

Leitfaden für Energieaudits für Pumpensysteme

Impressum

Medieninhaber, Verleger und Herausgeber:

Bundesministerium für Klimaschutz, Umwelt, Energie, Mobilität, Innovation und Technologie (BMK), Radetzkystraße 2, 1030 Wien

Autoren: Mag. DI Konstantin Kulterer, DI (FH) Marcus Hofmann, Deyan Dimov, BSc, (Österreichische Energieagentur), Ing. Johann Tesch (Andritz AG), Robert Angermayr (Grundfos Austria)

Inhalt: Dezember 2022

Copyright und Haftung:

Auszugsweiser Abdruck ist nur mit Quellenangabe gestattet, alle sonstigen Rechte sind ohne schriftliche Zustimmung des Medieninhabers unzulässig.

Es wird darauf verwiesen, dass alle Angaben in dieser Publikation trotz sorgfältiger Bearbeitung ohne Gewähr erfolgen und eine Haftung des BMK und der Autorin/des Autors ausgeschlossen ist. Rechtausführungen stellen die unverbindliche Meinung der Autorin/des Autors dar und können der Rechtsprechung der unabhängigen Gerichte keinesfalls vorgreifen.

Rückmeldungen: Ihre Überlegungen zu vorliegender Publikation übermitteln Sie bitte an eebetriebe@energyagency.at.

Inhalt

1 Einleitung	5
2 Verwendung dieses Leitfadens	7
2.1 Ablauf des Energieaudits	7
2.2 Allgemeine Anforderungen an das Energieaudit	9
2.2.1 Vertrauliche Ergebnisse, objektive Beratung	9
2.2.2 Ansprechperson im Unternehmen	9
2.2.3 Bewertung der bereitgestellten Information	9
2.2.4 Vorauswahl bei komplexen Einheiten	10
2.2.5 Ableitung von Leistungskennzahlen	10
2.2.6 Beachtung von Betriebsgrößen und Einflussfaktoren	10
2.2.7 Erhebung zusätzlicher Dokumente	11
2.2.8 Unterstützende Dokumente	11
2.3 Konzept für Pumpenberatung	11
2.3.1 Basisdatenerhebung	12
2.3.2 Grobanalyse anhand von Auswahlkriterien	12
2.3.3 Detailanalyse und Prüfung von Maßnahmen	12
3 Datenerhebung	15
3.1 Basisdatenerhebung durch den Anlagenbetreiber	15
3.2 Grobanalyse – Auswahlkriterien	16
3.2.1 Durchzuführende Tätigkeiten	17
3.2.2 Weitere Kriterien zur Auswahl von Pumpen	17
3.3 Detaillierterhebung mit Erhebungsbogen	18
3.4 Erhebung der Anlagendaten	19
3.5 Überprüfung der Dimensionierung	23
3.5.1 Variante 1.....	23
3.5.2 Variante 2.....	23
3.5.3 Variante 3.....	23
3.6 Unterstützung durch Fachfirmen	24
3.7 Abschätzung der Effizienzsteigerung eines Pumpensystems	25
3.7.1 Bestimmung der Effizienzsteigerung	27
4 Detailanalyse anhand der Maßnahmen	30
4.1 Maßnahme 1: Abstimmung des Pumpenbetriebs mit Verbrauchern	30
4.1.1 Verbraucher optimieren	30
4.1.2 Reduktion von Laufzeiten	31
4.1.3 Einfache Kontrollmechanismen für die Abstimmung mit dem Prozess	31

4.1.4	Wegschalten von Anlagen beziehungsweise Netzteilen mit unterschiedlichen Druckniveaus.....	32
4.2	Maßnahme 2: Pumpentausch	34
4.2.1	Prüfung des Wirkungsgrades.....	35
4.2.2	Bestimmung des Mindestwirkungsgrades einer neuen Pumpe.....	36
4.2.3	Prüfung der Auslastung	43
4.3	Maßnahme 3: Regelung und Leistungsanpassung.....	46
4.3.1	Drosselung zur Leistungsanpassung	46
4.3.2	Parallelschaltung.....	56
4.3.3	Laufschaufeleinstellung	57
4.3.4	Laufräder austauschen oder abdrehen	57
4.4	Maßnahme 4: Motortausch	59
4.4.1	Effiziente Motortechnologie verwenden.....	59
4.4.2	Aktuelle effiziente Motorentechnologien	61
4.4.3	Wirkungsgradbewertung.....	64
4.4.4	Überprüfung der Dimensionierung	65
4.5	Maßnahme 5: Optimierung des Rohrleitungssystems	67
4.5.1	Vermeidung statischer Förderhöhe.....	68
4.5.2	Prüfung des Rohrdurchmessers.....	69
4.5.3	Reduktion der dynamischen Förderhöhe.....	71
4.5.4	Optimierung der Saug- und Druckseite	73
4.6	Maßnahme 6: Wartung und Instandhaltung.....	74
5	Angebote und Tools.....	78
5.1	Energiemanagement und Benchmarking	78
5.2	ProTool.....	79
5.3	Pinch Tool.....	79
6	Über klimaaktiv	80
Anhang	81
Literaturverzeichnis	84
Nomenklatur (Lateinbuchstaben)	87
Nomenklatur (Griechische Buchstaben)	89
Abkürzungen	90
Tabellenverzeichnis	91
Abbildungsverzeichnis	92
Formelverzeichnis	93

1 Einleitung

Rund 60 % bis 65 % der weltweit erzeugten elektrischen Energie werden für Elektromotoren in der Industrie verwendet. Angesichts der Tatsache, dass 20 % bis 25 % des globalen elektrischen Energieverbrauchs auf Pumpensysteme entfallen, sollte bei Wasserversorgungswerken, Fernheizwerken, Industrieunternehmen und allen Betrieben, die mit Förderung von Flüssigkeiten durch Pumpen zu tun haben, ein hohes Augenmerk auf den Energieverbrauch der Systeme gelegt werden.

Bestehende Pumpensysteme stellen eine größere Gelegenheit für Einsparungen dar als neue Pumpensysteme. Schließlich gibt es viel mehr bereits installierte als neu errichtete Pumpensysteme. Darüber hinaus haben viele der existierenden Anlagen Pumpen oder Regeleinrichtungen, die wenig energieeffizient sind, da eine veraltete Technik zum Einsatz kommt oder die Pumpaufgabe sich mit der Zeit geändert hat.

Ein weiterer wichtiger Punkt ist, dass die Investitionskosten fast vernachlässigbar klein gegenüber den laufenden Betriebskosten sind, die das Pumpensystem über seine Lebensdauer verursachen wird. Pumpen sind als standardisierte Maschinen bei der Anschaffung oft noch relativ günstig. Sie verursachen aber aufgrund ihrer hohen jährlichen Betriebsstunden und ihrer langen „Lebensdauer“ weitere Kosten, die einen Großteil der Gesamtkosten ausmachen. Darüber hinaus kann die gesamte Produktion eines Unternehmens bei einem Defekt zum Stillstand kommen. Der Zuverlässigkeit kommt daher unter Kostengesichtspunkten ein ganz besonderer Stellenwert zu.

Zur Analyse bestehender Pumpensysteme können prinzipiell zwei Ansätze verfolgt werden: Einer besteht in der Beobachtung des Betriebs des Systems, der zweite besteht in der Durchführung detaillierter Berechnungen sowie Messungen unter Verwendung von Strömungsanalysetechniken.

Dieser Leitfaden soll geschulten Energieberater:innen durch Beobachtung des Betriebs der Anlage ermöglichen, Bereiche und Maßnahmen zur Optimierung von Pumpensystemen vorzuschlagen. Darüber hinaus versucht dieser Leitfaden, so weit möglich Hilfestellung zur raschen Beurteilung von Effizienzmaßnahmen zu geben.

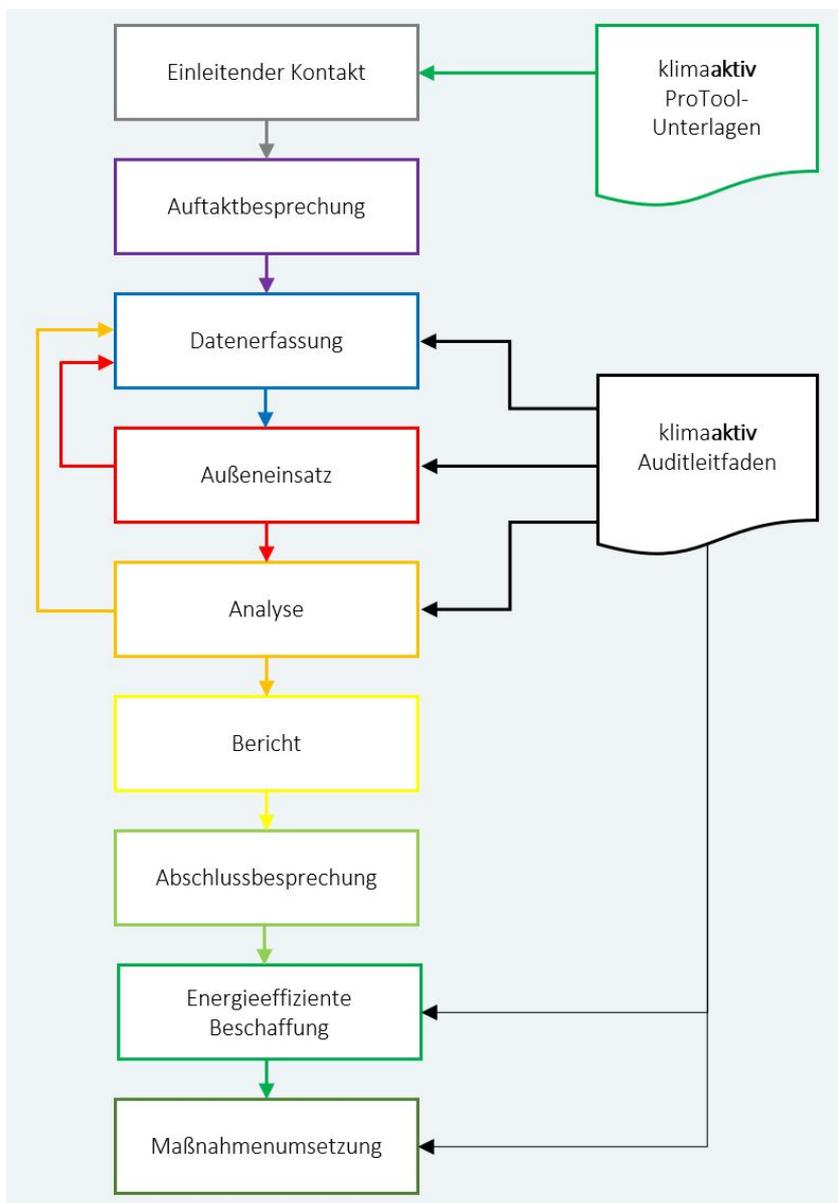
Eine Beobachtung des betriebenen Systems erlaubt es wahrzunehmen, wie das tatsächliche System arbeitet, wobei jedoch die systembetriebbedingte Komplexität der Anlagen in den meisten Fällen den Umfang an Untersuchungen begrenzt. Trifft dies zu, können Energieberater:innen keine seriösen Empfehlungen erarbeiten und sollten daher auf entsprechende Fachfirmen verweisen.

2 Verwendung dieses Leitfadens

2.1 Ablauf des Energieaudits

Die folgende Abbildung 1 stellt das Flussdiagramm für ein Energieaudit dar:

Abbildung 1: Ablauf eines Energieaudits



Quelle: Adaptiert aus ÖNORM EN 16247-2 2012, eigene Darstellung

Bezüglich des Ablaufs eines Energieaudits wird auf die ÖNORM EN 16247-1 2012 verwiesen. Die Norm versteht unter einem Energieaudit die „systematische Inspektion und Analyse des Energieeinsatzes und des Energieverbrauchs eines Systems oder einer Organisation mit dem Ziel, Energieflüsse und das Potential für Energieeffizienzverbesserungen zu identifizieren und diese zu berichten“ (ÖNORM EN 16247-1 2012). Die konkreten Tätigkeiten und Inhalte der in Abbildung 1 dargestellten Schritte sind in der Norm nachzulesen.

Zusammenfassend dargestellt beginnt der prinzipielle Ablauf eines Energieaudits mit einem **einleitenden Kontakt**, in dem man sich mit dem beauftragenden Unternehmen hinsichtlich Ziele, Erfordernisse und Erwartungen an das Energieaudit einigt.

Danach sind in einer **Auftaktbesprechung** alle interessierten Kreise über die festgelegten Ziele, den Anwendungsbereich, die Grenzen und die Tiefe des Energieaudits zu informieren. Diese beiden Schritte werden von klimaaktiv durch ein standardisiertes Anschreiben an die Unternehmen und durch den Einsatz des klimaaktiv Audittools „ProTool“ unterstützt.

Gemeinsam mit dem Unternehmen (beziehungsweise einer vom Unternehmen zu Verfügung gestellten Ansprechperson) sind dann anschließend alle **relevanten Daten** zu erfassen und die zu prüfenden Objekte **vor Ort zu inspizieren**. In einem nächsten Schritt sind die gesammelten **Daten und Informationen zu analysieren**, um die Energieeinsparmöglichkeiten identifizieren zu können. Bei diesen Schritten können die von klimaaktiv entwickelten Auditleitfäden als Hilfestellung herangezogen werden. Diese Leitfäden finden Sie unter den jeweiligen Technologieschwerpunkten.

Die Ergebnisse des Energieaudits sind abschließend zu dokumentieren und dem Unternehmen vorzulegen. Hierfür wurde von klimaaktiv eine **Berichtsvorlage** erstellt, die den Vorgaben und Anforderungen der ÖNORM EN 16247 im Wesentlichen entspricht. Für die Durchführung von Energieaudits für Pumpensysteme finden sich in dem vorliegenden Dokument zusätzliche Anleitungen und Hilfestellungen.

Weitere allgemeine Informationen zu der Durchführung von Energieaudits finden sich in der ÖNORM EN 16247. Spezielle Anforderungen an das Energieaudit in Gebäuden, an Industriestandorten und in Transportsystemen werden in den Normentwürfen ÖNORM EN 16247 Teil 2, Teil 3 und Teil 4 beschrieben.

Hinsichtlich der Qualifikation der Energieauditorin und des Energieauditors gilt: Diese müssen **angemessen ausgebildet** sein, alle von der Organisation gelieferten Informationen **vertraulich** behandeln und **auf objektive Art und Weise** handeln. Konkrete Anforderungen an die Qualifizierung von Energieauditorinnen und Energieauditors werden im fünften Teil der Energieauditnorm „Qualifikation von Energieauditors“ behandelt.

2.2 Allgemeine Anforderungen an das Energieaudit

Aus der bisherigen Erfahrung hat sich gezeigt, dass insbesondere folgende Vorgaben aus der ÖNORM EN 16247 zu beachten sind:

2.2.1 Vertrauliche Ergebnisse, objektive Beratung

Die durch das Audit erhaltenen Ergebnisse müssen vertraulich behandelt werden. Die Energieauditorin oder der Energieauditor muss das Unternehmen objektiv beraten und die erzielten Ergebnisse transparent darstellen.

2.2.2 Ansprechperson im Unternehmen

Das betroffene Unternehmen muss eine Person nominieren, die als Ansprechperson dient und mit der Energieauditorin oder dem Energieauditor zusammenarbeitet. Die Person hat dafür Sorge zu tragen, dass der Energieauditorin oder dem Energieauditor angeforderte Daten zu Verfügung gestellt werden, beziehungsweise hat sie oder ihn bei der Erhebung der Daten (auch vor Ort) zu unterstützen.

2.2.3 Bewertung der bereitgestellten Information

Die Energieauditorin oder der Energieauditor muss bewerten, ob die bereitgestellten Informationen ausreichen, um die vereinbarten Zielsetzungen zu erreichen. Ist dies nicht der Fall, stellt dies ein Abbruchkriterium des Energieaudits dar beziehungsweise ist der Schwerpunkt auf die Datenerfassung (auch über längeren Zeitraum als Energiedatenerfassung) zu legen.

2.2.4 Vorauswahl bei komplexen Einheiten

Bei einer entsprechenden Größe des Unternehmens und der damit verbundenen hohen Anzahl an zu untersuchenden Einheiten ist eine Vorauswahl zu treffen. Um ein strukturiertes Vorgehen zu gewährleisten, sollten zuallererst Maßnahmen dort gesetzt werden, wo die höchsten energetischen Einsparungen erzielt werden können (unter Berücksichtigung der damit verbundenen Kosten).

2.2.5 Ableitung von Leistungskennzahlen

Für die Darstellung der Energieeffizienz im Unternehmen sind quantifizierbare Parameter zu berücksichtigen, die einen Einfluss auf den Energieverbrauch des Unternehmens beziehungsweise der mit den einzelnen Technologien versorgten Prozesse haben. Das können zum Beispiel Durchsatz in der Produktion, weitere Input- und Outputfaktoren, Betriebszeiten der Maschinen, Arbeitszeit, Innentemperatur, Wetterbedingungen und so weiter sein (der Begriff in der Norm ist dafür „Anpassungsfaktor“). Es obliegt der Verantwortung der Energieauditorin oder des Energieauditors, diese in Absprache mit dem Unternehmen festzulegen.

Nach der Berücksichtigung aller auf den Energieverbrauch Einfluss nehmenden Faktoren ist daraus eine Leistungskennzahl zu wählen, mit der die Energieintensität des Unternehmens oder eines Systems/Prozesses abgebildet werden kann. Unter dem Begriff Energieeffizienz ist das Verhältnis zwischen einer erzielten Leistung beziehungsweise einem Ertrag an Dienstleistung, Gütern oder Energie und der eingesetzten Energie zu verstehen. Beispiele für Leistungskennzahlen sind: kWh/Durchsatz in Produktion, kWh/m², kWh/Mitarbeiter, kWh/Dienstleistung und so weiter. Für Pumpensysteme bietet sich zum Beispiel kWh/m³ an.

2.2.6 Beachtung von Betriebsgrößen und Einflussfaktoren

Prinzipiell sind Messungen von benötigten Betriebsgrößen (zum Beispiel Energieverbrauch, Leistungsbedarf, Volumenstrom, Druck, Betriebszeit) immer Hochrechnungen oder Abschätzungen dieser Größen vorzuziehen.

2.2.7 Erhebung zusätzlicher Dokumente

Neben dem Energieverbrauch sind gegebenenfalls auch relevante bereits durchgeführte Messungen, Betriebs- und Wartungsdokumente, Nutzerverhalten und relevante Wirtschaftsdaten, wie zum Beispiel der derzeitige Verrechnungstarif, zu erheben.

2.2.8 Unterstützende Dokumente

- ÖNORM EN 16247-1:2012 09 01 Energieaudits – Teil 1: Allgemeine Anforderungen
- ÖNORM EN 16247-2:2014 07 01 Energieaudits – Teil 2: Gebäude
- ÖNORM EN 16247-3:2014 07 01 Energieaudits – Teil 3: Prozesse
- ÖNORM EN 16247-4:2014 07 01 Energieaudits – Teil 4: Transport
- ÖNORM EN 16247-5:2015 06 15 Energieaudits – Teil 5: Kompetenz von Energieauditor:innen

2.3 Konzept für Pumpenberatung

Da die richtige Abstimmung der Komponenten aufeinander das Schlüsselement für einen effizienten und kostengünstigen Betrieb ist, sollte immer eine Optimierung des Gesamtsystems angestrebt werden. Eine gute Kenntnis des bestehenden Pumpensystems ist dafür unerlässlich. Somit ist im Vorfeld eine ausführliche Bestandserhebung eine Grundvoraussetzung.

Die große Anzahl installierter Pumpen in komplexen Anlagen (zum Beispiel Papier-, Chemie-, Lebensmittelindustrie) führt in den meisten Fällen erstens zu einem enormen Arbeitsaufwand, der nicht von Energieberater:innen durchgeführt werden kann, und zweitens zu einer Komplexität der Prozesse, die ohne fundierte Fachkenntnisse leicht unüberschaubar wird. Der Ansatz dieses Leitfadens baut daher auf einer „Bottom-up“-Analyse auf. Ziel ist es, die energie- und kostenintensivsten Pumpen zu identifizieren und die mit ihnen zusammenhängenden Prozesse nachvollziehbar zu machen.

Die näher zu betrachtenden Pumpen beziehungsweise Anlagensysteme werden zunächst mithilfe von Basisdaten anhand von Auswahlkriterien ermittelt. Nach dieser Grobanalyse und anschließender Auswahl bestimmter Pumpen, die für eine nähere Untersuchung infrage kommen, beginnt die Detailanalyse anhand der Effizienzmaßnahmen. Für diesen zweiten Schritt muss eine Erhebung aller Komponenten im Rohrleitungssystem und die Aufnahme (gegebenenfalls Messung) relevanter Parameter erfolgen. Zur Erhebung der

notwendigen Daten wurde ein Erhebungsbogen erstellt. Wo die Energieberater:innen Mängel beziehungsweise Potenziale feststellen, sollen sie Empfehlungen für Optimierungen geben, die so weit wie möglich auch wirtschaftlich abgebildet werden.

Generell gliedern sich die durchzuführenden Tätigkeiten in drei Phasen (siehe Abbildung 2) und sind in den Folgenden Unterpunkten erklärt.

2.3.1 Basisdatenerhebung

Zur Basisdatenerhebung gehören:

- Inventarisierung der Anlagenkomponenten: Bei großen Anlagen, wie sie in der Papier- und Chemieindustrie häufig der Fall sind (mehrere tausend Pumpen), müssen diese Daten bereits vom Anlagenbetreiber elektronisch zu Verfügung gestellt werden, um mit einer Untersuchung beginnen zu können.
- Erfassung und Evaluierung von Informationen zu Wartung und Instandhaltung von Pumpensystemen

2.3.2 Grobanalyse anhand von Auswahlkriterien

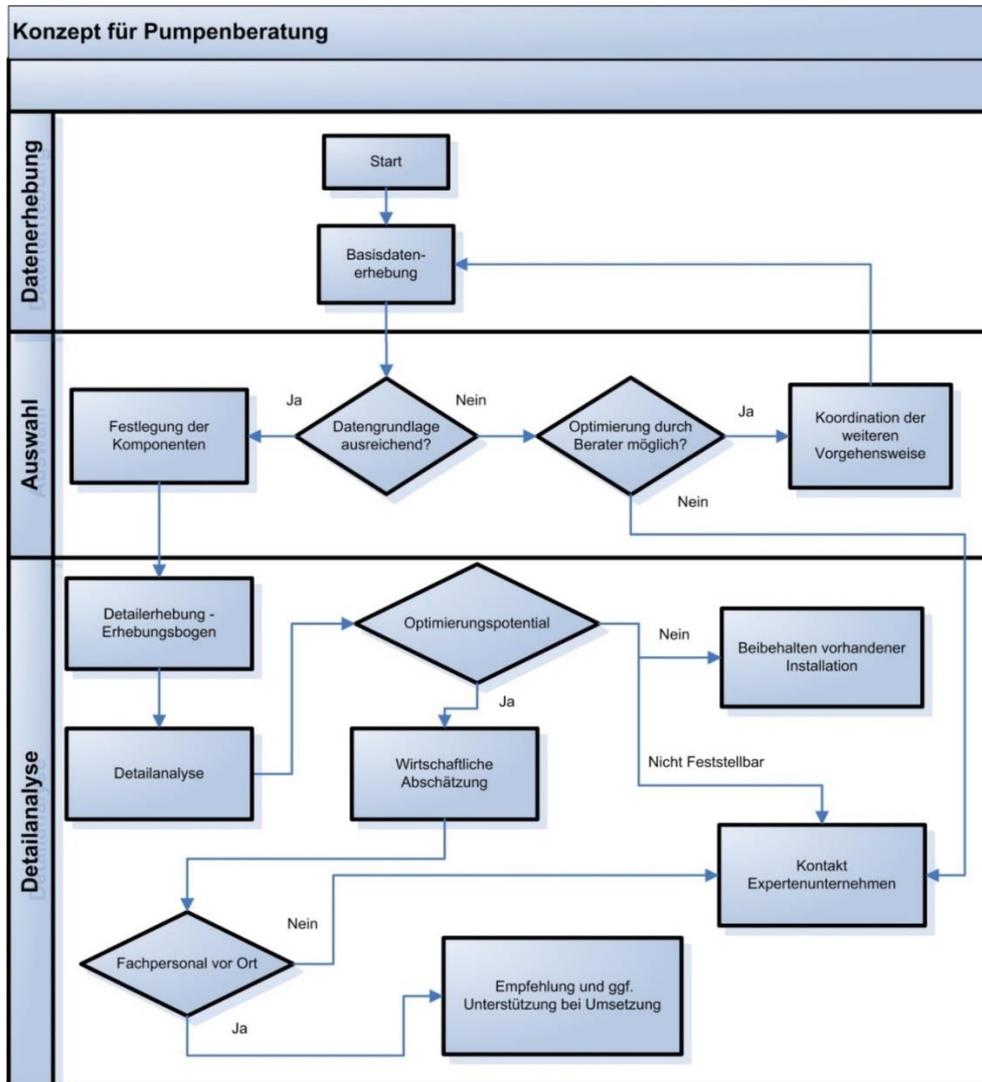
Die Grobanalyse umfasst das Festlegen der Komponenten für eine genauere Analyse durch Auswahlkriterien und dadurch die Identifizierung der größten Energie- und Kostenverursacher.

2.3.3 Detailanalyse und Prüfung von Maßnahmen

Zur Detailanalyse gehören anschließend folgende Punkte:

- Detailerhebung der kostenintensivsten Komponenten anhand des Erhebungsbogens
- Falls möglich, Erfassung hydraulischer Daten der laufenden Anlage: tatsächliche und notwendige Förderhöhe, Lastprofile, Druckverlust über die Rohrleitung bei verschiedenen Förderströmen, Förderströme, Druckabfall über Einbauten wie Wärmetauscher, Filter oder Blenden
- Evaluierung des Optimierungspotenzials
- Optimierungsvorschläge und Kostenabschätzung anhand der Effizienzmaßnahmen

Abbildung 2: Konzept der Pumpenberatung



Quelle: Eigene Darstellung

Betrachtet man die einzelnen Phasen im Detail, erkennt man, dass es bereits in Phase 1 „Basisdatenerhebung“ ein logisches Abbruchkriterium gibt. Sind nicht genügend Daten vorhanden, müssen Energieberater:innen auf diesen Umstand hinweisen und es kann mit einer sinnvollen Analyse erst zu einem späteren Zeitpunkt fortgefahren werden.

Diesen Umstand kann man bereits als eine übergeordnete Maßnahme verstehen, da er auf eine unzureichende Datenerfassung und Protokollierung aufmerksam macht, welche aber die Basis für langfristige Wartungs-, Instandhaltungs- und Regelstrategien darstellt. Ohne diese kann kein vernünftiges Ausfall- und Betriebssicherheitskonzept erarbeitet werden.

Die Energieberaterin oder der Energieberater unterstützt das Unternehmen gegebenenfalls bei der Koordinierung der weiteren Vorgehensweise und leitet bei Bedarf zu entsprechenden Fachunternehmen weiter, falls eine Nachrüstung von Messequipment oder Ähnlichem notwendig ist. Ebenso ist bei einer Nachrüstung beziehungsweise einem Umbau oder Ausbau der Anlage darauf hinzuweisen, dass sich hier Mehrinvestitionen auf lange Sicht mit Sicherheit lohnen.

Im Normalfall kann der Anlagenbetreiber jedoch die notwendigen Daten bereitstellen und es kann mit der Auswahl der energie- und kostenintensivsten Komponenten durch die Auswahlkriterien begonnen werden. Die ermittelten Komponenten (Pumpen) sind dann jeweils auch im Erhebungsbogen festzuhalten, welcher als Datengrundlage für die Fachunternehmen dient, falls Messungen durchgeführt werden müssen oder die Komplexität der Anlage eine Beratung durch Energieberater:innen unmöglich macht. Dieser Fall beschreibt ein weiteres Abbruchkriterium, wie in Abbildung 1 dargestellt.

Falls eine Analyse durch den Berater oder die Beraterin anhand der Effizienzmaßnahmen möglich ist, werden diese im Anschluss so weit möglich wirtschaftlich hinterlegt. Diese Informationen werden dem Anlagenbetreiber oder dem entsprechenden Fachpersonal vor Ort mitgeteilt. Auch hier kann bei Bedarf der Energieberater oder die Energieberaterin die Umsetzung unterstützen oder an die entsprechenden Fachunternehmen verweisen.

3 Datenerhebung

3.1 Basisdatenerhebung durch den Anlagenbetreiber

Eine gute Kenntnis der bestehenden Anlage ist eine wichtige Voraussetzung für eine mögliche Optimierung. Als ersten Schritt zur Identifizierung potenzieller Energieeinsparungen sollte daher eine Bestandsaufnahme der Systemkomponenten und der wesentlichen Systembetriebsparameter durchgeführt werden. Diese Basisdatenerhebung umfasst im wesentlichen Typenschilddaten, die durch Begehungen und mithilfe von Herstellerunterlagen erhoben werden können. In vielen Unternehmen können die zuständigen Mitarbeiter:innen die meisten oder gar alle genannten Informationen zusammenstellen. Bei einer entsprechenden Anlagengröße mit mehr als zehn Pumpen (bei größeren Anlagen 20 bis 30 Pumpen) erfolgt die Basisdatenerhebung durch den Anlagenbetreiber. Dieser muss die folgenden Informationen elektronisch zu Verfügung stellen:

Liste der zehn bis 30 größten Pumpen nach

- Anschlussleistung
- Betriebsstunden/Jahr und somit Abschätzung des Stromverbrauchs
- Regelung
- Variabler oder konstanter Volumenstrom
- Alter der Pumpe
- Prozessart
- Pumpenspezifische Probleme oder Wartungsauffälligkeiten

Die Dokumentation beziehungsweise Messung der oben genannten Parameter sollte nach Möglichkeit bei allen Pumpensystemen des Unternehmens, mindestens jedoch bei Systemen mit Leistungen von mehr als 100 kW erfolgen. Ist dies nicht der Fall, ist eine mögliche Nachrüstung mit entsprechendem Messequipment beziehungsweise die Adaptierung der Wartungs- und Instandhaltungsstrategie bereits eine übergeordnete Effizienz steigernde Maßnahme, die von Energieberater:innen an den Anlagenbetreiber zu kommunizieren ist.

3.2 Grobanalyse – Auswahlkriterien

Auf Basis der erhobenen Informationen zu den Pumpen erfolgt die Auswahl der Pumpen durch Filterung nach den folgenden Kriterien:

- Energieverbrauch (Anschlussleistung x Betriebsstunden) [kWh]
- Variabler Volumenstrom und keine Regelung vorhanden [ja oder nein]
- Alter
- Wartungsauffälligkeiten [ja oder nein]

Die Reihenfolge der Kriterien spielt hierbei eine wesentliche Rolle. Als Erstes ist der Energieverbrauch ausschlaggebend, da er ein Indiz für die größtmöglichen Einsparungspotenziale darstellt. Danach ist zu entscheiden, ob der Volumenstrom der Pumpe konstant oder variabel ist und somit durch eine entsprechende Regelung ebenfalls Einsparungen möglich sind. Als drittes Kriterium wurde das Alter der Pumpe gewählt, da mit steigendem Alter ihr Wirkungsgrad nachlässt. Die Information, ob es sich um eine wartungsanfällige Pumpe handelt, das heißt, ob sie einen hohen Wartungsbedarf hat, dient als letztes Filterkriterium.

Es empfiehlt sich, eine Auswertung mit dem Microsoft–Office-Programm Excel vorzunehmen.

Nach einer Filterung der Daten anhand aller Kriterien durch Energieberater:innen sollte selbst bei großen Anlagen (mehr als 1.000 Pumpen) am Ende eine überschaubare Menge an betroffenen Pumpen als Ergebnis vorliegen. Bitte bedenken Sie, dass der betriebene Aufwand hierbei im Verhältnis zum erhaltenen Nutzen stehen sollte. Die detaillierte Datenerhebung im Anschluss sollte nicht mehr als zehn Pumpen (bei größeren Anlagen 20 bis 30 Pumpen) betreffen.

3.2.1 Durchzuführende Tätigkeiten

Folgende Tätigkeiten sind durchzuführen:

- Basiserhebung anfordern
- Identifizierung der energie- und kostenintensivsten Pumpen durch Filterung anhand von Auswahlkriterien
- Detailerhebung der betroffenen Pumpen mithilfe des Erhebungsbogens (nicht mehr als zehn Pumpen; 20 bis 30 bei größeren Anlagen)
- Falls in der betroffenen Anlage nicht mehr als zehn Pumpen installiert sind, kann die Basisdatenerhebung entfallen und sofort mit einer Detailerhebung vor Ort durch die Energieberater:innen begonnen werden.

3.2.2 Weitere Kriterien zur Auswahl von Pumpen

Nachfolgend sind weitere Kriterien von Pumpensystemen angeführt, die auf Optimierungspotenzial hinweisen. Insbesondere folgende Pumpensysteme sind bei der Detailerhebung näher zu betrachten (Internationale Organisation für Normung – ISO 14144, 2016):

- Pumpensysteme, bei denen eine signifikante Drosselung erfolgt
- Pumpensysteme, die die Zirkulation des Förderstroms als Regelungssystem nutzen
- Pumpensysteme mit großen Veränderungen in Bezug auf den Förderstrom und -druck
- Systeme mit Mehrfachpumpen, bei denen als Reaktion auf die sich verändernden Bedingungen die Anzahl der betriebenen Pumpen nicht angepasst ist
- Systeme, die mehrere Endverbraucher versorgen, bei denen ein geringfügiger Verbraucher die Druckanforderungen festlegt
- Pumpen, die Kavitation aufweisen
- Pumpen, Motoren oder Rohrleitungen mit erheblichen Vibrationen und/oder Geräuschen
- Pumpen mit hohen Instandhaltungsanforderungen (geringer mittlerer Ausfallabstand; MTBF – Mean Time Between Failures)
- Systeme, bei denen sich die funktionstechnischen Anforderungen mit der Zeit geändert haben, die Pumpen jedoch nicht verändert wurden
- Abgenutzte, erodierte, korrodierte, deformierte oder zerbrochene Laufräder/Diffusoren/Schaufeln oder Spaltringe und Gehäuse
- Verstopfte Rohrleitungen oder Pumpen
- Systeme mit einem niedrigen Effizienzindikator des Pumpensystems

- Festsitzende Ventile oder undichte Rückführventile
- Dichtungssysteme, insbesondere jene, die bei hohen Temperaturen Kühlung erfordern
- Systeme ohne geeigneten Pumpeneinlassschutz

3.3 Detaillierung mit Erhebungsbogen

Nachdem die energie- und kostenintensivsten Verbraucher des Systems ausgewählt wurden, müssen in einem weiteren Schritt die Informationen des Erhebungsbogens aufgenommen werden, um mit einer Detailanalyse anhand des Leitfadens beginnen zu können. Dabei werden die notwendigen Informationen zum Verständnis der Prozesse beziehungsweise der Teilsysteme, in dem die Pumpe integriert ist, erhoben.

Um auf einen tatsächlichen Systemzustand rückschließen zu können, ist der aktuelle Ist-Zustand des Systems so genau wie möglich zu erfassen. Zur Ermittlung des Ist-Zustandes sollten in idealer Weise hydraulische Daten an der laufenden Anlage aufgenommen werden. Vor allem ist es neben der grundsätzlichen Systemklassifizierung (offenes oder geschlossenes System und konstanter oder variabler Volumenstrom) bei den Verbrauchern vor allem von Interesse, um welchen Typ es sich handelt. Um daraufhin die anwendungsgerechte Dimensionierung der Pumpe und des Motors zu überprüfen, benötigt man die für den Verbraucher (Wärmetauscher, Blenden, Filter und so weiter) erforderlichen Wassermengen sowie Drücke. Für eine abschließende Wirtschaftlichkeitsbetrachtung spielt der Energiepreis des Unternehmens eine bedeutende Rolle, welcher unter Umständen branchenspezifisch stark variieren kann. Hierbei wird zwischen Arbeitspreis, Leistungspreis und Messpreis unterschieden.

Für die Erhebung dieser Daten wurde ein Erhebungsbogen erarbeitet, der unter dem **klimaaktiv** Pumpenschwerpunkt auf der [Website](#) zu Verfügung steht. Zur Bewertung des Optimierungspotenzials anhand der Maßnahmen sind zumindest die Daten des Erhebungsbogens zu erfassen.

Im Detail sind folgende Informationen ausschlaggebend:

- **Pumpe:** Volumenstrom konstant oder variabel (dabei sind die Laufzeiten von Verbrauchern zu beachten), Betriebsstunden/Jahr, Leistungsaufnahme, Regelung, Typenbezeichnung, Drosselklappe druckseitig
- **Betriebsdruck oder Saugdruck:** kann nur erhoben werden, wenn ein Manometer beziehungsweise ein Sensor bereits installiert ist
- **Fördermedium:** chemische Substanz, Mischverhältnis bei Mischungen und Temperatur
- **Frequenzumrichter** (falls vorhanden): intern (am Gerät) oder extern (im Schaltschrank)
- **Für mögliche Messungen:** Position des Schaltschranks; ein möglicher Messanschluss an vorhandene Sensoren sowie die Länge der Beruhigungsstrecke auf Druckseite sollten mindestens das 15- bis 20-Fache des Rohrdurchmessers betragen

Auf Grundlage der Basisdaten des Erhebungsbogens können Schwachstellen und Potenziale zu Effizienzsteigerungen identifiziert und in einem weiteren Schritt auch eine zukünftige Wartungs- und Instandhaltungsstrategie erarbeitet werden.

Im Idealfall sind die notwendigen Daten vorhanden oder die entsprechenden Messinstrumente installiert, um die Daten zu protokollieren. Praktisch jedoch werden diese Daten nicht notwendigerweise erfasst. Im nachfolgenden Kapitel werden Möglichkeiten dargestellt, die wichtigsten Anlagendaten zu bestimmen. Im schlechtesten Fall ist die Durchführung von Messungen erforderlich und gleich ein entsprechender Verweis zu Fachfirmen sinnvoll.

3.4 Erhebung der Anlagendaten

Für die weiteren Maßnahmenbewertungen sind insbesondere der Ist-Förderstrom (Q) und die Ist-Förderhöhe (H) von Bedeutung. Der Ist-Förderstrom kann mit hoher Genauigkeit ausschließlich über im System installierte Messinstrumente oder über Ultraschall-, Schwebkörper- oder Blendendurchflussmesser bestimmt werden. Aus der Pumpenkennlinie ist dann die Förderhöhe ersichtlich.

Der Förderstrom ergibt sich aus der Summe des Bedarfs an Fluidmenge pro Zeiteinheit der eingebauten Komponenten sowie weiterer Abnehmer und Verbraucher. Die Erfassung dieser Daten kann sich jedoch als sehr aufwendig gestalten und ist ohne Fachkenntnis nicht seriös durchführbar (Systemgrenze). Falls vorhanden, kann auf die Auslegungsdaten zurückgegriffen werden. Wenn keine baulichen Veränderungen durchgeführt wurden, sollten die Auslegungsdaten bei richtiger Dimensionierung der Pumpe dem Typenschild der Pumpe zu entnehmen sein. In allen anderen Fällen ist eine Messung durchzuführen und gegebenenfalls ein Fachunternehmen zu kontaktieren, wenn keine Optimierungsvorschläge auf Basis der Anlagendaten möglich sind. Die folgende Tabelle fasst unterschiedliche Möglichkeiten der Bestimmung des Förderstromes zusammen:

Tabelle 1: Methode zur direkten Bestimmung des Fördervolumens

Verfahren zur Bestimmung des Förderstroms	Notwendige Daten	Genauigkeit	Kosten
Durchflussmesser (zum Beispiel magnetisch-induktive Durchflussmessung, Blenden)	Keine	Hoch	Ab 1.000 EUR
Nicht invasiver Ultraschall-Durchflussmesser (Clamp-on), Durchflussmesser-Handgerät	Keine	Mittel oder hoch (Fehler: 1 % bis 3 % vom Messwert)	Circa 1.000 EUR bis 4.000 EUR

Tabelle 2: Methode zur indirekten Bestimmung des Fördervolumens

Verfahren zur Bestimmung des Förderstroms	Notwendige Daten	Genauigkeit
Druckdifferenz (Druckabfall) über Strangregulierungsventil: Druckabfall und elektrisches Signal Druckabfall und Diagramm	Druckabfall Ventildiagramm (Druckabfall, Förderstrom)	Mittel
Differenzdruck über Pumpen (zum Beispiel mit Manometer oder Abschätzung der Förderhöhe)	Differenzdruck oder Abschätzung der Förderhöhe Pumpendiagramm	Gering (vor allem bei Pumpen mit flacher Kennlinie)
Aufnahme der elektrischen Leistung der Pumpe (nur in Kombination mit Differenzdruck zu empfehlen)	Elektrische Leistung Pumpenkennlinie	Mittel
Berechnung in Heizkreisen (zum Beispiel 400 kW Heizleistung (Kessel); Rücklauf 40 °C, Vorlauf 80 °C)	Temperaturdifferenz (Spreizung) Kesselleistung	Mittel
Über Rohrinne Durchmesser und Annahme optimaler Fließgeschwindigkeiten Ermittlung mit Rechenschiebertool beziehungsweise Rohrnetzkenlinie: Soll-Volumenstrom (bei optimaler Fließgeschwindigkeit)	Rohrdurchmesser Auslegungs- fließgeschwindigkeit	Gering

Formel 1: Berechnung des Förderstroms in Heizkreisen

$$Q = \frac{\Phi}{\Delta T \cdot \rho \cdot c_p} \cdot 3600 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

Φ Heizlast [kW]

ΔT Temperaturdifferenz [K]

ρ Dichte [kg/m³]

c_p Spezifische Wärmekapazität [kJ/kgK]

Formel 2: Beispiel für Berechnung des Förderstroms in Heizkreisen

$$Q = \frac{400 \text{ kW}}{40 \text{ K} \cdot 983,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 4,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}} \cdot 3600 = 8,7 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

Die Förderhöhe setzt sich aus einem statischen Anteil und einem dynamischen Anteil zusammen. Der statische Anteil ergibt sich aus der statischen oder geodätischen Höhe. Der dynamische Anteil ergibt sich aus den Rohrreibungsverlusten und der Summe der hydraulischen Widerstände der eingebauten Armaturen. Die Ist-Förderhöhe kann am genauesten durch die Messung der Druckdifferenz (Manometer) über die Pumpe bestimmt werden. Die Berechnung der Förderhöhe kann mit nachstehender Formel erfolgen und ergibt sich aus der Summe der hydraulischen Widerstände der eingebauten Komponenten, der hydraulischen Verluste der Rohrleitung sowie der geodätischen Höhe des Systems (siehe Maßnahme 5 „Optimierung des Rohrleitungssystems“) (KSB, 2005).

Formel 3: Berechnung der Förderhöhe

$$H = H_S + H_{\text{dyn}} = H_S + \left(\frac{\lambda \cdot l}{D} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad [\text{m}]$$

H_S	statische Förderhöhe [m]
H_{dyn}	dynamische Förderhöhe [m]
λ	Widerstand [-]
l	Länge [m]
D	Durchmesser [m]
ζ	Verlustbeiwert [m]
v	Geschwindigkeit [m/s]
g	Schwerefeld [m/s^2]

3.5 Überprüfung der Dimensionierung

Bei der Prüfung der bedarfsgerechten Dimensionierung einer Pumpe kann nur der aktuelle Ist-Zustand des Systems betrachtet werden. Sind nachträgliche bauliche Änderungen am Rohrleitungssystem durchgeführt worden oder haben sich Prozesse (Fördervolumen, Förderhöhe) verändert, ist es wahrscheinlich, dass es zu einer Änderung der Anlagenkenngrößen gekommen ist. Auf Basis der im Kapitel Datenerhebung erwähnten Methoden können die Ist-Werte der Anlage erhoben beziehungsweise berechnet werden und mit der installierten Pumpe verglichen werden. Nachstehend einige mögliche Vorgehensweisen dargestellt.

3.5.1 Variante 1

- Messung Förderstrom und Förderhöhe
- Vergleich mit aktueller Pumpenkennlinie: Betriebspunkt im optimalen Wirkungsgradbereich (ja/nein)

3.5.2 Variante 2

- Berechnung der Anlagenkennlinie (Förderhöhe und Förderstrom) auf Basis der hydraulischen Widerstände und dem Bedarf an Förderstrom der Bauteile
- Vergleich mit aktueller Pumpenkennlinie: Betriebspunkt im optimalen Wirkungsgradbereich (ja/nein)

3.5.3 Variante 3

- Abmessung des Rohrdurchmessers (Innendurchmesser)
- Ermittlung des Volumenstroms mit Rechenschiebertool beziehungsweise der Rohrnetzkenlinie
- Vergleich des Volumenstroms mit Ist-Volumenstrom (falls durch eingebaute Messinstrumente möglich, zum Beispiel Manometer) beziehungsweise mit Kennlinie der installierten Pumpe

Sollten eindeutige Abweichungen festgestellt werden, ist ein Optimierungspotenzial vorhanden und es kann mit der Ermittlung der wirtschaftlichsten Optimierungsmaßnahme begonnen werden. Die möglichen Maßnahmen werden noch ausführlich im Leitfaden dargestellt. Folgende Tabelle soll einen Überblick geben:

Tabelle 3: Möglichkeiten zur Optimierung

Maßnahme	Anwendung
Pumpentausch	Differenz H zur Auslegung größer als 20 % Differenz Q zur Auslegung größer als 30 % Wirkungsgrad kleiner als 60 %
Abdrehen des Laufrades	Differenz Q zur Auslegung kleiner 40 % Bei konstantem Volumenstrom
Drehzahlregelung durch Frequenzumrichter	Variabler Volumenstrom mit stärkerer Schwankung Optimaler Regelbereich: 40 % bis 90 %
Parallelschaltung	Wenn variable Förderstromanforderungen durch Ein- und Ausschalten erreicht werden können

3.6 Unterstützung durch Fachfirmen

Nur durch die Messung der relevanten Systemparameter wie Fördermenge, Förderhöhe und Energieverbrauch – bei Heiz- beziehungsweise Kühlanlagen zusätzlich noch die Differenztemperatur zwischen Vor- und Rücklauf – können genaue Aussagen über die Wirtschaftlichkeit der Anlagen getroffen werden. Mit den Systemkenntnissen und der entsprechenden Messausrüstung ist es nur Fachfirmen möglich, einen effektiven Vergleich zwischen Soll- und Ist-Zustand eines Systems anzustellen. Entsprechend der individuellen Systemanforderungen können dann die effizientesten Optimierungen durchgeführt werden.

Bei mangelnder Datengrundlage oder steigender Komplexität der Anlage sollen Energieberater:innen auf entsprechende Fachfirmen verweisen. Anhand des ausgefüllten Erhebungsbogens sollte es diesen Firmen möglich sein, sich einen Eindruck der Problemstellung zu verschaffen sowie weitere notwendige Schritte einzuleiten. Die Energieberater:innen agieren hierbei als Schnittstelle zwischen Unternehmen und Fachfirma. Erfahrungsgemäß zahlt sich eine detaillierte Messung durch eine externe Fachfirma in den folgenden Fällen aus (siehe folgende Tabelle).

Tabelle 4: Kriterien für die Beratung durch eine externe Fachfirma

Faktoren	Bei starren Systemen, zum Beispiel Wasserversorgung, Hochbehälterbefüllung	Variable Systeme, für Drehzahlregelung geeignet
Förderleistung pro Jahr	über 200.000 m ³	über 600.000 m ³
Förderhöhe	über 70 m	über 50 m
Motorleistung	über 7,5 kW	über 11 kW

3.7 Abschätzung der Effizienzsteigerung eines Pumpensystems

Für eine schnelle Abschätzung der Effizienzsteigerung eines bestehenden Pumpensystems durch die Verwendung eines effizienteren Motors und einer effizienteren, korrekt ausgelegten Pumpe sowie durch eine Regelung mittels eines Frequenzumrichters (FU) kann die folgende Abbildung 10 verwendet werden. Eine Basis für den Vergleich bilden Motoren der Effizienzklasse IE5 und Abschätzungen eines Schweizer Projektes (VELANI) zu möglichen Steigerungen bei Pumpenwirkungsgraden. Folgende Daten sind dafür notwendig: die Nennleistung des Motors, die Baujahre der Pumpe und des Motors, die Nennfördermenge der Pumpe.

Außerdem ist es wesentlich, den maximal derzeit erforderlichen beziehungsweise gemessenen Förderstrom zu kennen und das Verhältnis der unterschiedlichen Fördermengen zur Nennfördermenge zu berechnen. Weiters ist ein Lastdiagramm abzuschätzen oder messtechnisch zu ermitteln, das für die verschiedenen Fördermengen die Betriebsstunden angibt. Am besten können die Fördermengen in vier Größenklassen (0,25; 0,5; 0,75 und 1) im Verhältnis zum maximal gemessenen Förderstrom klassifiziert werden.

Im Folgenden wird die Anwendung des dargestellten Flussdiagramms am Ende dieses Unterkapitels anhand eines Beispiels erklärt. Eine Kühlwasserpumpe mit einem eingebauten Durchflussmesser hat die folgenden Eigenschaften:

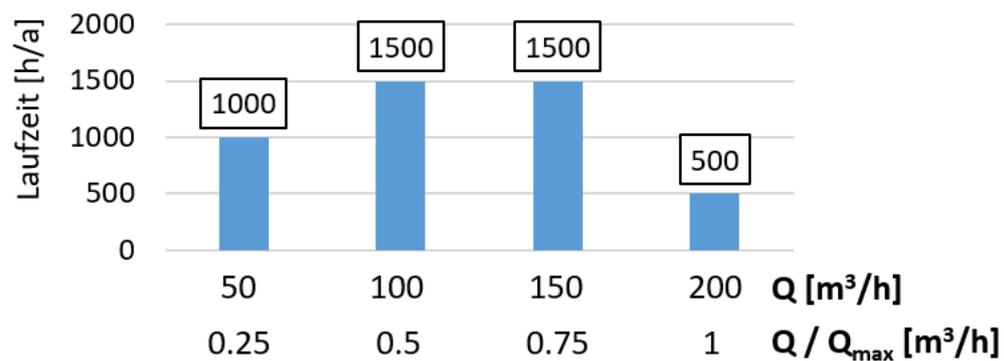
Laufzeit: 4500 h/a
 Volumenstrom im Betriebspunkt: 267 m³/h
 Maximal gemessener Volumenstrom: 200 m³/h
 Regelung: Drosselventil

Die Wasserpumpe wird mit einem Elektromotor angetrieben, der die folgenden Eigenschaften aufweist:

Motorleistung: 75 kW
Baujahr: 2000
Jährlicher Stromverbrauch: 280 MWh/a

Das Pumpensystem hat einen variablen Betrieb, wobei es unterschiedliche Wassermengen zu unterschiedlichen Zeiten liefert. In der nachfolgenden Abbildung werden die zeitliche Verteilung des Volumenstroms Q sowie das Verhältnis zwischen dem Teilvolumenstrom und dem maximalen Volumenstrom Q/Q_{\max} dargestellt:

Abbildung 3: Beispielhafte zeitliche Verteilung des Volumenstroms



Quelle: Eigene Darstellung

3.7.1 Bestimmung der Effizienzsteigerung

Die Bestimmung des Einsparpotenzials anhand Abbildung 10 erfolgt in drei Schritten:

1. Effizienzsteigerung durch den Einsatz eines effizienteren Pumpensystems
 - Für ein im Jahr 2000 gebautes Pumpensystem mit 75-kW-Motor als Antrieb beträgt das Potenzial zur Effizienzsteigerung: 4 % für Motortausch und 3 % für Pumpentausch.
 - Daraus ergibt sich eine allgemeine Effizienzsteigerung des Pumpensystems von 7 %.
2. Effizienzsteigerung durch richtige Dimensionierung
 - Durch eine richtige Dimensionierung des Pumpensystems beträgt das Potenzial zur Effizienzsteigerung: Verhältnis $Q_{\max}/Q_{\text{nom}} = 200/267 = 0,75$.
 - Daraus ergibt sich eine Effizienzsteigerung durch richtige Dimensionierung von 5 %.
3. Effizienzsteigerung durch Regelung mit Frequenzumrichter
 - Für ein Pumpensystem ohne geodätische Höhe ist das Potenzial zur Effizienzsteigerung für die einzelnen Teilvolumenströme folgendes:

Tabelle 5: Potenzial zur Effizienzsteigerung

Verhältnis Q/Q_{nom} [-]	Effizienzsteigerung durch Frequenzumrichter [%]
1	0
0,75	10
0,5	25
0,25	40

In der folgenden Tabelle werden die Effizienzsteigerungen für die einzelnen Volumenstromkategorien Q/Q_{\max} dargestellt und anschließend die gesamte durchschnittliche Effizienzsteigerung des Pumpensystems berechnet:

Tabelle 6: Effizienzsteigerungen bei den einzelnen Volumestromkategorien

Laufzeit [h/a]	Verhältnis Q/Q _{max}	Effizienzsteigerung Motor- und Pumpentausch [%]	Effizienzsteigerung richtige Dimensionierung [%]	Effizienzsteigerung Frequenzumrichter [%]	Effizienzsteigerung einzelner Maßnahmen [%]
500	1	7	5	0	12
1500	0,75	7	5	10	22
1500	0,5	7	5	25	37
1000	0,25	7	5	40	52

Die durchschnittliche Energieeffizienzsteigerung beträgt somit **28,1 %** und ist proportional zu den Laufzeiten in den verschiedenen Volumenstromkategorien Q/Q_{max}; sie wird folgenderweise berechnet:

Formel 4: Berechnung der durchschnittlichen Energieeffizienzsteigerung

$$\Delta\eta_{\text{ges}} = \sum_{i=1}^n \Delta\eta_{Q/Q_{\text{max}},i} \cdot \frac{\text{Laufzeit}_i}{\text{Gesamtlaufzeit}}$$

$$= 12\% \cdot \frac{1000 \frac{\text{h}}{\text{a}}}{4500 \frac{\text{h}}{\text{a}}} + 22\% \cdot \frac{1500 \frac{\text{h}}{\text{a}}}{4500 \frac{\text{h}}{\text{a}}} + 37\% \cdot \frac{1500 \frac{\text{h}}{\text{a}}}{4500 \frac{\text{h}}{\text{a}}} + 52\% \cdot \frac{500 \frac{\text{h}}{\text{a}}}{4500 \frac{\text{h}}{\text{a}}} = 28,1\%$$

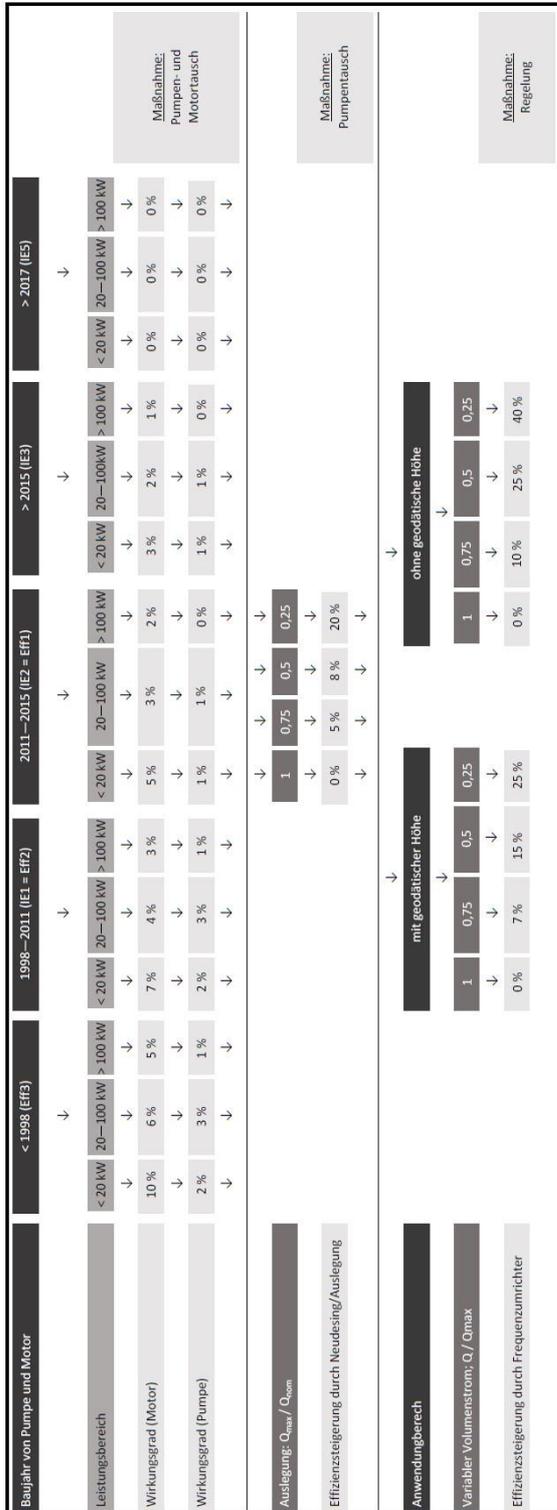
$\Delta\eta_{\text{ges}}$ gesamte durchschnittliche Effizienzsteigerung [%]
 $\Delta\eta_{Q/Q_{\text{max}},i}$ Effizienzsteigerung nach Kategorien [%]

Als Resultat hat ein neues Pumpensystem mit Frequenzumrichter für das konkrete Beispiel ein abgeschätztes Einsparungspotenzial von:

Formel 5: Berechnung des Einsparpotenzials eines Pumpensystems mit Frequenzumrichter

$$\text{Einsparungspotenzial} = 280 \frac{\text{MWh}}{\text{a}} \cdot \Delta\eta_{\text{ges}} = 280 \frac{\text{MWh}}{\text{a}} \cdot 28,1\% = 78,7 \frac{\text{MWh}}{\text{a}}$$

Abbildung 4: Flussdiagramm für die Abschätzung des Sparpotenzials eines bestehenden Pumpensystems



(Quelle: Eigene Darstellung in Anlehnung an Macabrey (2019))

4 Detailanalyse anhand der Maßnahmen

Im nun folgenden Abschnitt werden die einzelnen Effizienzmaßnahmen vorgestellt. Bei der Optimierung des Systems sollte die Reihenfolge der Maßnahmen eingehalten werden. Nach der Identifikation und Festlegung möglicher kosten- und energieintensiven Pumpen durch die bereits beschriebene Grobanalyse bestehen zwei Ansätze für das weitere Vorgehen einer Detailanalyse. Der eine Ansatz bezieht sich auf „das Suchen nach Symptomen“, der andere beinhaltet die Analyse von Maßnahmen.

4.1 Maßnahme 1: Abstimmung des Pumpenbetriebs mit Verbrauchern

4.1.1 Verbraucher optimieren

Bei der Optimierung von Pumpensystemen sollte die erste Frage sein, welche Verbraucher versorgt werden. Hier können bereits einfache Maßnahmen zur Reduktion der Pumpenleistung führen.

Beispiele für Fragestellungen:

- Wann ist der versorgte Verbraucher in Betrieb?
- Welcher maximale Förderstrom ist für die Anlagen erforderlich?
- Welche Schwankungen gibt es in der Last?
- Gibt es Möglichkeiten zur Steuerung des Wasser-, Kühl- oder Heizbedarfs in Abhängigkeit der Last?
- Wurden einfache Maßnahmen zur Reduktion des Heizbedarfs und Kühlbedarfs getroffen?

4.1.2 Reduktion von Laufzeiten

Pumpen haben oft sehr lange Laufzeiten, man spricht von sogenannten Dauerläufern. Eine wichtige Maßnahme ist daher die Prüfung der notwendigen Laufzeiten der Pumpen beziehungsweise die Notwendigkeit der bereitgestellten Wärme- oder Kälteenergie.

Insbesondere Umwälzpumpen in Kälte- oder Wärmekreislaufen sollten hier überprüft werden. Nicht benötigte Pumpen sollten stillgelegt beziehungsweise abgeschaltet werden. Die Betriebsdauer aller Pumpen sollte generell an die tatsächlich erforderliche Betriebszeit angepasst werden. Anhand der folgenden Formel kann die Kostenersparnis bei Änderung der Laufzeiten berechnet werden.

Formel 6: Kostenersparnis durch Reduktion der Laufzeiten

$$\Delta K = P_{el} \cdot (t_{vor} - t_{nach}) \cdot k(E)_{el} \quad [€]$$

ΔK Kostenersparnis [€]

P_{el} elektrische Leistung [W]

$t_{vor,nach}$ Laufzeit vor und nach der Optimierung [h]

$k(E)_{el}$ spezifische Stromkosten [€/Wh]

4.1.3 Einfache Kontrollmechanismen für die Abstimmung mit dem Prozess

Einfache Kontrollmechanismen sind zum Beispiel Zeit-, Temperatur-, Druck- und Niveauregelung (Füllstandsanzeiger). Allerdings sind hier die maximal möglichen Starts der Motoren zu berücksichtigen, durch Soft-Starters lässt sich die mögliche Einschalthäufigkeit erhöhen.

Beispiele

- Kühlwasser wird über Düsen verteilt, die die Produktoberfläche durch Wasserstrahlung direkt kühlen. Hier sind oft nicht alle Düsen notwendig, manchmal ist auch die Laufzeit unabhängig von der Beschickung der Anlage. Das Ein- und Ausschalten der Pumpen über einen Temperatursensor, der den tatsächlichen Kühlbedarf anzeigt, kann Strom sparen.
- In einer Fabrik wurde ein Lagertank kontinuierlich von einem Reservoir aus befüllt. Der tatsächlich geförderte Förderstrom war aber höher als der Bedarf; über den Überlauf strömte das Wasser wieder in den Reservoirtank. Eine einfache Füllstandsanzeige verringerte den Energieverbrauch um 50 %.

- In Mehrpumpensystemen ist es oft sehr einfach, bei geringem notwendigen Förderstrom in der für den maximalen Förderstrom ausgelegte Anlage durch Wegschalten einzelner Pumpen Strom zu sparen.

Erforderliche Daten

- Laufzeiten der Pumpen
- Laufzeiten der Verbraucher, die von „Dauerläufern“ versorgt werden (zum Beispiel über 4.000 Stunden)
- Benötigte Kälte-Wärme-Leistung (variabel, konstant)

Bewertung

- Errechnung des derzeit zusätzlich bestehenden Stromverbrauchs über Laufzeiten und Pumpenleistung
- Zu berücksichtigen sind weitere Einsparungen durch geringeren Heiz- und Kühlbedarf oder geringere erforderliche Laufzeiten weiterer Pumpen innerhalb des Systems, zum Beispiel für den Rücklauf

Kosten

Generell gering, für Schalter und Sensoren

4.1.4 Wegschalten von Anlagen beziehungsweise Netzteilen mit unterschiedlichen Druckniveaus

Oft versorgen Pumpen Anlagenteile, in denen Verbraucher mit unterschiedlichen Druckniveaus eingebaut sind. Hier ist zu prüfen, ob die Verbraucher mit hohem Druckniveau über eine Druckerhöhungspumpe und das Hauptnetz mit geringerer Förderhöhe versorgt werden könnten.

Außerdem ist zu untersuchen, ob bestimmte Anlagenteile über einen Kugelhahn oder ein Ventil zu bestimmten Zeiten beziehungsweise ständig weggeschaltet werden können. Dazu ist ein elektrisch betriebener Kugelhahn mit Schaltuhr notwendig, der zum Beispiel nach Betriebsschluss das jeweilige Leitungsnetz von der Versorgung trennt. Beispiele sind Bereiche von Anlagen, die nicht mit Heiß- oder Kühlwasser versorgt werden müssen.

Erforderliche Daten

- Prüfung der Struktur des Verteilnetzes und der Aufstellungsorte angeschlossener Verbraucher
- Prüfung der Druckniveaus angeschlossener Verbraucher und Druckverluste von Verteilnetzteilen
- Vergleich mit Förderhöhe der angeschlossenen Pumpe

Bewertung

Die Einsparbewertung von Maßnahmen zur Verringerung des Energieverbrauchs durch Reduktion der Förderhöhe und/oder des Fördervolumens erfolgt mit nachstehender Formel.

Formel 7: Kostenersparnis durch Reduktion der Förderhöhe

$$\Delta K = (P_{el,vor} - P_{el,nach}) \cdot t_{vor} \cdot k(E)_{el} = \frac{\rho \cdot g \cdot (Q_{vor} \cdot H_{vor} - Q_{nach} \cdot H_{nach})}{\eta_P \cdot \eta_M} \cdot t_{vor} \cdot k(E)_{el} \quad [€]$$

$P_{el,vor/nach}$	elektrische Leistung vor / nach Optimierung [W]
t_{vor}	Laufzeit [h]
$k(E)_{el}$	spezifische Stromkosten [€/Wh]
ρ	Dichte [kg/m ³]
g	Schwerefeld [m/s ²]
$Q_{vor/nach}$	Förderstrom vor / nach Optimierung [m ³ /s]
$H_{vor/nach}$	Förderhöhe vor / nach Optimierung [m]
$\eta_{P/M}$	Wirkungsgrad der Pumpe / des Motors [%]

Kosten

- Kosten für Druckerhöhungspumpen
- Kosten für Kugelhahn mit Steuerung

4.2 Maßnahme 2: Pumpentausch

Die Pumpe als Herz der Anlage und als einzige Komponente, die Energie für den Transport von Flüssigkeiten aufnimmt, ist der Dreh- und Angelpunkt von effizienzsteigernden Maßnahmen. Eine Pumpe arbeitet am effizientesten, wenn sie im ausgelegten Betriebspunkt mit ihrem optimalen Wirkungsgrad arbeitet. Der Betriebspunkt der Pumpe ergibt sich im Betrieb aus dem Schnittpunkt der Anlagen- mit der Pumpenkennlinie. Der Grund dafür, dass dieser Schnittpunkt nicht im optimalen Betriebsbereich der Pumpe liegt, kann unter anderem folgende Gründe haben:

- Überdimensionierung: Die Berücksichtigung eines Sicherheitszuschlages führt zur Installation von zu großen Pumpen, die dann gedrosselt werden müssen.
- Nachträgliche bauliche Änderungen an der Pumpenanlage führen zur Veränderung von Fördervolumen und -höhe, das heißt, die Anlagenkennlinie verändert sich.
- Natürlicher zeitlich bedingter Wirkungsgradverlust durch Abnutzung
- Änderung des zu versorgenden Prozesses

Falls sich die tatsächliche Systemkurve von der ursprünglich berechneten unterscheidet, führt das dazu, dass die Pumpe außerhalb des Optimums arbeitet und sich bei zu hohem Widerstand das Fördervolumen reduziert.

Folgende Pumpen können für einen Austausch in Betracht kommen:

- Große Pumpen mit langen Laufzeiten
- Pumpen mit einem gemessenen oder errechneten Ist-Förderstrom, der sich um mehr als 30 % vom Typenschild unterscheidet
- Pumpen mit einer gemessenen oder errechneten Ist-Förderhöhe, die sich um mehr als 20 % vom Typenschild unterscheidet

Kriterien und Hinweise:

- Hoher Wartungsbedarf (aufgrund Kavitationsproblemen)
- Geräuschemissionen
- Konstant gedrosselt, Drosselventil eingeroestet und so weiter

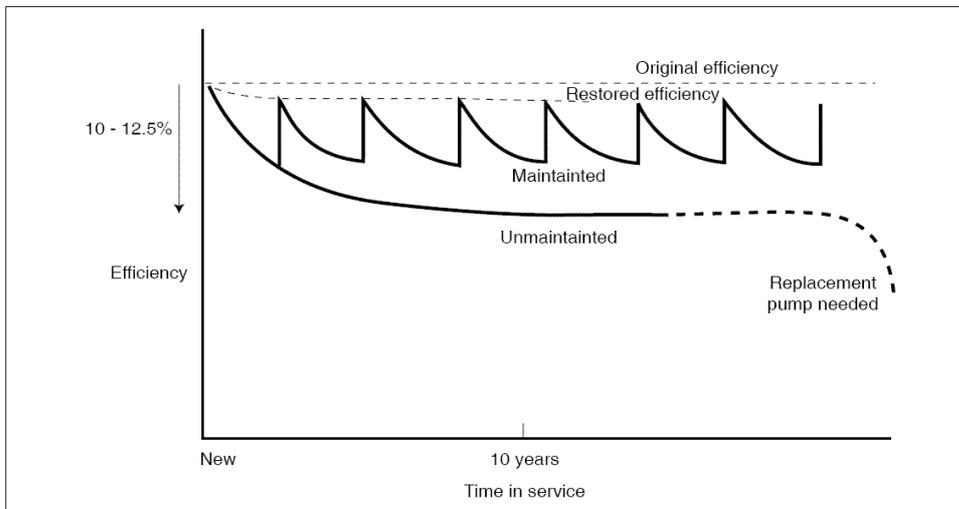
4.2.1 Prüfung des Wirkungsgrades

Die Wirkungsgrade von Pumpen sind abhängig von der Pumpenart und Pumpenleistung und können aus den Datenblättern entnommen werden. Zur Bewertung des Pumpentausches ist insbesondere der tatsächliche Wirkungsgrad der installierten Pumpe entscheidend.

Die Wirkungsgrade streuen bei den verschiedenen Pumpenbauarten und Pumpengrößen in weiten Bereichen. Für Nassläuferpumpen ergeben sich Wirkungsgrade zwischen 5 % und 60 % (Hocheffizienzpumpe), für Trockenläuferpumpen zwischen 30 % und 80 % (Wilo, 2016). Die niedrigen Wirkungsgrade sind hauptsächlich Folgen von Falschauslegungen beziehungsweise Überdimensionierung und altersbedingter Abnutzung. So nimmt laut einer Studie der Wirkungsgrad des Pumpensystems um 10 % bis 25 % ab, bevor die Pumpe getauscht wird; ein Beispiel zeigt eine Abnahme von 23 % in 30 Jahren (U.S. Department of Energy, 2005).

Man kann daher grob eine Verringerung des maximalen Wirkungsgrades von circa 0,5 % bis 1 % pro Jahr Betriebsdauer ansetzen, wobei der Wirkungsgradverlust insbesondere in den ersten Betriebsjahren hoch ist, sich dann verringert.

Abbildung 5: Verlauf des Wirkungsgradverlustes bei Pumpen abhängig von der Wartung



Quelle: Energy Efficiency Enquiries Bureau, 1998, Seite 9

Diesen verringerten tatsächlichen Pumpenwirkungsgraden sind die Wirkungsgrade von optimal ausgelegten neuen Pumpen gegenüberzustellen.

4.2.2 Bestimmung des Mindestwirkungsgrades einer neuen Pumpe

Grundsätzlich kann für verschiedene Leistungskategorien von folgenden optimalen Wirkungsgraden für Pumpen ausgegangen werden. Gemäß der Richtlinie 2009/125/EG werden Mindesteffizienzanforderungen („Ökodesign“) in Bezug auf Wasserkreiselpumpen definiert. Damit sollen die Wasserpumpen einen mindestens erforderlichen hydraulischen Wirkungsgrad im Bestpunkt (BEP – Best Efficiency Point) sowie bei Teillast (PL – Part Load) und bei Überlast (OL – Overload) erreichen. BEP bezeichnet den Betriebspunkt der Wasserpumpe, an dem sie bei Einsatz mit sauberem kaltem Wasser den besten hydraulischen Pumpenwirkungsgrad aufweist. Die mindestens erforderlichen Wirkungsgrade werden in den folgenden Gleichungen definiert (Ökodesign-Verordnung, 2012).

Formel 8: Mindestens erforderlicher Wirkungsgrad im Bestpunkt (BEP)

$$(\eta_{BEP})_{min,req} = 88,59 x + 13,46 y - 11,48 x^2 - 0,85 y^2 - 0,38 x y - C_{PumpType,rpm}$$

Formel 9: Mindestens erforderlicher Wirkungsgrad bei Teillast (PL)

$$(\eta_{PL})_{min,req} = 0,947 \cdot (\eta_{BEP})_{min,req}$$

Formel 10: Mindestens erforderlicher Wirkungsgrad bei Überlast (OL)

$$(\eta_{OL})_{min,req} = 0,985 \cdot (\eta_{BEP})_{min,req}$$

Dabei gilt für die Formeln zur Berechnung des mindestens erforderlichen Wirkungsgrades: $x = \ln(n_s)$; $y = \ln(Q)$; \ln = natürlicher Algorithmus; Q = Förderstrom [m^3/h]; n_s = spezifische Drehzahl [1/min] und C = Wert nach Pumpenart und Drehzahl

Die spezifische Drehzahl n_s bezeichnet eine dimensionale Größe, die die Form des Pumpenlaufrads anhand der Förderhöhe, des Förderstroms und der Drehzahl charakterisiert. Sie wird mit der folgenden Gleichung berechnet (Ökodesign-Verordnung, 2012):

Formel 11: Spezifische Drehzahl

$$n_s = n \cdot \frac{\sqrt{Q_{BEP}}}{\left(\frac{1}{i} H_{BEP}\right)^{\frac{3}{4}}}$$

Dabei gilt: n = Drehzahl [1/min]; Q_{BEP} = Förderstrom im Bestpunkt [m^3/s]; H_{BEP} = Förderhöhe im Bestpunkt [m] und i = Stufe (Position eines Laufrades in einer Reihe von Laufrädern)

Für die Bestimmung der C-Werte kann die folgende Tabelle 7 verwendet werden. Der Mindesteffizienzindex (MEI) ist eine dimensionslose Kenngröße und bezieht sich auf den hydraulischen Wirkungsgrad von Wasserpumpen. MEI setzt die Messergebnisse einer Pumpe in Relation zu dem energieeffizientesten Produkt auf dem Markt mit Stand 2010:

- Ein heutiger MEI von 0,7 markiert den seinerzeit besten Referenzwert und ein MEI von 0,1 den schlechtesten Referenzwert (ARCHmatic, 2017).
- Ein aktueller MEI von 0,4 sagt aus, dass 40 % der anderen am Markt angebotenen Pumpen einen schlechteren hydraulischen Wirkungsgrad haben.

- Die Angabe $MEI \geq 0,7$ sagt aus, dass über 70 % der anderen verfügbaren Pumpen dieses Typs im Wirkungsgrad schlechter sind.

Gemäß der Verordnung (EU) Nummer 547/2012 muss der MEI seit dem 1. Januar 2015 mindestens einen Wert von 0,4 betragen.

Tabelle 7: Mindesteffizienzindex (MEI) und entsprechender Wert C nach Pumpenart und Drehzahl

Pumpentyp	C-Wert (MEI = 0,1)	C-Wert (MEI = 0,4)	C-Wert (MEI = 0,7)	Drehzahl in [1/min]	Bezeichnung
C (ESOB, 1 450)	132,58	128,07	124,85	1450	Wasserpumpe mit axialem Eintritt, eigene Lagerung
C (ESOB, 2 900)	135,60	130,27	127,06	2900	Wasserpumpe mit axialem Eintritt, eigene Lagerung
C (ESCC, 1 450)	132,74	128,46	125,46	1450	Wasserpumpe mit axialem Eintritt, Blockausführung
C (ESCC, 2 900)	135,93	130,77	127,75	2900	Wasserpumpe mit axialem Eintritt, Blockausführung
C (ESCCI, 1 450)	136,67	132,30	128,98	1450	Blockwasserpumpe mit axialem Eintritt, Inlineausführung
C (ESCCI, 2 900)	139,45	133,69	129,83	2900	Blockwasserpumpe mit axialem Eintritt, Inlineausführung
C (MS-V, 2 900)	138,19	133,95	130,37	2900	Mehrstufige vertikale Wasserpumpe
C (MSS, 2 900)	134,31	128,79	123,84	2900	Mehrstufige Tauchwasserpumpe

Quelle: Stoeffl, 2013

Unter Verwendung der oben beschriebenen Formeln können die mindestens erforderlichen Wirkungsgrade in fünf Schritte berechnet werden:

1. Bestimmung der Förderhöhe H_{BEP} und des Förderstroms Q_{BEP} im Bestpunkt sowie der Nenndrehzahl n der jeweiligen Pumpe aus dem Datenblatt des Herstellers
Pumpendaten: ESOB 2900, einstufig $i = 1$, $n = 2900$ 1/min,
 $H_{BEP} = 25$ m, $Q_{BEP} = 86$ m³/h

2. Einsetzen dieser Größen, um die spezifische Drehzahl n_s zu berechnen

$$n_s = n \cdot \frac{\sqrt{Q_{BEP}}}{\left(\frac{1}{i} H_{BEP}\right)^{\frac{3}{4}}} = 2900 \cdot \frac{\sqrt{86}}{\left(\frac{1}{1} 25\right)^{\frac{3}{4}}} = 40$$

3. Bestimmung des C-Wertes aus der Tabelle 7

$$\text{ESOB 2900, MEI} = 0,7 \rightarrow C = 127,06$$

4. Bestimmung des Nennförderstroms Q der jeweiligen Pumpe

$$Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$$

5. Einsetzen von C-Wert und n_s in Formel 8, um $(\eta_{BEP})_{min,req}$ zu berechnen

$$\begin{aligned} (\eta_{BEP})_{min,req} &= 88,59 \ln(n_s) + 13,46 \ln(Q) - 11,48 \ln(n_s)^2 - 0,85 \ln(Q)^2 \\ &\quad - 0,38 \ln(n_s) \ln(Q) - C = 81,02\% \end{aligned}$$

6. Einsetzen des mindestens erforderlichen Wirkungsgrades im Bestpunkt Formel 9 und Formel 10, um den Wirkungsgrad bei Teillast und bei Überlast zu berechnen

$$(\eta_{PL})_{min,req} = 0,947 \cdot (\eta_{BEP})_{min,req} = 76,73\%$$

$$(\eta_{OL})_{min,req} = 0,985 \cdot (\eta_{BEP})_{min,req} = 79,81\%$$

Daraus folgt, dass eine Pumpe einen Mindestwirkungsgrad im Bestpunkt von 81,02 %, bei Teillast von 76,73 % und bei Überlast von 79,81 % aufweisen soll.

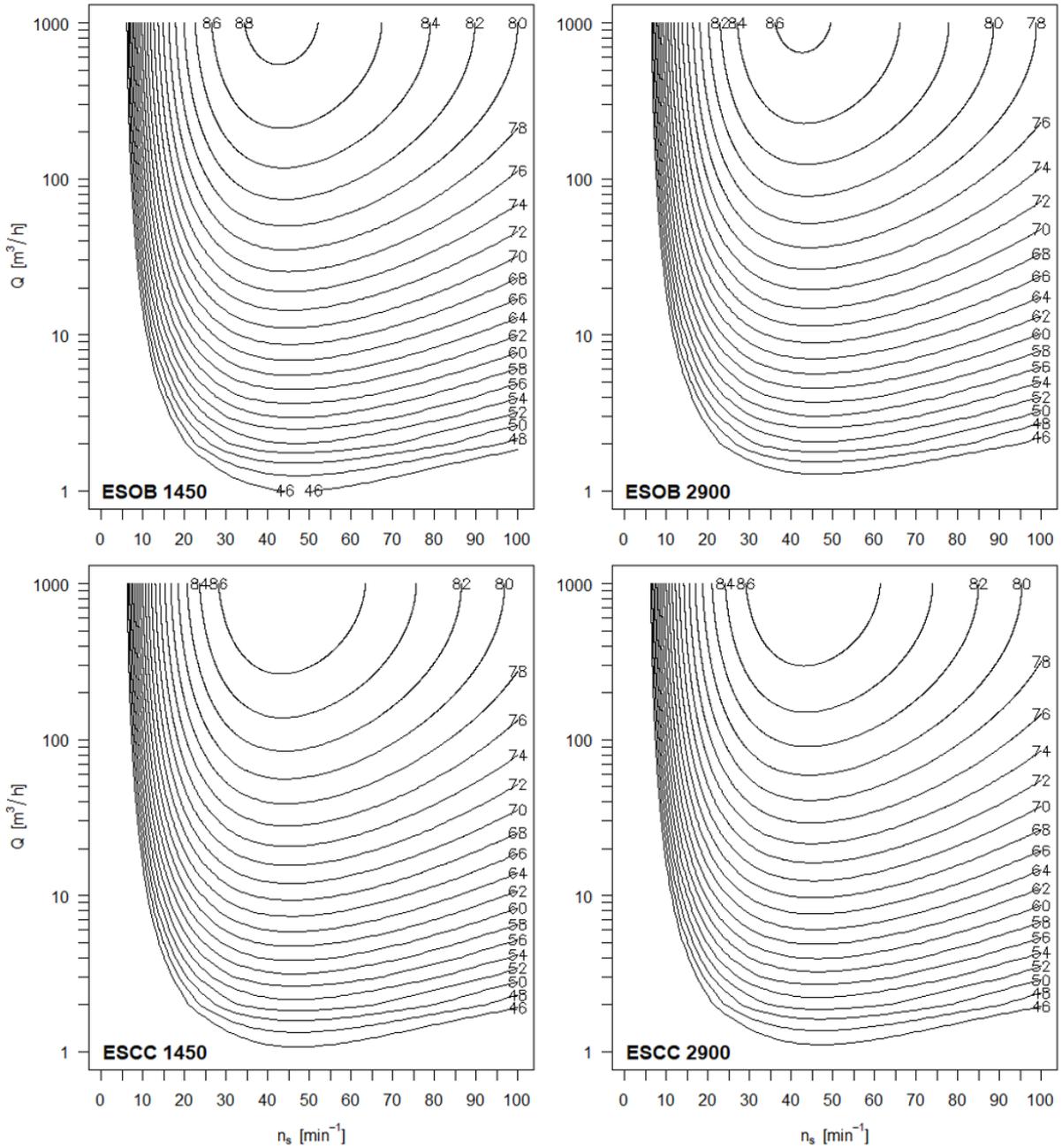
Für eine schnelle Abschätzung des mindestens erforderlichen Wirkungsgrades im Bestpunkt werden in der nachfolgenden Abbildung 6 die Effizienzbereiche beziehungsweise die Isolinien für die beschriebenen Pumpenarten aus der Tabelle 7 unter eine Annahme von MEI = 0,7 dargestellt. Die x-Achse bezeichnet die spezifische Drehzahl n_s in [1/min] und die y-Achse bezeichnet den Förderstrom Q in [m³/h]. Um den Bereich

des Wirkungsgrades aus dem Konturdiagramm abzulesen, wird der Schnittpunkt der Linien von Q und von n_s gebildet.

Für das Beispiel der Pumpe mit $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$ und $n_s = 40 \text{ min}^{-1}$ für ESOB 2900 ergibt sich für den mindestens erforderlichen Wirkungsgrad im Bestpunkt ein Wert aus dem Diagramm zwischen den Isolinien 80 % und 82 %, was dem berechneten Wert aus dem Beispiel entspricht. Dabei dient dieser Wert nur zur Orientierung, um schnell Aussagen über den möglichen Wirkungsgrad zu treffen. Der genaue Wert des Wirkungsgrades kann mittels der Formel 8 berechnet werden.

Als nächster Schritt wird der Wirkungsgrad der derzeit verbauten Pumpe mit diesem Wert verglichen. Es ist darauf zu achten, dass sich diese Berechnung auf den Punkt mit der höchsten Effizienz (BEP) bezieht. Falls eine andere Auslegung der Pumpe sinnvoller wäre, sollten die tatsächlichen Werte für Förderstrom und Förderhöhe verwendet werden, um einen möglichen Wert in diesem Bereich zu erhalten. Dazu sind im oberen eingeführten Beispiel anstatt (Q_{BEP} , H_{BEP}) die tatsächlichen Werte (für Q , H) einzusetzen. Für den Nennförderstrom müsste dann allerdings bereits eine konkrete neue Pumpe ausgewählt werden.

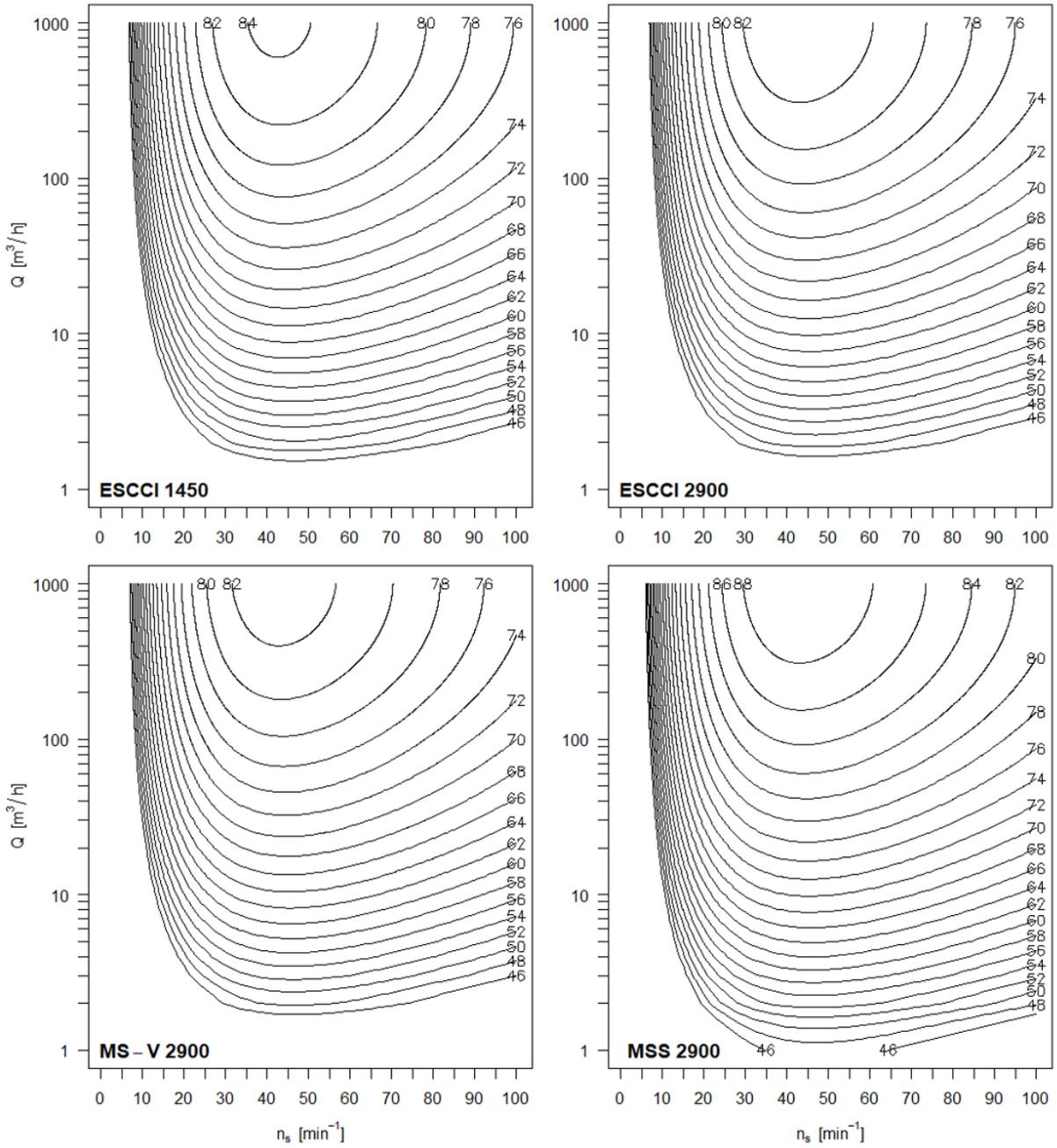
Abbildung 6: Bestimmung des mindestens erforderlichen Wirkungsgrades der Pumpentypen ESOB 1450, ESOB 2900, ESCC 1450 und ESCC 2900 bei MEI = 0,7



Anmerkung: Die x-Achse stellt die spezifische Drehzahl dar und die y-Achse stellt den Förderstrom dar.

Quelle: Eigene Darstellung, in Anlehnung an Ökodesign-Verordnung (2012)

Abbildung 7: Bestimmung des mindestens erforderlichen Wirkungsgrades der Pumpentypen ESCCI 1450, ESCCI 2900, MS-V 2900 und MSS 2900 bei MEI = 0,7



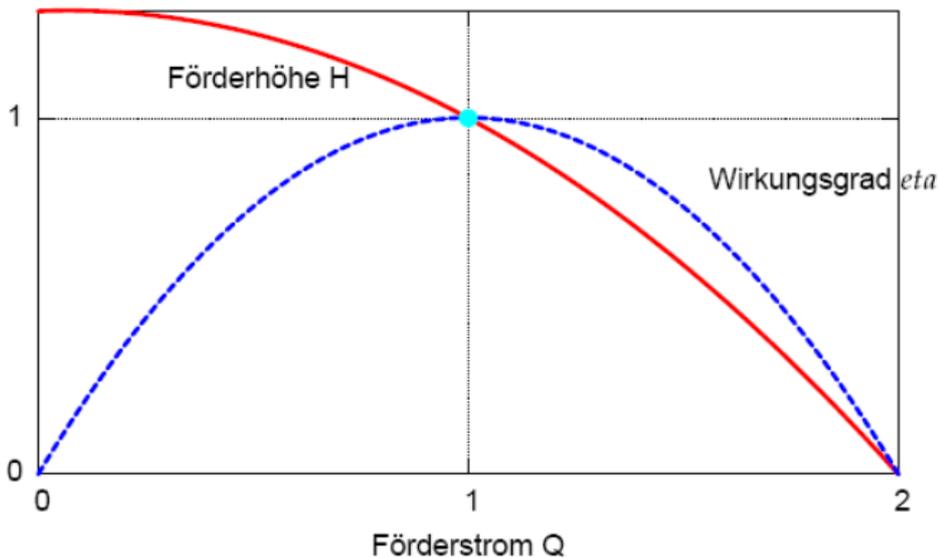
Anmerkung: Die x-Achse stellt die spezifische Drehzahl dar und die y-Achse stellt den Förderstrom dar.

Quelle: Eigene Darstellung, in Anlehnung an Ökodesign-Verordnung (2012)

4.2.3 Prüfung der Auslastung

Der Wirkungsgrad hängt aber auch vom Betriebspunkt der Pumpe ab. Ist dieser, wie in den meisten Fällen, vom optimalen Betriebspunkt (also dem Punkt höchster Effizienz) entfernt, nimmt er ab. Falls der tatsächliche Förderstrom verfügbar ist, soll der tatsächliche Wirkungsgrad aus der Pumpenkennlinie entnommen werden oder kann mit untenstehender Grafik abgeschätzt werden.

Abbildung 8: Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Abweichung des Fördervolumens für die am weitesten verbreiteten Kennlinien



Quelle: Tanner, 2004

Formelsammlung zur Einsparungsberechnung

Nachstehend sind die wichtigsten Formeln zur Bewertung eines Pumpensystems angeführt (KSB, 2005).

Die **Förderleistung** (P_U oder hydraulische Leistung) ist die durch die Pumpe auf den Förderstrom übertragene nutzbare Leistung:

Formel 12: Förderleistung

$$P_U = \rho \cdot Q \cdot g \cdot H \text{ [W]}$$

ρ	Dichte [kg/dm ³]
Q	Förderstrom [l/s]
H	Förderhöhe [m]
g	Schwerefeld [m/s ²]

In der Praxis rechnet man mit der folgenden vereinfachten Formel:

Formel 13: Förderleistung praxisnah

$$P_U = \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{367} \text{ [kW]}$$

ρ	Dichte [kg/dm ³]
Q	Förderstrom [m ³ /h]
H	Förderhöhe [m]

Leistungsbedarf der Pumpe

Formel 14: Leistungsbedarf der Pumpe

$$P_P = \frac{P_U}{\eta_P} = \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{367 \cdot \eta_P} \text{ [kW]}$$

P_U	Förderleistung [kW]
ρ	Dichte [kg/dm ³]
Q	Förderstrom [m ³ /h]
H	Förderhöhe [m]
η_P	Pumpenwirkungsgrad [%]

Leistungsbedarf des Motors

Formel 15: Leistungsbedarf des Motors

$$P_M = \frac{P_P}{\eta_M} \text{ [kW]}$$

P_P Leistungsbedarf der Pumpe [kW]

η_M Motorenwirkungsgrad [%]

Einsparberechnung

Formel 16: Einsparungsberechnung

$$\Delta K = K_0 \cdot \left(1 - \frac{\eta_V}{\eta_N}\right)$$

$$\eta_V = \eta_M \cdot \eta_P \text{ [%]}$$

$$\eta_N = \eta_M \cdot \eta_P \text{ [%]}$$

ΔK Kostenersparnis [€]

K_0 Ursprüngliche Kosten [€]

$\eta_{V/N}$ Gesamtwirkungsgrad vor/nach Optimierung [%]

η_M Motorenwirkungsgrad [%]

η_P Pumpenwirkungsgrad [%]

Erforderliche Daten

- Soll-Förderstrom
- Leistung der Pumpe
- Abgeschätzte Laufzeit
- Kennlinie und Alter der Pumpe (für Wirkungsgradbestimmung)
- Zum Vergleich mit neuer Pumpe – aus Pumpenkennlinie bestehender Pumpe:
Pumpenart, Q_{BEP} , H_{BEP} (daraus spezifische Drehzahl)
- Tatsächlicher Förderstrom (Wirkungsgradreduktion und Auslastung, laut Pumpenkennlinie oder Abbildung 5)

4.3 Maßnahme 3: Regelung und Leistungsanpassung

Schlecht oder gar nicht geregelte Systeme, die Verbraucher mit variabler Abnahme versorgen, sollen jedenfalls näher untersucht werden. Hinweise darauf geben zum Beispiel in Heiz- oder Kühlsystemen niedrige Temperaturspreizungen während der Übergangszeit.

Drehzahlregelung mittels eines Frequenzumrichters ist bei variablen Förderstromanforderungen zweifellos die effizienteste Methode zur Anpassung der Pumpenleistung.

4.3.1 Drosselung zur Leistungsanpassung

Die Anpassung des Förderstroms durch ein Drosselventil stellt die häufigste Regelung dar und kann in manchen Fällen nicht vermieden werden. Mit der Drossel wird der Druck beziehungsweise die Förderhöhe erhöht, die die Pumpe liefern muss. Bei einer Kreiselpumpe verringert sich dabei der Förderstrom. Die Werte können entweder bei bekannter Förderhöhe oder bei bekanntem Förderstrom jeweils aus der Pumpenkennlinie entnommen werden. Der erhöhte Druck bei vermindertem Förderstrom führt jedoch zu einer unnötig hohen hydraulischen Leistung und damit zu gesteigertem Energieverbrauch, der vermieden werden kann.

Untenstehende Tabelle 8 zeigt einen Vergleich der Leistungsaufnahme bei unterschiedlichen Lastzuständen für Drossel- und Drehzahlregelung. Die Angaben beziehen sich auf geschlossene Systeme ohne statische Förderhöhe, falls es für die Drehzahlregelung möglich ist, entlang der Anlagenkennlinie zu regeln (also zum Beispiel wenn keine p-max-Regelung ausgewählt ist).

Tabelle 8: Prozentmäßige Reduktion des Leistungsbedarfs für Volumenstrom in Abhängigkeit der Regelung bei geschlossenen Systemen

Volumenstrom [%]	Leistungsbedarf Drosselregelung P _w [%]	Theoretischer Leistungsbedarf Drehzahlregelung P _w [%]
0	40	0
10	46	1
20	53	2

Volumenstrom [%]	Leistungsbedarf Drosselregelung Pw [%]	Theoretischer Leistungsbedarf Drehzahlregelung Pw [%]
30	59	4
40	66	9
50	72	14
60	78	24
70	84	37
80	90	53
90	95	74
100	100	100

Drehzahlregelung

Die Drehzahlregelung ermöglicht es, den gelieferten Förderstrom über die Drehzahl der Pumpe direkt zu beeinflussen. Dabei wird im Gegensatz zur Drosselregelung der dynamische Anteil der Förderhöhe im System verringert und damit die hydraulische Leistung gesenkt. Grundsätzlich kann der Frequenzumrichter damit den Betriebspunkt entlang der Anlagenkennlinie verschieben, im Gegensatz zur Drosselregelung, die den Betriebspunkt entlang der Pumpenkennlinie verschiebt. Im Folgenden sind geschlossene Systeme ohne relevante statische Förderhöhe von Systemen mit statischer Förderhöhe zu unterscheiden. Zu letzteren gehören beispielsweise Pumpaufgaben von einem Reservoir zu einem Speicherbecken.

4.3.1.1 Systeme ohne statische Förderhöhe

Mit einem Frequenzumrichter kann die Drehzahl eines Asynchronmotors(ASM) stufenlos verändert werden. Die Pumpenleistung wird durch die Drehzahlregelung an die Anlagenerfordernisse angepasst, Druck- und Förderhöhenüberschüsse werden vermieden und es wird Energie eingespart. Besonders geeignet für Drehzahlregelung sind Anlagen mit variablem Bedarf und Anlagen, deren Anteil an statischer Höhe nicht zu hoch ist.

Die folgenden Gleichungen beschreiben die Änderung der Pumpenkennwerte bei Drehzahländerung in Systemen ohne statische Höhe, also beispielsweise geschlossene Kreisläufe, wie Wärmeverteilung, mit guter Näherung.

Formel 17: Änderung der Pumpenkennwerte bei Drehzahländerung

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q_n}{Q_x} &= \frac{n_n}{n_x} & ; & & \frac{H_n}{H_x} &= \left[\frac{n_n}{n_x} \right]^2 & ; & & \frac{P_n}{P_x} &= \left[\frac{n_n}{n_x} \right]^3 \\ n_{n,x} & \text{Drehzahländerung [1/min]} \\ Q_{n,x} & \text{Förderstrom vor und nach Änderung der Drehzahl [m}^3\text{/h]} \\ H_{n,x} & \text{Förderhöhe vor und nach Änderung der Drehzahl [m]} \\ P_{n,x} & \text{Förderleistung vor und nach Änderung der Drehzahl [W]} \end{aligned} \right\}$$

Die Formeln zeigen, dass der Förderstrom (Q) proportional zur Pumpendrehzahl (n) ist. Die Förderhöhe (H) ist proportional zum Quadrat der Drehzahl, während die Leistung (P) proportional zur dritten Potenz der Drehzahl ist (Grundfos, 2004).

Folgende Gründe sprechen teilweise gegen eine Umrüstung auf eine Drehzahlregelung:

- Investitionskosten
- größere Störanfälligkeit durch Einbau der Leistungselektronik – heutzutage nicht mehr so relevant
- erforderlicher Platz im Schaltschrank bei externen Ausführungen
- Netzverunreinigung durch Oberwellen – Filter schaffen hier Abhilfe

Der Leistungsbedarf einer Pumpe steigt mit der dritten Potenz des Förderstromes, er ist also bei halber Fördermenge achtmal kleiner, siehe nachfolgende Berechnung:

Formel 18: Beispielhafte Berechnung der Leistung bei Änderung des Förderstroms

$$P_2 = P_1 \cdot \left[\frac{Q_2}{Q_1} \right]^3 = P_1 \cdot \left[\frac{0,5 \cdot Q_1}{Q_1} \right]^3 = P_1 \cdot 0,125$$

Theoretisch bewirkt der Einsatz eines Frequenzumrichters das Verschieben der Wirkungsgradlinie sowohl des Motors als auch der Pumpe. Dabei folgt der Wirkungsgradverlust nicht dem Verlauf der Kennlinie bei konstanter Drehzahl. Dieser Umstand wird für eine grobe Abschätzung nicht berücksichtigt.

Kosten und Wirkungsgradabschätzungen für Frequenzumrichter abhängig von der Last sind im Anhang angeführt.

Formelsammlung zur Einsparbewertung der Veränderung der Drehzahl in geschlossenen Systemen

Formel 19: Hydraulische Leistung

$$P_{\text{hyd}} = \rho \cdot Q \cdot g \cdot H \text{ [W]}$$

ρ	Dichte [kg/dm ³]
Q	Förderstrom [l/s]
H	Förderhöhe [m]
g	Schwerefeld [m/s ²]

Formel 20: Nennleistung

$$P_N = \frac{P_{\text{hyd}}}{\eta_P} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta_P} \text{ [W]}$$

P_{hyd}	hydraulische Leistung [W]
η_P	Pumpenwirkungsgrad [%]

Formel 21: Motorleistung

$$P_M = \frac{P_N}{\eta_M} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta_P \cdot \eta_M} \text{ [W]}$$

P_N	Nennleistung [W]
η_M	Motorwirkungsgrad [%]

Formel 22: Leistung des Pumpensystems mit Frequenzumrichter

$$P = \frac{P_M}{\eta_{\text{FU}}} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta_P \cdot \eta_M \cdot \eta_{\text{FU}}} \text{ [W]}$$

P_M	Motorleistung [W]
η_{FU}	Wirkungsgrad des Frequenzumrichters [%]

Formel 23: Energieeinsparung bei Drehzahlregelung

$$P_2 = \left[\frac{n_2}{n_1} \right]^3 \cdot P_1 \text{ [W]}$$

$P_{1/2}$ Leistung vor / nach der Änderung [W]

$n_{1/2}$ Drehzahl vor / nach der Änderung [min^{-1}]

Formel 24: Kostenersparnis durch Drehzahlregelung für jeden Lastpunkt

$$\Delta K = (P_{\text{el,vor}} - P_{\text{el,nach}}) \cdot k(E)_{\text{el}} \cdot t \text{ [€]}$$

$P_{\text{el,vor/nach}}$ elektrische Leistung vor / nach der Optimierung [W]

$n_{\text{vor/nach}}$ Drehzahl vor / nach der Optimierung [min^{-1}]

$k(E)_{\text{el}}$ spezifische Stromkosten [€/Wh]

t Laufzeit [h]

4.3.1.2 Förderhöhenbestimmung bei Systemen mit statischer Förderhöhe

Bei Systemen mit statischer Förderhöhe unterscheidet sich die Anlagenkennlinie von jenen ohne statische Förderhöhe. In Abbildung 7 ist ersichtlich, dass diese je nach Anteil statischer Förderhöhe flacher ist und damit die Förderhöhe der Pumpe mit Frequenzumrichter bei verringertem Förderstrom nicht so stark wie bei geschlossenen Systemen abnimmt. Der statische Anteil (also Höhen- oder Druckunterschied zwischen Behältern) muss jedenfalls überwunden werden.

Um den erforderlichen Leistungsbedarf zu berechnen, muss zunächst die Förderhöhe bei verringertem Förderstrom bestimmt und anschließend die hydraulische Leistung berechnet werden. Dazu können die folgenden Formeln verwendet werden (De Almeida et alii, 2008).

Formel 25: Anlagenkennlinie bei Systemen mit statischem Anteil

$$H_{TL} = (H_N - H_S) \cdot \left(\frac{Q_{TL}}{Q_N}\right)^2 + H_S \quad [\text{m}]$$

H_N	Nennförderhöhe [m]
H_S	statische Förderhöhe [m]
Q_{TL}	Förderstrom bei Teillast [m^3/h]
Q_N	Nennförderstrom [m^3/h]

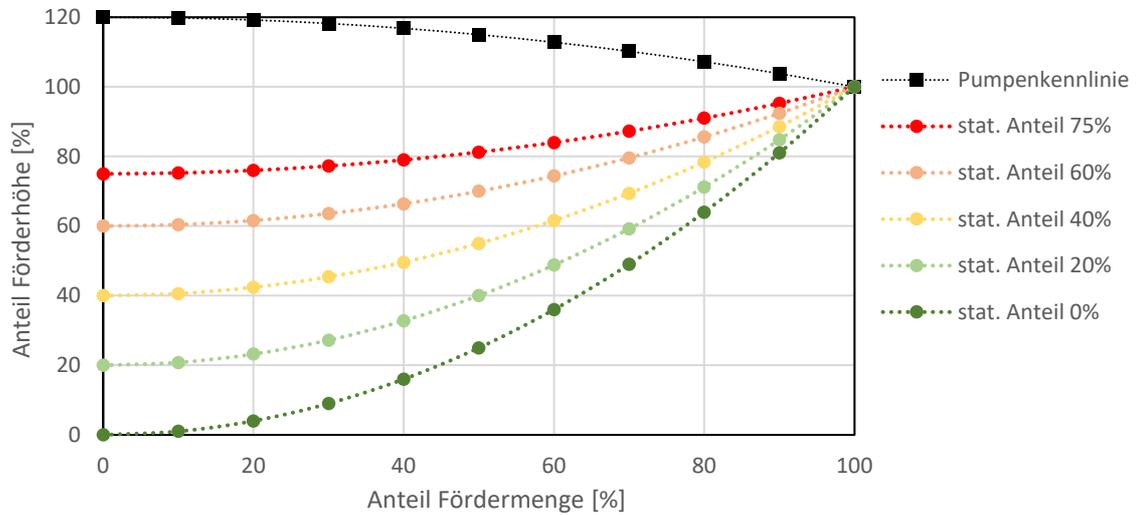
Formel 26: Leistungsbedarf bei Systemen mit statischem Anteil

$$P_{TL} = \frac{\rho \cdot Q_{TL} \cdot H_{TL}}{367 \cdot \eta_{ges}} \quad [\text{kW}]$$

ρ	Dichte [kg/dm^3]
H_{TL}	Förderhöhe bei Teillast [m]
Q_{TL}	Förderstrom bei Teillast [m^3/h]
η_{ges}	Gesamtwirkungsgrad [%]

In der nachfolgenden Abbildung sind Anlagekennlinien mit unterschiedlichem Anteil der statischen Höhe zu sehen. Auf der x-Achse wird der Anteil der Fördermenge und auf der y-Achse der Anteil der Förderhöhe dargestellt.

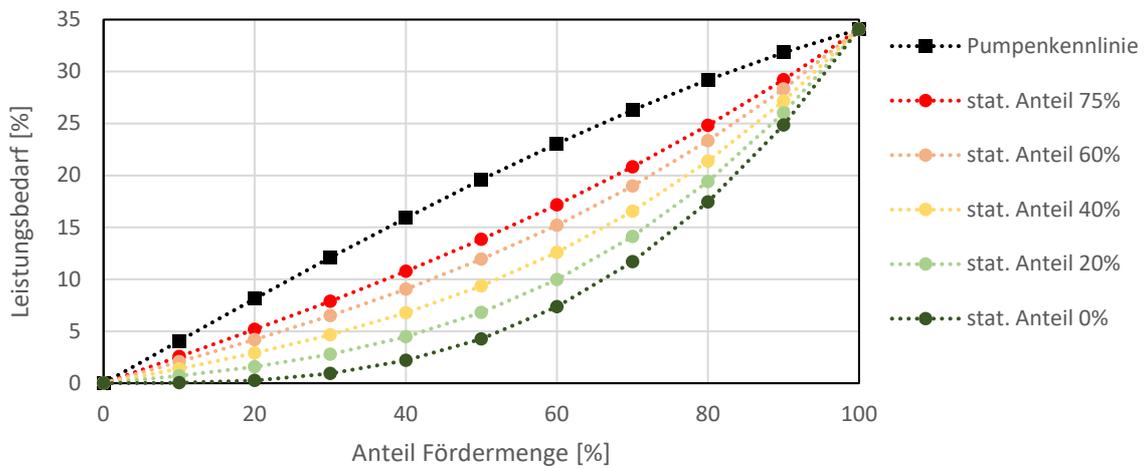
Abbildung 9: Darstellung der Pumpenkennlinie und der Anlagekennlinien bei unterschiedlichem statischem Anteil



Quelle: Eigene Darstellung

Bei einer Erhöhung der statischen Förderhöhe verschiebt sich der Startpunkt beziehungsweise die Anlagenkennlinie nach oben, was die Leistung des Pumpensystems beeinflusst. In der Abbildung ist die Leistungsänderung bei unterschiedlichem statischem Anteil zu sehen, wobei ein Gesamtwirkungsgrad von 80 % angenommen wird. Daraus kann gefolgert werden, dass der Leistungsbedarf des Pumpensystems bei einer Erhöhung des statischen Anteils höher ist.

Abbildung 10: Darstellung des Leistungsbedarfs bei unterschiedlichem statischen Anteil



Quelle: Eigene Darstellung

Es ist erkennbar, dass bei Verringerung des Fördervolumens über einen Frequenzumrichter die Differenz der aufgenommenen Leistung zwischen der Pumpenkennlinie (also bei Drosselung) und der Anlagenkennlinie (Regelung über Frequenzumrichter) mit steigendem statischen Anteil sinkt. Dennoch ist es in vielen Fällen auch in solchen Systemen sinnvoll, Frequenzumrichter einzusetzen. Dabei ist darauf zu achten, dass auch bei kleinem Förderstrom (das heißt starker Absenkung der Drehzahl des Motors) die notwendige statische Förderhöhe nicht unterschritten wird.

Für die Einsparbewertung kann es hilfreich sein, auch den Vergleich mit der Drosselregelung zu berechnen. Dazu wird normalerweise der tatsächliche Betriebspunkt (Förderhöhe und Förderstrom) bestimmt beziehungsweise aus der Pumpenkennlinie entnommen. Als Annäherung für die Pumpenkennlinie kann aber auch folgende Formel verwendet werden (De Almeida et alii 2008):

Formel 27: Pumpenkennlinie mit statischem Anteil

$$H = H_{SO} \cdot \frac{n^2}{n_m^2} + (H_m - H_{SO}) \cdot \frac{Q_{TL}^2}{Q_N^2} \quad [\text{m}]$$

H_{SO}	Nullförderhöhe [m]
H_m	gemessene Förderhöhe [m]
Q_{TL}	Förderstrom bei Teillast [m^3/h]
Q_N	Nennförderstrom [m^3/h]
n	Drehzahl [1/min]
n_m	gemessene Drehzahl [1/min]

Die Nullförderhöhe (H_{SO}) gibt an, wie viel Druck notwendig ist, damit in einem an der Pumpe angeschlossenen senkrechten Rohr bei eingeschalteter Pumpe der Förderstrom gleich null wird (KSB, 2005). Es ist der Schnittpunkt der Pumpenkennlinie mit der y-Achse.

4.3.1.3 Förderhöhenbestimmung bei Systemen mit Drehzahlregelung und weiteren Regelungsarten

In der Praxis werden zur Regelung von Pumpensystemen mit Frequenzumrichter verschiedene Betriebs- und Regelungsarten eingestellt. Häufig eingesetzt werden beispielsweise Regelungen, bei denen der Differenzdruck konstant gehalten wird, und eine weitere Regelungsart, bei der der Differenzdruck variabel eingestellt wird. Beide Regelungen führen im Vergleich zur Regelung entlang der Anlagenkennlinie zu geringeren Einsparungen. In Abbildung 11 sind die weiteren Regelungsarten dargestellt. In der Folge sind auch die Formeln zur Ermittlung der Förderhöhe bei Nutzung dieser Regelungsarten dargestellt. Daraus lässt sich dann die neue hydraulische Leistung und der elektrische Leistungsbedarf ermitteln.

Differenzdruck Δp_{\max} konstant: Bei dieser Regelungsart wird der Differenzdruck Δp_{\max} als Sollwert vorgegeben. Die Pumpe wird so geregelt, dass der Druck konstant eingehalten wird. Im Betriebspunkt 1 sind die Ventile der Anlage geöffnet, siehe Abbildung 11. Wenn ein oder mehrere Ventile geregelt beziehungsweise geschlossen werden, verschiebt sich der neue Betriebspunkt nach 2' (Pumpensystem ohne statische Förderhöhe) oder nach 3' (Pumpensystem mit statischer Förderhöhe). Folglich reduzieren sich die Förderströme sowie die hydraulischen Leistungen der Pumpen P_2 und P_3 .

- Differenzdruck Δp_{\max} variabel: Der Differenzdruck Δp_{\max} wird in Abhängigkeit vom Förderstrom geregelt und nimmt bei abnehmendem Förderstrom proportional ab. Der Betriebspunkt 1 verschiebt sich nach 2“ (Pumpensystem ohne statische Förderhöhe) oder nach 3“ (Pumpensystem mit statischer Förderhöhe). Hier ergibt sich ein Unterschied zwischen den Leistungen beider Pumpensysteme, und zwar wird die hydraulische Leistung des Pumpensystems mit statischer Förderhöhe P_3 “ höher als die hydraulische Leistung des Pumpensystems ohne statische Förderhöhe P_2 “. Um die Förderhöhe der Pumpe bei dieser Regelungsart zu berechnen, kann die folgende Formel verwendet werden:

Formel 28: Berechnung der Förderhöhe bei variabler Differenzdruck-Regelung

$$H = \frac{H_{\max} + H_S}{2} + Q \cdot \frac{H_{\max} - H_S}{2 \cdot Q_{\max}} \quad [\text{m}]$$

H_{\max} maximale Förderhöhe [m]

H_S statische Förderhöhe [m]

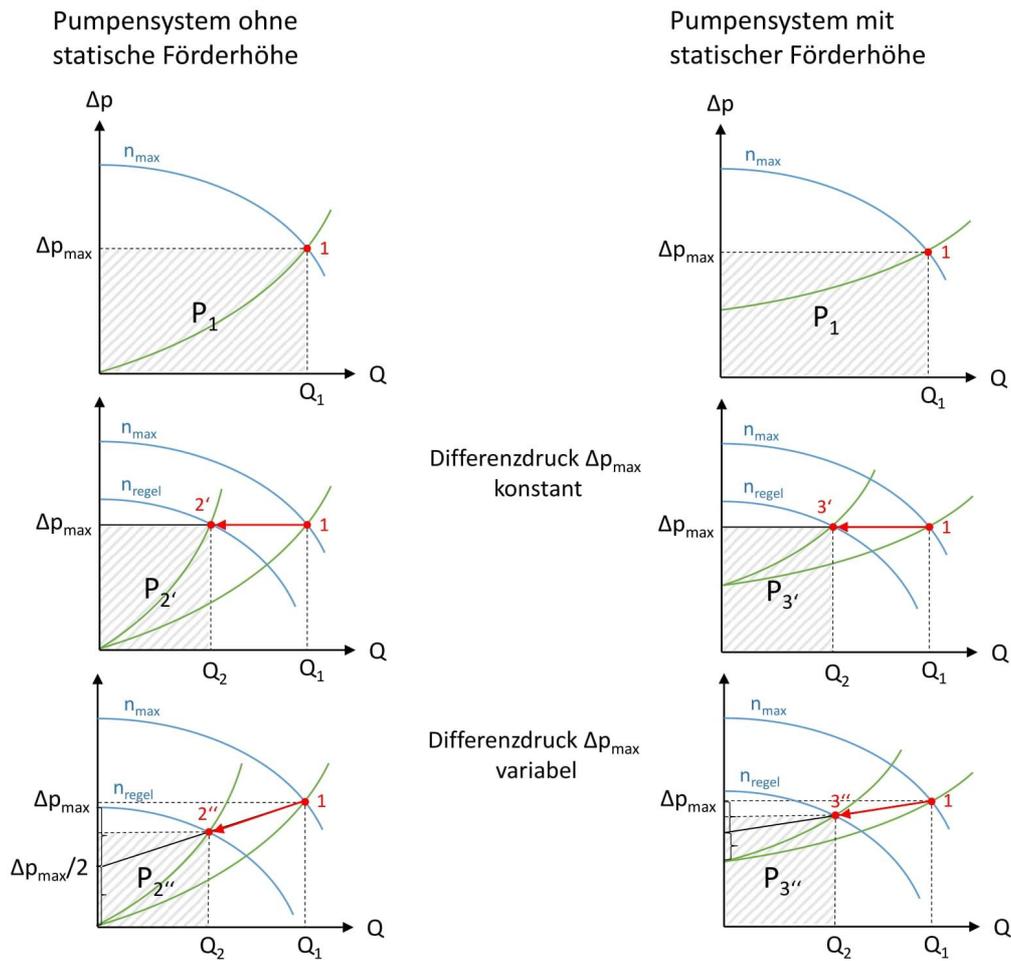
Q Förderstrom [m^3/h]

Q_{\max} maximaler Förderstrom [m^3/h]

Durch Einsetzen von $H_S = 0$ in der oben eingeführten Formel kann die Förderhöhe bei Regelungsart „ Δp_{\max} konstant“ ohne statische Förderhöhe berechnet werden.

Aus den zwei eben erklärten Regelungsarten kann die Schlussfolgerung gezogen werden, dass die Regelungsart „ Δp_{\max} variabel“ zu einem niedrigeren Leistungsbedarf des Pumpensystems als „ Δp_{\max} konstant“ führt beziehungsweise effizienter ist.

Abbildung 11: Regelungsarten von Pumpensystemen ohne und mit statischer Förderhöhe



Quelle: Eigene Darstellung, in Anlehnung an Macabrey (2019)

4.3.2 Parallelschaltung

Mehrfachpumpen bieten eine Alternative zur variablen Drehzahlregelung. Durch Parallelschaltung mehrerer Pumpen in einer Anlage addieren sich die Förderströme der einzelnen Pumpen bei gleicher Förderhöhe. Parallel geschaltete Pumpen werden häufig verwendet, wenn:

- der Sollförderstrom die Förderleistung einer einzelnen Pumpe überschreitet,
- das System variablen Förderstromanforderungen gerecht werden muss und diese durch Ein- und Ausschalten der parallel geschalteten Pumpen erreicht werden können sowie
- eine hohe Betriebssicherheit durch Redundanz erforderlich ist.

Durch Abschalten einzelner Pumpen kann die gesamte Pumpenleistung sehr gut an den Teillastbetrieb angepasst werden. Die eingeschalteten Pumpen arbeiten am Punkt hoher Effizienz. Nachteile sind der erhöhte Bauaufwand von Rohrleitungen, Armaturen und Pumpen, vermehrter Platzbedarf und die hohe Schalthäufigkeit bei ungünstiger Auslegung.

4.3.3 Laufschaufeleinstellung

Bei Propellerpumpen (Kreiselpumpen mit halbaxialen und axialen Laufrädern) wird die stufenlose Regelung der Drosselkurve durch Laufschaufelverstellung im Stillstand oder während des Betriebes häufig angewendet. Dadurch ergibt sich eine besonders energiesparende Anpassung des Förderstromes und der Förderhöhe in einem großen Betriebsbereich. Als Nachteil sind der erhebliche konstruktive Aufwand und damit die erhöhten Investitionskosten genannt.

4.3.4 Laufräder austauschen oder abdrehen

Sollen Förderstrom und gleichzeitig Förderhöhe bei konstanter Drehzahl verringert werden, kann dies durch Abdrehen (bei Laufrädern von Spiralgehäusepumpen) oder Ausdrehen (Pumpen mit Leitrad) des Laufrades erreicht werden. Die Förderhöhe kann durch Ändern des Pumpenraddurchmessers (Austausch oder Abdrehen) innerhalb der vom Hersteller für das Pumpengehäuse empfohlenen Abmessungsgrenzen um 10 % bis 50 % verringert werden (Europäische Motor Challenge Programm, 2003). Laufräder niedriger spezifischer Drehzahl ($n_s = 25 \text{ min}^{-1}$) können ohne merkliche Wirkungsgradeinbußen relativ stark abgedreht werden, normalerweise kann der Laufraddurchmesser auf bis zu circa 80 % der Originalgröße verringert werden.

Der Energieverbrauch beziehungsweise die Leistung ändert sich idealerweise mit vierter Potenz des Durchmessers, allerdings nimmt der Wirkungsgrad der Pumpe ab.

Näherungsweise kann dennoch folgende Formel verwendet werden (Grundfos, 2004):

Formel 29: Änderung der Pumpenkennwerte bei Änderung des Laufraddurchmessers

$$Q_2 = \left[\frac{D_2}{D_1} \right]^2 \cdot Q_1 \quad ; \quad H_2 = \left[\frac{D_2}{D_1} \right]^3 \cdot H_1 \quad ; \quad P_2 = \left[\frac{D_2}{D_1} \right]^4 \cdot P_1$$

$D_{1,2}$	Laufraddurchmesser vor und nach der Änderung [m]
$Q_{1,2}$	Förderstrom vor und nach Änderung des Laufraddurchmessers [m ³ /h]
$H_{1,2}$	Förderhöhe vor und nach Änderung des Laufraddurchmessers [m]
$P_{1,2}$	Förderleistung vor und nach Änderung des Laufraddurchmessers [W]

Vor der Durchführung dieser Maßnahme sind auch die damit einhergehende, steigende erforderliche Haltedruckhöhe dieser Pumpe zu berücksichtigen und die diesbezüglichen Herstellerdaten zu prüfen. Vorteile gegenüber der ursprünglich überdimensionierten Pumpe ergeben sich aus dem besseren Wirkungsgrad der Pumpe und des Motors sowie der geringeren Abnutzung des Rohrsystems und der Ventile.

Die Einsparungen der Regelungsvarianten unterscheiden sich bei offenen und geschlossenen Systemen. Für eine genaue Berechnung können zum Beispiel Softwareprogramme von FU-Herstellern als Hilfestellung verwendet werden.

Erforderliche Daten

- Lastprofil (Q_t): reduzierte Förderströme und Laufzeiten
- Leistung der Pumpe
- Regelungsart und damit Abschätzung der Leistungsaufnahme vor Optimierung

Bewertung

- Errechnung der Einsparung über die einzelnen Lastzustände laut obenstehenden Formeln
- Gegenüberstellung der Einsparung zu Installationskosten (siehe Anhang zu Kosten von Motoren)

4.4 Maßnahme 4: Motortausch

Der Pumpenantrieb ist der Punkt, bei dem mit geringen baulichen Veränderungen besonders deutliche Wirkungsgradverbesserungen erzielt werden können. Jedenfalls sollte vor Motortausch der Betriebspunkt der Pumpe ermittelt werden. Eine elektrische Leistungsmessung zur Ermittlung der tatsächlichen aufgenommenen elektrischen Leistung ist ebenfalls sehr sinnvoll. Kriterien für diese Maßnahme sind: hohe Laufzeiten, hohes Alter des Motors und geringer Wirkungsgrad. In den letzten Jahren haben einige Pumpenhersteller in vielen Leistungskategorien die aktuell effizientesten Motortechnologien eingesetzt. Daher werden in diesem Kapitel diese Technologien vorgestellt und die Effizienzwerte für IE5-Motoren, als momentan höchste Wirkungsgradklasse, angeführt (Stand: 2022).

4.4.1 Effiziente Motortechnologie verwenden

Je nach Leistungsbereich haben effiziente Motoren einen Wirkungsgrad von 83 % bis 97 % (IE4 und IE5) je nach Leistung, siehe Tabelle 9. Motoren büßen im Laufe ihres Lebens zwangsläufig an Wirkungsgrad ein. Es treten zwei Arten von Energieverlusten auf:

- Lastabhängige Verluste: Statorverluste (Kupferverluste), Rotorverluste (Schlupfverluste), Streuverluste
- Lastunabhängige Verluste: Wirbelstromverluste (Kernverluste), mechanische Verluste (Reibung)

Bei großen Motoren können eine Generalüberholung und eine Erneuerung der Wicklung den Wirkungsgrad wieder verbessern. Insbesondere bei kleinen Motoren und solchen, die langen Jahreslaufzeiten aufweisen, ist es aber oft sinnvoller, den Antrieb komplett auszutauschen und bei der Gelegenheit auf einen Motor mit höherer Effizienzklasse umzustellen. In verschiedenen Motorklassifizierungen werden die Motoren nach ihrem Wirkungsgrad kategorisiert. Da viele Pumpenmotoren über Jahrzehnte im Einsatz sind, werden in Folge die wichtigsten Initiativen und Regelungen zur Effizienz von Elektromotoren dargestellt.

CEMEP (European Committee of Manufacturers of Electrical Machines and Power Electronics), die Vereinigung der europäischen Motoren- und Antriebshersteller, und die Europäische Kommission haben sich 1999 auf folgendes Klassifikationssystem geeinigt: Zwei- und vierpolige Drehstrommotoren im Leistungsbereich 1,1 kW bis 90 kW wurden in

drei sogenannte Effizienzklassen (Eff 1 bis Eff 3) eingeteilt, wobei Eff 1 die beste und Eff 3 die schlechteste Wirkungsgradklasse war. Diese Vereinbarung vergrößerte den Anteil der Effizienzklasse-2-Motoren zwischen 1998 und 2001 von 30 % auf über 80 %.

Seit 2008 spezifiziert der Standard 60034-30 der IEC (International Electrotechnical Commission) Wirkungsgradklassen für elektrische Motoren. Seit 2014 fallen Motoren mit einer Drehzahl darunter, die mit Sinusspannung betrieben werden können, eine Bemessungsleistung PN von 0,12 kW bis 1.000 kW haben, eine Bemessungsspannung UN von über 50 V bis zu 1 kV haben, mit einer Polzahl von 2, 4, 6 oder 8 ausgelegt sind und bei der Bemessungsleistung für Dauerbetrieb geeignet sind.

Folgende fünf Effizienzklassen wurden definiert, wobei ein Effizienzklasse-1-Motor ungefähr dem Standard von IE2 entspricht (wobei auf die Messmethodik zur Bestimmung der Verluste gemäß IEC 60034-2-1 verwiesen wird). IE1 ist damit die schlechteste Wirkungsgradklasse.

- IE1 – Standard Efficiency
- IE2 – High Efficiency
- IE3 – Premium Efficiency
- IE4 – Super Premium Efficiency
- IE5 – Ultra Premium Efficiency

Die Europäische Kommission übernimmt in der Umsetzungsverordnung zur Ökodesign-Richtlinie für Elektromotoren im Wesentlichen die Definitionen des IEC-60034-Standards und legte folgende Mindestanforderungen fest:

Seit Jänner 2015 müssen Elektromotoren im Leistungsbereich 7,5 kW bis 375 kW der Effizienzklasse IE3 oder IE2 entsprechen und mit einem Frequenzumrichter ausgestattet sein.

Seit Juli 2021 müssen dreiphasige Motoren im Leistungsbereich von 0,75 kW bis 1.000 kW mit zwei, vier, sechs und acht Polen der Energieeffizienzklasse IE3 entsprechen (Ausnahme für Ex-eb-Motoren). Motoren im Leistungsbereich von 0,12 bis 0,75 kW (mit 2 bis 8 Polen) müssen IE2 entsprechen (Ausnahme für Ex-eb-Motoren).

Ab Juli 2023 müssen zwei-, vier- und sechspolige 3-Phasen-Motoren im Leistungsbereich von 75 kW bis 200 kW (die nicht Bremsmotoren oder explosionsgeschützte Motoren sind) der Energieeffizienzklasse IE4 entsprechen.

4.4.2 Aktuelle effiziente Motorentechnologien

In diesem Teilkapitel erfolgt eine Beschreibung der von Pumpenherstellern am häufigsten eingesetzten Motoren. Darunter fallen auch Motoren, die nicht mit Sinusspannung, also nicht direkt vom Netz, betrieben werden und daher einen Frequenzumrichter benötigen.

4.4.2.1 Asynchronmotor

Die Asynchronmotoren (ASM) sind Drehstrommotoren und stellen die am meisten verwendeten Elektromotoren dar. Sie werden am häufigsten eingesetzt, wo eine mittlere bis große Leistung gebraucht wird. Im Vergleich zu Synchronmotoren ist die Drehzahl des Rotors unter normalen Umständen niedriger als die Drehzahl des Drehfeldes, wobei dieser Unterschied als Schlupf bezeichnet wird und zwischen 4 % und 11 % beträgt (Dehli, 2019). Für die energieeffiziente Drehzahlregelung während des Betriebes und für einen kontrollierten Start oder Stopp wird ein Frequenzumrichter verwendet.

Eine Variante des Asynchronmotors mit hohem Wirkungsgrad stellen die ASM mit Kupferkäfig im Rotor anstelle eines Aluminiumkäfigs dar. Die Kupferwicklung hat einen niedrigeren elektrischen Leitwiderstand als das Aluminium und reduziert die Verluste im Rotor, womit diese Motoren die Effizienzklasse IE4 in den IEC-Standard-Baugrößen erreichen. Ein Nachteil sind die hohen Material- und Herstellungskosten und somit der höhere Preis des Motors als herkömmliche AMS (Impact Energy, 2019).

4.4.2.2 Permanentmagnet-Motoren

Im Vergleich zu der Rotorwicklung bei Asynchronmotoren verfügt der Permanentmagnet-Motor (PMM) über einige auf dem Rotor sitzende oder in ihm verbauten Permanentmagnete. Beim PMM handelt es sich um einen Synchronmotor; das heißt, es gibt keinen Schlupf zwischen Rotor- und Statorfeld wie beim ASM. Im Vergleich zu ASM weisen PMM einen höheren Wirkungsgrad aufgrund der verlustlosen Magnetisierung des gesamten Motors durch die Permanentmagnete auf. Dabei erreichen PMM die höchste Effizienzklasse IE5 in den IEC-Standard-Baugrößen (Impact Energy, 2019).

Ein Nachteil der PMM sind die Investitionskosten, die von den Preisen der für die Magnetherstellung verwendeten Seltenen Erden beeinflusst werden. Außerdem wird ein Frequenzumrichter für den Einsatz der PMM notwendig. Ein weiterer Nachteil dieser Motorart könnte die Gefahr der Entmagnetisierung bei hohem Strom und hoher Temperatur darstellen, was in der Praxis jedoch eher selten auftritt. Zum anderen ist die Wartung von PMM schwieriger, da spezielle Werkzeuge für die starken Magnete im Rotor genutzt werden müssen (Impact Energy, 2019).

Damit der PMM auch bei Anwendung mit konstanter Drehzahl ohne Frequenzumrichter betrieben wird, wurde der Line-Start-PMM entwickelt. Dabei handelt es sich um eine Hybridlösung aus ASM und PMM, welche mit einem Käfigrotor ausgerüstet ist, in dem Magnete zwischen der Oberfläche und der Achse eingebettet sind (Impact Energy, 2019).

4.4.2.3 Synchron-Reluktanz-Motor (SRM)

Synchron-Reluktanz-Motoren (SRM) sind Drehstrommotoren, welche die Reluktanzkraft nutzen, um den Rotor zu betreiben. Der Rotor und das Drehfeld laufen synchron, also mit gleicher Drehzahl. Der Stator von SRM ist in derselben Weise aufgebaut wie der Stator von üblichen ASM mit Käfigläufer. SRM besitzen eine einfache Käfigwicklung wie diese bei Käfigläufermotoren im Rotor (Dehli, 2019).

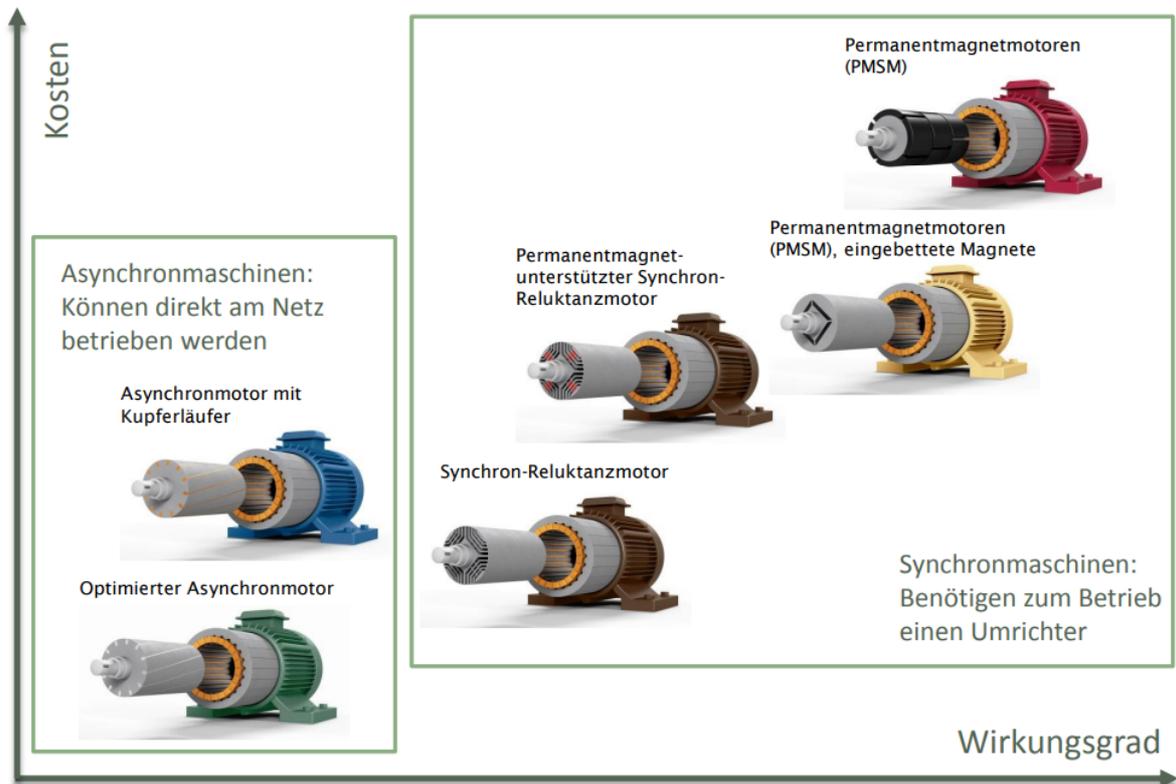
Beim SRM treten nahezu keine Verluste im Rotor auf. Dadurch haben sie einen besseren Wirkungsgrad als herkömmliche ASM und aus diesem Grund auch eine geringere Wärmeentwicklung. Dabei sind aber die Wicklungsverluste im Stator wegen seines höheren Magnetisierungsanteils etwas höher. Im Vergleich zu ASM werden höhere Wirkungsgrade erreicht, wobei die Effizienzklasse bis zu IE5 in den IEC-Standard-Baugrößen möglich ist. Für den Betrieb am Netz benötigen SRM einen Frequenzumrichter. Damit zeichnen sich diese Motoren durch hohe Investitionskosten aus. Aufgrund Skaleneffekte wird erwartet, dass die Preise in der Zukunft bei steigenden Stückzahlen sinken werden (Impact Energy, 2019).

Eine Variante von SRM stellen Direct-on-Line-Synchron-Reluktanz-Motoren (DOL-SRM) dar, welche das Prinzip des Käfigrotors nutzen. Der große Vorteil liegt darin, dass dieser Motor direkt am Netz gestartet und betrieben werden kann. Gleichzeitig ergibt sich daraus ein besserer $\cos\phi$. Der Nachteil dabei ist, dass die zusätzliche Dämpfung der Käfigwicklung hohe Verluste im Frequenzumrichterbetrieb erzeugt (Impact Energy, 2019).

4.4.2.4 Vergleich der Motoren

Die nachfolgende Abbildung 12 stellt einen Vergleich der eben beschriebenen Motorarten in Bezug auf Kosten und Wirkungsgrad dar. Daraus geht hervor, dass der Wirkungsgrad direkt proportional zu den Kosten ist. PMM sind die effizientesten, aber gleichzeitig die teuersten Motorarten im Vergleich zu ASM und SRM. SRM stellen eine Alternative dar und erzielen eine Balance zwischen Kosten sowie Wirkungsgrad. ASM sind die günstigsten und dementsprechend die meistverbreiteten Motoren, aber sie sind mit höheren Verlusten verbunden.

Abbildung 12: Vergleich zwischen Asynchron-, Permanentmagnet- und Synchron-Reluktanz-Motoren



Quelle: Vezinni, 2021

4.4.3 Wirkungsgradbewertung

Bezüglich der Effizienz von Elektromotoren können vereinfacht folgende Annahmen getroffen werden:

Tabelle 9: Wirkungsgrade von vierpoligen Motoren

Leistung [kW]	Mehr als 28 Jahre [%]	Eff 3 (vor 1998) [%]	IE1 = Eff 2 (1998–2008) [%]	IE2 = Eff 1 (2008–2012) [%]	IE3 (nach 2012) [%]	IE4 [%]	IE5 [%]
0,75	63,73	66,52	72,10	79,60	82,50	82,70	88,20
1,10	67,50	70,00	75,00	81,40	84,10	84,50	89,50
1,50	70,36	72,64	77,20	82,80	85,30	85,90	90,40
2,20	73,61	75,64	79,70	84,30	86,70	87,40	91,40
3,00	75,95	77,80	81,50	85,50	87,70	88,60	92,10
4,00	78,03	79,72	83,10	86,60	88,60	89,50	92,80
5,50	80,11	81,64	84,70	87,70	89,60	90,50	93,40
7,50	81,80	83,20	86,00	88,70	90,40	91,30	94,00
11,00	83,88	85,12	87,60	89,80	91,40	92,30	94,60
15,00	85,31	86,44	88,70	90,60	92,10	92,90	95,10
18,50	86,09	87,16	89,30	91,20	92,60	93,40	95,30
22,00	86,87	87,88	89,90	91,60	93,00	93,70	95,50
30,00	88,04	88,96	90,80	92,30	93,60	94,20	95,90
37,00	88,69	89,56	91,30	92,70	93,90	94,50	96,10
45,00	89,21	90,04	91,70	93,10	94,20	94,80	96,30
55,00	89,86	90,64	92,20	93,50	94,60	95,10	96,50
75,00	90,51	91,24	92,70	94,00	95,00	95,40	96,70
90,00	90,90	91,60	93,00	94,20	95,20	95,60	96,90
110,00	91,29	91,96	93,30	94,50	95,40	95,80	97,00
132,00	91,68	92,32	93,60	94,70	95,60	96,00	97,10
160,00	91,94	92,56	93,80	94,90	95,80	96,20	97,20
200,00	92,20	92,80	94,00	95,10	96,00	96,30	97,40

Leistung [kW]	Mehr als 28 Jahre [%]	Eff 3 (vor 1998) [%]	IE1 = Eff 2 (1998–2008) [%]	IE2 = Eff 1 (2008–2012) [%]	IE3 (nach 2012) [%]	IE4 [%]	IE5 [%]
220,00	92,20	92,80	94,00	95,10	96,00	96,50	97,40
260,00	92,20	92,80	94,00	95,10	96,00	96,50	97,40
315,00	92,20	92,80	94,00	95,10	96,00	96,60	97,40
330,00	92,20	92,80	94,00	95,10	96,00	96,60	97,40
370,00	92,20	92,80	94,00	95,10	96,00	96,60	97,40

Quellen: IEC 60034-30, IEC TS 60034-30-2, SOTEA (2009)

Anmerkung: Für zwei- und sechsphasige Motoren werden andere Werte definiert. IE5-Wirkungsgrade werden im Drehzahlbereich von 1201 bis 1800 [1/min] angegeben.

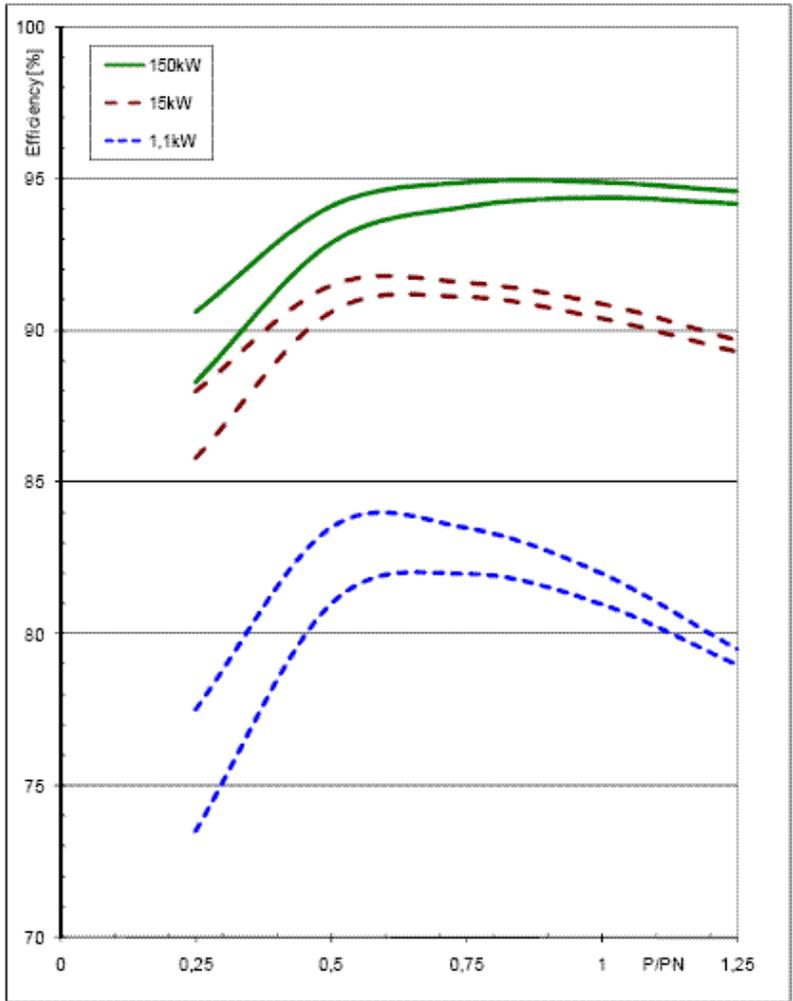
Annahmen für diese Tabelle: Eff-3-Motoren haben um 20 % größere Verluste als IE1-Motoren, ältere Motoren als Baujahr 1980 haben um 30 % größere Verluste als IE1-Motoren. Die Wirkungsgrade für Eff 3 entsprechen nicht der CEMEP-Klassifizierung Eff 3 (für die IE-Klassifizierung wird eine neue Berechnung der Verluste verwendet, für diese Tabelle wurde eine grobe Vereinfachung vorgenommen).

4.4.4 Überprüfung der Dimensionierung

Motoren werden zerstört, wenn sie über längere Zeitdauer überlastet werden. Daher sind die meisten Motoren absichtlich überdimensioniert (Sicherheitszuschlag). Ebenso kann sich der Leistungsbedarf der Pumpe zum Beispiel durch bereits genannte Optimierungen auch nachträglich reduzieren. Ein überdimensionierter Motor aber ist der Grund für unnötige Energieverluste.

Für den Verlauf des Wirkungsgrades für Asynchronmotoren in Abhängigkeit von der Last kann folgende Grafik zur groben Abschätzung dienen: Es ist ersichtlich, dass insbesondere bei Auslastungen unter 50 % der Wirkungsgrad des Motors stark abnimmt. Um den tatsächlichen Wirkungsgrad zu erhalten ist dieser durch entsprechende Verringerung des maximalen Wirkungsgrads zu berücksichtigen. Bei neuen Motortechnologien ist der Verlauf des Wirkungsgrades flacher, damit wird auch bei Teillast noch ein relativ hoher Wirkungsgrad erreicht.

Abbildung 13: Typische Wirkungsgradkurven in Abhängigkeit der Last von zwei- und vierpoligen Käfigläufer-Asynchronmotoren



Quelle: IEC 60034-31

Regelung des Motors

Wie bereits bei den Pumpenmaßnahmen erwähnt ist die Drehzahlsteuerung der energetisch günstigste Weg, die Fördermenge einer Pumpe zu regeln. Durch Veränderung der Drehzahl verschiebt sich die Pumpenkennlinie in den neuen optimalen Betriebspunkt mit der Anlagenkennlinie. Mit der kontinuierlichen Drehzahlregelung des Motors lässt sich somit auch die Pumpenleistung steuern. Dadurch, dass ein geringerer Förderstrom fließt, ist auch die Leistungsaufnahme des Motors geringer. Da die meisten Pumpenmotoren viele Stunden durchgehend in Betrieb sind, kommt es hier zu erheblichen Kosteneinsparungen. Die Einsparungen sind natürlich umso höher, je größer der mögliche Drehzahlstellbereich ist und je mehr sich im Betrieb der maximale und minimale

Förderstrom unterscheiden. Die Kostenbewertung erfolgt gemeinsam mit Regelung der Pumpe.

Erforderliche Daten

- Kenndaten des Motors (Leistung, Alter, Wirkungsgrad)
- Wirkungsgrad des Motors
- Kosten des Motors (siehe Anhang)
- Abschätzung der Laufzeiten und Auslastungen (Lastprofil)
- Überprüfung der Auslastung (Messung, Abschätzung über Ventileinstellung; bei Auslastung unter 50 % Wirkungsgradverringering berücksichtigen)

Bewertung

- Errechnung der Energiekosteneinsparung durch Erhöhung des Wirkungsgrades beziehungsweise korrekt dimensionierten Motor
- Im Idealfall errechnet sich die Einsparung über die Laufzeiten in den jeweiligen Auslastungszuständen:

Formel 30: Energiekosteneinsparung

$$\Delta K = K_{IE5} - P \cdot A \cdot t \cdot k(E)_{el} \cdot (\eta_N - \eta_V) \text{ [€]}$$

K_{IE5} Kosten eines IE5-Motors [€]

P Leistung [W]

A Auslastungsgrad [%]

t Laufzeit [h]

$k(E)_{el}$ spezifische Stromkosten [€/Wh]

$\eta_{V/N}$ Gesamtwirkungsgrad vor / nach Optimierung [%]

Kosten

Kosten des neuen Motors mit höherem Wirkungsgrad laut Tabellen im Anhang plus Installationskosten.

4.5 Maßnahme 5: Optimierung des Rohrleitungssystems

Die Optimierung des Pumpensystems in Bezug auf die Hydraulik stellt im Allgemeinen die am weitesten verbreitete Form der Optimierung dar. Dabei wird versucht, den maßgebenden Druckverlust (und damit die Förderhöhe) in einem System sinnvoll zu

reduzieren. In einem Pumpensystem wird normalerweise Flüssigkeit entweder auf ein höheres Niveau oder im Kreis gepumpt. Dazu muss durch Druckerhöhung ein gewisser Widerstand überwunden werden, welcher sich aus einem statischen und einem dynamischen Anteil zusammensetzt. Der statische Anteil ergibt sich aus der statischen/geodätischen Höhe. Der dynamische Anteil setzt sich aus den Rohrreibungsverlusten und der Summe der hydraulischen Widerstände der eingebauten Armaturen zusammen.

4.5.1 Vermeidung statischer Förderhöhe

Zunächst muss versucht werden, die statische Höhe innerhalb des Systems zu vermindern; zum Beispiel sollte nicht das gesamte Fördervolumen auf die höchste Ebene gepumpt werden, sondern nur auf die für den jeweiligen Anwendungsfall erforderliche Höhe. Die räumliche Aufstellung von Speichern beziehungsweise Behältern ist zu überprüfen und zu hinterfragen. Diese Maßnahme ist insbesondere bei der Anlagenplanung relevant, kann aber auch bei größeren Umbauten eine Rolle spielen.

Um das Potenzial für Kostenreduktionen durch Verringerung der Förderhöhe zu berechnen, kann die folgende Formel verwendet werden:

Formel 31: Kostenersparnis durch Einstellung der Förderhöhe

$$\Delta K = (P_{el,vor} - P_{el,nach}) \cdot t_{vor} \cdot k(E)_{el} = \frac{\rho \cdot g \cdot (Q_{vor} \cdot H_{vor} - Q_{nach} \cdot H_{nach})}{\eta_P \cdot \eta_M} \cdot t_{vor} \cdot k(E)_{el} \quad [€]$$

$P_{el,vor/nach}$	elektrische Leistung vor / nach Optimierung [W]
t_{vor}	Laufzeit [h]
$k(E)_{el}$	spezifische Stromkosten [€/Wh]
ρ	Dichte [kg/m ³]
g	Schwerefeld [m/s ²]
$Q_{vor/nach}$	Förderstrom vor / nach Optimierung [m ³ /s]
$H_{vor/nach}$	Förderhöhe vor / nach Optimierung [m]
$\eta_{P/M}$	Wirkungsgrad der Pumpe / des Motors [%]

4.5.2 Prüfung des Rohrdurchmessers

Insbesondere bei offensichtlichen Querschnittsveränderungen oder nachträglichen Produktionsausweitungen, die zum Anschluss weiterer Maschinen führten, wird diese Prüfung empfohlen.

Um eine Minimierung der Rohrreibungsverluste und in letzter Konsequenz auch des Leistungsbedarfs der Pumpe zu erreichen, ist eine sorgfältige Auslegung des Rohrleitungsdurchmessers erforderlich. Durch Erweiterungen oder bauliche Veränderungen an der Anlage kann sich der optimale Rohrdurchmesser auch nachträglich verändern. Die wesentliche Fragestellung hierbei ist, die optimale Strömungsgeschwindigkeit in den Rohrleitungen zu bestimmen, die für den Prozess benötigt wird. Daraus ergibt sich der notwendige Rohrdurchmesser. Eine Vergrößerung des Rohrquerschnittes kann den Energieverbrauch reduzieren, allerdings entstehen dadurch auch höhere Installationskosten. Wählt man einen kleineren Rohrleitungsdurchmesser, nehmen wiederum die Strömungsgeschwindigkeit und damit auch die Energieverluste zu.

Folgende Richtwerte können zur Orientierung dienen:

- Verteilsysteme Wasser (meist offene Systeme): je nach Anwendung bis zu 3,0 m/s
- Heizung/Kühlung/Lüftung (meist geschlossene Systeme):
 - Bis DN 32 mm: maximal 1,2 m/s
 - DN 40 und 50 mm: maximal 1,5 m/s
 - DN 65 und 80 mm: maximal 1,8 m/s
 - DN 100 mm und größer: maximal 2,0 m/s

Diese Angaben sind abhängig vom jeweiligen System, Prozess, Verbraucher und der Verwendung des Gebäudes (Büro/Produktion). Über diese angenommene Fließgeschwindigkeit können keine genauen Rückschlüsse auf die Qualität der Auslegung des Rohrsystems gemacht werden – sie dienen lediglich zur Orientierung.

Ob und wie weit eine Überprüfung des Rohrdurchmessers überhaupt möglich ist, hängt von den gegebenen Informationen vor Ort zusammen. Prinzipiell ist die Kenntnis des Ist-Förderstroms notwendig. Mithilfe folgender Formel kann die Fließgeschwindigkeit bei einem bestimmten Rohrdurchmesser berechnet werden:

Formel 32: Fließgeschwindigkeit bei einem bestimmten Rohrdurchmesser

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_i^2} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Q Volumenstrom [m³/s]

d_i Innenrohrdurchmesser [m]

Beispiel: Innendurchmesser eines Rohres 40 mm, Volumenstrom 3,2 m³/h

$$v = \frac{4 \cdot \frac{3,2 \text{ m}^3}{3600 \text{ s}}}{\pi \cdot \left(\frac{40 \text{ m}}{10^3} \right)^2} = 0,707 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Wie oben beschrieben besteht ein Zusammenhang zwischen einem bestimmten Rohrdurchmesser und einer optimalen Fließgeschwindigkeit (abhängig von diversen Faktoren wie zum Beispiel System, Prozess, Verbraucher). Dadurch können anhand eines Vergleichs der tatsächlichen (errechneten) Fließgeschwindigkeit mit einem Referenzwert (der optimalen Fließgeschwindigkeit) mögliche Abweichungen festgestellt werden. Für den Vergleich mit einem entsprechenden Referenzwert gibt es prinzipiell zwei Möglichkeiten:

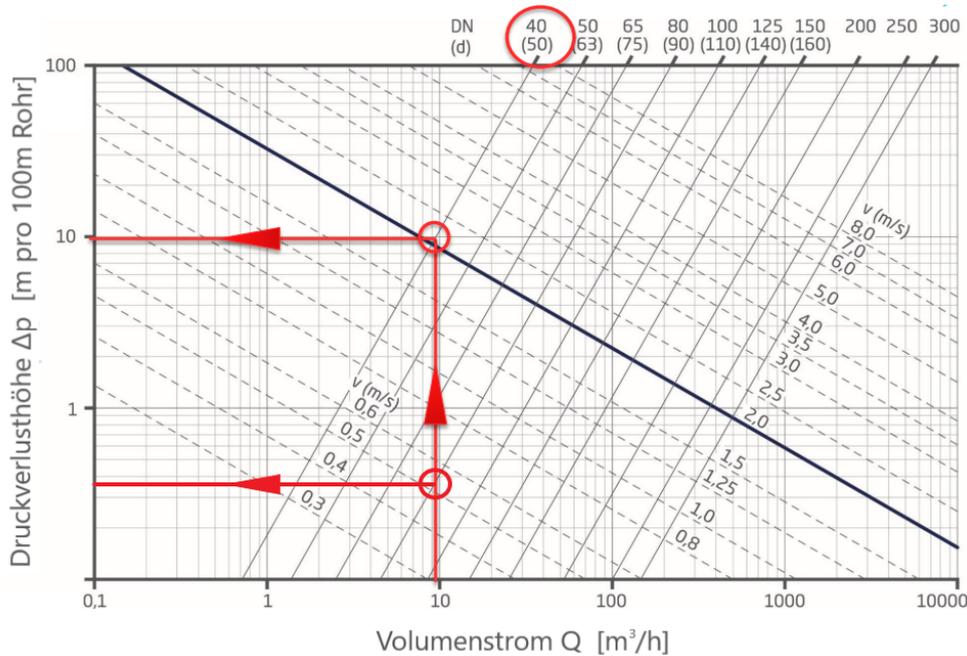
Zum einen werden von Herstellern und Fachunternehmen eine Vielzahl von Rechenschiebern (Druckverlustschiebern) kostenlos angeboten. Auch Softwareprogramme sind erhältlich. Diese Rechenschieber bieten für eine praxisnahe Grobanalyse eine gute Möglichkeit. Die Berücksichtigung unterschiedlicher Fördermedien erfolgt mit entsprechenden Korrekturfaktoren.

Falls kein Rechenschiebertool vorhanden ist, besteht zum anderen auch die Möglichkeit, mit Rohrnetzdiagrammen (Nomogrammen) zu arbeiten. Diese sind von Materialien und Fördermedien abhängig und können von den Herstellern bezogen werden. Abbildung 14 zeigt eine Rohrnetzkenlinie eines PVC-Rohres für Wasser bei einer Temperatur von 20° Celsius.

An dem Beispiel sieht man, dass bei einem Förderstrom von 10 m³/h und einem Rohrinne Durchmesser von 40 mm die Fließgeschwindigkeit circa 2,1 m/s beträgt. Eine Verdopplung des Rohrdurchmessers auf 80 mm führt zu einer Reduktion der

Fließgeschwindigkeit auf circa 0,53 m/s, der Druckabfall reduziert sich von 10 m auf circa 0,37 m pro 100 m Rohrlänge.

Abbildung 14: Rohrnetzkenlinie eines PVC-Rohres für Wasser



Quelle: Kramer, 2020

Für unterschiedliche Materialien gibt es jeweils eigene Rohrnetzdiagramme, die von den Herstellern bezogen werden können. Für unterschiedliche Fördermedien gibt es Korrekturfaktoren.

4.5.3 Reduktion der dynamischen Förderhöhe

Ein großer Druckunterschied zwischen der Druckerhöhung am Manometer nach der Pumpe und den im Netz weiter entfernten Verbrauchern kann auf zu große Druckverluste im System hinweisen.

Ein Rohrleitungssystem besteht grundsätzlich nicht nur aus einem oder mehreren geraden Rohrstücken, sondern beinhaltet eine Vielzahl unterschiedlicher Teile: Einbauteile zur Querschnitts-, Richtungs- und Durchflussänderung, Armaturen, Schieber, Hähne, Drosselklappen und so weiter. Regel- und Drosselventile oder Begrenzungsblenden werden in Rohrleitungen zum Zwecke der Durchflussbegrenzung eingebaut. Ventile

erzeugen zusätzliche Förderhöhenverluste beziehungsweise eine Erhöhung der dynamischen Förderhöhe. Der Druckabfall muss jedoch von der Pumpe gedeckt werden. Bei der Beschaffung ist daher auf möglichst geringe Druckverluste der Armaturen zu achten.

Es gibt eine große Typenvielfalt derartiger Einbauten. Im Normalfall bieten die Hersteller solcher Armaturen Tabellen beziehungsweise Diagramme mit Druckverlusten für typische Anwendungen an. In folgender Tabelle sind exemplarisch Druckverluste für verschiedene Armaturen angegeben.

Tabelle 10: Druckverluste bei Armaturen

Armaturen	Verlustbeiwert
Rohrbogen 90°, Verhältnis Radius zu Durchmesser (R/D) = 1,5	0,3
Rückschlagklappe	1 bis 2
Rückschlagventil	0,7 bis 1,2
Schieber	0,2
Rohre	0,0

Quelle: KSB, 2005

Unter Umständen sind jedoch nur Kenngrößen wie Verlustbeiwert (Zeta: ζ) oder Widerstandsbeiwert (Lambda: λ) bekannt. Die folgenden Formeln zeigen den Zusammenhang zwischen diesen Kenngrößen und ermöglichen die Berechnung der hydraulischen Verluste, das heißt der Förderhöhe (KSB, 2005):

Formel 33: Druckverlust in Rohrleitungselementen

$$\Delta p_V = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad [\text{Pa}]$$

$$H_V = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = \zeta \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad [\text{m}]$$

Zusammenhang $\zeta - \lambda - k$:

$$\zeta = \lambda \cdot \frac{l}{D} \quad [-]$$

$$\zeta = 1,6 \cdot 10^6 \cdot \frac{D^4}{k^2} \quad [-]$$

Formel 34: Gesamtförderhöhe einer Anlage

$$H = H_S + H_{\text{dyn}}$$

Der dynamische Anteil ergibt sich aus den Rohrreibungsverlusten und der Summe der hydraulischen Widerstände der eingebauten Armaturen (H_V siehe oben.). Der λ -Wert für die Rohrleitung ist aus dem jeweiligen Rohrnetzdiagramm (Nomogramm) zu entnehmen.

Formel 35: Dynamischer Anteil

$$H = H_S + \left(\frac{\lambda \cdot l}{D} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

4.5.4 Optimierung der Saug- und Druckseite

Die Gestaltung der Rohrleitung auf der Saugseite der Pumpe hat einen erheblichen Einfluss auf die Energiekosten und die Standzeit der Pumpe. Wichtig ist eine gleichförmige sowie drall- und wirbelfreie Ansaugung. Wenn möglich sind, insbesondere bei Kreiselpumpen, folgende Punkte zu beachten:

- Vermeidung von T-Stücken
- Die Saugleitung zwischen Behälter und Pumpe sollte möglichst kurz und gerade sein. Verengungen und Flaschenhalse sind zu vermeiden.

- Der Übergang vom Zulaufbehälter auf die Rohrleitung sollte abgerundet und nicht scharfkantig sein.
- Der Durchmesser der Saugleitung sollte so groß sein, dass die Strömungsgeschwindigkeit zwischen ein und zwei Metern pro Sekunde liegt.
- Falls Rohrbögen unvermeidlich sind, sollten diese nur in einer Ebene liegen und nicht dreidimensional sein.
- Zwischen Bögen oder Armaturen und dem Ansaugstutzen sollte ein gerades Rohrstück liegen, dessen Länge mindestens fünfmal so groß wie der Durchmesser der Rohrleitung ist.
- Die Zulaufleitung darf keine Hochpunkte haben, in denen sich Gas sammeln könnte.
- Bei Pumpen in Unterdrucksystemen sollten vakuumsichere Dichtungen das Eindringen von Luft in die Saugleitung verhindern.
- Bei verzweigten Rohrsystemen kann ein hydraulischer Abgleich sinnvoll sein.
- Beseitigung unnötiger Rohre, Rohrarmaturen oder Drosselventile

Die Druckleitung ist weniger kritisch als die Saugleitung. Allerdings kann auch hier der Durchmesser einen erheblichen Einfluss auf den Betrieb haben und sollte daher sorgfältig gewählt werden.

Erforderliche Daten

- Prüfung der Positionierung der Behälter zur Vermeidung statischer Förderhöhe
- Beachtung der Querschnittsveränderungen
- Sichtung der saug- und druckseitigen Ausführung der Rohrleitungen
- Volumenstrom zur Abschätzung der Fließgeschwindigkeit (Vergleich mit Empfehlungen)
- Flüssigkeitsdaten (Dichte)
- Rohrdimensionierung (Material, Rauigkeitswert)
- Evaluierung der Regel- und Drosselventile, der hydraulischen Verlustwerte der eingebauten Komponenten (k-Werte beziehungsweise Zeta-Werte)

Bewertung

Über erforderliche hydraulische Leistung durch erhöhten Druckverlust

4.6 Maßnahme 6: Wartung und Instandhaltung

Die Wartungs- und Instandhaltungskosten machen nur 5 % bis 10 % der gesamten Lebenszykluskosten eines Pumpensystems aus. Umgekehrt beeinflussen diese aber stark

den Stromverbrauch, der wiederum für circa 85 % der Lebenszykluskosten verantwortlich ist (Grundfos, 2004). Hier sollte also keinesfalls gespart werden.

Insbesondere geringe Wasserqualitäten sorgen durch geringe pH-Werte und Partikelbelastung für Verschleiß sowie Korrosion von Pumpenanlagen und erzeugen so erhöhte Anlagenkosten. In der richtigen Strategie, einer Mischung aus vorbeugender, ausfallorientierter und risikobasierter Instandhaltung, liegt der Schlüssel zur Kostensenkung. Grundstein für den störungsfreien Betrieb sind die richtige Planung, die richtige Installation und Anpassung der Komponenten sowie gute Diagnosesysteme, um unzulässige Betriebszustände beziehungsweise Schäden früh zu erkennen.

Als eine Art übergeordnete Maßnahme sollten die Durchführung und Intervalle von Wartungs- und Instandhaltungstätigkeiten erhoben und evaluiert werden. Die Wartungsarbeiten sind nach Vorschrift der Hersteller vorzunehmen. Zeitpunkt und Umfang der jeweiligen Wartungsarbeiten sind genau festgelegt. Die regelmäßige Wartung von Pumpen, Antriebsmaschinen und Geräten verlängert die Lebensdauer und hilft, Strom und Kosten zu sparen. Da Pumpen auch aufgrund von fehlender Wartung im Laufe ihrer Lebenszeit (oft mehrere Jahrzehnte) bis zu 20 % ihres Wirkungsgrades einbüßen können, rechtfertigt dies auch unter dem Aspekt des Energieverbrauchs die Beschäftigung mit diesem Thema (siehe auch Informationen unter Kapitel „Pumpentausch“).

Folgende Elemente sollten auf dem Wartungsplan keinesfalls fehlen:

- Sichtkontrollen auf Undichtigkeit je nach Anwendungsfall (wöchentlich bis halbjährlich): Erlaubte Leckage liegt meist zwischen zwei und 60 Tropfen pro Minute.
- Bei starker Leckage infolge hohen Verschleißes sind die Gleitringdichtungen zu wechseln. In besonderen Fällen (zum Beispiel korrosive oder saure Flüssigkeiten mit Gefahrenpotenzial) ist die Leckagenrate noch stärker zu berücksichtigen.
- Kontrolle der Dichtheit der Rücklaufventile
- Prüfung auf Kavitation
- Das Schmierölen der Lager sollte gemäß den Herstellerangaben erfolgen. Intervall, Fettart und Menge sind zu beachten.
- Vermehrte Lagergeräusche und ungewöhnliche Vibrationen zeigen Verschleiß der Lager an. Weitere Möglichkeiten, um dies festzustellen, sind oft eher teure Temperaturmessungen (auch mit Wärmekameras möglich), Vibrations- oder Ölanalysen. Lager sind, falls erforderlich, zu wechseln.

- Laufruhe und Vibrationen: falls erforderlich, Korrektur der Ausrichtung von Motor und Pumpe, um diese wieder exakt in eine Fluchtlinie zu bringen
- Überprüfung der Motorisolierung
- Eingebaute Filter sind jedenfalls regelmäßig zu reinigen. Ab einem gewissen Verschmutzungsgrad nimmt der Druckverlust rasch zu.
- Kupplungsausrichtung, Verschleiß der elastischen Kupplungselemente
- Ölstand
- Armaturen und Messinstrumente
- Korrosionsangriffe

Sollten Auffälligkeiten/Mängel festgestellt werden, ist in einem weiteren Schritt die Bestimmung der Ursachen und das Ableiten der notwendigen Tätigkeiten durchzuführen. Anhand einer Schadensstatistik sind Daten über Schäden festzuhalten. Hierbei empfiehlt es sich, unter anderem Datum, Ursache und ergriffene Maßnahmen zu dokumentieren.

Sollten Komponenten einen überdurchschnittlich hohen Instandhaltungsaufwand verursachen, könnte dies bereits ein Indiz für die Notwendigkeit einer genaueren Analyse der Komponente sein und möglicherweise in ein hohes Einsparungspotenzial münden.

Auf lange Sicht lohnt es, auch ein Konzept zur Überwachung und Fehlerdiagnose einzuführen. Der Anlagenbetreiber ist zumindest auf die Vorteile aufmerksam zu machen. Grundsätzlich unterscheidet man hierbei zwischen dem korrektiven und präventiven Ansatz, wobei in heutiger Zeit nur noch der letztgenannte zu empfehlen ist.

Erforderliche Daten:

- Evaluierung der Instandhaltungsstrategie: Check der Wartungsarbeiten gemäß den in diesem Kapitel empfohlenen Elementen eines Wartungsplans, Prüfung der Wartungsliste (Verantwortliche, regelmäßige Aktualisierung)
- Hinweis auf wartungsintensive Pumpen, Auflistung von auffälligen Schadensfällen (falls möglich)

Bewertung:

- Kosten: jährlicher Wartungsaufwand (Arbeitszeit) pro Pumpe
- Nutzen: Erhöhung des Wirkungsgrades beziehungsweise Vermeidung von Wirkungsgradverlusten

Formel 36: Kostenersparnis

$$\Delta K = K_0 \cdot \left(1 - \frac{\eta_V}{\eta_N}\right) \text{ [€]}$$

$$\eta_V = \eta_M \cdot \eta_P \text{ [%]}$$

$$\eta_N = \eta_M \cdot \eta_P \text{ [%]}$$

ΔK	Kostenersparnis [€]
K_0	Ursprüngliche Kosten [€]
$\eta_{V/N}$	Gesamtwirkungsgrad vor/nach Optimierung [%]
η_M	Motorenwirkungsgrad [%]
η_P	Pumpenwirkungsgrad [%]

5 Angebote und Tools

Um Betriebe bei der Optimierung häufig genutzter Technologien zu unterstützen, wurden im Programm klimaaktiv Energieeffiziente Betriebe weitere Leitfäden zu folgenden Querschnittstechnologien erstellt:

- Optimierung der Abwärmenutzung
- Optimierung von Druckluftsystemen
- Optimierung von Ventilatoren und Lüftungssystemen
- Optimierung von Dampfsystemen
- Optimierung von Kältesystemen
- Optimierung von Beleuchtungssystemen
- Messleitfaden I zur Bewertung von Energieeinsparungen
- Messleitfaden II zur Messtechnik
- Optimierung der Wärmeverteilung und Hydraulik
- Technische Isolierung
- Optimierung von Werkzeugmaschinen

5.1 Energiemanagement und Benchmarking

Ein Energiemanagementsystem (EMS) beinhaltet die Umsetzung technischer, strategischer und organisatorischer Maßnahmen zur fortlaufenden Verbesserung der energiebezogenen Leistung. Wie ein Energiemanagementsystem nach der ISO 50001 Schritt für Schritt im Unternehmen verankert wird und wie die Anforderungen der Norm ISO 50001:2018 erfüllt werden, ist auf der klimaaktiv Website [energymanagement.at](https://www.klimaaktiv.at/energymanagement) beschrieben. Machen Sie den Erstbewertungscheck, um das Ausgangsniveau zur Einführung des EMS festzustellen.

Good–Practice-Beispiele von Betrieben zum Nachweis der energiebezogenen Leistung sowie Energie-, Material- und Ressourceneffizienz sowie Einhaltung von energierechtlichen Vorschriften im Rahmen der ISO 50001 finden Sie zusammengefasst in drei **Guidelines** auf der klimaaktiv Website:

- Einhaltung von energierechtlichen Vorschriften im Rahmen der ISO 50001

- Energieeffizienz und Synergien zur Materialeffizienz und zum Arbeitnehmerschutz
- Nachweis der Verbesserung der energiebezogenen Leistung

Weiters bietet klima**aktiv** Schulungen und Webinare, in denen Grundlagen und Lösungen zur Optimierung betrieblicher Systeme vermittelt werden. Aktuelle Termine finden Sie auf klimaaktiv.at/betriebe-schulungen oder im Energieeffiziente Betriebe Newsletter. Sie können sich unter klimaaktiv.at/newsletter anmelden.

5.2 ProTool

Das klima**aktiv** ProTool ist ein Instrument, das für eine umfassende Erstanalyse der Energieeffizienz im Betrieb eingesetzt werden kann und ermöglicht, rasch Einsparpotenziale zu identifizieren.

5.3 Pinch Tool

Mit der Pinch-Analyse kann die optimale Abwärmenutzung rasch und unkompliziert bestimmt werden. Dieses Werkzeug erleichtert es, ein Wärmetauschernetzwerk basierend auf realen Betriebsdaten von Prozessströmen und Abwärmeströmen aus der Energieversorgung zu kreieren und zu bewerten. Verfügbar auf der klima**aktiv** [Website](#).

6 Über klimaaktiv

klima**aktiv** ist die Klimaschutzinitiative des Bundesministeriums für Klimaschutz, Umwelt, Energie, Mobilität, Innovation und Technologie (BMK). Seit 2004 bietet sie in den Themenschwerpunkten „Bauen und Sanieren“, „Energiesparen“, „Erneuerbare Energie“ und „Mobilität“ ein umfassendes, ständig wachsendes Spektrum an Information, Beratung sowie Weiterbildung und setzt Standards, die international Vorbildcharakter haben.

klima**aktiv** zeigt, dass jede Tat zählt: Jede und jeder in Kommunen, Unternehmen, Vereinen und Haushalten kann einen aktiven Beitrag zur Erreichung der Klimaziele leisten. Damit trägt die Initiative zur Umsetzung des nationalen Energie- und Klimaplanes (NEKP) für Österreich bei. Näheres unter klimaaktiv.at.

Das klima**aktiv** Programm Energieeffiziente Betriebe setzt gezielt Impulse zur Erhöhung der Energieeffizienz in österreichischen Produktions- und Gewerbebetrieben und unterstützt diese auf ihrem Weg in Richtung Klimaneutralität. Informationen, Angebote und Good-Practice-Beispiele von umgesetzten Maßnahmen finden Sie unter klimaaktiv.at/effizienz.

Kontakt

Strategische Gesamtsteuerung klima**aktiv**

Bundesministerium für Klimaschutz, Umwelt, Energie, Mobilität, Innovation und Technologie

Sektion VI – Klima und Energie

Stabsstelle Dialog zu Energiewende und Klimaschutz

Stubenbastei 5, 1010 Wien

Programmmanagement klima**aktiv** Energieeffiziente Betriebe

Österreichische Energieagentur

Petra Lackner

eebetriebe@energyagency.at

klimaaktiv.at/effizienz

Anhang

Tabelle 11: Gerundete Richtwerte für Preise von vierpoligen E-Motoren

Leistung [kW]	IE3-Motor [€]	IE4-Motor [€]	IE5-Motor [€] (Listenpreise 2022)
0,75	160	180	Keine Eintragung
1,1	190	220	Keine Eintragung
1,5	210	260	Keine Eintragung
2,2	240	310	Keine Eintragung
3,7	300	370	Keine Eintragung
5,5	330	390	1.370
7,5	340	420	2.180
11	390	440	3.120
15	450	450	3.980
18,5	470	500	4.720
22	560	600	5.460
30	1.360	1.520	7.150
37	2.620	2.800	8.620
45	5.450	5.910	13.000
55	8.610	9.720	14.800
75	14.390	15.910	Keine Eintragung
90	19.090	22.730	Keine Eintragung
110	24.440	31.110	Keine Eintragung
132	27.860	34.400	Keine Eintragung
160	31.400	37.400	Keine Eintragung
200	36.790	42.420	Keine Eintragung

Quelle: Impact Energy (2019) für IE3- und IE4-Motoren, VEM (2021) für IE5-Motoren

Anmerkung: Preise für IE3- und IE4-Motoren aus Markterhebung bei einem Wechselkurs für CHF zu EUR von 1,01 berechnet; IE5-Motor: Listenpreise, diese sind nicht direkt mit Preisen für IE3- und IE4-Motoren vergleichbar, da diese noch keine etwaigen Rabatte beinhaltet

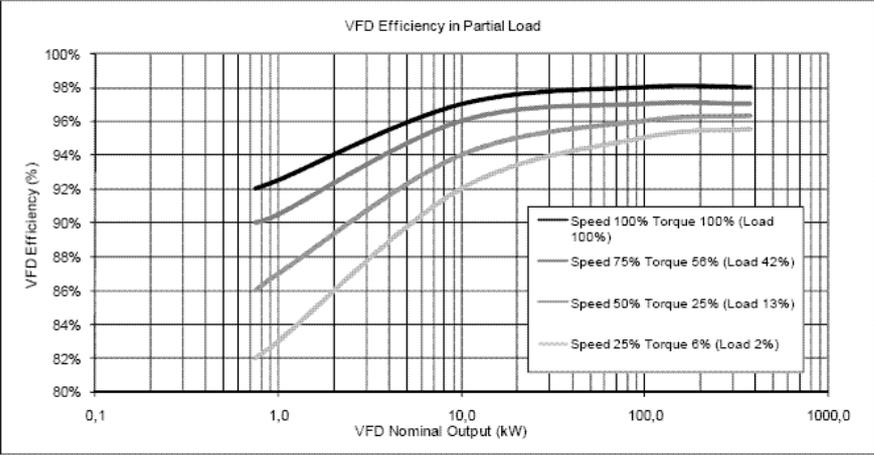
Tabelle 12: Gerundete Richtwerte für Listenpreise von Frequenzumrichtern mit geeigneten Schutzfiltern

Leistung [kW]	Preis (untere Grenze) [€]
0,75	530
1,1	560
1,5	650
2,2	670
3	840
4	990
5,5	1.110
7,5	1.350
11	1.560
15	1.900
18,5	2.110
22	2.220
30	2.710
37	2.990
45	3.430
55	3.890
75	4.780
90	5.270
110	5.650
132	5.730
160	6.220
200	6.460

Quelle: Impact Energy (2019)

Anmerkung: Preis variiert stark je nach Anzahl der gekauften Geräte.

Abbildung 15: Wirkungsgrad eines Frequenzumrichters



Quelle: IEC 60034-31

Literaturverzeichnis

ARCHmatic: IE , MEI und EEI: Merkmale und Kennzeichnung hocheffizienter Pumpen, [baulinks.de/webplugin/2017/0586.php4#:~:text=MEI%20\(Mindest%2DEffizienz%2DIndex\)&text=Der%20MEI%20setzt%20die%20Messergebnisse,von%200%2C1%20den%20schlechtesten](http://baulinks.de/webplugin/2017/0586.php4#:~:text=MEI%20(Mindest%2DEffizienz%2DIndex)&text=Der%20MEI%20setzt%20die%20Messergebnisse,von%200%2C1%20den%20schlechtesten), 2017, (letzter Zugriff November 2022)

De Almeida, R., Da Bortoni, E., Viana, A.: Optimization of parallel variable-speed-driven centrifugal pumps operation, *Energy Efficiency*, 1(3), 167-173, 2008.

Dehli, M.: Energieeffizienz in Industrie, Dienstleistung und Gewerbe: Energietechnische Optimierungskonzepte für Unternehmen. Springer-Verlag, 2020

Deutsche Energie-Agentur: Pumpensysteme, System Energieeffizienz, industrie-energieeffizienz.de/technologien/pumpensysteme.html (letzter Zugriff September 2009)

Energy Efficiency Enquiries Bureau: Energy savings in industrial water pumping systems, Good Practice Guide 249, Energy Efficiency Enquiries Bureau, UK, 1998

Europäische Motor Challenge Programm: Modul Pumpensysteme, energyefficiency.jrc.cec.eu.int/motorchallenge, Brüssel, 2003 (letzter Zugriff September 2009)

Europump and Hydraulic Institute: Pump Life Cycle Costs, A Guide to LCC Analysis for Pumping Systems, 1.eere.energy.gov/manufacturing/tech_assistance/pdfs/pumplcc_1001.pdf, Europump and Hydraulic Institute, 2001 (letzter Zugriff November 2022)

Europump and Hydraulic Institute: Variable Speed Pumping, A Guide to Successful Applications, Europump and Hydraulic Institute, 1.eere.energy.gov/manufacturing/tech_assistance/pdfs/variable_speed_pumping.pdf, 2004 (letzter Zugriff November 2022)

Europump: European Guide to Pump Efficiency for Single Stage Centrifugal Pumps, europump.net/uploads/order%20forms/EU_pumpguide_final.pdf energyefficiency.jrc.cec.eu.int/motorchallenge/pdf/EU_pumpguide_final.pdf (letzter Zugriff September 2009)

Grundfos: Pumpenhandbuch, aga-tech.at/assets/uploads/2016/09/Pumpenhandbuch_de.pdf, 2004 (letzter Zugriff November 2022)

Impact Energy: Topmotors Merkblatt_Nummer 29 Neue Motorentechnologien, topmotors.ch/sites/default/files/2018-11/D_MB_29_Motorentechnologien.pdf, 2019 (letzter Zugriff November 2022)

IEC 60034-30: Rotating electrical machines - Part 30: Efficiency classes of single-speed, three-phase, cage-induction motors (IE Code), 2009

IEC 60034-31: Rotating electrical machines-Part 31: Selection of energy-efficient motors including variable speed applications, 2010

IEC TS 60034-30-2: Rotating electrical machines - Part 30-2: Efficiency classes of variable speed AC motors (IE-code), 2016

Kramer, F.: Speck: Pumpen-Technologie und Lösungen, bsw-web.de/wp-content/uploads/2020/02/Speck_F.-Kramer.pdf, 2020 (letzter Zugriff Dezember 2022)

KSB: Auslegung von Kreiselpumpen, KSB Aktiengesellschaft, 2005

Macabrey, N.: Pumpensysteme: So reduzieren Sie den Stromverbrauch, impawatt.com/, 2019 (letzter Zugriff November 2022)

Ökodesign-Verordnung (EG) . 5 Nummer 47/2012 der Kommission vom 25. Juni 2012 zur Durchführung der Richtlinie 2009/125/EG des Europäischen Parlaments und des Rates im Hinblick auf die Festlegung von Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung von Wasserpumpen

Pelkeit, O.: Vorlesung Strömungsmaschinen II, Pumpenregelung und Lebenszykluskosten, uni-kl.de/SAM/inhalt/studium/online-skripte_SMII.html, 2004 (letzter Zugriff September 2009)

Richtlinie 2009/125/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 21. Oktober 2009 zur Schaffung eines Rahmens für die Festlegung von Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung energieverbrauchsrelevanter Produkte

SOTEA: Softwaretool zur Ermittlung des Effizienzpotenzials bei elektrischen Antrieben, BFE Schweiz, 2009

Stoeffl, B.: How the concepts of “House of Efficiency” and “Extended Product Approach” were developed and what they meant for Ecodesign developments, europump.net/uploads/presentation_workshop_Prof%20Stoffelb.pdf (letzter Zugriff November 2022)

Tanner, R.: Die Bestimmung des Energieeinsparpotentials bei Pumpen, SEMAFOR Informatik & Energie AG, Basel, 2004

U.S. Department of Energy: Energy Tips - Pumping Systems, Energy Efficiency and Renewable Energy, U.S. Department of Energy, 2005

Umweltbundesamt: Allplan, Energieeffiziente Technologien und effizienzsteigernde Maßnahmen, semafor.ch/de/pdf/EnergiesparpotentialBeiPumpen.pdf, Wien, 2005 (letzter Zugriff September 2009)

VEM: Preisliste 2021. Antriebstechnik. IEC Käfigläufermotoren, Schleifringläufermotoren, Transnormmotoren, Asynchrongeneratoren, vem-group.com/fileadmin/content/pdf/Download/Kataloge/Preisliste/VEM-Preisliste.pdf, 2022 (letzter Zugriff Dezember 2022)

Vezinni, A.: Aktueller Stand der Technik elektrischer Antriebssysteme in Bezug auf Energieeffizienz, topmotors.ch/sites/default/files/2021-07/D_WS_18_Energieberater_2021_08_Stand_der_Technik_Vezinni.pdf, 2021 (letzter Zugriff November 2022)

Wagner, W.: Kreiselpumpen und Kreiselpumpenanlagen, Vogel, Würzburg, 2004, eu-promot.org, 2004 (letzter Zugriff September 2009)

Wilo: Grundlagen der Pumpentechnik, wilo.cdn.mediamid.com/cdndoc/wilo162172/1004632/wilo162172.pdf, 2016 (letzter Zugriff Dezember 2022)

Nomenklatur (Lateinbuchstaben)

Zeichen	Einheit	Bedeutung
A	%	Auslastungsgrad
C	-	C-Wert
c_p	J/kgK	Spezifische Wärmekapazität
d	m	Innendurchmesser
D	m	Außendurchmesser
H	m	Förderhöhe
H_{dyn}	m	Dynamische Förderhöhe
H_m	m	Gemessene Förderhöhe
H_N	m	Nennförderhöhe
H_s	m	Statische Förderhöhe
H_{SO}	m	Förderhöhe bei ausgeschalteter Pumpe (Nullförderhöhe)
H_{TL}	m	Förderhöhe bei Teillast
H_v	m	Verlusthöhe
g	m/s ²	Schwerefeld
K	€	Kosten
ΔK	€	Kostensparnis
k(E)_{el}	€/Wh	Spezifische Stromkosten
l	m	Rohrlänge
n	1/min	Drehzahl
n_m	1/min	Gemessene Drehzahl
n_s	1/min	Spezifische Drehzahl
P	W	Leistung
P_{el}	W	Elektrische Leistung
P_{hyd}	W	Hydraulische Leistung
P_M	W	Leistungsbedarf des Motors
P_U	W	Leistungsbedarf der Pumpe
Δp	Pa	Druckverlust
Q	m ³ /s	Förderstrom (Volumenstrom)

Zeichen	Einheit	Bedeutung
Q_N	m ³ /s	Nennförderstrom
Q_{TL}	m ³ /s	Förderstrom bei Teillast
T	K	Temperatur
t	h/a	Laufzeit eines Systems
v	m/s	Strömungsgeschwindigkeit

Nomenklatur (Griechische Buchstaben)

Zeichen	Einheit	Bedeutung
ρ	kg/m ³	Dichte
Φ	W	Heizlast
λ	-	Widerstandsbeiwert/Rohrreibungsbeiwert
ζ	-	Druckverlustbeiwert
η	%	Wirkungsgrad
η_{FU}	%	Wirkungsgrad eines Frequenzumrichters
η_M	%	Motorenwirkungsgrad
η_P	%	Pumpenwirkungsgrad
$\Delta\eta$	%	Effizienzsteigerung

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
ASM	Asynchronmotor
BEP	Best Efficiency Point, deutsch: Bestpunkt
CEMEP	European Committee of Manufacturers of Electrical Machines and Power Electronics
DN	Nennweite
DOL-SRM	Direct-on-Line-Synchron-Reluktanzmotor
EMS	Energiemanagementsystem
FU	Frequenzumrichter
IEC	International Electrotechnical Commission
ISO	International Organization for Standardization
MEI	Minimum Efficiency Index, deutsch: Mindesteffizienzindex
MTBF	Mean Time Between Failures
OL	Overload
PL	Part load
PMM	Permanentmagnet-Motor
SRM	Synchron-Reluktanz-Motor

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Methode zur direkten Bestimmung des Fördervolumens	20
Tabelle 2: Methode zur indirekten Bestimmung des Fördervolumens	21
Tabelle 3: Möglichkeiten zur Optimierung.....	24
Tabelle 4: Kriterien für die Beratung durch eine externe Fachfirma	25
Tabelle 5: Potenzial zur Effizienzsteigerung.....	27
Tabelle 6: Effizienzsteigerungen bei den einzelnen Volumestromkategorien	28
Tabelle 7: Mindesteffizienzindex (MEI) und entsprechender Wert C nach Pumpenart und Drehzahl.....	38
Tabelle 8: Prozentmäßige Reduktion des Leistungsbedarfs für Volumenstrom in Abhängigkeit der Regelung bei geschlossenen Systemen	46
Tabelle 9: Wirkungsgrade von vierpoligen Motoren	64
Tabelle 10: Druckverluste bei Armaturen	72
Tabelle 11: Gerundete Richtwerte für Preise von vierpoligen E-Motoren	81
Tabelle 12: Gerundete Richtwerte für Listenpreise von Frequenzumrichtern mit geeigneten Schutzfiltern	82

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Ablauf eines Energieaudits	7
Abbildung 2: Konzept der Pumpenberatung.....	13
Abbildung 3: Beispielhafte zeitliche Verteilung des Volumenstroms.....	26
Abbildung 4: Flussdiagramm für die Abschätzung des Sparpotenzials eines bestehenden Pumpensystems	29
Abbildung 5: Verlauf des Wirkungsgradverlustes bei Pumpen abhängig von der Wartung .	36
Abbildung 6: Bestimmung des mindestens erforderlichen Wirkungsgrades der Pumpentypen ESOB 1450, ESOB 2900, ESCC 1450 und ESCC 2900 bei MEI = 0,7.....	41
Abbildung 7: Bestimmung des mindestens erforderlichen Wirkungsgrades der Pumpentypen ESCCI 1450, ESCCI 2900, MS-V 2900 und MSS 2900 bei MEI = 0,7	42
Abbildung 8: Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Abweichung des Fördervolumens für die am weitesten verbreiteten Kennlinien	43
Abbildung 9: Darstellung der Pumpenkennlinie und der Anlagekennlinien bei unterschiedlichem statischen Anteil	52
Abbildung 10: Darstellung des Leistungsbedarfs bei unterschiedlichem statischen Anteil	53
Abbildung 11: Regelungsarten von Pumpensystemen ohne und mit statischer Förderhöhe.....	56
Abbildung 12: Vergleich zwischen Asynchron-, Permanentmagnet- und Synchron-Reluktanz-Motoren	63
Abbildung 13: Typische Wirkungsgradkurven in Abhängigkeit der Last von zwei- und vierpoligen Käfigläufer-Asynchronmotoren.....	66
Abbildung 14: Rohrnetzkenlinie eines PVC-Rohres für Wasser.....	71
Abbildung 15: Wirkungsgrad eines Frequenzumrichters.....	83

Formelverzeichnis

Formel 1: Berechnung des Förderstroms in Heizkreisen	21
Formel 2: Beispiel für Berechnung des Förderstroms in Heizkreisen	22
Formel 3: Berechnung der Förderhöhe.....	22
Formel 4: Berechnung der durchschnittlichen Energieeffizienzsteigerung.....	28
Formel 5: Berechnung des Einsparpotenzials eines Pumpensystems mit Frequenzumrichter.....	28
Formel 6: Kostenersparnis durch Reduktion der Laufzeiten.....	31
Formel 7: Kostenersparnis durch Reduktion der Förderhöhe	33
Formel 8: Mindestens erforderlicher Wirkungsgrad im Bestpunkt (BEP).....	36
Formel 9: Mindestens erforderlicher Wirkungsgrad bei Teillast (PL)	37
Formel 10: Mindestens erforderlicher Wirkungsgrad bei Überlast (OL)	37
Formel 11: Spezifische Drehzahl	37
Formel 12: Förderleistung	44
Formel 13: Förderleistung praxisnah	44
Formel 14: Leistungsbedarf der Pumpe	44
Formel 15: Leistungsbedarf des Motors	45
Formel 16: Einsparungsberechnung.....	45
Formel 17: Änderung der Pumpenkennwerte bei Drehzahländerung	48
Formel 18: Beispielhafte Berechnung der Leistung bei Änderung des Förderstroms.....	48
Formel 19: Hydraulische Leistung	49
Formel 20: Nennleistung	49
Formel 21: Motorleistung	49
Formel 22: Leistung des Pumpensystems mit Frequenzumrichter	49
Formel 23: Energieeinsparung bei Drehzahlregelung.....	50
Formel 24: Kostenersparnis durch Drehzahlregelung für jeden Lastpunkt.....	50
Formel 25: Anlagenkennlinie bei Systemen mit statischem Anteil.....	51
Formel 26: Leistungsbedarf bei Systemen mit statischem Anteil.....	51
Formel 27: Pumpenkennlinie mit statischem Anteil.....	54
Formel 28: Berechnung der Förderhöhe bei variabler Differenzdruck-Regelung	55
Formel 29: Änderung der Pumpenkennwerte bei Änderung des Laufraddurchmessers....	58
Formel 30: Energiekosteneinsparung	67
Formel 31: Kostenersparnis durch Einstellung der Förderhöhe	68
Formel 32: Fließgeschwindigkeit bei einem bestimmten Rohrdurchmesser	70
Formel 33: Druckverlust in Rohrleitungselementen	73
Formel 34: Gesamtförderhöhe einer Anlage	73

Formel 35: Dynamischer Anteil	73
Formel 36: Kostenersparnis	77

**Bundesministerium für Klimaschutz, Umwelt, Energie, Mobilität, Innovation und
Technologie**

Radetzkystraße 2, 1030 Wien

[bmk.gv.at](https://www.bmk.gv.at)