

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Band: 88 (1970)
Heft: 24: Sonderheft zum 70. Geburtstag von Dr. C. Seippel

Artikel: Messung der Schaufelbeanspruchung von Axialgebläsebeschauflungen bei rotierender Ablösung und beim Pumpvorgang
Autor: Baumann, Hans
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-84537>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 17.11.2024

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

Geschwindigkeitsziffer v aufgetragen. Aus den Messungen geht hervor, dass durch den Einfluss der Machzahl bei der höchsten Drehzahl ($k_u = 0,641$) bereits eine Einbusse am Wirkungsgrad eintritt. Der höchste Wirkungsgrad wird nicht am Bemessungspunkt erreicht, wo $k_u = 0,641$ ist, sondern bei $k_u = 0,577$.

In Bild 9 sind die gleichen Messdaten in Funktion der relativen Schluckziffer c_{ax}/c_{s1} aufgetragen. Hier sieht man sehr deutlich, wie der Wirkungsgrad bei der höchsten Drehzahl ($k_u = 0,641$) bereits wieder abgenommen hat, obgleich dies der Bemessungspunkt der Beschauflung ist.

Auf den Bildern 10 und 11 sind die gleichen Kurven für die Winkelkombination $65^\circ/67^\circ$ (Laufschaufel/Leitschaufel) zu sehen. Auch hier nimmt der Wirkungsgrad bei grosser Machzahl wieder ab. Diese Winkelkombination ergibt grosse Schluckziffern. Auch die Schaufelarbeitsziffer μ_a (Druckziffer) ist relativ hoch. Der Wirkungsgrad ist allerdings geringer als bei der vorhin besprochenen Winkelkombination, was wieder in erster Linie auf grössere Widerstände wegen höheren Machzahlen zurückzuführen ist. Es ist das eine Winkelkombination, die dann interessant ist, wenn man Wert auf grössere Förderströme legt und etwas bescheidenere Wirkungsgrade in Kauf nehmen kann.

Die Bilder 12 und 13 beziehen sich auf die Winkelkombination mit dem höchsten Wirkungsgrad. Aus ihnen ist ersichtlich, dass bei etwas kleinerer Machzahl und etwas grösserem Reaktionsgrad die besten Resultate erzielt werden. Dies war auch zu erwarten, da einerseits, wie weiter vorn bereits angedeutet wurde, das rotierende Schaufelgitter die Druckerhöhung mit besserem Umsetzungsgrad erzeugt als das stehende, und andererseits bei dieser Kombination die Machzahl am Fusse der Schaufel noch im Bereich kleiner Verluste

Tabelle 3. Vergleich der Messergebnisse der drei Schaufelwinkelkombinationen bei den verschiedenen Kennzahlen

Schaufelwinkelkombination (Laufschaufel/Leitschaufel) relative Schluckziffer	rel. Schluckziffer konst.			rel. Drehzahlziffer konst.		
	$65^\circ/55^\circ$	$65^\circ/67^\circ$	$58^\circ/55^\circ$	$65^\circ/55^\circ$	$65^\circ/67^\circ$	$58^\circ/55^\circ$
c_{ax}/c_{s1}	0,35	0,35	0,35	0,42	0,505	0,3785
relative Drehzahlziffer k_u	0,577	0,513	0,605	0,641	0,641	0,641
Schaufelarbeitsziffer μ_a	0,415	0,46	0,39	0,42	0,445	0,39
Max. Arbeitswirkungsgrad	92%	90,3%	92,6%	91,3%	88,7%	91,8%

liegt. Der günstigste Reaktionsgrad scheint somit zwischen dem für die Grundaufführung gewählten Wert $R = 0,4$ und einer symmetrischen Beschauflung mit $R = 0,5$ zu liegen.

Vergleichen wir nun zum Abschluss die Messergebnisse der drei diskutierten Beschauflungen, so zeigt sich folgendes, Tabelle 3: Bei gleicher relativer Schluckziffer hat die Beschauflung mit der Winkelkombination $58^\circ/55^\circ$ den höchsten Wirkungsgrad, nämlich $\eta^* = 92,6\%$, gefolgt von der Beschauflung mit der Winkelkombination $65^\circ/55^\circ$. Die Schaufelarbeitsziffer μ_a ist bei der Winkelkombination $65^\circ/67^\circ$ am höchsten, nämlich $\mu_a = 0,46$.

Bei gleicher relativer Drehzahlziffer ist die Beschauflung mit der Winkelkombination $58^\circ/55^\circ$ ebenfalls diejenige mit dem höchsten Wirkungsgrad. Die Winkelkombination $65^\circ/67^\circ$ ergibt aber einen um etwa 30% grösseren Luftdurchsatz bei allerdings etwa 3% schlechterem Wirkungsgrad. Diese neu entwickelte Beschauflung erlaubt bei einer Gebläsedrehzahl von 3000 U/min einen Luftdurchsatz von fast 300 m³/s mit gutem Wirkungsgrad zuzulassen. Damit sind Gasturbinen mit einer Grenzleistung von 60000 bis 70000 kW möglich geworden.

Messung der Schaufelbeanspruchung von Axialgebläsebeschauflungen bei rotierender Ablösung und beim Pumpvorgang

DK 621.515.5:62-553.5:539.4.014

Von Hans Baumann, dipl. Ing., Nussbaumen bei Baden (AG)

Bekanntlich treten bei Axialverdichtern zwei Phänomene auf, welche beide zu hohen Schaufelbeanspruchungen führen können. Es sind dies die umlaufende Ablösung (rotating stall) und der Pumpvorgang. Unter umlaufender Ablösung versteht man strömungssperrende Gebiete, welche sich in einzelnen Reihen eines Axialverdichters bilden und sich relativ zu den Laufreihen bewegen, aber die Förderung des Verdichters in positiver Richtung noch nicht verhindern. Beim Pumpen hingegen bricht die Förderung vollkommen zusammen und es tritt Rückströmung auf. Anschliessend setzt die Förderung wieder ein und der Verdichter durchfährt die ganze Kennlinie, bei Teildrehzahl somit auch das Gebiet der umlaufenden Ablösung. Für den Konstrukteur ist es wichtig, die Schaufelbeanspruchung bei umlaufender Ablösung und beim Pumpvorgang zu kennen. Es war deshalb notwendig aus eigener Anschauung das Verhalten eines vielstufigen Axialverdichters bei den erwähnten Betriebszuständen zu untersuchen.

Im ersten Schritt, welcher hier besprochen wird, wurde nur das Verhalten der Leitschaufeln untersucht, da es erheblich einfacher ist, derer Beanspruchung zu messen, als die der Laufschaufeln. Als Versuchsobjekt diente ein vielstufiger Axialverdichter, der in den Windkanal eingebaut wurde. Wie bereits im Aufsatz von Dr. H. Pfenninger: über Axialverdichter grosser Fördermengen mitgeteilt wurde, musste der Saugdruck bei der höchsten Drehzahl wegen der beschränkten Antriebsleistung auf 0,3 bar abs absichtlich gesenkt werden. Dies hatte den Vorteil, dass die Beanspruchungen der Schaufeln selbst bei den gefährlichsten Betriebszuständen gemessen werden konnten, ohne dabei die Bruchgrenze der Schaufeln zu er-

reichen. Bei einem Ansaugdruck von 1,0 bar abs hätte man sehr wahrscheinlich mit Schaufelbrüchen rechnen müssen.

Die Messeinrichtung wurde vor jedem Versuch durch eine Parallelschaltung von Widerständen zu der Messstreifenschaltung geeicht. Die Widerstände haben eine Genauigkeit von $\pm 0,5\%$ und $\pm 1\%$.

Da die Dehnung ε des Drahtes im Messgitter bei konstantem Volumen V stattfindet, gilt:

$$\frac{dV}{V} = \frac{dS}{S} + \frac{dl}{l} = 0$$

$$\frac{dR}{R} = -\frac{dS}{S} + \frac{dl}{l} = +2 \frac{dl}{l} = +2 \varepsilon$$

und somit wird

$$\frac{\Delta R}{R} = K \varepsilon = 2 \varepsilon$$

Hierbei bedeuten S den Drahtquerschnitt, l die Drahtlänge und ρ die spezifische Masse des Drahtes. Weiter ist $R = \rho S/l$. Deshalb konnte zur Umrechnung der gemessenen relativen Widerstandsänderung in Dehnung der Faktor $K = 2$ verwendet werden.

Der K -Faktor wich bei den verwendeten Dehnmessstreifen höchstens um 2,5% vom theoretischen Wert ab. Die Widerstände des verwendeten Dehnmessstreifens wurden mit

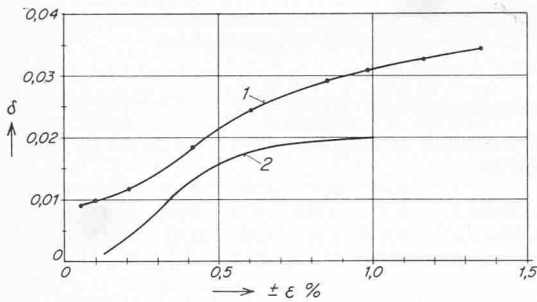


Bild 1. Logarithmisches Dämpfungsdekrement δ der Schaufel der ersten Leitreihe in Abhängigkeit von der Dehnungsamplitude ε (Kurve 1). Als Vergleich wurde das Dekrement der reinen Werkstoffdämpfung eingetragen (Kurve 2)

einer Genauigkeit von $\pm 0,25\%$ angegeben. Daraus folgt die Dehnungsmessung mit einer Genauigkeit von

$$\varepsilon = \frac{1}{2 \pm 2,5\%} \frac{\Delta R \pm 1\%}{R \pm 0,25\%}$$

Der mittlere Fehler beträgt dann:

$$m = \sqrt{0,01^2 + 0,025^2 + 0,0025^2} = 0,027$$

Der Fehler wird bedeutend kleiner, wenn man Dehnungsmessstreifen verwendet, deren K -Faktor um weniger als $2,5\%$ vom Wert 2 abweicht. Für die meisten Messungen wurden solche ausgewählt.

Die erste Leitreihe des Verdichters hatte eine mittlere Eigenfrequenz von 740 Hz. Das Dämpfungsdekrement dieser Leitreihe ist aus Bild 1 ersichtlich. Zum Vergleich wurde noch dasjenige der reinen Werkstoffdämpfung des Stahles eingetragen.

Die Messeinrichtung für die Messung der Schaufelbiegespannung geht aus Bild 2 hervor. Zur Dehnungsmessung wurden hauptsächlich Dehnungsmessstreifen von Hottinger Baldwin verwendet.

Bild 3 zeigt die Lage der aufgeklebten Dehnungsmessstreifen. Da diese oberhalb der Schaufeleinspannstelle angebracht werden mussten, wurden die Messresultate auf die Einspannstelle umgerechnet und zwar nach folgendem Ausdruck:

$$\frac{\sigma_0}{\sigma^*} = \left(\frac{l_0}{l^*} \right)^2 \frac{W^*}{W_0}$$

Hierbei bedeuten l_0 und l^* den Abstand der Einspannstelle bzw. der Messstelle von der Schaufelspitze und W_0 und W^* die dazugehörigen Widerstandsmomente.

Die gemessenen Druck-Förderkurven des Axialverdichters zeigt Bild 4. Die gestrichelte Linie bedeutet die Pumpgrenze.

In Bild 5 ist die Pumpgrenze etwas grösser herausgezeichnet.

Bild 3. Anordnung der Dehnungsmessstreifen an der Leitschaukel. Verwendet wurden Streifen der Firma Hottinger Baldwin, Type 3/120 LP 11. Widerstand $121,2 \pm 0,25\%$. K -Faktor: $2,05 \pm 0,5\%$.

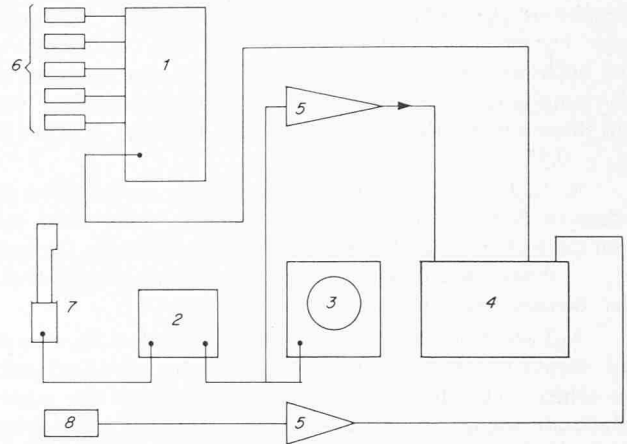


Bild 2. Einrichtung zur Messung der Schaufelbiegebeanspruchung

- | | |
|---|---|
| 1 Hottinger-Trägerfrequenz-Messverstärker | 5 Southern-Verstärker |
| 2 Disa-Anemometer | 6 Dehnungsmessstreifen Hottinger |
| 3 Tektronix-Zweistrahloszilloscope | 7 Heissdrahtsonde |
| 4 Honeywell-Visicorder | 8 elektromagnetischer Schwingungsaufnehmer von Philips zur Drehzahlregistrierung. |

Ebenfalls sichtbar ist das Gebiet der umlaufenden Ablösung. Dieses wurde sowohl beim Hineinfahren in dieses, wie auch beim Herausfahren aus ihm aufgenommen. Im Gegensatz zu in der Literatur beschriebenen Versuchen konnte hierbei kein Unterschied festgestellt werden. Das stabile Ablösungsgebiet erstreckt sich etwa bis zu 83% der relativen Drehzahlziffer k_u .

In Bild 6 ist das Gebiet mit umlaufender Ablösung nochmals grösser aufgezeichnet. Das Gebiet mit zwei und vier Ablösungszonen war sehr breit. Sieben und acht Ablösungszonen traten nur ganz nahe an der Pumpgrenze auf. Bei Drehzahlen um 50 bis 60% der Bemessungsdrehzahl wurden die Gebiete mit sieben und acht Ablösungszonen etwas breiter, so dass eine Resonanzanregung mit der Grundfrequenz der Anregungskraft ohne weiteres möglich wäre.

Die Anzahl Zonen nimmt zur Pumpgrenze hin zuerst zu, verringert sich aber bei Drehzahlen unter 70% der Bemessungsdrehzahl knapp vor der Pumpgrenze plötzlich auf etwa die Hälfte. Bei Drehzahlen zwischen 83% und 90% trat unmittelbar vor Einsetzen des Pumpstosses eine Ablösungserscheinung auf, die jedoch nicht stabil eingestellt werden konnte.

Das Verhältnis von Umlauffrequenz der Ablösungszonen zur Drehzahlfrequenz war nicht konstant; es betrug

$$0,51 < f_a/Zn < 0,59.$$

Hierbei bedeutet f_a die Anregungsfrequenz, Z die Anzahl umlaufender Zonen und n die Drehzahl. Mit acht umlaufenden Ablösungszonen ergab sich bei einer Drehzahl von 60% der Normaldrehzahl eine Anregungsfrequenz für die Leitschaukel von $f_a = 706$ Hz.

Für die Laufschaufel ergibt sich demgemäss eine Anregungsfrequenz von

$$0,41 < f_a/Zn < 0,49,$$

was bei 60% der Normaldrehzahl eine Anregungsfrequenz für die Laufschaufel von $f_a = 588$ Hz ergibt.

Als Beispiel zeigt Bild 7 das Verhältnis der Schaufelbeanspruchung bei umlaufender Ablösung und beim Pumpvorgang einer Schaufel der zweiten Normalleitreihe. Man sieht hieraus, dass die Beanspruchung beim Pumpstoss recht beträchtlich sein kann, dass aber bei umlaufender Ablösung im Resonanzfall viel höhere Verhältnisse von σ/σ_{stat} auftreten können. Da die umlaufende Ablösung nur bei kleineren Drehzahlen auftritt, sind die absoluten Beanspruchungen glücklicherweise kleiner.

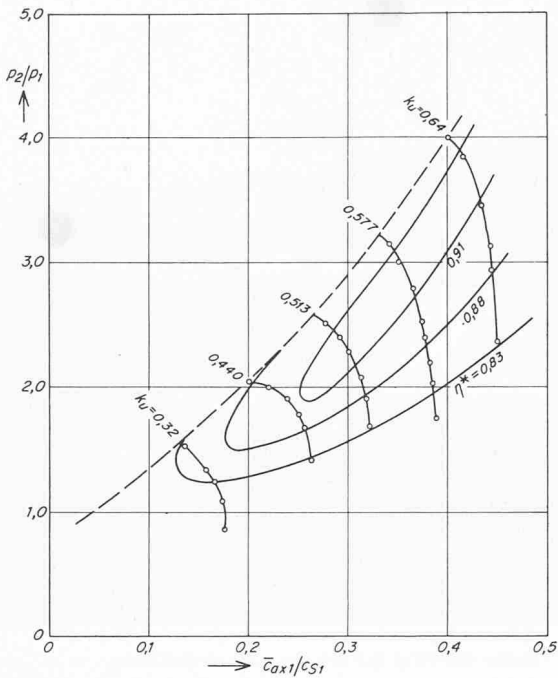


Bild 4. Druck-Förderkurven des Versuchsverdichters. Druckverhältnis p_2/p_1 in Abhängigkeit von der relativen Schluckziffer \bar{c}_{ax1}/c_{S1} für verschiedene Drehzahlziffern k_u . Ausgezogene Kurven sind Linien gleichen Beschauelungswirkungsgrades η^* , die gestrichelte Kurve gibt die Pumpgrenze an.

Tabelle 1 zeigt die gemessene Beanspruchung beim Pumpvorgang und voller Drehzahl in den Leitreihen 1, 2, 3, 5 und 8 des Versuchsverdichters. Man sieht hieraus, dass die maximale Beanspruchung in der 1. Leitreihe auftritt und den etwa fünf-fachen Betrag der Normalspannung erreichen kann. Die Messungen zeigen, dass man die Pumpvorgänge bei voller Drehzahl, bei welcher ja auch die rein statische Biegebeanspruchung der Schaufeln am grössten ist, unbedingt vermeiden sollte. Denn ein längeres Arbeiten des Verdichters bei diesen Bedingungen führt unweigerlich zu einer Gefährdung.

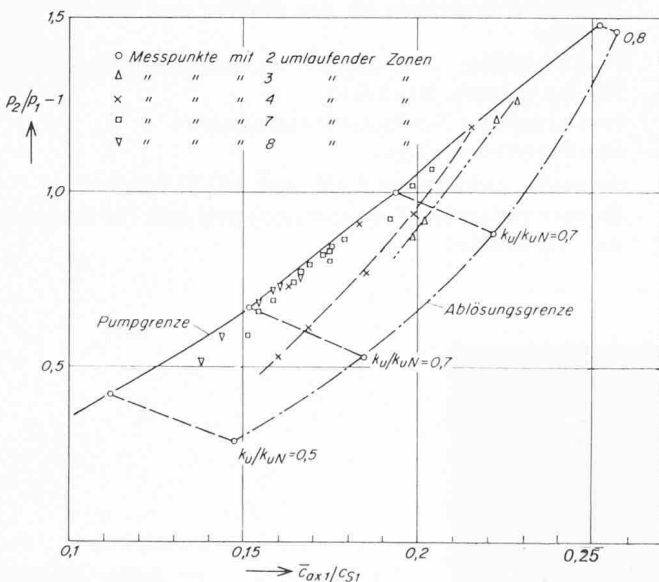


Bild 6. Druckverzeugung p_2/p_1-1 , Pumpgrenze und Gebiet der umlaufenden Ablösung in Abhängigkeit von der relativen Schluckziffer \bar{c}_{ax1}/c_{S1} . (Vergrösserte Darstellung des Gebietes mit umlaufender Ablösung). Gleiche Bezeichnung wie in Bild 5. Die Messpunkte geben die Anzahl umlaufender Zonen an. An der Ablösungsgrenze beträgt die Zonenzahl nur 2, nahe der Pumpgrenze bis 8, an der Pumpgrenze selbst ist sie wieder kleiner. Als Parameter ist das Verhältnis k_u/k_{uN} der relativen Drehzahlziffer am Messpunkt zu der am Normalpunkt eingetragen.

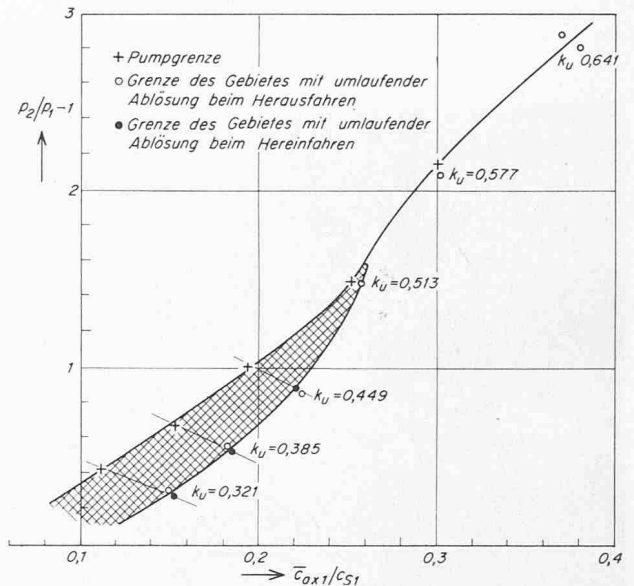


Bild 5. Druckerzeugung p_2/p_1-1 und Gebiet der umlaufenden Ablösung in Abhängigkeit von der relativen Schluckziffer \bar{c}_{ax1}/c_{S1} für verschiedene Drehzahlziffern k_u . Reynoldszahl $Re = 0,5$ bis $0,7 \cdot 10^6$

Um diese Bedingung erfüllen zu können, wurden Regler entwickelt, welche unmittelbar vor der Erreichung der Pumpgrenze eingreifen und dadurch Pumpvorgänge verhindern. Um Schaufelschäden infolge umlaufender Ablösung auszuschliessen, muss man einerseits Betriebspunkte, bei denen umlaufende Ablösung gefährlich wird, durch eine entsprechend eingestellte Pumpverhütungsregelung vermeiden, und andererseits dafür sorgen, dass bei Betriebspunkten innerhalb der Ablösungszone die Eigenfrequenzen der Schaufeln ausserhalb der Anregungsfrequenz liegen.

Im Versuch wurden bei einem Ansaugedruck von etwa 0,4 bar abs Biegebeanspruchungen von 20 bis 24 kp/mm² gemessen. Die Messungen haben dem Konstrukteur wertvolle Informationen in die Hand gegeben.

Tabelle 1. Verhältnis der Schaufelbeanspruchung σ bei einem Pumpstoss zur statischen Biegebeanspruchung σ_{stat} bei voller Drehzahl des Verdichters ($k_u/k_{uN} = 1$)^{*}

Leitreihe:	1	2	3	5	8
σ/σ_{stat}	5,4	2,42	2,78	2,96	2,4

^{*}) k_u bezeichnet die relative Drehzahlziffer des Messpunktes, k_{uN} die der vollen Drehzahl (Normalpunkt)

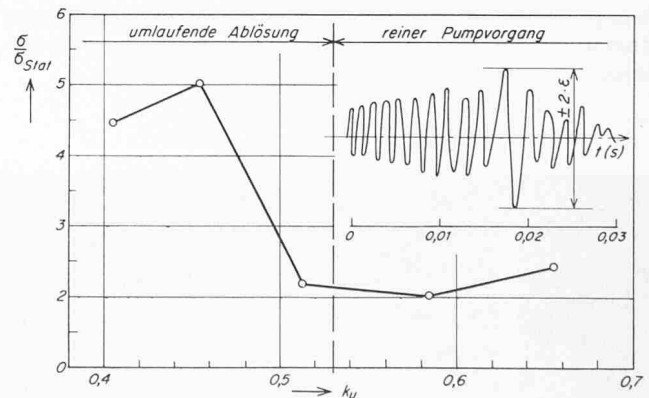


Bild 7. Verhältnis der Schaufelbeanspruchung σ bei umlaufender Ablösung und beim Pumpvorgang zur statischen Biegebeanspruchung σ_{stat} in Abhängigkeit von der relativen Drehzahlziffer k_u . Messung an der Leitreihe 2. Wie ersichtlich kann bei der umlaufenden Ablösung dieses Verhältnis recht gross werden. Da aber die Drehzahlen bei diesen Betriebszuständen relativ klein sind, ist die Gefahr eines Schaufelbruches gering. Resonanz sollte aber vermieden werden. Rechts oben Ausschnitt eines Oszillogramms der mit einem Messstreifen nach Bild 3 aufgenommenen Dehnung in ‰ .