

Vergleichs- $n_q$	Variante	Stufen- $n_q$	$D_{2max}$	$D_{2min}$
[U/min]	[ $n_{Fluten}/n_{Stufen}$ ]	[U/min]	[mm]	[ $m^3/s$ ]
42,8	(1/2)	36	555	500
42,8	(1/2)	36	610	549
42,8	(1/2)	36	670	603
42,8	(1/2)	36	730	657
42,8	(1/2)	36	800	720
42,8	(1/2)	36	880	792
57,2	(2/2)	34	540	486
57,2	(2/2)	34	595	536
57,2	(2/2)	34	655	590
57,2	(2/2)	34	725	653
72	(2/2)	45	555	500
72	(2/2)	45	610	549
72	(2/2)	45	665	599



• Daten zum Q-H-Feld Vorschlag

Variante	Spezifische Drehzahl	Optimaler Betriebspunkt		Summe Radialkraft			Summe Axialkraft	Loslager		Festlager	
		nq	H <sub>opt</sub>	Q <sub>opt</sub>	ΣF <sub>rad0 ges</sub>	ΣF <sub>rad0,5 ges</sub>	ΣF <sub>rad1 ges</sub>	ΣF <sub>rad ges</sub>	nq	H <sub>opt</sub>	Q <sub>opt</sub>
[-]	[U/min]	[m]	[m³/s]	[N]	[N]	[N]	[-]	[U/min]	[m]	[m³/s]	[N]
(1/4)	33	492,2	0,17	13531	11141	8757	5419	N21E.TVP2	3,52	32316B	2,04
(1/4)	33	607,7	0,23	19751	16237	12731	7933	N220E.TVP2	6,95	32220A	1,46
(1/4)	33	735,3	0,30	27860	22870	17889	11184	N220E.TVP2	5,90	32224A	0,39
(1/4)	33	917,2	0,42	41610	34095	26593	16630	N228E.M1	2,59	Nicht Verfügbar	-
(1/5)	30	709,2	0,17	18939	15525	12116	15427	N220E.TVP2	8,10	31320X	6,03
(1/5)	30	865,1	0,23	27024	22123	17229	23179	N222E.TVP2	4,09	32222A	1,46
(1/3)	35	308,9	0,14	8230	6814	5401	9948	0	1,32	33114	3,21
(1/3)	35	387,9	0,20	12385	10235	8090	15631	N21E.TVP2	4,65	T7FC080	4,09
(1/3)	35	489,3	0,28	18828	15529	12238	24846	N220E.TVP2	8,02	32220A	1,68
(1/3)	35	602,4	0,39	27460	22606	17765	37729	N220E.TVP2	6,10	31324X	1,59
(1/3)	35	743,7	0,53	40331	33138	25963	57742	N228E.M1	2,84	Nicht Verfügbar	-
(1/3)	35	918,2	0,73	59352	48669	38014	88563	N234E.M1	3,05	Nicht Verfügbar	-
(1/3)	44	252,2	0,17	7112	5934	4758	9503	NU1014M1	2,08	33114	3,80
(1/3)	44	311,3	0,23	10391	8652	6918	14407	NU1016M1	1,07	33116	1,61
(1/3)	44	388,2	0,32	15491	12870	10257	22339	N220E.TVP2	14,85	32220A	2,48
(1/3)	44	486,4	0,44	23350	19356	15372	35074	N220E.TVP2	10,14	32224A	2,17
(1/3)	44	610,1	0,62	35344	29229	23129	55335	N228E.M1	4,27	Nicht Verfügbar	-
(1/3)	44	764,1	0,87	53449	44094	34764	87230	N234E.M1	4,21	Nicht Verfügbar	-
(1/3)	44	935,3	1,18	77652	63921	50225	131604	N240E.M1	2,68	Nicht Verfügbar	-

Variante	Spezifische Drehzahl	Optimaler Betriebspunkt		Summe Radialkraft			Summe Axialkraft	Loslager		Festlager	
		nq	H <sub>opt</sub>	Q <sub>opt</sub>	ΣF <sub>rad0 ges</sub>	ΣF <sub>rad0,5 ges</sub>		ΣF <sub>rad1 ges</sub>	ΣF <sub>rad ges</sub>	nq	H <sub>opt</sub>
[-]	[U/min]	[m]	[m <sup>3</sup> /s]	[N]	[N]	[N]	[-]	[U/min]	[m]	[m <sup>3</sup> /s]	[N]
(2/3)	40	259,1	0,29	10688	8826	6965	3940	NU1016M1	1,02	33216	1,03
(2/3)	40	319,9	0,39	15591	12846	10103	5940	N220E.TVP2	15,13	31320X	3,16
(2/3)	40	398,8	0,55	23204	19072	14944	9121	N220E.TVP2	10,78	32224A	0,71
(2/3)	40	499,8	0,76	34920	28630	22344	14113	N228E.M1	4,64	Nicht Verfügbar	-
(2/3)	40	626,9	1,07	52776	43155	33540	21837	N234E.M1	4,58	Nicht Verfügbar	-
(2/3)	40	785,1	1,51	79694	64990	50298	33591	N240E.M1	2,57	Nicht Verfügbar	-
(2/3)	40	222,1	0,23	8122	6718	5314	2917	NU1014M1	1,39	33214	1,61
(2/2)	38	195,0	0,31	8289	6879	5469	3782	NU1016M1	2,32	33216	1,46
(2/2)	38	230,7	0,40	11198	9273	7350	5257	NU1018M1	1,65	31318	2,37
(2/2)	38	277,6	0,52	15604	12892	10182	7537	N220E.TVP2	14,89	31320X	2,23
(2/2)	38	337,6	0,70	22223	18314	14409	11028	N220E.TVP2	12,30	32224A	0,51
(2/2)	38	393,8	0,89	29373	24157	18946	14851	N226E.TVP2	6,23	32026X	0,22
(2/2)	38	486,2	1,22	43105	35348	27600	22270	N232E.M1	5,26	Nicht Verfügbar	-
(2/2)	38	588,3	1,62	61083	49960	38848	32047	N238E.M1	4,64	Nicht Verfügbar	-
(2/2)	34	179,7	0,87	24508	20316	16129	12580	NU1026M1	2,18	32226A	1,11
(2/2)	34	218,1	1,17	34988	28915	22848	18409	NU1030M1	1,09	31330X	2,99
(2/2)	34	264,3	1,56	49852	41073	32303	26810	NU1036M1	2,12	32236A	1,01
(2/2)	34	323,8	2,12	72585	59608	46645	39832	NU1044M1	1,96	32244A	0,73

• Daten zum Q-H-Feld Vorschlag

Variante	Spezifische Drehzahl	Optimaler Betriebspunkt		Summe Radialkraft			Summe Axialkraft	Loslager		Festlager	
		nq	H <sub>opt</sub>	Q <sub>opt</sub>	∑F <sub>rad0 ges</sub>	∑F <sub>rad0,5 ges</sub>	∑F <sub>rad1 ges</sub>	∑F <sub>rad ges</sub>	nq	H <sub>opt</sub>	Q <sub>opt</sub>
	[U/min]	[m]	[m <sup>3</sup> /s]	[N]	[N]	[N]	[-]	[U/min]	[m]	[m <sup>3</sup> /s]	[N]
(1/2)	36	187,3	0,52	17776	14959	12152	5000	NU1022M1	2,55	30222A	1,34
(1/2)	36	226,3	0,69	25124	21092	17074	7174	NU1026M1	1,88	32226A	2,92
(1/2)	36	273,0	0,92	35473	29706	23961	10265	NU1030M1	0,98	32230A	2,33
(1/2)	36	324,1	1,19	48681	40675	32698	14245	NU1034M1	1,17	32234A	1,98
(1/2)	36	389,2	1,56	68335	56958	45623	20213	NU1040M1	1,00	32240A	1,54
(1/2)	36	471,0	2,08	97393	80972	64610	29100	N248E.M1	10,14	32048X	0,20
(2/2)	45	176,4	1,49	32811	27300	21795	13137	NU1030M1	1,31	32230A	1,70
(2/2)	45	213,0	1,98	46516	38577	30646	18987	NU1036M1	2,59	32236A	1,56
(2/2)	45	253,2	2,56	64058	52967	41886	26546	NU1040M1	1,28	31330X	1,03