



Doctoral Thesis

## Spaltströmungsbedingte Kräfte an berührungslosen Dichtungen von hydraulischen und thermischen Turbomaschinen

**Author(s):**

Graf, Kurt Marcel

**Publication Date:**

1991

**Permanent Link:**

<https://doi.org/10.3929/ethz-a-000593022> →

**Rights / License:**

[In Copyright - Non-Commercial Use Permitted](#) →

This page was generated automatically upon download from the [ETH Zurich Research Collection](#). For more information please consult the [Terms of use](#).

11. April 1991

Diss. ETH Nr. 9319

# Spaltströmungsbedingte Kräfte an berührungslosen Dichtungen von hydraulischen und thermischen Turbomaschinen

Experimentelle Ermittlung der rotordynamischen Koeffizienten bei kreisförmiger Bewegung der Rotor/Stator-Exzentrizität in Dichtspalten und Labyrinth und Vergleich mit theoretischen Berechnungen.

ABHANDLUNG

zur Erlangung des Titels

DOKTOR DER TECHNISCHEN WISSENSCHAFTEN

der

EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE ZÜRICH

Vorgelegt von

KURT MARCEL GRAF

Dipl. Masch. Ing. ETH


geboren am 13. März 1956

von Krattigen (BE)

Angenommen auf Antrag von

Prof. Dr. B. Chaix, Referent

Prof. Dr. G. Schweitzer, Korreferent

  
Chully, den 6. 4. 91.

Zürich 1991

## Zusammenfassung

Die dynamischen Koeffizienten von Dichtspalten und Labyrinth haben einen grossen Einfluss auf das Schwingungsverhalten von Turbomaschinen. Im Versuchsstand der vorliegenden Arbeit werden zwei typische Dichtungen wie sie bei thermischen und hydraulischen Strömungsmaschinen Anwendung finden, untersucht – ein Durchblicklabyrinth und ein Stufenlabyrinth, bestehend aus glatten Dichtspalten und diagonal durchflossenen Wirbelkammern. Die im Experiment von Wasser durchströmte Dichtung wird vom Rotor und Statorgehäuse begrenzt. Der Stator wird bei rotierender Welle  $\Omega_R$  auf Kreisbahnen mit variabler Schwingfrequenz  $\Omega_E$  bewegt. Aus der gemessenen axialen Druckverteilung werden die Spaltkräfte und daraus die Koeffizienten berechnet. Es wird der Einfluss der Durchflussgeschwindigkeit, der Umfangsgeschwindigkeit und des Vordralls untersucht.

Das Antwortverhalten des Fluides in der Dichtung auf externe Anregung wird durch die Kraft-Bewegungsgleichung eines mechanischen Schwingers mit zwei Freiheitsgraden beschrieben. Zwischen den auf den Rotor wirkenden Fluidkräften und den Verschiebungen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen des Rotors wird ein linearer Zusammenhang angenommen, welcher durch die Feder-, Dämpfungs- und Trägheitsterme beschrieben wird. Mit dem Identifikations-Modell A, welches das oben beschriebene mechanische Modell verwendet, werden für eine bekannte Kreisbewegung die Koeffizienten mit quadratischen Regressionskurven aus den gemessenen Kraftverläufen in Funktion von  $\Omega_E$  bestimmt. In der Arbeit wird ein zweites Identifikations-Modell B hergeleitet, welches eine lineare Abhängigkeit der Koppel-Koeffizienten vom Eintrittsdrall in die Dichtung voraussetzt. Die Ausgleichskurven für die Bestimmung der dynamischen Koeffizienten können mit der Methode B auf Geradenregressionen reduziert werden, wodurch die Auswertung ohne Genauigkeitsverlust einfacher wird. Die Ergebnisse der Methoden A und B werden miteinander verglichen.

Die identifizierten Koeffizienten werden mit berechneten Werten verglichen. Für den Dichtspalt wird die Theorie von Childs [1983 b] und für das Kammlabyrinth das Zwei-Volumen-Modell von Wyssmann [1984] verwendet.

Eine grössere Durchflussgeschwindigkeit  $C_m$  durch den Dichtspalt ergibt grössere Beträge der Koeffizienten, mit Ausnahme der Koppeldämpfung und Trägheit, die unabhängig von  $C_m$  sind. Eine höhere Umfangsgeschwindigkeit  $U$  am Rotor liefert grössere Koppelsteifigkeiten und Koppeldämpfungen. Die direkte Steifigkeit und Dämpfung zeigen nur eine geringe Abhängigkeit von  $U$ . Ein Vordrall  $C_{uin}$  der Strömung äussert sich ähnlich wie die Rotordrehung. Die Verkleinerung des Vordralles mit Hilfe einer Drallbremse (Gleichrichter) vor der Dichtung verkleinert die Koppelsteifigkeit und nur schwach die Dämpfung, wodurch die resultierende antreibende Umfangskraft stark reduziert wird. Diese Massnahme wirkt stabilisierend auf den Turborotor. Die Steifigkeit erhöht im allgemeinen die Eigenfrequenz des Wellenstranges. Der Vergleich der berechneten und der mit dem Modell B identifizierten Koeffizienten zeigt eine gute Übereinstimmung. Die vorhandenen Abweichungen bei den Werten der Trägheit können teilweise auf die unterschiedlichen scheinbaren Massen, welche auf den Rotor und Stator wirken, zurückgeführt werden. Als Auswerteverfahren wird das Modell B empfohlen.

Die Koeffizienten der Diagonalkammer und des Durchblicklabyrinthes verhalten sich, bis auf die unten stehenden Besonderheiten, ähnlich wie beim Dichtspalt.

Für die Dichtungen mit Kammern sind die Koppelsteifigkeiten  $K_q$  bei kleinen Vordrallwerten klein und negativ. Für die Kammern konnte im Gegensatz zu anderen Autoren ein Trägheitseinfluss des Fluides nachgewiesen werden, welcher auf die Vergrösserung der Kammerabmessungen im Prüfstand zurückzuführen ist.

Im Durchblicklabyrinth wurde festgestellt, dass in der ersten Kammer, im Gegensatz zu den nachfolgenden die Fluidkraft zentrierend wirkt. Der Effekt kann auf die unterschiedliche Strahleinschnürung beim ersten und den nachfolgenden Dichtstreifen zurückgeführt werden.

Mit der Kenntnis des Einflusses der Durchfluss- und Umfangsgeschwindigkeit konnten die Koeffizienten für den Spalt erfolgreich gemacht werden, was die Darstellung und die Übertragung der Resultate erleichtert.

## Summary

Fluid forces in seals, arising from the relative oscillation of the shaft in the casing, show considerable influence on the rotordynamic behaviour of turbomachinery.

Two typical seals are investigated in a water operated test rig at various flow conditions including inlet swirl: a three chamber straight-through labyrinth with strips on stator, a plain seal and a single chamber staggered labyrinth with diagonal chamber throughflow. Important features of the test rig are the high measuring accuracy which allows precise measurements even at zero inlet swirl and low rotor speed. Inlet swirl is either zero or close to the rotor circumferential speed (produced by a preswirl generator). Experimentally determined fluid forces result from integrated pressure distributions while the test rig is operated at various values of the rotating eccentricity. The hydraulically oscillated stator describes a circular orbit with a frequency independently chosen from the rotor speed.

For small amplitudes about the centered position the fluid forces can be expressed by an isotropic and linearized force-displacement model. In this model a linear relation between force and displacement, velocity and acceleration are assumed. The dependence is given by stiffness, damping and inertia coefficients. These coefficients are obtained by a second order regression from the amplitude and the phase data of the force at different vibration frequencies. This first identification method is called Model A.

Experimental findings confirm the dominant influence of the circumferential fluid velocity on the cross-coupled fluid forces in labyrinth seals. Accordingly, a second identification model is proposed: Model B. It accounts for the dependence of the cross coupled terms of the coefficient matrices on a characteristic vibration frequency.

The advantage of Model B is based on the assumption that all terms of the coefficient matrix may be determined by linear regression. First we determine the characteristic frequency and the direct damping coefficient from the cross-coupled force component and then the stiffness and inertia coefficients from the radial force component. The cross terms are given as linear functions of the characteristic frequency. For plain seals, experimental results show that the characteristic frequency is a function of preswirl. For labyrinths with chambers, the characteristic frequency has no relation to the circumferential flow - and the correlations obtained from Model B are inadequate.

The two models are applied to measurements to determine force coefficients which, in a second step, are compared to numerically determined coefficients (bulk flow theory according to Childs, 1984, for plain seals and according to Wyssman, 1984, for the straight-through labyrinth).

The main results are:

- Experimental findings show that in all labyrinth seals the cross-coupled terms of the inertia matrix are small and may be neglected.
- Good agreement with the theory of Childs is found for the cross-coupled stiffness and the direct damping coefficients, both of which are the most important parameters for stability prediction.
- The general observation is that experimentally determined direct stiffness, direct inertia, and cross-coupled damping coefficients obtained with Model A, deviate considerably from theory.
- Model B gives good agreement with Childs' theoretical values for inertia and the cross-coupled damping.
- The direct stiffness coefficients resulting from identification with Model B are generally larger than those of Model A.
- Measurements demonstrate that the damping and inertia coefficients are independent of the circumferential velocity and the preswirl, while the stiffness slightly depends on the circumferential velocity conditions. The cross-coupled terms of the stiffness and damping matrices increase with increasing circumferential velocity. Furthermore a strong increase results from the preswirl.
- All coefficients increase with the throughflow velocity - except the inertia and the cross-coupled damping which are independent of the leakage flow.

The coefficients of labyrinths with chambers show similar behaviour as the coefficients of the plain seal do, with the following exceptions:

- A positive stiffness is identified in the first chamber for the straight-through labyrinth and a negative stiffness in the following chambers. This difference can be explained with the different jet contraction underneath the first strip compared to the following strips.
- For small inlet swirl the cross-coupled stiffness coefficients are small and negative. For all chambers we identified non-negligible inertia terms.