

# **Modulares Baukastenkonzept für doppel­flutige Schraubenpumpen**

## **Flexibel anwendbar für Flüssigkeits- und Mehrphasenpumpen bis 3 MW Antriebsleistung**

Dipl. Ing. (FH) **Roland Maurischat**, Leistritz Pumpen GmbH, Nürnberg

### **Kurzfassung**

Doppel­flutige Schraubenpumpen werden vorwiegend für bedingt- oder nichtschmierende Fördermedien eingesetzt. Aufgrund ihrer kontaktfrei arbeitenden Förder­elemente können diese Pumpen neben dem klassischen Flüssigkeitsbetrieb auch Gasbeladungen bis 100 vol.% betriebssicher verpumpen.

Die durch die steigenden Anforderungen an Fördermengen und Betriebsdruck erfolgte Evolution dieser Pumpen in den letzten 15 Jahren macht eine strukturierte Aufteilung der Pumpenbaureihen abhängig vom möglichen Differenzdruck erforderlich. Dabei muss das gesamte Anwendungsspektrum von relativ kleinen Fördermengen für Hochdruckanwendungen bis zu hohen Fördermengen und niedrigen Differenzdrücken mit möglichst wenigen Pumpenkomponenten abgedeckt werden.

In dem Vortrag wird ein erfolgreich eingeführtes Baukastenkonzept vorgestellt, bei dem standardisierte Baugruppen gleichermaßen in Hochdruckpumpen bis 100 bar als auch in Niederdruckpumpen bis 16 bar Verwendung finden. Dabei werden Fördermengen bis 5000 m<sup>3</sup>/h und Antriebsleistungen bis 3000 kW erreicht.

Der Grundgedanke bei dem neuen Baukastensystem ist die Beibehaltung des Achsabstandes der Förder­elemente. Die Unterteilung in Druckklassen erfolgt über die Variation der Durchmesser­verhältnisse der Förder­elemente. Die Lager-, Dichtungs- und Getriebebaugruppen werden dabei unverändert für alle Druckklassen verwendet.

Darüber hinaus wird ein neues Lagerdeckelkonzept für Hochtemperaturanwendungen vorgestellt, das Mediumtemperaturen bis 280°C ermöglicht.

Im letzten Teil des Vortrags werden ausgeführte Flüssigkeits- und Mehrphasenpumpen nach diesem Baukastenkonzept beschrieben und diskutiert.

## **1. Einleitung**

Die Einsatzbereiche von doppelflutigen Schraubenpumpen haben sich in den letzten zwanzig Jahren erheblich erweitert. Sowohl in Bezug auf die maximalen Fördermengen als auch auf die erreichbaren Förderdrücke haben sich die Anforderungen an diese Pumpen mehr als verdoppelt. Waren die Anwendungsbereiche in der Vergangenheit hauptsächlich beschränkt auf Be- und Entladepumpen und die Förderung von hochviskosem Bitumengemischen, so haben sich diese Pumpen neue Anwendungsbereiche erobert, die bisher gar nicht bedient werden konnten oder zur Domäne der rotordynamischen Pumpen, Kolbenpumpen oder Zahnradpumpen gehörten.

Im Vergleich zu einflutigen Schraubenpumpenbauformen können doppelflutige Pumpen durch ihre berührungsfrei arbeitenden Fördererlemente nicht schmierende und schwach feststoffbeladene Medien verpumpen. Dieses Konstruktionsmerkmal ermöglicht auch die Förderung von Mehrphasengemischen.

Angefangen bei Tankterminalen mit niedrigen Differenzdrücken, hohen Fördermengen und niedrigen NPSH-Anforderungen über Crude-Oil-Transferpumpen mit hohen Druckdifferenzen und Fördermengen, Polymerreaktorpumpen mit hohen Zulaufdrücken, hohen Fördermengen und extremen Viskositätsschwankungen bis hin zu Mehrphasenpumpen im Ölförderbereich mit Gasbeladungen bis zu 100% werden diese Pumpen seit einigen Jahren erfolgreich eingesetzt.

Dieses erweiterte Anwendungsspektrum erfordert eine grundlegende Modernisierung und Erweiterung der bestehenden Pumpenbaureihen.

## **2. Funktionsprinzip**

Schraubenpumpen sind rotierende Verdrängerpumpen (Abbildung 1), bei denen die ineinander greifenden Förderprofile mit dem sie umschließenden Gehäuse Förderkammern bilden, die sich axial von der Saugseite der Pumpe zur Druckseite bewegen.

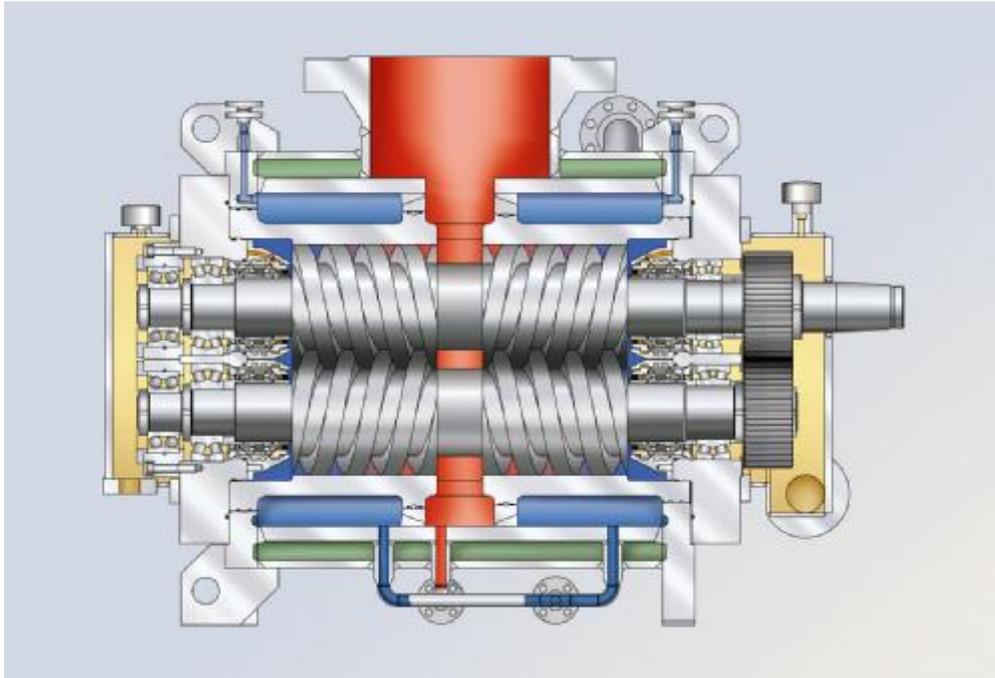


Abbildung 1: Doppelflutige Schraubenpumpe

Die Förderkammern verändern dabei ihre Größe nicht, der Differenzdruck entsteht durch den Gegendruck, den die dahinter liegende Anlage dem ausströmenden Medium entgegensetzt. Der Druckaufbau in den Förderkammern wird durch das durch die internen Spalte zurückströmende Fördermedium bewirkt. Dies hat für reine Flüssigkeitspumpen einen linearen Druckaufbau in den Kammern längs des Weges von der Saug- zur Druckseite zur Folge. Für Mehrphasenpumpen entsteht durch die Kompressibilität des Gases ein zur Druckseite hin hyperbolischer Druckaufbau, was eine vergleichsweise höhere Pulsationsamplitude zur Folge hat.

Im Gegensatz zu den einflutigen Bauformen hat die doppelflutige Schraubenpumpe den Vorteil, dass der hydraulische Axial Schub vollständig ausgeglichen ist. Deshalb sind in dieser Pumpenvariante eingebaute Axiallager nur für die Positionierung der Spindeln erforderlich.

In radialer Richtung bewirkt die durch die schraubenförmigen Förderprofile ungleichmäßige Druckverteilung eine erhebliche Kraftkomponente. Diese Radialkraft ist direkt abhängig vom anstehenden Differenzdruck und der Profilsteigung. Sie lenkt beide Spindeln im Betrieb radial aus. Bei Überschreitung der zulässigen Lastgrenzen kann diese Auslenkung zum Kontakt zwischen Spindeln und dem umschließenden Gehäuse führen. Frühzeitiger Verschleiß oder schlimmstenfalls ein Fressen der Spindeln sind die möglichen Folgen.

Die oben beschriebenen Radialkräfte werden von den an beiden Spindelenden positionierten Wälzlagern aufgenommen. Um mit diesen hoch belasteten Wälzlagern akzeptable Lagerlebensdauern zu erzielen, müssen sie außerhalb des Pumpenraumes mit

Öl oder Fett geschmiert sein. Dies erfordert eine Abdichtung der Lagerräume vom Fördermedium, im Regelfall werden dazu Gleitringdichtungen eingesetzt.

Um im Betrieb eine Berührung der Förderprofile untereinander zu vermeiden, wird durch ein Synchronisationsgetriebe das erforderliche Drehmoment von der Antriebsspindel auf die Laufspindel übertragen.

### **3. Ausgangslage**

Mit der Überarbeitung und Neustrukturierung müssen beide bereits bestehenden Pumpenbaureihen abgedeckt werden.

Zum einen existierte eine bewährte Niederdruckbaureihe (bis 25 bar), die, historisch gewachsen, keine durchgängig gleiche Konstruktionsstruktur und ungleichmäßige Stufensprünge aufweist. Diese Baureihe wird vor allem bei relativ kleinen Fördermengen bis maximal 1500 m<sup>3</sup>/h eingesetzt und benötigte deshalb eine erhebliche Erweiterung in Richtung zu hohen Fördermenge.

Zum anderen gab es eine Hochdruckbaureihe (bis 100 bar), die vor allem durch die Entwicklung der Mehrphasenpumpen geprägt war und sich deshalb konstruktiv erheblich von den Niederdruckpumpen unterschied.

Weiterhin fehlte ein Konzept für Hochtemperaturpumpen (>150°C) für Drücke über 40 bar.

Ziel war es deshalb eine Zusammenführung der Baureihen zu erreichen, die das ganze Anwendungsspektrum mit einer einheitlichen Konstruktionsstruktur abdeckt. Eine Erweiterung der Fördermengen bis zu 5000 m<sup>3</sup>/h und ein modularer Aufbau waren dabei grundsätzliche Forderungen. Das neue Konstruktionskonzept soll weiterhin eine signifikante Vereinfachung der Bauteile und eine einfachere Montage und Wartung ermöglichen und die Konstruktionszeiten bei Variantenkonstruktion senken.

### **3. Lösungsansätze**

#### **3.1. Konzeptioneller Lösungsansatz für das modulare Konzept**

Zukünftig sollen drei Pumpenbaureihen das geforderte Druckspektrum abdecken. Die Niederdruckbaureihe wurde für Differenzdrücke bis 16 bar ausgelegt, die Mitteldruckbaureihe für Differenzdrücke von 40 bar und die Hochdruckbaureihe für maximale Drücke von 100 bar.

Von Anfang an bestand die Idee standardisierte Baugruppen unabhängig von der Druckstufe der Pumpe zu verwenden. So sollten die gleichen Baugruppen sowohl in der Niederdruck-

baureihe als auch in der Hochdruckbaureihe verwendet werden können. Dazu bot sich der Lagerdeckel mit den angrenzenden Baugruppen für die Getrieberäder und Gleitringdichtungen an. Ausgehend von der Annahme, dass die Lagerdeckelbaugruppen unverändert in allen Baureihen Verwendung finden, hat somit eine Hochdruckpumpe den gleichen Achsabstand wie die zugehörige Mittel- und Niederdruckpumpe. Die Druckstufenunterscheidung erfolgt somit nur noch über die geometrischen Abmaße der jeweiligen Fördererelemente (Siehe Abbildung 2). Eine Hochdruckpumpe sollte eine steifere Spindelgeometrie erhalten als die niedrigeren Druckstufen, was in einem größeren Profilkerndurchmesser und durch den konstanten Achsabstand zu einem kleineren Außendurchmesser führt. Prinzipiell führt dieser Ansatz zu sinnvollen Baureihenstufen, da dadurch bei Hochdruckpumpen die hydraulische Querkraft durch den kleineren Außendurchmesser reduziert wird. Für die Niederdruckbaureihe wird im Gegenzug die Spindelsteifigkeit zu Gunsten einer höheren Fördermenge reduziert. Ein daraus resultierender vergrößerter Profilaußendurchmesser erhöht zudem die Fördermenge.

Erste konstruktive Überprüfungen dieses Konzepts brachten vielversprechende Ergebnisse. Deshalb wurde dieser Lösungsansatz weiterverfolgt.

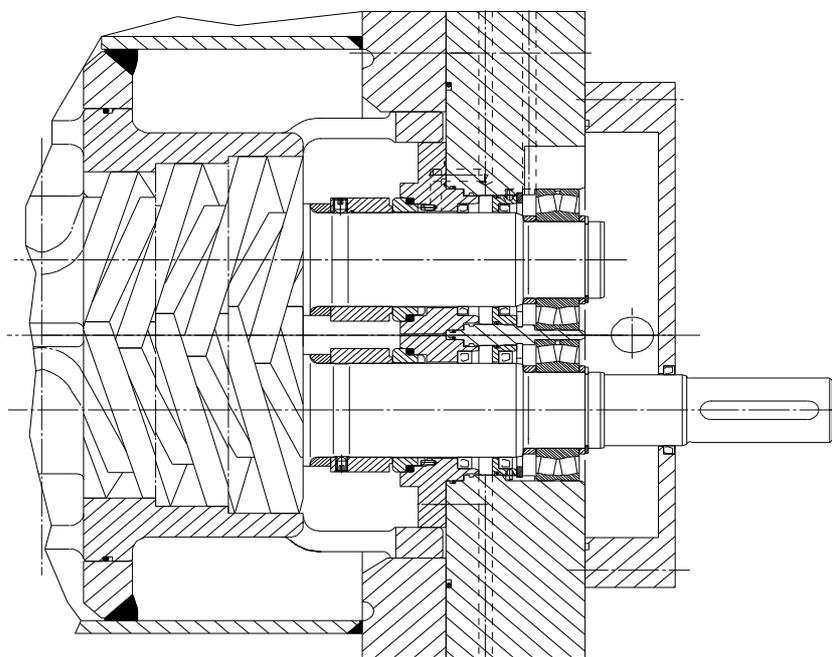


Abbildung 2: Durchmesserprünge der Fördererelemente bei gleichem Achsabstand

### 3. 2. Angleichung der Stufensprünge

Als weitere nicht zu vernachlässigende Forderung an das neue modulare Baureihenkonzept sollten die bereits am Markt eingeführten Pumpenbaugrößen erhalten bleiben. Da, gemäß interner Vorgabe, die Bezeichnung der Pumpe immer den Außendurchmesser des Förderprofils angibt, müssen also geeignete Achsabstände gefunden werden die möglichst viele bekannte Pumpengrößen abbilden.

Im ersten Ansatz dazu wurden die historisch verwendeten Durchmesserhältnisse für die jeweiligen Hoch- Mittel- und Niederdruckbaureihen verwendet. Jedoch wurde sehr schnell klar, dass sich strikt einzuhaltende Durchmesserhältnisse nicht mit der oben beschriebenen Anforderung an gleiche Achsabstände verbinden lassen. Da es weiterhin keinen zwingenden Grund für die Beibehaltung starrer Durchmesserhältnisse gibt, wurde diese Forderung fallen gelassen.

Darüber hinaus war ein Großteil der Pumpengrößen aus den jeweiligen Anforderungen historisch gewachsen. Dadurch ergaben sich ungleichmäßige Stufensprünge zwischen den angrenzenden Baugrößen (siehe Abbildung 3)

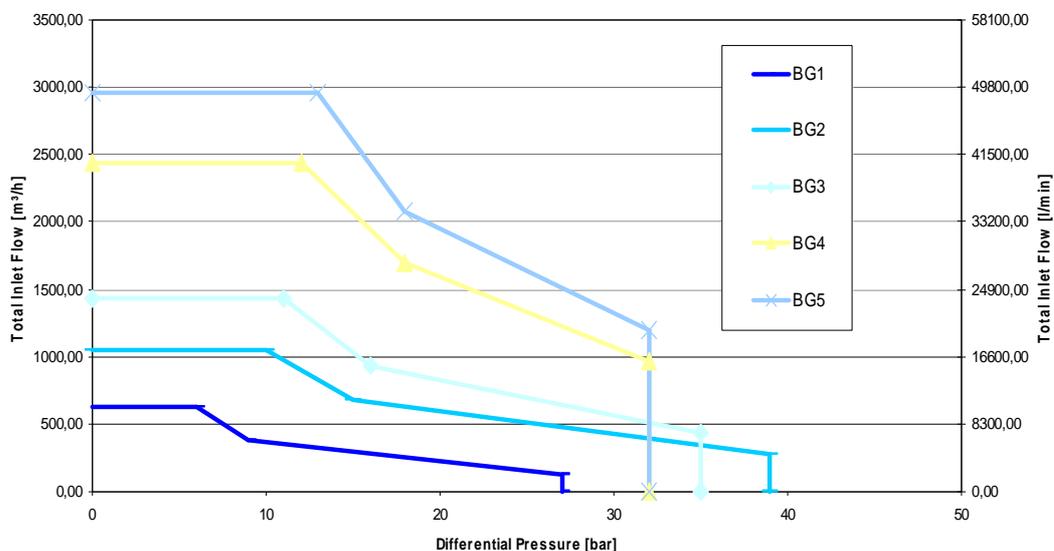


Abbildung 3: Ungleichmäßige Verteilung der Stufensprünge

Wenn der Stufensprung unverhältnismäßig groß ausfällt, wird unter Umständen eine zu große Pumpe für eine spezifizierte Anwendung angeboten, die dann natürlich im Vergleich zu Konkurrenzprodukten zu teuer und damit nicht wettbewerbsfähig ist. Somit ist es äußerst wichtig die richtigen Stufensprünge zu finden, die die Pumpengrößen gleichmäßig über das

gesamte Einsatzspektrum verteilt. Deshalb war es nicht zu vermeiden neue Pumpengrößen einzuführen, die die Lücken im Anwendungsspektrum füllen.

Die Hüllkurven in Abbildung 4 zeigen nach der Überarbeitung weitgehend gleichmäßige Stufensprünge.

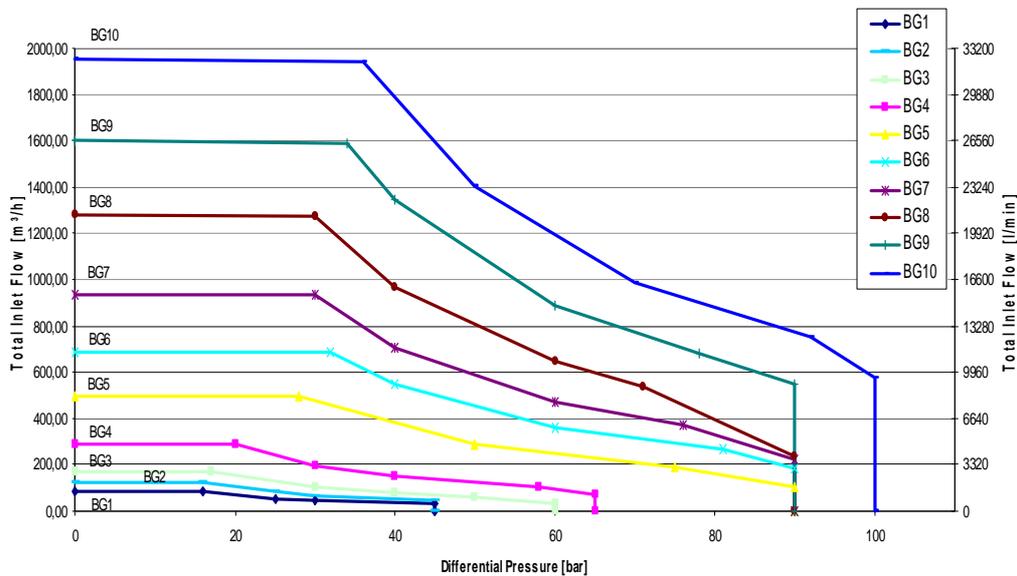


Abbildung 4: Gleichmäßige Verteilung der Stufensprünge nach Überarbeitung

### 3.3. Hochtemperaturbaugruppe

Hohe Mediumtemperaturen wurden im Rahmen der Baureihenüberarbeitung von 150°C bis ca. 280°C definiert. Dabei heizt sich der Lagerdeckel aus Abbildung 2 im Bereich der Radiallager übermäßig auf und verringert dadurch die Lebensdauer der Lager. Ziel war es deshalb eine Lagerdeckelkonstruktion zu finden, die die Lagerpartien bestmöglich von der Mediumtemperatur entkoppelt. Die alten Konstruktionen verwendeten dazu getrennte Dichtungs- und Lagerdeckel, die über lange Lagerarme, wie in Abbildung 5 dargestellt, verbunden sind.

Diese Lagerarme vergrößern die oben beschriebene Spindelbiegung aufgrund der hydraulischen Querkräfte und verringern somit die maximal erzielbaren Differenzdrücke dieser Pumpenausführung.

Um möglichst wenig Einbußen bei der Differenzdruckfähigkeit der Baureihen zu erhalten, konnte der Lagerabstand nur geringfügig wachsen.

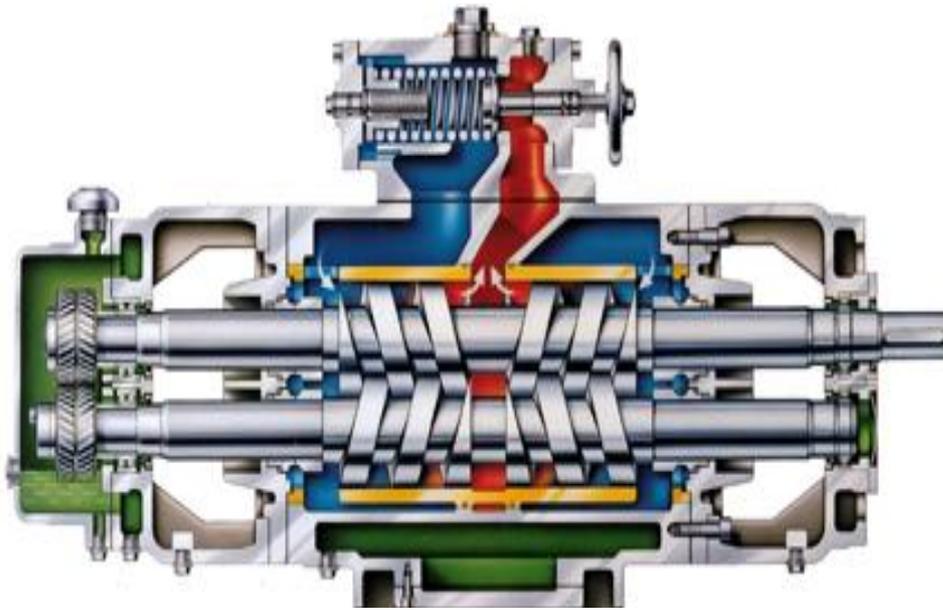


Abbildung 5: Langer Lagerarm für Hochtemperaturanwendungen

Im ersten Schritt wurde der oben gezeigte Lagerarm axial extrem gekürzt. Die mittels FEM berechnete Temperaturverteilung lieferte dabei trotzdem akzeptable Werte von etwa 100°C im Bereich der Lager. Allerdings zeigten sich aufgrund der stark unterschiedlichen radialen thermischen Dehnungen des Dichtungsdeckels im Vergleich zum Lagerdeckel extreme Spannungsspitzen in den Übergängen zu den Lagerarmen. (siehe Abbildung 6 und 7)

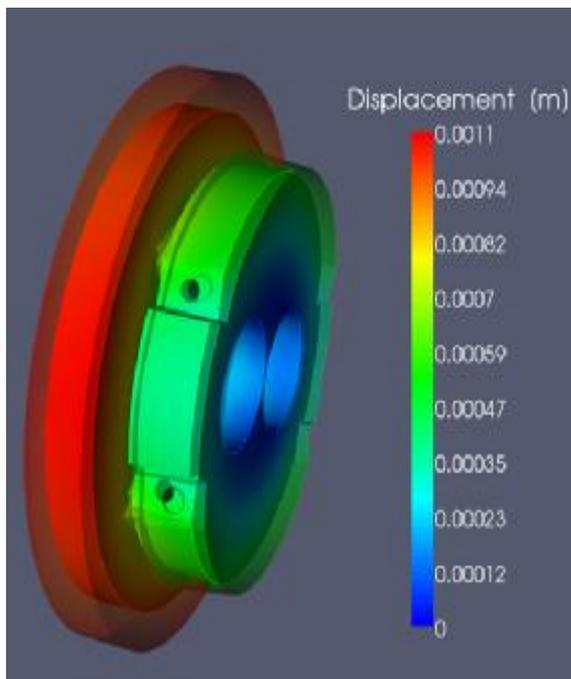


Abbildung 6: thermisch Dehnung

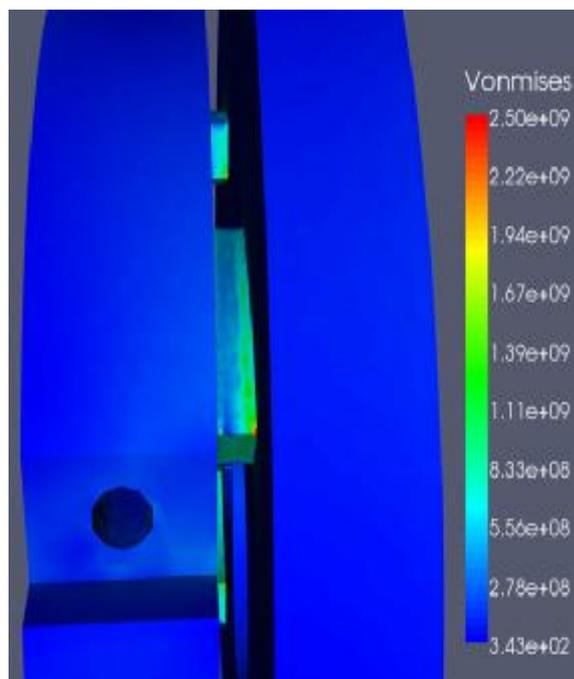


Abbildung 7: Spannungshäufung Lagerarm

Zahlreiche Iterationsgänge brachten keine befriedigende Lösung für den axial verkürzten Lagerarm. Als Konsequenz musste ein komplett neuer Lösungsansatz gesucht werden. Anstatt in axialer Richtung soll die thermische Dehnung in radialer Richtung kompensiert werden. Abbildung 8 zeigt die gefundene Lösung, bei der das Lagergehäuse in einem „beidseitig eingespannten Ring“ sitzt. Dieser Ring kann aufgrund der thermischen Dehnung des Dichtungsdeckels in horizontaler Richtung ohne unzulässig hohe Spannungsspitzen gedehnt werden. Zusätzlich ist ausreichend Dehnungspotential für zukünftig noch höhere Temperaturen vorhanden. Vergleiche mit der alten Konstruktion bei verschiedenen Bau-Größen zeigen, dass diese Lösung sogar einfacher und somit billiger zu fertigen ist.

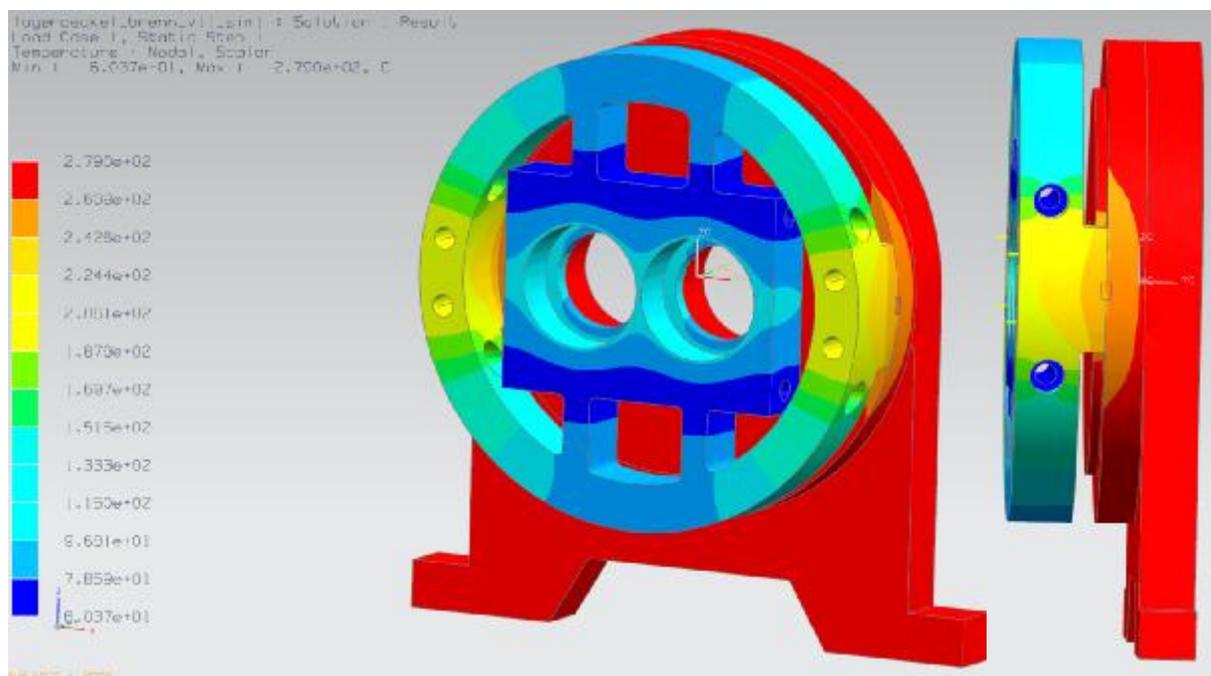


Abbildung 8 : Lösungsansatz für Hochtemperaturpumpen

Ein zusätzlicher Vorteil dieser Lösung ist, dass der Wärmefluss aufgrund der relativ kleinen Ringquerschnitte und deren Länge in radialer Richtung reduziert wird.

Einfach zu fertigende horizontale Kühlbohrungen über und unter den Lagern erweitern zusätzlich die Einsatzmöglichkeiten dieses Lagerdeckels. Dabei sind nicht nur höhere Temperatureinsatzgrenzen oder eine Dampfbespülung des Dichtungsraumes zu nennen. Mit den zusätzlichen Kühlbohrungen können auch höhere Lagerbelastungen, generiert durch höhere Differenzdrücke an der Pumpe, zugelassen werden, ohne ein externes Schmieröl-aggregat zu benötigen. Dies bringt weitere Wettbewerbsvorteile.

Für das beschriebene Lösungsprinzip wurde ein Patentantrag gestellt.

#### 4. Ergebnisse

Die oben beschriebene Neustrukturierung der doppelflutigen Schraubenpumpenbaureihen wurde erfolgreich abgeschlossen und ist seit Januar 2010 umgesetzt. Im Besonderen bei den Hochdruckpumpen ist ein erheblicher Kostenvorteil, verglichen mit der alten Konstruktion, erkennbar. Die geforderten Erweiterungen in Richtung höherer Fördermenge, Betriebstemperatur und Betriebsdruck konnten komplett erfüllt werden (Abbildung 9 und 10).



Abbildung 9 und 10: Ausgeführte Hoch- und Mitteldruckpumpen

Die oben beschriebene Hochtemperaturlösung durchlief erfolgreich neben der normalen Pumpenfunktionsprüfung ein zusätzliches Testprogramm um die berechneten Spannungs- und Temperaturverteilungen zu verifizieren (Abbildung 11).



Abbildung 11: Ausgeführte Hochtemperaturkonstruktion

Erste, nach diesem Konstruktionsprinzip ausgeführte Pumpen bestätigen die Überlegungen hinsichtlich Montage und Wartungsfreundlichkeit.

Bereits nach dieser kurzen Zeit zeigt sich eine erhebliche Verkürzung der Durchlaufzeiten in der Konstruktion.