

Diss. ETH Nr. 9087

**Annular Seals of High Energy Centrifugal Pumps:  
A New Theory and Full Scale Measurement of  
Rotordynamic Coefficients and Hydraulic Friction Factors**

by **STEFAN FLORJANCIC**

A dissertation submitted to the  
SWISS FEDERAL INSTITUTE OF TECHNOLOGY ZURICH

accepted on the recommendation of

Prof. Dr. G.Gyarmathy  
Prof. Dr. D.Childs  
Prof. Dr. R.Nordmann

1990

## 1. ABSTRACT :

=====

### English:

Machine speed, head per stage and power concentration of multi-stage centrifugal pumps have increased steadily during the last decades. The increasing power concentration has often contributed to reliability problems for high energy pumps. Vibration induced failures are encountered and often, rotordynamic phenomena appear to be the main cause. Dynamic interaction forces between rotor and casing, caused by the vibration itself, will always be present and may even lead to destruction of the machine. Thus rotordynamic considerations become very important for high energy multistage centrifugal pumps; reliability of rotating equipment depends strongly on optimized rotordynamic behaviour.

Computer codes to predict rotordynamic behaviour are readily available. With those mathematical tools the rotor system can be modelled very well and optimization of the dynamics is possible in the design stage, provided the boundary conditions are known accurately enough. Costly changes after field tests, or more likely after break downs, will be less than optimum and can be avoided.

Beside well known rotor casing interaction within journal bearings, and reaction forces at the impeller itself, boundary conditions at annular seals are of main interest. Due to the pressure differential and the rotation at neck ring and interstage seals and balance pistons, considerable reaction forces arise in case of rotor vibration (motion). The boundary conditions at these elements are generally described by a mathematical model, consisting of a stiffness, a damping and a mass matrix, i.e. the rotordynamic coefficients of the seal. The assumption, that the coefficients of this model are independent of vibration frequency, was confirmed by presented measurement data.

The extensive literature review provided, revealed that some information about total reaction forces at annular seals is available, but no published full scale measured data on individual coefficients exists. Contemporary theories were found to be able to predict available measured results for plain surface seals to some extent, but problems occur with serrated or grooved surface patterns.

Hence, the present investigation describes the development of a new three volume theory. Momentum and continuity equations, based on bulk flow, are formulated for the three individual regions (volumes) within a serrated seal. A subsequent perturbation analysis of the coupled differential equations with a small circular orbit ( $\epsilon \ll 1$ ) of the rotor at discrete excitation frequencies, results in a frequency dependent first order pressure distribution within the seal annulus. Numerical integration and iteration across individual sections of the seal yields (vibration) frequency dependent forces. Finally, the stiffness, damping and mass coefficients are found from a third order polynomial least square fit of reaction forces against frequency.

Empirical parameters to describe the friction within the jet below serrations and the vortex within serrations are found from calibration of the new theory with measured results and from detailed finite differences method calculations. Both methods resulted in almost identical empirical parameters.

To obtain detailed measured results, which serve also to validate the new theory, a full scale test rig for neck ring seals of boiler feed pumps was established and operated at typical Reynolds numbers. Skew symmetric stiffness, damping and mass matrices were measured at a linear rotor orbit with vibration frequencies controllable independently of the running frequency. A linear rotor orbit is acceptable, as the vibration amplitudes are much smaller than the seal clearance ( $\epsilon < 0.2$ ) and the circumferential fluid velocity is fully developed at the high rotor speeds, providing circular symmetry. Rotordynamic coefficients and hydraulic friction factors of a plain and a serrated seal are presented. Discrepancies between new ("as built") and worn conditions are demonstrated for the serrated seal.

Comparison of results according to the new theory with measured data are shown and indicate very satisfying accuracy. Relative errors of predicted rotordynamic coefficients are demonstrated to be of the same magnitude or only slightly larger than measurement errors.

Finally, the influence of the new insight on rotordynamic behaviour of short annular seals is presented at the example of a typical boiler feed pump. Eigenfrequencies and damping values were computed first with previous "state of the art" seal coefficients and then with coefficients according to the new theory. The comparison indicates, that the influence of more accurate neck ring and interstage seal coefficients on relevant eigenfrequencies is marginal. However, the effect on the corresponding rotor damping ratios is extensive, and not negligible at all.

#### Deutsch:

Die Drehzahl, der Stufendruck und die Leistungskonzentration von mehrstufigen Kreiselpumpen ist in den letzten Dekaden kontinuierlich gestiegen. Die steigende Energiedichte hat oft Probleme in der Zuverlässigkeit von Hochleistungs-Pumpen mitverursacht. Schwingungs-induziertes Versagen tritt auf und häufig sind rotordynamische Effekte die Hauptursache. Dynamische Interaktions-Kräfte zwischen Rotor und Gehäuse, durch die Schwingungen selbst verursacht, existieren immer und können bis zur Zerstörung der Maschine führen. Daher sind rotordynamische Überlegungen sehr wichtig; die Zuverlässigkeit von Turbomaschinen hängt stark vom optimierten rotordynamischen Verhalten ab.

Computer-Programme für die Vorhersage von rotordynamischem Verhalten sind kommerziell erhältlich. Mit diesen mathematischen Hilfsmitteln kann das Rotorsystem bereits in der Konstruktionsphase sehr gut modelliert und optimiert werden, vorausgesetzt, dass die Randbedingungen genau genug bekannt sind. Kostspieligen Änderungen nach Testläufen, oder, wahrscheinlicher noch, nach Havarien, sind hingegen nicht mehr so effizient und können vermieden werden.

Neben bereits gut bekannten Rotor-Gehäuse-Interaktionen in Gleitlagern und Reaktionskräften am Laufrad selber sind die Randbedingungen in Dichtspalten von hauptsächlichem Interesse. Wegen der Druckdifferenz und der Rotation an saug- und druckseitigen Laufraddichtspalten und am Entlastungskolben, entstehen beträchtliche Reaktionskräfte bei Rotorschwingungen (Auslenkungen). Die Randbedingungen für diese Elemente können allgemein mit dem mathematischen Modell einer Steifigkeits-, Dämpfungs- und Massenmatrix beschrieben werden, d.h. mit den rotordynamischen Koeffizienten des Dichtspaltes. Die Annahme, dass die Koeffizienten dieses Modelles unabhängig von der Schwingfrequenz sind, wurde durch Messresultate bestätigt.

Die ausführlich besprochene Literaturübersicht zeigt, dass einerseits einige Daten über resultierende Reaktionskräfte an Dichtspalten vorhanden sind, dass es aber andererseits keine Publikationen über individuelle, bei vollen Betriebsbedingungen von Speisepumpen gemessene, Koeffizienten gibt. Bisherige Theorien können die vorliegenden gemessenen Resultate für glatte Dichtspalte bis zu einem gewissen Grad nachrechnen, bei gerillten Oberflächen treten jedoch beträchtliche Schwierigkeiten auf.

Daher beschreibt diese Untersuchung die Entwicklung einer neuen Drei-Volumen-Theorie. Impuls- und Kontinuitätsgleichungen, basierend auf rechteckigen Geschwindigkeitsverteilungen im Spalt ("bulk flow"), werden in den drei unterschiedlichen Regionen (Volumen) des gerillten Spaltes formuliert. Die nachfolgende Störungsrechnung für die gekoppelten Differentialgleichungen mit einem kleinen kreisförmigen Rotororbit ( $\varepsilon \ll 1$ ) bei diskreten Erregerfrequenzen, resultiert in der frequenzabhängigen Druckverteilung erster Ordnung im Ringspalt. Mit Hilfe einer numerischen Integration zusammen mit mehrfacher Iteration über die individuellen Abschnitte des Ringspaltes werden die frequenz-(vibrations-) abhängigen Kräfte berechnet. Abschliessend können die Steifigkeits-, Dämpfungs- und Massenkoeffizienten durch eine Regression der Reaktionskräfte gegenüber der Frequenz mit einem Polynom dritten Grades bestimmt werden.

Die empirischen Parameter, welche die Reibung im Freistrahle unter der Rille und den Wirbel in der Rille beschreiben, können durch Kalibration der neuen Theorie anhand von gemessenen Resultaten und mit detaillierten Berechnungen mit der Finiten-Differenzen-Methode gefunden werden. Beide Methoden resultierten in beinahe identischen empirischen Parametern.

Um detaillierte Messresultate zu erhalten, an denen auch die neue Theorie bestätigt werden kann, wurde eine zu Kesselspeisepumpen vollmasstäbliche Testmaschine gebaut und bei typischen Reynoldszahlen betrieben. Schiefsymmetrische Steifigkeits-, Dämpfungs- und Massenmatrizen bei linearem Orbit mit drehzahlunabhängiger Schwingfrequenz wurden gemessen. Ein linearer Rotororbit ist zulässig, da die Schwingungsamplituden viel kleiner sind als die Dichtspaltweite ( $\varepsilon < 0.2$ ) und die bei den hohen Drehzahlen voll ausgebildete Umfangsgeschwindigkeit des Fluids Kreissymmetrie verursacht. Rotordynamische Koeffizienten und hydraulische Reibungsbeiwerte eines glatten und eines gerillten Dichtspaltes werden vorgestellt. Am gerillten Spalte werden die Unterschiede zwischen dem Neuzustand ("wie gebaut") und dem abgenutzte Zustand demonstriert.

Der Vergleich von Resultaten der neuen Theorie mit gemessenen Daten zeigt eine sehr zufriedenstellende Übereinstimmung. Die relativen Fehler der berechneten rotordynamischen Koeffizienten etwa von der gleichen Grössenordnung wie die Messfehler oder nur etwas grösser sind.

Abschliessend wird der Einfluss der neuen Erkenntnisse über das rotordynamische Verhalten von kurzen Dichtspalten am Beispiel einer typischen Kesselspeisepumpe aufgezeigt. Eigenfrequenzen und Dämpfungen wurden zuerst mit bisherigen "modernsten" Dichtspalkoeffizienten und anschliessend mit Koeffizienten der neuen Theorie berechnet. Einerseits zeigt der Vergleich, dass der Einfluss von genaueren Koeffizienten an saug- und druckseitigen Laufraddichtspalten auf die relevanten Eigenfrequenzen marginal ist. Andererseits ist der Effekt auf die entsprechenden Rotor-Dämpfungsverhältnisse jedoch sehr beträchtlich und kann nicht vernachlässigt werden.