

Energieeffizienter Betrieb von Schraubenspindelpumpen an Werkzeugmaschinen

Optimierung der Schraubenspindelpumpe hinsichtlich ihrer Antriebsregelung und -steuerung sowie ihrer Zusammenarbeit mit Verbrauchern

Dr.-Ing. **M. Helpertz**, Fa. Brinkmann Pumpen, Werdohl
Dr.-Ing. **D. Wenderott**, Fa. Brinkmann Pumpen, Werdohl
Dipl.-Ing. (FH) **P. Wagner**, Fa. Brinkmann Pumpen, Werdohl

Kurzfassung

Schraubenspindel-Hochdruckpumpen werden unter anderem im Werkzeugmaschinenbereich eingesetzt, z.B. für die Kühlung oder das Freispülen von Schleifscheiben oder zur Versorgung von Werkzeugen mit Innenkühlung. Aktuell ist es üblich, die Pumpen trotz wechselnder Verbraucher unterschiedlichen Leistungsbedarfs mit konstanter Motordrehzahl und einem fest eingestellten Druckbegrenzungsventil (DBV) zu betreiben. Der Energieverbrauch ist dann vergleichsweise hoch.

Da die Umsetzung der EuP Directive 2005/32/EC (Energy using products directive) [1] auch Werkzeugmaschinen und deren Komponenten betreffen wird, befasst sich der vorliegende Beitrag mit Energiesparpotenzialen beim Betrieb von Schraubenspindelpumpen. Im Rahmen eines beispielhaften Bearbeitungszyklus einer Werkzeugmaschine werden sowohl der Wirkungsgrad der Pumpe selbst (bis ca. 40 %-Punkte), als auch der Betrieb der Pumpe durch Druck- (bis ca. 45 %) und Drehzahlregelung (bis ca. 70 %) sowie der Antriebsmotor (bis ca. 8 %-Punkte) betrachtet.

1 Funktionsweise und Einsatzgebiete von Schraubenspindelpumpen

Schraubenspindelpumpen gehören zu der Gruppe der Rotationsverdrängermaschinen mit Wälzkörperprinzip. Im Laufe der Zeit haben sich unterschiedlichste Ausführungen entwickelt, die sowohl ein- als auch zweiflutig sein können und je nach Anwendung zwischen einer (Exzentrerschneckenpumpe) und fünf Spindeln besitzen [2]. Die Anwendungen reichen dabei von feststoffhaltigen, zähen Medien (Exzentrerschneckenpumpe) über schlecht schmierende Medien (z.B. zwei Spindeln bei der Erdölförderung) bis hin zur Förderung schmierender Medien (drei oder fünf Spindeln) [3]. Die Mehrphasigkeit bei der Erdölförderung (Wasser-Gas-Öl-Sand-Gemisch) stellt dabei eine tribologisch besonders anspruchsvolle Förderaufgabe dar [4]. Verschiedene Hersteller weisen für allgemeine Anwendungen

verschiedener Schraubenspindelpumpen maximale Drücke bis 310 bar [5] sowie maximale Volumenströme bis 5000 m³/h [6] aus.

Der folgende Beitrag befasst sich ausschließlich mit der dreispindligen Schraubenspindel-pumpe, wie sie im Bereich zur Förderung von Kühlschmierstoffen (KSS) an Werkzeugmaschinen verbreitet ist. Die Drücke dieser Anwendung liegen im Bereich zwischen 5 und 200 bar, die Nenn-Volumenströme typischer Weise zwischen 10 und knapp 900 l/min [7]. Übliche kinematische Viskositäten bewegen sich zwischen 1 mm²/s für wasserbasierte Kühlschmierstoffe und ca. 40 mm²/s für Schleiföle, wobei höhere Viskositäten zwar möglich, aber im KSS-Bereich selten sind. Je nach bearbeitetem Werkstoff und eingesetzten Werkzeugen liegen auch hier tribologisch extrem anspruchsvolle Bedingungen vor, da der KSS zwar gefiltert wird, aber hinsichtlich seines Feststoffgehaltes meist weit von den Anforderungen der Ölhydraulik entfernt ist.

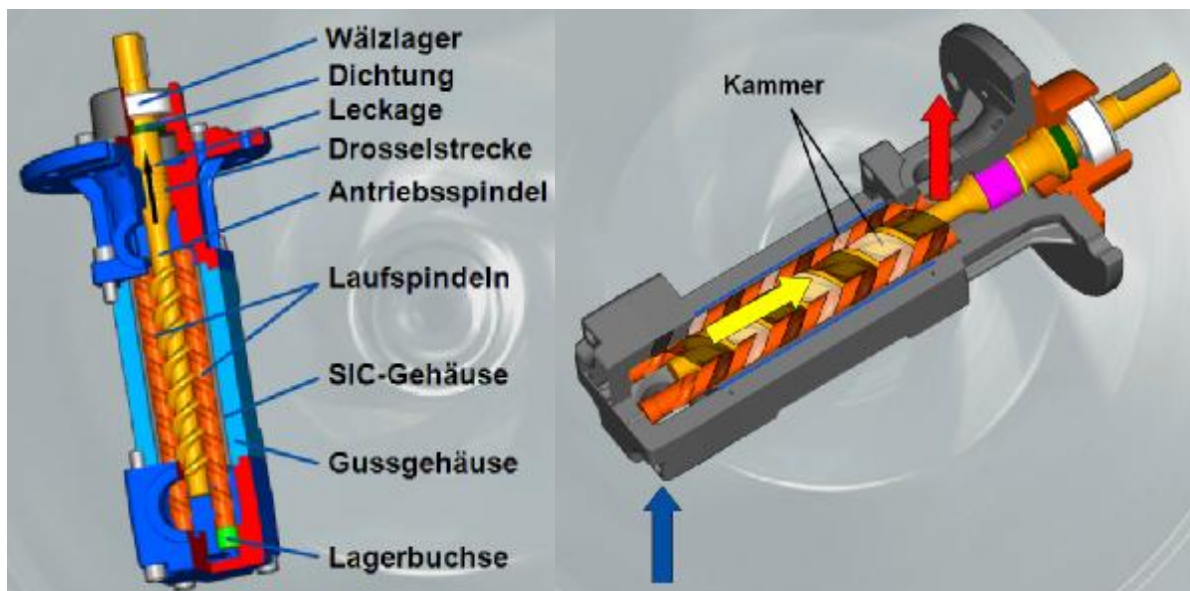


Bild 1: Aufbau und Funktion einer dreispindligen Schraubenspindelpumpe (Fabrikat: Brinkmann Pumpen)

Schraubenspindelpumpen für Werkzeugmaschinen besitzen üblicherweise nur eine außenliegende Wälzlagerung, **Bild 1**. Die weitere Lagerung der Spindeln erfolgt mediengeschmiert durch das Gehäuse und durch hydrostatische oder hydrodynamische Gleitlagerung der Laufspindeln. Um den tribologischen Aspekten der Anwendung Rechnung zu tragen, ist der Einsatz hochverschleißfester Werkstoffe erforderlich. So kommen gehärtete und optional beschichtete Wellen sowie Gehäuse und Lagerstellen aus Siliziumkarbid zum Einsatz. Die Funktionsweise der Pumpe basiert dabei auf der Bildung in axialer Richtung hintereinander liegender Kammern (in **Bild 1** abwechselnd hell und dunkel schattiert), die

durch die Zahnücken der Spindeln gebildet werden und sich bei einer Drehung der Wellen axial durch das Gehäuse bewegen. Durch diese Kammern ergibt sich eine innere Mehrstufigkeit der Pumpe. Von der Saugseite über die einzelnen Kammern bis zur Druckseite verteilt sich der Druck gestuft annähernd linear. Der volumetrische Wirkungsgrad der Pumpe hängt dabei maßgeblich von der Anzahl der Kammern, sowie der Form und Größe der Spalte zwischen den Kammern ab.

2 Anwendungsbeispiel Werkzeugmaschine

Das Zwangsförderprinzip setzt beim Betrieb einer Verdrängerpumpe aus Sicherheitsgründen stets die Installation eines Druckbegrenzungsventils (DBV) voraus. **Bild 2** zeigt dies schematisch an Hand des Aufbaus der KSS-Versorgung einer Werkzeugmaschine.

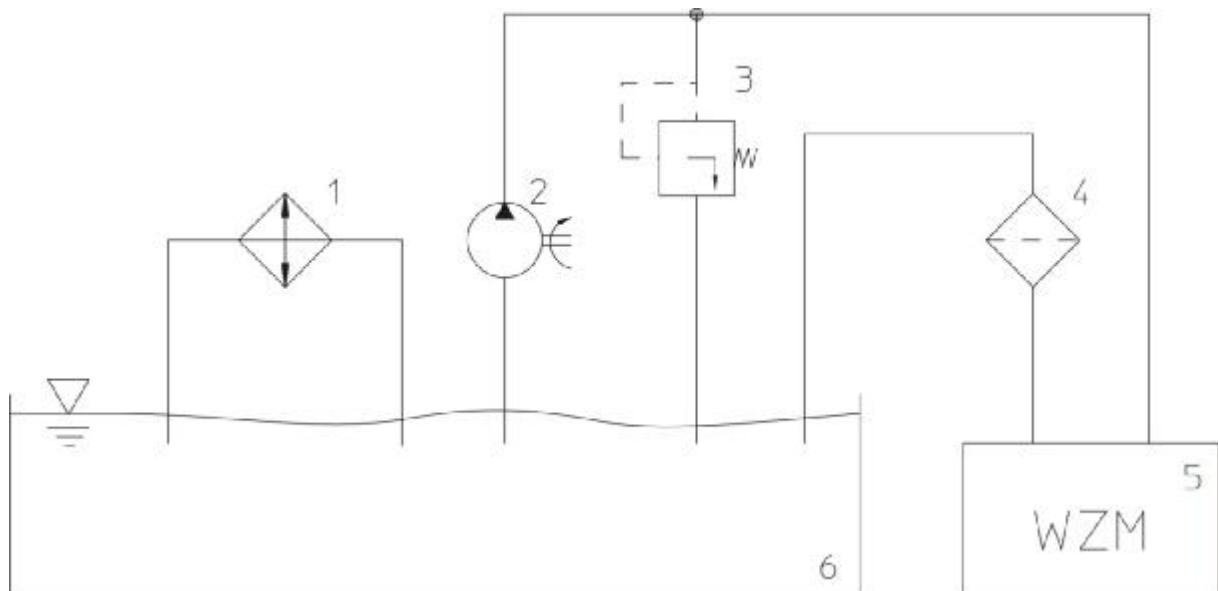


Bild 2: Schema einer KSS-Anlage mit Kühler (1), Schraubenspindelpumpe (2), Druckbegrenzungsventil (3), Filter (4), Werkzeugmaschine (5) und Vorratsbehälter (6)

Handelt es sich bei der Werkzeugmaschine um ein Bearbeitungszentrum, so ergibt sich i.d.R. während der Werkstückbearbeitung eine Folge schnell wechselnder Bearbeitungswerkzeuge. Diese Bearbeitungswerkzeuge erfordern bei Nassbearbeitungsprozessen eine Kühlung und Schmierung der Werkzeugschneide, die auf den Zerspanungsprozess abgestimmt ist. Somit stellt jedes Werkzeug einen Verbraucher (Druck, Volumenstrom) dar. Dabei können die Kennlinien der Verbraucher einerseits extrem unterschiedlich sein (Begleitkühlung / Innenkühlung) und andererseits wird eigentlich während des Werkzeugwechsels gar kein KSS benötigt, siehe **Tabelle 1**. Stellt die Pumpe (2) mehr KSS als nötig zur Verfügung, so entweicht der nicht benötigte Volumenstrom über das Druckbegren-

ventil wieder in den Tank (3). Die Auswahl der Pumpe richtet sich nach dem maximalen Druck und dem maximalen Volumenstrom.

Die Nutzungszeiten eines einzelnen Werkzeugs können im Extremfall unter 2 Sekunden liegen und stellen folglich sehr hohe Anforderungen an die Geschwindigkeit einer möglichen Steuerung oder Regelung.

Tabelle 1: Beispiel eines Werkstückbearbeitungszyklus (realistischer Ausschnitt)

Grau hinterlegt: maximaler Druck: 60 bar, maximaler Volumenstrom: 25 l/min

		Tiefbohren 6,95 mm	Pilzbohren 7 mm	Flachbohren 9,7 mm	Bohren 5 mm	Flachbohren 22 mm	Gewindedeformen M6	Bohren 9,4 mm	Aufbohren 12 mm	Reiben 10 mm	Schafffräsen 22 mm	Feinbohren Düsen 22 mm	18 x Werkzeugwechsel	Summe
Zeit [s]		12	10	10	17	12	68	18	18	42	34	28	36	305
Sollmenge [l/min]		10	8	15	5	6	8	10	12	15	20	25	0	
Solldruck [bar]		60	50	50	30	30	30	30	30	30	30	30	3	

3 Energetisches Optimierungspotenzial des Gesamtaggregate

Schon der Aufbau der KSS-Versorgung einer Werkzeugmaschine zeigt, dass der Betrieb dieses Aggregates bei unangepasstem Betrieb sehr energieintensiv sein kann. Daher bemüht sich die EU, die EuP Directive 2005/32/EC (Energy using products directive) [1] auch in diesem Bereich umzusetzen, wobei noch nicht feststeht, in welcher Weise dies im Detail reguliert werden soll. Der VDW plädiert dagegen eher für eine freiwillige Selbstverpflichtung der Branche [8]. Einer US und EU Energiestudie zu Folge [9] verteilen sich die Energiesparmöglichkeiten im Pumpensektor gemäß **Tabelle 2**. Hier wird bereits deutlich, dass sich die relevanten Einsparungen nur durch Interaktion von Hersteller und Anwender erzielen lassen.

Tabelle 2: Energiesparpotenzial der EU im Pumpensektor [9]

Energiesparpotenzial EU				
Umsetzbar durch Pumpenhersteller		Umsetzbar durch Zusammenarbeit von Pumpenhersteller und Anwender		
Pumpenwirkungsgrad		Pumpenbetrieb		Pumpenauswahl
Hydraulik	Motor	FU-Betrieb	Zusammenarbeit	Sonderlösungen
3 %	3 %	20 %	4 %	10 %

Die folgenden Kapitel quantifizieren diese pauschalen Erkenntnisse zu Einsparpotenzialen durch konkrete Anwendungsbeispiele im Bereich der Schraubenspindelpumpe und ihrer Peripherie.

3.1 Antriebsmotor

Die am meisten verbreitete Antriebsart für industrielle Pumpen stellen nach wie vor die Drehstromasynchronmotoren da, welche überwiegend zwei- gelegentlich auch vier-, selten sechspolig ausgeführt werden. Betrachtet man beispielhaft zweipolige Motoren (50 Hz, 380-420 V) für Schraubenspindelpumpen, so reichen typische Leistungsdaten von 0,75 kW bis 110 kW. Der Gesetzgeber fordert eine sukzessive Umstellung der Antriebe von Motoren der Energieeffizienzklasse IE 1 (alt: Eff 2) auf IE 2 (alt: Eff 1) später auch auf IE 3 oder IE 2 mit Frequenzregelung [10]. Aus der **Tabelle 3** ist ersichtlich, dass die Größenordnung der Einsparpotenziale des typischen Leistungsbereichs zwischen 0,75 kW und 110 kW den Daten der **Tabelle 2** entspricht.

Dabei sollte jedoch beachtet werden, dass die angegebenen Wirkungsgrade nur für einen stationären Dauerbetrieb gelten. Da Motoren höherer IE-Klasse meist auch größere Massenträgheitsmomente besitzen, können sich die Wirkungsgrade bei häufigen Schalt- oder Beschleunigungsvorgängen wieder deutlich reduzieren. Der Sinn einer solchen Norm muss also im Einzelfall kritisch hinterfragt werden.

Tabelle 3: Gegenüberstellung geforderter Mindestwirkungsgrade von Drehstromasynchronmotoren der Energieeffizienzklasse IE 1, IE 2 und IE 3 [10]

Leistung [kW]	IE 1 [%]	IE 2 [%]	IE 3 [%]	Ersparnis [%-Punkte]
0,75	72,1	77,4	80,7	5,3 / 8,6
110	93,3	94,3	95,2	1,0 / 1,9

3.2 Pumpwerk

Der hydraulische Wirkungsgrad einer Schraubenspindelpumpe hängt sowohl von konstruktiven Details als auch von den Betriebsparametern ab, **Tabelle 4**.

Die Umsetzung konstruktiver Optimierungen hängt dabei unmittelbar von den Fertigungsmöglichkeiten ab. **Bild 3** veranschaulicht, welche enormen Anstiege des Wirkungsgrades rückblickend bei der Schraubenspindelpumpe möglich waren und dass diese erheblich über den Werten der **Tabelle 2** liegen. Weitere Verbesserungen oberhalb 3% erscheinen denkbar, sind jedoch zunehmend schwieriger realisierbar, da entweder eine aufwändigere Konstruktion, eine noch genauere Fertigung, umfangreiche Versuche oder Berechnungen

erforderlich wären. Eine andere - jedoch oft kostspielige - Möglichkeit der Wirkungsgradanhebung besteht in einer Optimierung der Filterung, da der anfängliche Pumpenwirkungsgrad über einen längeren Zeitraum erhalten bleibt.

Tabelle 4: Einflussfaktoren des hydraulischen Wirkungsgrades von Schraubenspindel-pumpen über ihre Lebensdauer

Konstruktion	Betrieb
Kammeranzahl	Viskosität des Fördermediums
Spaltgröße und -form	Gasgehalt des Mediums
Reibung durch Lagerungen und Dichtungen	Art u. Menge abrasiver Feststoffe im Fluid
Verschleißbeständigkeit	Drehzahl
	Druck

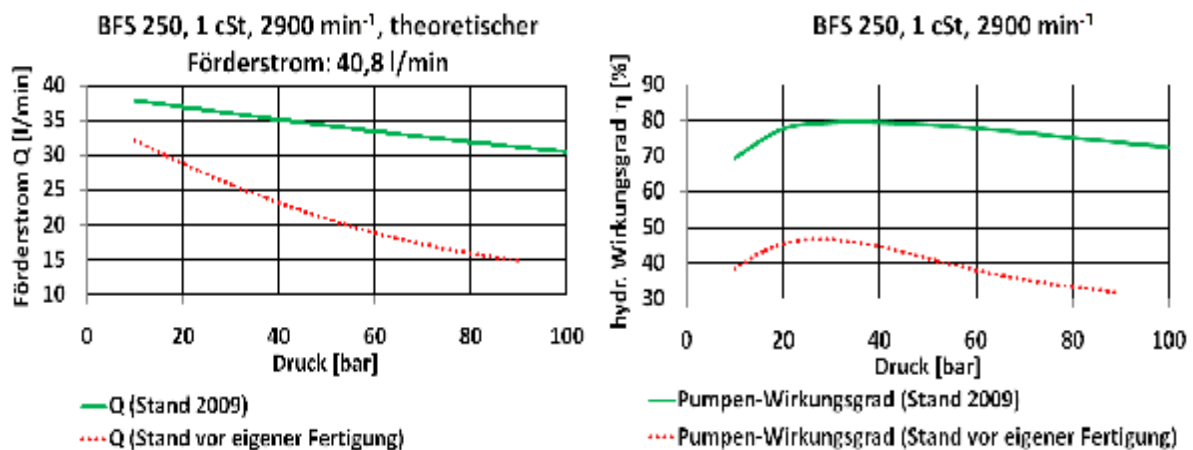


Bild 3: Vergleich der Kennlinien vor und nach Optimierung am Beispiel der Type BFS 250

Die dargestellten Fortschritte wurden durch folgende Maßnahmen realisiert:

1. Optimierung der Spaltgeometrie
2. Reduktion der Toleranzen
 - a. durch direkte Rückführung der geometrischen Messergebnisse an die Schleifmaschine der Spindelfertigung
 - b. durch Umstellung der Gehäusefertigung von geteilten Gehäusen (Schleifen) auf geschlossene Gehäuse (Erodieren) und dadurch auch
3. Abnahme der druckbedingten Gehäuseaufweitung bei sehr hohen Drücken.

3.3 Betriebsweise

3.3.1 Ungeregelt

Bei einem unregelmäßigen Betrieb wird die Schraubenspindelpumpe mit einer konstanten Drehzahl betrieben und das Druckbegrenzungsventil (**Bild 2**, Pos. 3) ist auf einen festen Wert eingestellt (z.B. mit einer Feder), nämlich den maximal benötigten oder zulässigen Druck. Der Betriebspunkt ergibt sich dann entweder aus dem Schnittpunkt der Pumpenkennlinie mit dem Verbraucher (**Bild 4**, Punkt A) oder aus dem Schnittpunkt mit der Parallelschaltung von Verbraucher und Druckbegrenzungsventil (**Bild 4**, Punkt B). Bei Punkt B wird nicht berücksichtigt, ob der entstehende Druck überhaupt für den Verbraucher benötigt wird. Eine solche Betriebsweise ist mit einer maximalen Leistungsaufnahme der Pumpe verbunden.

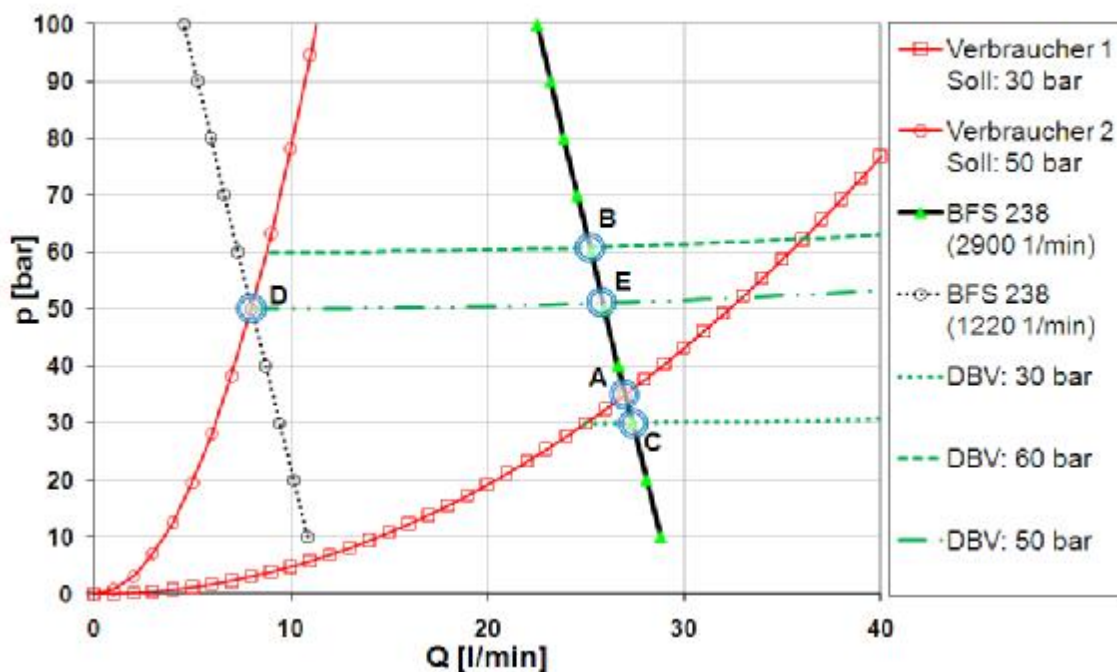


Bild 4: Beispiele verschiedener Betriebspunkte einer Schraubenspindelpumpe des Typs BFS 238 in Emulsion (1 mm²/s) in Abhängigkeit von Druckbegrenzungsventil, Drehzahl und Verbraucher

3.3.2 Druckminimierte Umlaufschaltung

In der Praxis trifft man auch Druckbegrenzungsventile an (**Bild 2**, Pos. 3), die zwar prinzipiell auf einen festen Druck eingestellt sind, sich aber durch ein elektrisches Signal in eine sogenannte druckminimierte Umlaufschaltung überführen lassen. Es stellt sich dabei ein

reduzierter und für den einwandfreien Betrieb der Pumpe notwendiger Mindestdruck von ca. 3 bar ein. Dies ermöglicht einerseits den drucklosen Anlauf der Pumpe und reduziert andererseits die Pumpenleistung während solcher Perioden, wo kein Verbraucher betrieben wird. Derartige Zeitabschnitte sind z.B. Werkzeugwechsel und man vermeidet gleichzeitig ein häufiges Ein- und Ausschalten der Pumpe.

3.3.3 Druckregelungsventil

Eine weitere Ausführung von Druckbegrenzungsventilen (**Bild 2**, Pos. 3) erlaubt die stufenlose Vorgabe eines Druckniveaus durch ein elektrisches Signal (z.B. 0-10 V, 4-20 mA). So kann der Druck exakt den Sollvorgaben des Verbrauchers angepasst werden. Der Betriebspunkt A kann auf C gesenkt werden, der Betriebspunkt B auf E, **Bild 4**. Dadurch spart man bereits einen großen Anteil der Antriebsleistung, obwohl die Pumpe überwiegend noch einen für die Verbraucher zu hohen Volumenstrom zur Verfügung stellt. Die Reaktionszeiten der Ventile liegen in einem Bereich von 0,5 - 1,0 Sekunden, so dass es sich um ein sehr schnell reagierendes Verfahren handelt.

3.3.4 Drehzahlvariation

Eine optimale Anpassung des Betriebspunktes an den Verbraucher ist nur durch eine Drehzahlvariation möglich. Die Veränderung der Drehzahl einer Schraubenspindelpumpe führt im Wesentlichen zu einer parallelen Verschiebung ihrer Kennlinie zu höheren oder niedrigeren Volumenströmen. Die Betriebspunkte B oder E können demnach in den Betriebspunkt D verlegt werden, **Bild 4**. Der Druck stellt sich automatisch ein, da ein Schnittpunkt der veränderten Pumpenkennlinie mit der Verbraucherkennlinie entsteht. Demnach spielt es auch keine Rolle mehr, ob das DBV auf einen höheren Druck eingestellt ist.

3.3.4.1 Drehzahlsteuerung

Bei einer Drehzahlsteuerung wird jedem Verbraucher eine feste Drehzahl zugeordnet, die beim Betrieb des jeweiligen Verbrauchers vom Frequenzumrichter angefahren wird. Dazu müssen entweder die Kennlinien aller Verbraucher und der Pumpe vorher bekannt sein oder durch Testen der Punkte an der Werkzeugmaschine einmalig ermittelt werden. Realistische Zeitspannen zum Anfahren der verschiedenen Punkte liegen dabei in einer Größenordnung von 0,2 – 0,5 Sekunden ohne Werkzeugwechsel und 1,5 – 2,0 Sekunden mit Werkzeugwechsel (für dieses und alle folgenden Beispiele ermittelt für eine Anlage mit 7,5 kW Antriebsleistung).

Die Vorteile einer solchen Steuerung sind relativ schnelle Reaktionszeiten und die Tatsache, dass kein Sensor benötigt wird. Die Nachteile sind der erforderliche Programmieraufwand und die damit verbundene Kommunikation zwischen Werkzeugmaschine und Frequenzumrichter sowie die fehlende automatische Berücksichtigung von Pumpenverschleiß. Auch ist bei jeder Änderung der Verbraucher wieder eine Anpassung der Programmierung zwingend erforderlich.

3.3.4.2 Drehzahlregelung

Die Realisierung einer Regelung setzt die Existenz eines Sensors voraus. Dies können ein Drucksensor in der Nähe des Verbrauchers oder die Kontrolle der über das DBV entweichenden Fluidmenge sein. In jedem Fall ist die Vorgabe eines Soll-drucks für den Verbraucher notwendig, d.h. auch hier ist wieder ein gewisser Programmieraufwand obligat. Die Vorgabe von Drücken ist allerdings in der Werkzeugmaschinenbranche schon recht verbreitet und die Definition weniger Druckstufen führt bereits zu erheblichen Einsparungen.

Die Vorteile einer solchen Regelung sind die unkomplizierte Anbindung an eine Anlage, die bereits mit einer Drucksteuerung ausgestattet ist, die automatische Anpassung der Drehzahl an die Verbraucher sowie die zusätzlich bedingte Reduktion und gleichzeitig automatische Kompensation von Pumpenverschleiß. Nachteilig sind die Notwendigkeit eines Sensors, die langsamere Reaktionszeit (bis zu 2 Sekunden) und mögliche Instabilitäten durch Überschwinger oder Resonanzeffekte.

3.3.4.3 Einsatzgrenzen

Die Grenzen einer Drehzahlvariation richten sich im Wesentlichen nach den Betriebsgrenzen der Pumpe, des Motors und der Regelung wie folgt:

Aus energetischer Sicht besteht ein umso größeres Einsparpotenzial desto größer die Zykluszeit im Verhältnis zur zum Anfahren des Drucks benötigten Zeit ist. Hier kann ein vorzeitiger Start der Pumpe über den Kühlmittelbefehl zusätzliches Potenzial nutzen. Dies hängt sowohl von der Größe der Anlage als auch vom Hersteller des Frequenzumrichters und dessen Parametrierung ab.

Die Pumpe darf eine Mindestdrehzahl nicht unterschreiten, da es sonst zu einer Überhitzung der Pumpe oder zu einer Mischreibung bei Pumpenelementen kommen kann. Diese Mindestdrehzahl hängt von der Baugröße, vom Druck sowie von der Viskosität des Mediums ab. Auch Art und Menge der Feststoffe spielen eine Rolle. Drehzahlen bis 25 Hz sind Standard, je nach Anwendung sind auch 10 Hz realisierbar. Motoren müssen bei sehr

niedrigen Drehzahlen entweder fremdgekühlt oder größer dimensioniert werden, da sonst Überhitzung droht.

Die Pumpe darf eine Maximaldrehzahl nicht überschreiten. Es drohen Schmierfilmabriss, Überhitzung geschmierter Spalte, Vibrationen, erhöhter Geräuschpegel sowie Kavitation im Saugbereich der Pumpe. Die Haupteinflussfaktoren sind die Baugröße und Steigung der Pumpe (Volumenstrom, Umfangsgeschwindigkeit) und die Viskosität des Mediums (saugseitige Druckverluste, Schmierfilmriss, Reibungswärme und Schubspannungen in den Spalten). Bei Drehzahlen oberhalb der Netzfrequenz sinkt das Drehmoment der Asynchronmotoren umgekehrt proportional, so dass je nach Anwendung ein relativ großer Motor erforderlich ist. Übliche Grenzwerte sind 65 Hz, auf Sonderfreigabe bei geeigneten Randbedingungen bis 75 Hz.

4 Zusammenfassender energetischer Vergleich

Auf Grundlage des in **Tabelle 1** angegebenen Bearbeitungsprozesses werden die verschiedenen Steuerungs- und Regelungsvarianten in **Tabelle 5** und **Bild 5** hinsichtlich ihres Energieverbrauches verglichen. Es sei an dieser Stelle erwähnt, dass die ermittelten Werte lediglich eine obere Abschätzung des Einsparpotenzials für dieses Bearbeitungsbeispiel darstellen, da Beschleunigungsvorgänge und Regelungszeiten vernachlässigt wurden. Die Leistungsangaben betreffen die Wellenleistung der Pumpe, d.h. auch die Wirkungsgrade von Motor und Frequenzumrichter werden bei dieser Rechnung nicht berücksichtigt.

Pos. 1 macht deutlich, dass fast alle Teilprozesse mit dem maximalen Druck von 60 bar gefahren werden. Lediglich bei zwei Prozessen am Schluss ergeben sich auf Grund eines Schnittpunktes mit dem Verbraucher Drücke von 50 und 35 bar, ähnlich **Bild 4**, Punkt A.

Die einfache Variante der druckminimierten Umlaufschaltung betrifft nur die Werkzeugwechsel, siehe Rahmen in **Tabelle 5**, **Pos. 2**. Da aber hier die Druckdifferenz zwischen dem benötigten und dem maximalen Druck besonders groß ist, ergibt sich bereits ein Potenzial von 11%. Dies hängt von Anzahl und Dauer der Wechsel ab und kann in Abhängigkeit des Prozesses und der Maschine individuell sehr unterschiedlich sein.

Durch die Druckregelung von **Pos. 3** liegt genau der Druck zu jedem Zeitpunkt am Verbraucher an, der auch benötigt wird. Im Vergleich zu Pos. 1 betrifft dies fast alle Teilprozesse, vgl. auch hier wieder den Rahmen und **Bild 4**, Punkte C und E. Das Sparpotenzial ist mit 44,7 % bereits enorm und steigt generell mit zunehmender maximaler Druckdifferenz der Teilprozesse.

Den größten Effekt erzielt man jedoch durch eine Drehzahlregelung, siehe **Pos. 4**. Es werden nicht nur Solldruck-, sondern überwiegend auch Sollmenge erreicht, wie in **Bild 4**, Punkt D. Der Volumenstrom ist indes durch die Mindestdrehzahl begrenzt, die in diesem Beispiel mit 20 Hz (Pumpendrehzahl) angesetzt wurde. Die Volumenströme der Betriebspunkte mit 20 Hz liegen daher geringfügig oberhalb der Sollwerte, um die Betriebssicherheit der Pumpe nicht zu gefährden. Das vorhandene Sparpotenzial kann in diesen Punkten nicht vollständig genutzt werden. Trotzdem ergeben sich stattliche 69,4 % Einsparung.

Tabelle 5: Einsparpotenzial verschiedener Steuerungen und Regelungen des Bearbeitungsbeispiels nach Tabelle 1 (relevante Änderungen zum jeweils darüber liegenden Prozess eingerahmt)

		Tiefbohren 6,95 mm Pilotbohren 7 mm Flachbohren 9,7 mm Bohren 5 mm Flachbohren 22 mm Gewindeformen M6 Bohren 9,4 mm Aufbohren 12 mm Reiben 10 mm Schafffräsen 22 mm Feinbohren Düsen 22 mm 18 x Werkzeugwechsel Summe														
Pos. 1: BFS 238 in Emulsion, 50 Hz, 230 V, unregelt															Ersparnis zu Pos. 1	
Istdruck	[bar]	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	50	35	60		
Ist-Menge	[l/min]	25,3	25,3	25,3	25,3	25,3	25,3	25,3	25,3	25,3	25,3	26,0	27,0	25,3		
Leistung	[kW]	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	2,8	2,0	3,3		
Energie	[Wh]	11,1	9,3	9,3	15,7	11,1	62,9	16,7	16,7	38,9	26,6	15,9	33,3	267,2		
Pos. 2: BFS 238 in Emulsion, 50 Hz, 230 V, druckloser Umlauf															-11,0%	
Istdruck	[bar]	60	60	60	60	60	60	60	60	60	50	35	3			
Ist-Menge	[l/min]	25,3	25,3	25,3	25,3	25,3	25,3	25,3	25,3	25,3	26,0	27,0	29,3			
Leistung	[kW]	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	2,8	2,0	0,4			
Energie	[Wh]	11,1	9,3	9,3	15,7	11,1	62,9	16,7	16,7	38,9	26,6	15,9	3,9			
Pos. 3: BFS 238 in Emulsion, 50 Hz, 230 V, Druckregelventil															-44,7%	
Istdruck	[bar]	60	50	50	30	30	30	30	30	30	30	30	3			
Ist-Menge	[l/min]	25,3	26,0	26,0	27,4	27,4	27,4	27,4	27,4	27,4	27,4	27,4	29,3			
Leistung	[kW]	3,3	2,8	2,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	0,4			
Energie	[Wh]	11,1	7,8	7,8	8,4	5,9	33,6	8,9	8,9	20,8	16,8	13,8	3,9			
f _{min,Pumpe}	[Hz]	20														
Pos. 4: BFS 238 in Emulsion, frequenzgeregelt, 230 V, Druckregelventil															-69,4%	
Istdruck	[bar]	60	50	50	30	30	30	30	30	30	30	30	3			
f _{Pumpe,ist}	[Hz]	24,5	20,3	31,2	20,0	20,0	20,0	21,2	24,3	29,0	36,8	44,6	20,0			
Ist-Menge	[l/min]	10,0	8,0	15,0	9,2	9,2	9,2	10,0	12,0	15,0	20,0	25,0	11,2			
Leistung	[kW]	1,7	1,2	1,8	0,7	0,7	0,7	0,8	0,9	1,1	1,4	1,6	0,2			
Energie	[Wh]	5,6	3,3	5,0	3,5	2,5	13,9	3,9	4,5	12,5	12,8	12,8	1,6			
Pos. 5: BFS 232 in Emulsion, frequenzgeregelt, 230 V, Druckregelventil															-70,5%	
Istdruck	[bar]	60	50	50	30	30	30	30	30	30	30	30	3			
f _{Pumpe,ist}	[Hz]	27,6	22,8	35,7	20,0	20,0	20,5	24,2	27,9	33,5	42,7	52,0	20,0			
Ist-Menge	[l/min]	10,0	8,0	15,0	7,7	7,7	8,0	10,0	12,0	15,0	20,0	25,0	9,4			
Leistung	[kW]	1,6	1,1	1,8	0,6	0,6	0,7	0,8	0,9	1,1	1,4	1,7	0,1			
Energie	[Wh]	5,4	3,1	4,9	3,0	2,1	12,3	3,8	4,4	12,4	12,8	12,8	1,5			

Der Einsatz einer kleineren Pumpe, **Pos. 5**, hebt das mittlere Drehzahlniveau an und ermöglicht so auch die Realisierung kleinerer Volumenströme, vgl. eingerahmte Betriebspunkte. Auch hier können die kleinen Sollmengen jedoch noch nicht vollständig angefahren werden. Die Einsparung gegenüber Pos. 4 beträgt aber immerhin 1,1 Prozentpunkte und somit insgesamt 70,5%. Eine noch kleinere Pumpe wäre in diesem Beispiel kontraproduktiv, da zwar alle Volumenströme realisiert werden können, der Wirkungsgrad einer kleinen Pumpe aber in dem vorliegenden Beispiel dann baugrößenbedingt abnehmen wird und das Gesamtergebnis wieder verschlechtert.

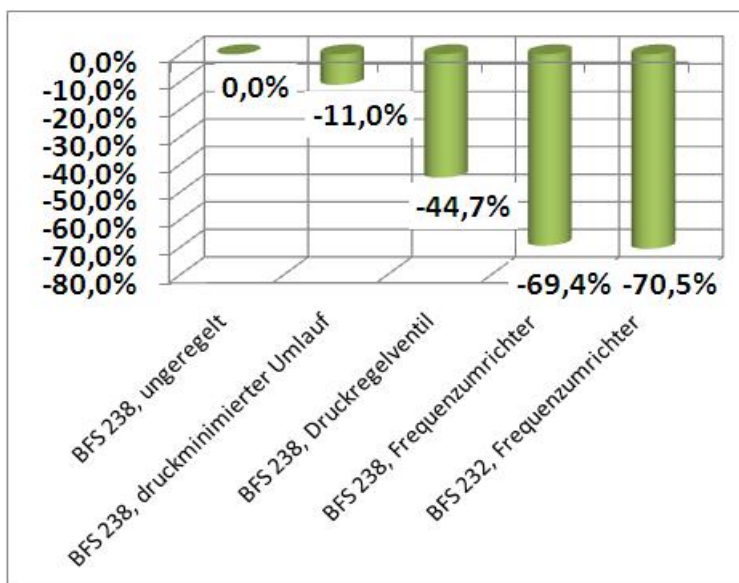


Bild 5: Vergleich des energetischen Einsparpotenzials verschiedener Steuer- und Regelmöglichkeiten einer Schraubenspindelpumpe an einer Werkzeugmaschine

Die durchgeführten Betrachtungen zeigen Möglichkeiten einer enormen Reduktion der Leistungsaufnahme von KSS-Aggregaten für Werkzeugmaschinen. Dabei wurde bisher nur die Wellenleistung der Pumpe betrachtet. Viele Maschinen verfügen aber außerdem über einen Kühler, vgl. **Bild 2**, Pos. 1, der den KSS temperiert, um ein Überhitzen zu vermeiden oder die Genauigkeit der Bearbeitung zu gewährleisten. Wenn man bedenkt, dass ein an der Pumpe vermiedener Energieeintrag auch nicht mehr in den KSS gelangt und somit auch nicht mehr als Wärme abgeführt werden muss, kann sich die Ersparnis durchaus um den Faktor 1,5 erhöhen (je nach Leistungszahl des Kühlers). Weitere Nebeneffekte niedriger Drehzahlen sind geringe Geräuschemissionen sowie längere Pumpenlebensdauer, sofern kein verstärkter Mischreibungszustand eintritt.

Die meisten Anwender lassen sich durch die relativ hohen Anschaffungskosten für Frequenzumrichter abschrecken. Je nach Anwendungsfall ergeben sich jedoch Amortisationszeiten von weniger als 2 Jahren, so dass die Umsetzung einer Frequenzregelung in Betracht gezogen werden sollte. Dies gilt besonders vor dem Hintergrund, dass die Preise für Frequenzumrichter mit steigender Akzeptanz und bei größerem Absatz vermutlich sinken und die Energiepreise steigen werden.

5 Literaturangaben

- [1] EuP-Directive 2005/32/EC (Energy using products directive)
- [2] Schmidt, S.: Verschleiß von Schraubenspindelpumpen beim Betrieb mit abrasiven Fluiden., Universität Erlangen-Nürnberg, 1999
- [3] Geimer, M.: Meßtechnische Untersuchung und Erstellung von Berechnungsgrundlagen zur Ermittlung der Einsatzgrenze dreispindliger Schraubenspindelpumpen., RWTH Aachen, 1995
- [4] Kießling, R.: Zur Modellierung und Simulation des Hydroabrasiven Verschleißes ringförmiger Strömungsspalte., Universität Erlangen-Nürnberg, 1994
- [5] Schraubenspindelpumpen, Online-Prospekt, http://www.imo-pump.com/product_3screw.htm, IMO Pump, 2.6.2010
- [6] Schraubenspindelpumpen, Online-Prospekt, http://www.leistritz.com/pumps/de/04_products/index.html, Leistritz Pumpen GmbH, 11.6.2010
- [7] Schraubenspindelpumpen, Online-Prospekt, http://www.brinkmannpumps.de/assets/PDF/Kataloge/BS-Katalog_de_2010.pdf, Brinkmann Pumps, 2.6.2010
- [8] Hagemann, D.: Energieeffizienz zwischen Markt und Gesetz; VDW, 24.02.2010, METAV Düsseldorf
- [9] Hall, K., van Doorslaer, G.: Energy Commitment, Europump -European Pumps Industry
- [10] DIN IEC 60034-30; VDE 0530-30:2009-08; Norm; 2009-08; Drehende elektrische Maschinen – Teil 30: Wirkungsgrad-Klassifizierung von Drehstrommotoren mit Käfigläufern, ausgenommen polumschaltbare Motoren (IE-Code) (IEC 60034-30:2008); Deutsche Fassung EN 60034-30:2009