

Stirlingmotoren mit alphagamma®- Verfahren

Autor: Josef Frauscher
St. Marienkirchen, März 2023

Stirlingmotoren mit alphagamma®-Verfahren

Eigenschaften und Perspektiven der neuen Motorentechnik

Der Bedarf an dezentralen und steuerbaren elektrischen Energieerzeugern ist unumstritten. Biogene Brennstoffe stehen dabei im Vordergrund, da sie einen Beitrag zur Minderung der Treibhausgasemissionen leisten können. Ein neu entwickeltes Verfahren bei Stirlingmotoren soll diese Technik beleben zumal sie eine Grundlage für die Nutzung von Brennstoffen abseits der streng regulierten Qualitäten fossiler Energieträger bilden.



Bild: Frauscher

Einleitung

Die geniale Erfindung des schottischen Pastors Robert Stirling aus dem Jahr 1816 hätte sich eigentlich mehr verdient als die nach wie vor anhaltende Bedeutungslosigkeit im Schatten der Motoren mit innerer Verbrennung. Warum haben Stirlingmotoren so wenig wirtschaftlichen Erfolg? Der Autor versucht dieser Frage auf den Grund zu gehen, nachdem er sich seit mehr als 30 Jahren mit dieser Technologie beschäftigt und seit 20 Jahren im Rahmen seines Unternehmens erhebliche Mittel für die Forschung und Entwicklung von Stirlinggeneratoren aufgewendet hat.

Es ist nicht allein die positive Bilanz aus Erfolgen und Rückschlägen in der Forschungsarbeit, die den Autor zur Verfassung dieses Beitrags veranlasst hat. Es ist vielmehr die bedenkliche Entwicklung des Marktes fossiler Energieträger gepaart mit der Volatilität der boomenden regenerativen Energiequellen Sonne und Wind. Anders ausgedrückt: Die Notwendigkeit dezentraler, steuerbarer Aggregate für die Nutzung biogener Brennstoffe als auch Anwendungen für den Ausgleich volatiler Energiequellen ist größer als je zuvor. Die Stirlingmaschine bietet für beide Herausforderungen eine Lösung und ist in der Lage, einen wertvollen Beitrag für die zukünftige Energielandschaft zu leisten. Das Aggregat eignet sich sowohl für Einsätze im Netzverbund als auch für Anwendungen zuverlässiger Inselversorgungen oder zur Abdeckung von Netzausfällen.

In diesem Dokument versuchen wir, einen von mehreren möglichen Gründen für das Scheitern von oft sehr kostenintensiven Stirlingmotoren-Entwicklungen zu orten. Wir stützen uns dabei auf eigene Erfahrungen, die wir im Laufe der 20-jährigen Forschung machen durften. Um den Rahmen dieses Beitrages nicht zu sprengen, beschränken wir uns bei der Detailanalyse auf Motoren nach dem Alpha-Prinzip (einfachwirkend) und analysieren dabei die Auswirkungen von Variationen des Kompressionsvolumens in Verbindung mit dem Phasenwinkel auf die Kolbenkräfte und die Negativarbeit pro Umdrehung. Dabei verwenden wir eine Dimensionierung, die wir mit ähnlichen Werten an ausgeführten Maschinen jahrelange erprobt haben. Dies erlaubt zahlreiche Vergleiche mit gemessenen Parametern und gibt Sicherheit bei der Qualität der Ergebnisse.

Zum Schattendasein von Stirlingmotoren

Um den Ursachen für die schleppende Verbreitung der Stirlingmaschine im Markt auf den Grund zu gehen, muss man die technische Entwicklung seit ihrer Erfindung nicht im Detail wiedergeben, - dazu existiert ausreichend Literatur und eine Menge Eintragungen im Netz. Vielmehr genügen zusammenfassend Hinweise auf epochale Fortschritte einhergehend mit gesellschaftlichen Veränderungen. Beispielsweise wäre es heute undenkbar, Antriebsmaschinen für die Stromerzeugung täglich oder sogar stündlich zu warten oder instand-zuhalten. „Maschinist“ hieß früher der eigens dafür geschaffene Berufsstand, der mit Ölkanne und Schraubenschlüssel stets für eine ausreichende Verfügbarkeit der Maschinen sorgte. Im Einsatz als Kraft-Wärmekopplungen werden heute von den Aggregaten Wartungsintervalle von mehreren tausend Stunden erwartet. Das sind Größenordnungen, die mittlerweile bei Wärmepumpen und Kältemaschinen zur Selbstverständlichkeit geworden sind.

Die Stirlingmaschine war leider schon seinerzeit nicht in der Lage, den von Robert Stirling beabsichtigten Platz der unfallträchtigen Dampfmaschinen einzunehmen. Allerdings entwickelte sich in England und in Amerika in der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts ein lebhafter Markt für kleine Maschinen im Bereich 0,5 bis 1,5 kW für Wasserpumpen und andere Antriebe. Leistungsstärkere Ausführungen scheiterten an den erforderlichen riesigen Hubvolumen der mit atmosphärischem Mitteldruck betriebenen Maschinen. Die [Ericsson Caloric Engine](#) mit 4-Zylindern, deren Durchmesser jeweils 4,26 m betrug, mag ein repräsentatives Beispiel darstellen.

Erst Mitte des 20. Jahrhunderts führte Philips vor, was aus Maschinen mit hohem Prozess-Mitteldruck herauszuholen ist. Die beachtliche, bis in die 1980-er Jahre betriebene Forschungsarbeit - einschließlich Kooperationen mit NASA und der [amerikanischen Autoindustrie](#) - ergaben erstaunlich leistungsfähige Maschinen, die hinsichtlich ihrer Performance durchaus in die Nähe von Motoren mit innerer Verbrennung rückten.

Die Versuche in automobilen Anwendungen wurden vor allem deshalb vorangetrieben, weil die Städte unter der extremen Abgasbelastung der Otto- und Dieselmotoren zu ersticken drohten. Die sauberen Abgase der atmosphärischen Verbrennung in den Stirlingmotoren konnten jedoch die Motoren mit innerer Verbrennung nicht verdrängen, zumal die Einführung des Abgaskatalysators mit einer deutlichen Verbesserung der Luftsituation einherging. Höhere Herstellungskosten und die verbesserungswürdige Leistungsdynamik der Stirlingmotoren waren unter anderem ausschlaggebend für die Einstellung dieser Bemühungen.

Ein neuer Anlauf fand etwa um die Jahrtausendwende statt, als die Themen Umwelt und regenerative Energien immer stärker in den Vordergrund rückten. Es war die Zeit, in der viele Unternehmen mit durchaus interessanten Lösungen die Vortragslisten der in engen Zeitabständen stattfindenden Stirling-Konferenzen füllten.

Einen kommerziellen Erfolg konnten leider nur einige wenige Unternehmen erzielen. Im Hinblick auf den erheblichen Einsatz von Forschungsmitteln der gesamten Szene kann man zweifelsohne nur von einer mageren Ernte sprechen. Unter den Erfolgsmodellen befinden sich zwei Freikolbenmaschinen und eine mit ölgeschmiertem kinematischen Kurbeltrieb. Ein Merkmal eint sie jedenfalls: Sie basieren auf einer Entwicklungsdauer von mehreren Jahrzehnten, zwischendurch oftmals fortgesetzt von neuen Eigentümern bzw. Unternehmensgruppen mit entsprechendem finanziellen Einsatz.

Mit Blick auf die jüngere Entwicklungsgeschichte dieser an sich faszinierenden Technik ist es nicht verwunderlich, wenn Unternehmen und auch staatliche Förderstellen mittlerweile äußerst zurückhaltend bei Investitionen in neue Forschungs- und Entwicklungsprojekte bei Stirlingmotoren agieren.

F&E bei Frauscher Motors

Im Laufe unserer Motorenforschung entwickelten und fertigten wir Maschinen nach dem Alpha-, Beta- und Gamma-Prinzip in einem Leistungsbereich von 0,5 bis 11 kW. Ein speziell auf die Anforderungen der Stirlingtechnik abgestimmter Prüfstand lieferte die Grundlage für Testfahrten einhergehend mit der Bereitstellung von Prozessdaten und Analysemöglichkeiten. Drehzahlvariable Leistungstests führten uns zu Optimierungen im Bereich der Wärmetauscher, Phasenwinkel,

Hubvolumenverteilung und Regeneratoren. Ein erheblicher Aufwand war erforderlich, um temperaturresistente und dauerfeste Erhitzer-Wärmetauscher herstellen zu können. Dafür investierten wir in einen Vakuum- Hochtemperaturofen zur Durchführung qualitativ hochwertiger Löt- und Sinterprozesse. Als besonders herausfordernd stellte sich die Beherrschung der Tribologie im Bereich der Kolbenführungen und der Kolbenringe dar, die bei Stirlingmotoren ohne Schmiermittel auskommen müssen. Um dauerhaft druckdichte, mit Helium gefüllte Kurbel- oder Generatorgehäuse zu entwickeln, brauchten wir Mühe und Geduld. Noch aufwändiger ist es, Wasserstoff als Prozessgas zu nutzen. Dieses Gas diffundiert sogar durch Rohre aus Stahl, sobald eine gewisse Temperatur überschritten wird. Bild 1 zeigt eine Auswahl der gefertigten und getesteten Prototypen.



Bild 1: Sammlung ausgeführter Stirlingmotor-Prototypen aus den Jahren 2006-2016
Bild: Prokop

Von den ausgeführten Prototypen sollten zwei Motoren mit bemerkenswerten Eigenschaften hervorgehoben werden. Für eine **Beta- Maschine** mit einem Verdrängervolumen von 250 cm^3 entwickelten wir ein ölgeschmiertes Rhombengetriebe. Die Wärmezufuhr erfolgte mit einem handelsüblichen Heizölbrenner, dessen Rauchgasverlauf axial in das Innere eines rotationssymmetrisch aufgebauten Wärmetauschers gerichtet ist und in Folge radial über die fein berippte Rohrreihe ausströmt und dabei die Wärme überträgt. Die Kolbenstangen, die unter atmosphärischen Druck laufenden Getriebes mussten gegenüber dem mit 50 bar Helium gefüllten Prozessraum derart abgedichtet werden, dass einerseits kein Helium in den Getrieberraum eintreten konnte und andererseits auch kein Schmieröl in den Prozessraum gelangte. Dass diese Dichtstellen eine enorme Herausforderung bedeuten, offenbaren ohnedies mehrere Stellen der einschlägigen Literatur. [1]

Obwohl die Maschine, dargestellt in Bild 2, eine hervorragende Performance aufwies, insbesondere extrem ruhig und schwingungsfrei lief, mussten wir wegen des erwähnten Dichtproblems kapitulieren und uns mit einem neuen Konzept zur Vermeidung solcher Problemstellen befassen.

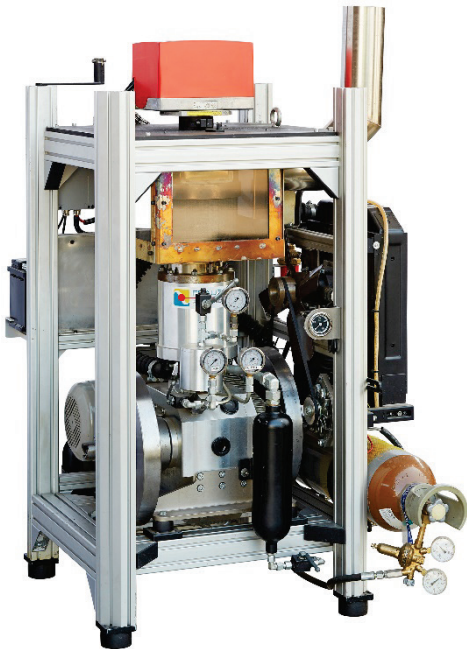


Bild 2: 250 ccm Beta Maschine mit Rhombetrieb

Ein erster beachtenswerter Erfolg gelang uns schließlich mit einer äußerst kompakt aufgebauten **Alpha-Maschine** mit 600 cm^3 Hubvolumen (Bild 3). Das Konzept dieser Maschine vermied die Schwachstellen vorangegangener Konstruktionen, insbesondere jene der Dichtungsproblematik zwischen Prozessraum und Getrieberaum. Die Lösung bestand darin, dass das Kurbelgehäuse mit dem Prozessgas gefüllt war – und zwar mit dem gleichen Mitteldruck wie der Prozessraum. Damit konnten wir das Kurbelgehäuse gleichzeitig als Pufferraum nutzen, der bei Stirlingmotoren an den Kolbenunterseiten wirkend unentbehrlich ist. Die dichtende Trennstelle zwischen Prozessraum und Getrieberaum/Pufferraum wurde dadurch zu den Kolbenringen verlagert, die wegen der gleichen Medien und Mitteldrücke auf beiden Seiten keinen Anspruch auf absolute Dichtheit erheben.

Die als A600 bezeichnete Maschine lieferte eine elektrische Dauerleistung von 5 kW, die direkt aus dem im Kurbelgehäuse integrierten Drehstromgenerator entnommen wurde. Die Maschine fand mehrere externe Anwendungen in Forschungsprojekten als Kraft-Wärmekopplungs-Aggregat für den Brennstoff Holzpellets im Zeitraum von 2013 bis 2019. Die Wärmeübertragung erfolgte in einem Fall über das Rauchgas, in zwei Fällen über das Wirbelschichtverfahren. Die Maschine zeigte in allen Anwendungen eine zufriedenstellende Performance, wobei die Betriebszeiten jeweils nur einige hundert Stunden betragen.



Bild 3: Prototyp Stirlingmaschine Typ A600

Bild: Frauscher

Es waren zwei Gründe, warum wir uns trotz der zunächst vielversprechenden Technik dieser Maschine zu keiner Serienfertigung und Vermarktung entschließen konnten:

1. Der Massenausgleich der beiden parallel nebeneinander und in einem Phasenwinkel von ca. 130 Grad versetzt bewegten Kolben ist selbst bei Beschränkung auf einen Ausgleich erster Ordnung extrem aufwändig
2. Die Erfindung der alphagamma®-Technologie führte uns dazu, dass die Kolbenkräfte bei gleicher Leistung halbiert werden können und zudem ein Massenausgleich erster Ordnung mit nur einem Gegengewicht an der Kurbelwelle erfolgen kann. Die folgende Analyse soll die Vorteile dieser Technologie im Detail hervorheben.

Grundsätzliches zu Alpha-Stirlingmaschinen

Entwickler von Stirlingmaschinen sind zweifelsohne gut beraten, wenn sie die Konstruktion generell einfach und robust gestalten und Baugruppen möglichst multifunktionell einsetzen. Beispielsweise bietet sich an, das Kurbelgehäuse gleichzeitig als Pufferraum und als Gehäuse für die Aufnahme des Generators zu verwenden. Eine solche Gestaltung verbietet die Verwendung von Schmieröl, da dieses nicht dauerhaft über die Kolbenringe vom Prozessraum ferngehalten werden kann. Der Einsatz von lebensdauergeschmierten Wälzlagern ist Stand der Technik und bei ausreichendem Abstand zu deren Grenzbelastung sind Standzeiten von mehreren zehntausend Stunden erzielbar. Sofern der Generator im Bereich des Kurbelgehäuses angeordnet ist, entfällt eine druckdichte und reibungsintensive Drehdurchführung für die Kurbelwelle nach außen und damit ein sensibles Verschleißteil der Maschine. Vorteilhaft kann der Generator als Motor zum Starten der Maschine herangezogen werden.

Eine wesentliche Vereinfachung wird erzielt, wenn der Phasenwinkel zwischen den Kolben mit 90 Grad gewählt werden kann und beide Pleuel an einem Kurbelzapfen angelenkt sind. Es ist bekannt, dass solcherart ein Massenausgleich erster Ordnung durch einfache Kurbelwangen-Gegengewichte an einer Position direkt gegenüber dem Kurbelzapfen erzielbar ist.

Vorteilhaft ist darüber hinaus die Wahl eines kleinen Pleuelstangenverhältnisses, also ein relativ langer Pleuel im Verhältnis zum Kurbelradius. Dies verringert nicht nur die Kolbennormalkräfte, sondern erspart einhergehend auch einen Massenausgleich zweiter Ordnung.

Eine der größten Herausforderungen im Hinblick auf lange Standzeiten sind zweifelsohne die trocken laufenden Kolbenführungen. Hier gilt es, ein ausgewogenes Zusammenwirken zwischen Oberflächenhärte und Rauheit der Zylinderwand mit einem geeigneten Kunststoff-Compound am Kolbenhemd zu finden. Obwohl man hier einige Erfahrungen aus dem Bereich der ölfreien Kolbenkompressoren schöpfen kann, so sind doch die thermischen und mechanischen Lastbedingungen in einer Stirlingmaschine anders gelagert als bei Verdichtern. Beispielsweise verhält sich das Prozessgas Helium bzw. Wasserstoff völlig anders im „Schmierspalt“ als gewöhnliche Luft bei Kompressoren.

Selbstverständlich gilt bei Betrachtung von Trockenlaufführungen grundsätzlich, dass das Produkt aus spezifischer Flächenbelastung mal Kolbengeschwindigkeit im Sinne eines geringen Verschleißes und einer langen Standzeit so klein wie möglich zu halten ist. Da die Größe der Lauffläche unter Berücksichtigung eines kompakten Aufbaues begrenzt ist, sind Maßnahmen zur Verringerung der Kolbennormalkraft essentiell für eine zufriedenstellende wartungsfreie Betriebszeit der Stirlingmaschine. Hier sei noch angemerkt, dass eine geringe Kolbennormalkraft nicht nur den Verschleiß begünstigt, sondern darüber hinaus auch die Reibungsverluste zugunsten eines hohen Gesamtwirkungsgrades.

Maßnahmen zur Verringerung der Kolbennormalkraft sind:

- ein möglichst kleines Pleuelstangenverhältnis
- eine prozessbedingt möglichst kleine Kolbenkraft

Die weiteren Ausführungen dieses Artikels beschäftigen sich damit, wie die Kolbenkräfte durch die Verwendung eines gestuften Expansionskolbens reduziert werden können, ohne dabei die Nettoarbeit pro Umdrehung zu beeinflussen.

Der komplexe Gasprozess

Die Zustandsänderungen des Arbeitsgases in einer Stirlingmaschine finden in einer höchst komplexen Art statt. Während im Regenerator ein annähernd isothermer Verlauf pro Abschnitt erwartet werden darf, gestalten sich die Vorgänge in den Wärmetauschern Kühler und Erhitzer durchaus polytrop und in den Zylinderräumen eher adiabat. Mehrere Berechnungsprogramme vereinfachen die Betrachtung auf einen in allen Abschnitten isothermen Verlauf, was zu beträchtlichen Fehlergebnissen führen kann. Frauscher Motors verwendet daher ein polytropes Simulationsmodell, welches eine Weiterentwicklung der idealen adiabaten Analyse darstellt. [1] Es kommt den tatsächlichen Zuständen in der Maschine sehr nahe, wodurch sich die Berechnungsgenauigkeit deutlich erhöht. Das p-V Diagramm in Abbildung 1 vergleicht die Unterschiede der Ergebnisse der isothermen, adiabaten und polytropen Berechnungsverfahren mit jenen der gemessenen Werte einer ausgeführten Maschine auf dem Prüfstand.

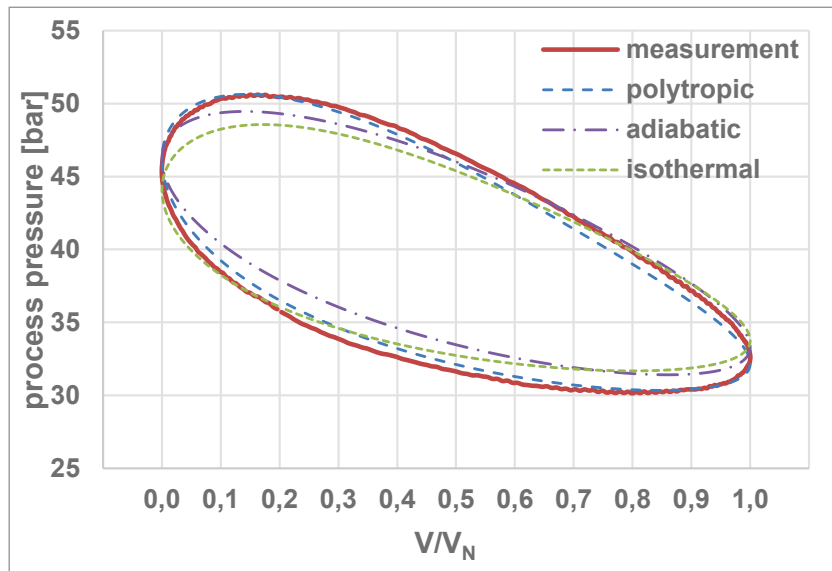


Abb.: 1 Vergleich des berechneten und des gemessenen p-V Prozessverlaufes einer Stirlingmaschine

In den weiteren Ausführungen wenden wir das erfahrungsgemäß sehr praxisnahe polytrophe Berechnungsverfahren an.

Aufgabenstellung

Die Basis für die folgenden Berechnungen bildet eine Alpha-Maschine mit einem fixen Expansions-Hubvolumen, fixen Wärmetauscher- Volumen und variablen Kompressions-volumen und Phasenwinkel, wobei die Nettoarbeit pro Umdrehung in jeder Variante durch Anpassung des Prozessmitteldruckes auf gleichem Niveau gehalten wird. Die Berechnungen werden auf eine Variante mit Stufenkolben (alphagamma®-Verfahren) erweitert, um einen direkten Vergleich mit bisher ausgeführten Alpha-Maschinen zu erhalten. Für alle Varianten wird ein Temperaturverhältnis T_k/T_h von 300K/900K angenommen. Des Weiteren wird vorausgesetzt, dass das Puffervolumen (Getrieberaum) im Sinne vernachlässigbarer Druckschwingungen ausreichend groß dimensioniert ist.

Die Ergebnisse sollen zeigen, welchen absoluten Wert die Arbeit der einzelnen Kolben pro Umdrehung aufweisen, wie hoch die gesamte positive und negative Arbeit beider Kolben ist und welche Kolbenkräfte bei den einzelnen Varianten auftreten. Abbildung 2 zeigt schematisch die untersuchte Alpha- Maschine mit den fixen und variablen Größen.

In Tabelle 1 sind die Daten der gewählten Varianten aufgelistet und deren Hubvolumen und Phasenwinkel angeführt. Abb. 3 zeigt für den alphagamma®-Prozess eine vektorielle Darstellung des Expansionsvolumens, der beiden Kompressionsvolumen sowie Größe und Phasenwinkel des resultierenden Kompressionsvolumens.

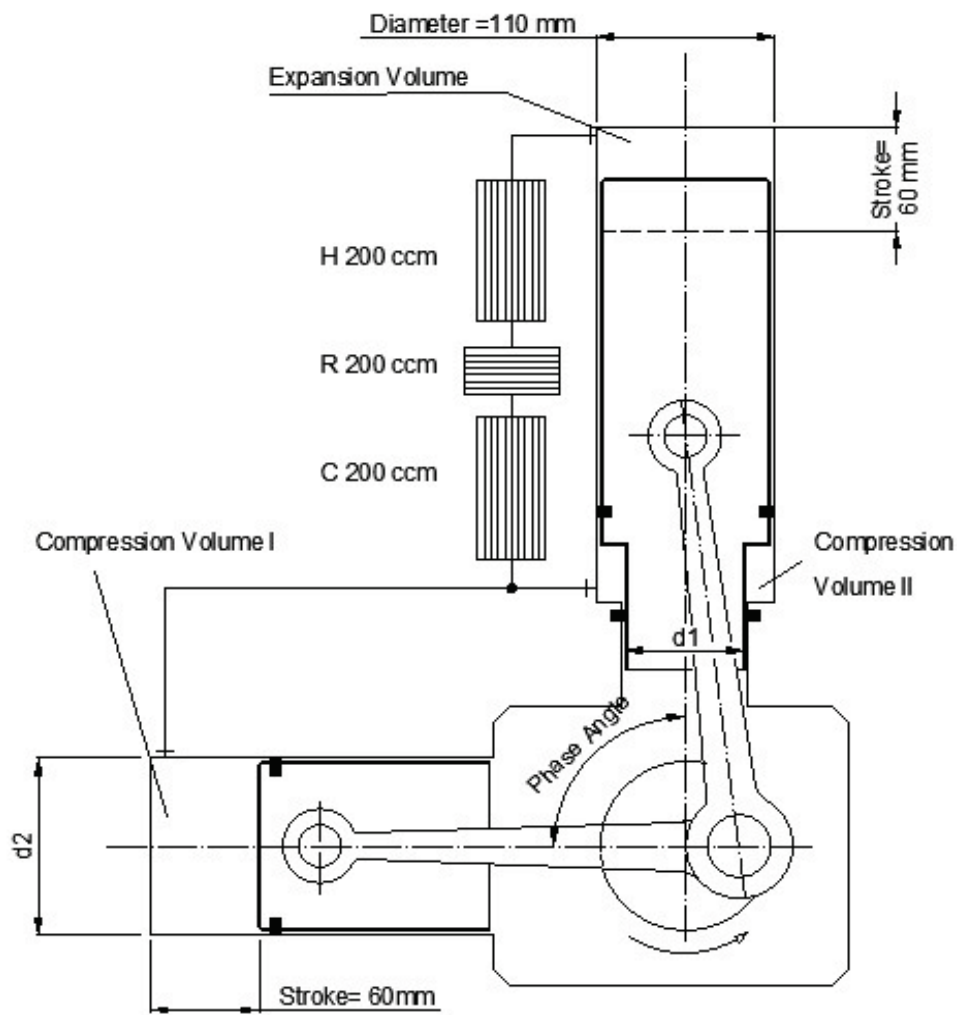


Abb.: 2: Schematische Darstellung der Alpha-Maschine und deren fixen und variablen Größen

Variante a) standard alpha	Werte		Anmerkung
Kompressionsvolumen (d2= Ø 110 mm)	570	cm ³	
Pleuellänge Kompressionskolben	230	mm	auch Variante b, c
Masse Kompressionskolben	4,5	kg	auch Variante b, c
Expansionsvolumen (d1=Ø 110 mm)	570	cm ³	auch Variante b, c
Pleuellänge Expansionskolben	230	mm	auch Variante b, c
Masse Expansionskolben	4,5	kg	auch Variante b, c
Phasenwinkel	90	Grad	
Drehzahl	1000	U/min	auch Variante b, c
Temperaturverhältnis	300/900	K	auch Variante b, c
Bezeichnung d1/d2-Winkel			110/110-90°
Variante b) optimized alpha			
Kompressionsvolumen (d2= Ø 90 mm)	382	cm ³	
Expansionsvolumen (d1= Ø 110 mm)	570	cm ³	
Phasenwinkel	135	Grad	
Bezeichnung d1/d2-Winkel			110/90-135°
Variante c) alphagamma®			
Kompressionsvolumen (d2 = Ø 80 mm)	302	cm ³	
Ringvolumen (d1 = Ø 75 mm)	305	cm ³	
Kompressionsvolumen resultierend	429	cm ³	
Expansionsvolumen	570	cm ³	
Resultierenden Phasenwinkel	135,3	Grad	
Bezeichnung d1/d2-Winkel			75/80-135°

Tabelle 1: Zusammenfassung der Volumen- und Winkelvariationen

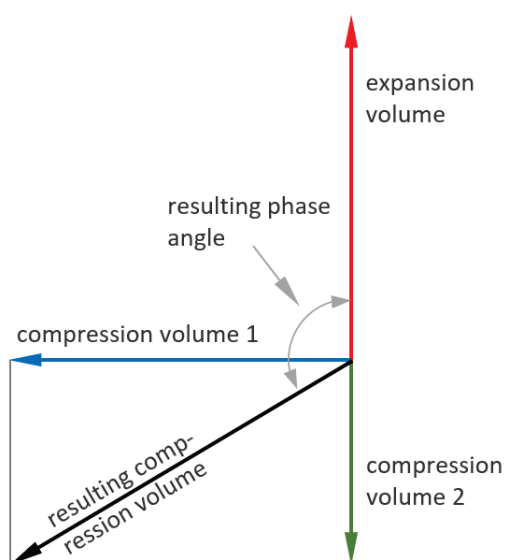


Abb. 3: vektorielle Darstellung des Phasenwinkels und des resultierenden Kompressionsvolumens beim alphagamma® Prozess

Beschreibung (dazu Abb. 2, 3, 4, Tabelle 1)

Variante a) Standard-Alpha-Prozess

Hier handelt es sich um eine „klassische“ Alpha-Konfiguration mit v-förmiger Zylinderanordnung, 90 Grad Zylinderwinkel= Phasenwinkel) und gleichen Hubvolumen in beiden Zylindern. Da der kleine Durchmesser des Stufenkolbens gleich ist wie der große Durchmesser (110 mm), ist kein ringförmiges Volumen vorhanden. Somit entspricht diese Variante einer typischen Alpha-Konfiguration, wie sie in Veröffentlichungen und in der Fachliteratur häufig zu finden ist. In mehreren Fällen wurden sie auch praktisch ausgeführt und in den Markt gebracht.

Betrachtet man die gemäß dem polytropen Berechnungsverfahren ermittelte, indizierte Arbeit über eine Kurbelwellenumdrehung, dargestellt in Abbildung 4, so sind hohe Anteile an negativer Arbeit erkennbar. Diese müssen durch noch höhere positive Abschnitte kompensiert werden, um die gewünschte Nettoarbeit zu erhalten. Wie nachfolgende Berechnungen zeigen, generiert ein solcher Arbeitsverlauf extrem hohe Druckhübe, einhergehend mit höchsten Kolbenkräften. Diese Kräfte bilden sich in der weiteren Folge auch im Drehmomentverlauf ab. Ein „runder“ Lauf erfordert daher entsprechende Schwungmassen, damit die Strom-schwankungen im Generatorstrom im Bereich zulässiger Werte bleiben.

Variante b) optimierter Alpha-Prozess

Die Forschungsaktivitäten von Frauscher Thermal Motors lieferten schon früh die Erkenntnis, dass ein Design gemäß Variante a) zu unbefriedigenden Ergebnissen führt. Eine mehrjährige Versuchsreihe zeigte auf, dass Phasenwinkel zwischen 120 und 140 Grad sowie ein Kompressionsvolumen, das lediglich 65 - 75% des Expansionsvolumens beträgt, eine deutliche Verringerung der negativen Arbeitsanteile pro Umdrehung ergibt. Frauscher Thermal Motors entwickelte ab 2012 eine Maschine mit 5 kW elektrischer Leistung, Typenbezeichnung A600. Diese wurde in mehreren Ausführungen gefertigt und in internen und externen Einsätzen erfolgreich betrieben. Der Arbeitsverlauf - dargestellt in Abbildung 4 - stellt deutlich dar, dass die negativen Arbeitsanteile auf weniger als 10% - bezogen auf die positive Arbeit - sinken. Als aufwändig erwies sich allerdings der komplizierte Massenausgleich, der bei dem genannten Phasenwinkelbereich nicht mehr mit einfachen Gegengewichten ausgeführt werden konnte. Die Suche nach einfacheren Konstruktionen führte - neben dem Bestreben nach höheren Standzeiten - schließlich zur alphagamma®-Lösung.

Variante c) alphagamma®-Prozess

Hier kommt der Stufenkolben zum Einsatz, der Kompressionskolben befindet sich wie bei der Variante a) in einem Phasenversatz von 90 Grad (im Sinne eines einfachen Massenausgleiches). Das Kompressionsvolumen teilt sich auf zwei Kompressionsräume auf. Das Ringvolumen (compression volume II) weist einen Phasenversatz zum Expansionsvolumen von 180 Grad auf. Es bildet mit dem um 90 Grad phasenversetzten Kompressionsvolumen des Kompressionszylinders (compression volume I) einen resultierenden Phasenwinkel von 135,3 Grad. Die Berechnung des resultierenden Phasenwinkels erfolgt auf einfache Art mithilfe der Winkelfunktionen, wie in Abbildung 3 dargestellt wurde. Die Länge der Pfeile steht im direkten Verhältnis zu den entsprechenden Hubvolumen.

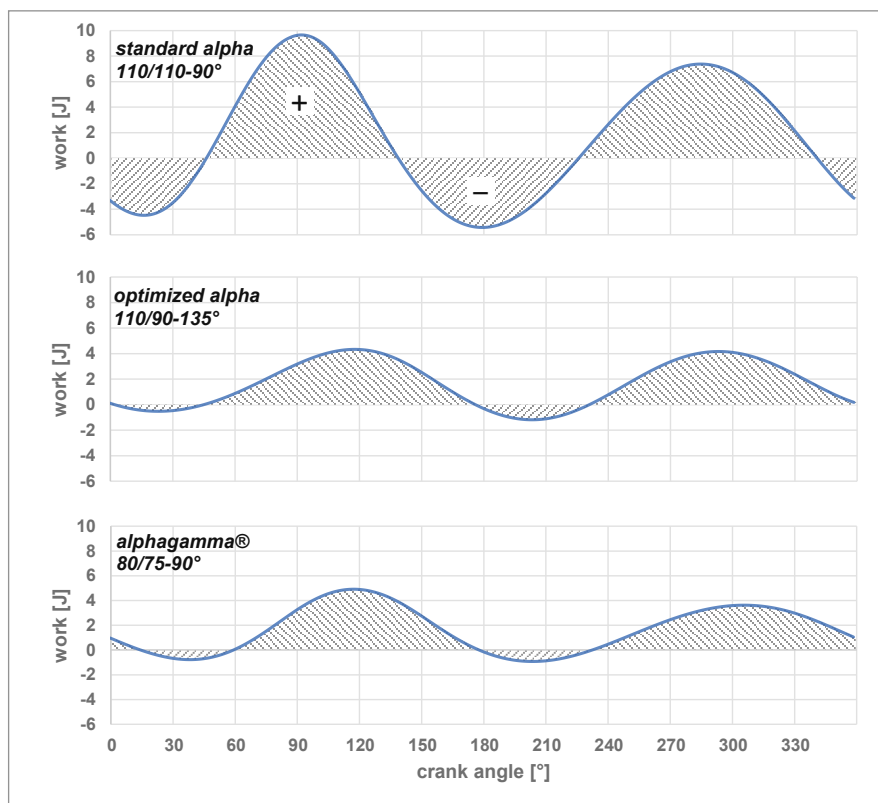


Abb.4: Ergebnisse der positiven und negativen Arbeitsanteile pro Zyklus

Betrachtet man die Arbeitsverläufe in Abbildung 4 und vergleicht den optimierten Alpha-Prozess mit dem alphagamma-Verfahren, so sind zunächst keine über den einfachen Massenausgleich hinausgehenden Vorteile erkennbar. Die in Tabelle 2 aufgelisteten Arbeitswerte bestätigen dies in absoluten Zahlen.

	standard alpha 110/110-90°	optimized alpha 110/90-135°	alphagamma® 75/80-90°
positive work [J]	1081,8	648,6	647,7
negative work [J]	-494,6	-57,9	-55,3
Ratio	45,7%	8,9%	8,5%

Tabelle 2: Summe der positiven und negativen Arbeitsanteile pro Zyklus

Die Auswirkung des Stufenkolbens

Erst bei separater Betrachtung der Kolbenarbeit und der Kolbenkräfte treten die zusätzlichen Vorteile des alphagamma-Verfahrens zutage. Abbildung 5 verdeutlicht, dass beim Alpha-Prozess grundsätzlich der Expansionskolben die negative Arbeit des Kompressionskolbens aufbringen muss. Erst die darüber hinausgehende Arbeit des Expansionskolbens kann als Nettoarbeit genutzt werden.

Beim alphagamma®-Verfahren hingegen trägt der Kompressions-kolben sogar einen kleinen positiven Betrag zur abgegebenen Nettoarbeit bei, der Expansionskolben ist extrem entlastet.

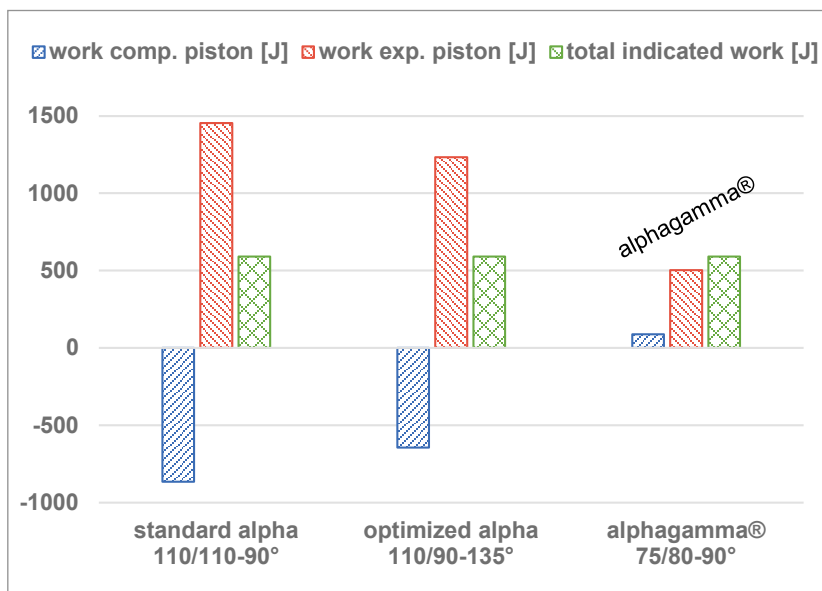


Abb. 5: Arbeitsverteilung auf die Kolben

Die Einzelarbeit der Kolben spiegeln sich in den Berechnungsergebnissen der Kolbenkräfte wider. Abbildung 6 stellt die maximale Gaskraft auf die Kolben dar. Dabei ist berücksichtigt, dass der Gasdruck im Pufferraum auf die Unterseite der Kolben wirkt und insofern die Kolbenkräfte aus der Differenz zwischen Prozessdruck und (konstantem) Druck im Pufferraum berechnet wurden. Darüber hinaus berücksichtigt unser Berechnungsverfahren auch die Druckverluste über die Wärmetauscher - basierend auf einer Gaswechselfrequenz bei 1000 U/min.

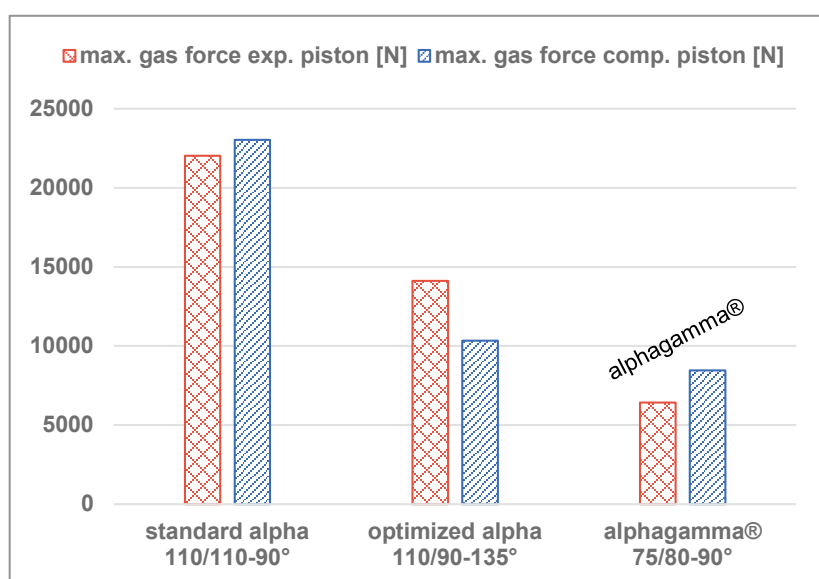


Abb.: 6: maximale Gasdifferenzkräfte auf die Kolben

Die tatsächliche Kolbenkraft, die auf den Kurbeltrieb wirkt, ist erst durch Einbeziehung der Massenkraft darstellbar. Dabei tritt ein weiterer Vorteil des alphagamma®-Verfahrens zutage: Bei Annahme einer praxisbewährten Kolbenmasse von 4,5 kg für jeden der beiden Kolben und einer Drehzahl von 1000 U/min, wirkt sich die Massenkraft kaum erhöhend auf die maximalen Kolbenkräfte aus. Beim Expansionskolben dominiert ohnedies die Gaskraft, die etwa in der Hubmitte den maximalen Wert annimmt. Beim Kompressionskolben wirkt die Massenkraft den aus den Differenzdrücken resultierenden Kolbenkräften an den Umkehrpunkten entgegen, was zu einer deutlichen Verkleinerung der maximalen Kolbenkraft führt, wie in Abbildung 7 gezeigt.

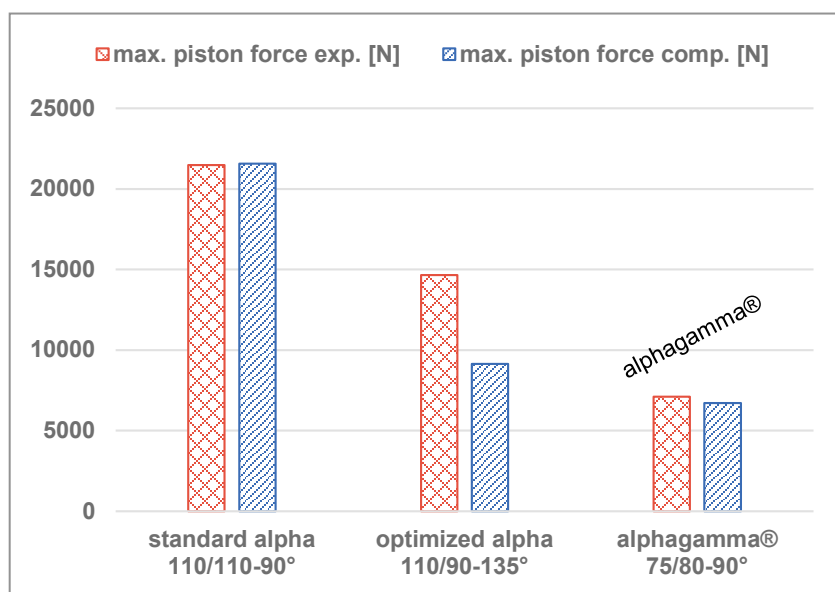


Abb. 7: Kolbenkräfte unter Berücksichtigung der Massenkraft

In Tabelle 3 sind die Berechnungsergebnisse der Kolbenkräfte und der Kolbenarbeit zusammengefasst. Dabei sind die mittleren Prozessdrücke so eingestellt, dass die Gesamtarbeit jeder Variante ein gleiches Niveau erreicht.

	standard alpha 110/110-90°	optimized alpha 110/90-135°	alphagamma® 75/80-90°
mean process-pressure [bar]	33	54,5	50,5
max. piston force compression [N]	21573	9142	6718
max. piston force expansion [N]	21482	14650	7100
work compression piston [J]	-863,6	-642,7	87,7
work expansion piston [J]	1454,2	1233,2	503,4
total work [J]	590,6	590,5	591,1

Tabelle 3: Tabellarischer Vergleich der betrachteten Varianten

Es wird dargestellt, dass die Anwendung eines Stufenkolbens als Expansionskolben bei geeigneter Dimensionierung nicht nur die negative Arbeit pro Zyklus und einhergehend die

Kompressionsbelastungen der Maschine drastisch verringert, sondern auch die Einzelarbeit der Kolben und deren maximalen Kräfte. In einem Ausführungsbeispiel mit einem Expansionsvolumen von 570 ccm und gleichem Kompressionsvolumen, einem Phasenwinkel von 90 Grad (Standard- Alpha-Prozess) ist bei Einbeziehung einer praxisnahen Kolbenmasse die maximale Kolbenkraft des Expansionskolbens dreimalhöher als beim alphagamma®-Prozess. Beim Kompressionskolben ist die Kolbenkraft sogar 3,2-mal so hoch, wie aus Tabelle 3 ersichtlich ist.

Dies bereitet beim alphagamma®-Prozess infolge der geringen Kolbennormalkräfte den Weg für schmierungslose Trockenlauftechnik der Kolben und insgesamt einen einfachen, preisgünstigen und zuverlässigen Aufbau der Maschine für lange Wartungsintervalle. Die Daten der als „standard alpha“, „optimized alpha“ und „alphagamma®“ bezeichneten Varianten beruhen nicht nur auf theoretischen Berechnungen, sondern sind durch Prüfstands Ergebnisse in ausgeführten Maschinen nachvollziehbar.

Da geht noch mehr ...

Die bisherigen Ausführungen ließen die Reibungsverluste der Kolbenführungen aufgrund der Kolben-Normalkräfte sowie die Verluste der Kolbenring- und Lagerreibung außen vor. Der Fokus war auf die wirkenden Gasdifferenzdruckkräfte und die daraus abgeleitete Arbeit der Kolben gerichtet und ergänzend auf die Auswirkungen der Massenkraft.

Die Ergebnisse der bisherigen Analysen sind dazu geeignet, auf die Reibung der Kolbenführungen näher einzugehen.

In nachstehender Abbildung 8 stellen wir die Reibarbeit der Kolbenführungen beider Kolben pro Kurbelwellenumdrehung dar. Dabei gehen wir davon aus, dass die Kolbenhemden mit einer Beschichtung aus einem bewährten Kunststoff-Compound überzogen sind und die auftretenden Normalkräfte auf Basis des Verlaufes des Prozessdruckes und des Kurbelwinkels mit dem bekannten Pleuelverhältnis von Kurbelradius/Pleuellänge = 0,1304 ermittelt werden. Als Reibungskoeffizient wird ein mittlerer Wert von 0,2 angenommen.

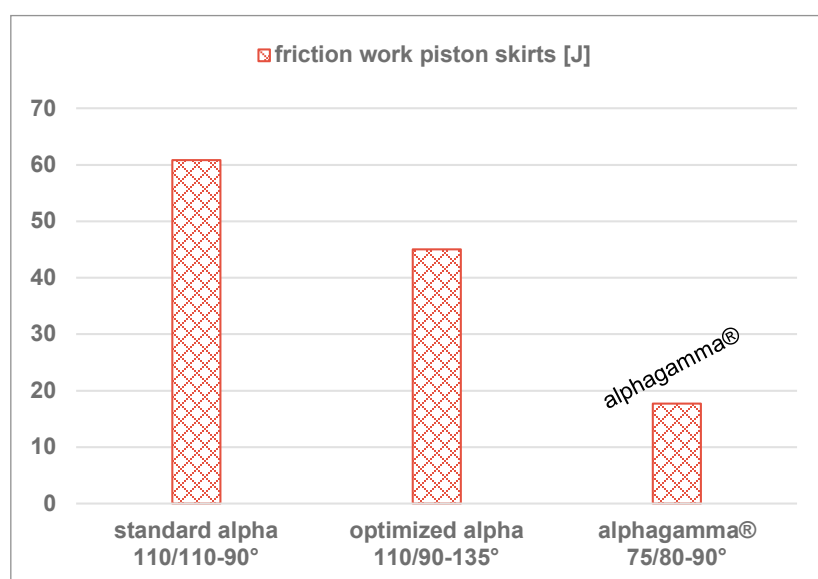


Abb. 8: Kolben - Reibarbeit pro Zyklus

Fraglos könnten die Folgen hoher Differenzdruckkräfte und Kolbenkräfte auch auf die Reibung der Kolbenringe sowie der Kurbelwellen- und Pleuellager ausgedehnt werden. Erfahrungsgemäß sind die Auswirkungen an diesen Stellen überschaubar, sodass wir darauf verzichten. Insofern beschränken wir uns auf den Hinweis, dass „mäßig“ belastete Wälzlager Lebensdauerwerte erzielen können, die selbst bei Mangelschmierung äußerst zufriedenstellend im Sinne eines wartungsfreundlichen Betriebes der Maschinen sind.

Vielmehr erinnern wir an die eingangs erwähnte Aufgabenstellung, dass die Nettoarbeit pro Umdrehung durch Anpassung des Prozessmitteldruckes bei allen Varianten auf einen übereinstimmenden Wert abgeglichen werden soll. Da die Reibarbeit die nutzbare Nettoarbeit vermindert, wollen wir im Sinne eines belastbaren Vergleiches den Prozessmitteldruck bei jeder Variante um jenen Wert anheben, der wieder zu der in Tabelle 3 ausgewiesenen Gesamtarbeit von 591 Joule führt. Abbildung 9 und Tabelle 4 stellen schließlich die tatsächlichen Kolbenkräfte dar, die bei gleicher Nettoarbeit und zusätzlicher Einbeziehung der Reibarbeit an den Kolben auftreten.

	standard alpha 110/110-90°	optimized alpha 110/90-135°	alphagamma® 75/80-90°
mean process-pressure [bar]	36,4	59	52
max. piston force comp. [N]	24235	10070	6947
max. piston force exp. [N]	23225	15438	7119
total indicated work [J]	652	636,6	609,5
friction work piston skirts [J]	60,8	45,0	17,7
net shaft work [J]	591,2	591,6	591,8

Tabelle 4: Vergleich nach Druckkorrektur

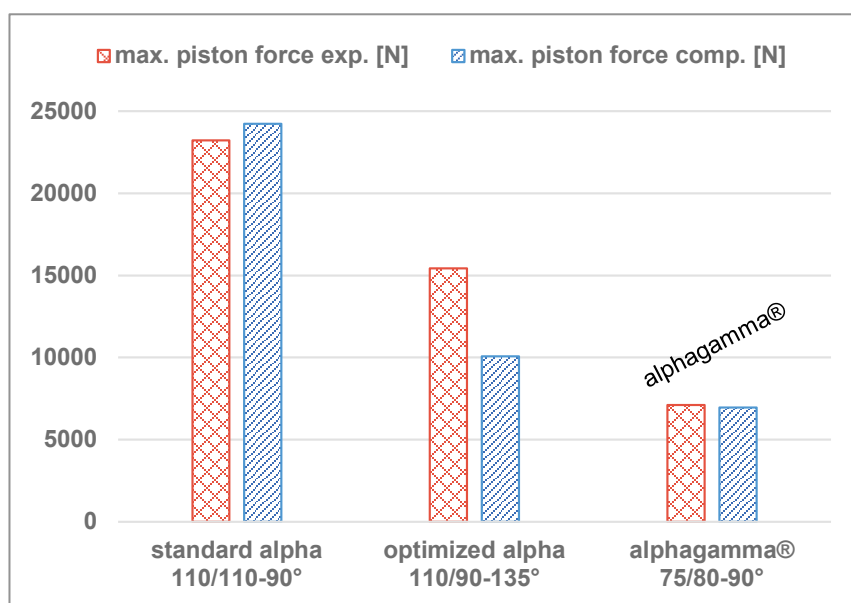


Abb. 9: Tatsächliche Kolbenkräfte mit Einbeziehung der Reibkräfte

Wie zu erwarten war, steigen die Kolbenkräfte bei den Varianten a) und b) infolge der Nachbesserung beim Prozessmitteldruck weiter an. Beim alphagamma®-Prozess hingegen verschieben sich die Werte zwischen den beiden Kolben in der Form, dass die Kompressionskolbenkraft etwas steigt, die Expansionskolbenkraft hingegen praktisch gleichbleibt. Die Unterschiede zwischen dem Standard-Alpha-Prozess und der alphagamma®-Variante steigen auf die Faktoren 3,5 (Kompressionskolben) und 3,3 (Expansionskolben). Würde man die Auswirkungen der Kolbenringreibung und der Lagerreibung mit einbeziehen, wären die Faktoren sogar noch etwas höher.

Drehmomentverlauf: Spiegelbild der Prozessarbeit

Abb. 10 zeigt den Drehmomentverlauf der betrachteten Varianten an der Kurbelwelle auf Basis der Kolbenkräfte gemäß Tabelle 4 und Abbildung 9. Die Darstellung offenbart die eher weichen, sinusförmigen Drehmomentverläufe, die typisch für Stirlingmotoren sind. Erwartungsgemäß treten bei der Variante a) hohe negative Anteile auf, die zu einem unruhigen, mit Drehschwingungen behafteten Betrieb führen. Bei der Variante c) treten die negativen Anteile kaum mehr auf. Vielmehr werden zwei ausgeprägte positive, sinusähnliche Drehmomentschübe abgegeben, die sich in einem kultivierten und leisen Lauf auswirken, dessen Gleichförmigkeit schon mit einer relativ kleinen Schwungmasse erzielt werden kann. Diese kann im Sinne einer hohen Integrität als Läufer einer Elektromaschine ausgeführt werden.

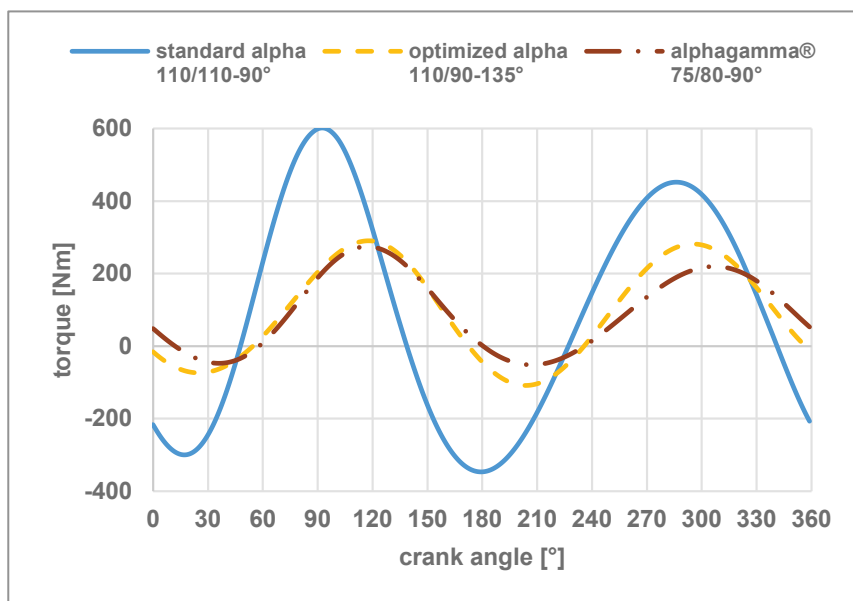


Abb. 10: Drehmomentverlauf der Varianten auf Basis der Kolbenkräfte gemäß Abb. 9

Zusammenfassung

Auf Basis einer Stirling-Alpha-Konfiguration mit unterschiedlichen Kompressionsvolumen und Phasenwinkel werden die Auswirkungen auf die Kolbengaskräfte, die Kolbenreibung und auf den Drehmomentverlauf dargestellt und jeweils mit einem Stufenkolben nach dem alphasigma®-Verfahren verglichen.

Es stellt sich heraus, dass die Kolbenkräfte einer Maschine nach dem alphasigma-Verfahren weniger als 30 % von jenen nach dem oft publizierten, hier „Standard Alpha“ genannten Verfahren, betragen. Dabei wurde auf gleiche Arbeit pro Zyklus geachtet. Die Folgen sind essentiell für die Performance der neuen Motorentechnik.

Zunächst erlauben die geringen Kolbenkräfte einen Betrieb ohne Schmieröl. Die Pleuel werden vorteilhaft direkt an den Kolben angelenkt, sodass sich Kreuzkopfführungen oder ähnliche Konstruktionen für die Entlastung der Kolbennormalkräfte erübrigen. Verwendet werden trocken laufende Kunststoffführungen, die auf den Kolbenhemden aufgebracht sind.

Während die Reibarbeit der betrachteten Gleitpaarung beim Standard-Alpha-Prozess annähernd 10 % der Nutzarbeit beträgt, reduziert sich diese auf weniger als 3 % beim alphasigma®-Prozess. Es bedarf daher keiner weiteren Überlegung, ob und wie weitere Mechanismen zur Entlastung der Kolbennormalkräfte integriert werden müssen. Die geringe Reibung hat einen wesentlichen Einfluss auf den beachtlichen Gesamtwirkungsgrad, wie das Beispiel einer alphasigma® Maschine der 6 kW Klasse auf Grundlage der Prüfstand-Messdaten belegt. (Abb.11)

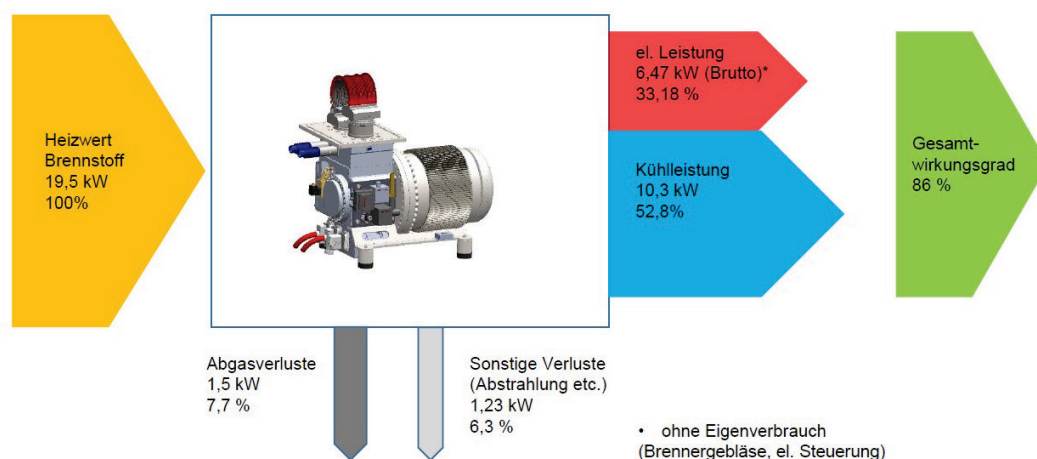


Abb. 11: Energieflüsse und Gesamtwirkungsgrad der Stirlingmaschine G600

Das schmierölfreie Getriebe erlaubt die Verwendung des Kurbelgehäuses sowohl als Pufferraum für das Prozessgas als auch als Gehäuse für einen Generator. Die Anzahl der bewegten Teile der Maschine sind auf das Minimalste reduziert: Zwei Kolben, zwei Pleuel und eine Kurbelwelle (Abb. 12).



Abb. 12: Vergleich Anzahl bewegter Teile Ottomotor (16): alphagamma® Stirlingmotor (5)

Bild Frauscher

Schließlich dürfen die Auswirkungen der vergleichsweise geringen Kolbenkräfte auf das Gesamtgewicht der Maschine nicht unbeachtet bleiben. Bei Anwendung von konsequentem Leichtbau lässt sich nicht nur der Kurbeltrieb deutlich schlanker gestalten, sondern auch das Getriebegehäuse. Das bauartbedingt leise Betriebsgeräusch erspart darüber hinaus Aufwand für Schalldämmung, sodass das Anlagen-Gesamtgewicht in vielen Fällen durchaus mit Motoren mit innerer Verbrennung konkurrieren kann.

Mehr Informationen:

Frauscher Motors GmbH
 Gewerbestraße 7 | 4774 St. Marienkirchen | AUSTRIA
 t: +43 7711 3182

www.frauscher-motors.com

Literaturnachweis:

- [1] Steimle/Lamprichs/Beck; „Stirling Maschinentechnik“, C.F.Müller Verlag, Auflage 2007, Seiten 90-94
- [2] Urieli; D. Berchowitz; “Stirling Cycle Analysis”, Adam Hilger Ltd, Bristol, 1984