
Schlussbericht zum Projekt Maxiem

Maximierung der Energieeffizienz spanender Werkzeugmaschinen

Gemäß NKBF 98 Nr. 8.2 Anlage 2



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT



Institut für Produktionsmanagement,
Technologie und Werkzeugmaschinen

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages unter dem Förderkennzeichen 0327488 A gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

Darmstadt, den 11.09.2013

Projekttitel:
Projektuntertitel:

Maxiem
Maximierung der Energieeffizienz spanender Werkzeugmaschinen

Abschlussbericht:

Projektnummer: 0327488 A
Projektlaufzeit: 01.12.2008 bis 30.11.2012
Projektleiter: Prof. Dr.-Ing. Eberhard Abele
Projektbearbeiter: Dipl.-Ing. Tilo Sielaff, Dipl.-Wirtsch.-Ing. Martin Beck

Darmstadt 2013

Inhaltsverzeichnis

I.	Kurzdarstellung des Forschungsprojekts Maxi	1
1.	Aufgabenstellung	1
2.	Projektvoraussetzungen	1
3.	Planung und Ablauf sowie Kurzzusammenfassung des Vorhabens	1
3.1.	Planung und Ablauf des Vorhabens	1
3.2.	Kurzzusammenfassung der Vorhabenergebnisse	2
3.3.	Methodik zur Ermittlung von Lastprofilen für Werkzeugmaschinen	6
3.4.	Bearbeitungsprozessspezifische Ermittlung des Energiebedarfs im Rahmen der Zeitstudien	8
4.	Wissenschaftlicher und technischer Stand zu Projektbeginn	10
5.	Zusammenarbeit mit anderen Stellen	10
II.	Eingehende Darstellung der Forschungsergebnisse	11
1.	ABC Analyse und Komponentenauswahl	11
2.	Komponentenbenchmark und Optimierungsmaßnahmen bei Funktionsmodulen an Demonstratormaschine	12
2.1.	Grundlastanalyse und Standby-Manager	12
2.2.	Hochdruck Kühlschmierstoff-Versorgung	15
2.3.	Niederdruck Kühlschmierstoff-Versorgung	21
2.4.	Maschinenkühlung	26
2.5.	Schaltschrankklimatisierung	29
2.6.	Hydraulik	33
2.7.	Hauptspindel	39
2.8.	Zusammenfassung	39
3.	Leitfaden und Handlungsempfehlungen für Hersteller und Anwender	41
3.1.	Energiebedarfsreduktion im Hochdruckkühlschmierstoffsystem	42
3.2.	Energieeffizienz in Hydrauliksystemen mit Speicherladeschaltung	47
3.3.	Bedarfsgerechte Bereitstellung von Kühlleistung	49
4.	Modellierung der Funktionsmodule und Berechnungsgrundlagen zur Bestimmung des Energieverbrauchs	50
4.1.	Niederdruckkühlschmierstoffanlage	50
4.2.	Hochdruckkühlschmierstoffanlage	52
4.3.	Antriebsverband	56
4.4.	Werkzeugwechsler	66
4.5.	Maschinenkühlung	67
4.6.	Hydraulik	71
5.	Maschinenkonfigurator - Softwaretool zur Konfiguration Energieeffizienter Werkzeugmaschinen	74
5.1.	Programmstart und Hauptfläche	74

5.2.	Kostenkalkulation	79
5.3.	Maschinenverwaltung	81
5.4.	Verwaltung der Funktionsmodule	83
6.	Voraussichtlicher Nutzen der Arbeitsergebnisse	86
7.	Fortschritte zum Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen	87
8.	Veröffentlichungen/ Öffentlichkeitsarbeit	88

I. Kurzdarstellung des Forschungsprojekts Maxi

1. Aufgabenstellung

Zielsetzung und Aufgabenstellung sind ausführlich in der ursprünglichen Vorhabensbeschreibung aufgeführt. Zusammenfassend lässt sich die Aufgabenstellung wie folgt darstellen:

- Energieverbrauch von spanenden Werkzeugmaschinen analysieren, quantifizieren und charakterisieren
- Identifikation der größten Stellhebel zur Reduktion des Energiebedarfs und Umsetzung in einer Maschine zu Demonstrationszwecken
- Benchmark zum Energiebedarf ausgewählter Komponenten mit hohem Anteil am Energiebedarf der Maschine
- Methoden und Instrumente zur Prognose und Bewertung des Energiebedarfs
- Zusammenfassung in einem Leitfaden und Handbuch für Konstrukteure von spanenden Werkzeugmaschinen und Einkäufer von spanenden Werkzeugmaschinen zur Verbreitung der gewonnen Erkenntnisse in die industrielle Praxis.

2. Projektvoraussetzungen

Die Beantragung des Projektes wurde vor allem durch die Projektpartner aus der Automobilindustrie (Daimler, VW, BMW) getrieben, die sich zum Ziel gesetzt haben bei der Beschaffung neuer Maschinen und Anlagen in möglichst energieeffiziente Lösungen zu investieren. Da zu dieser Zeit weder den Anwendern noch den Maschinenherstellern bekannt war, wo die größten Stellhebel zur Einsparung liegen, wurde vereinbart das Projekt Maxi zu beantragen.

Aufgrund der hohen Auslastung der Maschinenhersteller zum Zeitpunkt der Beantragung, der Ungewissheit bezüglich der tatsächlichen Wichtigkeit des Themas und des Analyse-, Demonstrations- und Methodencharakters des Projektes hat das PTW als einziger Partner einen Antrag auf Förderung gestellt und auch im weiteren Verlauf des Projektes den Großteil der Arbeiten durchgeführt.

Die Anwender im Konsortium haben sich besonders bei der Erarbeitung von Bewertungsmethoden eingebracht und die Maschinenhersteller im Bereich der Analyse und Umsetzung von Optimierungsmaßnahmen.

Bosch Rexroth als Komponentenlieferant hat sich sehr stark bei der Optimierung der Hydraulik und der Implementierung von Standby Funktionalitäten und Monitoringfunktionen eingebracht.

Darüber hinaus konnte eine Vielzahl von Komponentenlieferanten für einen erweiterten Projektkreis gewonnen werden, die sich aufgrund des Marketingeffektes teilweise sehr stark in das Projekt eingebracht haben. Es wurden teilweise erhebliche personelle Kapazitäten aber auch Hardware zur Verfügung gestellt. Zu nennen sind hier insbesondere die Firmen Rittal, Hydac, Brinkmann, Knoll und Handte.

Grundsätzlich ist hinsichtlich des Themas Energieeffizienz sehr hohes Interesse und Engagement in der Industrie festzustellen, insbesondere Komponentenlieferanten versuchen dieses Thema voranzutreiben.

3. Planung und Ablauf sowie Kurzzusammenfassung des Vorhabens

3.1. Planung und Ablauf des Vorhabens

In weiten Teilen konnten die geplanten Aufgaben erwartungsgemäß durchgeführt werden. Aufgrund der starken Priorisierung einer Bewertbarkeit wurde Arbeitspaket 4.3 von Beginn des Projektes vorangetrieben und bereits zur Sitzung im März 2011 abgeschlossen.

In Arbeitspaket 3 stellte sich schnell heraus, dass eine sequentielle Bearbeitung im Sinne von anfänglicher Hardwaremaßnahmen und anschließender Softwareimplementierung wenig praktikabel

ist. Entsprechend wurden komponentenweise zuerst die erforderlichen Hardwareumbauten vorgenommen und direkt daran anschließend erfolgt die softwareseitige Implementierung. Ebenso wurde der Komponentenbenchmark im Zuge der Umbau- und Optimierungsmaßnahmen an der Demonstratormaschine durchgeführt. Im letzten Jahr der Projektförderung wurde insbesondere die Methodik zur anwendungsspezifischen Bewertung von einzelnen Energieeffizienzmaßnahmen fokussiert und im Hinblick auf ein anwendungsgerechtes Softwaresystem ausgearbeitet. Die Verifizierung konnte anschließend an den zuvor gesammelten Erkenntnissen und Messungen durchgeführt werden.

3.2. Kurzzusammenfassung der Vorhabenergebnisse

Die Arbeiten im Forschungsprojekt wurden an der Demonstratormaschine MAG XS 211 durchgeführt, die im Rahmen der Untersuchungen für das Projekt erworben und für die Forschungszwecke umgebaut wurde. Hierbei handelt es sich um ein 4-Achs-Bearbeitungszentrum, welches häufig in der Fertigung von Antriebsstrangkomponenten in verketteten Systemen eingesetzt wird.

Im Hinblick auf eine energieoptimale Konfiguration der Werkzeugmaschine wurde zunächst eine geeignete allgemeingültige Untergliederung vorgenommen. Beispiele für die Strukturierung und funktionale Gliederung von Werkzeugmaschinen sind in [1], [2] und [3] zu finden.

Aus [2] wurde für die funktionalen Einheiten der Begriff Verbrauchsgruppen übernommen. Hierunter werden Komponenten verstanden, die im System zusammenarbeiten und an der Ausführung bestimmter Funktionen beteiligt sind. Die im weiteren Verlauf vorgestellte Methodik wurde an der Demonstratormaschine entwickelt und umgesetzt. Die Gliederung in Verbrauchsgruppen bzw. Funktionsmodule mit Konfigurationsalternativen für die Demonstratormaschine ist in Abbildung I-1 dargestellt.

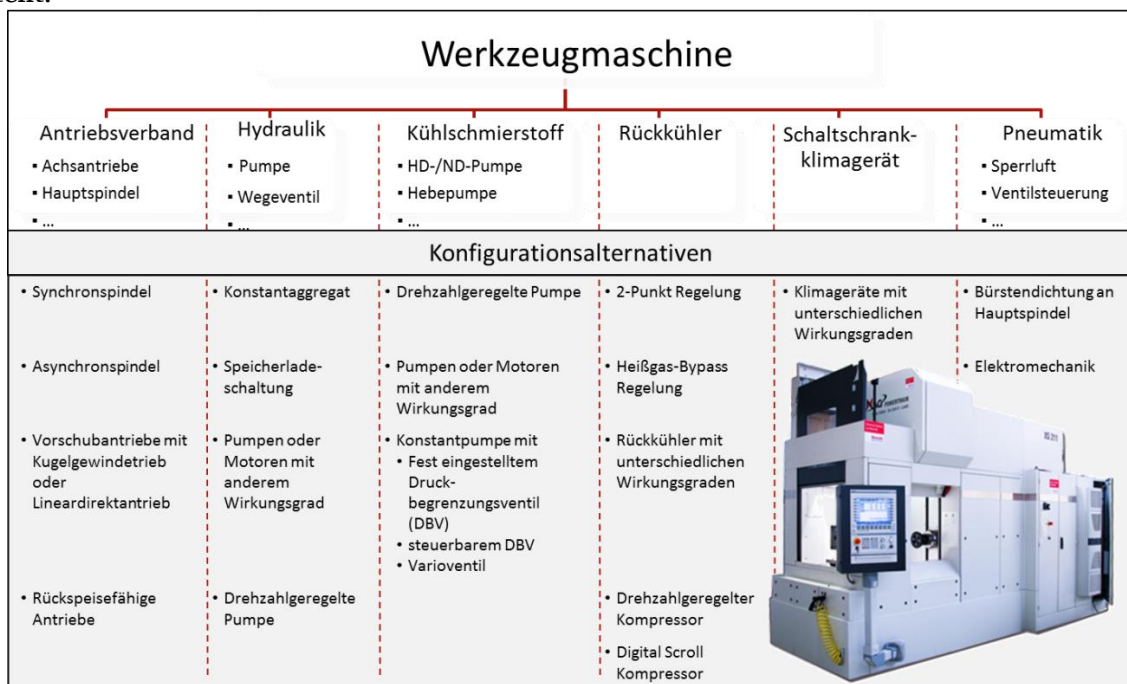


Abbildung I-1: Verbrauchergruppen und Konfigurationsalternativen für die Demonstratormaschine MAG XS 211

Wie auch in [4] gezeigt, hat die Analyse des Energieverbrauchs der einzelnen Funktionsmodule (Abbildung I-2) die Kühlschmierstoff (KSS)-Anlagen, die Maschinenkühlung und die Hydraulik als energieintensivste Module der Demonstratormaschine herausgestellt. Im Folgenden werden ausgewählte, im Rahmen des Projekts untersuchte, Konfigurationsalternativen vorgestellt.

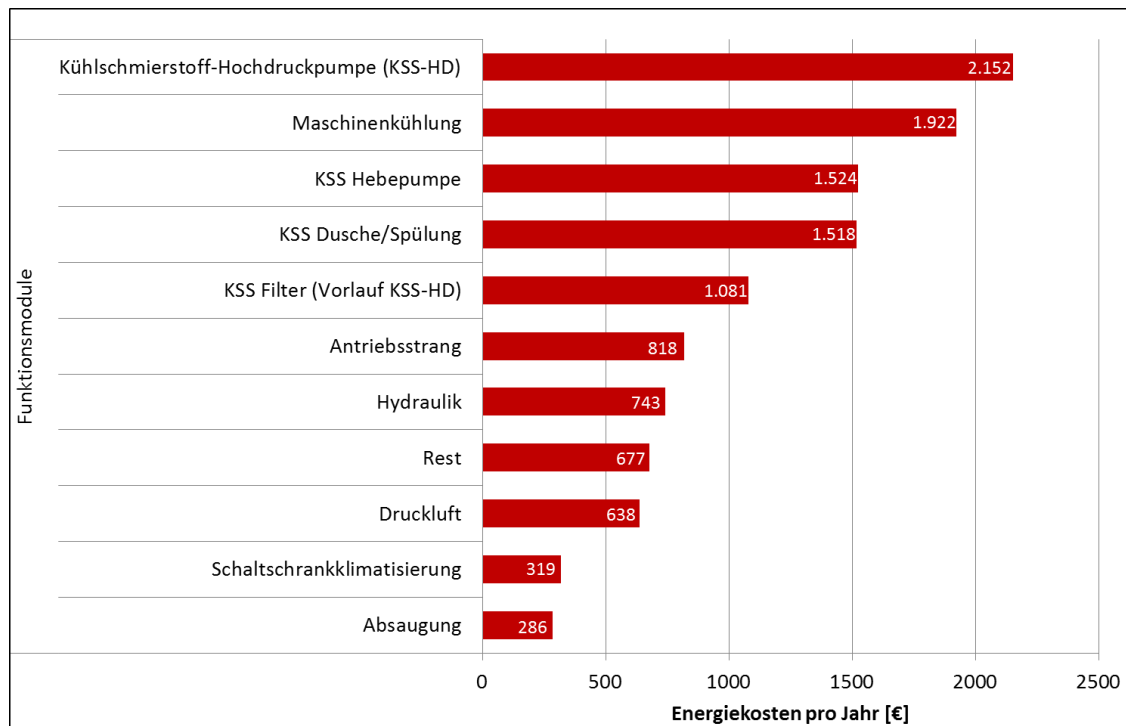


Abbildung I-2: Jährliche Energiekosten der einzelnen Funktionsmodule der Demonstratormaschine für ein 3-Schicht Nutzungsprofil

Das Hydraulikaggregat, welches in der Demonstratormaschine verbaut ist und nach dem Konzept des Speicherladebetriebs arbeitet, besteht aus einer Innenzahnradpumpe mit einem netzbetriebenen Asynchronmotor als Antrieb. Fällt der Druck im Speicher unter 115 bar, so wird die Pumpe über ein Ventil vom drucklosen Umlauf in den Förderbetrieb geschaltet. Bei Erreichen von 120 bar wird die Pumpe über ein Ventil vom System getrennt und arbeitet wieder im drucklosen Umlauf. Im eingeschalteten Zustand der Maschine wird die Pumpe alle 27 Sekunden zur Deckung von systembedingten Leckageverlusten in den Schieber- bzw. Druckregelventilen für kurze Zeit zugeschaltet, ohne das tatsächlich hydraulische Energie benötigt wird. Durch den Einsatz von Sitzventilen anstelle der Schieberventile kann die Leckage soweit reduziert werden, dass die Pumpe erst nach mehr als 7 Minuten wieder in den Förderbetrieb geht, um die leckagebedingten Druckverluste zu kompensieren wie Abbildung I-3 zeigt.

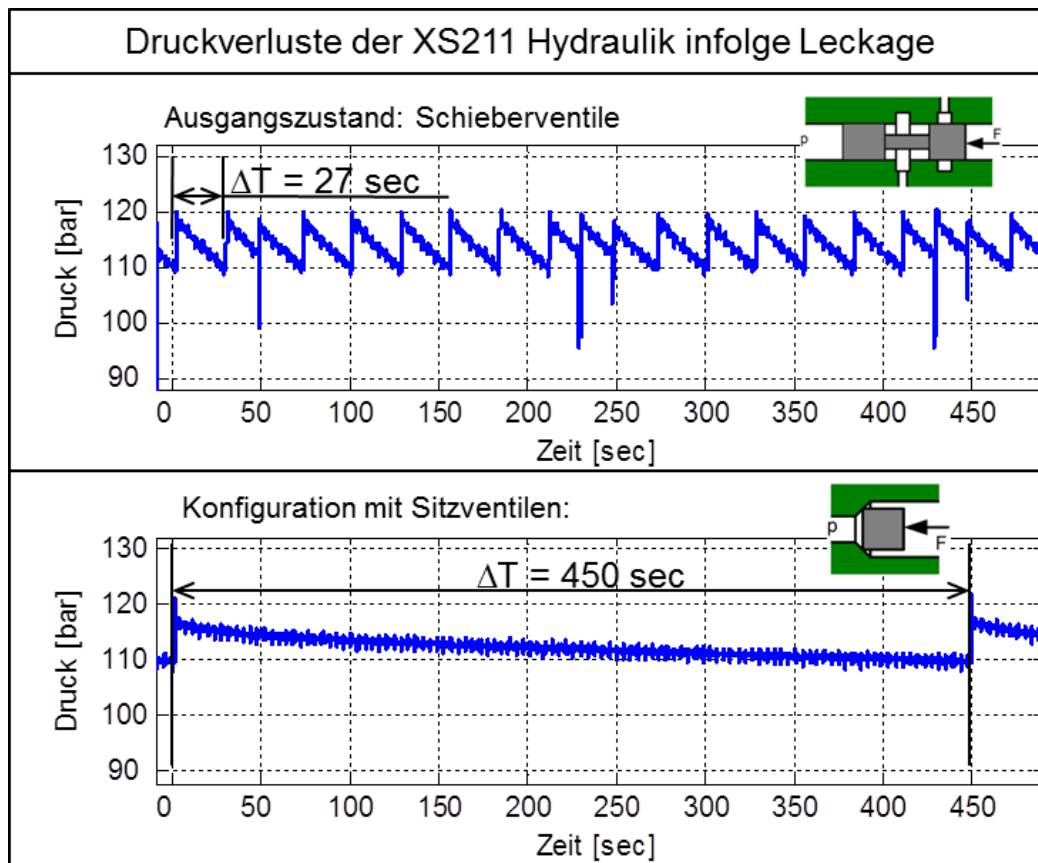


Abbildung I-3: Vergleich der systembedingten Leckageverluste bei Sitz- und Schieberventilen (Ventildarstellung nach [5])

Weiterhin wird durch den drucklosen Umlauf und die Leckage eine große Wärmemenge in das Öl eingetragen, so dass zusätzlich Energie für den Rückkühler aufgebracht werden muss, um das Öl zu kühlen. Der drucklose Umlauf wird vermieden, indem durch einen größeren Speicher sowie eine Vergrößerung der Hysterese auch im Lastbetrieb die Zuschalthäufigkeit der Pumpe soweit herabgesetzt wird, dass der Pumpenantrieb abgeschaltet werden kann, ohne dabei die zulässige Einschalthäufigkeit des antreibenden Asynchronmotors zu überschreiten. Auf diese Weise wird der Wärmeeintrag in den Ölkreislauf reduziert und der Rückkühler entlastet.

Entsprechend den Anforderungen an hochpräzise Bearbeitungszentren wurden für die Rückkühler nur Konfigurationsalternativen verglichen, die in der Lage sind bei der Temperaturregelung eine Hysterese von $\pm 0,5\text{K}$ einzuhalten. Ein taktender Betrieb ist dann in der Regel aufgrund von Restriktionen der Tankgröße nicht mehr möglich, da sich die häufigen Schaltvorgänge negativ auf die Lebensdauer des Verdichters auswirken würden. Die Temperaturregelung mittels Heißgas-Bypass stellt den Stand der Technik dar. Der Verdichter ist dabei als Dauerläufer ausgeführt, d.h. er verrichtet kontinuierlich seine maximale Arbeit. Im Teillastbetrieb öffnet das Bypass-Ventil und spritzt das verdichtete, heiße Kältemittel am Verflüssiger vorbei direkt vor dem Verdampfer ein. Die überschüssige Kühlleistung wird somit aktiv vernichtet, so dass im Teillastbereich eine sehr geringe Energieeffizienz vorliegt. Eine Möglichkeit die Kühlleistung an den aktuellen Bedarf anzupassen stellen Digital-Scroll-Verdichter dar. Bei diesem Funktionsprinzip läuft der Verdichter auch dauerhaft mit konstanter Drehzahl. Über ein Magnetventil und die mechanische Trennung der orbitierenden Verdichterspiralen kann jedoch die Kompression variiert werden wodurch sich mithilfe einer pulsweitenmodulierten Ansteuerung eine Leistungsregelung von 10% bis 100% verwirklichen lässt. Abhängig von der maximalen Kühlleistung und dem Lastzustand der Maschine lässt sich so im Teillastbetrieb bis zu 30 % Energie einsparen. Eine weitere untersuchte Variante, die Kühlleistung bei Teillast an den aktuellen Bedarf anzupassen besteht darin, die Drehzahl des Kompressors durch einen Frequenzumrichter zu regeln. Solche invertergeregelte Kompressoren liefern, im Verbund mit drehzahlgeregelten Verflüssiger-Lüftern und elektronischen Expansionsventilen, durch Anpassung der Motordrehzahl immer nur so viel Kühlleistung wie gerade gefordert ist. In Abbildung I-4 sind die lastabhängig aufgenommenen

elektrischen Leistungen von einem Rückkühler mit Heißgas-Bypass und einem mit Invertertechnologie eines Herstellers dargestellt. Die große Steigerung der Lastkurve des invertergeregelten Systems spiegelt dessen Anpassungsfähigkeit an die erforderliche Kühlleistung wider.

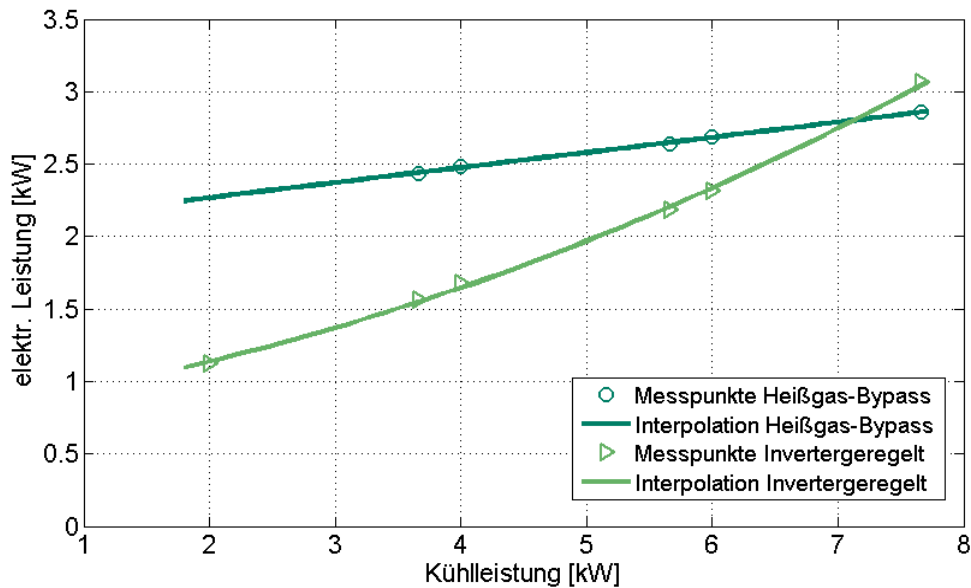


Abbildung I-4: Vergleich der Leistungsaufnahme von Heißgas-Bypass und invertergeregeltem Rückkühler

Sind die voran genannten Restriktionen hinsichtlich der Tankgröße nicht gegeben und es kann ein ausreichend großes Tankvolumen installiert werden, bietet die Kaltwasserbeimischung ebenfalls großes Potential für eine effiziente Temperierung mit getaktetem Verdichterbetrieb. Der große Tank dient bei diesem Prinzip als Kaltwasserspeicher. Innerhalb des Speichers befindet sich ein abgegrenzter Bereich aus dem das Kühlwasser entnommen wird. In diesem Bereich wird über entsprechende Regelventile das warme Wasser des Rücklaufs mit dem Kaltwasser aus dem umgebenden Tank so gemischt, dass die Solltemperatur eingestellt wird. Im Teillastbetrieb wird ein Teil des Rücklaufs unter Beimischung von Tankwasser über den Verdampfer geleitet und gekühlt, ehe er wieder in den Tank bzw. Mischungsbereich geleitet wird. Auf diese Weise wird im Teillastbereich das im Tank befindliche Wasser bis auf ein festgelegtes Temperaturniveau abgekühlt, so dass Kompressor und Lüfter abgeschaltet werden. Bis zum Erreichen der oberen Grenze der Temperaturhysterese, wird die Vorlauftemperatur nur durch Beimischung von Kaltwasser aus dem Speicher geregelt.

Je nach Ausgangstemperatur im Tank und Last nach dem Einschalten der Anlage muss zunächst Energie aufgebracht werden um das Tankvolumen unter das gewünschte Vorlauftemperaturniveau zu kühlen, dadurch kann das Einregeln auf die Vorlauftemperatur etwas länger dauern als bei den voran vorgestellten Systemen. Ebenso muss auch ohne externe Last beachtet werden, dass Verluste durch einen Wärmeaustausch mit der Umgebung auftreten können.

Die Hauptverbraucher des KSS-Systems des Demonstrators sind die vier eingesetzten Pumpen. Im Niederdruckteil (KSS-ND) versorgt eine Pumpe Bettspülung und Arbeitsraumduche, während eine zweite den Zulauf zum Hochdruckteil (KSS-HD) realisiert. Die Hochdruckpumpe stellt die innere Kühlmittelzufuhr durch die Spindel sicher. Die vierte Pumpe ist eine niveaugesteuerte Hebepumpe, um den KSS zurück in den Tank zu fördern. Sobald die Freigabe für den KSS durch die Steuerung erfolgt, laufen alle Pumpen an. Solange keine Anforderung per Steuerungsauftrag für KSS-HD erfolgt, befindet sich die Pumpe im drucklosen Umlauf. Ebenso wird über ein Druckregelventil, je nach Anlagenkennlinie des innengekühlten Werkzeugs, der zu viel geförderte Volumenstrom in den Tank zurückgeleitet. Hier stellt eine drehzahlgeregelte Pumpe eine deutlich effizientere Alternative dar, da diese sich in ihrer Leistungsaufnahme dem geforderten Druck und dem sich einstellenden Volumenstrom anpasst.

Die Übersicht der möglichen Varianten der KSS-ND-Anlage und die zu realisierenden Einsparpotentiale für das Nutzungsprofil einer 3-Schicht-Serienfertigung bei der Demonstratormaschine sind in Tabelle I-1 dargestellt. Bereits eine optimale Auslegung von Konstantpumpen (Variante 3 und 4) ermöglicht

eine deutliche Verbrauchsreduktion. Eine weitere Steigerung durch drehzahlgeregelte Systeme (Varianten 1 und 2) ist den höheren Investitionskosten gegenüberzustellen. Die optimale Konfiguration für die Demonstratormaschine konnte durch Substitution der zwei unregulierten ND-Pumpen durch eine drehzahlgeregelte Pumpe (Variante 1) erreicht werden.

Tabelle I-1: Konfigurationsalternativen und Einsparpotentiale für KSS-ND bei der Demonstratormaschine

Verwendung	Pumpentypen	Energiebedarf [kWh/Jahr]					
			Kombinationen				
			Bestand	Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4
KSS-HD	Istzustand	5.283	5.283				
	unregelt	1.809				1.809	
	drehzahlgeregt	1.231			1.231		
Bettspülung, Dusche, Spülung B-Achse	Istzustand	11.476	11.476				
	unregelt	6.249				6.249	
	drehzahlgeregt	5.327			5.327		
Gemeinsames System	unregelt	8.797					8.797
	drehzahlgeregt	6.511		6.511			
Summe			16.759	6.511	6.558	8.058	8.797
Einsparpotential [%]				61,1%	60,9%	51,9%	47,5%

3.3. Methodik zur Ermittlung von Lastprofilen für Werkzeugmaschinen

Die Grundlage zur Auswahl geeigneter Konfigurationsalternativen ist die Analyse der späteren Nutzung durch den Anwender. Hierzu sind sowohl Nutzungszeiten und Betriebszustände der Werkzeugmaschine selbst, als auch die hierdurch induzierten Nutzungszeiten und Betriebszustände der einzelnen Verbrauchsgruppen einzubeziehen. Die im Rahmen des Projekts Maxiem entwickelte Methode zielt darauf ab, dem Maschinenhersteller während der Projektierung von Werkzeugmaschinen für die Großserienproduktion ein Hilfsmittel an die Hand zu geben, um den Energieverbrauch verschiedener Konfigurationsalternativen abzuschätzen. Hierbei können insgesamt drei Phasen unterschieden werden (Abbildung I-5).

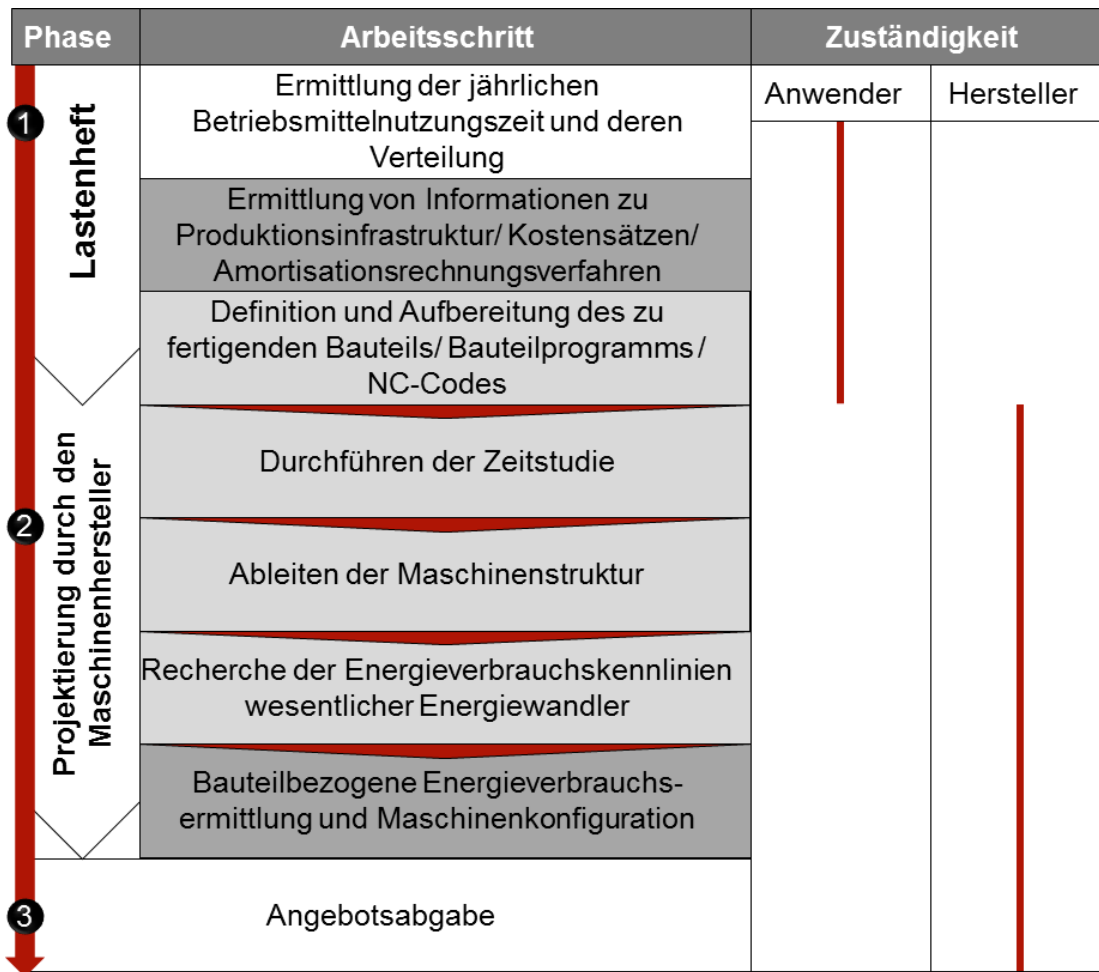


Abbildung I-5: Phasen zur Projektierung und Konfiguration energieeffizienter Werkzeugmaschinen

In Phase 1 werden verschiedene Informationen im Rahmen eines im Projekt mit den Partnern entwickelten Lastenheftes abgefragt (Abbildung I-6). Da der konkrete Nutzen von Energieeffizienzmaßnahmen neben der Art der Nutzung vor allem von der Nutzungsdauer determiniert wird, müssen die voraussichtliche Betriebsmittelnutzungszeit, d.h. die Betriebszustände der Werkzeugmaschine und deren zeitliche Verteilung abgeschätzt werden. In Anlehnung an VDI 3423 wird hier in

- Belegungszeit und
- nicht geplante Zeit

unterschieden. Die Belegungszeit teilt sich hierbei auf in

- Nutzungszeit der Maschine,
- organisatorische Ausfallzeiten,
- Zeitanteile für Rüsten, Einrichten und Werkzeugwechsel sowie
- Pausen.

Unter Nutzungszeit werden Zeiten verstanden, in denen eine Maschine ohne technische oder organisatorische Störungen im Rahmen der geplanten Taktzeiten Werkstücke bearbeitet. Für organisatorische Ausfallzeiten und Pausen, sowie in der nicht geplanten Zeit werden vom Anwender verschiedene Anlagenzustände, z.B. verschiedene Standby-Modi definiert, in die eine Maschine versetzt werden soll, um nach einer vordefinierten Zeit wieder betriebsbereit zu sein. Zusätzlich werden in Phase 1 Informationen zur Produktionsinfrastruktur und –Umgebung abgefragt. Hierbei ist zu klären, welche Medien zentral bereitgestellt werden können und welche Kostensätze hierfür

anzusetzen sind. Abschließend werden im Lastenheft (vgl. Abbildung I-6) Informationen über die Methode zur Berechnung der Wirtschaftlichkeit einzelner Effizienzmaßnahmen abgefragt [2].

						Zeit/Jahr [h]	
Belegungszeit	Nutzungszeit					4000	
	Organisatorische Stillstände	Stand-by A1	<	2	min. betriebsbereit < 0 sek.	340	
		Stand-by A2	>	2	< 10 min. betriebsbereit < 5 sek.	360	
	Automatikmodus	Stand-by A3	>	10	< 20 min. betriebsbereit < 7 sek.	167	
		Stand-by A4	>	20	min. betriebsbereit < 10 sek.	133	
	Organisatorische Stillstände	Stand-by M1	<	2	min. betriebsbereit < 0 sek.	0	
		Stand-by M2	>	2	< 0 min. betriebsbereit < 15 sek.	0	
	Manuelle Bedienung	Stand-by M3	>	0	< 0 min. betriebsbereit < 0 sek.	0	
		Stand-by M4	>	0	min. betriebsbereit < 0 sek.	0	
	Nebenzeiten	Rüsten/Einrichten/Werkzeugwechsel					660
		Pausen 1					
		- manuelle Abschaltung			betriebsbereit <	5 sek.	200
Pausen 2							
	- manuelle Abschaltung			betriebsbereit <	60 sek.	200	
Nicht geplante Zeit		Automatik				0	
		Remote				2000	
		Stand-by Schaltung manuell				0	
		Abschalten				700	

Abbildung I-6: Beispiel für eine ausgefüllte Lastenheftvorlage zur Eingabe der erwarteten Betriebsmittelnutzungszeiten [2]

Das Ergebnis von Phase 2 ist eine Abschätzung des zu erwartenden Energieverbrauchs einzelner Konfigurationsalternativen basierend auf den Informationen aus dem Lastenheft. Hierfür stellt zunächst der Maschinenanwender dem Maschinenhersteller weitere Informationen über das zu fertigende Werkstück zur Verfügung. In der Automobilindustrie ist es üblich, dass ein Roh- und Fertigteil an den Maschinenhersteller übergeben wird, sowie eine Taktzeit definiert wird. Auf Basis dieser Informationen führt der Maschinenhersteller eine Zeitstudie durch [6].

Dieser Arbeitsschritt wurde im Rahmen des Projekts Maxiem als Ansatzpunkt für Energieverbrauchsberechnungen identifiziert. Das Ziel der Zeitstudie ist eine Dekomposition eines Bearbeitungstaktes in die Bearbeitungsschritte. Damit werden in der Phase der Maschinenprojektierung die Anteile für Haupt- und Nebenzeiten bewertet. Diese bestehende Methodik wurde genutzt, um Energieverbrauchsberechnungen durchführen zu können. Basierend auf den Angaben zu Bearbeitungsparametern, Verfahrensbewegungen, Werkzeugwechseln und Betriebsmodi der beteiligten Verbrauchsgruppen, kann der jeweilige Lastverlauf abgeleitet werden. Mithilfe einer Kennliniendatenbank zu den vorhandenen Alternativen (siehe Abschnitt 2), in welcher der Energiebedarf verschiedener Lastpunkte hinterlegt ist, wird der Energiebedarf der einzelnen energiebetriebenen Aggregate in den verschiedenen Betriebsmodi prognostiziert.

In Phase 3 stellt der Produktionsmittelhersteller abschließend die Konfigurationsalternativen gegenüber. Hierzu nutzt er die in Phase 1 erhaltenen Daten zu der geplanten Nutzung der Werkzeugmaschine. Zusätzlich fließen die in Phase 2 erworbenen Erkenntnisse über den erwarteten Energiebedarf während der Nutzungszeit, sowie in den sonstigen vordefinierten Betriebszuständen der Werkzeugmaschine in die Berechnung mit ein. Abschließend kann der Werkzeugmaschinenhersteller dem Anwender die verfügbaren Energieeffizienzoptionen, den Nutzen und die voraussichtliche Amortisation der verschiedenen Effizienzmaßnahmen darstellen.

3.4. Bearbeitungsprozessspezifische Ermittlung des Energiebedarfs im Rahmen der Zeitstudien

Soll beispielsweise der notwendige Energieeinsatz für ein dezentrales Rückkühlaggregat bestimmt werden, muss zunächst die Verlustleistung in den einzelnen zu kühlenden Komponenten abgeschätzt werden. Der Verlauf der Verlustleistungen dient als Eingangsparameter zur Energiebedarfsermittlung

im Rückkühlaggregat. Werden Hauptspindelantrieb und Hydrauliköl aktiv gekühlt, ist zunächst deren Lastprofil über einen Bearbeitungstakt zu ermitteln.

Dieses ergibt sich für den Hauptspindelantrieb aus vier Bestandteilen:

- (1) Grundlast des Hauptspindelantriebs
- (2) Leistung im Spindelleerlauf bei Bearbeitungsdrehzahl
- (3) Energiebedarf zum Beschleunigen und Abbremsen der Spindel auf, bzw. von der Bearbeitungsdrehzahl
- (4) Betriebslast durch Zerspanungsprozesskräfte

Durch Messungen bzw. vorhandene Kennlinien können (1) bis (3) ermittelt werden, wobei (1) und (2) zur Ermittlung des Energiebedarfs mit der jeweiligen Bearbeitungsdauer der einzelnen Prozessschritte zu multiplizieren sind. Die Betriebslast (4) kann mithilfe geeigneter Zerspankraftmodelle ausreichend genau abgeschätzt werden [7], [8]. Die Verlustleistung kann abschließend durch eine geeignete Wahl des Wirkungsgradfaktors (je nach System bei etwa 0,8) des Hauptspindelantriebs ermittelt werden [9]. Zur Bemessung der Verlustleistung des Hydrauliksystems wird der Gesamtenergiebedarf der Hydraulikpumpe angesetzt, die in den Betriebszuständen

- druckloser Umlauf und
- Nachladen

betrieben wird. Die Leistungsaufnahme kann anhand vorhandener Kennlinien der Motor-Pumpeneinheit im Nachladebetrieb und im drucklosen Umlauf unter Zuhilfenahme der Kennlinie des Ventils abgeschätzt werden. Mit Informationen über die Leckage und Steuerölvolumenstrom der hydraulischen Komponenten sowie der Gesamtzykluszeit wird der Gesamtenergiebedarf der Hydraulikeinheit bestimmt.

Der Verlauf der erforderlichen Kälteleistung des Rückkühlaggregats kann anschließend aus den jeweiligen Berechnungen ermittelt werden. Die parallel an der Demonstratormaschine durchgeführten Messergebnisse haben gezeigt, dass die getroffenen Annahmen geeignet sind, den tatsächlichen Verbrauch aller Komponenten zu ermitteln.

In Abbildung I-7 ist eine optimale Konfiguration für die Demonstratormaschine dargestellt, die anhand der vorgestellten Methode ermittelt wurde. Basis für die Berechnung ist eine 3-Schicht-Serienfertigung mit sechs Arbeitstagen pro Woche. Die Amortisationsdauern wurden basierend auf einem Stromkostenpreis von 10 ct/kWh berechnet.

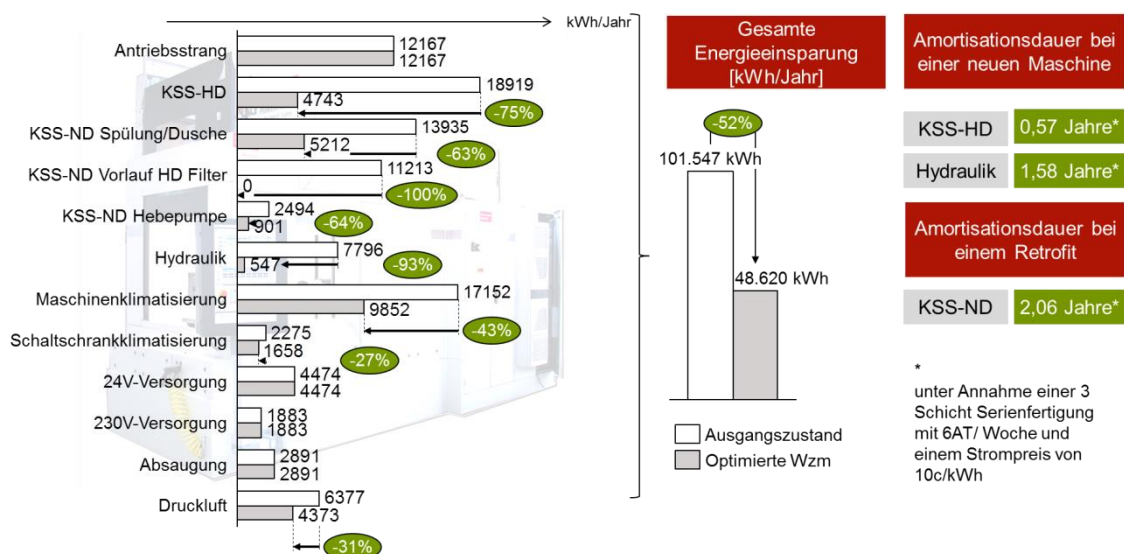


Abbildung I-7: Realisierte Einsparungen an der Demonstratormaschine

4. Wissenschaftlicher und technischer Stand zu Projektbeginn

Bezüglich des wissenschaftlichen und technischen Standes wird an dieser Stelle auf das entsprechende Kapitel in der Vorhabenbeschreibung verwiesen.

Konstruktionen, Verfahren und Schutzrechte Dritter wurden bei der Durchführung des Vorhabens nicht benutzt.

5. Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Keine

II. Eingehende Darstellung der Forschungsergebnisse

Nachfolgend wird auf die einzelnen erzielten Projektergebnisse ausführlich eingegangen.

1. ABC Analyse und Komponentenauswahl

Bei der Beantragung des Projektes war geplant, einen Maschinenstrukturbaum zu erstellen, um sicherzustellen, dass alle Komponenten bzw. Funktionsmodule erfasst werden. Zu Beginn des Projektes wurde angeregt, einen Strukturbaum nach Funktionsprinzipien zu erstellen, um im weiteren Verlauf die Modellierung der Komponenten und Funktionsmodule zu strukturieren. Eine weitere Möglichkeit wurde darin gesehen, einen Baum ausgehend von den in der Maschine bzw. bei der Bearbeitung zu erfüllenden Funktionen zu erstellen. Aufgrund des fehlenden unmittelbaren Nutzens und des Aufwandes wurde jedoch auf die Erstellung dieser Strukturbäume verzichtet. Anstelle dessen wurde aufbauend auf der ABC-Analyse ein Strukturbaum erstellt, der zur Orientierung und Gliederung der thematischen Betätigungsfelder im Projekt dienen soll.

Aufgrund vorliegender Messergebnisse und nach Einschätzung der Projektteilnehmer wurde eine Priorisierung der zu bearbeitenden Themenstellungen in Form einer ABC-Analyse vorgenommen. Deren Ergebnis ist in Tabelle II-1 dargestellt

Die A-Themen werden im Projekt vordringlich bearbeitet. Wie sich das im Einzelnen darstellt, wird bei den jeweiligen Arbeitspaketen näher erläutert.

Tabelle II-1: Ergebnis der ABC-Analyse

A	• Hydraulikaggregate • Schaltschrankentwärmungssysteme • Kühlsysteme für Vorschubantriebe und Spindel • KSS-Anlagen • Absaugung • Filter • Niederspannungsversorgung (u.a. Netzteile, Magnetventile) • Sperrluft (Spindel, Messsysteme)
B	• Hauptspindel • Lüfter • Schütze, Relais • Werkzeug-/Werkstückspannsysteme • Beleuchtung • Gewichtsausgleich
C	• Vorschubantrieb • Haltebremsen / Klemmung (Achsen) • Lager, Führungen, Schmierung • Steuerung: PC, TFT, USV

In Abbildung II-1 sind die Ergebnisse der ABC-Analyse in Form des angesprochenen Strukturbaumes dargestellt.

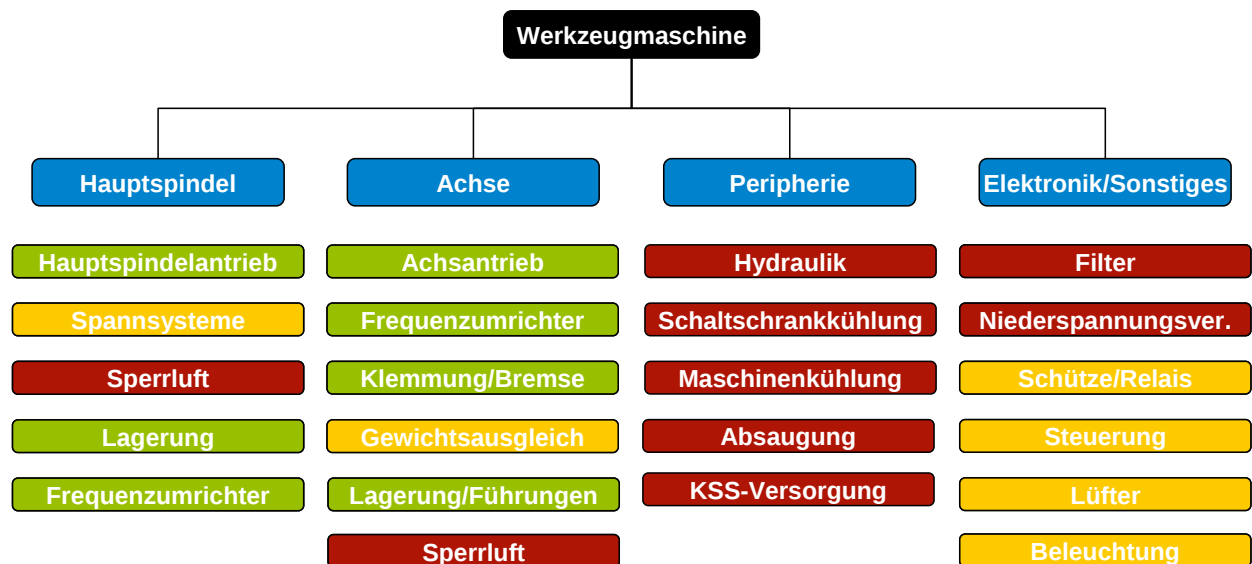


Abbildung II-1: Ergebnis der ABC-Analyse dargestellt als Maschinenstrukturbaum

2. Komponentenbenchmark und Optimierungsmaßnahmen bei Funktionsmodulen an Demonstratormaschine

Um aufzuzeigen welches Einsparpotential Werkzeugmaschinen bergen, sollen die Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz an einer typischen Werkzeugmaschine umgesetzt werden. Dazu wurde ein Bearbeitungszentrum Ex-Cell-O XS211 von MAG beschafft. Maschinen dieser Art kommen typischerweise in Fertigungslinien für Antriebsstrangkomponenten im Automobilbau zum Einsatz. Entsprechend der ABC-Analyse wurden die identifizierten Hauptverbraucher untersucht, deren Energieverbrauch in der Ausgangskonfiguration der Maschine vermessen, anschließend energieeffizientere Lösungen umgesetzt und diese mit dem Ausgangszustand verglichen.

2.1. Grundlastanalyse und Standby-Manager

In vielen Produktionsumgebungen werden Maschinen sowohl in ungeplanten Zeiten (freie Schichten, Wochenende) als auch in der geplanten Zeit (Teilemangel, Störungen) in voller Betriebsbereitschaft belassen. Die anfallende Grundlast wird i.d.R. durch die Nebenaggregate sowie den in Regelung belassenen Antrieben dominiert und liegt bei den vom PTW in einer Vielzahl von Projekten untersuchten Bearbeitungszentren im mittleren bis hohen einstelligen Kilowattbereich. Abbildung II-2 zeigt die Leistungsaufnahme sowie den Bedarf an Druckluft und Kühlung im Standby-Betrieb (ohne KSS-Freigabe) der MAXIEM-Demonstratormaschine.

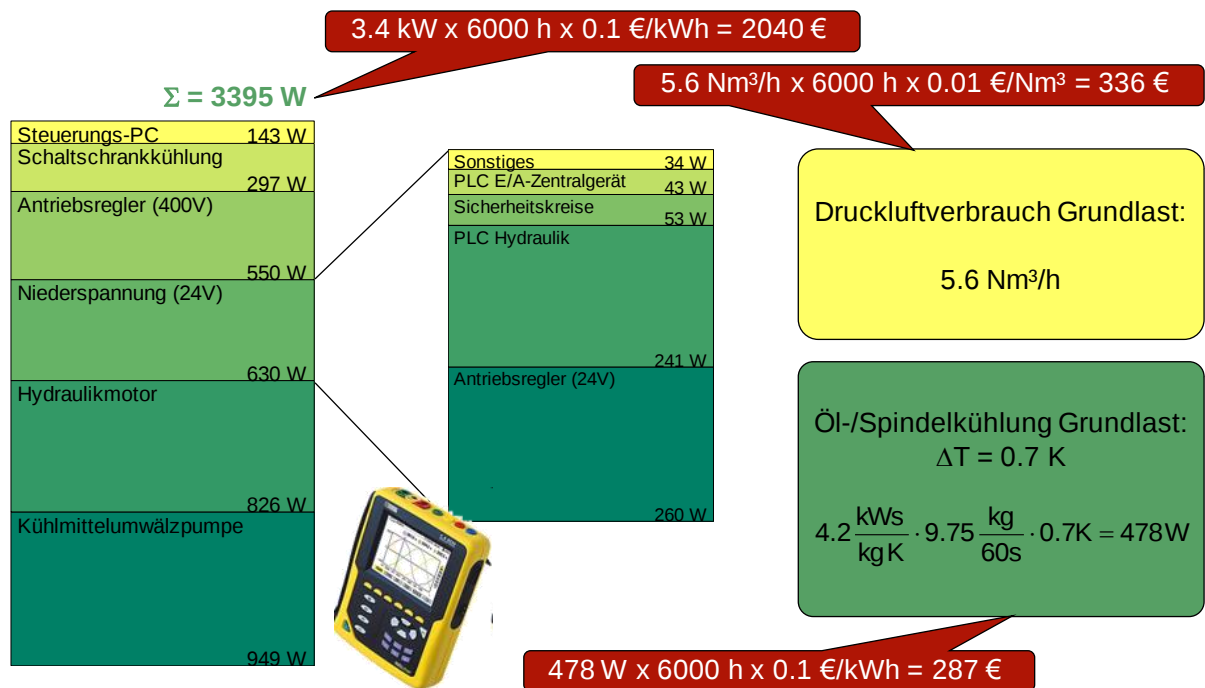
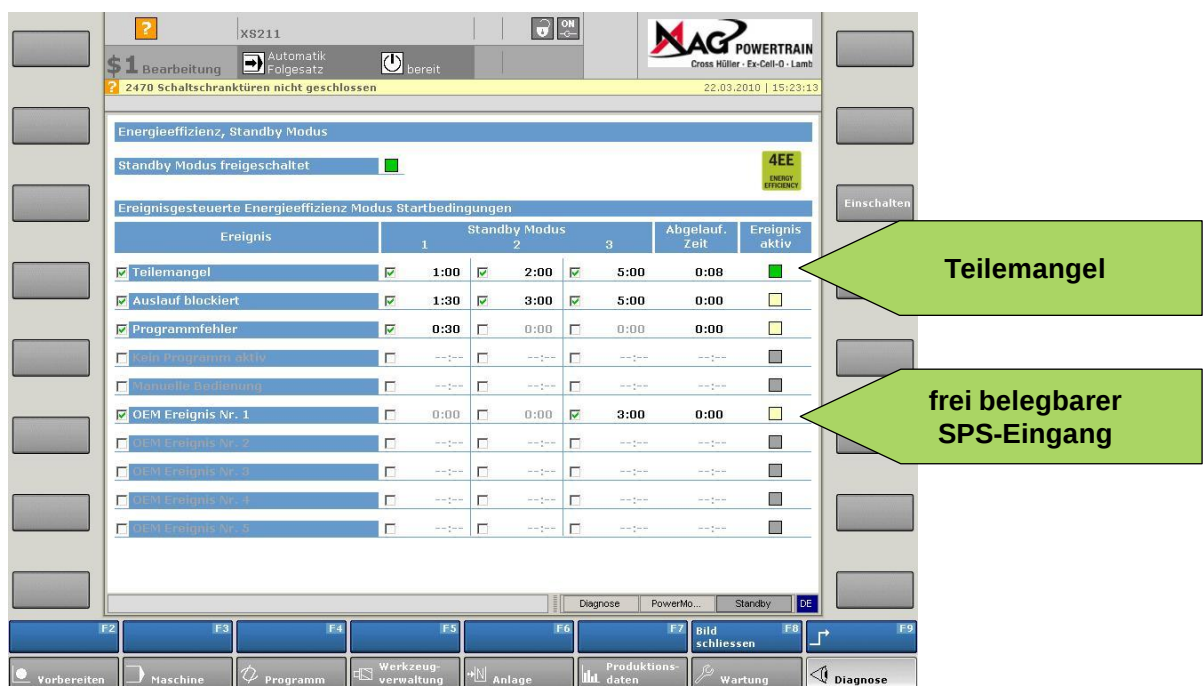


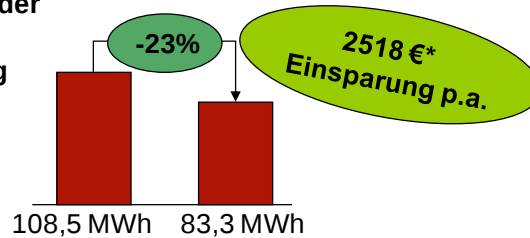
Abbildung II-2: Leistungsaufnahme, Druckluft- und Kühlbedarf im Standby-Betrieb der MAXIEM-Demonstratormaschine

Zur Senkung dieser hohen Leistungsaufnahme wurde in der Maxi-DEM-Demonstratormaschine ein sogenannter Standby-Manager in die Steuerung implementiert (siehe Abbildung II-3). Die Werkzeugmaschine schaltet sich beim Auftreten bestimmter Ereignisse nach einer gewissen Zeitspanne selbstständig in einen energieärmeren Zustand. Ein, den Standby-Betrieb auslösendes Ereignis kann dabei von der Maschine selbst erzeugt werden (z.B. bei länger andauernder Inaktivität) oder von extern kommen. Externe Ereignisse können beispielsweise ein von einer Beladeeinrichtung gemeldeter Teilemangel oder der Befehl von einer übergeordneten Fertigungssteuerung am Ende einer Schicht sein. Die Zeit, nach der die Maschine in den Standby-Modus wechselt, kann vom Maschinenhersteller oder, falls dies gewünscht ist, vom Maschinenbetreiber frei gewählt werden.



Die prognostizierte jährliche Energieeinsparung durch die Standby-Schaltung beträgt an der Demonstratormaschine für das Nutzungsprofil 3-Schicht-Serienfertigung ca. 25 MWh (23 % des Gesamtenergieverbrauchs, siehe Abbildung II-4). Bei einer 1-Schicht-Serienfertigung, in der die Maschine nachts und am Wochenende in Betriebsbereitschaft belassen wird, beträgt die Energieeinsparung sogar über 50 MWh (60 %).

Jahresenergieverbrauch der Gesamtmaschine in der 3-Schicht-Serienfertigung



Im 1-Schicht-Betrieb, wenn die WZM durchläuft, ergeben sich Einsparungen von > 5000 € p.a. (ca. 60%)

* 10 ct/kWh

Abbildung II-4: Prognostizierte jährliche Einsparungen für die 3-Schicht-Serienfertigung

Besonderer Wert wurde bei der Implementierung auf kurze Ein- und Ausschaltvorgänge gelegt. Mit fünf Sekunden für den Ausschaltvorgang und 20 Sekunden für den Einschaltvorgang konnten sehr kurze Zeiten erzielt werden, die sich nicht markant auf die erreichbare Produktivität auswirken. Beim Inkrafttreten eines für den Standby-Betrieb relevanten Signals sinkt die Leistungsaufnahme von 3100 W auf 420 Watt. Bei zusätzlich erteilter Freigabe für die Kühlschmierstoff-Versorgung sinkt die Leistungsaufnahme von 7000 W auf 420 W (siehe Abbildung II-4).

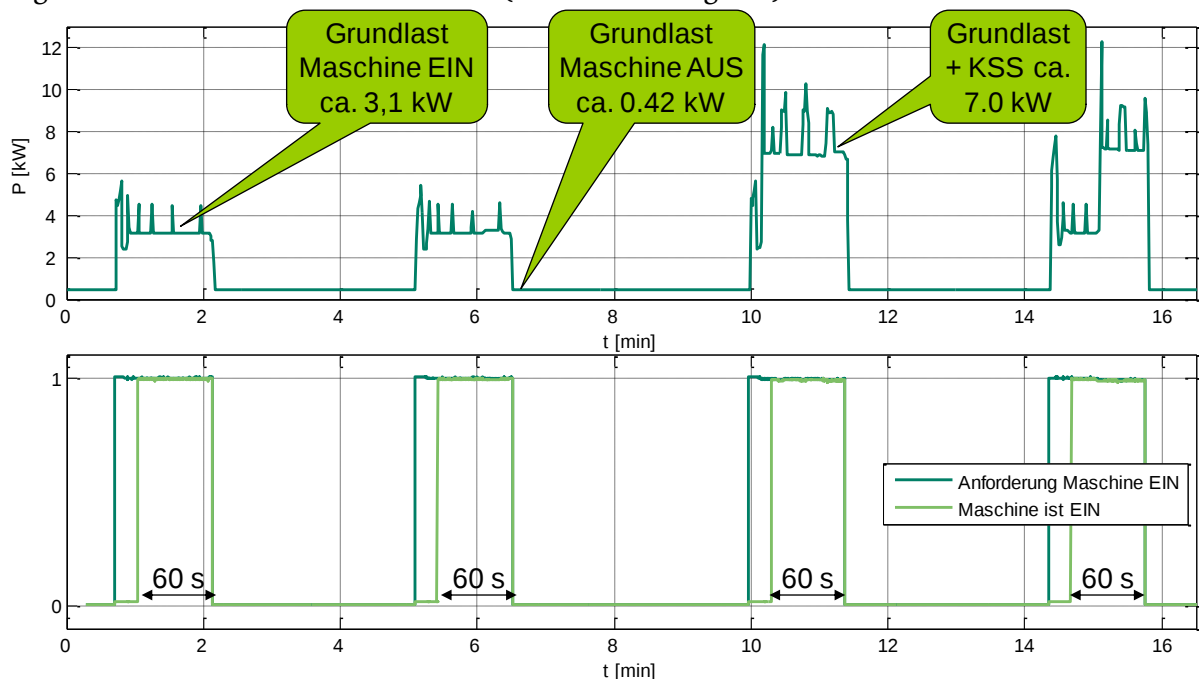


Abbildung II-5: Leistungsverlauf beim Test des Standby-Managers (oben) und Verlauf der Signale "Anforderung Maschine EIN" und "Maschine ist EIN"

Der Standby-Manager ist Teil des in Abbildung II-6 dargestellten Energy-Managers. Der Energy-Manager beinhaltet des Weiteren Funktionen zur Energie- (Energy-Measurement) und Leistungsmessung (Powermonitor). Damit können beispielsweise die Energiekosten pro Werkstück oder die komponentenweise Leistungsaufnahme angezeigt werden.

Standby-Manager

- Automatisches Abschalten von Komponenten

Power-Monitor

- Echtzeitdarstellung der Antriebs- und Peripherieleistungen (Summe)
- Echtzeitdarstellung der Leistungen der Einzelkomponenten



Energy-Measurement

- Durchführung von Energiemessungen, z.B. für ein Bauteil
- Auswertung der Energiemessung für die Einzelkomponenten



Abbildung II-6: Energiemanager mit den Funktionen Standby-Manager, Power-Monitor und Energy-Measurement

2.2. Hochdruck Kühlschmierstoff-Versorgung

Kühlschmierstoff (KSS)-Hochdruckpumpen werden beim Bohren und Fräsen bei Werkzeugen mit innerer Kühlmittelzufuhr (IKZ) durch die Hauptspindel zur Kühlung, Schmierung und zum Spanabtransport eingesetzt. Bei herkömmlichen Systemen wird die Schraubenspindelpumpe über einen Motor mit nahezu konstanter Drehzahl direkt am Netz betrieben und fördert ihren gesamten Volumenstrom gegen ein fest eingestelltes Druckregelventil (an der Demonstratormaschine 50 bar). Abbildung II-7 zeigt, dass die elektrische Leistungsaufnahme dabei unabhängig von dem tatsächlich benötigten Volumenstrom konstant ist, wodurch vor allem bei Werkzeugen mit kleinen Kühlkanaldurchmessern hohe Differenzen zwischen eingesetzter Leistung und tatsächlich benötigter Fluidleistung entstehen. Einsparpotenziale liegen deshalb hauptsächlich in der bedarfsgerechten Bereitstellung eines dem Werkzeug bzw. dessen Kühlkanaldurchmesser angepassten Volumenstroms. Für viele Prozesse sind zudem Druckabsenkungen möglich, wodurch sich weitere Energieeinsparungen ergeben.

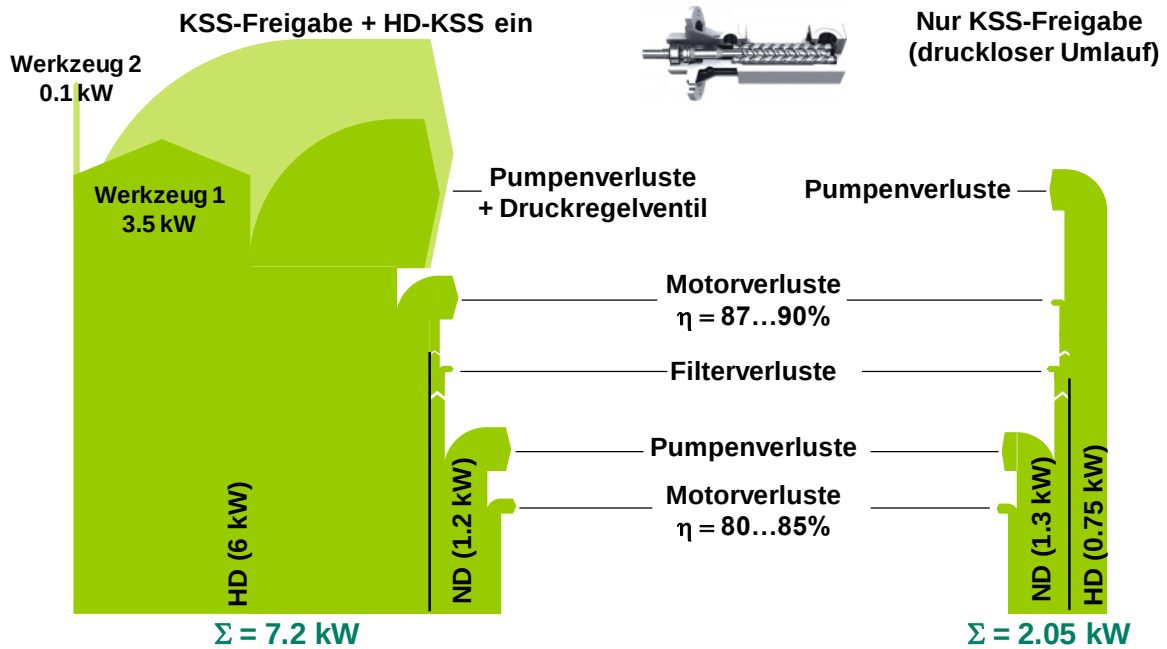


Abbildung II-7: Energiefluss für die HD-KSS-Versorgung im Betrieb (für zwei unterschiedliche Werkzeuge) und im Standby (druckloser Umlauf)

Da die Hochdruckpumpe in den Nebenzeiten (z.B. bei Werkstück- und Werkzeugwechseln) aufgrund der geforderten kurzen Reaktionszeiten eingeschaltet bleibt, wurde in vielen Anwendungen bereits ein sogenannter druckloser Umlauf verwirklicht. Durch ein spezielles Ventil kann die Druckregelung abgeschaltet werden und die Pumpe fördert dann nahezu drucklos bei deutlich geringerer Leistungsaufnahme. Nach Anforderung von HD-KSS wird die Druckregelung wieder zugeschaltet und steht innerhalb kurzer Zeit zur Verfügung.

Um die genannten Einsparpotenziale durch bedarfsgerechte Bereitstellung des tatsächlich benötigten Volumenstroms und prozessangepasste Drücke verwirklichen zu können bietet sich der Einsatz eines drehzahl- bzw. druckgeregelten Pumpenmotors an. Die Anlage muss dazu um einen Frequenzumrichter zur drehzahlvariablen Ansteuerung des Motors sowie um einen analogen Drucksensor zur Erfassung des aktuellen Drucks erweitert werden (siehe Abbildung II-8, rechts). Weiterhin muss in der Steuerung die Möglichkeit geschaffen werden, einen Drucksollwert über das NC-Programm vorgeben zu können. Die Regeldifferenz aus Druck-Sollwert und Druck-Istwert wird einem PI-Regler zugeführt, dessen Ausgang einem Drehzahlsollwert entspricht, der wiederum direkt an den Frequenzumrichter übertragen wird.

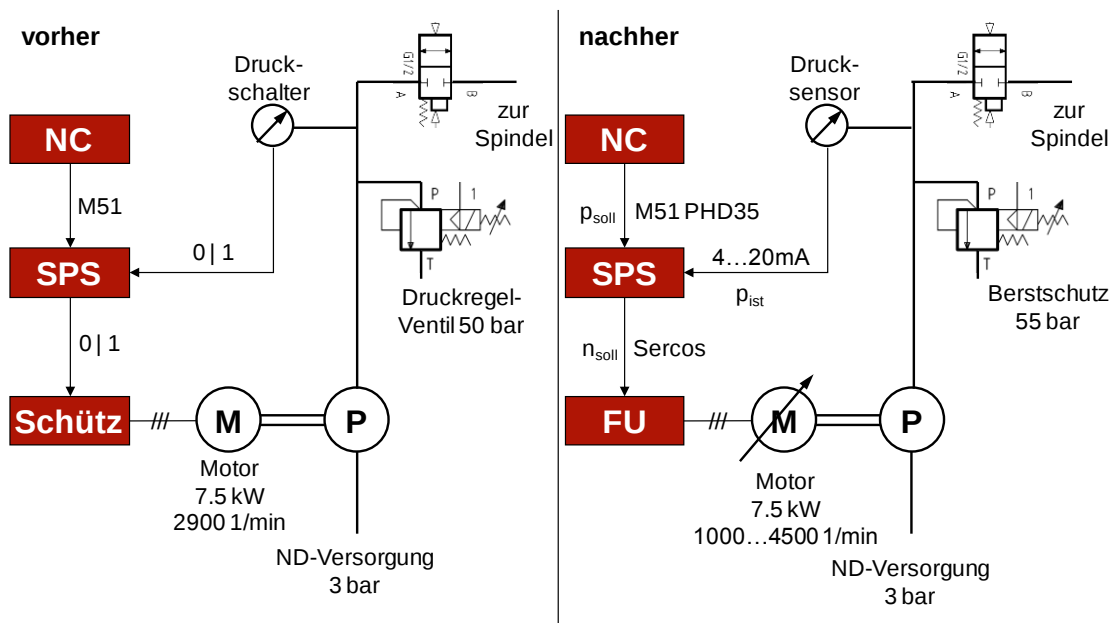


Abbildung II-8: Funktionsweise der KSS-HD-Pumpe an der Demonstratormaschine vor und nach dem Umbau

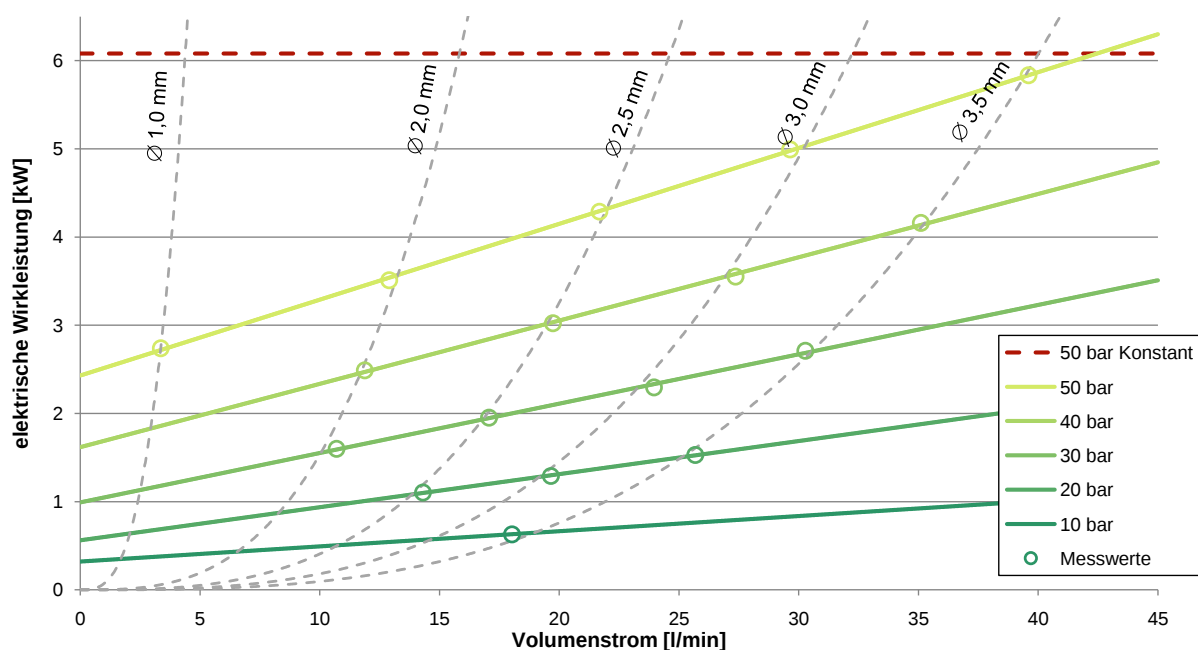


Abbildung II-9: Leistungskennlinienfeld der drehzahlregulierten Hochdruckpumpe

In Abbildung II-9 ist das Leistungskennlinienfeld dargestellt. Der Vergleich der Leistungsaufnahmen der Konstantpumpe und der drehzahlregulierten Pumpe bei 50 bar ergibt, dass sich durch die bedarfsgerechte Ansteuerung bei kleinen Volumenströmen Einsparungen von über 50 % erzielen lassen. Durch die Möglichkeit der Druckabsenkung können weitere Einsparungen erzielt werden, sofern dies der Prozess zulässt.

Die absoluten Einsparungen in den verschiedenen Betriebspunkten lassen allerdings noch keine Rückschlüsse auf die Wirtschaftlichkeit zu. Eine Amortisationsrechnung, die die höheren Anfangsinvestitionen den Einsparungen bei den Stromkosten im tatsächlichen Nutzungsprofil gegenüberstellt schafft hier Transparenz. Mehrkosten fallen für den zusätzlich notwendigen Frequenzumrichter samt Zubehör sowie für den analogen Drucksensor an. Einspart werden können der Druckschalter, der Motorschutzschalter und der Motorschutz. Insgesamt ergeben sich Mehrkosten von 813,86 € (Einkaufspreise für Maschinenhersteller). Als Nutzungsprofil für eine erste

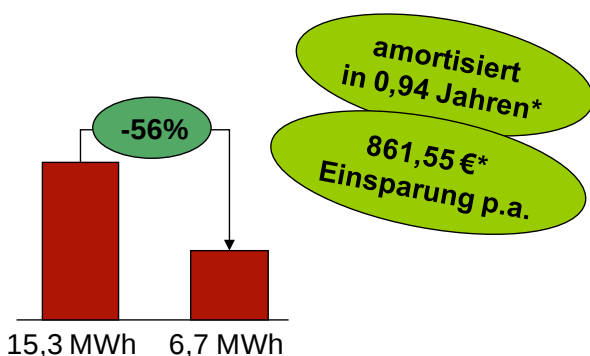
Amortisationsrechnung wird eine 3-Schicht-Serienfertigung angenommen, bei der in 33 % der Bearbeitungszeit HD-KSS zum Einsatz kommt. Für die zeitliche Verteilung der Arbeitspunkte der Hochdruckpumpe wird folgendes angenommen:

- 50 % der Bearbeitungen mit 20 bar und 10 l/min
- 30 % der Bearbeitungen mit 30 bar und 40 l/min
- 10 % der Bearbeitungen mit 20 bar und 60 l/min
- 10 % der Bearbeitungen mit 60 bar und 15 l/min

Der Energieverbrauch pro Jahr sinkt unter diesen Annahmen von 15,3 MWh bei der Konstantpumpe um 56 % auf 6,7 MWh bei der drehzahlgeregelten Pumpe. Bei einem Strompreis von 10 Cent/kWh entspricht dies einer jährlichen Einsparung von ca. 860 €. Unter Berücksichtigung der Mehrinvestition ergibt sich somit eine Amortisationszeit von weniger als einem Jahr (siehe Abbildung II-10, links).

Beispielrechnung #1:

- Richtwerte/Verteilung von Fa. Grob
- 33% der Bearbeitungszeit mit HD-KSS
 - 50% der Bearbeitungen mit 20 bar und 10 l/min
 - 30% der Bearbeitungen mit 30 bar und 40 l/min
 - 10% der Bearbeitungen mit 20 bar und 60 l/min
 - 10% der Bearbeitungen mit 60 bar und 15 l/min
- 3-Schicht-Serienfertigung



Beispielrechnung #2:

- Bearbeitung des MAXIEM-Energiebauteils
- 56% der Bearbeitungszeit mit HD-KSS
- 3-Schicht-Serienfertigung

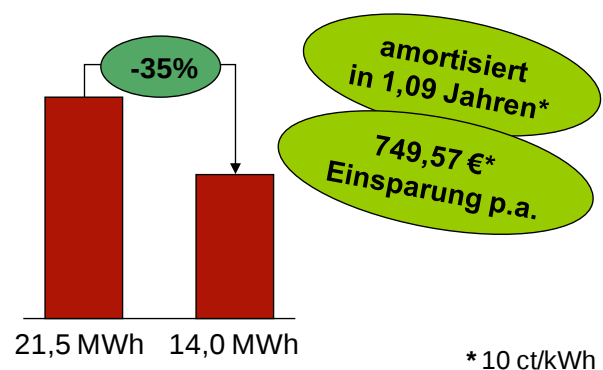


Abbildung II-10: Beispielrechnungen zu den Amortisationszeiten

Für eine zweite Amortisationsrechnung wurde die Bearbeitung des im MAXIEM-Projekt definierten Energiebauteils zu Grunde gelegt. Da hier eine deutlich längere Bearbeitungszeit mit HD-KSS angenommen wurde, ergibt sich insgesamt eine niedrigere prozentuale Einsparung. Die Amortisationszeit liegt hierbei bei etwas über einem Jahr (siehe Abbildung II-10, rechts).

Zu den direkten Einsparungen kommen noch Sekundäreffekte hinzu, die bei der vorgestellten Rechnung noch nicht berücksichtigt wurden und die zu einer weiteren Verkürzung der Amortisationszeit führen. Durch die bedarfsgerechte Bereitstellung des Volumenstroms sinkt auch das Rückfördervolumen, d.h. die Hebepumpe, welche das KSS aus dem Späneförderer zurück in den Tank fördert weist geringere Einschaltzeiten und damit einen geringeren Energieverbrauch auf (siehe Abbildung II-11, oben). Durch den Wegfall des Druckregelventils sinkt weiterhin der Wärmeeintrag in das Fluid, wodurch eine eventuelle Kühlung des Schierstoffs sowie zusätzlicher Wärmeeintrag in die Hallenumgebung geringer ausfällt. In erster Näherung entspricht die eingesparte Kühlleistung der bei der Hochdruckpumpe eingesparten elektrischen Energie (siehe Abbildung II-11, unten).

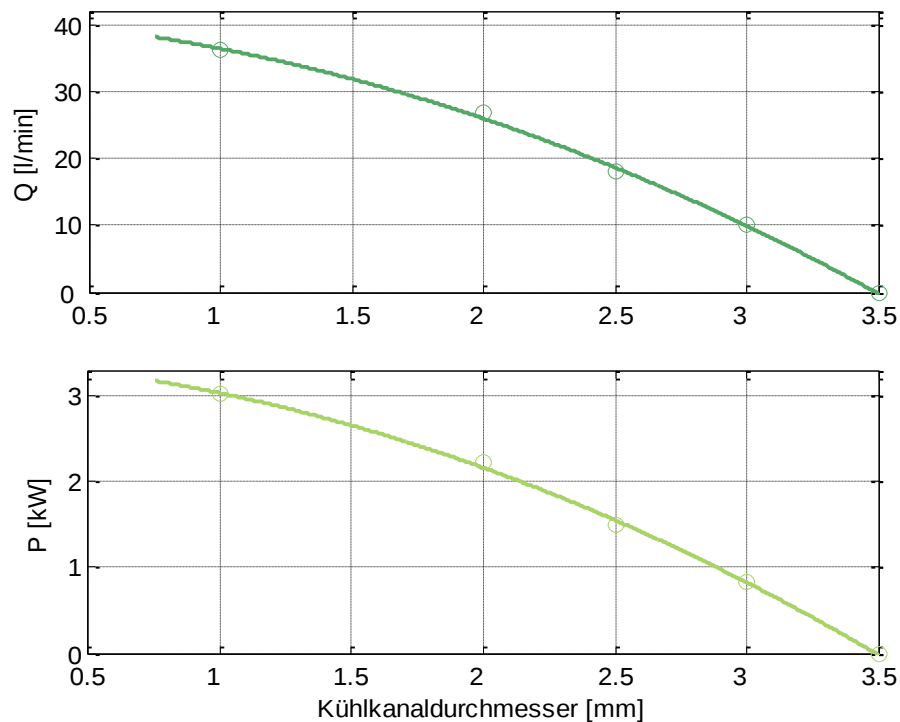


Abbildung II-11: Eingespartes Rückfördervolumen und eingesparter Wärmeeintrag ins Fluid in Abhängigkeit des Kühlkanaldurchmessers

Neben der realisierten Umbaumaßnahme an der Demonstratormaschine, der Erweiterung um einen Frequenzumrichter zur Drehzahlregelung, wurden die Pumpen und Antriebe selbst in einem Komponentenbenchmark untersucht, um auch hier weitere Optimierungspotentiale aufzuzeigen. In der XS 211 ist eine Knoll Schraubenspindelpumpe KTS-32-48, der Vorgänger zur jetzigen Generation, zusammen mit einem Siemens Motor des Typs 1LA 7131-2Axx-ZL9 (2 Pole, 3000 1/min, 7.5 kW, Effizienzklasse EFF2) verbaut. Diese fördert 37 l/min bei 50 bar. Die erforderliche Wellenleistung beträgt nach Knollangaben 6,3 kW. Die KTS-32-48 der neuen Generation von Schraubenspindelpumpen liefert bei gleicher Wellenleistung mit 47,8 l/min einen um 27 % höheren Volumenstrom (vgl. Abbildung II-12). Bleibt man bei einem geforderten Volumenstrom von ca. 37 l/min ließe sich dieser bei der neuen Generation von Knoll Pumpen auch mit einer kleineren Pumpe, der KTS 25-60 bei gleichzeitig niedrigerer Wellenleistung realisieren.

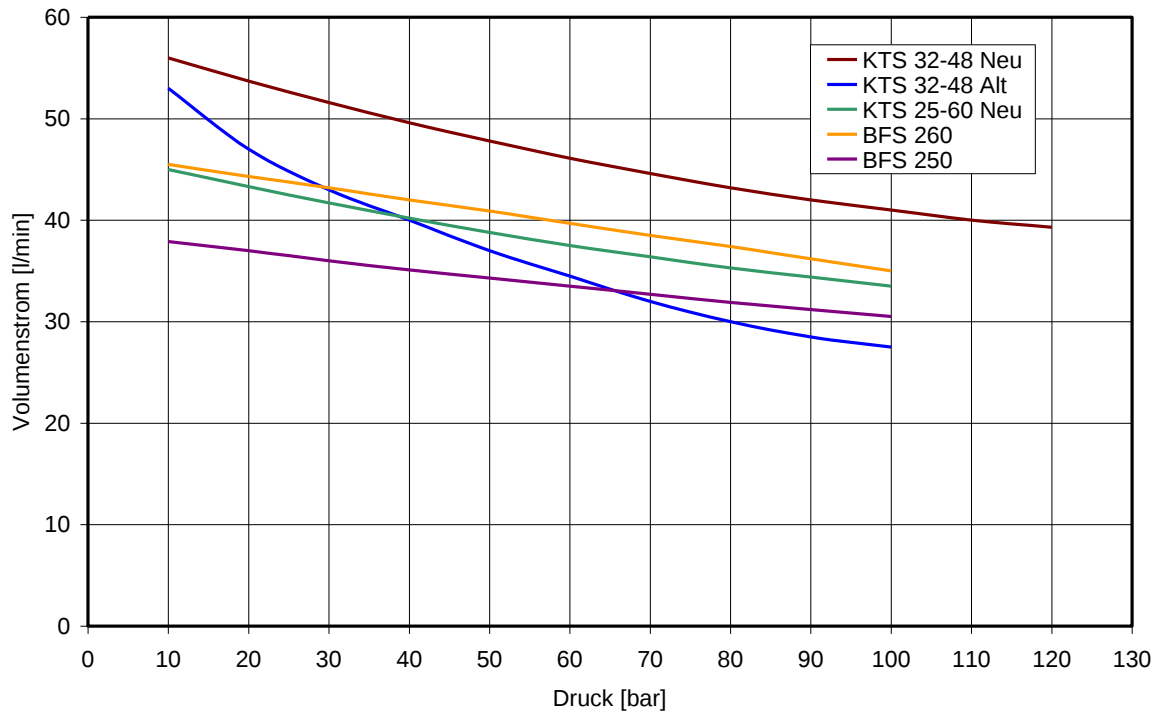


Abbildung II-12: Kennlinien der im Komponenten-Benchmark verglichenen KSS-Hochdruck-Pumpen

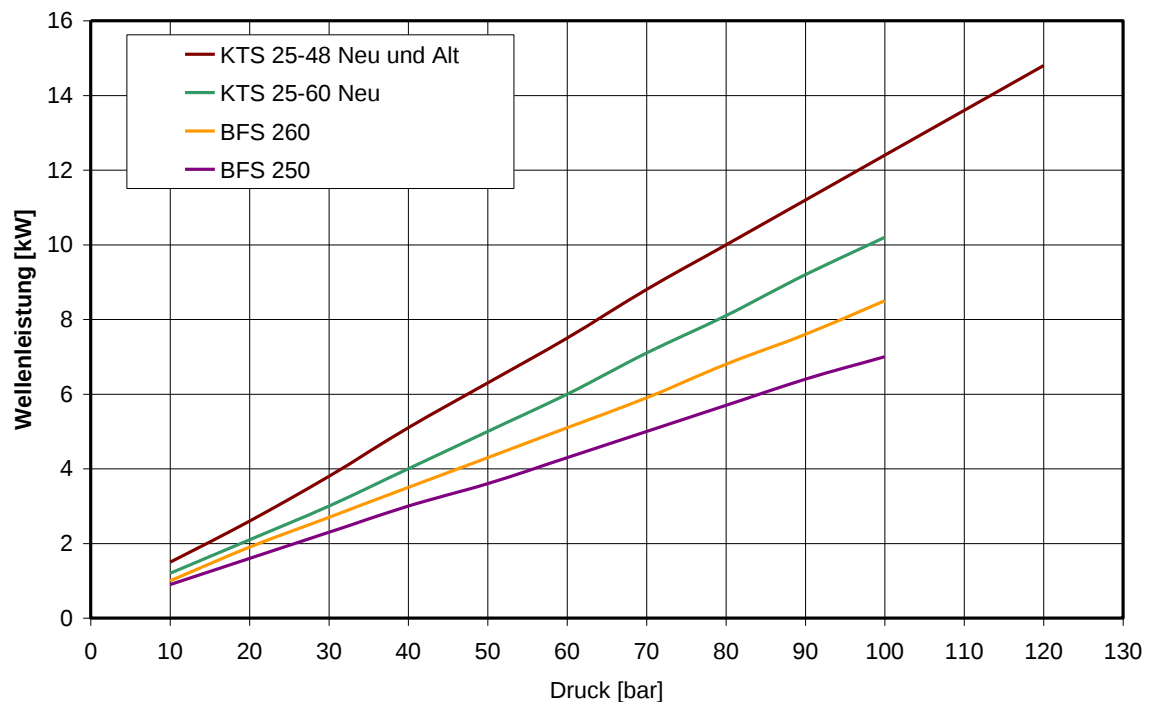


Abbildung II-13: Wellenleistung der verglichenen KSS-Hochdruck-Pumpen

Das führt neben der geringeren elektrischen Leistungsaufnahme auch zu der Möglichkeit, einen kleineren Motor auszuwählen und somit auch bei der Anschaffung Kosten zu sparen.

Eine weitere Einsparung, bei sogar leicht höherem Volumenstrom, birgt die BFS 260 von Brinkmann. Wied auf 3 l/min Volumenstrom verzichtet und auf 34,1 l/min ausgelegt, ist sogar noch ein weiterer Sprung auf die BFS 250 von Brinkmann möglich. Das würde sogar erlauben mit 4 kW Nennleistung einen noch kleineren Motor zu nehmen wie Abbildung II-13 zeigt. Zur Vervollständigung des

Benchmarks wurden noch die möglichen Einsparpotentiale durch die Verwendung von Motoren einer höheren Effizienzklasse untersucht. Ein Vergleich wurde für die aktuell verbaute KSS-Hochdruckpumpe in der Demonstratormaschine durchgeführt. Die Pumpe wird derzeit von einem Standard-Siemens Motor der Wirkungsgradklasse IE1 angetrieben. Zum Vergleich wurde ein IE2-Motor von Siemens herangezogen. Der Vergleich wird bei einem Betriebsdruck von 50bar durchgeführt und auf ein 3-Schicht-Nutzungsszenario angewendet (vgl. Tabelle II-2).

Tabelle II-2: Vergleich von Motoren unterschiedlicher Effizienzklassen

	IE1	IE2
Wellenleistung im Betrieb[kW]	6,3	6,3
Auslastung des Motors im Betrieb [%]	84	84
Motorwirkungsgrad im Betrieb [%]	88	89,5
Leistungsaufnahme elektrisch [kW] (Betrieb der Pumpe)	7,159	7,039
Wellenleistung im drucklosen Umlauf [kW] (Annahme: 2,5 bar)	0,436	0,436
Auslastung des Motors im drucklosen Umlauf [%]	5,8	5,8
Motorwirkungsgrad im drucklosen Umlauf [%]	52,89	56,2
Leistungsaufnahme elektrisch im drucklosen Umlauf [kW]	0,824	0,776
Energie [kWh] 3-schicht Betrieb, 1/3 Hauptzeit und 2/3 Nebenzeit, druckloser Umlauf in Nebenzeiten, Betriebsbereitschaft, Standby und Automatikmodus sowie Standby am Wochenende, HD am Wochenende aus.	16394,2	16028,9
Ersparnis absolut [kWh]	365,3	
Ersparnis relativ [%]	2,2%	
Amortisation [Jahren]	5,7	

Es zeigt sich, dass die Maßnahmen ebenfalls Einsparpotentiale bieten, diese jedoch gegenüber der Drehzahlregelung deutlich geringer sind.

2.3. Niederdruck Kühlschmierstoff-Versorgung

Das Niederdruck-Kühlschmierstoff (ND-KSS)-System versorgt die Bettspülung bzw. Spänerinne, die Spülung der Werkstückaufnahme sowie die Arbeitsraumdusche. Je nach Ausführung der Maschine, kann die Niederdruckanlage auch den Vorlauf zum Hochdruck-KSS-System versorgen. Dies ist bei der Demonstratormaschine der Fall, so dass sich auch für das Niederdruck-System eine sehr variable Last ergibt. In der Ausgangskonfiguration besteht die Anlage aus zwei Pumpen. Davon hat eine Pumpe (Knoll TG40) einen 2,2 kW Antriebsmotor und versorgt mit einer Förderleistung von 150 l/min bei 3bar die Bettspülung, die Spülung der Werkstückaufnahme und die Arbeitsraumdusche. Die zweite Pumpe (Knoll TG30) fördert mit einem 1,5 kW Motor bei 2,5 bar 70 l/min und stellte den Zulauf zu einem Automatikfilter dar, ehe das KSS von dort in den Hochdruckteil geht. Nach der Freigabe des KSS am Bedienteil der Maschine laufen alle Pumpen kontinuierlich. Sofern kein HD-KSS angefordert ist bzw. die Arbeitsraumdusche nicht benötigt wird, befindet sich das KSS im drucklosen Umlauf. Ebenso

wird beim HD-KSS der zu viel geförderte Volumenstrom aus dem Niederdruck-Vorlauf über ein Druckregelventil wieder in den Tank geleitet. Dementsprechend wird unabhängig vom tatsächlichen Bedarf eine konstante Förderleistung bereitgestellt, so dass dabei erhebliche Mengen an Energie verschwendet werden. In Abbildung II-14 ist ein Niederdruck-KSS-System beispielhaft für die Demonstratormaschine dargestellt.

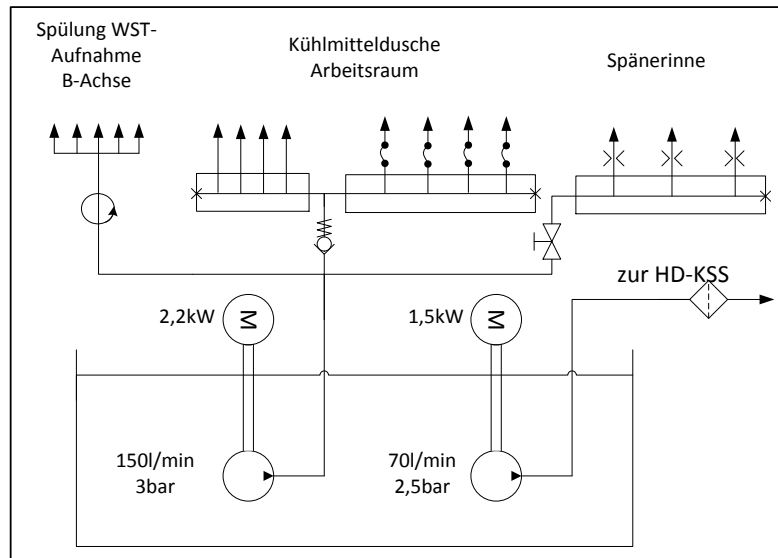


Abbildung II-14: ND-KSS Anlage der Demonstratormaschine im Ausgangszustand

Für die Optimierung des Niederdruck-Systems wurde die durch eine Drehzahlregelung optimierte Hochdruckvariante vorausgesetzt, da diese durch die Niederdruckseite mit versorgt wird. Die benötigten Volumenströme sowie die zugehörige Leistungsaufnahme, die bei den verschiedenen Drücken und Düsenquerschnitten ermittelt wurden, sind in

Tabelle II-4 nochmals zusammengefasst. Hierfür wurde wiederum das 3-Schicht –Nutzungsszenario als Basis angenommen, wobei sich das Nutzungsprofil für das KSS-System gemäß Tabelle II-3 darstellt.

Tabelle II-3: Nutzungsprofil des KSS-Systems

Nutzungsprofil für KSS-System		Bearbeitung		kurze Unterbrechungen	Lange Unterbrechungen	Rüsten	Freie Schicht/ Wochenende
		Hauptzeit	Nebenzeit	218 h	1673 h	291 h	1488 h
		1697 h	3394 h				
TG 40	Bettspülung		3394 h	218 h	1673 h		
	Bettspülung/Dusche	1697 h					
	Aus					291 h	1488 h
TG 30	HD druckloser Umlauf		3394 h	218 h			
	HD ein	1697 h					
	HD/TG 30 aus				1673 h	291 h	1488 h
Zusätzliche Parameter Nutzungsprofil für KSS-HD DvP-System							
Hauptzeit 1697 h mit HD-KSS 50 bar 20% Kühlkanaldurchmesser 1 mm 20% Kühlkanaldurchmesser 2 mm 20% Kühlkanaldurchmesser 2,5 mm 20% Kühlkanaldurchmesser 3 mm 20% Kühlkanaldurchmesser 3,5 mm				Nebenzeit 3394 h KSS-HD aus, kein druckloser Umlauf - Ungeregelte Pumpen laufen bei 50 Hz weiter (Problem Einschalthäufigkeit) - Annahme: frequenzgeregelte Pumpe wird auf 25% der Nenndrehzahl geregelt			

Tabelle II-4: Volumenströme und Leistungsaufnahme des KSS-Systems für das 3-Schicht Nutzungsszenario

	Bettp ­ p ­ ulung + Dusche		Zulauf zum Automatikfilter KSS-HD – KSS-HD DvP-System						
Bearbeitungs- zustand	Nebenzeit /kurze und lange Unterbrechungen (5208 h)	Hauptzeit (1697 h)	Nebenzeit/kurze Unterbrechungen (3612 h)	Hauptzeit (1697 h)					
Betriebsart	Bettp ­ p ­ ulung	Bettp ­ p ­ ulung + Dusche	HD aus	HD ein					
				Ø 1mm	Ø 2mm	Ø 2,5mm	Ø 3mm	Ø 3,5mm	
Q [l/min]	29	126	0	3,5	4,8	13,5	22	29,5	
H [m]	32,5	31,98	29,11	29,1	29,09	29,06	29,03	29,01	
eta Pumpe [%]	12	41	0	2,1	2,8	7,5	11,8	15,3	
eta Gesamt [%]	10	34	0	1,7	2,3	6,0	9,4	12,3	
P2 [W]	1240	1646	810,7	825,5	830,9	867,3	903,3	934,8	
P1 [W]	1520	2029	1012	1030	1037	1083	1128	1168	
	Energiebedarf [kWh/Jahr]			Relativ [%]	Energiebedarf [kWh/Jahr]			Relativ [%]	
	Bettp ­ p ­ ulung	Bettp ­ p ­ ulung + Dusche	Summe			HD ein	HD aus		Summe
TG40	8033	3443	11476	100	TG 30	1848	3435	5283	100

Für die Optimierung sind grundsätzlich verschiedene Varianten vorstellbar. Diese reichen von der Substitution der beiden Pumpen durch zwei ebenfalls unregelmäßig betriebene Pumpen die optimal auf die Arbeitspunkte ausgelegt sind bis hin zum Einsatz von nur einer entsprechend dimensionierten drehzahlregelmäßigten Pumpe zur Versorgung des gesamten Niederdrucksystems. Für die Vorauswahl und Abschätzung der Einsparpotentiale wurden geregelte (MTRE) und unregelmäßig betriebene (MTR) Pumpen der Firma Grundfos betrachtet, da hierfür umfangreiche Berechnungstools und Pumpenkennfelder inklusive zugehöriger elektrischer Leistungsaufnahme online bereitgestellt werden. Eine Übersicht der möglichen Varianten, der berechneten Energieverbräuche für das gegebene Nutzungsprofil und der erwarteten Einsparpotentiale sind in Tabelle II-5 gegeben.

Tabelle II-5: Pumpenalternativen zur Versorgung der Demonstratormaschine mit ND-KSS

Verwendung	Pumpentypen	Energiebedarf [kWh/Jahr]					
			Kombinationen				
			Bestand	Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4
KSS-HD	TG30	5.283	5.283				
	MTR 5-14/5	1.809				1.809	
	MTRE 5-14/5	1.231			1.231		
Bettpülung, Dusche, Spülung B- Achse	TG40	11.476	11.476				
	MTR 10-14/4	6.249				6.249	
	MTRE 10-14/4	5.327			5.327		
Gemeinsames System	MTR 15-10/3	8.797					8.797
	MTRE 15-10/3	6.511		6.511			
Summe			16.759	6.511	6.558	8.058	8.797
Einsparpotential [%]				61,1%	60,9%	51,9%	47,5%

MTR: unregelmäßig betriebene Pumpe | MTRE: geregelte Pumpe

Da sie gemäß der Vorausberechnungen das größte Einsparpotential aufweist, wurde die Variante 1 aus Tabelle II-5 an der Maschine umgesetzt. Das bedeutet, die beiden unregulierten Pumpen werden durch eine gemeinsame drehzahlgeregelte Pumpe ersetzt. Die in Tabelle II-5 angegebene Pumpe MTRE 15-10/3 für die gemeinsame Versorgung ist in der Lage die Summe der maximalen Fördermenge der beiden Pumpen im Ursprungszustand der Maschine, d. h. 220 l/min, bei 3 bar bereitzustellen. Eine Messung des tatsächlich benötigten Volumenstromes bei maximalem KSS-Bedarf (Bettspülung, Dusche und maximale HD-KSS-Anforderung) hat gezeigt, dass nur 160 l/min erforderlich sind. Somit konnte für die einzusetzende Pumpe sogar noch eine kleinere Baureihe gewählt werden. Der Vorlauf des HD-KSS Systems wurde den Betriebsdruck von 3 bar angehoben, so dass mit nur einem Druckniveau gearbeitet werden kann. Dieses wird mit einem zusätzlich zu verbauendem Drucksensor überwacht und in Verbindung mit der drehzahlvariablen Pumpe konstant gehalten. In Abbildung II-15 sind sowohl die eingesetzte Pumpe, als auch die Einbausituation an der Maschine dargestellt.

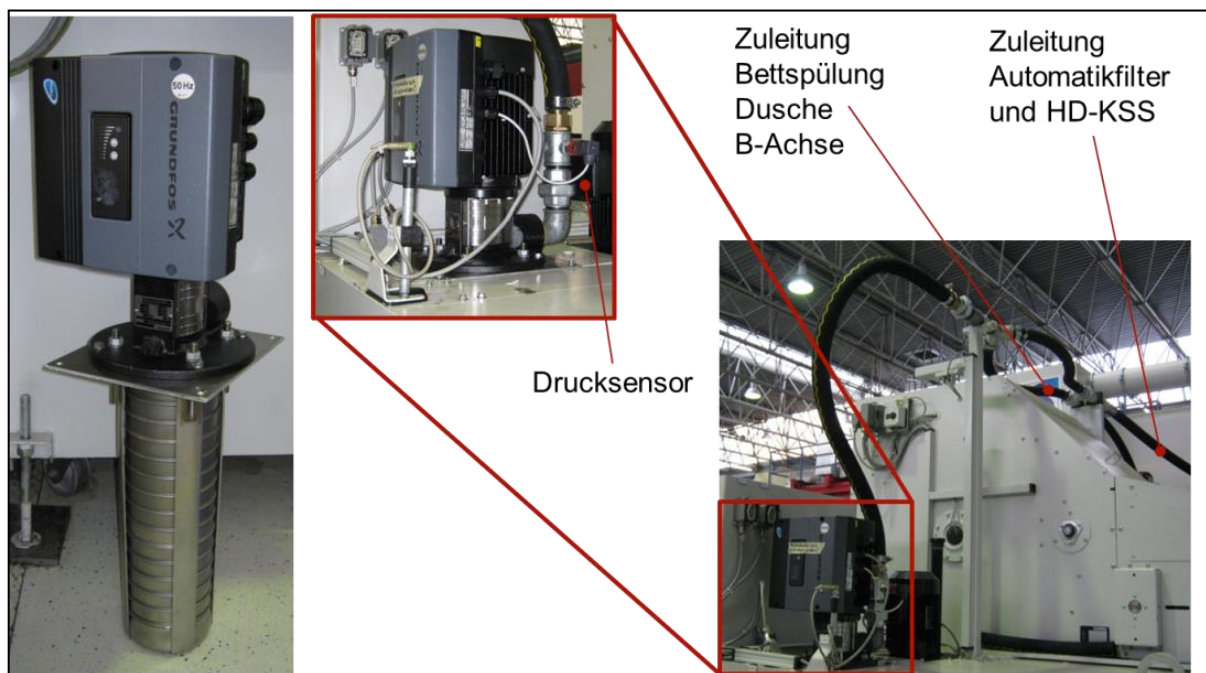


Abbildung II-15: Pumpe (Grundfos MTRE 10-14/4) und Einbausituation nach der Optimierung der ND-KSS-Versorgung an der Demonstratormaschine

Der Bereich der Betriebspunkte im Kennfeld der Pumpe, die entsprechend dem Nutzungsprofil angefahren werden, ist in Abbildung II-16 eingezeichnet.

Mit der optimierten Variante wurden schließlich die Betriebspunkte des Nutzungsprofils nochmals experimentell untersucht. Dazu wurden wiederum in eine Werkzeugaufnahme die Stiftschrauben mit unterschiedlichen Bohrungsquerschnitten eingesetzt. Die gemessene Leistungsaufnahme sowie die eingesetzten Düsen sind Tabelle II-6 zu entnehmen. Durch die kleinere Pumpenbaureihe konnte die prognostizierte Einsparung von ca. 61 % sogar übertroffen werden. Die erreichte Energieeinsparung gegenüber dem Ausgangszustand beträgt nun 72 %. Mit einem zugrunde gelegten Energiepreis von 10 ct/kWh ergibt sich eine jährliche Einsparung von 1207,2 €, womit sich ein Retrofit nach 3,7 Jahren amortisiert hätte.

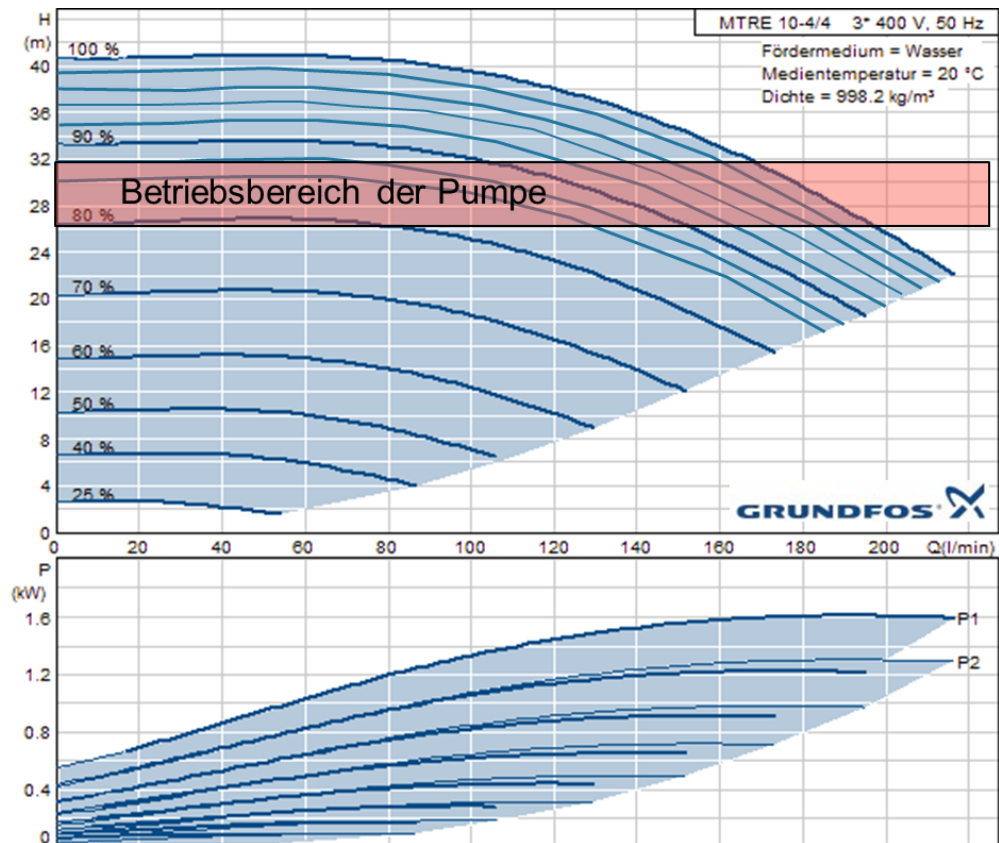


Abbildung II-16: Kennfeld der ND-KSS-Pumpe

Tabelle II-6: Messergebnisse für die optimierte ND-KSS-Variante

		Öffnung 3,5mm		Öffnung 3,0mm		Öffnung 2,5mm		Öffnung 2,0mm		Öffnung 1,0mm	
		Stellgrad Pumpe [%]	P _{el,Mess} [W]	Stellgrad Pumpe [%]	P _{el,Mess} [W]	Stellgrad Pumpe [%]	P _{el,Mess} [W]	Stellgrad Pumpe [%]	P _{el,Mess} [W]	Stellgrad Pumpe [%]	P _{el,Mess} [W]
HD ein+Bettpülung + Dusche	10bar	91	1240	91	1220	91	1210	89	1140	88	1079
	20bar	93	1325	92	1264	91	1264	90	1180	89	1108
	30bar	94	1380	92	1276	91	1230	90	1187	89	1109
	40bar	95	1420	93	1310	92	1269	90	1190	89,5	1130
	50bar	95	1427	93	1371	92	1274	91	1192	90	1150

			Stellgrad Pumpe [%]	P _{el,Mess} [W]
Bettpülung			83	475
Bettpülung + Dusche			89	1087
Bettpülung + Dusche+HD max			99	1627

	Energiebedarf [kWh/Jahr]			Relativ [%]
	HD ein + Bettpülung + Dusche	Bettpülung	Summe	
MTRE 10-4/4	2177	2510	4687	28

The image shows four black, cylindrical components, likely nozzles or filters, arranged in a row. To the right, there is a detailed view of a metal nozzle assembly with a black handle and a silver-colored body.



2.4. Maschinenkühlung

Nahezu jede Werkzeugmaschine benötigt Kühlleistung in Form von Kaltwasser, welches von einem Rückkühler bereitgestellt wird. Hauptspindeln und Lineardirektantriebe werden beispielsweise wassergekühlt ausgeführt, um auch bei hohen Leistungen nicht zu überhitzen und um die thermische Längendehnung dieser genauigkeitsrelevanten Baugruppen möglichst gering zu halten. Auch das Maschinenbett und der Kühlschmierstoff werden häufig temperiert, um eine hohe Bearbeitungsqualität sicherstellen zu können. Hydrauliksysteme und der Schaltschrank sind weitere Beispiele für die vielfältigen Einsatzgebiete von Kühlsystemen.

Ein entscheidender Faktor bei der Auslegung einer energieeffizienten Maschinenkühlung auf Wasserbasis ist die angestrebte Genauigkeit der Temperaturregelung. Für Standard-Bearbeitungszentren reicht zumeist eine Hysterese von $\pm 1,5$ Grad Celsius aus. Der Verdichter des Rückkühlers kann dann getaktet und damit sehr effizient betrieben werden, d.h. er läuft eine gewisse Zeit unter Volllast bis die Temperatur unter das Minimum der Hysterese fällt und kann dann solange ausgeschaltet bleiben, bis die Temperatur wieder das Maximum überschreitet. Bei hochpräzisen Anwendungen, z.B. in Schleif- oder Bearbeitungszentren für das Finishen, ist bei der Temperaturregelung eine Hysterese von $\pm 0,5$ bis teilweise $\pm 0,1$ Grad notwendig. Ein taktender Betrieb ist dann i.d.R. auf Grund von Restriktionen der Tankgröße nicht mehr möglich, da sich die häufigen Schaltvorgänge negativ auf die Lebensdauer des Verdichters auswirken würden und daher vom Verdichterhersteller auf ca. 10-12 mal pro Stunde begrenzt werden. Stand der Technik bei diesen genaueren Anwendungen ist deshalb die Temperaturregelung über einen sogenannten Heißgas-Bypass. Der Verdichter ist dabei als Dauerläufer ausgeführt und verrichtet kontinuierlich seine maximale Arbeit. Im Teillastbetrieb, wenn nicht die maximale Kühlleistung benötigt wird, öffnet das Bypassventil und spritzt das verdichtete, heiße Kältemittel am Verflüssiger vorbei direkt vor dem Verdampfer ein. Die überschüssige Kühlleistung wird somit aktiv vernichtet, so dass Kühlsysteme mit Heißgas-Bypass im Teillastbereich eine sehr geringe Energieeffizienz besitzen.

Bei der genauen Temperaturregelung gibt es für die Werkzeugmaschine verschiedene neue Alternativen, mit denen die Effizienz vor allem im Teillastbereich enorm gesteigert werden kann. Diese werden im Folgenden kurz beschrieben.

2.4.1. Digital-Scroll-Kompressor

Bei diesem Funktionsprinzip läuft der Verdichter auch dauerhaft mit konstanter Drehzahl. Über ein Magnetventil und die mechanische Trennung der orbitierenden Verdichterspiralen kann jedoch die Kompression variiert werden wodurch sich mit Hilfe einer pulsweitenmodulierten Ansteuerung eine Leistungsregelung von 10 % bis 100 % verwirklichen lässt. Dabei lässt sich abhängig von der maximalen Kühlleistung und dem Lastzustand der Maschine im Teillastbetrieb bis zu 30 %, im Standby-Betrieb sogar noch mehr Energie einsparen. Auch mit diesem Prinzip wird eine Temperaturregelung mit einer mittleren Temperaturabweichung von maximal $\pm 0,5$ Grad ermöglicht.

2.4.2. Drehzahlregelung (AC- bzw. DC-Technologie)

Um den zukünftigen Anforderungen einer energieeffizienten Kühlung von Werkzeugmaschinen gerecht zu werden, gilt es, neue und bereits vorhandene Technologien zu nutzen und die sich, insbesondere im Bereich hoher Kühlleistungen, bietenden Möglichkeiten der Energieeinsparung konsequent umzusetzen. Gegenüber herkömmlichen Lösungen mit Heißgas-Bypass-Regelung (HGBP) bieten Rückkühler mit Inverter-Technologie deutliche Effizienzpotenziale vor allem im Teillastbereich. Namhafte Kompressorenhersteller bieten bereits heute neueste Kompressor-Motorenteknik mit Inverter-Technologie an. Insgesamt zeigt sich, dass 3-phasige permanentmagneterregte Synchronmotoren aufgrund des höheren Wirkungsgrades wesentlich effizienter sind als 3-phasige Asynchronmotoren (ASM). Invertergeregelter Kompressoren liefern, im Verbund mit drehzahlregulierten Verflüssiger-Lüftern und elektronischen Expansionsventilen, durch Anpassung der Motordrehzahl immer nur so viel Kühlleistung wie gerade gefordert ist und das mit einer Genauigkeit von $\pm 0,5$ Grad Celsius. Zudem werden die Start- und Stoppphasen des Verdichters vermieden. Um die gewünschte Temperatur zu erreichen, startet der invertergeregelter Rückkühler zunächst mit einer

höheren Kühlleistung. Ist die Soll-Temperatur erreicht, wird die Leistung reduziert und mit kleinstem Energieaufwand auf dem geforderten Wert gehalten. Von Vorteil ist, dass damit die eingestellte Soll-Temperatur schneller erreicht wird, als mit einem herkömmlichen System mit fester Drehzahl.

Die Vorteile der Invertertechnologie auf einen Blick:

- Stufenlose Leistungsanpassung (drehzahl geregelter Betrieb über Frequenzumrichter)
- Hohe Regelgenauigkeit ($\pm 0,1$ Grad Celsius)
- Geringerer Anlaufstrom (Sanftanlauf des Motors)
- Reduzierung des Energieverbrauchs von über 30 %
- Reduzierte CO₂-, Geräusch- und Vibrationsemissionen
- Längere Lebensdauer des Kompressors und der Komponenten (Vermeidung von Druckstößen)

2.4.3. Temperaturregelung durch Kaltwasserbeimischung

Sind die voran genannten Restriktionen hinsichtlich der Tankgröße nicht gegeben und es kann ein ausreichend großes Tankvolumen installiert werden, bietet die Kaltwasserbeimischung ebenfalls großes Potential für eine effiziente Temperierung bei getaktetem Verdichterbetrieb. Ein großer Tank dient bei diesem Prinzip als Kaltwasserspeicher. Damit ist eine Genauigkeit von $\pm 0,5$ K ebenfalls erreichbar, ohne dass die maximale Einschalthäufigkeit des Verdichters überschritten wird. Innerhalb des großen Tanks befindet sich ein nochmals abgegrenzter Bereich aus dem das Kühlwasser über die Umwälzpumpe entnommen wird. In diesem Bereich wird über entsprechende Regelventile das warme Wasser des Rücklaufs mit dem Kaltwasser aus dem umgebenden Tank so gemischt, dass die Solltemperatur eingestellt wird. Im Teillastbetrieb wird abhängig von den aktuellen Temperaturen ein Teil des Rücklaufs in den Mischungsbereich geleitet und der übrige Volumenstrom geht unter Beimischung von Tankwasser über den Verdampfer und wird dort abgekühlt, ehe er wieder in den Tank bzw. Mischungsbereich geleitet wird. Auf diese Weise wird im Teillastbereich das im Tank befindliche Wasser bis auf ein festgelegtes Temperaturniveau abgekühlt. Ist dieses erreicht, schalten der Kompressor und die Lüfter ab und der gesamte Rücklauf geht in den Mischungsbereich und wird durch Beimischen von Kaltwasser aus dem Tank auf die gewünschte Vorlauftemperatur geregelt. Ist die obere Grenze für die Tanktemperatur erreicht, schaltet der Kompressor wieder ein. Die obere Grenztemperatur des Tanks liegt dabei immer noch unterhalb der Vorlauftemperatur.

Je nach Ausgangstemperatur im Tank und Last nach dem Einschalten der Anlage muss zunächst Energie aufgebracht werden, um das Tankvolumen unter das gewünschte Vorlauftemperaturniveau zu kühlen, dadurch kann das Einregeln auf die Vorlauftemperatur etwas länger dauern als bei den voran vorgestellten Systemen. Sollte in diesem Fall 100 % Last anliegen, so wird der gesamte Rücklauf über den Verdampfer geleitet und das so gekühlte Wasser direkt über den Mischungsbereich zum Vorlauf geleitet. Ebenso muss auch bei 0% Last beachtet werden, dass der Verdichter gelegentlich eingeschaltet wird, wenn die Umgebung den Tank soweit erwärmt, dass die Einschalttemperatur überschritten wird.

Zusammenfassend bleibt festzuhalten, dass dieses Prinzip für Maschinen die häufig im Teillastbetrieb arbeiten eine sehr effiziente alternative darstellt sofern der größere Platzbedarf in Kauf genommen werden kann.

Zum Vergleich der Systeme wurde die Leistungsaufnahme für Rückkühler der verschiedenen Prinzipien mit einer vergleichbaren Nennleistung bei unterschiedlichen zu kühlenden Verlustleistungen gemessen. Die Verlustleistungen wurden mittels Durchlauferhitzer reproduzierbar eingestellt. Das Ergebnis der Messungen ist in Abbildung II-17 dargestellt. Im oberen Teil von Abbildung II-17 ist die aufgenommene elektrische Leistung der untersuchten Rückkühler, abzüglich der Leistung der jeweiligen Umwälzpumpen, dargestellt. Im unteren Diagramm von Abbildung II-17 wurde zudem noch die Leistung des Lüfters am Wärmetauscher abgezogen, um die tatsächliche Leistung des Kompressors für die Verdichtung zu erhalten.

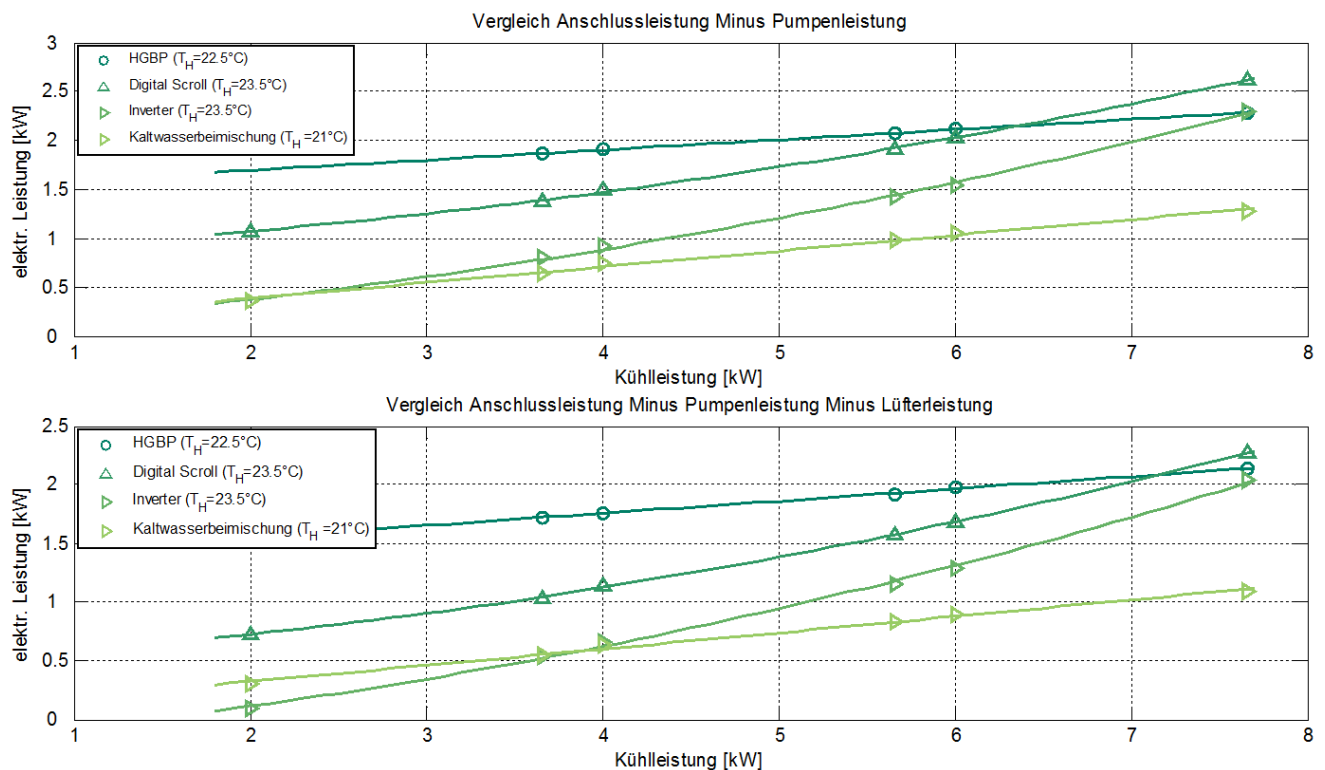


Abbildung II-17: Vergleich der Leistungsaufnahme unterschiedlicher Rückkühler über der zu kühlenden Verlustleistung

Je größer die Steigung der Kurven, desto besser ist das System in der Lage sich an die geforderte Verlustleistung anzupassen.

Beim Digital-Scroll und dem invertergeregelten System ist diese Anpassung an Teillastbereiche gegeben, wobei sich das System mit frequenzgeregeltem Kompressor am besten den variablen Lasten anpassen kann. Eine effiziente Alternative für den Niedriglastbereich stellt auch die Temperaturregelung durch die Kaltwasserbeimischung dar, sofern der Bauraum für das benötigte Tankvolumen kein Problem ist. Nachteilig kann sich hier möglicherweise eine hohe Anfangstemperatur im großen Tank auswirken, da der Kompressor dann zunächst sehr lange in Betrieb bleiben muss, um das System herunter zu kühlen.

2.5. Schaltschrankklimatisierung

Der Bechmark für Schaltschrankklimatisierungsgeräte wurde für zwei verschieden Aggregate an der Demonstratormaschine durchgeführt. Die Hersteller von Schaltschrankklimatisierungsgeräten geben derzeit lediglich die Kühlleistung der Geräte in Abhängigkeit der Innen- und Umgebungstemperatur sowie die Energy Efficiency Ratio (EER), die das Verhältnis von Kühlleistung zur elektrischen Leistungsaufnahme angibt, für 35°C Innentemperatur und 35 sowie 50°C Umgebungstemperatur. Da in der Regel aber eher Temperaturen zwischen 20 und 25°C herrschen, lässt sich anhand dieser Angaben nur schwer der Energieverbrauch abschätzen, so dass auf 2 Aggregate zurückgegriffen wurde, für die die Firma Rittal die Kennlinien zur EER ermittelt hat.

Tabelle II-7: Leistungsdaten des Standardkühlgerätes und der Optimierten Variante

	Standard SK3366.140	Optimiert SK3304.700
Kühlleistung	1500	1000
P _{elektrisch}	L35/35: 1050 W L35/50: 1260 W	L35/35: 520 W L35/50: 580 W
Energy Efficiency ratio (EER):	L35/35: 1,4	L35/35: 1,9

Die Hallentemperatur hat einen großen Einfluss auf die Kühlleistung, da Anteile der im Schaltschrank entstehenden Verlustleistung über die Schrankoberfläche abgeführt werden. Pro Grad Temperaturdifferenz zwischen Schaltschrankinnentemperatur und Hallentemperatur werden ca. 40 W durch Strahlung abgeführt. Das bedeutet, bei einer um 10 K höheren Außentemperatur wird eine ca. 400 W höhere Kühlleistung benötigt.

Um den Anteil der Wärme zu bestimmen, der über die Schaltschrankoberfläche abgeführt wird, wurden die Temperaturen im Schaltschrank der MAG XS 211 an den in Abbildung II-18 gezeigten Punkten gemessen. Für die zeitliche Verteilung der Hallentemperatur wird folgende Annahme zugrunde gelegt:

- 20 °C: 41,6 %
- 25 °C: 37,1 %
- 30 °C: 19,9 %
- 35 °C: 1,4 %

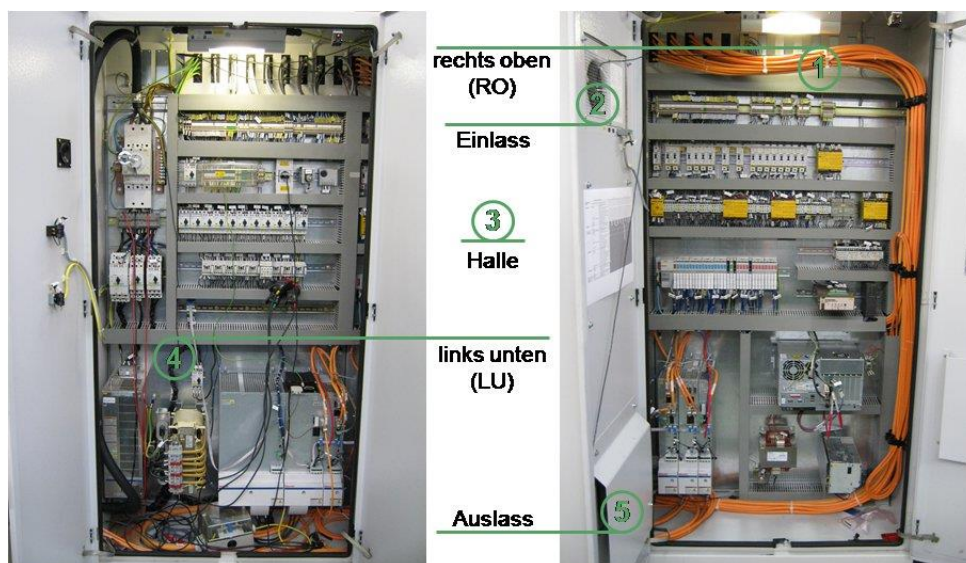


Abbildung II-18: Messpunkte für die Temperaturermittlung im Schaltschrank der MAG XS 211

Um für die Schaltschrankklimatisierung wie bei den übrigen Funktionsmodulen die Einsparpotentiale anhand eines Nutzungsszenarios bestimmen zu können, wurde zunächst die durch das Kühlaggregat

tatsächlich abzuführende Verlustleistung für verschiedene Betriebszustände ermittelt. Abbildung II-19 zeigt dies beispielhaft für den Zustand „Betriebsbereit“ der Maschine. Darin ist deutlich der Betrieb des Kühlaggregats mit einer Zweipunkt-Regelung erkennbar. Die mittlere aufgenommene elektrische Leistung kann somit aus dem Verhältnis von Einschaltdauer des Kühlgerätes zu Gesamtbetriebsdauer der Maschine und der aufgenommenen elektrischen Leistung im eingeschalteten Zustand errechnet werden.

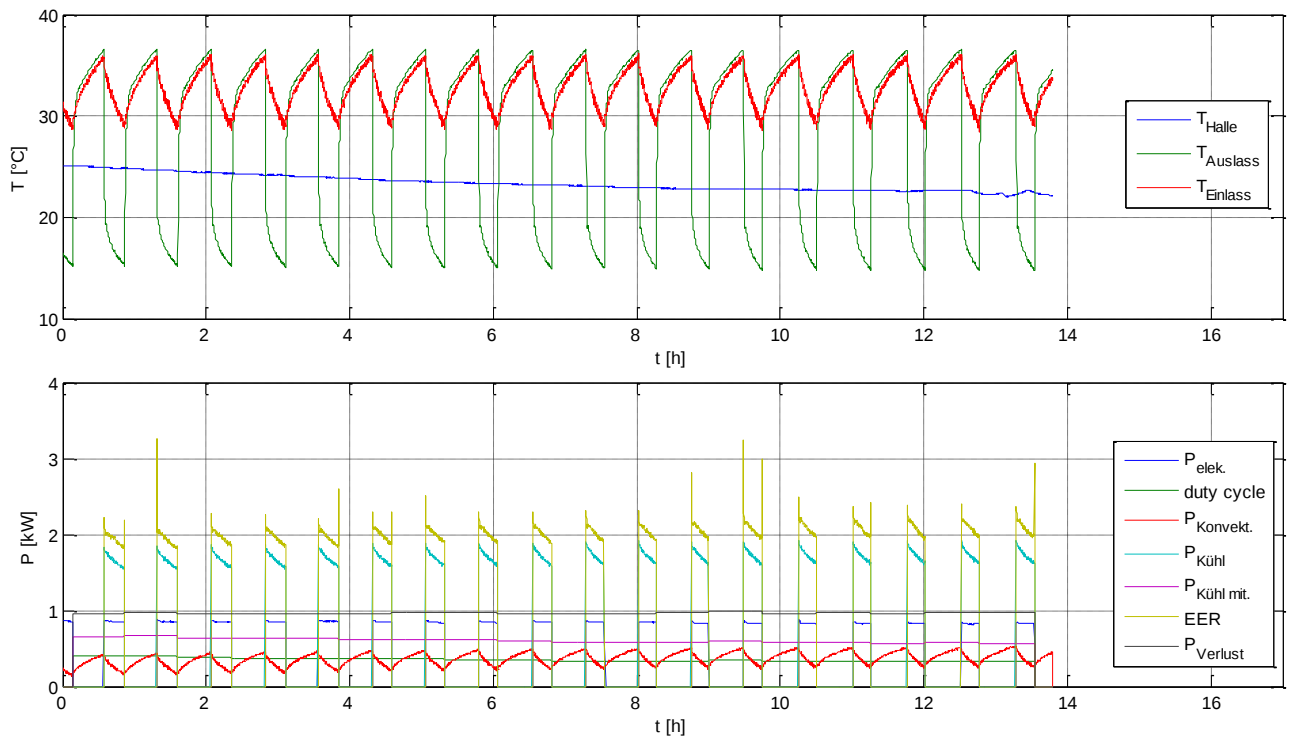


Abbildung II-19: Auswertung der Messung am Schaltschrankkühlsystem der Demonstratormaschine bei Grundlast

Abhängig von den vorherrschenden Temperaturen können die EER der Aggregate und die Wärmeabgabe über die Schaltschrankoberfläche bestimmt werden. Die berechnete Verlustleistung im Schaltschrank beträgt ca. 950 W. Unter den gegebenen Randbedingungen (Schaltschrank- und Hallentemperatur) werden die 950 W Verlustleistung durch ca. 360 W Strahlungsleistung und ca. 590 W Kühlleistung abgeführt. In diesem speziellen Fall beträgt die EER (Energy Efficiency Ratio) des Schaltschrankkühlgerätes etwa 2. In gleicher Weise wurde die Kühlleistung noch für die Betriebszustände „Hauptschalter EIN“ und „Bearbeitung“ bestimmt. Abbildung II-20 zeigt die gemessenen und berechneten Größen bei einem simulierten Lastbetrieb. Die lastabhängigen Komponenten sind hauptsächlich die Komponenten der Antriebsseite (Einspeisung, Drossel, Wechselrichter). In den ersten 1,5 Stunden der Messung wurde die Hauptspindel ständig beschleunigt und abgebremst (auf Maximaldrehzahl und Drehzahl 0) sowie die Y- und Z-Achse im Eilgang verfahren. Dabei entsteht eine Verlustleistung von ca. 1400 W. D.h. die Verlustleistung der Antriebsseite alleine beträgt ca. 450 W. In den letzten beiden Stunden der Messung wurde die Spindel bei Maximaldrehzahl betrieben. Die gesamte Verlustleistung beträgt 1230 W, die Antriebsseite alleine schlägt mit 280 W zu buche.

Diese Messungen wurden für beide untersuchten Kühlaggregate durchgeführt. Die Ergebnisse können dann auf das 3-Schicht-Nutzungsprofil hochgerechnet werden, so dass der jährliche Energieverbrauch verglichen werden kann (vgl. Abbildung II-21). Im 3-Schicht-Betrieb mit 6-Tage-Woche und Automatikbetrieb in nicht geplanten Zeiten werden nur 2080 kWh gegenüber 3194 kWh verbraucht. Dies entspricht umgerechnet einer Einsparung von 111,4 € im Jahr.

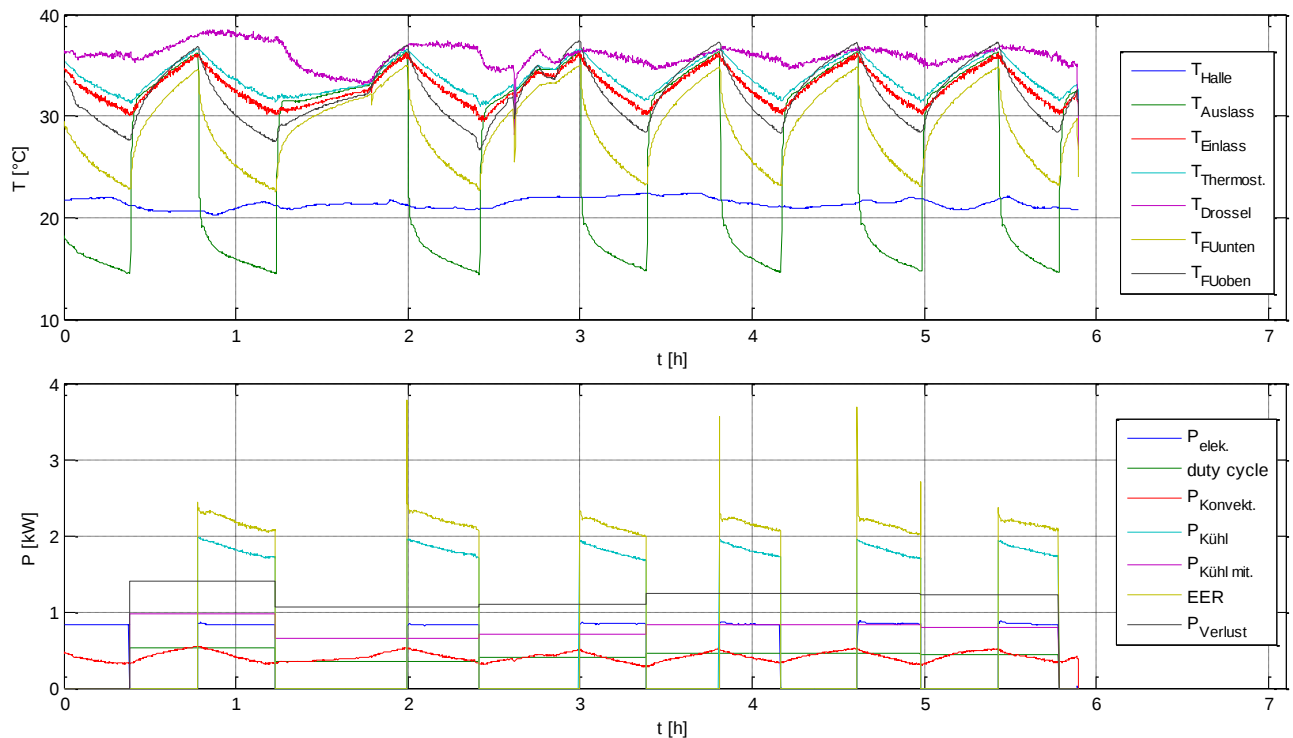


Abbildung II-20: Auswertung der Messung am Schaltschrankkühlsystem der Demonstratormaschine bei simuliertem Lastbetrieb

Mittlere Leistungsaufnahme P_{el} in verschiedenen Maschinenzuständen

Maschinen-zustand	$P_{Kühl}$ [W]	P_{el} [W] SK3366.140	P_{el} [W] SK3304.700	Einsparung [%]
Bearbeitung	1200	413	269	35
Betriebsbereit	968	298	194	35
HS ein	506	68	46	32

Jahresenergieverbrauch

- Nutzungsprofil 3-Schicht-Serienfertigung

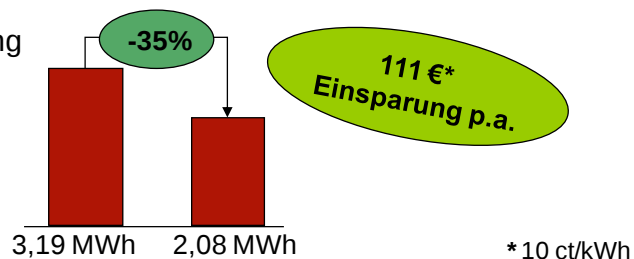


Abbildung II-21: Mittlere Leistungsaufnahme in unterschiedlichen Maschinenzuständen und Jahresenergieverbrauch für ein Standard-Kühlgerät und ein optimiertes Kühlgerät.

Der Unterschied zwischen den Kühlgeräten besteht im Wesentlichen darin, dass die optimierte Variante nanobeschichtete Kühllamellen besitzt und somit keine Filtermatten benötigt. Dies gewährleistet zudem eine geringere Anfälligkeit für Verschmutzungen in rauerer Umgebung und damit dauerhaft gleichbleibende Kühlleistung sowie weniger Aufwand bei der Geräewartung.

Anzumerken ist, dass bei den zugrunde gelegten Werten von sauberen Geräten im Auslieferungszustand ausgegangen wurde. Dabei wird nicht berücksichtigt, dass das SK3366.140 nicht über eine Nanobeschichtung verfügt und im Betrieb bei Verschmutzung der Filtermatte mit einer niedrigeren Kühlleistung und damit auch Energy Efficiency Ratio zu rechnen ist, wie Feldmessungen an anderen Geräten der Firma Rittal gezeigt haben (siehe Abbildung II-22).

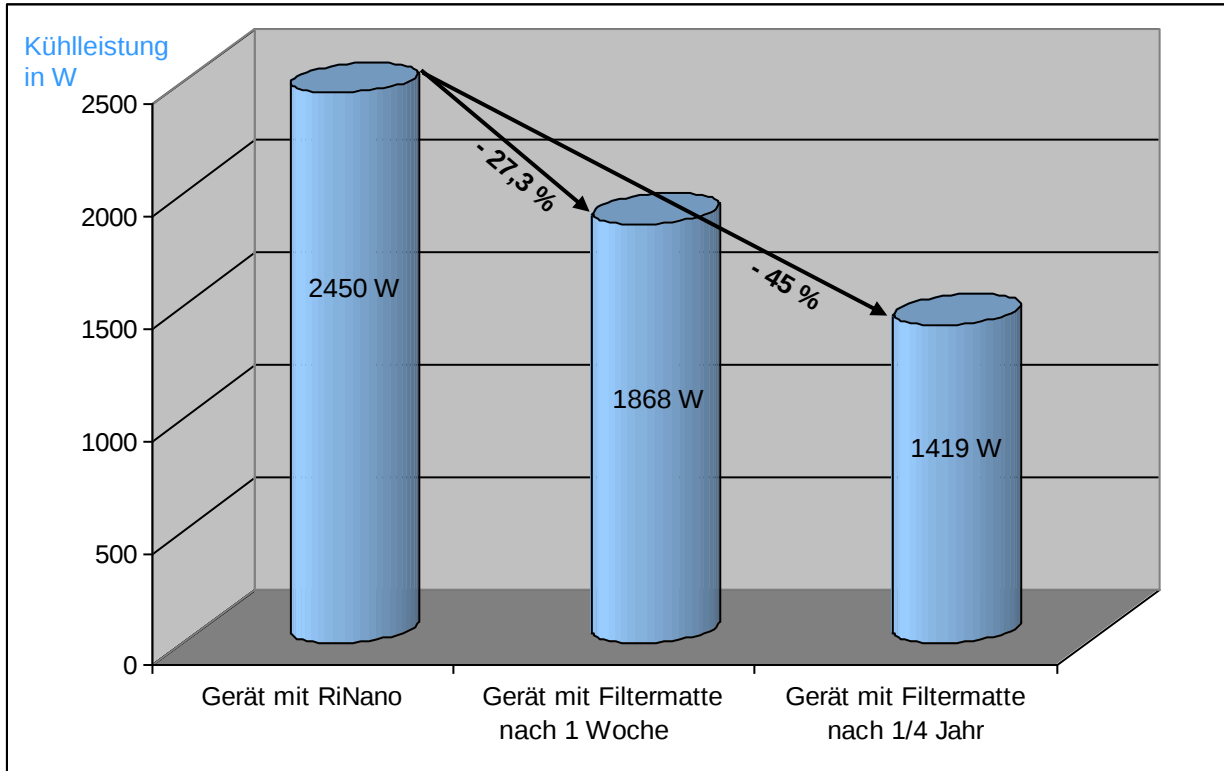


Abbildung II-22: Einfluss von Filtermatten und Verschmutzung auf die Kühlleistung

2.6. Hydraulik

Zur Bereitstellung des Hydraulikdrucks ist in der Demonstratormaschine MAG XS 211 ein Hydraulikaggregat verbaut, welches im Speicherladebetrieb arbeitet. Kernkomponenten sind eine Innenzahnradpumpe mit Asynchronmotor (direkt am Netz betrieben), ein Hydraulikspeicher und ein Wegeventil. Bei eingeschalteter Maschine ist die Pumpen-Motor-Kombination dauerhaft in Betrieb und läuft im sogenannten drucklosen Umlauf. Sinkt der Druck im Hydraulikspeicher (z. B. weil bestimmte Hydraulikfunktionen Ölvolumen benötigen oder auch durch die Systemleckage) unter die Druckschwelle von 115 bar, schaltet das Wegeventil und die Pumpe fördert Öl in den Speicher. Erst wenn der Druck im Speicher über der oberen Schwelle von 120 bar liegt, sperrt das Ventil und die Pumpe läuft im drucklosen Umlauf weiter.

Die Analyse des Ist-Zustands des Hydraulikaggregats der Demonstratormaschine ergab für den Standby-Betrieb eine durchschnittliche Leistungsaufnahme des Pumpenmotors von 826 W (siehe Abbildung II-23). Die Systemleckage, welche in der Hauptsache auf die Wege- und Druckreduzierventile in Schieberbauweise zurückzuführen ist, wurde zu 173 cm³/min bestimmt. Die Zeit zwischen den einzelnen Nachladevorgängen beträgt ca. 37 Sekunden. Aufgrund der steigenden Öltemperatur und dem damit verbundenen Rückgang der Viskosität, erhöht sich die Leckage und die Nachladezeiten verkürzen sich. Bedingt durch die Leckage und den drucklosen Umlauf der Innenzahnradpumpe weist das System einen Wärmeeintrag von 410 W auf, welche über einen Öl-Wasser-Wärmetauscher weggekühlt wird. Bestimmt wurde die Wärmeleistung über eine Differenztemperatur- und Durchflussmessung am Öl-Wasser-Wärmetauscher. Die Differenztemperatur wurde zu 0,6 K und der Durchfluss zu 9,75 l/min ermittelt.

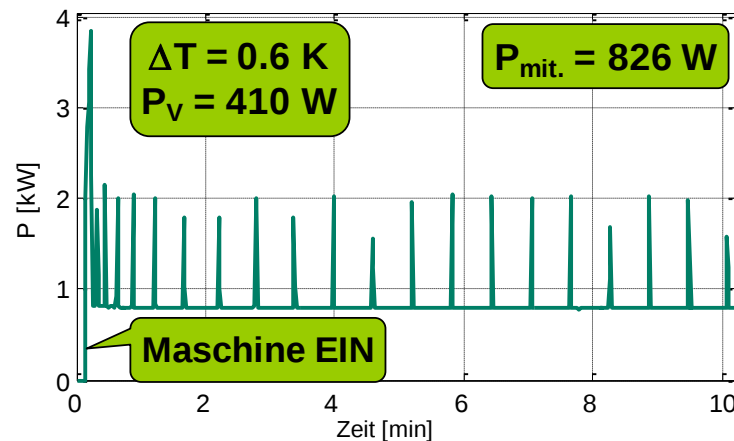


Abbildung II-23: Leistungsaufnahme des Pumpenmotors im Standby-Betrieb

In einem Versuch wurde die Leistungsaufnahme bei Werkzeugwechseln in schnellstmöglicher Abfolge durchgeführt. Alle 4,5 Sekunden findet ein Werkzeugwechsel statt und der Zylinder, der für das Spannen und lösen verantwortlich ist, benötigt einen Volumenstrom aus dem Hydrauliksystem. Da der Hydraulikspeicher das Volumen für einen Werkzeugwechsel nicht bereitstellen kann, lädt das System bei jedem Werkzeugwechsel nach. Es ergibt sich eine mittlere Leistungsaufnahme von 1106 W und eine Temperaturerhöhung zwischen Vor- und Rücklauf des Öl-Wasser-Wärmetauschers von 0,9 K, die einer Verlustleistung von 615 W entspricht. Der Verlauf der gemessenen elektrischen Wirkleistung ist in Abbildung II-24 dargestellt.

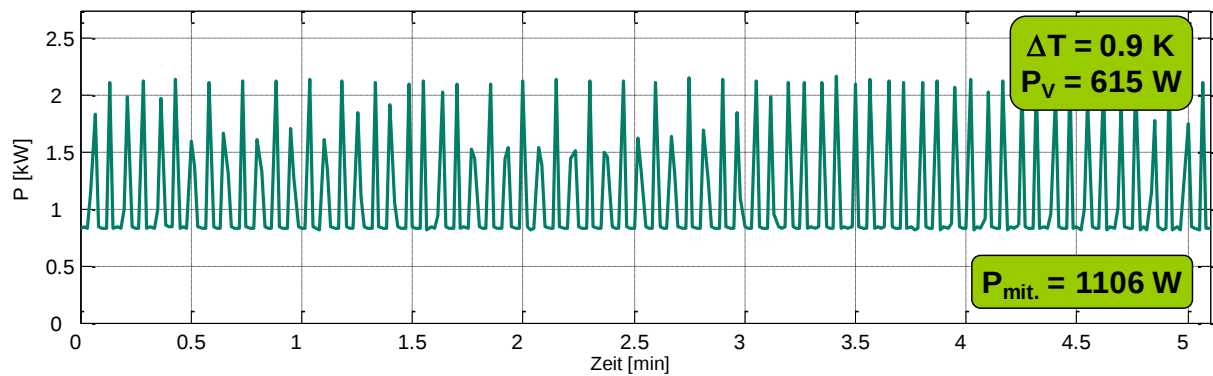


Abbildung II-24: Leistungsaufnahme des Pumpenmotors während der dauerhaften Durchführung von Werkzeugwechseln

Neben dem Spannen und Lösen des Werkzeugs wird auch die Werkstückspannung hydraulisch betätigt. Zur Steigerung der Energieeffizienz bzw. zur Senkung des Energiebedarfs des Hydrauliksystems wurde ein ganzheitlicher Ansatz gewählt. Hauptziel muss die Vermeidung des drucklosen Umlaufs sein, der für den Großteil des Energieverbrauchs verantwortlich ist. Grundsätzlich besteht die Möglichkeit, den Pumpenmotor in den Pausen abzuschalten. Allerdings muss dabei beachtet werden, dass bei jedem Einschaltvorgang hohe Spitzenströme fließen, die eine thermische Belastung des Motors zur Folge haben. Häufen sich die Einschaltvorgänge pro Zeiteinheit, kann dies zur Zerstörung des Motors führen. Die maximale Einschalthäufigkeit kann beim Hersteller erfragt werden und beträgt für den in der Demonstratormaschine eingesetzten Asynchronmotor (vierpolig, 4 kW) 217 Schaltvorgänge. Dies entspricht einer Mindestpausenzeit von 16,6 Sekunden.

Sekundäres Ziel muss es deshalb sein, die Pausenzeiten zwischen den Nachladevorgängen zu maximieren, um dem Motor genügend Zeit zur Abkühlung zur Verfügung zu stellen. Erreicht wird das Sekundärziel, indem die Leckageverluste minimiert und die Speicherladeschaltung angepasst werden. Im ersten Schritt der Optimierung wurde die Ventiltechnik der Hydraulikanlage betrachtet. An geeigneten Stellen wurden Wegeventile durch leckagefreie Sitzventile ersetzt. Zudem wurde ein zusätzliches Sitzventil integriert, um die Werkstückspannvorrichtung abzusperren. Eine Übersicht dazu ist in Abbildung II-25 gegeben.

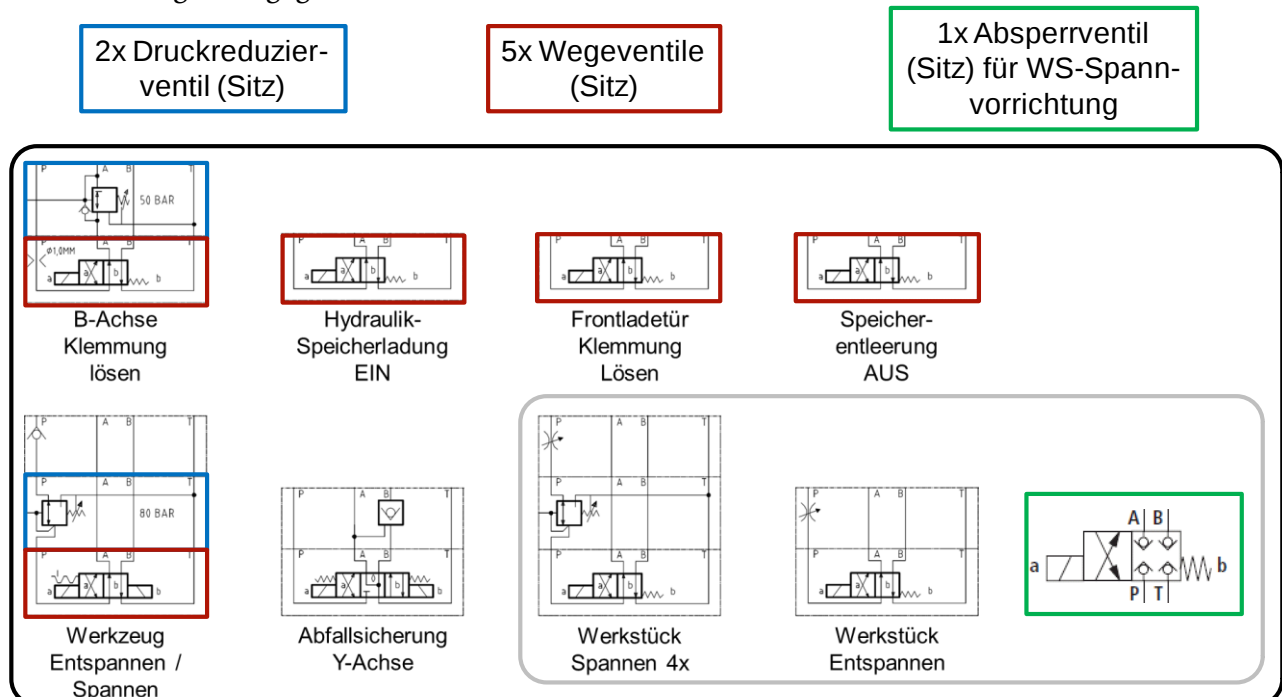


Abbildung II-25: Übersicht zu den Hydraulikfunktionen der MAG XS 211. Die farbig eingerahmten Ventile wurden von Schieberbauweise auf Sitzventiltechnik geändert (blau und rot). Das Absperr(-sitz-)ventil (grün) wurde zusätzlich integriert, um eine Absperrung der Werkstückspannvorrichtung zu ermöglichen.

Die Vorrichtung zur Werkstückspannung besteht aus folgenden Komponenten:

- 4 Dreh-Schwenk-Zylinder mit Kolbenstangenklemmung
- 2 Ausrichtzylindern
- 1 Abstützelement mit Selbsthemmung

In Abbildung II-26 ist die zu Versuchszwecken aufgebaute Werkstückspannvorrichtung dargestellt.

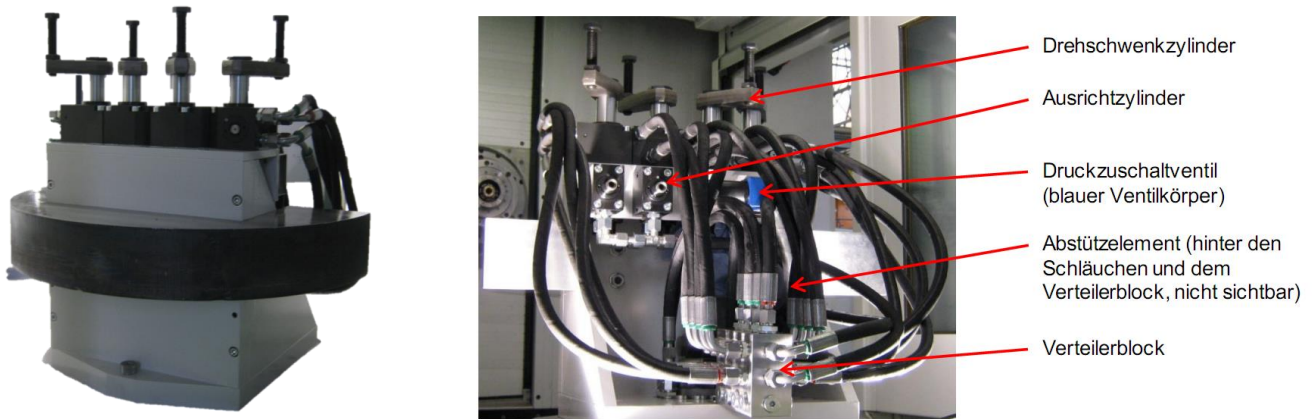


Abbildung II-26: Werkstück-Spannvorrichtung zur Simulation der Volumenströme des Hydrauliksystems

In einem zweiten Optimierungsschritt wurde die Speicherladeschaltung umgebaut, sodass sich die Nachladezeitpunkte nochmals verlängern. Das nutzbare Speichervolumen berechnet sich nach folgender Gleichung:

$$\Delta V = V_0 \left(\frac{p_0}{p_1} \right) \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}} \right]$$

mit

- ΔV : Nutzbares Speichervolumen
- V_0 : Speichervolumen
- p_0 : Speicherfülldruck
- p_1 : unterer Schaltepunkt
- p_2 : oberer Schaltepunkt
- k : 1,4 (adiabatische Verdichtung).

Mit der Erhöhung der Speichergröße von 3,5 l auf 10 l, des Fülldruckes von 70 bar auf 90 bar und der Hysterese von 6 bar auf 10 bar wird so das theoretisch nutzbare Speichervolumen von 0,094 l auf 0,522 l gesteigert.

Des Weiteren konnte ein angepasster und kleiner dimensionierter Antrieb eingesetzt werden, der nur 2,2 kW Nennleistung anstelle der zuvor installierten 4 kW hat.

Die dadurch erzielten Optimierungen für den Standby-Betrieb zeigt Abbildung II-27. Darin ist der Zeitverlauf des Druckes im Speicher dargestellt. Im oberen Teil der Abbildung ist der Ausgangszustand. Hier muss etwa zweimal pro Minute nachgeladen werden, da aufgrund der noch hohen Leckageverluste der kleine Speicher schnell entladen ist. Zusätzlich wird im drucklosen Umlauf zwischen den Ladezyklen dauerhaft eine Leistung von ca. 800 W aufgenommen und somit verschwendet. Hinzu kommt die Erwärmung des Öles durch das ständige Umwälzen. Dies führt zu einer erhöhten Verlustleistung die vom Rückkühler aufgebracht werden muss. Nach der Reduzierung der Leckage muss nur noch alle 7,5 min nachgeladen werden. Jedoch hat sich durch die geänderte Ventiltechnik eine Erhöhung der Leistungsaufnahme im drucklosen Umlauf ergeben, sodass die durchschnittliche Leistungsaufnahme im Standby sogar 1024 W beträgt. Erst mit dem zweiten Optimierungsschritt kann die durchschnittliche Leistungsaufnahme im Standby-Betrieb auf nur 5 W

gesenkt werden, da jetzt nur noch zweimal pro Stunde nachgeladen werden muss und die Pumpe zwischen den Ladezyklen abgeschaltet werden kann.

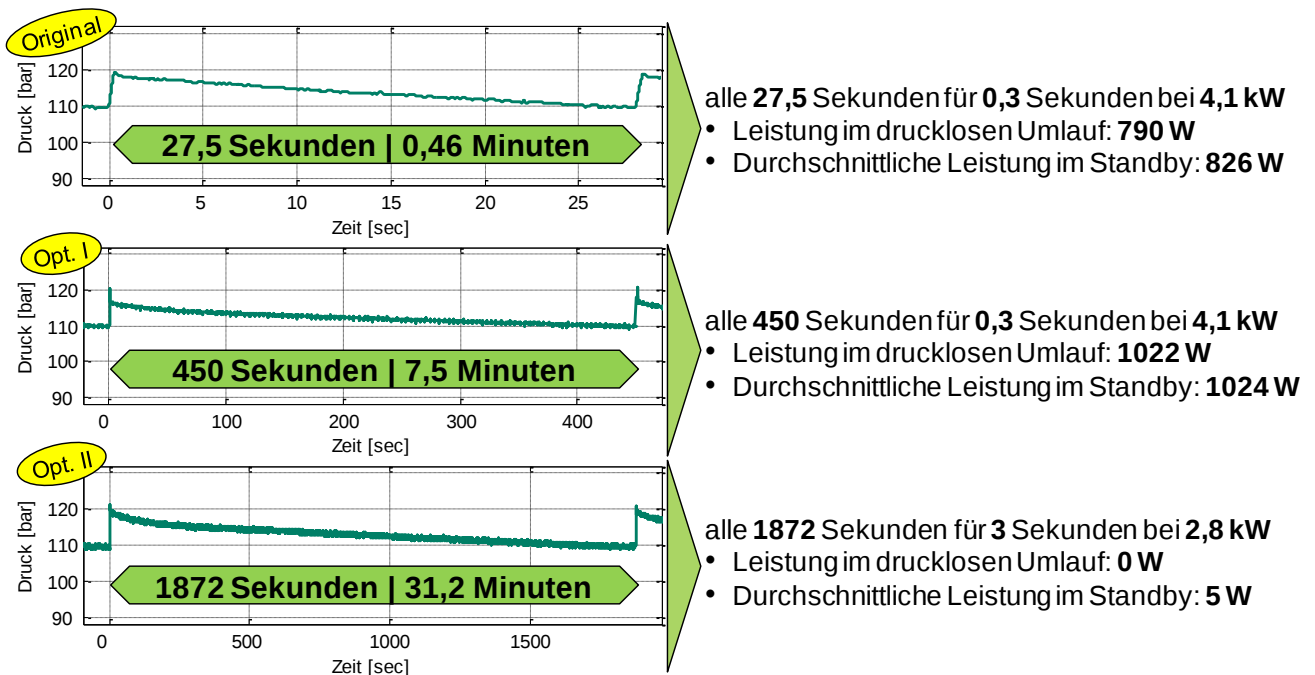


Abbildung II-27: Vergleich der Pausenzeiten im Speicherladebetrieb bei den drei betrachteten Zuständen (Original, Optimierung I+II)

Um auch experimentell zu überprüfen, ob der Abschaltbetrieb auch in der Hauptzeit realisierbar ist, wurde der Einsatz der hydraulischen Verbraucher bei der Bearbeitung eines Zylinderkopfes nachgebildet. Dabei wird das Werkstück gespannt und gelöst und es finden 19 Werkzeugwechsel statt. Die Dauer zwischen den Werkzeugwechseln beträgt 10 Sekunden. Die theoretischen Volumina, die von den Verbrauchern für die einzelnen Vorgänge benötigt werden zeigt Abbildung II-28.

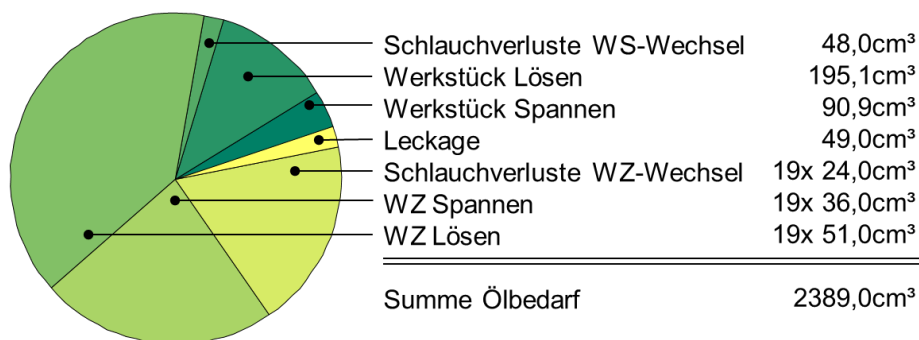


Abbildung II-28: Theoretische Volumina der hydraulischen Verbraucher der Demonstratormaschine

Die Messergebnisse sind in Abbildung II-29 dargestellt. Im oberen Diagramm von Abbildung II-29 ist die Leistungsaufnahme der Hydraulikpumpe dargestellt. Es ist zu erkennen, dass etwa ein Ladevorgang pro Minute, mit einer Dauer von 3,5 Sekunden und bei einer Leistung von 2,8 kW, bei diesem Bearbeitungsvorgang stattfindet. Der Pumpenantrieb in der optimierten Variante lässt im warmen Betriebszustand eine Einschalthäufigkeit von 217 Schaltvorgängen je Stunde zu, d. h. minimal müssen ca. 15 Sekunden zwischen den Einschaltzeitpunkten liegen. Somit ist auch für diesen Bearbeitungsfall, mit häufiger hydraulischer Betätigung der Werkzeug-Löseeinheit, der Abschaltbetrieb realisierbar. Im unteren Teil der Abbildung II-29 ist der Druckverlauf im Speicher dargestellt. Hierin ist zu erkennen, dass mit einem Ladevorgang 5 Werkzeugwechsel durchgeführt werden können.

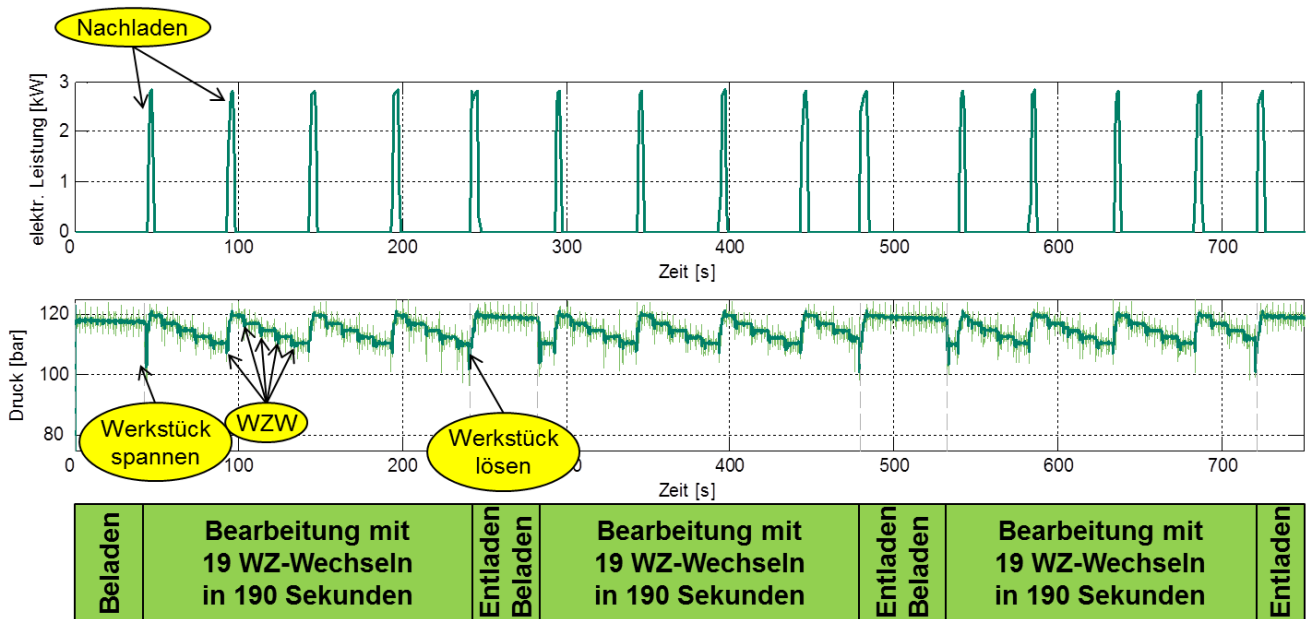


Abbildung II-29: Leistungs- und Druckmessungen für die Hydraulik nach Optimierung II für einen nachgebildeten Bearbeitungsprozess

Neben den möglichen Energieeinsparungen sollten sich durch die Optimierungen aber keine funktionellen Nachteile ergeben. Daher wurde noch untersucht, ob durch den Abschaltbetrieb das dynamische Verhalten des Systems nachteilig beeinflusst wird. In Abbildung II-29 ist auch zu erkennen, dass für das Werkstückspannen und -lösen allein jeweils ein Nachladezyklus erforderlich ist. Im ungünstigsten Fall findet Aktivierung des volumenintensiven Lösevorgangs am unteren Ende der Speicherhysterese von 110 bar statt. Das Ergebnis der Messung ist in Abbildung II-30 zu sehen.

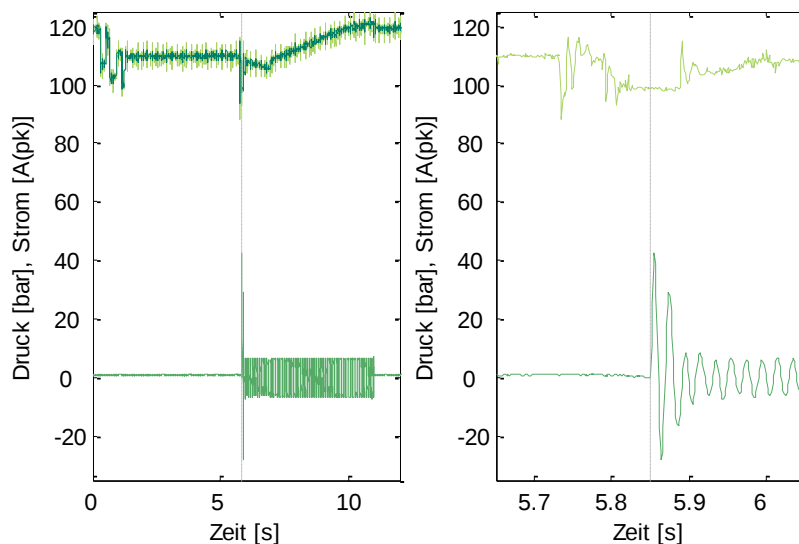


Abbildung II-30: Druck im Hydraulikspeicher und Strom des Pumpenmotors beim Werkstücklösevorgang am unteren Hysteresezeitpunkt

In der Detailansicht in Abbildung II-30 rechts ist zu erkennen, dass der Druck kurzzeitig auf 88 bar einbricht und etwa 1,5 Sekunden benötigt um wieder die untere Hysteresezeitpunkt von 110 bar zu erreichen. Vor dem Umbau ist der Druck auf minimal 95 bar abgefallen und es hat etwas über 1 Sekunde gedauert, bis die 110 bar des unteren Schaltzeitpunktes wieder erreicht waren. Der etwas größere Druckabfall und die damit geringfügig längere Ladezeit haben sich jedoch nicht nachteilig auf die Funktionen selbst ausgewirkt. Sollte dies bei anderen hier nicht betrachteten Anwendungen der Fall sein, könnte bei volumenintensiven Funktionen der Motor vorher eingeschaltet werden. Zudem

könnten die hohen Anlaufströme des Motors noch reduziert werden, indem das Speicherlade-Ventil erst mit minimaler Verzögerung nach dem Motoranlauf betätigt wird.

Die erreichbaren Einsparungen mit den durchgeführten Optimierungsmaßnahmen werden ebenfalls anhand eines 3-Schicht-Nutzungsszenarios bewertet. Die Eckdaten hierfür sind in Tabelle II-8 gegeben.

Tabelle II-8: Vergleich des Energiebedarfs der Hydraulik im Ausgangszustand zu den Optimierungsstufen I und II sowie einer Hydraulik mit drehzahlvariablem Pumpenantrieb (DvP)

	Parameter	Original	Opt. I	Opt. II	DvP	Einheit
Elektrische Leistungsaufnahme	P_{el} , druckloser Umlauf	795	1022	0	221	W
	P_{el} , Laden	4100	4100	2860	4100	W
Durchschnittliche Leistungsaufnahme „Warten im Automatikmodus“ 1556 h/a	Leckage	0,17	0,01	0,01	0,17	l/min
	$t_{druckloser\ Umlauf}$	27,5	450	1800	27,5	s
	t_{Ladung}	0,3	0,3	3	0,5	s
	$\bar{P}_{el}$	830	1024	5	288	W
Durchschnittliche Leistungsaufnahme „Bearbeitungszyklus“ 4204 h/a	Ölvolumen pro Zyklus	3,194	2,389	2,389	3,194	Liter
	$t_{druckloser\ Umlauf}$	284,5	287,5	280,5	276,5	s
	t_{Ladung}	12	9	16	20	s
	$\bar{P}_{el}$	929	1116	155	483	W
Energiebedarf pro Jahr	E	5195	6284	661	2483	kWh
Energiebedarf pro Jahr (inkl. 3000 h/a Einschaltbereitschaft)	E	7686	9357	678	3352	kWh

In Tabelle II-8 ist zudem noch eine Variante mit drehzahlvariablem Pumpenantrieb enthalten. Hier wurde unter sonst gleichen Randbedingungen, d. h. einer Speicherladeschaltung mit unverändertem Speichervolumen und identischen hydraulischen Verbrauchern, der Energiebedarf ermittelt.

Wie Tabelle II-8 zu entnehmen ist, stellt die drehzahlgeregelte Pumpe in diesem Fall nur die zweitbeste Lösung dar. Dies liegt daran, dass sich die Einsparungen in der Hauptsache durch eine Drehzahlabsenkung für die Zeiten geringen Volumenstroms ergeben. Dies wäre im Falle des Bearbeitungszentrums nur der Leckageausgleich, der hier jedoch nur sehr gering ist. Vorteile ergeben sich mit dieser Variante z.B. bei hydraulischen Spannfuttern von Drehmaschinen oder bei hydrostatischen Führungen, wenn über eine längere Zeitdauer ein nennenswerter Teilvolumenstrom benötigt wird, der nicht durch den Speicher abgedeckt werden kann.

Aufgrund der enormen Einsparungen die mit der Optimierungsvariante II erzielt werden konnten, amortisieren sich die höheren Investitionskosten durch den größeren Speicher, die Sitzventile sowie die selbsthemmende Spannvorrichtung bereits nach etwas mehr als 1,5 Jahren (vgl. Abbildung II-31).

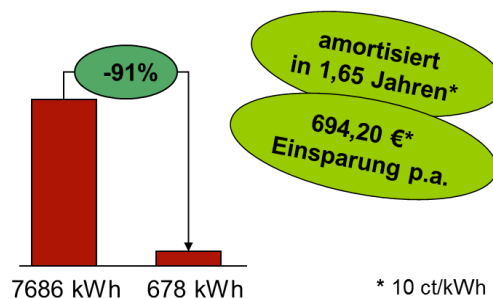


Abbildung II-31: Jährliche Einsparungen und Amortisationszeit für die Optimierungsvariante II

2.7. Hauptspindel

Von dem in der Grundlast enthaltenen Druckluftverbrauch entfallen 1,76 Nm³/h auf die Sperrluftbeaufschlagung der Spindel. Diese dient dazu im inneren der Spindel einen Überdruck zu erzeugen und somit das Eindringen von KSS und Staub an den berührungslos arbeitenden Labyrinthdichtungen zu vermeiden. Die ursprüngliche Hauptspindel der Demonstratormaschine wurde durch eine Spindel des Herstellers MAG CorCom ersetzt, welche mit berührenden Bürstendichtungen ausgestattet ist und somit keine Sperrluftbeaufschlagung benötigt. Als Kosten für die Druckluft können nach einer Recherche 1 Cent bis 4 Cent pro Normkubikmeter angenommen werden (1 Cent für eine neue Anlage, 3-4 Cent bei den Anwendern aus dem Maxi-Project).

Bei einer Betriebszeit von ca. 6000 h in einer 3-Schicht-Fertigung können demnach etwa zwischen 105 bis 420 € gespart werden. Dies entspricht bei 10 ct/kWh einer Energieeinsparung von 1050 bis 4200 kWh.

2.8. Zusammenfassung

Die Abbildung II-32 fasst die durchgeführten Optimierungen der einzelnen Funktionsmodule an der Demonstratormaschine nochmals zusammen. Darin ist der jährliche Energieverbrauch für ein angenommenes Nutzungsszenario einer 3-Schicht-Serienfertigung sowohl vor der Optimierung als auch nach den Umbaumaßnahmen gegenübergestellt. Der Gesamtenergieverbrauch konnte um mehr als 50% reduziert werden.



Abbildung II-32: Zusammenfassung der realisierten Einsparungen an der Demonstratormaschine bezogen auf eine 3-Schicht Serienfertigung

In Abbildung II-32 ist noch nicht berücksichtigt, dass die Maschine durch den Standby-Manager befähigt wurde in den Wartezeiten einige Aggregate abzuschalten. Die sich dadurch zusätzlichen Einsparungen sind in Abbildung II-33 dargestellt. Daraus ist zu erkennen, dass der bereits durch die Optimierung der Funktionsmodule um 50 % reduzierte Gesamtverbrauch nochmals um 20 % gesenkt werden kann.

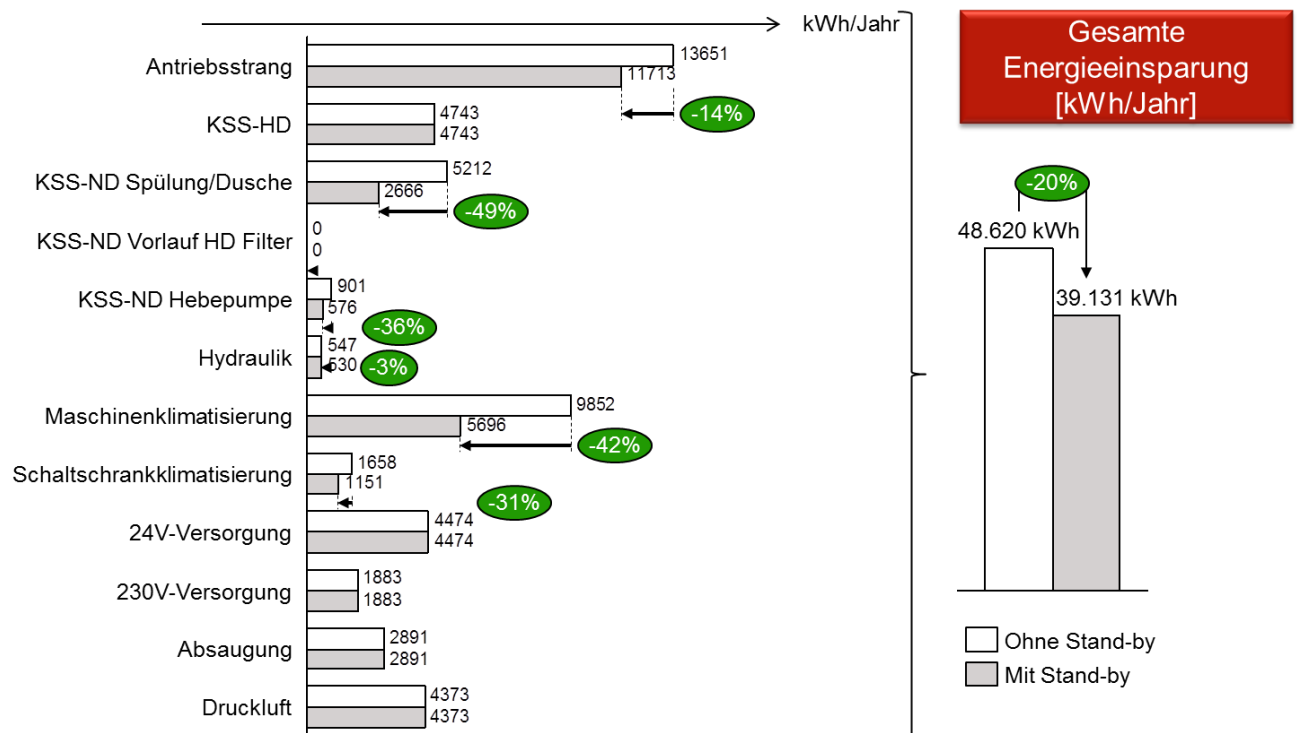


Abbildung II-33: Übersicht der zusätzlichen Einsparungen durch den Standby-Manager gegenüber der Optimierung der Funktionsmodule bezogen auf eine 3-Schicht Serienfertigung

3. Leitfaden und Handlungsempfehlungen für Hersteller und Anwender

Umsetzungsempfehlungen für Energieeffizienzmaßnahmen sind nur unter genauer Betrachtung der Bearbeitungsprozesse auf einer Maschine hinreichend genau zu treffen und somit valide. Dennoch haben viele Anwender von Werkzeugmaschinen den Wunsch, mittels eines einfachen Vorgehens sowohl energieeffiziente als auch wirtschaftliche Maßnahmen abzuschätzen. Zu diesem Zweck wurden Berechnungsvorschriften für einige wesentliche Energieeffizienzmaßnahmen ermittelt, anhand derer eine solche Vorabschätzung möglich ist.

Hierzu müssen allgemeine Nutzungsprofile einzelner Energieverbraucher definiert werden. Zunächst werden aus diesem Grund folgende typische Arbeitsformen und somit Betriebsmitteleinsatzzeiten unterschieden:

- 1-Schicht-Betrieb (8 h pro Tag, 5 Arbeitstage pro Woche)
- 2-Schicht-Betrieb (16 h pro Tag, 5 Arbeitstage pro Woche)
- 3-Schicht-Betrieb (24 h pro Tag, 7 Arbeitstage pro Woche)

Die Arbeitsform eines produzierenden Betriebs wirkt sich über die grundsätzliche Betriebsmitteleinsatzzeit auch auf die Verteilung der zeitlichen Auslastung aus. Dies zeigt auch ein Beitrag von Brecher et. al. [10], der untersucht, wie sich die Seriengröße auf die Verteilung der zeitlichen Auslastung einer Werkzeugmaschine auswirkt (Abbildung II-34). Grundsätzlich ist zu beobachten, dass sich mit steigender Seriengröße die Wartezeiten verringern und die Zeitanteile der Spanabhebung zunehmen.

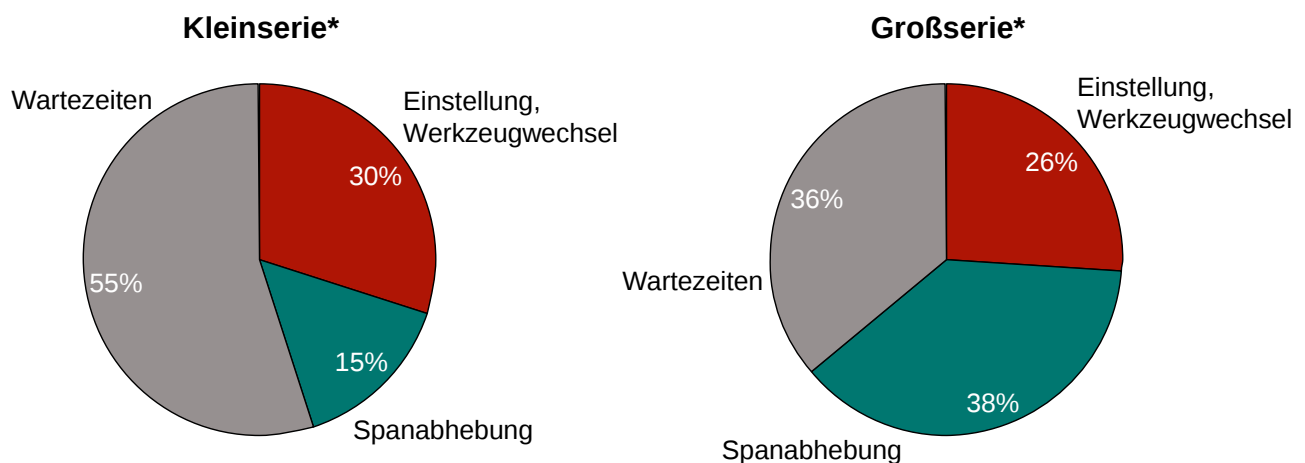


Abbildung II-34: Verteilung der zeitlichen Auslastung von spanenden Werkzeugmaschinen in der Klein- und Großserie [10]

Werden die Ergebnisse der obigen Untersuchungen auf die Arbeitsformen des 1, 2 oder 3-Schicht-Betriebs übertragen, ergibt sich die Verteilung der zeitlichen Auslastung einer Werkzeugmaschine in Stunden pro Jahr, wie in Tabelle II-9 gezeigt. Für die weiteren Berechnungen wird die Annahme getroffen, dass ein 1-Schicht-Betrieb tendenziell einer Kleinserie zuzuordnen ist, ein 3-Schicht-Modell eher in Großserienfertigungen aufzufinden ist und ein 2-Schicht-Betrieb eine Zwischenform darstellt.

Tabelle II-9: Verteilung der zeitlichen Auslastung einer Werkzeugmaschine abhängig von der Produktionsform

	AT pro Woche	Einsatzstunden pro Tag	Wochen pro Jahr	Spanabhebung	Einstellung / Werkzeugwechsel	Wartezeit	Spanabhebung	Einstellung, Werkzeugwechsel	Wartezeit
1-Schicht	5	8	52	15%	30%	55%	312	624	1.144
2-Schicht	5	16	52	27%	28%	46%	1.102	1.165	1.893
3-Schicht	7	24	52	38%	26%	36%	3.320	2.271	3.145

Im Folgenden werden verschiedene Energieeffizienzmaßnahmen beschrieben, die sich auf die vorab beschriebene zeitliche Auslastung von Werkzeugmaschinen, abhängig von der Arbeitsform beziehen. Um Energieeffizienzpotenziale darzustellen, muss eine Konfiguration eines Standards für verschiedene Verbrauchsgruppen definiert werden. Hierzu wird der Stand der Technik der Demonstratormaschine vor den energieeffizienten Umbauten betrachtet. Aus Sicht der Energieeffizienz sind alle beschriebenen Maßnahmen zu empfehlen.

Die nachfolgend beschriebenen Vorgehensweisen helfen, die Wirtschaftlichkeit der Energieeffizienzmaßnahmen darzustellen. Hierzu werden die abgeschätzten potenziellen Energieeinsparungen den Investitionskosten gegenübergestellt.

3.1. Energiebedarfsreduktion im Hochdruckkühlschmierstoffsystem

Als Standardtechnologie für ein Hochdruck-Kühlschmierstoffsystem wird von einer in der Drehzahl unregulierten Hochdruckpumpe ausgegangen. Sie stellt in Zusammenarbeit mit einem Druckbegrenzungsventil einen konstanten Druck im Hochdruck-Kühlschmierstoffsystem (HD-KSS-System) sicher. Sobald an der Werkzeugmaschinensteuerung die Freigabe für das Kühlschmierstoffsystem erteilt wird, befindet sich die Hochdruckpumpe im drucklosen Umlauf.

Während von solchen unreguliert angetriebenen Hochdruckpumpen immer ein konstanter Volumenstrom gefördert wird, hängt der Volumenstrombedarf von der Anzahl und dem Durchmesser der Kühlkanäle des mit HD-KSS versorgten Zerspanungswerkzeuges ab. Das Zerspanungswerkzeug ist in diesem Fall einer Drossel im hydraulischen System gleichzusetzen. Je kleiner die Drosselfläche ist, desto geringer ist auch der Volumenstrom, der bei einem konstanten Druck durch das Werkzeug (Drossel) gefördert wird. Der konstante Systemdruck wird durch ein Druckbegrenzungsventil gewährleistet. Das Druckbegrenzungsventil kommt zum Einsatz, wenn die Durchflussmenge durch ein Werkzeug geringer ist als der von der Pumpe geförderte Volumenstrom. Das Öffnen des Druckbegrenzungsventils verhindert einen Anstieg des Systemdrucks über einen vordefinierten Maximalwert. Der überschüssige Volumenstrom wird schließlich über einen Bypass abgeführt, sodass die Summe der Durchflussmengen im Werkzeug und im Bypass dem Fördervolumen der Pumpe entspricht. Die Minimierung dieses Volumenstromüberschusses im Bypass während der Nutzung des HD-KSS-Systems ist ein wichtiger Hebel zur Senkung des Energiebedarfs. Weiteres Einsparpotenzial birgt sich im Betriebsmodus des drucklosen Umlaufs. Durch das Hochfahren der Hochdruckpumpe, ausgelöst durch die Kühlschmierstofffreigabe an der Maschinensteuerung, wird von der Hochdruckpumpe Energie aufgenommen, obwohl der geförderte Volumenstrom im Zerspanungsprozess nicht verwendet wird.

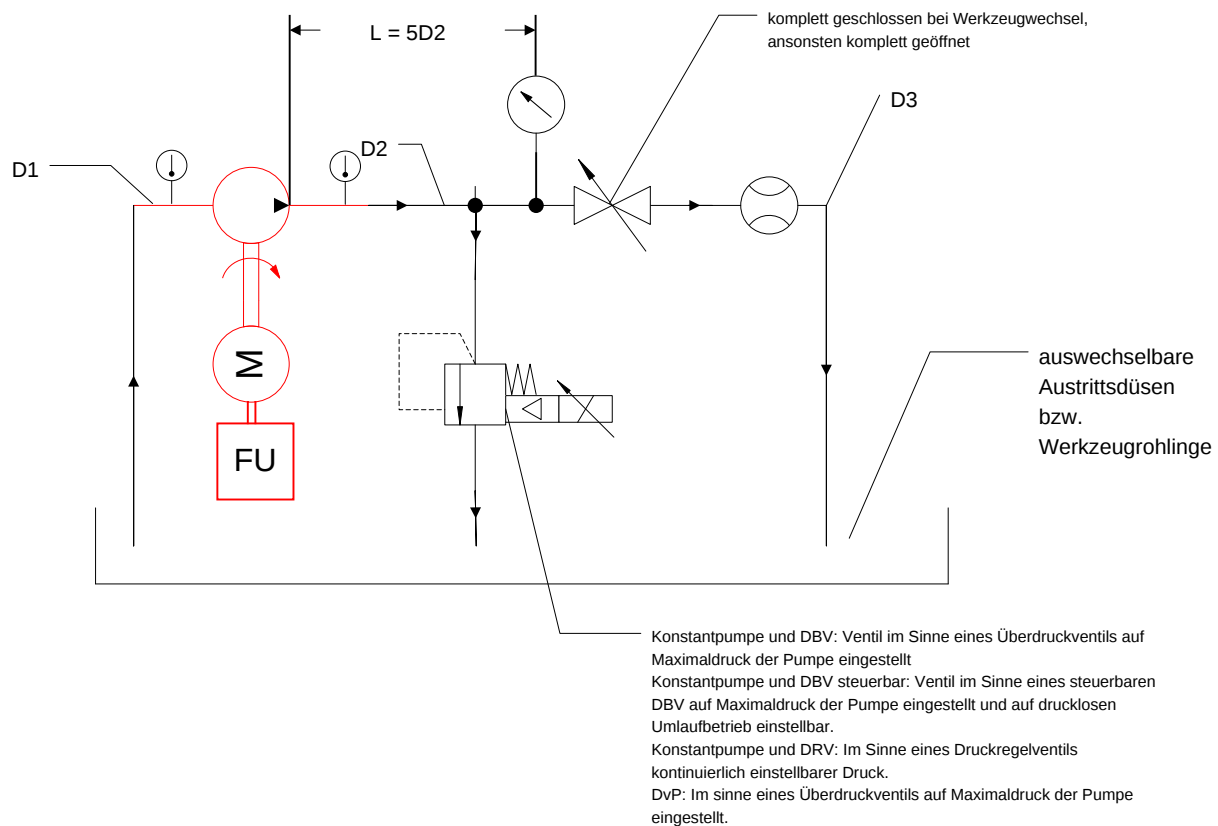


Abbildung II-35: Skizze eines typischen Hochdruck-Kühlschmierstoffsystems mit Überdruckventil und Bypass

Das im Rahmen dieser Abschätzungsmethode betrachtete Energieeffizienzpotenzial ergibt sich somit aus der Minimierung der Durchflussmengen durch den Bypass während der Nutzung von HD-KSS und während des drucklosen Umlaufs. Eine Drehzahlregelung der Hochdruckpumpe bewirkt, dass die Fördermengen der Hochdruckpumpe und der Kühlschmiermittelbedarf am Werkzeug bei einem gegebenen Soll-Systemdruck angeglichen werden. Somit muss das Überdruckventil nicht öffnen und es wird kein Volumenstrom durch den Bypass abgeführt. Eine Anpassung der Maschinensteuerung bewirkt zudem, dass die Hochdruckpumpe ausgeschaltet bleibt, solange kein Bedarf für HD-KSS besteht. Bei dieser Maßnahme ist jedoch die maximal zulässige Einschalthäufigkeit des elektrischen Antriebs der Pumpe zu berücksichtigen. Eine Drehzahlregelung des Pumpenantriebs kann die schädlichen Anlaufströme absenken und hierdurch die maximale Einschalthäufigkeit erhöhen. Für eine Abschätzung der Wirtschaftlichkeit dieser Energieeffizienzmaßnahmen ist ein 5-stufiges Vorgehen notwendig.

3.1.1. 1. Stufe: Ermittlung des Nutzungsprofils der Werkzeugmaschine

Zunächst muss der Anwender die anteilige Verteilung der zeitlichen Auslastung der zu betrachteten Werkzeugmaschine ermitteln. Darüber hinaus ist die Arbeitsform (1-Schicht, 2 Schicht oder 3-Schicht) auszuwählen. Hierfür kann der Anwender auf die in Tabelle II-9 dargestellte Verteilung zurückgreifen und die entsprechenden Werte anpassen. Zusätzlich muss durch den Anwender definiert werden, zu welchem Anteil der Gesamtzeit der Spanabhebung das Hochdruck-Kühlschmierstoffsystem für den Zerspanungsprozess genutzt wird.

3.1.2. 2. Stufe: Eingabe der Pumpenkennwerte, des Energiepreises und der Sollamortisationszeit der Investition

Zur Berechnung der hydraulischen Leistung der Hochdruckpumpe ist die Eingabe des Soll-Arbeitsdrucks und des maximalen Volumenstroms der Pumpe bei 50 Hz Speisefrequenz des Antriebs erforderlich. Die entsprechenden Werte können in der Regel dem Hydraulikplan einer Werkzeugmaschine entnommen werden. Durch die Eingabe eines Energiepreises und einer

Sollamortisationszeit, kann im weiteren Verlauf die Wirtschaftlichkeit der betrachteten Maßnahme auf Basis einer statischen Amortisationsrechnung dargestellt werden. Zusätzlich ist ein Wirkungsgrad des Elektromotor-Pumpe-Systems abzuschätzen. Moderne Schraubenspindelpumpen mit effizienten Antrieben erreichen hier einen Gesamtwirkungsgrad über den gesamten Arbeitsbereich von ca. 60-75%. Im Rahmen der Methode wurde ein Wirkungsgrad von 70% vordefiniert. Auf Basis der ermittelten Daten wird der elektrische Leistungsbedarf der Pumpe für die nachfolgend zu definierenden Nutzungsweisen ermittelt.

Tabelle II-10: Zusammenstellung aller notwendigen Informationen aus Stufe 1 und 2

Stufe 1	Nutzungsprofil	3-Schicht	
	Anteil von Zerspanungsprozessen mit HD-KSS	33%	
Stufe 2	Maximaldruck HD-System	50,0	[bar]
	Volumenstrom Pumpe	37,0	[l/min]
	Energiepreis	0,10	[€/ kWh]
	Sollamortisationszeit	2,0	[Jahre]
	Gesamtwirkungsgrad Motor-Pumpe-System	70%	
	Hydraulische Förderleistung	3,1	[kW]
	Elektrischer Leistungsbedarf	4,4	[kW]

3.1.3. 3. Stufe: Konfiguration des drucklosen Umlaufs

Ausgehend von Stufe 1 ergeben sich die Betriebsmittelnutzungszeiten in den Zuständen Spanabhebung, Einstellung / Werkzeugwechsel und Wartezeit. Zunächst ist diesen Informationen hinzuzufügen, ob in den jeweiligen Betriebsmodi ein druckloser Umlauf bei Nichtverwendung von HD-KSS berücksichtigt werden soll.

Tabelle II-11: Verteilung der Betriebsmittelnutzung sowie jeweilige Berücksichtigung eines „Drucklosen Umlaufs“

Stufe 3	Betriebszustand der Werkzeugmaschine	Betriebsmittel-nutzungszeit	Einheit	Drucklosen Umlauf berücksichtigen
	Spanabhebung	3319,7	[Stunden/Jahr]	Ja
	Einstellung/ Werkzeugwechsel	2271,4	[Stunden/Jahr]	Ja
	Wartezeit	3145,0	[Stunden/Jahr]	Ja

3.1.4. 4. Stufe: Ermittlung des reduzierten Leistungsbedarfs durch ein optimiertes System

Um die Einsparpotenziale eines optimierten Kühlschmierstoffsystems abzuschätzen, müssen geeignete Annahmen für eine Nutzung des HD-KSS-Systems während aller Betriebsmodi getroffen werden. Hierzu wurden vier Nutzungsweisen vordefiniert:

1. Verwendung großer Werkzeuge: Große Werkzeuge erfordern die maximale Leistung der Hochdruckpumpe.
2. Mittelhochgroße Werkzeuge: Die Kühlkanalfläche wurde 50% kleiner abgeschätzt als diejenige großer Werkzeuge. Die notwendige hydraulische Leistung zur Versorgung dieser Werkzeuge ist um ca. 30% geringer.
3. Kleine Werkzeuge: Als kleine Werkzeuge wurden solche zusammengefasst, deren gesamte Kühlkanalfläche um den Faktor 4 kleiner ist als bei großen Werkzeugen. Die erforderliche hydraulische Leistung reduziert sich hierdurch bei gleichem Druck um ca. 50%.
4. Druckloser Umlauf: In einem drucklosen Umlauf sind lediglich die Druckhöhenverluste der Rohrleitung und Ventile im Umlaufsystem zu überwinden. Bei konstantem Fördervolumen wird die erforderliche hydraulische Leistung auf 15% der Maximalleistung abgeschätzt.



Abbildung II-36: Darstellung der inneren Kühlkanäle eines Zerspanungswerkzeuges

Zur Durchführung der Methode wurde eine gleichverteilte Nutzung von kleinen, mittleren und großen Werkzeugen angenommen. Bei einem Standardbearbeitungszentrum für die Zerspanung von Zylinderköpfen im Automobilbau können beispielsweise folgende Bereiche eingeteilt werden:

- kleine Werkzeuge jene Zerspanungswerkzeuge bis zu einem Durchmesser von 25 mm,
- mittlere Werkzeuge bis zu einem Durchmesser von 63 mm
- und große Werkzeuge mit einem Durchmesser größer 63 mm.

Da diese Einteilung jedoch stark von der Größe und dem Nutzungszweck der Werkzeugmaschine abhängt, ist die Einteilung in Abhängigkeit des anteilig notwendigen hydraulischen Leistungsbedarfs zweckmäßig. Für die Kalkulation ist zudem vom Anwender die Verteilung des Nutzungsanteils der jeweiligen Werkzeuggröße zu überprüfen, um möglichst exakte Abschätzungen zu erhalten.

Tabelle II-12: Ermittlung des Leistungsbedarfs des HD-KSS-Systems durch die Optimierungsmaßnahmen

Stufe 4		Nutzungsanteil während der Zerspanung	Erforderlicher hydraulischer Leistungsbedarf	Elektrischer Leistungsbedarf des konventionellen Systems	Leistungsbedarf nach Optimierung
	Nutzungsanteil Druckloser Umlauf	67%	15%	0,66 kW	0,00 kW
	Nutzungsanteil kleiner Werkzeuge	11%	50%	4,40 kW	2,20 kW
	Nutzungsanteil mittlerer Werkzeuge	11%	70%	4,40 kW	3,08 kW
	Nutzungsanteil großer Werkzeuge	11%	100%	4,40 kW	4,40 kW

3.1.5. 5. Stufe: Ermittlung des jährlichen Energiebedarfs und des maximal empfohlenen Investitionsbetrags

Unter Berücksichtigung der Stufen 1-4 wird abschließend der jährliche Energiebedarf des konventionellen Systems und des optimierten Systems ermittelt. Hieraus ergibt sich die errechnete anteilige Reduktion des Energiebedarfs durch die Optimierungen. Basierend auf den in Stufe 1 angegebenen Werten für die Sollamortisationsdauer und die Energiekosten kann zudem eine Aussage über den maximalen zulässigen Investitionsbetrag getroffen werden.

Tabelle II-13: Abschätzung der Energieeinsparung durch Optimierung und Ermittlung des maximal empfohlenen Investitionsbetrags

Stufe 5	Energiebedarf konventionelles System	9.874	[kWh /Jahr]
	Energiebedarf optimiertes System	3.539	[kWh /Jahr]
	Energiebedarfsreduktion	64%	
	Maximaler empfohlener Investitionsbetrag	1.267	[€]

Eine Normierung der Einsparungen auf die hydraulische Förderleistung des Pumpensystems ermöglicht darüber hinaus eine schnelle Übersicht für wirtschaftliche Investitionen in Energieeffizienzmaßnahmen. Unter Annahme der Gültigkeit der vordefinierten Daten ergeben sich

hieraus die in Abbildung II-37 dargestellten Bereiche mit positivem Kapitalwert, abhängig von der Einsatzzeit der Werkzeugmaschine.

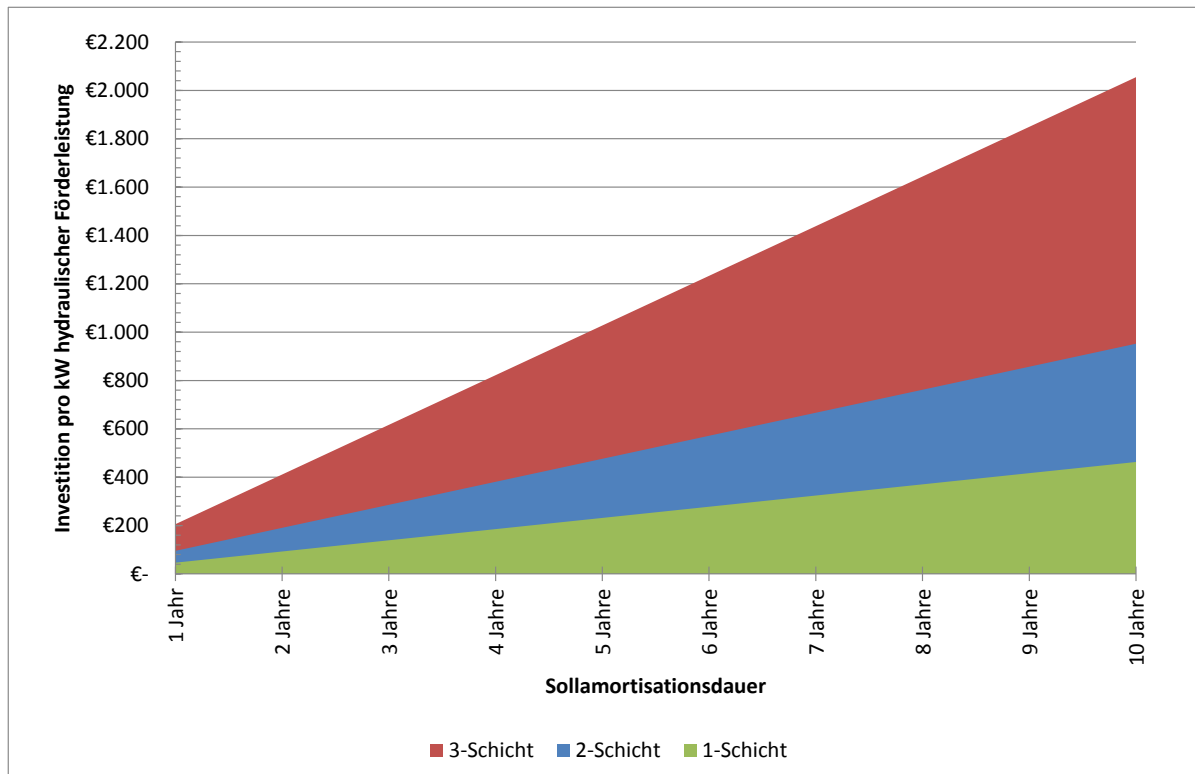


Abbildung II-37: Bereiche mit positivem Kapitalwert für eine Umsetzung der Energieeffizienzmaßnahme unter Annahme verschiedener Nutzungsszenarien

Ein Anwender, der seinen Anwendungsfall mit der ermittelten Datenbasis vergleichen kann, ist mithilfe dieser Grafik in der Lage, eine erste Abschätzung zu treffen, bis zu welcher Summe eine Investition in Energieeffizienzmaßnahmen wirtschaftlich ist. Beispielsweise ist ein einem 3-Schicht-Betrieb einer Werkzeugmaschine eine Investition bis zu einem Betrag von 600 € pro kW hydraulischer Förderleistung als wirtschaftlich einzuschätzen, wenn die Sollamortisationsdauer 3 Jahre betragen soll. Um hieraus den empfohlenen Gesamtbetrag der Investition abzuschätzen, muss der Anwender diesen Betrag mit der erforderlichen Förderleistung multiplizieren. Die Ermittlung der Förderleistung erfolgt hierzu mit nachfolgender Rechenvorschrift:

$$P_{hydraulisch} = \frac{p \cdot \dot{V}}{600} [kW]$$

$$p = \text{Systemmaximaldruck [bar]}$$

$$\dot{V} = \text{Fördervolumenstrom} \left[\frac{l}{min} \right]$$

Bei Hochdrucksystemen, die eigens über eine Niederdruckpumpe im Vorlauf mit Kühlschmierstoff versorgt werden, können darüber hinaus weitere Einsparungen erzielt werden. Grundsätzlich ist hierbei ebenfalls das Vorhandensein des drucklosen Umlaufs zu prüfen. Sofern keine technischen Rahmenbedingungen gegen eine Abschaltung der Niederdruckpumpe in Phasen ohne Nutzung des Hochdrucksystems sprechen, ist eine Aussetzung des drucklosen Umlaufs zu empfehlen.

Zusammenfassend führen folgende Aspekte zu einer Verkürzung der Amortisation der Energieeffizienzmaßnahme:

- Lange Verweildauer der Hochdruckpumpe im Modus druckloser Umlauf
- Hohe jährliche Betriebsmittelnutzung

- Einsatz von Werkzeugen mit unterschiedlichem Kühlkanaldurchmesser und ein hoher Nutzungszeitanteil von Werkzeugen mit kleinem Kühlkanaldurchmesser
- Möglichkeit den Versorgungsdruck in einzelnen Zerspanungsprozessen abzusenken
- Steigende Energiepreise

3.2. Energieeffizienz in Hydrauliksystemen mit Speicherladeschaltung

Als Standardtechnologie für ein Hydrauliksystem wird im Weiteren von einer (drehzahl)unregelmäßigen Hydraulikpumpe ausgegangen, die in Zusammenarbeit mit einem Hydraulikspeicher einen konstanten Druck im Hydrauliksystem sicherstellt. Die Hydraulikpumpe versorgt hierbei den Druckspeicher mit Hydrauliköl, sobald ein unterer Schalterpunkt unterschritten wird. Der Hydraulikspeicher wird anschließend bis zum Erreichen eines oberen Schalterpunktes geladen. Zwischen zwei Nachladezyklen befindet sich die Hydraulikpumpe im drucklosen Umlauf.

Das Nachspeisen von Hydrauliköl vom Hydraulikdruckspeicher in das Hydrauliksystem ist immer dann erforderlich wenn ein hydraulischer Aktuator betätigt wurde. Zusätzlich führen Leckagen im System dazu, dass auch ohne Betätigung einer Hydraulikfunktion der Druckspeicher durch die Pumpe aufgefüllt werden muss. Für ein Hydrauliksystem mit einer Standard-Speicherladeschaltung ergeben sich somit zunächst zwei Energieeffizienzoptionen. Durch einen Aussetzbetrieb der Hydraulikpumpe kann zum einen der Energiebedarf für den drucklosen Umlauf eingespart werden. Zum anderen kann die Leckage im Gesamtsystem durch den Einsatz von leakagefreien Ventilen minimiert werden.

3.2.1. Abschaltbetrieb der Hydraulikpumpe

Zur Berechnung des maximal empfohlenen Investitionsbetrags in das Hydrauliksystem muss zunächst sichergestellt werden, dass mit den geplanten Maßnahmen auch tatsächlich ein Abschaltbetrieb umgesetzt werden kann. Dies wird durch die zulässige Leeranlaufhäufigkeit des elektrischen Antriebs der Hydraulikpumpe begrenzt. Beim Anlaufen des elektrischen Antriebs entstehen kurzzeitig hohe Anlaufströme, die zu einer Erwärmung des Motors beitragen. Die Begrenzung der Leeranlaufhäufigkeit sichert, dass die maximale Motortemperatur nicht überschritten wird. Grundsätzlich lässt sich festhalten, dass die zulässige Schaltheufigkeit mit sinkender Motornennleistung zunimmt. Gleiches bewirkt eine höhere Polzahl. Weitere Maßnahmen sind der Einsatz eines Sanftanlaufs oder ein druckloses Anfahren der Pumpe. Die Schaltheufigkeit für elektrische Antriebe kann Datenblättern der Hersteller entnommen werden. Um einen Abschaltbetrieb statt dem drucklosen Umlauf umzusetzen, muss durch eine ausreichende Dimensionierung des Druckspeichers gewährleistet sein, dass die zulässige Einschalthäufigkeit im Betrieb des Hydrauliksystems nicht unterschritten wird.

Um die maximale Investitionshöhe zu bestimmen, die zur Umsetzung eines Abschaltbetriebs wirtschaftlich ist, muss zunächst das Nutzungsprofil der Werkzeugmaschine bestimmt werden. Hierbei kann auf die vordefinierten Profile aus Tabelle II-9 zurückgegriffen werden. Überdies ist zu definieren, ob das betrachtete Hydrauliksystem in Wartezeiten eingeschaltet bleibt, oder ob hier bereits ein Standby-Betrieb für das Hydrauliksystem vorgesehen ist.

Im zweiten Schritt muss ermittelt werden, wie hoch der Leistungsbedarf der Hydraulikpumpe im drucklosen Umlauf ist. Einige Hersteller von Hydraulikpumpen bieten hierzu in den Datenblättern der Pumpen bereits ausreichend Informationen an. Hierin sind Angaben zur minimal erforderlichen Antriebsleistung der Pumpe bei einem Δp von 0 bar enthalten. Hierbei ist darauf zu achten, ob die Angabe auf Motor und Pumpe bezogen ist oder nur auf die Wellenleistung der Pumpe. Trifft letzteres zu, muss zusätzlich noch der Wirkungsgrad des elektrischen Antriebs abgeschätzt werden. Als Richtwert für moderne elektrische Antriebe wird im Rahmen der Berechnungsmethode von einem Wirkungsgrad von 90% ausgegangen. Zusätzlich sind die Energiekosten und die Sollamortisationszeit anzugeben, um eine statische Amortisationsrechnung durchzuführen.

Tabelle II-14: Vorgehen zur Abschätzung des Energieeinsparpotenzials und zur Abschätzung des maximalen Investitionsbetrags zur Umsetzung eines Aussetzbetriebs der Hydraulikpumpe

	Betriebszustand der Werkzeugmaschine	Betriebsmittelnutzungszeit	Einheit	Betriebszustand d Hydraulik
	Nutzungsprofil	3-Schicht		
Stufe 1	Spanabhebung	3319,7	[Stunden/Jahr]	Eingeschaltet
	Einstellung/ Werkzeugwechsel	2271,4	[Stunden/Jahr]	
	Wartezeit	3145,0	[Stunden/Jahr]	Eingeschaltet
Stufe 2	Leistungsbedarf der Pumpe im Drucklosen Umlauf	0,75	[kW]	
	Elektrischer Leistungsbedarf im Drucklosen Umlauf	0,83	[kW]	
	Anteil des Drucklosen Umlaufs an der Betriebsmittelnutzungszeit	90%		
	Energiepreis	0,10	[€/ kWh]	
	Sollamortisationszeit	3,0	[Jahre]	
Stufe 3	Energieeinsparpotenzial	6.552	[kWh /Jahr]	
	Maximaler empfohlener Investitionsbetrag	1.966	[€]	

In Stufe 3 kann mit den verfügbaren Informationen das Energieeinsparpotenzial und basierend auf der Sollamortisationszeit auch der maximal empfohlene Investitionsbetrag ermittelt werden. In dieser Kalkulation sind zusätzliche Einspareffekte, die gegebenenfalls auftreten können nicht enthalten. Durch die Realisierung eines Aussetzbetriebs für die Speicherladeschaltung kann gegebenenfalls auf eine aktive Kühlung des Hydrauliksystems verzichtet werden.

3.2.2. Leckageminimierung im Hydrauliksystem

Zur Abschätzung der empfohlenen Investitionshöhe zur Minimierung der Leckageverluste im Hydrauliksystem müssen die Kosten für den Leckagevolumenstrom ermittelt werden. Zunächst sind, wie bei Stufe 1 des Vorgehens zur Abschätzung des maximalen Investitionsbetrags zur Umsetzung eines Aussetzbetriebs der Hydraulikpumpe die Betriebsmittelnutzungszeiten zu ermitteln. Anschließend ist die Verlustleistung durch die Hydraulikölleckage zu ermitteln. Hierzu muss zunächst der obere Schaltpunkt p_2 und untere Schaltpunkt p_1 der Speicherhysterese ausgelesen werden. Dies kann entweder aus dem Hydraulikplan der Maschine entnommen werden oder von einem eventuell vorhandenen Drucksensor im Hydrauliksystem abgelesen werden. Zusätzlich sind der Speicherfülldruck p_0 und das Speichervolumen V_0 zu ermitteln. Der Leckagevolumenstrom in einer Speicherladeschaltung ist leicht zu ermitteln, wenn das Hydrauliksystem eingeschaltet ist und keine Funktion hydraulisch betrieben wird. Hierzu ist die Zeitspanne zwischen zwei Nachladezyklen zu messen. Aus den vorhandenen Informationen kann mit Hilfe der nachfolgenden Speicherformel das nutzbare Volumen ΔV des Hydraulikspeichers ermittelt werden:

$$\Delta V = V_0 \left(\frac{p_0}{p_1} \right) \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\hat{\epsilon}}} \right]; \hat{\epsilon} = 1,4 \text{ (adiabatische Verdichtung)}$$

Mit den zusätzlichen Angaben zum Energiepreis und der Sollamortisationszeit kann abschließend das Energieeinsparpotenzial und der maximale empfohlene Investitionsbetrag in ein leckageminimiertes Hydrauliksystem ermittelt werden.

Tabelle II-15: Vorgehen zur Abschätzung des maximal empfohlenen Investitionsbetrags in ein leckageminimiertes Hydrauliksystem

Stufe 1	Betriebszustand der Werkzeugmaschine	Betriebsmittelnutzungszeit	Einheit	Betriebszustand Hydraulik
	Nutzungsprofil	3-Schicht		
	Spanabhebung	3319,7		
	Einstellung/ Werkzeugwechsel	2271,4		
	Wartezeit	3145,0		
Stufe 2	Oberer Schalterpunkt der Speicherhysterese	120	[bar]	Eingeschaltet
	Unterer Schalterpunkt der Speicherhysterese	110	[bar]	
	Fülldruck des Druckspeichers	90	[bar]	
	Speichervolumen V_0	10,0	[liter]	
	Zeitdauer zwischen zwei Nachladezyklen im Maschinen-stand-by	28	[sec]	
	Energiepreis	0,10	[€/ kWh]	
	Sollamortisationszeit	3,0	[Jahre]	
Stufe 3	Energieeinsparpotenzial	1.769	[kWh /Jahr]	
	Maximaler empfohlener Investitionsbetrag	531	[€]	

3.3. Bedarfsgerechte Bereitstellung von Kühlleistung

Das häufigste anzutreffende Betriebsweise für Kühlsysteme ist die 2-Punkt-Regelung. Diese Systeme erlauben eine Anpassung an den tatsächlichen Bedarf an Kühlleistung. Steigt der Bedarf, wird dieser durch eine höhere Schalzhäufigkeit des Kompressors gedeckt. Sinkt der Bedarf, verlängert sich die Intervalldauer zwischen zwei Aktivierungen des Kühlkompressors.

Bei Rückkühlsystemen, die eine sehr genaue Temperaturführungen erlauben ($\pm 0,5K$ bis $\pm 0,1K$) ist, wie zuvor bereits beschrieben, eine Temperaturregelung mit Heißgas-Bypass-Ventilen das Standardkühlsystem.

Rückkühlsysteme sind darauf ausgelegt, eine maximale Verlustleistung einer Werkzeugmaschine zu kühlen.

Die für die Auslegung der Kühlung wichtigste zu kühlende Baugruppe ist in der Regel der Hauptspindelantrieb. Die Verlustleistung der Spindel und somit die Leistung, die vom Rückkühlaggregat für eine konstante Temperatur im Rückkühlkreislauf aufgebracht werden muss, richtet sich nach dem Lastprofil der Hauptspindel. Betrachtet man die Lastkurven einer Werkzeugmaschinen-spindel, befindet sich die Spindel im Wesentlichen im Teillastbetrieb. Die Maximallast tritt vorwiegend während der Beschleunigung der Spindel auf die Solldrehzahl und während des Abbremsvorgangs nach einem Bearbeitungsschritt auf. Dies zeigt, dass ein Rückkühlsystem welches sich an den Bedarf an Rückkühlleistung anpassen kann deutliche Effizienzsteigerungen gegenüber einem Heißgas-Bypass-System verspricht. Systeme, die eine Anpassung erlauben sind beispielsweise eine Inverter-Regelung oder eine 2-Punkt-Regelung mit Kaltwasserbeimischung.

Der durchschnittliche Leistungsbedarf eines Rückkühlaggregats kann mit 40% der erforderlichen Maximalleistung abgeschätzt werden. Das Energieeffizienzpotenzial eines Rückkühlsystems ergibt sich somit aus der Fähigkeit die Rückkühlleistung an diesen Teillastbetrieb anzupassen.

Zur Abschätzung eines empfohlenen maximalen Investitionsbetrags in eine solche Energiespartechnologie muss zunächst die Betriebsmittelnutzungszeit ermittelt werden. Wie zuvor erläutert, kann hierzu auf die vordefinierten Werte aus Tabelle II-9 zurückgegriffen werden, wobei diese nutzerspezifisch angepasst werden sollten. Zur Berechnung des Energieeinsparpotenzials muss zudem definiert werden, in welchem Zustand sich das Rückkühlaggregat in den jeweiligen Betriebsmodi befindet. Als Abschätzung für den Leistungsbedarf des Rückkühlsystems in Zeiten, in

denen die Hauptspindel keine Verlustleistung erzeugt, wurde der Leistungsbedarf auf 10% der Maximalleistung abgeschätzt. Unter Eingabe des maximal erforderlichen Leistungsbedarfs des Rückkühlaggregats unter Volllast, der Festlegung eines Kalkulationspreises für die Energiekosten und der Angabe einer Sollamortisationsdauer der Investition, kann abschließend das Energieeinsparpotenzial und die maximale empfohlene Investitionshöhe ermittelt werden.

Tabelle II-16: Vorgehen zur Abschätzung des maximal empfohlenen Investitionsbetrags in eine bedarfsgerechte Bereitstellung von Rückkühlleistung

Energieeffizienzpotenzial einer bedarfsgerechten Erzeugung von Rückkühlleistung			
Stufe 1	Betriebszustand der Werkzeugmaschine	Betriebsmittel-nutzungszeit	Einheit
	Nutzungsprofil	3-Schicht	
	Spanabhebung	3319,7	
	Einstellung/ Werkzeugwechsel	2271,4	
	Wartezeit	3145,0	
Stufe 2	Leistungsbedarf des Rückkühlaggregats im Nennpunkt	6,00	[kW]
	Abschätzung des durchschnittlichen Leistungsbedarfs	40%	
	Energiepreis	0,10	[€/ kWh]
	Sollamortisationszeit	3,0	[Jahre]
Stufe 3	Energieeinsparpotenzial	11.951	[kWh /Jahr]
	Maximaler empfohlener Investitionsbetrag	3.585	[€]

4. Modellierung der Funktionsmodule und Berechnungsgrundlagen zur Bestimmung des Energieverbrauchs

Die Modellierung der Funktionsmodule ist ein wesentliches Arbeitsergebnis im Forschungsprojekt MaxiEM und ausführlich [2] dargestellt. Nachfolgend wird auf die Berechnung des Energiebedarfs der wichtigsten Funktionsmodule eingegangen.

4.1. Niederdruckkühlschmierstoffanlage

Niederdruckpumpen im KSS-Bereich von Werkzeugmaschinen sind vorwiegend Kreiselpumpen. Diese gehören zur Gruppe der Strömungsmaschinen. Der Leistungsbedarf einer Niederdruckpumpe wird ausschließlich vom Arbeitspunkt der Pumpe bestimmt. Dieser Arbeitspunkt liegt im Schnittpunkt der Anlagenkennlinie und der Pumpenkennlinie. Die Pumpenkennlinie gibt an, welcher Volumenstrom bei welchem Druck gefördert wird. Die Leistungsaufnahme der Pumpe ist ebenfalls direkt an den Arbeitspunkt gebunden. Jede ND-Pumpe besitzt ein eigenes Kennfeld, wie es beispielhaft in Abbildung II-38 gezeigt ist.

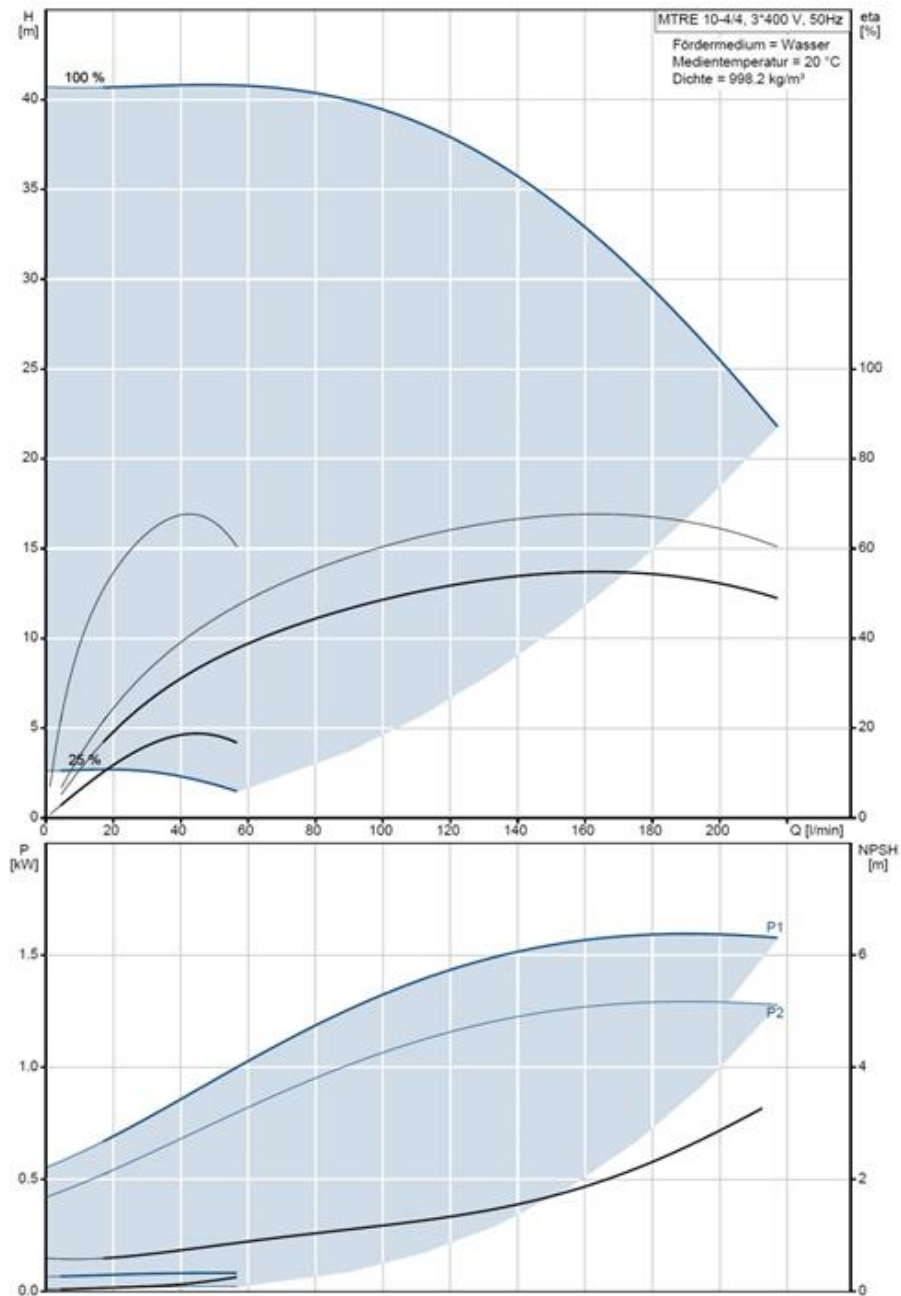


Abbildung II-38: Kennfeld einer Niederdruckpumpe (Grundfos MTRE 10-4/4)

Die in der Abbildung angegebenen Größen Head (H) und Volume flow (Q) werden für die spätere Berechnung benötigt. H stellt dabei die Förderhöhe in m dar und lässt sich mittels der Gleichung

$$\Delta p = H * \tilde{n} * g$$

in einen Druckunterschied Δp überführen. Q ist der geförderte Volumenstrom $\dot{V}$ der Pumpe in $\frac{l}{min}$. Die Kennlinie der elektrischen Anschlussleitung der Pumpe, mit der der Leistungsbedarf im Betriebspunkt ermittelt werden kann, ist wesentlicher Bestandteil der Berechnungen. Der Leistungsbedarf kann anhand einer 100%-Kennlinie, d. h. einer H-Q-Kennlinie bei Volllast der Pumpe ermittelt werden. Bei der Bestimmung des Leistungsbedarfs werden nachfolgende Ähnlichkeitsbeziehungen angewandt:

$$\frac{\dot{V}_n}{\dot{V}_x} = \frac{n_n}{n_x}$$

$$\frac{p_n}{p_x} = \left(\frac{n_n}{n_x}\right)^2$$

$$\frac{P_{NDn}}{P_{NDx}} = \left(\frac{n_n}{n_x}\right)^3$$

Mithilfe entsprechender Daten aus den Herstellerkennlinien und den Ähnlichkeitsbeziehungen kann der Leistungsbedarf bei verschiedenen Arbeitspunkten der Niederdruckpumpen abgeschätzt werden. Es ist zu beachten, dass nicht jeder Hersteller von Pumpen Kennlinien und andere Daten zu Pumpen in Gänze veröffentlicht. Bei Pumpen anderer Hersteller, bei denen die Kennlinien nicht vorliegen, sind die benötigten Daten für die Pumpe vorab durch Messungen zu ermitteln.

Sind die 100%-Kennlinie und die zugehörige Leistungskurve einer Pumpe bekannt, so kann für jeden Betriebspunkt innerhalb des Betriebsfensters der Pumpe näherungsweise der Leistungsbedarf ermittelt werden. Dies geschieht mit Hilfe der aufgeführten Ähnlichkeitsbeziehungen, welche in Abbildung II-39 nochmals grafisch veranschaulicht werden.

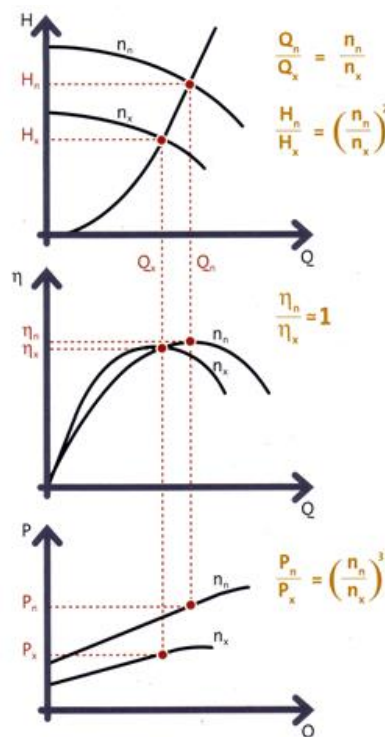


Abbildung II-39: Ähnlichkeitsbeziehungen bei Niederdruckpumpen [11]

4.2. Hockdruckkühlschmierstoffanlage

Hochdruckpumpen sind im Gegensatz zu Niederdruckpumpen keine Strömungsmaschinen, sondern Verdrängermaschinen. Die Bestimmung der Leistung bei Verdrängermaschinen muss über ein Kennfeld erfolgen, da keine Ähnlichkeitsbeziehungen wie bei ND-Pumpen vorliegen.

4.2.1. Ungeregelte Hockdruckpumpen

Beim Betrieb ungeregelter KSS-Hochdruckpumpen wird die Pumpe über einen Motor mit nahezu konstanter Drehzahl direkt am Netz betrieben und fördert ihren gesamten Volumenstrom gegen ein fest eingestelltes Druckregelventil, welches den Soll-Druck kontinuierlich ausregelt. Überschüssiges KSS wird, im Fall der Demonstratormaschine, über das Ventil direkt in die Spänerinne bzw. die Rückförderstation zurückgefördert. Der Volumenstrom Q und die benötigte Wellenleistung $P_{\text{mechanisch}}$ sind direkt von dem eingestellten Druck p abhängig und können aus den Datenblattangaben der Pumpenhersteller gewonnen werden.

Die Hersteller der Schraubenspindelpumpen geben zur Auslegung der Pumpensysteme den Volumenstrom Q als auch die Antriebsleistung $P_{\text{mechanisch}}$ der Pumpe in Abhängigkeit des eingestellten Betriebsdrucks für die verschiedenen Viskositäten von KSS-Emulsion und Schneidöl an. Da Schraubenspindelpumpen mit 2- oder 4-poligen Motoren bei 50 oder 60 Hz betrieben werden, werden entsprechend dieser Spezifikationen Angaben gemacht.

In Abbildung II-40 sind der Volumenstrom und die Wellenleistung exemplarisch für die Schraubenspindelpumpe KTS 32-48 der Firma Knoll aus der Demonstratormaschine bei einer Netzfrequenz von 50 Hz und Antrieb durch einen 2-poligen Motor dargestellt. Die Kennlinien gelten für KSS-Emulsionen mit einer Viskosität von $1 \text{ mm}^2/\text{s}$. Die markierten Punkte stellen die in tabellarischer Form vom Hersteller angegebenen Werte dar. Um auch für Betriebsdrücke zwischen den angegebenen Werten den Volumenstrom und die Wellenleistung berechnen zu können, werden Interpolationsfunktionen ermittelt. Für den Volumenstrom ist es ausreichend 3 Stützstellen bei minimalem, maximalem und mittlerem Druck auszuwählen. Der Graph in Abbildung II-40 zum Volumenstrom, der anhand der mit den schwarzen Dreiecken gekennzeichneten Stützstellen interpoliert wurde, zeigt eine sehr gute Annäherung an die übrigen Wertepaare, die mit den grauen Dreiecken gekennzeichnet sind. Bei der Wellenleistung genügen aufgrund des linearen Zusammenhangs 2 Stützstellen jeweils bei minimalem und maximalem Betriebsdruck zur Bestimmung der Interpolationsfunktion.

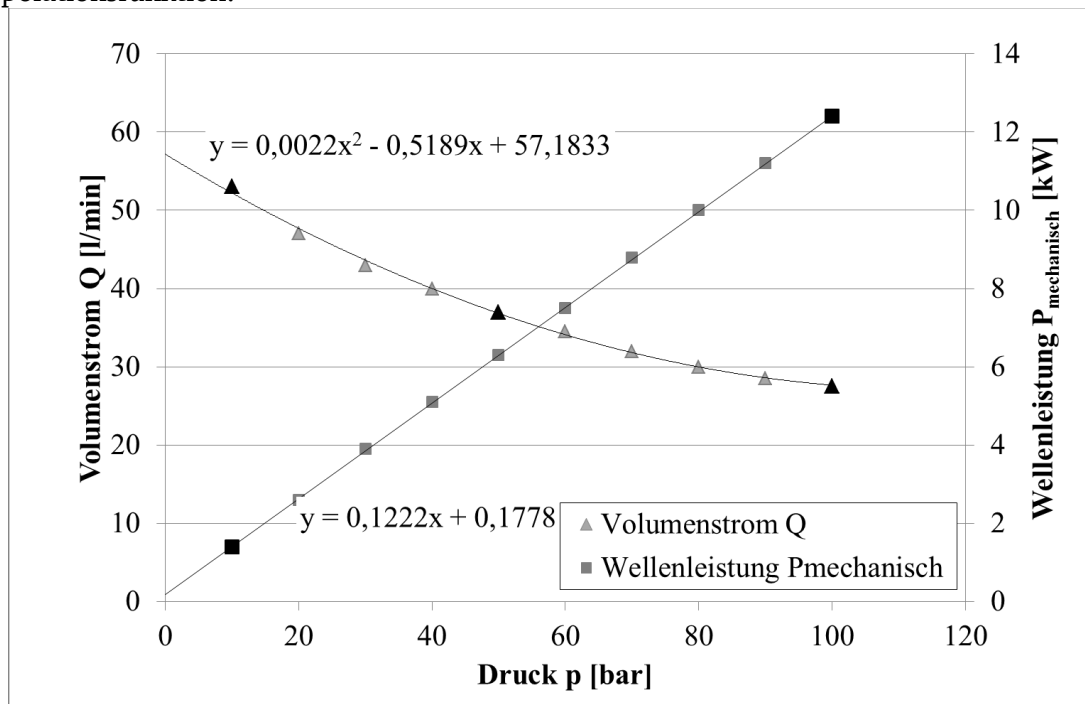


Abbildung II-40: Volumenstrom und Wellenleistung in Abhängigkeit des Betriebsdrucks für eine KTS 32-48 der Firma Knoll in der Demonstratormaschine

Beim Betrieb der Hochdruckpumpe während der Bearbeitung eines Bauteils ist es möglich, durch den Einsatz unterschiedlicher Ventiltechnik den Betriebsdruck zu variieren. Der Einsatz sogenannter Varioventile ermöglicht überdies die Einstellung unterschiedlicher Druckstufen, um den Betriebsdruck an die eingesetzten Werkzeuge anzupassen.

Die durchschnittliche elektrische Leistungsaufnahme und Fördermenge einer Pumpe in den Produktionszuständen m für verschiedene Druckstufen n ergibt sich damit aus folgenden Gleichungen:

$$\bar{P}_{\text{elektrisch,HD},m} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{\text{elektrisch}}(p_i) \cdot t_i}{t_{\text{zyklus},m}}$$

$$\bar{Q}_{\text{HD},m} = \frac{\sum_{i=1}^n Q(p_i) \cdot t_i}{t_{\text{zyklus},m}}$$

Im Produktionszustand „Nutzungszeit“ gilt:

$$t_{\text{zyklus,Nutzungszeit}} = t_{\text{taktzeit}}$$

Um die Zeiten t_i der unterschiedlichen Druckstufen während des Fertigungszustandes „Nutzungszeit“ zu ermitteln, kann eine Zeitstudie herangezogen werden. In der Regel wird der Sollwert des Pumpendrucks unmittelbar nach dem Werkzeugwechsel im nächsten Satz des NC-Programms vorgegeben. In der Demonstratormaschine wird nach dem Zerspanprozess die z-Achse freigefahren. Im nächsten Satz wird die Pumpe abgeschaltet, bevor die Spindel im Eilgang zum Werkzeugwechsler verfahren wird.

In den anderen Produktionszuständen werden Hochdruckpumpen aus- oder in den drucklosen Umlauf geschaltet. Der Druck bei drucklosem Umlauf wird mit p_{du} bezeichnet. Bei abgeschalteter Pumpe wird keine elektrische Leistung aufgenommen und auch kein KSS gefördert. Bei drucklosem Umlauf vereinfachen sich die obigen Gleichungen wie folgt:

$$\bar{P}_{\text{elektrisch,HD,du}} = P_{\text{elektrisch}}(p_{\text{du}})$$

$$\bar{Q}_{\text{HD,du}} = Q(p_{\text{du}})$$

Bei drucklosem Umlauf wird der von der Pumpe zu überwindende Druck vor allem durch das eingesetzte Ventil determiniert. Rohrleitungsverluste sind aufgrund der kurzen Rohrleitung von Ventil zum Tank von nachrangiger Bedeutung und können vernachlässigt werden. Abbildung II-41 zeigt den Restdruck in Abhängigkeit des Durchflusses des Druckbegrenzungsventils in der Demonstratormaschine. Die Kennlinie ist der Dokumentation der technischen Daten des Herstellers des Ventils, der Müller co-ax AG, entnommen.

druckminimierte Umlaufschaltung

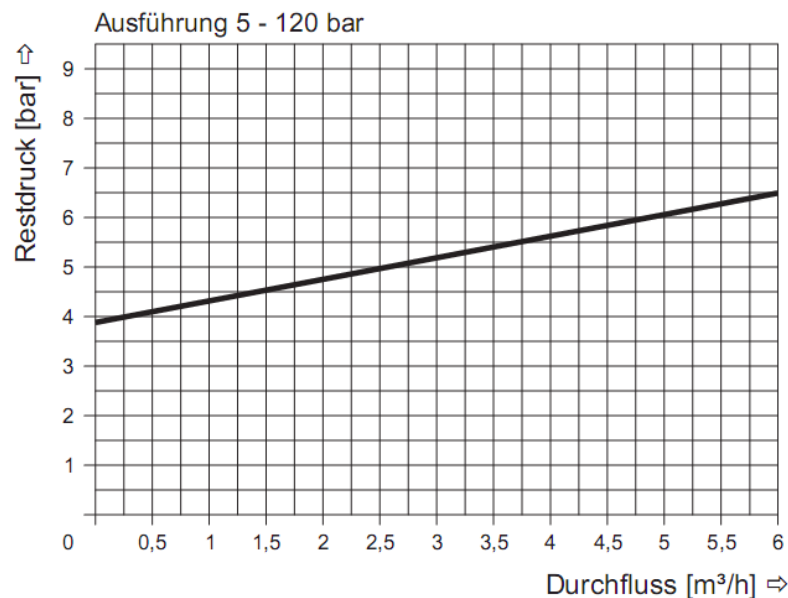


Abbildung II-41: Restdruck in Abhängigkeit des Durchflusses des Druckregelventils in der Demonstratormaschine

4.2.2. Geregelte Kühlschmierstoff Hochdruckpumpen

Beim Betrieb von drehzahlgeregelten Hochdruckpumpen wird dem Pumpensystem wie beim unregulierten System der Druck als Soll-Wert von der Maschinensteuerung vorgegeben. Der Volumenstrom wird jedoch nicht über ein Ventil, sondern über die Drehzahl der Pumpe geregelt, so dass die Pumpe nur genau so viel Volumen fördert wie zum Erreichen und Halten des vorgegebenen Soll-Drucks notwendig ist.

Bei Werkzeugen mit kleinem Kühlkanaldurchmesser wird entsprechend weniger Volumenstrom benötigt als für Werkzeuge mit großem Kühlkanaldurchmesser. Zur Berechnung des Energiebedarfs muss der Förderstrom, der durch das Werkzeug geht, bekannt sein. Da dieser Wert bis heute nicht exakt von den Werkzeugherstellern angegeben wird, werden im Werkzeugplan lediglich Schätzwerte angegeben, die auf Erfahrungswerten der jeweiligen Prozessverantwortlichen der Maschinenhersteller beruhen.

Für die Berechnung der Leistungsaufnahme bedeutet das, dass die Pumpe für jede Kombination aus Druck und Volumenstrom bei einer spezifischen Drehzahl betrieben wird und entsprechend eine eigene Kennlinie besitzt. Um die benötigte Wellenleistung und den Volumenstrom bestimmen zu können, ist es zunächst erforderlich die entsprechende Drehzahl zu bestimmen. Die notwendigen Daten können den Datenblättern der Hersteller entnommen werden.

Pumpenhersteller geben Kennlinien für 50 Hz und 60 Hz an. Zusätzlich wird nach dem Betrieb der Pumpen über 2-poligie und 4-poligie Motoren unterschieden, was dazu führt, dass Kennlinien für 4 verschiedene Drehzahlen verfügbar sind.

In Abbildung II-42 sind nochmals die angegebenen Daten zur KTS 32-48 für eine im Projekt untersuchte Hochdruckpumpe zusammengefasst. Zu sehen ist hier die elektrische Leistungsaufnahme in Abhängigkeit des Volumenstroms. Außerdem sind die Anlagenkennlinien für verschiedene Kühlkanaldurchmesser ersichtlich. Die Leistungsaufnahme kann mit steigendem Volumenstrom als linear angenähert werden.

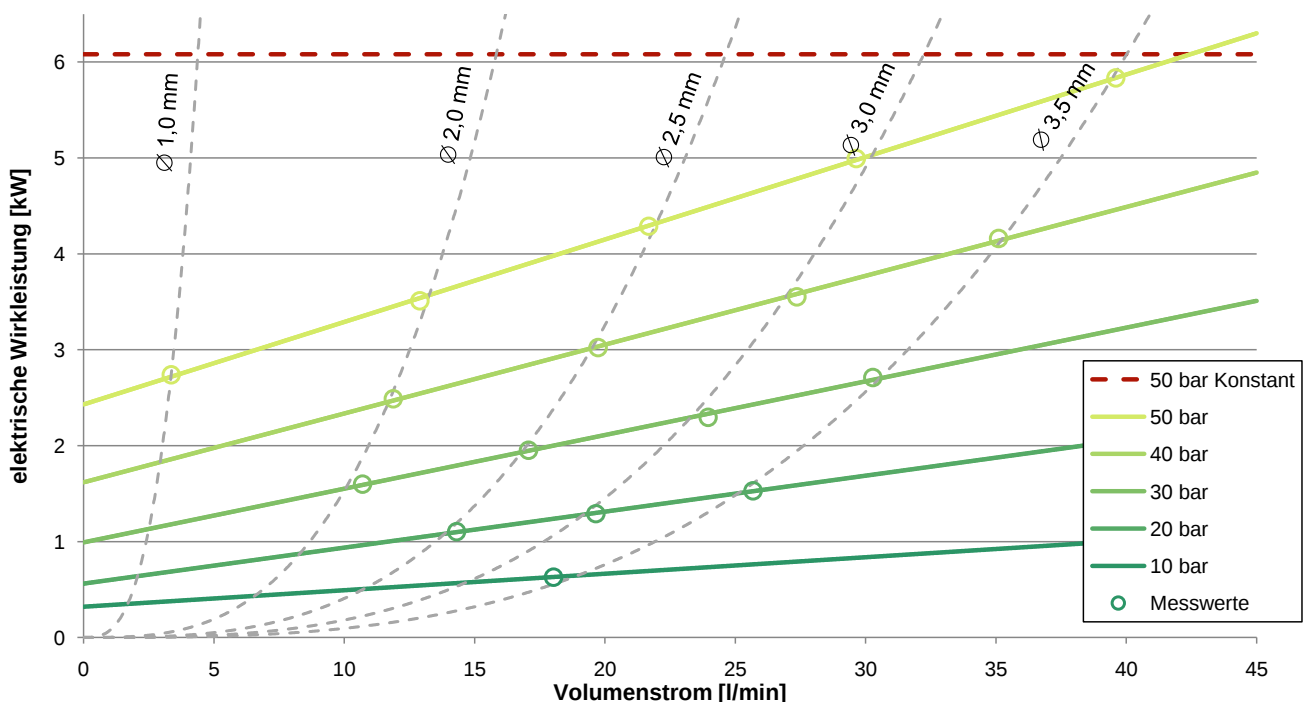


Abbildung II-42: Elektrische Leistungsaufnahme in Abhängigkeit des Volumenstroms in verschiedenen Druckstufen für Kühlkanaldurchmesser von 1-3,5 mm

Ist aus Kennfelddaten nur die Wellenleistung bekannt, kann über den Wirkungsgrad bzw. die Verluste des Antriebsmotors die elektrische Leistungsaufnahme berechnet werden, wobei hierzu Wirkungsgradkennfelder der Motoren oder Simulationsmodelle notwendig sind.

Solange Wirkungsgradkennfelder und die notwendigen Daten zur Parametrierung von Simulationsmodellen der Motoren nicht zur Verfügung stehen, besteht zur möglichst schnellen Umsetzung der Methodik in die Praxis die Möglichkeit nur mit der Wellenleistung und einem abschnittsweise konstanten Wirkungsgradfaktor zu rechnen. Hierzu können Referenzkennfelder zum Wirkungsgrad der Elektromotoren in verschiedenen Effizienzklassen zugrunde gelegt werden. Unabhängig von der Genauigkeit bleibt die Vergleichbarkeit gewährleistet.

4.3. Antriebsverband

Zum Antriebsverband werden sämtliche Antriebe gezählt, die über den gemeinsamen Zwischenkreis versorgt werden. Dazu gehören neben den Spindel- und den Vorschubantrieben Dreh- und Schwenktischantriebe sowie die Antriebe des Werkzeugwechselsystems.

Ziel der Arbeiten war es einen praktikablen Ansatz zur Bestimmung des Energiebedarfs des Antriebsverbandes zu erarbeiten, der ohne Simulation und Wirkungsgradkennfelder auskommt. Dieser kann in der Praxis unmittelbar Einsatz finden, bei Vorhandensein entsprechender Daten der Antriebshersteller jedoch durch eine theoretische Berechnung abgelöst werden.

Die Vorgehensweise zur Bestimmung des Energiebedarfs der Spindel bezieht sich auf den Spindeltyp, der auch in der Demonstratormaschine eingesetzt wird. Es handelt sich dabei um einen Synchronmotor mit außenliegenden Permanentmagneten.

Dem Ansatz liegt eine Vermessung des Antriebsverbandes durch den Maschinenhersteller vor der aktuellen Angebotserstellung an einer baugleichen Maschine zur Erstellung eigener Kennlinien zu Grunde.

Um den Energiebedarf für ein spezifisches Bauteil für den Produktionszustand „Nutzungszeit“ vorausbestimmen zu können, wird die vom Werkzeugmaschinenhersteller bereits heute eingesetzte Zeitstudie um die anhand der Referenzmessungen bestimmten Energiebedarfsfunktionen und eine theoretisch bestimmte Zerspanenergie erweitert.

Abbildung II-43 zeigt qualitativ die Zusammensetzung des Energiebedarfs innerhalb des Antriebsverbandes für verschiedene Operationen und Antriebe. Sie setzen sich aus einem Energiebedarf für die Grundlast E_g , verursacht vor allem durch die Regelung der Achsen, und einem Anteil für die eigentliche Operation zusammen. Bei Eilgängen in den Vorschubachsen ist das z.B. die Energie E_e , die für die Verfahrbewegung aufgebracht werden muss. Bei einer Zerspanoperation setzt sich die zusätzliche Energie bei Synchronspindeln mit außenliegenden Magneten aus der Energie für den Spindelleerlauf E_{sl} und der theoretischen Zerspanenergie E_{th} zusammen. Der Energiebedarf für Spindelbeschleunigungs- und -abbremsvorgänge E_{sba} wird zusammengefasst, da die Spindel in der Regel von null auf die Solldrehzahl beschleunigt wird und von dieser Drehzahl wieder auf null heruntergebremst wird.

Der Energiebedarf für die Operationen wird ohne den Grundlastanteil bestimmt. Damit wird erreicht, dass das einmalige Vermessen eines einzelnen Antriebes ausreichend ist. Darüber hinaus kann so die Gleichzeitigkeit von Operationen berücksichtigt werden. Werden beispielsweise zwei Achsen im Eilgang gleichzeitig verfahren, lässt sich über den jeweils separat ermittelten Energiebedarf und den Grundlastanteil der Gesamtenergiebedarf der Operation ermitteln.

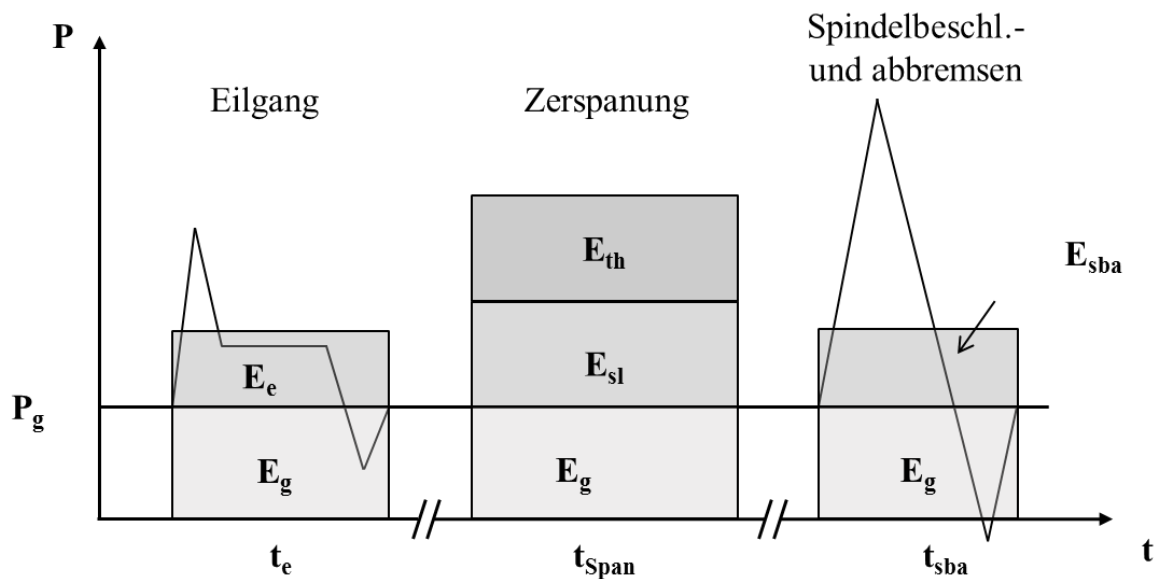


Abbildung II-43: Zusammensetzung des Energiebedarfs des Antriebsverbandes bei unterschiedlichen Operationen

Tabelle II-17: gibt eine Übersicht über die Operationen. In der zweiten Spalte sind die Parameter aufgeführt, die zur Berechnung des jeweiligen Energiebedarfs notwendig sind. Die fettgedruckt geschriebenen Parameter werden derzeit nicht innerhalb der Zeitstudie gepflegt und sind für eine Energiebedarfsermittlung zu ergänzen. In der rechten Spalte ist dargestellt, von welchen weiteren Variablen die Bedarfsfunktionen jeweils abhängen. Zur Erläuterung der Parameter zur theoretischen Bestimmung der Zerspanenergie wird auf die entsprechende Fachliteratur verwiesen.

Für andere Produktionszustände im Stillstand der Maschinen können einzelne Messwerte festgehalten werden, da die Leistungsaufnahme am Antriebsverband konstant ist, wenn die Achsen nicht verfahren werden.

An der Demonstratormaschine können zwei Zustände des Antriebsverbandes bei Stillstand unterschieden werden. Wenn alle Achsen in Regelung sind, fällt die bereits beschriebene Grundlast an. Die Leistungsaufnahme liegt hier bei ca. 510 W. Einzelne Achsen lassen sich nicht aus der Regelung herausnehmen. Es kann nur der gesamte Antriebsverband abgeschaltet werden, wobei hier auch keine Leistungsaufnahme festzustellen ist. Bei anderen Werkzeugmaschinen lassen sich auch einzelne Achsen aus der Regelung nehmen.

Tabelle II-17: Beschreibung der Funktionen zur Bestimmung des Energiebedarfs des Antriebsverbandes in einer Zeitstudie

Operation	Angaben in der Zeitstudie	Energiebedarfsfunktion
Eilgang	Verfahrstrecke im Eilgang s [mm]	$E_e(s)$
Spindelbeschleunigung/-abbremsung	Drehzahl n [1/min]	$E_{sba}(n)$
Tisch schwenken	Winkel [°]	$E_{ts}(\text{Winkel, Position, } m_{\text{Werkstück}})$
Tisch drehen	Winkel [°]	$E_{td}(\text{Winkel, } m_{\text{Werkstück}})$
Werkzeugwechsel (WZW)	Ereignis <i>Abstand WZW-Position</i>	$E_{wzw}(\text{Position})$
Beladen	Ereignis, Zeit t [s]	E_b
Spindelleerlauf	Drehzahl n [U/min] Hauptzeiten t_h [s] Nebenzeiten t_n [s]	$E_{sl}(P(n), t_h, t_n)$
Fräsen	D, f_z, z $a_p, a_e, L, \hat{e}, K_i, k_{c1.1}, z_{\text{werkstoff}}$	$E_{span}(\underbrace{D, z, \hat{e}, \prod K_i, f_z, a_p, a_e, L}_{\text{Werkzeug}}, \underbrace{k_{c1.1}, z_{\text{werkstoff}}}_{\text{Werkstoff}})$
Bohren, Reiben, Gewindebohren, Senken	D, f_z $\prod K_i, L, k_{c1.1}, z_{\text{werkstoff}}$	$E(\underbrace{D, \prod K_i}_{\text{Werkzeug}}, \underbrace{f_z, L}_{\text{Prozess}}, \underbrace{k_{c1.1}, z_{\text{werkstoff}}}_{\text{Werkstoff}})$
Grundlast	Gesamtzeit t_g [s] Grundlast P_g	$E_g(t_g, P_g)$

Im weiteren Verlauf wird gezeigt, wie anhand von Referenzmessungen die notwendigen Kennlinien zum Energie- und Zeitbedarf zu ermitteln sind, um den Energiebedarf des Antriebsverbandes zu bestimmen. Die Kennlinien wurden an der Demonstratormaschine erstellt.

4.3.1. Vorschubantriebe

Zur Berücksichtigung des Energiebedarfs der Vorschubachsen im Eilgang wird der Energiebedarf in Abhängigkeit der Verfahrstrecke s bestimmt.

Vorschubachsen sind in der Regel mit Kugelgewindetrieben ausgestattet. Der Kugelgewindetrieb wird von dem über eine Kupplung angeschlossenen Servomotor angetrieben und bewegt den Schlitten mit der Nutzmasse translatorisch (vgl. Abbildung II-44). Weiterhin wirken auf den Schlitten die Prozesskräfte.

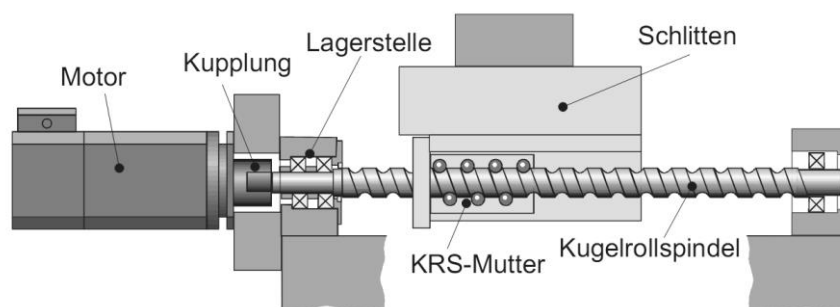


Abbildung II-44: Prinzipskizze einer Vorschubachse mit Kugelgewindetrieb

Die translatorischen Zustandsgrößen des Schlittens stehen durch den Kugelgewindetrieb in einem festen Verhältnis zu den rotatorischen Zustandsgrößen der Spindel. Dieses Verhältnis wird Übersetzung i genannt und errechnet sich aus der Steigung pro Umdrehung des Kugelgewindetriebs.

$$i = \frac{\text{Steigung}}{\text{Umdrehung}}$$

Um den Schlitten aus der Ruhe in die momentane Bewegung zu versetzen, muss Arbeit aufgewendet werden. Diese Arbeit entspricht der kinetischen Energie bei einer translatorischen Bewegung. Bei gleichförmiger Beschleunigung gilt für die Geschwindigkeit v und die Strecke s :

$$v = a \cdot t$$

und

$$s = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2$$

Durch Einsetzen stellt sich der Zusammenhang zwischen der Geschwindigkeit v und der Strecke s wie folgt dar:

$$v = \sqrt{2 \cdot s \cdot a}$$

Daraus ergibt sich folgender linearer Zusammenhang für die kinetische Energie und die Strecke, wobei die kinetische Energie ab Erreichen der Eilganggeschwindigkeit v_e im verlustfreien System konstant bleibt:

$$T = m \cdot a \cdot s \quad \text{für} \quad s < s(v_e)$$

$$T = m \cdot a \cdot s(v_e) = \text{const.} \quad \text{für} \quad s \geq s(v_e)$$

Bei konstanter Beschleunigung des Schlittens nimmt auch die Winkelgeschwindigkeit des Rotors des Antriebsmotors konstant zu. Obige Gleichungen zeigen, dass sich bei konstanter Beschleunigung der Antriebswelle des Elektromotors auch hier ein linearer Zusammenhang ergibt:

$$E_{\text{rot}} = \frac{I \cdot a \cdot s}{i^2}$$

Die Reibenergie in den Führungen und Abdeckungen sowie im Kugelgewindetrieb nimmt bei der Beschleunigung allerdings nicht linear mit der verfahrenen Strecke zu. Des Weiteren ergibt das ineinander Einsetzen der Gleichungen folgenden Zusammenhang:

$$E_R = F_C \cdot \text{sign}(s) + \sqrt{2 \cdot a} \cdot \tan(\alpha \cdot \sqrt{s^3})$$

Bis zum Erreichen der Strecke s , bei der die Eilganggeschwindigkeit v_e erreicht wird, ist folglich nicht mit einem linearen Anstieg des Energiebedarfs mit der Verfahrstrecke zu rechnen.

Ab Erreichen von v_e bleibt die kinetische Energie konstant. Es gehen nur noch die Verluste des Kugelgewindetriebs ein und die Reibkraft ist weiterhin zu überwinden, wobei diese bei konstanter Geschwindigkeit auch konstant ist. Entsprechend liegt ab v_e ein linearer Zusammenhang vor. Aufgrund der Konstanz der kinetischen Energie ist ergibt sich mit ansteigender Verfahrstrecke ab Erreichen von v_e ein weniger stark ansteigender Energiebedarf.

Bei vertikalen Achsen ist zusätzlich die Erdbeschleunigung, die auf die hängende Masse wirkt zu berücksichtigen, wobei die potenzielle Energie linear mit der Verfahrstrecke zu- bzw. abnimmt.

Zur Bestimmung des Energiebedarfs von Eilgangverfahrbewegungen der translatorischen Achsen wurde an der Demonstratormaschine der Energiebedarf für verschiedene Verfahrstrecken gemessen. Die Messungen wurden am Eingang des Antriebsverbandes durchgeführt, so dass auch die Verluste im Umrichter mit erfasst werden. Der Energiebedarf des Vorschubantriebes ergibt sich aus dem gemessenen Gesamtenergiebedarf abzüglich des Energiebedarfs für die Grundlast:

$$E_e = E_{\text{gesamt}} - P_g \cdot t_e$$

mit:

E_e	Energiebedarf Eilgang
E_{gesamt}	gemessener Gesamtenergiebedarf für die Eilgangbewegung
P_g	Grundlast
t_e	Zeit für die Eilgangbewegung

Da die Verfahrbewegungen von sehr kurzer Zeitdauer sind, müssen Leistungsmessgeräte mit hoher Abtastrate eingesetzt werden, die zudem die gemessenen Werte in kurzen Zeitabständen ausgeben. Die Zeit für eine Eilgangbewegung t_e kann dabei direkt aus den Leistungsmessungen extrahiert werden (vgl. Abbildung II-45).

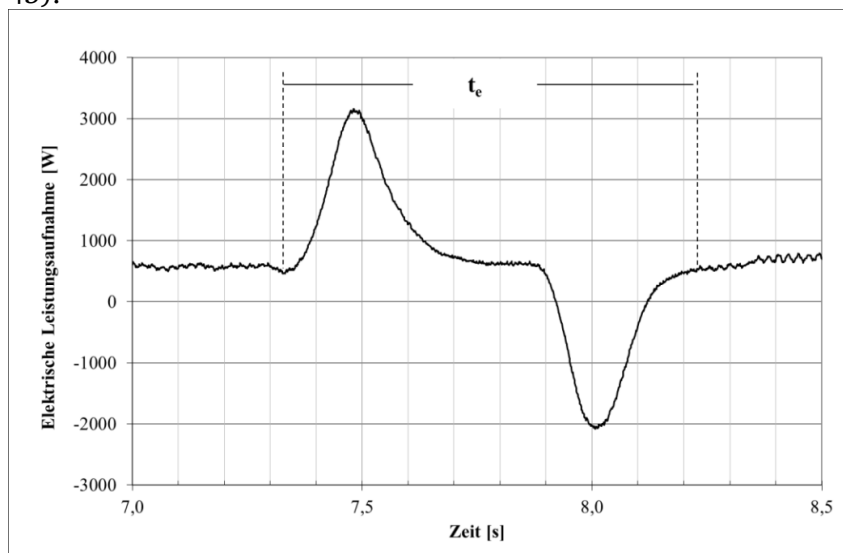


Abbildung II-45: Leistungsaufnahme der vertikalen Achse (Y-Achse) der Demonstratormaschine bei einem Verfahrweg von 600 mm abwärts

Abbildung II-46 zeigt die Ergebnisse der Vermessung der horizontalen x-Achse der Demonstratormaschine. Mit den schwarzen Rauten und Quadraten sind die Messwerte der Energiemessung gekennzeichnet, wobei die zuvor beschriebenen Zusammenhänge bestätigt werden. Bis ca. 200 mm beschleunigt die Achse und der Energiebedarf nimmt gemäß einer Potenzfunktion zu. Bei Verfahrstrecken größer 200 mm nimmt der Energiebedarf linear zu, wobei die Steigung der Funktion kleiner ist als im Bereich vor Erreichen der Eilangeschwindigkeit.

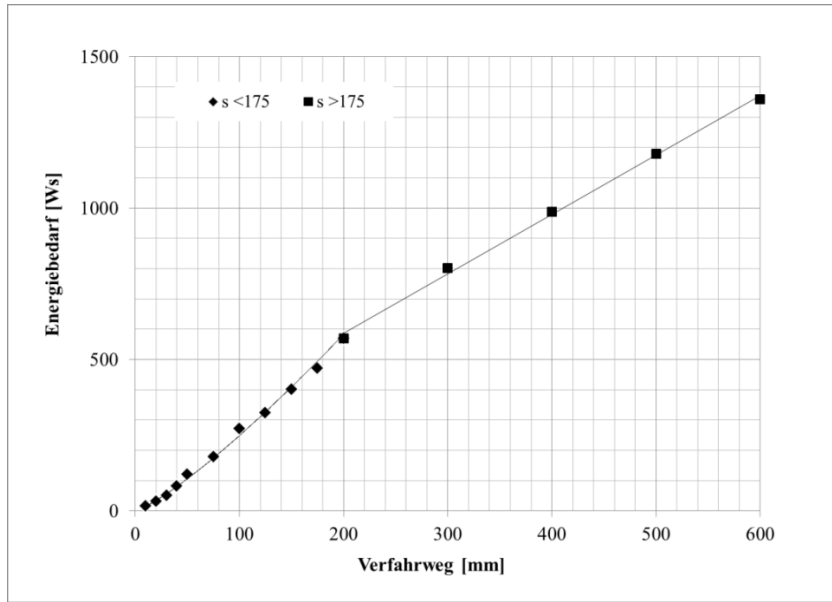


Abbildung II-46: Energiebedarf und Zeit in Abhängigkeit von der Verfahrstrecke der x-Achse der Demonstratormaschine

Bei Achsen, die das Werkstück tragen, muss zur Ermittlung des Energiebedarfs die Abhängigkeit von der Masse des Werkstückes berücksichtigt werden. Dabei kann entweder von einem durchschnittlichen Bauteilgewicht ausgegangen werden oder es werden Kennlinien für verschiedene Massen bestimmt und deren Annäherungsfunktionen gebildet.

Für die Vertikalachse (y-Achse) wurde jeweils der Energiebedarf für Verfahrbewegungen in Richtung und entgegen der Schwerkraft ermittelt. Interessant ist, dass bei Fahrten mit der Schwerkraft die gesamte zugeführte Energie zum Beschleunigen und die gespeicherte potentielle Energie vollständig beim Abbremsen zurückgewonnen werden. Das Werkstück befindet sich bei der Demonstratormaschine auf der z-Achse. Die dargestellte Kennlinie gilt für das Verfahren eines Werkstückes, das auch in Kapitel 6 zur Verifizierung der Energiebedarfsmodelle genutzt wurde.

Der Energiebedarf der Vorschubachsen während der Bearbeitung wird nicht berücksichtigt, da die Vorschubkraft im Vergleich zur Schnittkraft nachweislich sehr gering ist. Untersuchungen an verschiedenen Werkzeugen bei verschiedenen Zerspanparametern am PTW haben gezeigt, dass der Anteil bei unter einem Prozent liegt [2].

Die Verfahrswege der Achsen im Eilgang lassen sich der Zeitstudie entnehmen. Diese werden standardmäßig vom Maschinenhersteller im Rahmen der Taktzeitbestimmung ermittelt.

Zusätzlich zum Energiebedarf der Vorschubachsen muss die Zeit für die Verfahrbewegungen bekannt sein, um den Energiebedarf der Grundlast während eines Eilgangs bestimmen zu können. Dazu sollen zunächst einige theoretische Überlegungen angestellt werden.

Es soll vereinfachend angenommen werden, dass die positive und negative Achsbeschleunigung vom Betrag her gleich sind. Das heißt, dass die Zeit zum Beschleunigen auf eine bestimmte Geschwindigkeit die gleiche ist wie zum Abbremsen von dieser Geschwindigkeit bis zum Stillstand. Darüber hinaus kann weiterhin vereinfachend ein sprungförmiges Beschleunigungsverhalten bei einem unendlichen Ruck angenommen werden. Bei der Demonstratormaschine ist beispielsweise ein Ruck von 200 m/s^3 eingestellt, was theoretisch die Zeit zur Beschleunigung auf die Eilganggeschwindigkeit um lediglich 0,015 Sekunden erhöht.

Wenn die im Eilgang zurückzulegende Strecke s so klein ist, dass die Maximalgeschwindigkeit im Eilgang v_e nicht erreicht wird, lässt sich unter Verwendung des Weg-Zeit Gesetzes bei konstanter Beschleunigung die Beschleunigungszeit t_{beschl} bestimmen zu:

$$s = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \Rightarrow t_{\text{beschl}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \left(\frac{s}{2}\right)}{a}} = \sqrt{\frac{s}{a}} \quad \text{für } s < s_e = \frac{v_e^2}{a}$$

Unter Beachtung der genannten Annahmen ergibt sich die Zeit für die gesamte Eilangbewegung t_e aus einer Verdopplung der Beschleunigungszeit t_{beschl}

$$t_e = 2 \cdot t_{\text{beschl}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{s}{a}} \quad \text{für} \quad s < s_e = \frac{v_e^2}{a}$$

Wenn die im Eilang zurückzulegende Strecke s größer ist als die Strecke s_e nach der die maximale Eilanggeschwindigkeit erreicht ist, ergibt sich die Zeit für den Eilang aus der Addition der zweifachen Zeit zum Beschleunigen auf Eilanggeschwindigkeit $t_{\text{beschl}}(v_e)$ und der Zeit bei konstanter Geschwindigkeit:

$$t_e = 2 \cdot t_{\text{beschl}}(v_e) + \frac{s - 2 \cdot s_e}{v_e} \quad \text{für} \quad s > s_e = \frac{v_e^2}{a}$$

mit

$$t_{\text{beschl}}(v_e) = \frac{v_e}{a}$$

und

$$s_e = \frac{1}{2} \cdot \frac{v_e^2}{a}$$

ergibt sich daraus:

$$t_e = \frac{v_e}{a} + \frac{s}{v_e} \quad \text{für} \quad s > s_e = \frac{v_e^2}{a}$$

Dem Datenblatt der Demonstratormaschine ist zu entnehmen, dass alle Achsen eine Beschleunigung von 6000 mm/s^2 und eine Eilanggeschwindigkeit von 1000 mm/s haben. Die Eilanggeschwindigkeit sollte demnach nach 166 mm erreicht sein. In Abbildung II-47 ist die Funktion bis zum Erreichen von v_e durch die schwarzen Dreiecke und die Funktion nach Erreichen von v_e durch die schwarzen Quadrate gekennzeichnet.

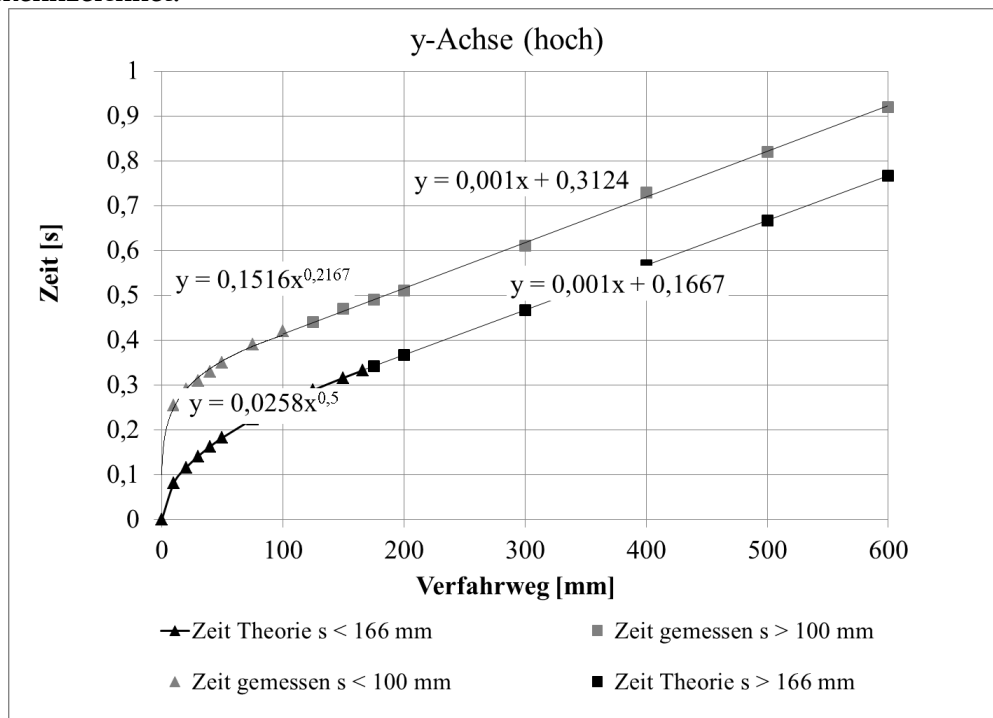


Abbildung II-47: Zeitbedarf zum Verfahren der y-Achse der Demonstratormaschine entgegen der Schwerkraft

Die Verfahrszeiten der Achsen wurden auch aus den Leitungsmessungen extrahiert und ebenfalls in Abbildung II-47 eingetragen. Es ist zu erkennen, dass sich die Messwerte bis zu einem Verfahrweg von 100 mm, gekennzeichnet durch die grauen Dreiecke, am besten durch eine Potenzfunktion approximieren lassen. Ab einem Verfahrweg größer 100 mm besteht ein linearer Zusammenhang zwischen Verfahrweg und Zeit. Hier sind die Messwerte durch die grauen Quadrate markiert.

Die theoretisch bestimmten Zeiten liegen mit 0,14 bis 0,175 Sekunden relativ konstant unter den gemessenen Werten. Anhand des linearen Teils der Funktion zur Verfahrszeit bei Verfahrstrecken größer als s_e lässt sich ableiten, dass die angegebene Eilganggeschwindigkeit mit der tatsächlichen übereinstimmt, da die Steigungen $1/v_e$ bei der gemessenen und der berechneten Funktion identisch sind. Die Verzögerung entsteht gleich zu Beginn der Bewegung und ist darauf zurückzuführen, dass die Achse nicht unmittelbar die volle Beschleunigung erreicht, was durch den eingestellten Ruck aber auch durch andere Einflüsse erklärt werden kann. Verzögerungen können zusätzlich durch hohe Haftreibungen verursacht werden. Außerdem kann die Leistung des Motors zu niedrig sein, um entgegen der Gewichtskraft und der Reibkraft die notwendige Leistung zum schnellen Erreichen der Soll-Beschleunigung abzugeben.

Dass rein theoretische Überlegungen zur Bestimmung der Verfahrszeit nicht ausreichen, um hinreichend genaue Ergebnisse zu erzielen, wird auch durch das Vorgehen der Maschinenhersteller in der Praxis bestätigt. In der exemplarisch herangezogenen Zeitstudie eines Maschinenherstellers werden die Verfahrszeiten durch die Addition der Zeit bei konstanter Eilganggeschwindigkeit und einem konstanten Verzögerungswert für die Beschleunigung und das Abbremsen berechnet. Der Verzögerungswert wird an Referenzmaschinen in ähnlichen Messreihen, wie sie hier beschrieben wurden, näherungsweise bestimmt.

Befinden sich die Achsen im Bearbeitungsvorschub kann vereinfacht mit konstanter Geschwindigkeit gerechnet werden, da diese im Vergleich zur Geschwindigkeit im Eilgang in der Regel gering ist und Beschleunigungs- und Abbremszeiten entsprechend weniger ins Gewicht fallen.

4.3.2. Spindelantrieb

Zur Beschleunigung der Spindel auf eine bestimmte Drehzahl ist aufgrund des entgegenwirkenden Massenträgheitsmoments Energie nötig. Diese Energie E_{rot} bleibt weitgehend im System gespeichert und kann beim Verzögern der Spindel nach Abzug eines Wandlungsverlustes wieder ins Netz zurückgespeist werden, sofern der Umrichter wie bei der Demonstratormaschine rückspeisefähig ist.

Zur messtechnischen Erfassung sind aufgrund des sehr schnellen Hochlauf- bzw. Abbremsvorgangs auch hier hochauflösende Messungen erforderlich (Abbildung II-48).

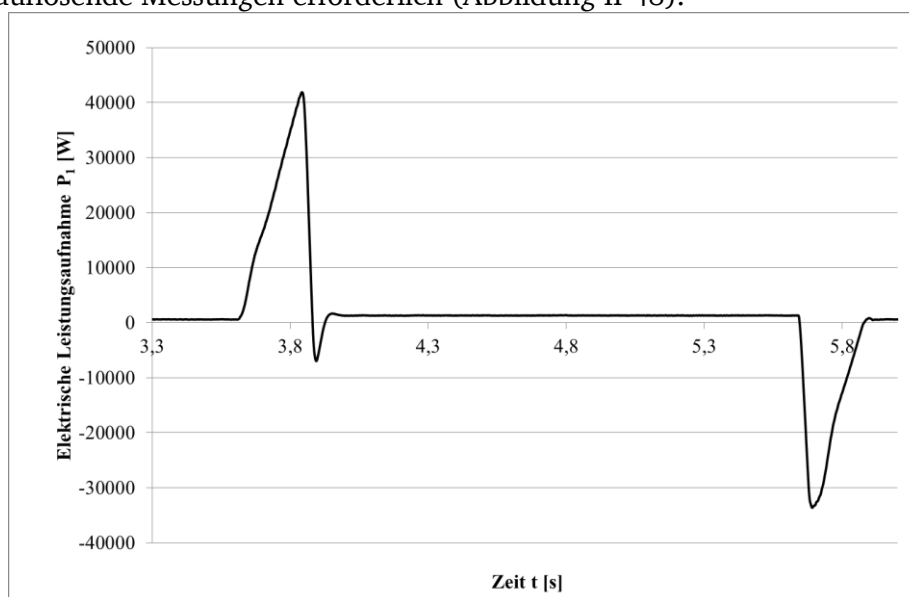


Abbildung II-48: Leistungsmessung bei der Beschleunigung und Abbremsung der Spindel der Demonstratormaschine auf eine Drehzahl von 6000 U/min

Der Energiebedarf für einen Beschleunigungs- und Abbremsvorgang E_{sba} berechnet sich aus der Summe der gemessenen Energien für das Beschleunigen E_{sb} und das Abbremsen E_{sa} abzüglich dem in dieser Zeit anfallenden Energiebedarf für die Grundlast:

$$E_{sba} = E_{sb} + E_{sa} - (t_{sb} + t_{sa}) \cdot P_g$$

Da eigene Messungen gezeigt haben, dass der Anteil der zurückgespeisten Energie an der zuvor in das System eingespeisten Energie unabhängig von der Drehzahl konstant bei ca. 80% liegt, ist nach der genannten Formel für die Rotationsenergie E_{rot} mit einem quadratischen Anstieg der Beschleunigungsenergie (abzüglich der zurückgespeisten Energie) gegenüber der Drehzahl zu rechnen. Abbildung II-49 zeigt die Ergebnisse der Messungen an der Demonstratormaschine. Wie aus der Abbildung ersichtlich ist, relativiert sich die Annahme des quadratischen Zusammenhangs, da wiederum Energie zur Überwindung der Reibung notwendig ist. Der Ansatzfunktion zur Regression wird aus genanntem Grund ein Term erster Ordnung hinzugefügt.

Die Zeiten zum Beschleunigen und Abbremsen der Spindel müssen nicht weiter analysiert und aufbereitet werden, da das Beschleunigen und Abbremsen parallel zu Eilgängen der translatorischen Achsen zum Werkzeugwechsler bzw. bei der Fahrt zum Werkstück stattfindet.

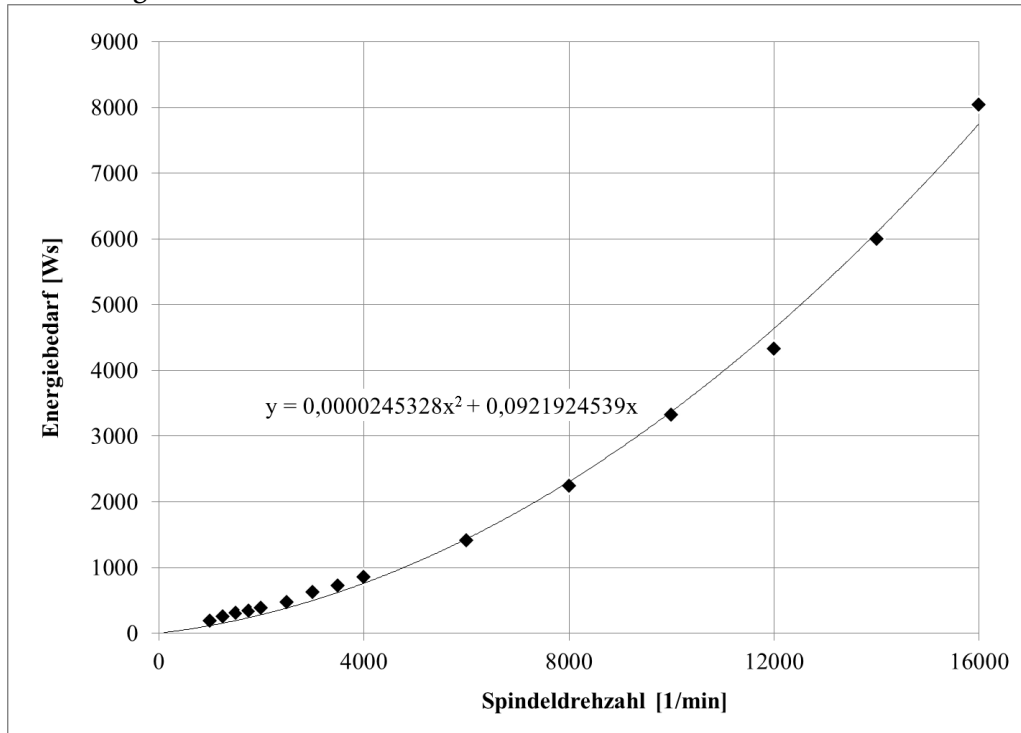


Abbildung II-49: Energiebedarf zum Spindelbeschleunigen und -abbremsen in Abhängigkeit der Drehzahl

Für den Spindelleerlauf wird eine Kennlinie der Leistungsaufnahme P_{sl} über der Drehzahl ermittelt. Zur Bestimmung des Energiebedarfs E_{sl} wird die Leistung im Leerlauf mit der Laufzeit multipliziert, welche in der Zeitstudie als Hauptzeit t_h ausgewiesen wird.

$$E_{sl} = P_{sl} \cdot t_h$$

Abbildung II-50 zeigt die Ergebnisse der Messungen an der Demonstratormaschine. Der quadratische Anteil der Regressionsfunktion lässt sich anhand der im Leerlauf auftretenden Wirbelstromverluste erklären, für die folgender Zusammenhang gilt:

$$P_{V,\text{wirbelstrom}} \sim f^2 \cdot B^2 \sim \varnothing_{\text{res}}^2 \cdot n^2$$

mit

f	Frequenz der angelegten Spannung
B	magnetische Flussdichte
$\varnothing_{\text{res}}$	verketteter Fluss

Demzufolge nehmen die Verluste quadratisch mit der Drehzahl zu. Der lineare Anteil der Regressionsfunktion ist wiederum auf Reibungsverluste zurückzuführen.

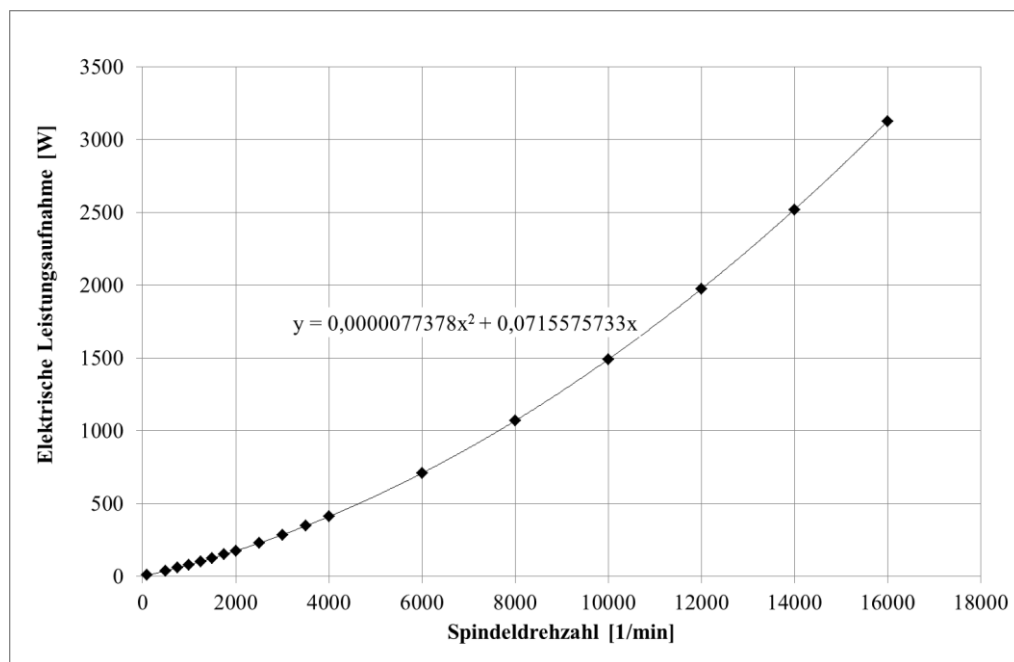


Abbildung II-50: Leistungsaufnahme der Spindel der Demonstratormaschine in Abhängigkeit der Drehzahl

Wie bereits dargestellt wurde, treten bei Synchronspindeln mit außenliegenden Permanentmagneten kaum belastungsabhängige Verluste auf. Entsprechend setzt sich der Energiebedarf während der Zerspanung E_{prozess} aus dem Energiebedarf für den Spindelleerlauf E_{sl} und der theoretischen Zerspanenergie E_{th} zusammen.

$$E_{\text{prozess}} = E_{\text{sl}} + E_{\text{th}}$$

Die Zerspanenergie E_{th} kann anhand des Produktes der mittleren Schnittleistung P_{cm} und der Zerspanzeit t_{prozess} berechnet werden. Zur Berechnung der Schnittleistung muss die Zeitstudie bei Fräsoptionen zunächst um die Schnitttiefe a_p und die Schnittbreite a_e erweitert werden. Beim Bohren ist der Durchmesser des Bohrers bekannt und wird bereits in der Zeitstudie eingetragen. Die Schnittlänge bzw. die Bohrlochtiefe ist der Zeitstudie nicht unmittelbar zu entnehmen. In der Zeitstudie beginnt die Hauptzeit, wenn die Achsen sich im Bearbeitungsvorschub befinden. Dabei sind die Werkzeuge jedoch in der Regel nicht unmittelbar beim Eintauchen und auch beim Herausfahren nicht bis zum Ende des Vorschubhubs im Eingriff, so dass der ausgewiesene Vorschubhub größer ist als der Hub, in dem sich das Werkzeug im Eingriff befindet. Entsprechend wird hier der Begriff des Eingriffshubs L_{eingriff} eingeführt. Der Eingriffshub lässt sich aus dem Werkzeugplan eindeutig ableiten und entsprechend in der Zeitstudie eintragen.

Für die reine Prozesszeit beim Bohren $t_{\text{prozess,bohren}}$, in der das Werkzeug im Eingriff ist, ergibt sich dann unter Annahme konstanter Vorschubgeschwindigkeit v_{vorschub} abweichend von der Hauptzeit:

$$t_{\text{prozess,bohren}} = L_{\text{eingriff}} \cdot v_{\text{vorschub}}$$

Beim Stirnfräsen ist zusätzlich zu berücksichtigen, dass das Werkzeug erst nachdem es zur Hälfte über die Werkstückkante herausgefahren ist, nicht mehr im Eingriff ist. Für die Prozesszeit gilt dann:

$$t_{\text{prozess,stirnfräsen}} = \left(L_{\text{eingriff}} + \frac{d}{2} \right) \cdot v_{\text{vorschub}}$$

Zur Berechnung der Schnittleistung müssen weitere werkzeug- und prozessspezifische sowie werkstoffspezifische Kenngrößen bzw. Parameter bekannt sein, abhängig davon welches Zerspankraftmodell gewählt wird. Zur Sicherstellung der Vergleichbarkeit sind im Rahmen der Anwendung der Methodik die genannten Parameter sowie das anzuwendende Zerspankraftmodell durch den Kunden einheitlich vorzugeben.

4.4. Werkzeugwechsler

Bei Werkzeugwechslern kommt es auf die Art des Wechslers an, welche Form von Kennlinien zu ermitteln ist. In der Demonstratormaschine ist ein Karussellwechsler verbaut. Die Energie sowie die Zeit für einen Werkzeugwechsel hängen davon ab, auf welchen Positionen sich das aus- und einzuwechselnde Werkzeug befinden. Abbildung II-51 zeigt die Ergebnisse der Vermessung der Demonstratormaschine. Der Werkzeugwechsel beginnt, wenn die Achsen auf die Werkzeugwechselposition gefahren sind und endet, wenn diese nach Einwechslung des neuen Werkzeugs wieder auf die Werkzeugwechselposition zurückgekehrt sind. Eilgangfahrten vom Werkstück zur Werkzeugwechselposition und zurück, werden bei der Berechnung des Energiebedarfs der Eilgänge der Vorschubantriebe berücksichtigt. Sowohl der Energie- als auch der Zeitbedarf für einen Werkzeugwechsel sind näherungsweise linear abhängig vom Abstand der Werkzeugwechselposition. Werden in der Serienfertigung nur ein oder wenige verschiedene Werkstücke auf einer Maschine bearbeitet, ist die Werkzeugreihenfolge geplant und fest definiert, so dass die Werkzeuge in der Regel direkt nebeneinander liegen. In diesem Fall reicht es, jeweils einen Wert für den Energie- und Zeitbedarf zu bestimmen.

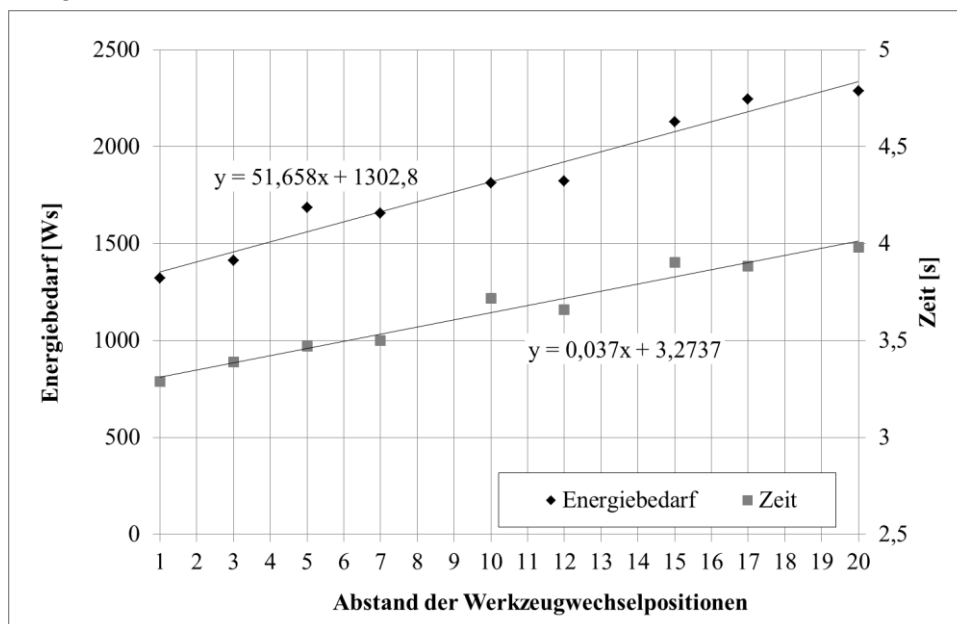


Abbildung II-51: Energie- und Zeitbedarf für einen Werkzeugwechsel in Abhängigkeit des Abstands der Werkzeugpositionen in der Demonstratormaschine

4.5. Maschinenkühlung

Der Verbrauchsgruppe Rückkühler werden der Kompressor und der Lüfter zugeordnet. Zur Definition des Nutzungsprofils des Rückkühlers muss die abzuführende Wärmemenge in den verschiedenen Produktionszuständen ermittelt werden.

4.5.1. Analytische Bestimmung der aufzuwendenden Kühlleistung

Rückgekühlt werden vor allem die Spindel, das Öl des Hydrauliksystems und der Kühlschmierstoff. Bei Ausführung von Vorschubachsen mit Linear-Direktantrieben werden diese in der Regel auch aktiv gekühlt. Einige Hersteller kühlen zudem das Maschinenbett.

In der Demonstratormaschine werden das Hydrauliköl und die Spindel vom Rückkühler temperiert. Die Verlustleistung der Spindel wird in einen Wärmestrom umgesetzt, der sich aus der Differenz der zugeführten elektrischen Leistung und der von der Motorwelle abgegebenen mechanischen Leistung ergibt. Für eine Synchronspindel mit außenliegenden Permanentmagneten, wie sie in der Demonstratormaschine eingesetzt wird, konnte in gezeigt werden, dass die Verluste nur wenig von der äußeren Belastung abhängen. Der Wärmestrom $\dot{Q}_{V,spindel}$ entspricht demzufolge der Leistungsaufnahme der Spindel im Leerlauf P_{sl} und kann aus der Vermessung der Spindel zur Berechnung des Energiebedarfs des Antriebsverbandes entnommen werden:

$$\dot{Q}_{V,spindel} = P_{sl}$$

Abbildung II-52 zeigt zur Veranschaulichung der Verluste in der Hydraulik die Einzelverluste und Gesamtverluste eines Fluidsystems mit hydrostatischer Energieübertragung. Die Gesamtverlustleistung setzt sich zusammen aus den Verlusten, die bei der Energieumformung in der Pumpe entstehen, den Verlusten in Rohrleitungen und Ventilen sowie den Verlusten, die bei der abschließenden Umformung in mechanische Energie entstehen. Die gesamte Verlustleistung wird auch hier in Wärme umgewandelt [12].

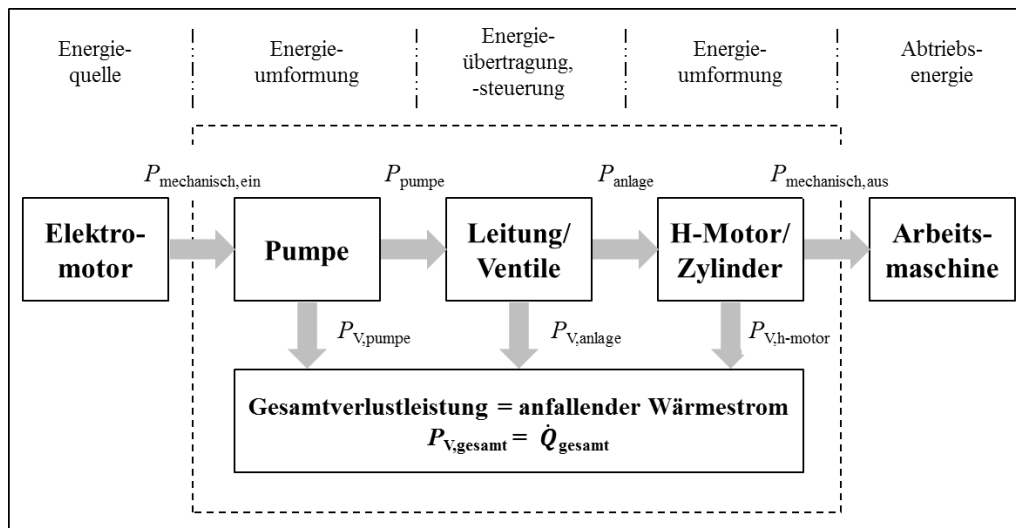


Abbildung II-52: Einzelverluste und Gesamtverluste eines Fluidsystems mit hydrostatischer Energieübertragung [12]

Die Gesamtverlustleistung ergibt sich auch aus der Differenz der am Pumpeneingang zugeführten mechanischen Leistung und der Ausgangsleistung des Systems [12].

Für Hydrauliksysteme in Werkzeugmaschinen kann vereinfachend angenommen werden, dass die gesamte an der Pumpe zugeführte mechanische Leistung $P_{mechanisch,hydraulik}$ in Wärme umgesetzt wird. Bei der Speicherladeschaltung, wie sie in der Demonstratormaschine zum Einsatz kommt, befindet sich die Pumpe die meiste Zeit im drucklosen Umlauf, bei dem das Fluid ohne Verrichtung von Arbeit im Kreislauf geführt wird und beim Wiedereintritt in den Tank auf den Ausgangsdruck entspannt wird. Es gilt dann für den Wärmeeintrag in das Hydrauliköl:

$$\dot{Q}_{V,hydraulik} = P_{mechanisch,hydraulik}$$

Auch bei der KSS-Hochdruckpumpe wird die eingesetzte mechanische Energie in Wärme umgesetzt. Ein Großteil des KSS werden über ein Druckbegrenzungsventil entspannt und fließen unmittelbar durch den Tank zurück. Auch der Volumenstrom, der durch das Werkzeug geführt wird, entspannt sich bei Austritt aus dem Werkzeug und nimmt zusätzlich Wärme aus dem Prozess auf.

Gleiche Überlegungen gelten auch für die aus der Verlustleistung resultierenden Wärmeströme von

- KSS-Niederdruckpumpen,
- Kühlwasserpumpen und
- Hebe- bzw. Rückförderpumpen.

Für eine genauere Bestimmung der vom Rückkühler abzuführenden Wärmemenge kann der Wärmeaustausch mit der Umgebung $\dot{Q}_s$ zusätzlich berücksichtigt werden. Da in der Regel die Temperatur der gekühlten Systeme bzw. Medien höher ist als die Umgebungstemperatur, wird Wärme an die Umgebung abgegeben, was zu einer Verringerung der aufzuwenden Kühlleistung führt.

Bei Hydraulikaggregaten wird ein großer Anteil der Abwärme über den Wärmeaustausch des Tanks abgeführt [13]. Für die abgeführte Wärmemenge über den Hydrauliktank gilt:

$$\dot{Q}_{\text{tank}} = c_p \cdot A \cdot (T_{\text{öl}} - T_u)$$

In Datenblättern wird die Wärmeabgabe des Behälters häufig in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz und der Aufstellungsart angegeben (vgl. Tabelle II-18).

Tabelle II-18: Wärmeabgabe von Hydraulik-Öltanks

Wärmeabgabe für den Behälter				
	Behälter freistehend		eingeschränkte Luftzirkulation	
Behälter Nennggröße	$\Delta t = 20^\circ\text{C}$	$\Delta t = 30^\circ\text{C}$	$\Delta t = 20^\circ\text{C}$	$\Delta t = 30^\circ\text{C}$
30 l	0,21 kW	0,32 kW	0,14 kW	0,21 kW
44 l	0,28 kW	0,41 kW	0,18 kW	0,28 kW
70 l	0,37 kW	0,55 kW	0,24 kW	0,37 kW
100 l	0,48 kW	0,72 kW	0,32 kW	0,48 kW
160 l	0,67 kW	1,01 kW	0,45 kW	0,67 kW
250 l	0,90 kW	1,25 kW	0,60 kW	0,90 kW

Aufgrund des linearen Zusammenhangs lässt sich daraus die spezifische Wärmeabgabe $\dot{Q}_{\text{tank,spez}}$ für einen freistehenden Behälter oder eingeschränkte Luftzirkulation bestimmen, um daraus für beliebige Temperaturdifferenzen die Wärmeabgabe bestimmen zu können. Für den Behälter der Demonstratormaschine mit einer Nennggröße von 70 l ergibt sich zum Beispiel bei einem freistehenden Behälter:

$$\dot{Q}_{\text{tank,spez}} = 0,018 \text{ kW}/^\circ\text{C}$$

Bei Kühlschmierstoff-Filteranlagen werden in der Regel keine Angaben zur Wärmeabgabe über die Oberfläche von Rückpumpstationen, Behältern von Hebepumpen oder Filtertanks gemacht. Das gleiche gilt für Kühltanks. Hier muss auf die allgemeine Gleichung zum Wärmeübertrag zurückgegriffen und die Oberfläche A sowie die Wärmedurchgangskoeffizienten eigenständig ermittelt werden.

Nach VDI 2055 lässt sich die Wärmeabgabe ungedämmter Rohre nach folgender Gleichung abschätzen [14]:

$$\dot{Q}_{\text{rohr}} = \frac{2 \cdot \lambda \cdot L \cdot \Delta T}{\ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right)}$$

mit

λ	Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials
L	Länge des Rohrabschnitts
ΔT	Temperaturdifferenz zwischen der Fluid und der Umgebung
d_a, d_i	= Außen- und Innendurchmesser des Rohres

Eine andere Möglichkeit zur Bestimmung der aktiv abzuführenden Wärmemengen liegt in der Messung der Temperaturerhöhung an einer Referenzmaschine. Bei Durchführung der Messungen im Vorlauf- und Rücklauf vom Kühlwasser, kann damit die notwendige Kühlleistung bestimmt werden. Bei dieser Methodik wird die Wärmeabgabe der Komponenten an die Umgebung berücksichtigt, da lediglich die tatsächlich zu kühlende Wärmemenge erfasst wird. Um die Verlustleistung berechnen zu können, muss zusätzlich der Volumenstrom des Kühlwassers bekannt sein. Dieser kann entweder direkt messtechnisch oder über die theoretische Bestimmung der Anlagenkennlinie ermittelt werden. Der Wärmestrom lässt sich dann nach der Grundgleichung der Wärmelehre bestimmen zu:

$$\dot{Q}_{\text{kühl,maschine}} = \dot{V} \cdot \tilde{n} \cdot c \cdot \Delta T$$

mit

$\dot{V}$	Volumenstrom
$\tilde{n}$	Dichte
c	spezifische Wärmekapazität
ΔT	Temperaturänderung

Bei einer konkreten Umsetzung der Methode kann auf den Temperatúraustausch mit der Umgebung verzichtet werden. Dadurch lässt sich der Berechnungsaufwand bei gegebener Vergleichbarkeit erheblich reduzieren. Alle notwendigen Werte zur Wellenleistung der Pumpen und zum Spindelleerlauf liegen vor.

Für die Demonstratormaschine ergibt sich für einen Produktionszustand m die durchschnittlich rückzukühlende Wärmemenge $\bar{Q}_{v,maschine,m}$ aus den durchschnittlichen Spindelverlusten bei n verschiedenen Drehzahlen, der Wellenleistung der Hydraulikpumpe im drucklosen Umlauf und der Wellenleistung der Kühlpumpe zu:

$$\bar{Q}_{v,maschine,m} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{sl,i} \cdot t_i}{t_{zyklus,m}} + P_{\text{mechanisch,hydraulik}(p_{du})} + P_{\text{mechanisch,kühl}}$$

Im Produktionszustand „Nutzungszeit“ gilt wieder:

$$t_{\text{zyklus,nutzungszeit}} = t_{\text{taktzeit}}$$

Bei Spindelstillstand, ohne dass die Antriebe in Regelung sind, entfällt der Term für den Spindelleerlauf. Es fallen konstante Verluste bei drucklosem Umlauf der Hydraulik und kontinuierlichem Förderstrom der Kühlmittelpumpe an.

Bei zentral gekühlten Maschinen ist im Lastenheft die Wärmemenge anzugeben. Bei dezentral gekühlten Maschinen muss der Maschinenhersteller zusätzlich den Energiebedarf des Rückkühlers bestimmen und zum Gesamtenergiebedarf der Maschine hinzu addieren.

4.5.2. Energiebedarf

Bei Rückkühlern hängen die Kühlleistung $\dot{Q}_k$ und die elektrische Leistungsaufnahme $P_{\text{elektrisch}}$ vor allem von der Wasservorlauftemperatur T_{vor} und der Umgebungstemperatur T_u ab.

Öffentlich zugängliche Kennfelder der Hersteller zur elektrischen Leistungsaufnahme liegen grundsätzlich nicht vor. Auf Anfrage beim Hersteller werden jedoch die entsprechenden Kenngrößen herausgegeben. Abbildung II-53 zeigt die Ergebnisse einer Vermessung des Rückkühlers der Demonstratormaschine im Klimalabor der Firma Rittal. Die Leistungsaufnahme des Lüfters ist bereits in der dargestellten elektrischen Leistungsaufnahme enthalten.

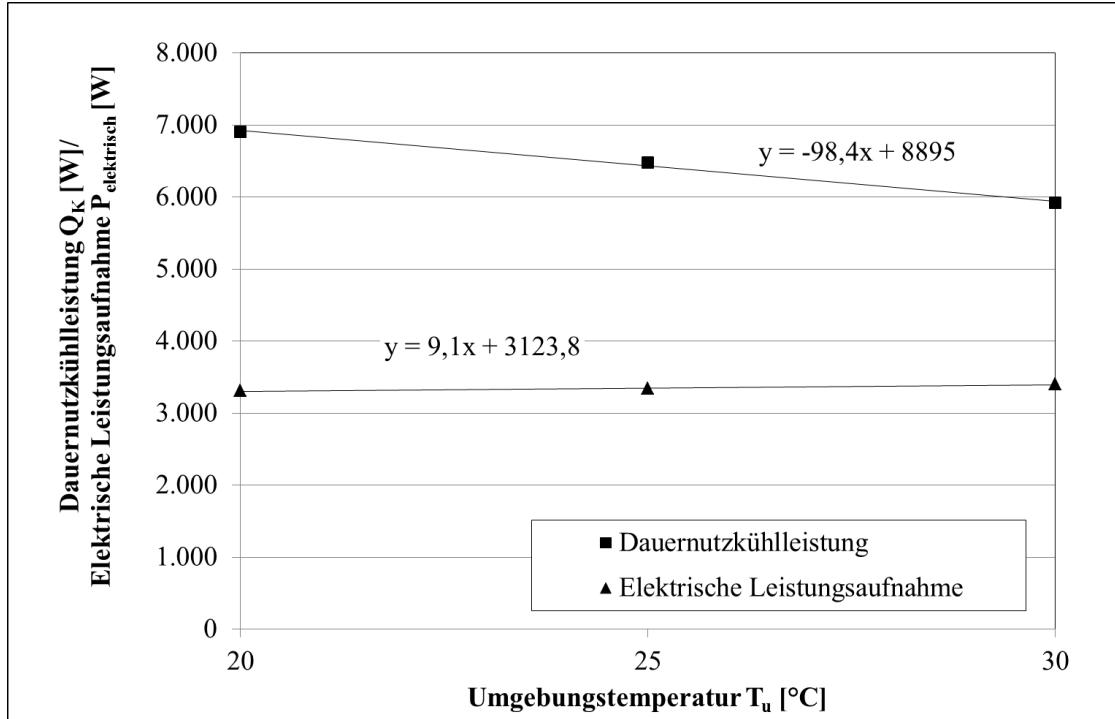


Abbildung II-53: Dauernutzkühlleistung und elektrische Leistungsaufnahme des Cillers SK3336.609 von Rittal bei $T_{\text{vor}}=22,5^\circ\text{C}$

Ähnlich zur Schaltschränkklimatisierung lässt sich damit unter Vernachlässigung des Wärmeaustauschs mit der Umgebung die durchschnittliche elektrische Leistungsaufnahme für den 2-Punkt geregelten Rückkühler in der Demonstratormaschine bestimmen. Für einen Maschinenzustand m und eine Umgebungstemperatur j gilt:

$$\bar{P}_{\text{elektrisch},m,j} = a_{k,m,j} \cdot P_{\text{elektrisch}}(\bar{T}_{\text{vor}}, T_{u,j})$$

mit

$$a_{k,m,j} = \frac{\dot{Q}_{v,\text{maschine},m}}{\dot{Q}_k(\bar{T}_{\text{vor}}, T_{u,j})}$$

Hat der Kunde ein Temperaturprofil zur Umgebungstemperatur mit n unterschiedlichen Temperaturen angegeben, lässt sich für jeden Produktionszustand die durchschnittliche Leistungsaufnahme nach folgender Gleichung berechnen, wobei a_j den relativen Zeitanteil im Jahr der Umgebungstemperatur $T_{u,j}$ angibt:

$$\bar{P}_{\text{elektrisch},m} = \sum_{j=1}^n a_j \cdot \bar{P}_{\text{elektrisch},m,j}$$

4.6. Hydraulik

Das Hydraulikaggregat der Demonstrator-Werkzeugmaschine ist mit einem Druckflüssigkeitsspeicher ausgestattet. Dieser dient dazu, das benötigte Arbeitsvolumen und den benötigten Druck für einen Arbeitsvorgang im Bearbeitungsprozess eines Werkstücks bereit zu stellen. Der Druckspeicher versorgt unter anderem den Werkzeugwechsel (WZW). Erfolgt ein WZW, liefert der Druckflüssigkeitsspeicher das gebrauchte Arbeitsvolumen. Dabei nimmt sein Füllstand ebenso wie der Fülldruck ab. Bei Prozessen, in denen Hydraulik zum Einsatz kommt, herrschen zumeist sehr große Kräfte, die über große Drücke generiert werden. Es wird bei Druckflüssigkeitsspeichern in einem gewissen Druckfenster gearbeitet. Es muss also immer ein Mindestdruck im System erfüllt sein. Fällt das System unter diesen Druck ab, d. h. es ist zu viel Flüssigkeit aus dem Druckflüssigkeitsspeicher entnommen worden, wird der Speicher wieder bis zu einem für den Prozess eingestellten Maximaldruck aufgefüllt. Andernfalls ist eine Erfüllung des Prozesses nicht gewährleistet. Daraus ergibt sich, dass jeder Druckflüssigkeitsspeicher ein theoretisch nutzbares Volumen hat, welches mit dem tatsächlichen Volumen des Speichers und den Drücken des Prozesses zusammenhängt. Es lässt sich wie folgt bestimmen.

$$\Delta V = V_0 \cdot \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right]$$

mit

ΔV	nutzbares Volumen des Speichers
V_0	Speichergröße
p_0	gasseitiger Vorspanndruck
p_1	minimaler Betriebsdruck
p_2	maximaler Betriebsdruck
κ	Adiabatexponent (für zweiatomige Gase wie Stickstoff: 1,4)

Um die Anzahl der Ladevorgänge des Speichers f_m für einen bestimmten Zyklus m bestimmen zu können, muss das durch die Verbraucher entnommene Volumen und das durch Leckage verbrauchte Volumen ermittelt werden. Dazu kann wiederum die Zeitstudie herangezogen werden, indem beim jeweiligen Verfahren der Zylinder vermerkt wird, welches Volumen verbraucht wird. Das durch Leckage verbrauchte Volumen ergibt sich aus der spezifischen Leckage der einzelnen Ventile und der Zyklusdauer t_m . Die Ladehäufigkeit berechnet sich aus dem Quotienten des verbrauchten Ölvolumens (n Zylinder und k Ventile) zum nutzbaren Speichervolumen:

$$f_m = \frac{\sum_{i=1}^n (V_{\text{hub},i} \cdot s_{m,i}) + \sum_{j=1}^k Q_{\text{leckage},i} \cdot t_m}{\Delta V}$$

mit

$V_{\text{hub},i}$	Volumen des Zylinders i
$s_{m,i}$	Verfahrhäufigkeit des Zylinders i im Zyklus m
$Q_{\text{leckage},i}$	Leckage des Zylinders i
t_m	Zykluszeit

Die Ladedauer des Speichers ergibt sich aus dem Quotienten des nutzbaren Speichervolumens zum Förderstrom der Pumpe bei Speicherladung. Der Volumenstrom der Pumpe kann dabei als arithmetisches Mittel der Volumenströme bei minimalem und maximalem Fülldruck des Speichers angenommen werden. Abbildung II-54 zeigt den linearen Zusammenhang während eines Beladezyklusses an der Demonstratormaschine.

$$t_{\text{Ladung}} = \frac{\Delta V}{\frac{Q_{\text{Pumpe}(p_2)} - Q_{\text{Pumpe}(p_1)}}{2}}$$

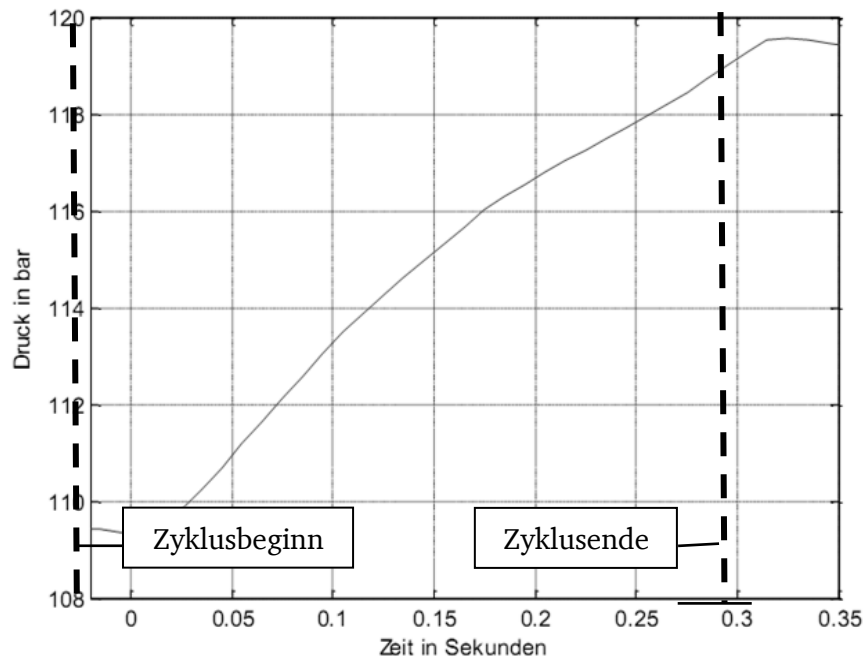


Abbildung II-54: Druckverlauf während eines Beladezyklusses des Speichers in der Demonstratormaschine

Die Gesamtzeit der Speicherladung im Zyklus m ergibt sich dann zu:

$$t_{\text{ladung},m} = f_m \cdot t_{\text{ladung}}$$

In der übrigen Zeit $t_{\text{du},m}$ des Zyklus befindet sich die Pumpe im drucklosen Umlauf:

$$t_{\text{du},m} = t_m - t_{\text{ladung}} \cdot f_m$$

Die elektrische Leistungsaufnahme bei Betrieb und im drucklosen Umlauf kann wie bereits bei der KSS-Hochdruckpumpe beschrieben, über die Wellenleistung und den Wirkungsgrad des Elektromotors ermittelt werden. Sowohl der Volumenstrom als auch die Wellenleistung hängen bei Innenzahnradpumpen linear vom Druck ab, so dass als Regressionsfunktion lineare Funktionen anzuwenden sind. Entsprechend können für den minimalen und maximalen angegebenen Druck die Werte aus den Kennlinien abgelesen werden, um daraus die Regressionsfunktion zu bestimmen.

Für den Betriebsdruck beim Speicherladen kann aufgrund des linearen Verlaufs des Druckanstiegs und des linearen Zusammenhanges von Druck und Volumenstrom sowie von Druck und Wellenleistung bei Innenzahnradpumpen das arithmetische Mittel von p_1 und p_2 herangezogen werden. Für den drucklosen Umlauf lässt sich der herrschende Druck anhand der Kennlinie des eingesetzten Wegeventils ablesen. Abbildung II-55 zeigt die Kennlinie für das entsprechende Ventil in der Demonstratormaschine.

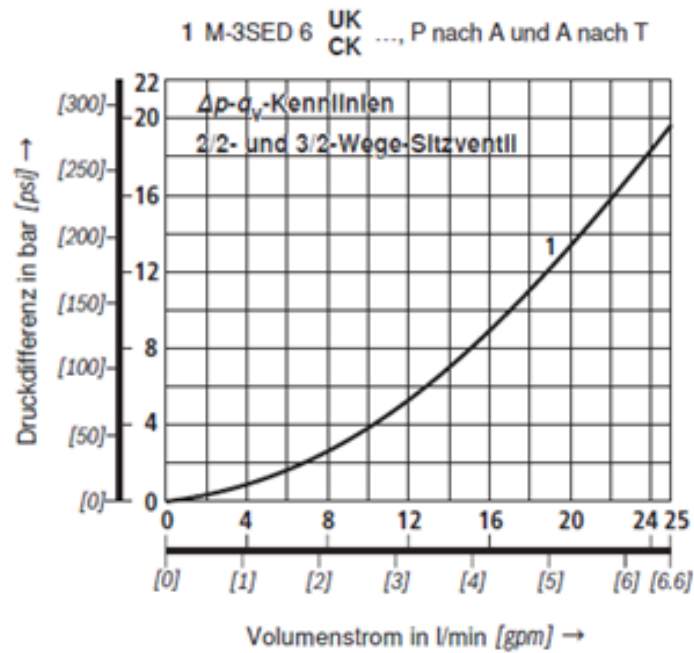


Abbildung II-55: Kennlinie zu den Druckverlusten im Wegeventil der Demonstratormaschine bei drucklosem Umlauf

Für die durchschnittliche Leistungsaufnahme im Produktionszustand m gilt:

$$\bar{P}_{\text{elektrisch,Hydraulik},m} = \frac{P_{\text{elektrisch}} \left(\frac{p_2 - p_1}{2} \right) \cdot t_{\text{ladung}} \cdot f_m + P_{\text{elektrisch}}(p_{\text{du}}) \cdot t_{\text{du},m}}{t_{\text{zyklus},m}}$$

Im Fertigungszustand „Nutzungszeit“ gilt dabei wiederum:

$$t_{\text{zyklus,nutzungszeit}} = t_{\text{taktzeit}}$$

In den anderen Zuständen werden in der Regel keine hydraulischen Aktoren verfahren. Hier geht in die Berechnung der Ladehäufigkeit lediglich die Leckage ein. Die Gleichung zur Ladehäufigkeit vereinfacht sich dann wie folgt:

$$f_m = \frac{\sum_{i=1}^n Q_{\text{leckage},i}}{\Delta V} \cdot t_m$$

5. Maschinenkonfigurator - Softwaretool zur Konfiguration Energieeffizienter Werkzeugmaschinen

Im Rahmen des Projektes wurde ein Softwaretool entworfen, das geeignet ist verschiedene Effizienzkonfigurationen von Werkzeugmaschinen bereits in der Planungsphase zu bewerten. Dieses Softwaretool basiert auf einer Vorabberechnung, die in einem Excel-Kalkulator erstellt wurde und in Rahmen einer Abschlussarbeit am PTW [15] in ein Softwaretool umgesetzt wird. Aufgrund der besseren Darstellbarkeit wird in der Folge nur auf das Softwaretool nach Herrn Emde eingegangen.

5.1. Programmstart und Hauptfläche

Beim Programmstart wird das Hauptfenster aufgerufen, das in Abbildung II-56 zu sehen ist.

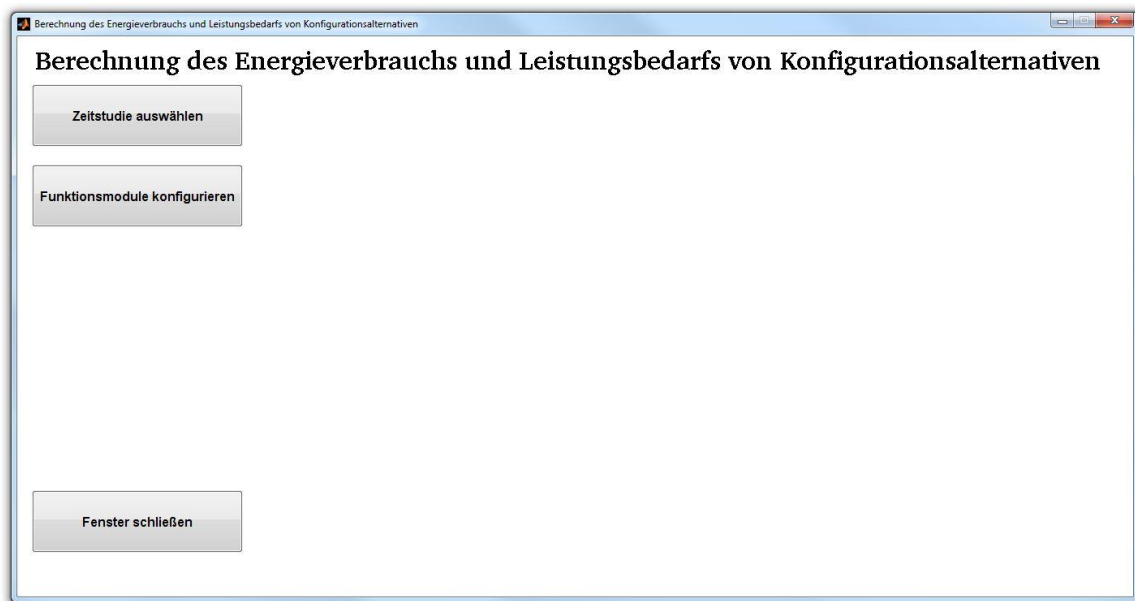


Abbildung II-56: Hauptfenster des Prototypen nach dem Programmstart

Im Anschluss kann entweder eine Zeitstudie für die Berechnung ausgewählt, die Funktionsmodule allgemein konfiguriert oder das Fenster geschlossen werden. Zunächst erfolgt eine Auswahl einer Zeitstudie. Das entsprechende Auswahlfenster zeigt Abbildung II-57.

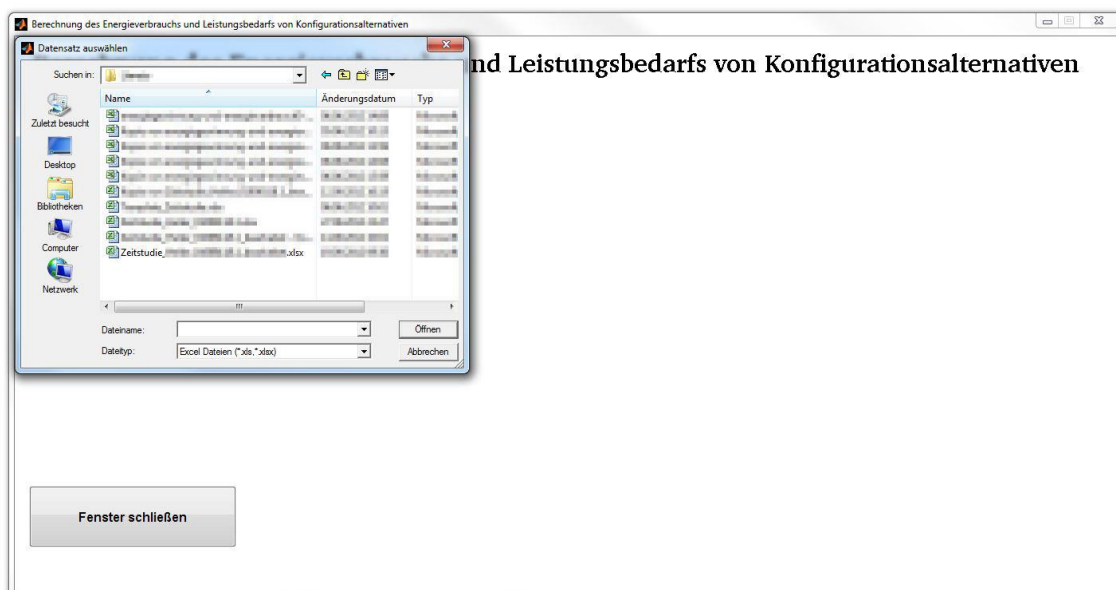


Abbildung II-57: Auswahl der Zeistudie

Die Auswahl der möglichen Dateitypen für Zeitstudien wird dabei eingeschränkt, da die verwendeten Zeitstudien im Excel-Dateiformat vorliegen. Nach der Auswahl wird im Hauptfenster der Dateiname der Zeitstudie zur möglichen Kontrolle durch den Anwender eingetragen. Gleichzeitig wird die aktuelle Konfiguration der Maschine wiedergegeben, sodass ein sofortiger Überblick über die Maschine gewährleistet ist. Mit der Auswahl einer Zeitstudie werden weitere Funktionen auf der Oberfläche freigeschaltet. So kann die Berechnungsvorschrift für die Vergleichskonfiguration zur Standardmaschine in einem Pop-up-Menü ausgewählt werden. Es wird dabei zwischen „ungeregelter Betrieb“, „ND-Pumpe geregelt“, „HD-Pumpe geregelt“ und „geregelter Betrieb“ unterschieden. Unter „geregelter Betrieb“ wird der geregelte Betrieb von ND-Pumpe und HD-Pumpe verstanden. Außerdem kann die im Anschluss der Berechnung darzustellende Anzeige ausgesucht werden. Hierfür stehen fünf Möglichkeiten zur Verfügung:

- Energievergleich der Funktionsmodule,
- Leistung über Zeit (Auswahl),
- Leistung über Zeit (ungeregelt),
- Volumenstrom KSS über Zeit (Auswahl) und
- Volumenstrom KSS über Zeit (ungeregelt).

Des Weiteren wird die Maschinenkonfiguration freigeschaltet und der Start der Berechnung ermöglicht. Abbildung II-58 zeigt die erweiterte Hauptoberfläche nach der Auswahl einer Zeitstudie.

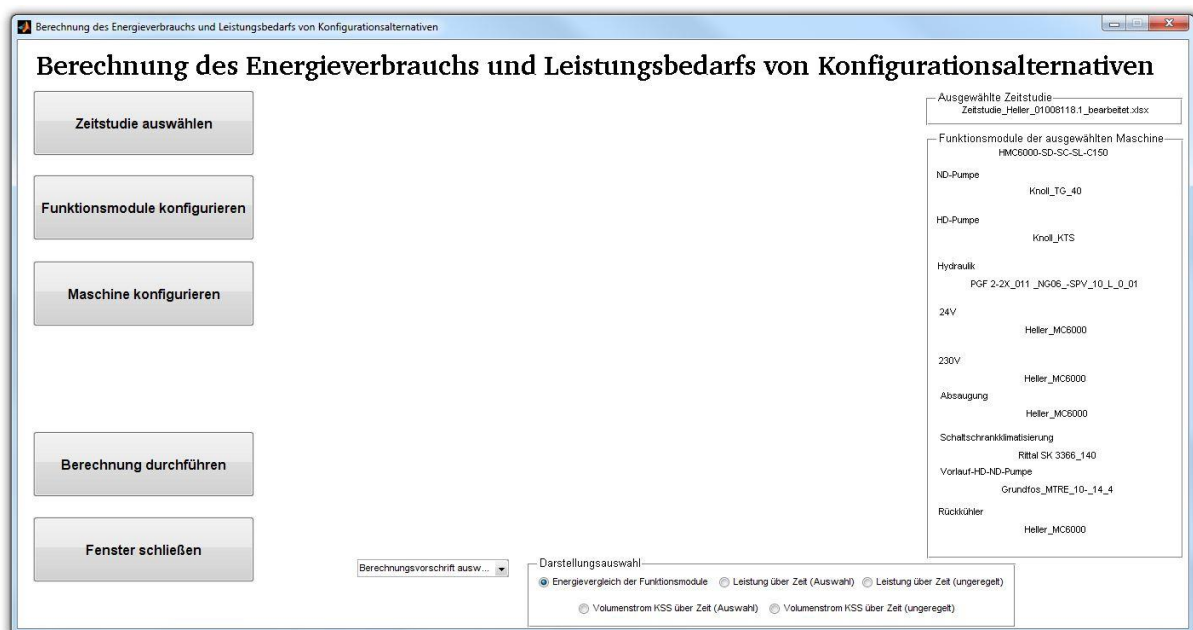


Abbildung II-58: Hauptfenster des Prototypen nach der Auswahl einer Zeitstudie

Die Berechnung kann nun gestartet werden, indem auf den Button „Berechnung durchführen“ geklickt wird. Während des Vorgangs greift das Programm sowohl auf die ausgewählte Zeitstudie als auch auf die Datenblätter der angegebenen Funktionsmodule zurück. Im Anschluss an die Berechnung wird die ausgewählte Darstellung angezeigt. Abbildung II-59 zeigt den Energievergleich der Funktionsmodule von der Auswahl (hier geregelter Betrieb) und dem ungeregelten Betrieb (Standardmaschine) für die gegebenen Daten an. Es handelt sich dabei um eine Darstellung der Machbarkeit. Die verwendeten Daten stammen aus dem MAXIEM-Projekt und von der Firma HELLER, sodass auf Grund dieser Vermischung kein Anspruch auf Realitätsnähe gestellt werden kann.

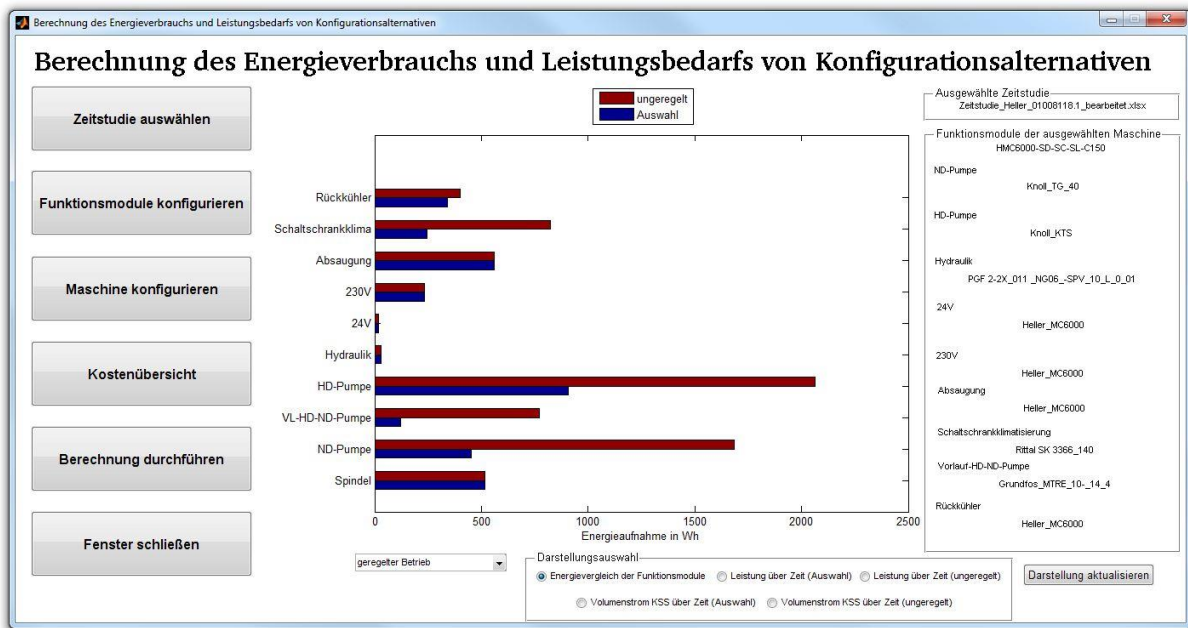


Abbildung II-59: Hauptfenster des Prototypen nach einer Berechnung (Anzeige des Energievergleichs)

Wählt der Anwender eine Darstellung und betätigt den „Darstellung aktualisieren“-Button, wird je nach Auswahl einer der vier folgenden Verläufe angezeigt. So zeigt Abbildung II-60 den Verlauf der Leistungsaufnahme in kW über der Zeit in s für die Auswahl, die in diesem Fall „geregelter Betrieb“ bedeutet.

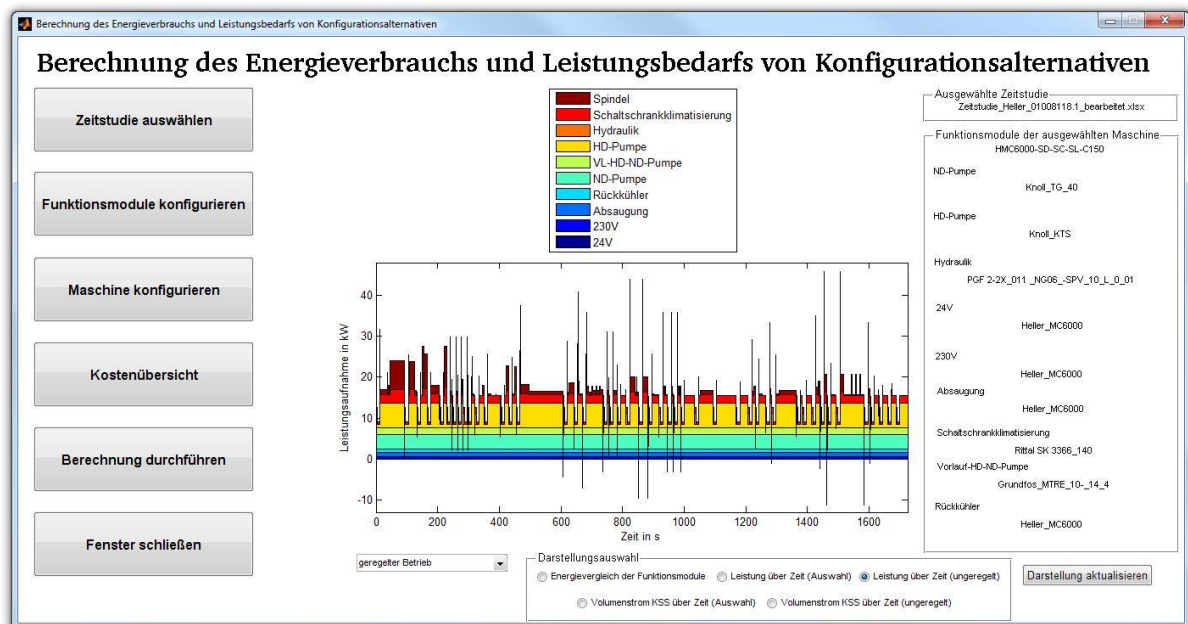


Abbildung II-60: Hauptfenster des Prototypen nach einer Berechnung (Anzeige des Leistungsbedarfverlaufs für die Auswahl, hier im geregelten Betrieb)

Abbildung II-61 zeigt den Verlauf der Leistungsaufnahme in kW über der Zeit in s für den unregelmäßigen Betrieb. Ein Vergleich beider Verläufe offenbart eine teils deutliche Verringerung des Leistungsbedarfs durch einen geregelten Betrieb der Maschine. Dies ist bspw. zum Zeitpunkt $t = 400$ s ersichtlich.

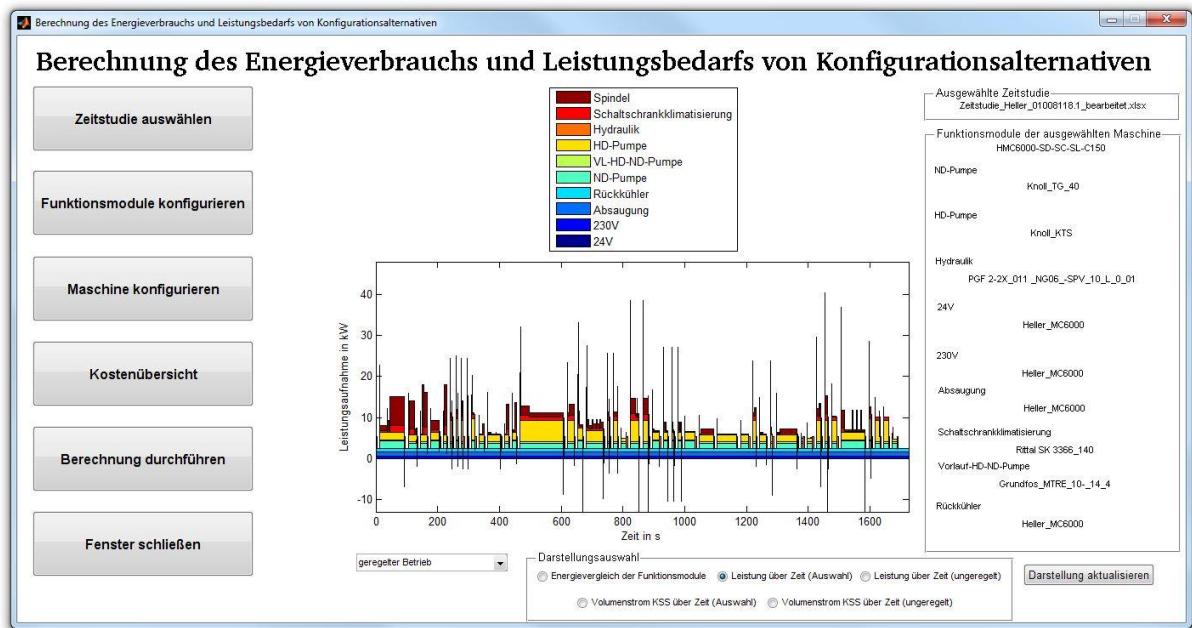


Abbildung II-61: Hauptfenster des Prototypen nach einer Berechnung (Anzeige des Leistungsbedarfverlaufs für den ungeregelten Betrieb)

Zur Veranschaulichung sind die Ausschnitte nochmals in Abbildung II-62 und Abbildung II-63 vergrößert dargestellt.

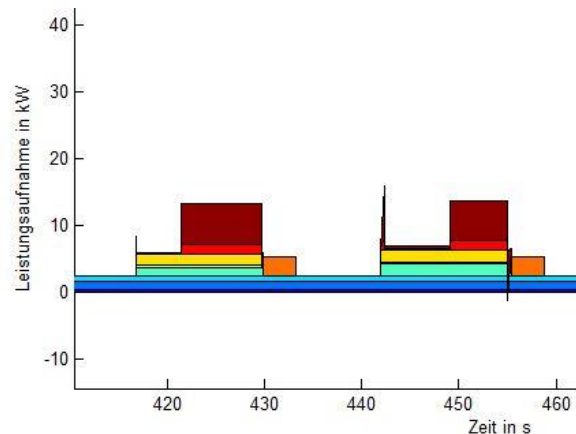


Abbildung II-62: Vergrößerter Ausschnitt des Leistungsbedarfverlaufs im geregelten Betrieb

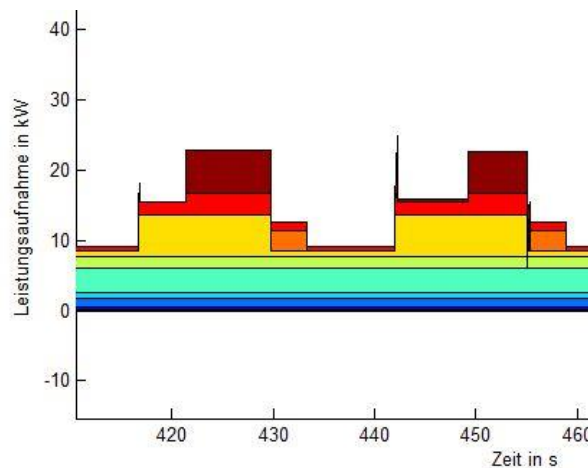


Abbildung II-63: Vergrößerter Ausschnitt des Leistungsbedarfverlaufs im ungeregelten Betrieb

Die Abbildung II-64 und Abbildung II-65 zeigen die benötigten KSS-Volumenströme in l/min über der Zeit t in s für die Auswahl (Abbildung II-64) und den unregelmäßigen Betrieb (Abbildung II-65).

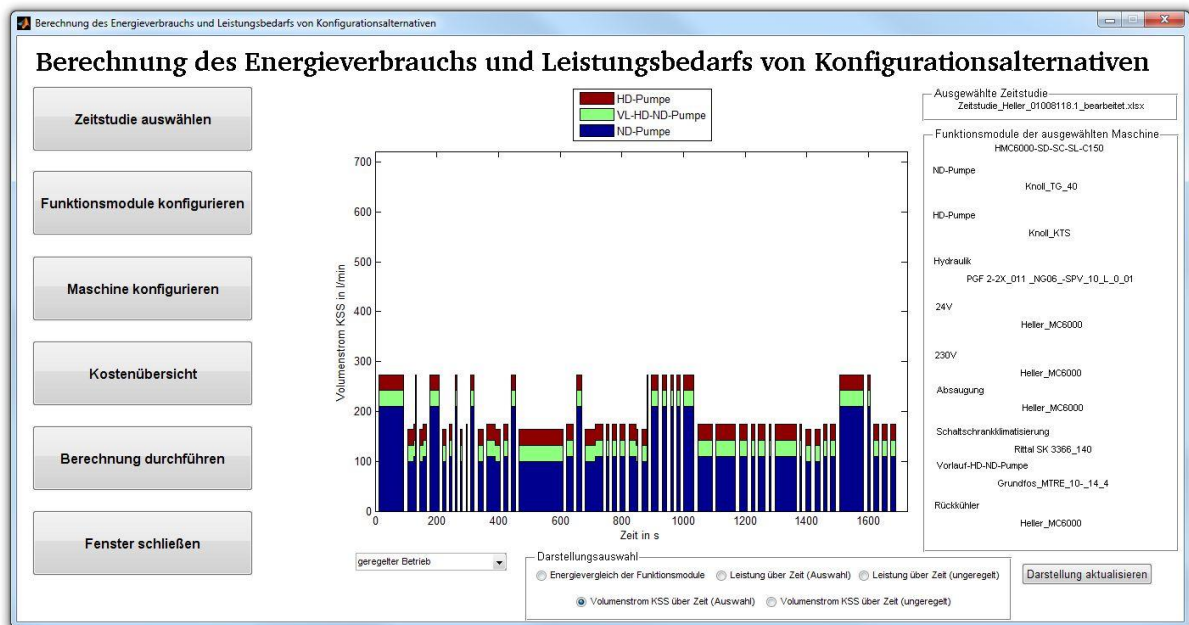


Abbildung II-64: Hauptfenster des Prototypen nach einer Berechnung (Anzeige des Verlaufs des KSS-Volumenstroms für die Auswahl, hier „geregelter Betrieb“)

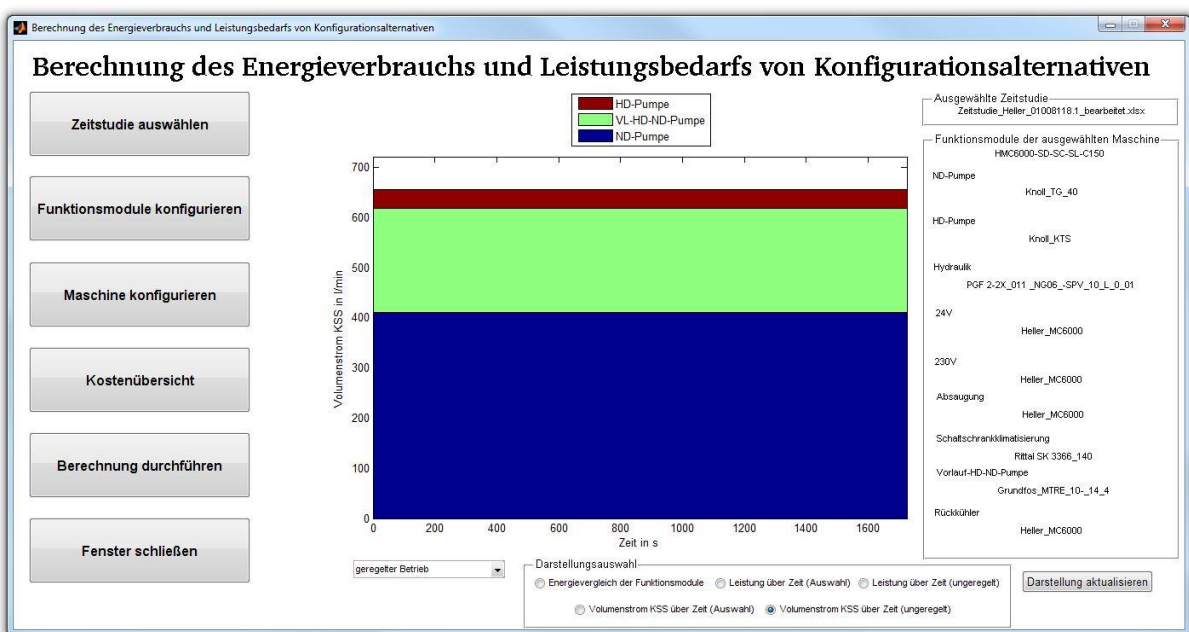


Abbildung II-65: Hauptfenster des Prototypen nach einer Berechnung (Anzeige des Verlaufs des KSS-Volumenstroms für den unregelmäßigen Betrieb)

5.2. Kostenkalkulation

Ist die Berechnung abgeschlossen, wird die Möglichkeit der Kostenkalkulation gegeben. Dazu erscheint ein neuer Button „Kostenübersicht“ auf der Bedienoberfläche des Programms. Wird dieser betätigt, öffnet sich ein neues Fenster, das Abbildung II-66 zeigt.

Berechnung des Energieverbrauchs und Leistungsbedarfs von Konfigurationsalternativen Kostenkalkulation

Kosten darstellen

Schichtbetriebsform:
☐ 1-Schicht-Betrieb ☐ 2-Schicht-Betrieb ☐ 3-Schicht-Betrieb

Arbeitswoche:
☐ 5-Tage-Woche ☐ 6-Tage-Woche

Fenster schließen

Kosten

Energiekosten pro Werkstück im 1. Jahr
bei cent/kWh und % Preissteigerung
aktuelle Auswahl ungeregelt

Aktuelle Kostendifferenz zwischen der ausgewählten Maschine und der ungeregelten Maschine:
 Euro
Die Amortisationszeit der aktuellen Konfiguration gegenüber der ungeregelten Maschine beträgt:

Durchschnittliche Maschinenzeiten

Bearbeitungszeit in %	Wartezeit auf Teil in %	Standbyzeit in %	Ausfallzeit in %
70	2	18	10

Durchschnittlicher Energieverbrauch (kW) bei

Warten	Standby	Ausfall
aktuelle Auswahl: 0.3 ungeregelt: 0.3	aktuelle Auswahl: 0.2 ungeregelt: 0.2	aktuelle Auswahl: 0 ungeregelt: 0

Energiekosten im 1. Jahr
aktuelle Auswahl ungeregelt

Abbildung II-66: Fenster zur Kostenkalkulation nach Aufruf

Es ist zu erkennen, dass verschiedenste Angaben für die Kostenkalkulation gemacht werden müssen. So werden neben dem Belegungsprofil, das die Betriebsform, die Arbeitswoche und die verschiedenen Belegungszeiten (Betrieb, Warten auf Teil, Standby und Ausfall) beinhaltet, der aktuelle Strompreis, dessen voraussichtliche Preissteigerung sowie die Differenzkosten zwischen der ausgewählten Maschine und der Standardvergleichsmaschine angegeben. Im Anschluss können die Kosten kalkuliert werden. Fehlt eine Angabe, erscheint eine Warnung, die den Bediener auf die fehlerhafte Eingabe hinweist. Abbildung II-67 zeigt beispielsweise den Fall, dass die prozentuale Verteilung der Belegungszeiten nicht stimmig ist, die Summe der prozentualen Zeitanteile ergibt nicht 100 % sondern 105 %.

Berechnung des Energieverbrauchs und Leistungsbedarfs von Konfigurationsalternativen - Kostenkalkulation

Berechnung des Energieverbrauchs und Leistungsbedarfs von Konfigurationsalternativen Kostenkalkulation

Kosten darstellen

Schichtbetriebsform:
☒ 1-Schicht-Betrieb ☐ 2-Schicht-Betrieb ☐ 3-Schicht-Betrieb

Arbeitswoche:
☒ 5-Tage-Woche ☐ 6-Tage-Woche

Fenster schließen

Kosten:

Energiekosten pro Werkstück im 1. Jahr:

bei 75 und 2

Durchschnittlicher Energieverbrauch (kW) bei Warten: 0.3 (aktuelle Auswahl) / 0.3 (ungeregelt)

Energiekosten im 1. Jahr: 0.2 (aktuelle Auswahl) / 0.2 (ungeregelt)

Ausfall: 0 (aktuelle Auswahl) / 0 (ungeregelt)

Aktuelle Kostendifferenz zwischen der ausgewählten Maschine und der ungeregelten Maschine: 15000 Euro

Die Amortisationszeit der aktuellen Konfiguration gegenüber der ungeregelten Maschine beträgt:

Standbyzeit in %: 18

Ausfallzeit in %: 10

Warnung!
Die Zeiteinteilung ergibt nicht 100%! Bitte korrigieren Sie die prozentualen Zeitangaben!

Abbildung II-67: Fenster zur Kostenkalkulation mit Warnung über fehlerhafte Belegungszeitenverteilung

Erst nach einer Bestätigung der Fehlermeldung kann der Fehler seitens des Bedieners behoben werden.

Berechnung des Energieverbrauchs und Leistungsbedarfs von Konfigurationsalternativen - Kostenkalkulation

Berechnung des Energieverbrauchs und Leistungsbedarfs von Konfigurationsalternativen Kostenkalkulation

Kosten darstellen

Schichtbetriebsform:
☒ 1-Schicht-Betrieb ☐ 2-Schicht-Betrieb ☐ 3-Schicht-Betrieb

Arbeitswoche:
☒ 5-Tage-Woche ☐ 6-Tage-Woche

Fenster schließen

Kosten:

Energiekosten pro Werkstück im 1. Jahr:

bei 11 cent/kWh und 20 % Preissteigerung

aktuelle Auswahl: 0.3765 € / ungeregelt: 0.7808 €

Aktuelle Kostendifferenz zwischen der ausgewählten Maschine und der ungeregelten Maschine: 15000 Euro

Die Amortisationszeit der aktuellen Konfiguration gegenüber der ungeregelten Maschine beträgt: 6.71 Jahre

Durchschnittliche Maschinenzzeiten:

Bearbeitungszeit in %: 70

Wartezeit auf Teil in %: 2

Standbyzeit in %: 18

Ausfallzeit in %: 10

Durchschnittlicher Energieverbrauch (kW) bei Warten: 0.3 (aktuelle Auswahl) / 0.3 (ungeregelt)

Energiekosten im 1. Jahr: 1184.81 € (aktuelle Auswahl) / 2435.15 € (ungeregelt)

Energiekosten pro Werkstück:

Energiekosten im 1. Jahr:

Abbildung II-68: Fenster zur Kostenkalkulation mit Beispielberechnung (1-Schicht-Betrieb und 5-Tage-Woche)

Sind alle Angaben aus Sicht des Programms korrekt, werden die Kostenkalkulation durchgeführt und die Ergebnisse angezeigt (Abbildung II-68). Es werden sowohl die Energiekosten je Werkstück als auch die Energiekosten im 1. Jahr mittels eines Balkendiagramms visualisiert. Des Weiteren werden die dargestellten Kosten und die Amortisationszeit als Werte ausgegeben. In der wiedergegebenen Rechnung wird von einer Preissteigerung von 20 %, Differenzkosten von 15000 €, einem 1-Schicht-Betrieb und

einer 5-Tage-Woche ausgegangen. Damit ergibt sich eine Amortisationszeit von rund 6,71 Jahren. Wird die gleiche Berechnung nochmals mit einem anderen Belegungsprofil (3-Schicht-Betrieb und 6-Tage-Woche) durchgeführt, so verkürzt sich die Amortisationszeit wesentlich. Sie beträgt in diesem Fall mit sonst für die Berechnung unveränderten Werten noch 2,8 Jahre. Näheres zeigt Abbildung II-69.

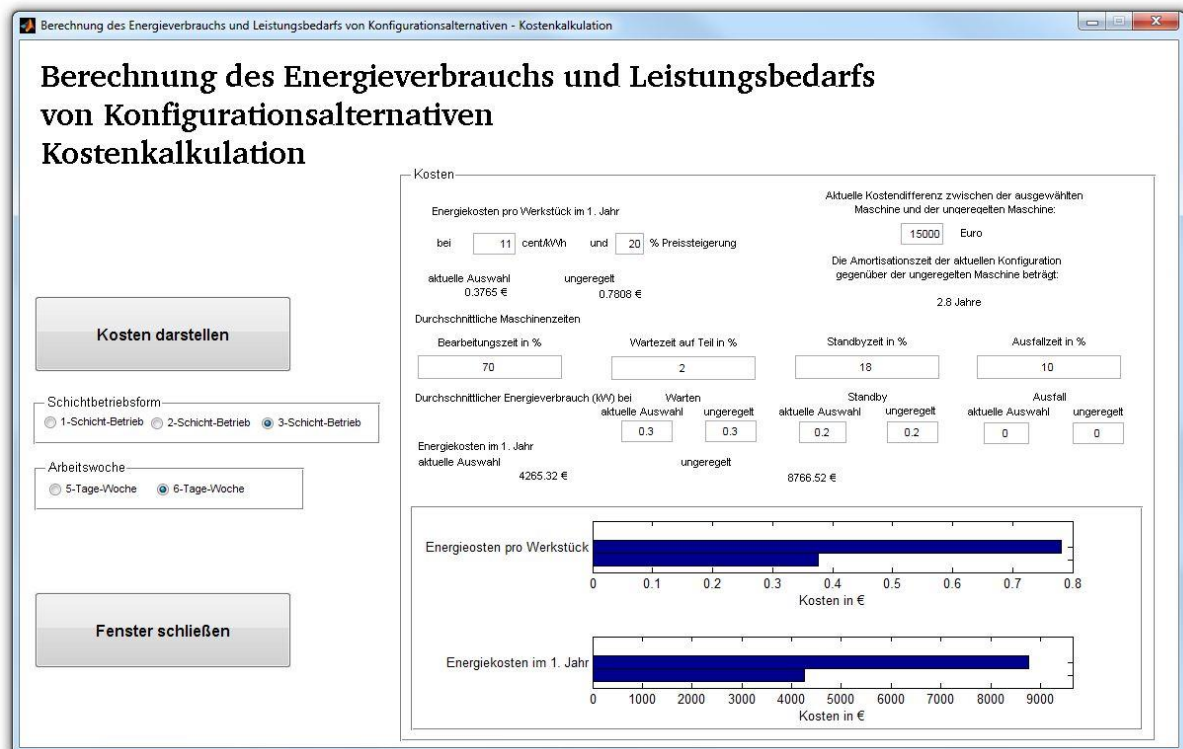


Abbildung II-69: Fenster zur Kostenkalkulation mit Beispielberechnung (3-Schicht- Betrieb und 6-Tage-Woche)

Das Fenster zur Kostenkalkulation kann jederzeit über den Button „Fenster schließen“ geschlossen werden.

5.3. Maschinenverwaltung

Stellt der Bediener durch die bisher ermittelten Ergebnisse der Kalkulation fest, dass die Maschine durch Konfigurationsalternativen von Funktionsmodulen verbessert werden kann oder verändert werden sollte, so kann er über das Hauptfenster auf das Fenster zur Maschinenkonfiguration zurückgreifen. Dieses bietet zwei Möglichkeiten zur Verwaltung der Maschine. Zum einen können die Funktionsmodule ausgetauscht und durch andere ersetzt werden. Zum anderen können die Zuständigkeiten bestimmter Funktionsmodule verändert werden. Dazu wird der jeweilige Button angeklickt. Abbildung II-70 zeigt das Fenster „Maschine konfigurieren“ nach dem Aufruf. Klickt man auf „Maschine konfigurieren“ werden neben der aktuellen Konfiguration der Maschine Auswahlmöglichkeiten für die Funktionsmodule angezeigt. Die Auswahlmöglichkeiten sind durch Pop-up-Menüs realisiert, die automatisch auf die Datenbank des entsprechenden Funktionsmoduls zugreifen und die dort hinterlegten Alternativen anbieten.

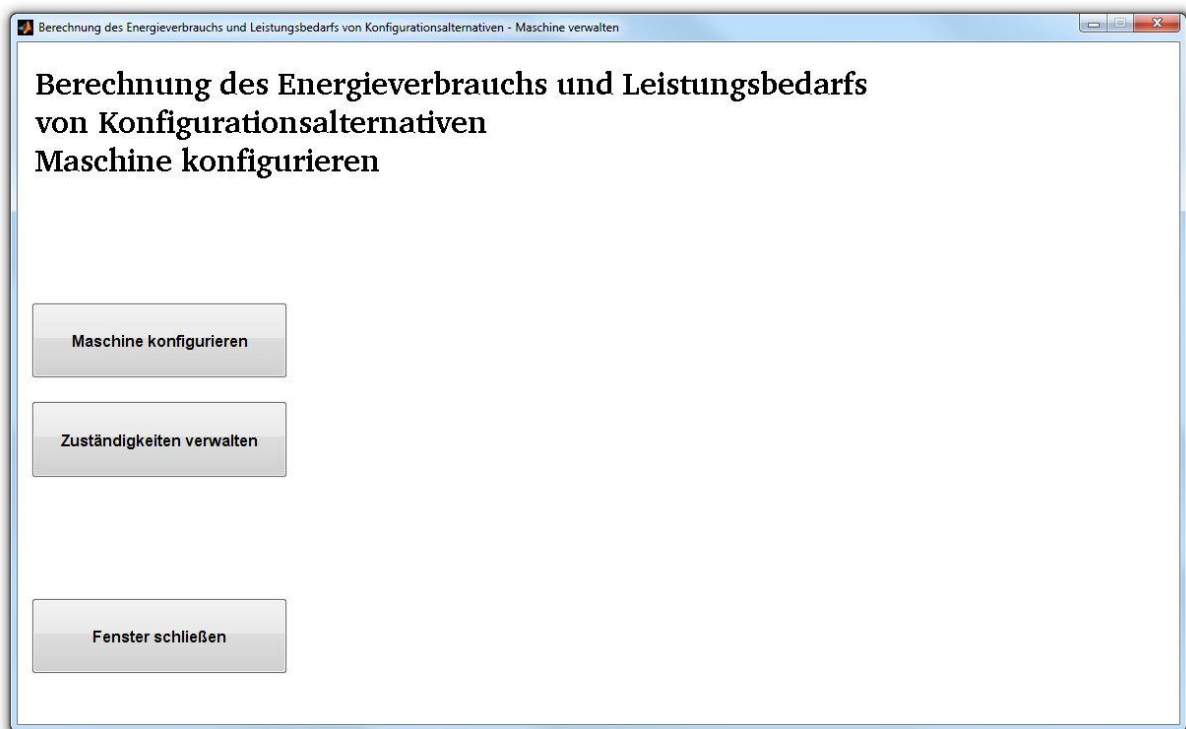


Abbildung II-70: Fenster Maschine konfigurieren nach dem Aufruf

So ist in Abbildung II-70 das aufgeklappte Menü für die ND-Pumpen zu erkennen. Zum Zeitpunkt der Erstellung des Bildes sind zwei Pumpen in der Datenbank hinterlegt. Wurde ein Funktionsmodul bzw. wurden mehrere Funktionsmodule verändert, muss die Maschinenkonfiguration zunächst aktualisiert (betätigen des Buttons „Maschinenkonfiguration aktualisieren“) und im Anschluss gespeichert werden (betätigen des Buttons „Maschinenkonfiguration speichern“).

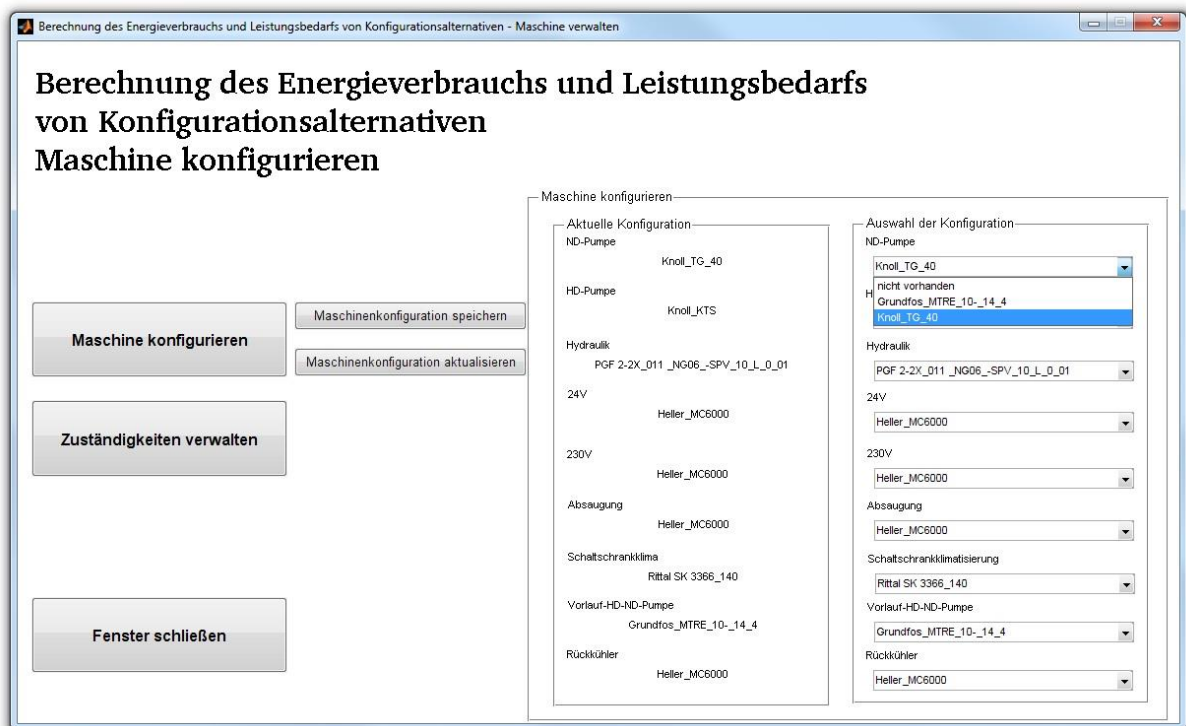


Abbildung II-71: Fenster zur Maschinenkonfiguration mit aufgeklapptem Pop-up- Menü

Will der Bediener die Zuständigkeiten der Funktionsmodule verändern, so muss er den Button „Zuständigkeiten verwalten“ anklicken. So verändert sich die Ansicht des Fensters, wie es in Abbildung II-72 zu erkennen ist.

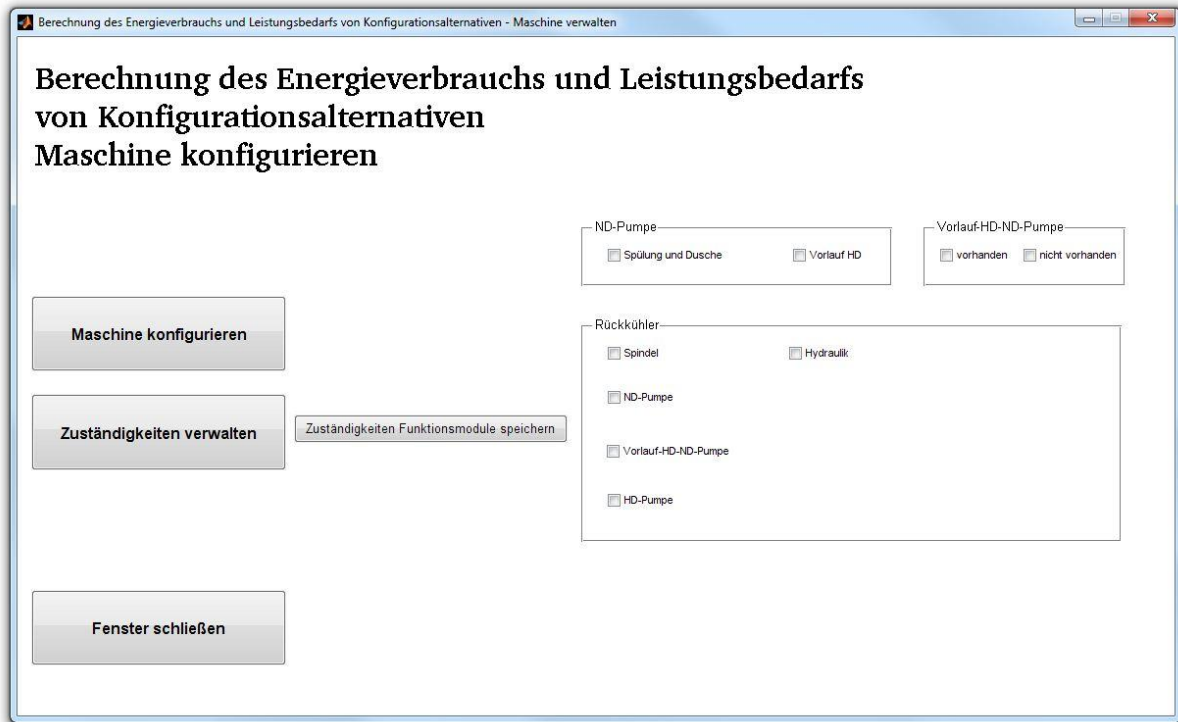


Abbildung II-72: Fenster zur Maschinenkonfiguration mit der Übersicht über die zu verwaltenden Funktionsmodulzuständigkeiten

Nach der Auswahl der Zuständigkeiten können diese mittels des Buttons „Zuständigkeiten Funktionsmodule speichern“ gespeichert werden. Nach Beendigung der Maschinenkonfiguration kann das Fenster über „Fenster schließen“ verlassen werden. Durch diese wenigen Schritte lassen sich durch ein Programm aus einer erweiterten Zeitstudie sowohl die Energieverbräuche je Nebenaggregat und die Gesamtverbräuche je Werkstück angeben als auch die Leistungsbedarfsverläufe und KSS-Volumenstromverläufe bestimmen.

5.4. Verwaltung der Funktionsmodule

Grundlage für die Bestimmung der Verläufe ist neben dem bisher gezeigten Programm eine Datenbank, die die Datenblätter der Funktionsmodule enthält. Des Weiteren ist eine einheitliche Struktur der Daten für jedes Funktionsmodul von Bedeutung, da andernfalls ist die Funktionalität des Programms nicht zu gewährleisten ist. Aus diesen Gründen steht ein Fenster zur Verwaltung der Datenblattinhalte zur Verfügung. Es wird vom Hauptfenster über den Button „Funktionsmodule konfigurieren“ aufgerufen. Es bietet direkt nach dem Öffnen die Möglichkeit der Anlage eines neuen Datenblattes (Abbildung II-73). Dafür können beliebig viele Zeilen sowie Spalten zu den bereits in der Tabelle existierenden hinzugefügt werden. Außerdem lassen sich ebendiese wieder löschen, wobei immer die unterste Zeile bzw. die äußerste rechte Spalte gelöscht wird. In dieser Tabelle werden die Daten des Funktionsmoduls eingegeben. Neben diesen Daten müssen der Funktionsmodultyp und die Funktionsmodulbezeichnung angegeben werden. Die Kenntnis des Aufbaus des jeweiligen Datenblattes ist bei einer freien Eingabe der Daten die Voraussetzung.

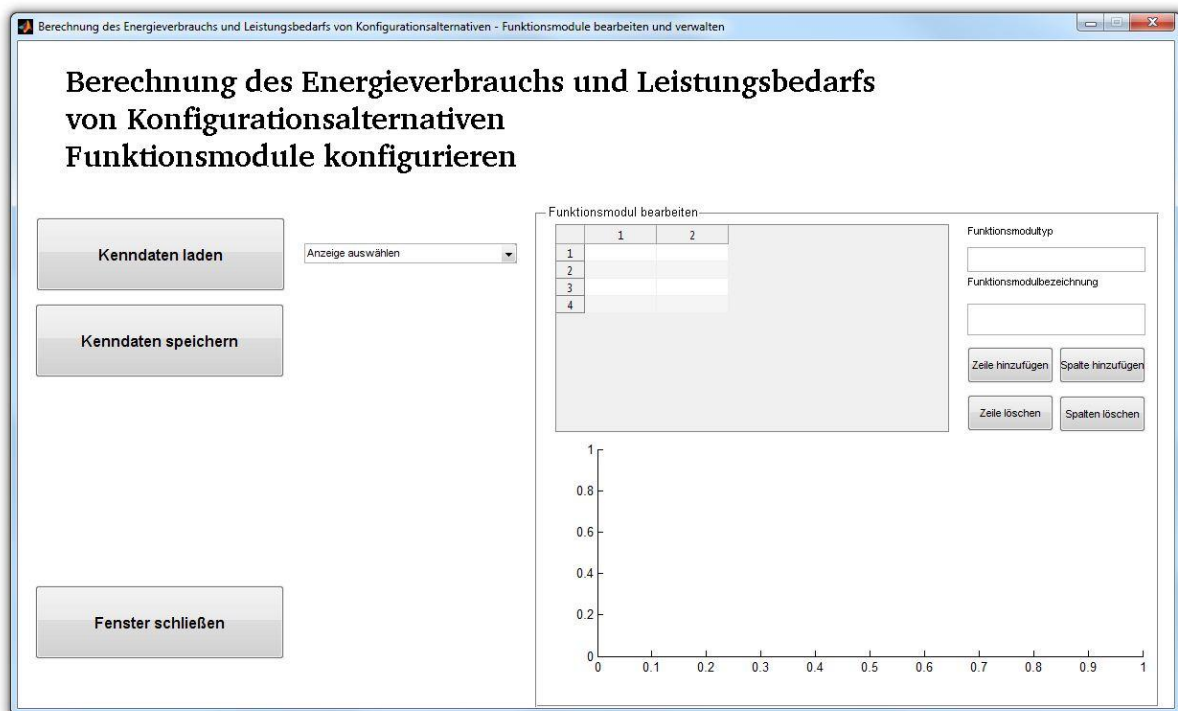


Abbildung II-73: Fenster zur Funktionsmodulkonfiguration nach dem Aufrufen

Möchte der Bediener die Datenstruktur aufrufen, so ist zunächst zu entscheiden, um welchen Typ Funktionsmodul es sich handelt. Dazu wählt die Person im Pop-up-Menü das entsprechende Modul aus. Danach wird über den Button „Kenndaten laden“ ein Datenblatt geladen und dabei kontrolliert, ob der Typ des ausgewählten Datenblatts dem des zuvor ausgewählten Funktionsmodultyps entspricht. Ist dies nicht der Fall, wird die Auswahl verweigert und es muss erneut ein Datenblatt ausgewählt werden. Bei einer Übereinstimmung des Typs im Datenblatt und dem ausgewählten Funktionsmodultyp werden die Daten des Datenblatts in die Tabelle eingetragen und die charakteristischen Werte in einer Grafik dargestellt. So wird bei einer ND-Pumpe die 100 %-Kennlinie des Drucks über dem Volumenstrom abgebildet, da dem Bearbeitungsprozess jeweils Volumenströme und Drücke zugeordnet werden. Die Datenblätter der Pumpenhersteller stellen jedoch die Förderhöhe über dem Volumenstrom dar. Deshalb gibt es beim Funktionsmodul ND-Pumpen die Möglichkeit die Darstellung in Förderhöhe über den Volumenstrom zu ändern (siehe Abbildung II-74 im Vergleich zu Abbildung II-75). Dies dient der besseren Vergleichbarkeit der im Programm dargestellten und der im Datenblatt des Herstellers angegebenen Kenndaten.

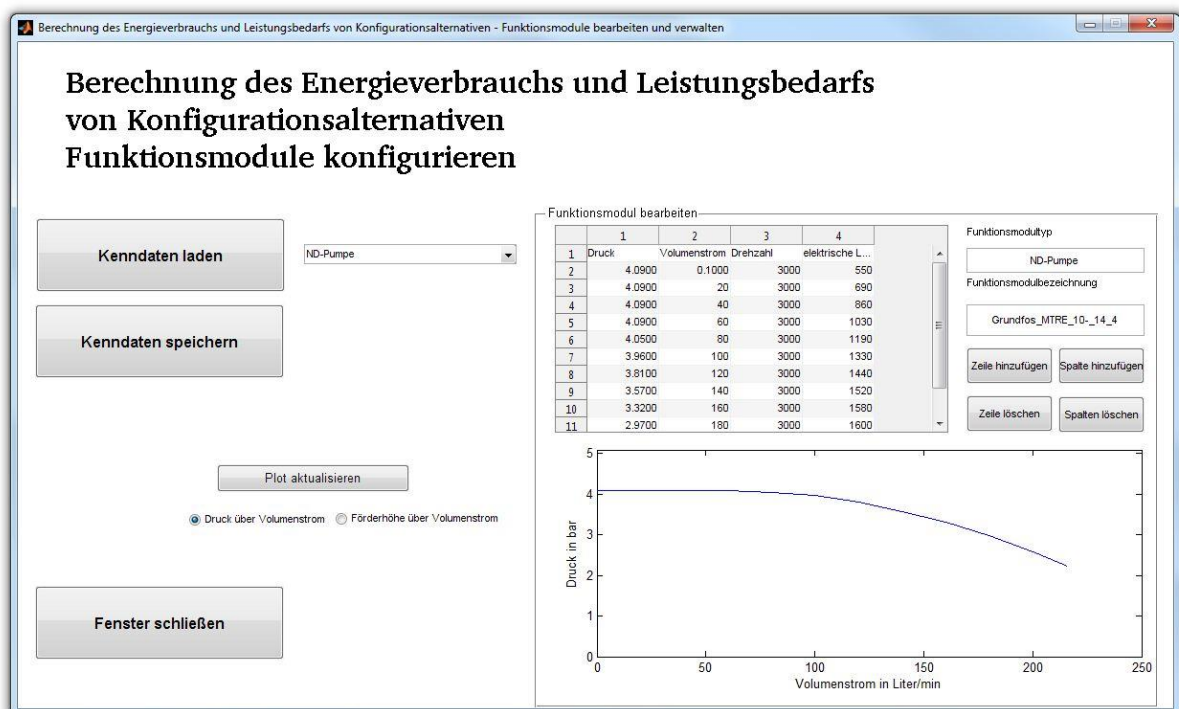


Abbildung II-74: Fenster zur Funktionsmodulkonfiguration bei Anzeige einer Niederdruckpumpe (Darstellung des Drucks über dem Volumenstrom)

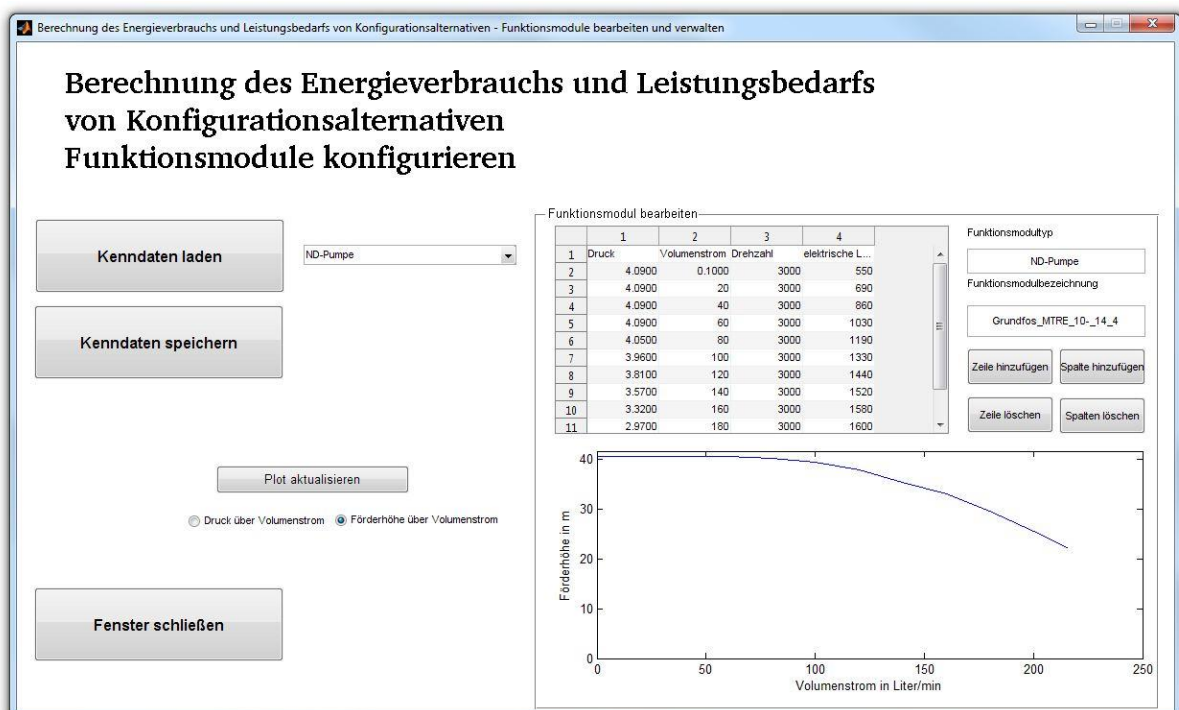


Abbildung II-75: Fenster zur Funktionsmodulkonfiguration bei Anzeige einer Niederdruckpumpe (Darstellung der Förderhöhe über dem Volumenstrom)

Äquivalent zur Vorgehensweise der Verwaltung der Niederdruckpumpen wird bei den anderen Funktionsmodulen vorgegangen. Die bisher im Prototypen realisierten Funktionsmodule sind in Abbildung II-76 im Pop-up-Menü zu erkennen.

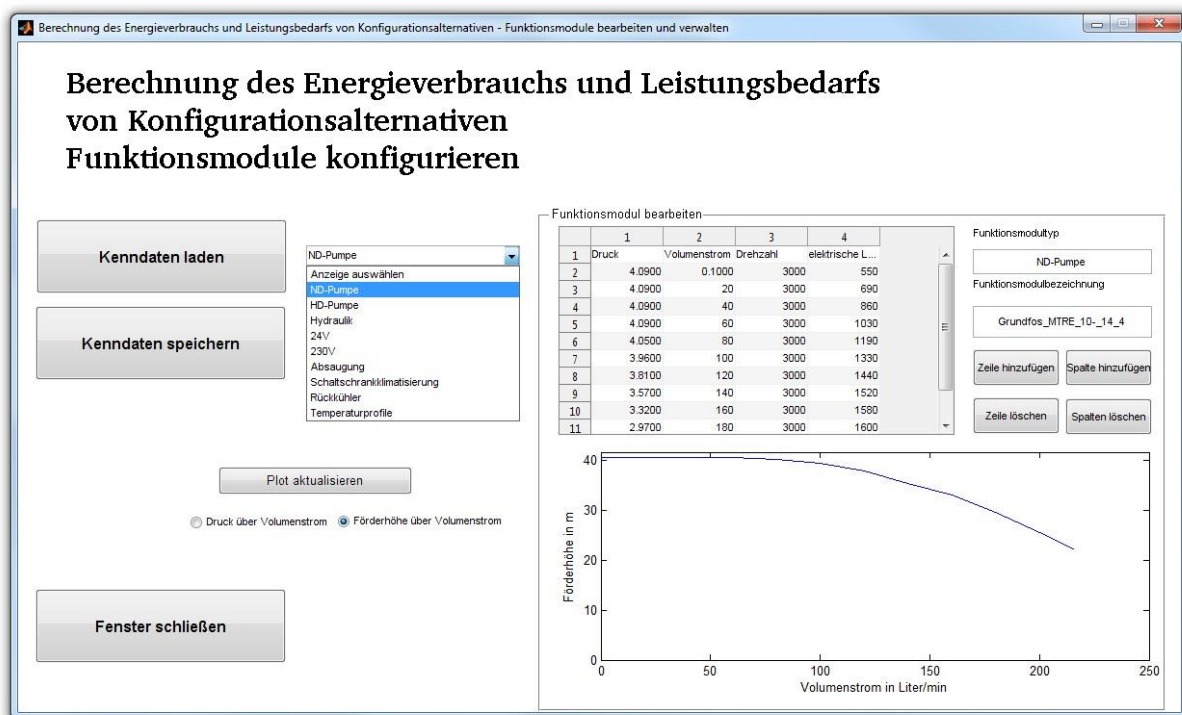


Abbildung II-76: Fenster zur Funktionsmodulkonfiguration mit aufgeklapptem Pop-up-Menü

6. Voraussichtlicher Nutzen der Arbeitsergebnisse

Aufgrund des starken Interesses an energieeffizienten Lösungen stoßen die erarbeiteten Ergebnisse bereits jetzt auf ein breites Interesse. Über die Demonstration an einer realen Werkzeugmaschine werden der gesamten Werkzeugmaschinenindustrie und deren Kunden die Möglichkeiten der Energieverbrauchsreduzierung überzeugend aufgezeigt. Die Unterstützung der Einkäufer von Werkzeugmaschinen zeigt überdies bereits jetzt, dass die erarbeiteten Ergebnisse eine breite Anwendung finden werden. Einen wirtschaftlichen Nutzen werden sowohl die Maschinenhersteller als auch die Anwender aus den Ergebnissen ziehen. Die Hersteller können sich durch das Angebot energieeffizienter Maschinen vom internationalen Wettbewerb differenzieren und die Anwender werden durch den Einsatz solcher Maschinen langfristig Kosten einsparen, wodurch deren Wettbewerbsfähigkeit nachhaltig gesteigert werden kann. Viele Maschinenhersteller setzen die aufgezeigten Lösungen bereits heute um. Es ist zu erwarten, dass auch weitere Hersteller nach Projektende diese aufgreifen werden.

Vor allem im Bereich der Bewertungsmethodik unterstützten die Wissenschaftler den europäischen Verband der Werkzeugmaschinenindustrie bei der Erarbeitung eines Konzeptes zur Selbstregulierung im Rahmen der Rahmenrichtlinie „Energy using Products“. Nach Projektende werden Arbeiten mit einzelnen Werkzeugmaschinenherstellern auch bei der Umsetzung der Bewertungsmethodik weitergeführt, mit dem Ziel ein anwendungsreifes Tool für die Konzeption energieeffizienter Werkzeugmaschinen bereitzustellen.

Darüber hinaus engagiert sich das PTW mit seinen Messergebnissen an der internationalen Initiative „CO2PE! – Cooperative Effort on Process Emissions in Manufacturing“. Ziel der Initiative ist vor allem die Bereitstellung von Sachbilanzdatensätzen zur Verwendung in Ökobilanzen. Auch hier wird eine Zusammenarbeit nach Projektende angestrebt.

Vor allem im Bereich der Energierückgewinnung hat sich bis heute abgezeichnet, dass hier noch Potenziale gehoben werden können. Am PTW wurde systematisch ermittelt, welche Verluste in welcher Form vorliegen und welche Technologien geeignet sind im speziellen Wärme wieder einer Verwendung zuzuführen.

Hierbei hat sich herausgestellt, dass das Verwertungspotenzial einer vernetzten Betrachtung im Verbund mit weiteren Produktionsmaschinen enorme Potenziale eröffnet. Die sich hieraus eröffnende Perspektive der Betrachtung einer gesamten Fabrik, unter den Aspekten der Energierückgewinnung und –Wiederverwertung im Einklang mit Speichertechnologie wird derzeit intensiv betrachtet. Berücksichtigt wird hierbei auch die Fragestellung, inwieweit energetische Potenziale bei weiteren Produktionsmaschinen zu erschließen sind. Das Forschungspotenzial dieser integralen Betrachtung einer gesamten Fertigung von Maschinenkomponenten bis hin zur Gebäudehülle ist Gegenstand aktueller Untersuchungen mit dem Ziel im Anschluss ein neues Referenzprojekt als Demonstrator Keimzelle für weitere Innovationen im Bereich der Energieeffizienz in der Industrie durchzuführen. Erfindungen wurden im Rahmen der Arbeiten nicht getätigt.

7. Fortschritte zum Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen

Im Projekt e-SimPro wurden Simulationsmodelle verschiedener Werkzeugmaschinenkomponenten entwickelt. Der Detaillierungsgrad der Modelle beschränkt sich dabei auf die Abschätzung des Energiebedarfs der Komponenten zur Auswahl während der Produktentwicklung. Eine in den Maschinenbeschaffungsprozess integrierte Methodik zur Verbrauchsabschätzungen verschiedener Maschinenkonfigurationen sowie eine Abschätzung des Energiebedarfs eines Produktionssystems bestehend aus mehreren Werkzeugmaschinen ist nicht Fokus des Projekts. Ebenso verfolgt das Projekt nicht das Ziel, konkrete Einspareffekte anhand einer Demonstratormaschine umzusetzen. Besonders die praktische Anwendung der Modelle und die benutzerfreundliche Gestaltung der Simulationsumgebung standen hingegen im Projekt e-SimPro im Vordergrund. Das Projekt wurde im Mai 2012 abgeschlossen [16].

Im Projekt NC+ lag das Ziel in der Entwicklung einer prozessbasierten Maschinensteuerung zur Optimierung des Energieverbrauchs von Werkzeugmaschinen. Schwerpunkte stellten die Entwicklung eines integrierten, zentralen Fluidsystems und energieeffizienter NC-Achsen dar. Die einzelnen Maschinenkomponenten sollen schließlich bedarfsgerecht angesteuert und abgeschaltet werden. Simulationsmodelle der einzelnen Maschinenkomponenten stellen dabei nicht das grundlegende Ziel des Projektes dar [17].

Im Rahmen des Exzellenzclusters "Integrative Produktionstechnik für Hochlohnländer" sollen Modelle zur computergestützten Abschätzung des Energiebedarfs von Subsystemen von Werkzeugmaschinen entwickelt werden. Die Modelle dienen dazu, den Energiebedarf der Nebenaggregate abzuschätzen, verfolgen jedoch nicht das Ziel, Prozessparameter in die Kalkulation mit einzubeziehen. In diesem Fall ist die Detailtiefe der Komponentenmodelle wesentlich geringer als bei den im Projekt Maxiem entwickelten Modellen. Die im Exzellenzcluster entwickelten Modelle verwenden nur durchschnittliche Leistungsaufnahmen zur Berechnung des Energieverbrauchs einzelner Komponenten und keine kennlinienbasierte Berechnung. Die Modelle konzentrieren sich vor allem auf die Abbildung der Maschine durch Zustandsdiagramme und die damit verbundenen Möglichkeiten zur optimalen Steuerung [18].

Im Projekt EwoTek wird durch das WZL der RWTH Aachen in Kooperation mit der Siemens AG untersucht, in wie weit bei drehzahlgeregelten Hauptspindelantrieben durch eine lastabhängige Flussabsenkung die Energieeffizienz gesteigert werden kann [19–21]. Zudem wurden im Projekt EwoTek auch Nebenaggregate im Hinblick auf die Optimierung des Energieverbrauchs in ähnlicher Weise wie im Projekt Maxiem betrachtet. Die in [22] aufgezeigten Optimierungspotentiale eines Hydraulikaggregats für Werkzeugmaschinen durch den Einsatz drehzahlvariabler Pumpenantriebe decken sich mit den hier parallel erarbeiteten Ergebnissen an der Demonstratormaschine. Zudem konnte aber in Maxiem noch gezeigt werden, dass für eine Reihe von Anwendungen eine Speicherladeschaltung mit unregelmäßigem Antrieb die effizienteste Lösung darstellt. Dies ist dann der Fall, wenn es durch entsprechend Auslegung gelingt die Dauer zwischen den Ladezyklen so zu gestalten, dass der Pumpenantrieb abgeschaltet werden kann, ohne die maximale Einschalthäufigkeit zu überschreiten.

Eine Methode zur simulativen Prognose des Ressourcenverbrauchs verschiedener Fertigungsverfahren wurde durch [23] entwickelt. Er betrachtet neben KSS-, Werkstoffverbrauch und Werkzeugverschleiß auch den Energieverbrauch einer Beispielmachine. Modelle zur zustandsbasierten

Energieverbrauchsermittlung einzelner Maschinenkomponenten sowie ein Übertrag der von ihm entwickelten Prognosemodelle auf eine Maschinensteuerung sind nicht vorgesehen.

8. Veröffentlichungen/ Öffentlichkeitsarbeit

Die erzielten Projektergebnisse wurden in Form von Veröffentlichungen und Konferenzbeiträge während der Projektlaufzeit zugänglich gemacht. Desweiteren sind wesentliche Ergebnisse der Arbeiten in die Dissertationsschrift von Dr. Benjamin Kuhrke eingeflossen. Nach Abschluss des Projekts wird die Ausarbeitung eines Handbuchs zur Energieeffizienz in der Werkzeugmaschine, mit geplanter Veröffentlichung im Springer Verlag, angestrebt.

Eine Übersicht der einzelnen Beiträge ist nachfolgend dargestellt:

- Präsentation der Demonstratormaschine auf der AMB 2010 in Stuttgart.
- Konferenzbeiträge :
 - ENIPROD Kolloquium 2010 (Chemnitz)
 - LCE CIRP 2010 (Heifei, China)
 - 16 Seminário Internacional de Alta Tecnologia (Piracicaba, Brasilien)
- Veröffentlichungen:
 - Rothenbücher, Stefan; Kuhrke, Benjamin:
Energiebündel auf dem Prüfstand.
In: Werkstatt + Betrieb: WB, Carl Hanser Verlag, München, 143 (9) pp. 130-137, 2010.
 - Abele, Eberhard; Kuhrke, Benjamin; Rothenbücher, Stefan:
Maximierung der Energieeffizienz von Werkzeugmaschinen.
In: Maschinen Markt: MM, Vogel Verlag, Würzburg (9) pp. 26-29, 2010.
 - Abele, Eberhard; Kuhrke, Benjamin; Rothenbücher, Stefan; Neugebauer, Reimund (ed.):
Entwicklungstrends zur Erhöhung und Bewertung der Energieeffizienz spanender Werkzeugmaschinen.
Energieeffiziente Produkt- und Prozessinnovationen in der Produktionstechnik, 2010
 - Kuhrke, Benjamin; Erdle, Frank:
Energieeffizienz als Investitionskriterium.
In: Werkstatt + Betrieb: WB, Carl Hanser Verlag, München, 143 (1-2) pp. 30-33, 2010.
 - Abele, Eberhard ; Sielaff, Tilo ; Beck, Martin :
Konfiguration energieeffizienter Werkzeugmaschinen.
In: Werkstattstechnik online : wt, Springer VDI Verlag, Düsseldorf, 102 (5) pp. 292-298, 2012.

Neben den Veröffentlichungen wurden die Projektergebnisse in zahlreichen bilateralen Treffen mit einzelnen Unternehmen besprochen und somit auch neue Projekt im Bereich der energieeffizienten Werkzeugmaschine bei den Unternehmen angestoßen. Zur Öffentlichkeitsarbeit sind auch die zweimal jährlich durchgeführten Arbeitskreistreffen zu zählen, deren Zweck neben der Steuerung der Forschungsarbeiten auch die Verbreitung der Ergebnisse bei Werkzeugmaschinenherstellern, -Nutzern und Komponentenlieferanten war.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung I-1:	Verbrauchergruppen und Konfigurationsalternativen für die DemonstratormaschineMAG XS 211	2
Abbildung I-2:	Jährliche Energiekosten der einzelnen Funktionsmodule der Demonstratormaschine für ein 3-Schicht Nutzungsprofil	3
Abbildung I-3:	Vergleich der systembedingten Leckageverluste bei Sitz- und Schieberventilen (Ventildarstellung nach [5])	4
Abbildung I-4:	Vergleich der Leistungsaufnahme von Heißgas-Bypass und invertergeregeltem Rückkühler	5
Abbildung I-5:	Phasen zur Projektierung und Konfiguration energieeffizienter Werkzeugmaschinen	7
Abbildung I-6:	Beispiel für eine ausgefüllte Lastenheftvorlage zur Eingabe der erwarteten Betriebsmittelnutzungszeiten [2]	8
Abbildung I-7:	Realisierte Einsparungen an der Demonstratormaschine	9
Abbildung II-1:	Ergebnis der ABC-Analyse dargestellt als Maschinenstrukturbaum	12
Abbildung II-2:	Leistungsaufnahme, Druckluft-und Kühlbedarf im Standby-Betrieb der MAXIEM-Demonstratormaschine	13
Abbildung II-3:	Der in die Steuerung der MAXIEM-Demonstratormaschine integrierte Standby-Manager	13
Abbildung II-4:	Prognostizierte jährliche Einsparungen für die 3-Schicht-Serienfertigung	14
Abbildung II-5:	Leistungsverlauf beim Test des Standby-Managers (oben) und Verlauf der Signale "Anforderung Maschine EIN" und "Maschine ist EIN"	14
Abbildung II-6:	Energiemanager mit den Funktionen Standby-Manager, Power-Monitor und Energy-Measurement	15
Abbildung II-7:	Energiefluss für die HD-KSS-Versorgung im Betrieb (für zwei unterschiedliche Werkzeuge) und im Standby (druckloser Umlauf)	16
Abbildung II-8:	Funktionsweise der KSS-HD-Pumpe an der Demonstratormaschine vor und nach dem Umbau	17
Abbildung II-9:	Leistungskennlinienfeld der drehzahlgeregelten Hochdruckpumpe	17
Abbildung II-10:	Beispielrechnungen zu den Amortisationszeiten	18
Abbildung II-11:	Eingespartes Rückfördervolumen und eingesparter Wärmeeintrag ins Fluid in Abhängigkeit des Kühlkanaldurchmessers	19
Abbildung II-12:	Kennlinien der im Komponenten-Benchmark verglichenen KSS-Hochdruck-Pumpen	20
Abbildung II-13:	Wellenleistung der verglichenen KSS-Hochdruck-Pumpen	20
Abbildung II-14:	ND-KSS Anlage der Demonstratormaschine im Ausgangszustand	22
Abbildung II-15:	Pumpe (Grundfos MTRE 10-14/4) und Einbausituation nach der Optimierung der ND-KSS-Versorgung an der Demonstratormaschine	24
Abbildung II-16:	Kennfeld der ND-KSS-Pumpe	25
Abbildung II-17:	Vergleich der Leistungsaufnahme unterschiedlicher Rückkühler über der zu kühlenden Verlustleistung	28
Abbildung II-18:	Messpunkte für die Temperaturermittlung im Schaltschrank der MAG XS 211	29
Abbildung II-19:	Auswertung der Messung am Schaltschrankkühlsystem der Demonstratormaschine bei Grundlast	30
Abbildung II-20:	Auswertung der Messung am Schaltschrankkühlsystem der Demonstratormaschine bei simuliertem Lastbetrieb	31
Abbildung II-21:	Mittlere Leistungsaufnahme in unterschiedlichen Maschinenzuständen und Jahresenergieverbrauch für ein Standard-Kühlgerät und ein optimiertes Kühlgerät.	31
Abbildung II-22:	Einfluss von Filtermatten und Verschmutzung auf die Kühlleistung	32
Abbildung II-23:	Leistungsaufnahme des Pumpenmotors im Standby-Betrieb	33

Abbildung II-24: Leistungsaufnahme des Pumpenmotors während der dauerhaften Durchführung von Werkzeugwechseln	34
Abbildung II-25: Übersicht zu den Hydraulikfunktionen der MAG XS 211. Die farbig eingerahmten Ventile wurden von Schieberbauweise auf Sitzventiltechnik geändert (blau und rot). Das Absperr(-sitz-)ventil (grün) wurde zusätzlich integriert, um eine Absperrung der Werkstückspannvorrichtung zu ermöglichen.	34
Abbildung II-26: Werkstück-Spannvorrichtung zur Simulation der Volumenströme des Hydrauliksystems	35
Abbildung II-27: Vergleich der Pausenzeiten im Speicherladebetrieb bei den drei betrachteten Zuständen (Original, Optimierung I+II)	36
Abbildung II-28: Theoretische Volumina der hydraulischen Verbraucher der Demonstratormaschine	36
Abbildung II-29: Leistungs- und Druckmessungen für die Hydraulik nach Optimierung II für einen nachgebildeten Bearbeitungsprozess	37
Abbildung II-30: Druck im Hydraulikspeicher und Strom des Pumpenmotors beim Werkstücklösevorgang am unteren Hysteresepunkt	37
Abbildung II-31: Jährliche Einsparungen und Amortisationszeit für die Optimierungsvariante II	38
Abbildung II-32: Zusammenfassung der realisierten Einsparungen an der Demonstratormaschine bezogen auf eine 3-Schicht Serienfertigung	39
Abbildung II-33: Übersicht der zusätzlichen Einsparungen durch den Standby-Manager gegenüber der Optimierung der Funktionsmodule bezogen auf eine 3-Schicht Serienfertigung	40
Abbildung II-34: Verteilung der zeitlichen Auslastung von spanenden Werkzeugmaschinen in der Klein- und Großserie [10]	41
Abbildung II-35: Skizze eines typischen Hochdruck-Kühlschmierstoffsystems mit Überdruckventil und Bypass	43
Abbildung II-36: Darstellung der inneren Kühlkanäle eines Zerspanungswerkzeuges	45
Abbildung II-37: Bereiche mit positivem Kapitalwert für eine Umsetzung der Energieeffizienzmaßnahme unter Annahme verschiedener Nutzungsszenarien	46
Abbildung II-38: Kennfeld einer Niederdruckpumpe (Grundfos MTRE 10-4/4)	51
Abbildung II-39: Ähnlichkeitsbeziehungen bei Niederdruckpumpen [11]	52
Abbildung II-40: Volumenstrom und Wellenleistung in Abhängigkeit des Betriebsdruckes für eine KTS 32-48 der Firma Knoll in der Demonstratormaschine	53
Abbildung II-41: Restdruck in Abhängigkeit des Durchflusses des Druckregelventils in der Demonstratormaschine	54
Abbildung II-42: Elektrische Leistungsaufnahme in Abhängigkeit des Volumenstroms in verschiedenen Druckstufen für Kühlkanaldurchmesser von 1-3,5 mm	55
Abbildung II-43: Zusammensetzung des Energiebedarfs des Antriebsverbandes bei unterschiedlichen Operationen	57
Abbildung II-44: Prinzipskizze einer Vorschubachse mit Kugelgewindetrieb	58
Abbildung II-45: Leistungsaufnahme der vertikalen Achse (Y-Achse) der Demonstratormaschine bei einem Verfahrensweg von 600 mm abwärts	60
Abbildung II-46: Energiebedarf und Zeit in Abhängigkeit von der Verfahrstrecke der x-Achse der Demonstratormaschine	61
Abbildung II-47: Zeitbedarf zum Verfahren der y-Achse der Demonstratormaschine entgegen der Schwerkraft	62
Abbildung II-48: Leistungsmessung bei der Beschleunigung und Abbremsung der Spindel der Demonstratormaschine auf eine Drehzahl von 6000 U/min	63
Abbildung II-49: Energiebedarf zum Spindelbeschleunigen und -abbremsen in Abhängigkeit der Drehzahl	64
Abbildung II-50: Leistungsaufnahme der Spindel der Demonstratormaschine in Abhängigkeit der Drehzahl	65
Abbildung II-51: Energie- und Zeitbedarf für einen Werkzeugwechsel in Abhängigkeit des Abstands der Werkzeugpositionen in der Demonstratormaschine	66

Abbildung II-52: Einzelverluste und Gesamtverluste eines Fluidsystems mit hydrostatischer Energieübertragung [12]	67
Abbildung II-53: Dauernutzkühlleistung und elektrische Leistungsaufnahme des Cillers SK3336.609 von Rittal bei $T_{\text{vor}}=22,5^{\circ}\text{C}$	70
Abbildung II-54: Druckverlauf während eines Beladezyklusses des Speichers in der Demonstratormaschine	72
Abbildung II-55: Kennlinie zu den Druckverlusten im Wegeventil der Demonstratormaschine bei drucklosem Umlauf	73
Abbildung II-56: Hauptfenster des Prototypen nach dem Programmstart	74
Abbildung II-57: Auswahl der Zeistudie	74
Abbildung II-58: Hauptfenster des Prototypen nach der Auswahl einer Zeitstudie	75
Abbildung II-59: Hauptfenster des Prototypen nach einer Berechnung (Anzeige des Energievergleichs)	76
Abbildung II-60: Hauptfenster des Prototypen nach einer Berechnung (Anzeige des Leistungsbedarfverlaufs für die Auswahl, hier im geregelten Betrieb)	76
Abbildung II-61: Hauptfenster des Prototypen nach einer Berechnung (Anzeige des Leistungsbedarfverlaufs für den unregelmäßigen Betrieb)	77
Abbildung II-62: Vergrößerter Ausschnitt des Leistungsbedarfsverlaufs im geregelten Betrieb	77
Abbildung II-63: Vergrößerter Ausschnitt des Leistungsbedarfsverlaufs im unregelmäßigen Betrieb	77
Abbildung II-64: Hauptfenster des Prototypen nach einer Berechnung (Anzeige des Verlaufs des KSS-Volumenstroms für die Auswahl, hier „geregelter Betrieb“)	78
Abbildung II-65: Hauptfenster des Prototypen nach einer Berechnung (Anzeige des Verlaufs des KSS-Volumenstroms für den unregelmäßigen Betrieb)	78
Abbildung II-66: Fenster zur Kostenkalkulation nach Aufruf	79
Abbildung II-67: Fenster zur Kostenkalkulation mit Warnung über fehlerhafte Belegungszeitenverteilung	80
Abbildung II-68: Fenster zur Kostenkalkulation mit Beispielberechnung (1-Schicht-Betrieb und 5-Tage-Woche)	80
Abbildung II-69: Fenster zur Kostenkalkulation mit Beispielberechnung (3-Schicht- Betrieb und 6-Tage-Woche)	81
Abbildung II-70: Fenster Maschine konfigurieren nach dem Aufruf	82
Abbildung II-71: Fenster zur Maschinenkonfiguration mit aufgeklapptem Pop-up- Menü	82
Abbildung II-72: Fenster zur Maschinenkonfiguration mit der Übersicht über die zu verwaltenden Funktionsmodulzuständigkeiten	83
Abbildung II-73: Fenster zur Funktionsmodulkonfiguration nach dem Aufrufen	84
Abbildung II-74: Fenster zur Funktionsmodulkonfiguration bei Anzeige einer Niederdruckpumpe (Darstellung des Drucks über dem Volumenstrom)	85
Abbildung II-75: Fenster zur Funktionsmodulkonfiguration bei Anzeige einer Niederdruckpumpe (Darstellung der Förderhöhe über dem Volumenstrom)	85
Abbildung II-76: Fenster zur Funktionsmodulkonfiguration mit aufgeklapptem Pop-up-Menü	86

Tabellenverzeichnis

Tabelle I-1: Konfigurationsalternativen und Einsparpotentiale für KSS-ND bei der Demonstratormaschine	6
Tabelle II-1: Ergebnis der ABC-Analyse	11
Tabelle II-2: Vergleich von Motoren unterschiedlicher Effizienzklassen	21
Tabelle II-3: Nutzungsprofil des KSS-Systems	22
Tabelle II-4: Volumenströme und Leistungsaufnahme des KSS-Systems für das 3-Schicht Nutzungsszenario	23
Tabelle II-5: Pumpenalternativen zur Versorgung der Demonstratormaschine mit ND-KSS	23

Tabelle II-6:	Messergebnisse für die optimierte ND-KSS-Variante.....	25
Tabelle II-7:	Leistungsdaten des Standardkühlgereätes und der Optimierten Variante	29
Tabelle II-8:	Vergleich des Energiebedarfs der Hydraulik im Ausgangszustand zu den Optimierungsstufen I und II sowie einer Hydraulik mit drehzahlvariablem Pumpenantrieb (DvP)	38
Tabelle II-9:	Verteilung der zeitlichen Auslastung einer Werkzeugmaschine abhängig von der Produktionsform.....	41
Tabelle II-10:	Zusammenstellung aller notwendigen Informationen aus Stufe 1 und 2.....	44
Tabelle II-11:	Verteilung der Betriebsmittelnutzung sowie jeweilige Berücksichtigung eines „Drucklosen Umlaufs“	44
Tabelle II-12:	Ermittlung des Leistungsbedarfs des HD-KSS-Systems durch die Optimierungsmaßnahmen	45
Tabelle II-13:	Abschätzung der Energieeinsparung durch Optimierung und Ermittlung des maximal empfohlenen Investitionsbetrags.....	45
Tabelle II-14:	Vorgehen zur Abschätzung des Energieeinsparpotenzials und zur Abschätzung des maximalen Investitionsbetrags zur Umsetzung eines Aussetzbetriebs der Hydraulikpumpe.....	48
Tabelle II-15:	Vorgehen zur Abschätzung des maximal empfohlenen Investitionsbetrags in ein leckageminimiertes Hydrauliksystem	49
Tabelle II-16:	Vorgehen zur Abschätzung des maximal empfohlenen Investitionsbetrags in eine bedarfsgerechte Bereitstellung von Rückkühlleistung.....	50
Tabelle II-17:	Beschreibung der Funktionen zur Bestimmung des Energiebedarfs des Antriebsverbandes in einer Zeitstudie	58
Tabelle II-18:	Wärmeabgabe von Hydraulik-Öltanks.....	68

Literatur

- [1] Abele, E., Schrems, S., Schraml, P., 2012. Energieeffizienz in der Fertigungsplanung: Frühzeitige Abschätzung des Energieverbrauchs von Produktionsmaschinen in der Mittel- und Großserienfertigung. *wt - Werkstattstechnik online* 102 (1/2), 38–42.
- [2] Kuhrke, B., 2011. Methode zur Energie- und Medienbedarfsbewertung spanender Werkzeugmaschinen Benjamin Kuhrke. zugl. Darmstadt, Techn. Univ., Diss., 2011. epubli GmbH, Berlin, XIII, 184 S.
- [3] Götze, U., Koriath, H.-J., Kolesnikov, A., Lindner, R., Paetzold, J., Scheffler, C., 2010. Energetische Bilanzierung und Bewertung von Werkzeugmaschinen, in: Neugebauer, R. (Ed.), Energieeffiziente Produkt- und Prozessinnovationen in der Produktionstechnik ENIPROD. 1. Internationales Kolloquium des Spitzentechnologieclusters eniPROD. Tagungsband eniPROD 2010. Wissenschaftliche Scripten, Chemnitz, pp. 157–184.
- [4] Brecher, C., Herfs, W., Heyers, C., Klein, W., Beck, E., Dorn, T., 2010. Ressourceneffizienz von Werkzeugmaschinen – Effizienzsteigerung durch Optimierung der Technologien zum Komponentenbetrieb. *wt Werkstattstechnik online* 100 (7/8), 559–564.
- [5] Will, D., Gebhardt, N., Ströhl, H., 2007. Hydraulik - Grundlagen, Komponenten, Schaltungen. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- [6] Kuhrke, B., ERDLE, F., 2010. Bestimmbarkeit und Seriosität von Energieverbrauchswerten. *WB Werkstatt und Betrieb* (1-2), 30–33.
- [7] Tschätsch, H., 2003. Werkzeugmaschinen der spanlosen und spanenden Formgebung, 8th ed. Hanser, München, Wien, 383 S.
- [8] Paucksch, E., 2008. Zerspantechnik: Prozesse, Werkzeuge, Technologien ; mit 45 Tabellen Eberhard Paucksch ... Vieweg + Teubner, Wiesbaden, XVI, 458 S. : Ill., graph. Darst. ; 24 cm.
- [9] Sielaff, T., Schiffler, A., Rothenbücher, S., Abele, E., 2011. Analyzing Energy Consumption of Machine Tool Spindle Units and Identification of Potential for Improvements of Efficiency, in: *Glocalized Solutions for Sustainability in Manufacturing - Proceedings of the 18th CIRP International Conference on Life Cycle Engineering*, Braunschweig, Germany, May 2nd - 4th, 2011. Springer Verlag.
- [10] Brecher, C., Herfs, W., Heyers, C., Klein, W., Triebs, J., Beck, E., Dorn, T., 2010. Ressourceneffizienz von Werkzeugmaschinen im Fokus der Forschung: Effizienzsteigerung durch Optimierung der Technologien zum Komponentenbetrieb. *wt - Werkstattstechnik online* 100 (7/8), 559–564.
- [11] Grundfos Management A/S, 2004. Pump Handbook.
- [12] Findeisen, D., 2006. Ölhdraulik: Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik, 5th ed. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg.
- [13] Watter, H., 2008. Hydraulik und Pneumatik: Grundlagen und Übungen - Anwendungen und Simulation, 2nd ed. Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden, XIII, 241 S.
- [14] VDI, 2006. VDI Richtlinie 2055 VDI- Wärme- und Kälteschutz von Betriebstechnischen Anlagen in der Industrie und in der technischen Gebäudeausrüstung. Beuth Verlag, Berlin.
- [15] Stefan Emde, 2012. Konzeption einer Methodik zur Berechnung des Energiebedarfs von Produktionsmaschinen, umgesetzt für Werkzeugmaschinen. Bachelorarbeit, Darmstadt.
- [16] Abele, E., Eisele, C., Schrems, S., 2012. Simulation of the Energy Consumption of Machine Tools for a Specific Production Task, in: Dornfeld, D.A., Linke, B.S. (Eds.), *Leveraging Technology for a Sustainable World*. Springer Berlin Heidelberg, pp. 233-237.
- [17] Denkena, B., Möhring, H.-C., Hackelöer, F., Hülsemeyer, L., Dahlmann, D., Augenstein, E., Nelles, J., Grigoleit, A., 2011. Effiziente Fluidtechnik für Werkzeugmaschinen. Ermittlung und Reduktion des Energiebedarfs am Beispiel des Kühlwassersystems: Increase in machine tool efficiency. Detection and reduction of power requirement by means of the cooling system. *wt Werkstattstechnik online* 101 (5), 347–352.
- [18] Schmitt, R., Bittencourt, J., Bonefeld, R., 2011. Modelling Machine Tools for Self-Optimisation of Energy Consumption, in: Hesselbach, J., Herrmann, C. (Eds.), *Glocalized Solutions for Sustainability in Manufacturing*. Springer Berlin Heidelberg, pp. 253-257.
- [19] Brecher, C., Bäuml, S., Jasper, D., Triebs, J., 2012. Energy Efficient Cooling Systems for Machine Tools, in: Dornfeld, D.A., Linke, B.S. (Eds.), *Leveraging Technology for a Sustainable World*. Springer Berlin Heidelberg, pp. 239-244.

- [20] Brecher, C., Heyers, C., 2012. Energieeffizienter Betrieb von Asynchron-Hauptspindelantrieben durch Feldstromregelung bei Niedriglast, in: , Ressourceneffiziente Produktion, 2011, vol. 684. VDI-Verlag, Düsseldorf, pp. 70–91.
- [21] Brecher, C., Heyers, C., Herfs, W., 2012. Energieeffiziente Feldstromregelung von Asynchron-Hauptspindelantrieben. Antriebstechnik (10), 60.
- [22] Brecher, C., Bäuml, S., Trieb, J., 2012. Energieeffizienz von Werkzeugmaschinen: Messtechnik und Optimierungsmöglichkeiten der Hydraulik, in: , Ressourceneffiziente Produktion, 2011, vol. 684. VDI-Verlag, Düsseldorf, pp. 108–119.
- [23] Larek, R., 2012. Ressourceneffiziente Auslegung von fertigungstechnischen Prozessketten durch Simulation und numerische Optimierung. Shaker, Aachen, Bremen.