

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Geschichtlicher Abriss	1
3	Einsatzgebiete der Getriebeturboverdichter	2
4	Aufbau des Getriebeturboverdichters	4
5	Technologische Entwicklung der Getriebeturboverdichter	9
6	Theoretische Grundlagen	10
6.1	Thermodynamische Grundlagen	10
6.1.1	Thermische Zustandsgleichung	10
6.1.2	Thermodynamische Hauptsätze	10
6.1.3	Vergleichsprozesse	13
6.2	Strömungstechnische Grundlagen	16
6.2.1	Geschwindigkeitsverhältnisse im Laufrad	16
6.2.2	Kontinuitätsgleichung	18
6.2.3	Der Impulsmomentensatz	18
6.2.4	Die Energiegleichung	18
6.2.5	Die Euler'sche Hauptgleichung	20
6.2.6	Kenngößen	23
7	Getriebeturboverdichterstufe	30
7.1	Einlauf	33
7.2	Laufrad	34
7.2.1	Eindimensionale Berechnungsverfahren; Stromfadentheorie	34
7.2.2	Zweidimensionale und quasidreidimensionale Verfahren	37
7.2.3	Echte dreidimensionale Verfahren	40
7.2.4	Laufradbauarten	40
R-Räder		43
S-Räder		43
7.2.5	Laufradaußendurchmesser	43
7.2.6	Schaufelaustrittswinkel β_{2s}	44
7.2.7	Schaufelzahl und Schaufeldicke	44
7.2.8	Nabendurchmesser	45
7.2.9	Eintrittsaußendurchmesser	45
7.2.10	Schaufeleintrittswinkel	48
7.2.11	Austrittsbreite	49
7.2.12	Meridiankontur	49
7.2.12.1	Axiallänge des Laufrades	50
7.2.12.2	Naben- und Deckscheibenkontur	50
7.2.13	Schaufelform	52
7.2.13.1	Zweidimensionale Schaufeln	52
7.2.13.2	Räumlich verwundene Schaufeln	54
7.2.14	Festigkeitsbetrachtungen	59
7.2.15	Axialschub	69
7.2.16	Laufradherstellung	74
7.3	Diffusor	76

7.4	Spirale	85
7.4.1	Funktionsbeschreibung	85
7.4.2	Der Einfluss der geometrischen Hauptparameter	85
7.4.2.1	Größe der Spirale	86
7.4.2.2	Querschnittsform der Spirale	86
7.4.2.3	Spiralenzunge	91
7.4.2.4	Abstand Laufrad – Spiralenzunge	92
7.4.3	Theoretische Grundlagen	92
7.4.4	Berechnungsmethoden	97
8	Getriebe	99
9	Dichtungen	104
9.1	Labyrinthdichtung	104
9.2	Kohleringdichtung	108
9.3	Ölgeschmierte Gleitringdichtungen	111
9.4	Gasgeschmierte Gleitringdichtung (berührungslose Gasdichtungen)	112
10	Antrieb	116
11	Kupplungen	117
12	Rotordynamische Betrachtungen	119
12.1	Biegeeigenfrequenzen	119
12.2	Torsionseigenfrequenzen	124
12.3	Torsionserregungen durch E-Motoren	126
13	Betriebsverhalten	129
13.1	Kennfeld eines Getriebeturboverdichters	129
13.2	Regelung der Turboverdichter	131
13.2.1	Druck- bzw. Fördermengeregelung	131
13.2.1.1	Regelarten	131
13.2.1.1.1	Drehzahlregelung	131
13.2.1.1.2	Vorleitschaufelregelung	132
13.2.1.1.3	Nachleitschaufelregelung	134
13.2.1.2	Kombination verschiedener Regelarten	136
13.2.1.2.1	Kombination Vorleit-, Nachleitschaufelregelung	136
13.2.1.2.2	Kombination Drehzahl-Vorleitschaufelregelung	137
13.2.1.3	Vergleich zwischen den Regelarten	137
13.2.1.3.1	Vergleich der Vorleitgitter- mit der Nachleitgitterregelung	138
13.2.1.3.2	Vergleich der Drehzahl- mit der Vorleitgitterregelung	139
13.2.2	Pumpgrenzregelung	140
14	Ausführungsbeispiele von Getriebeturboverdichteranlagen	142
14.1	Vierstufiger Getriebeturboverdichter	142
14.2	Sechsstufiger Getriebeturboverdichter	147
14.3	Achtstufiger Kreislauf - Getriebeturboverdichter für Stickstoff	155
14.3.1	Aufstellung der Getriebeturboverdichter-Anlage	156
14.3.2	Aufbau des Getriebeturboverdichters	156
14.4	Zehnstufiger Getriebeturboverdichter	162
15	Ölversorgungsanlage	166

15.1	Ölbehälter	167
15.2	Ölpumpen	168
15.3	Ölkühler	168
15.4	Ölfilter	169
15.5	Nachkühlölsystem	169
15.6	Regelöl	170
16	Gaskühler	171
17	Literaturverzeichnis	173

Nomenklatur

a	m/s	Schallgeschwindigkeit
a _{ot}	m/s	Schallgeschwindigkeit am Stufeneintritt bezogen auf Totalzustände
A	m ²	Querschnittsfläche
A	[μm]	Amplitude
Ac	[μm]	Amplitude der Wellenschwingung am Lager (bei kritischer Drehzahl)
AF		Verstärkungsfaktor
As	[m ²]	Saugmundfläche des Laufrades
A ₁	[m ²]	Schaufeleintrittsfläche
b ₁	[mm]	Eintrittsbreite des Laufrades
b ₂	mm	Austrittsbreite des Laufrades
c	m/s	Absolutgeschwindigkeit
c _s	m/s	Strömungsgeschwindigkeit am Saugstutzen
c _m	m/s	Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit
c _u	m/s	Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit
c _d		Dissipationskoeffizient
c _f		Reibungskoeffizient
c _p		Statischer Druckrückgewinn im Diffusor
c _p	kJ/kgK	Spez. Wärmekapazität bei konstantem Druck
c _v	kJ/kgK	Spez. Wärmekapazität bei konstantem Volumen
d	mm	Druckmesser
d _m	mm	Mittlerer Laufradeintrittsdurchmesser
d _n	mm	Nabendurchmesser des Laufrades
d _s	mm	Eintrittsaußendurchmesser des Laufrades
DS		Deckscheibenseite
e	kJ/kg	Spez. Energie
E	kJ	Energie
h	kJ/kg	Spez. Enthalpie
Δh	kJ/kg	Differenz spez. Enthalpien (Erhöhung der spez. Förderarbeit)
h _p	kJ/kg	Spez. polytrope Arbeit
h _s	kJ/kg	Spez. isentrope Arbeit
h _T	kJ/kg	Spez. isotherme Arbeit
h _t	kJ/kg	Spez. Totalenthalpie
Δh _t	kJ/kg	Differenz spez. Totalenthalpien
h _R	kJ/kg	Rothalpie
k _T		Isentroper Temperaturexponent
k _V		Isentroper Volumenexponent
L	[mm]	Schaufellänge
l	[mm]	Länge

VII

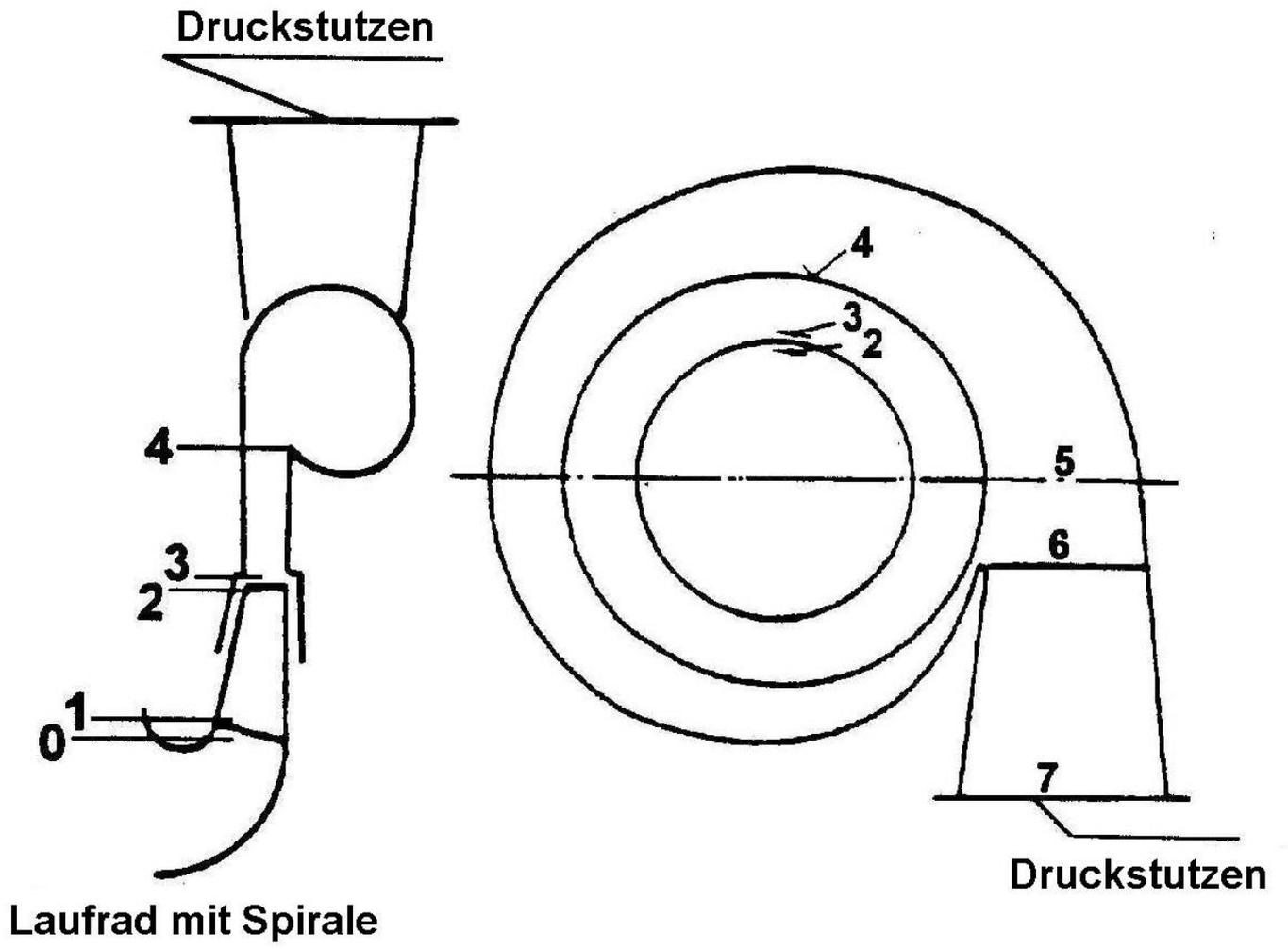
l_{ax}	[mm]	Axiallänge des Laufrades
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
\dot{m}_R	kg/s	Tatsächlich geförderter Massenstrom in der Verdichterstufe
\dot{m}_{sp}	kg/s	Massenstrom durch Ausgleichskolben, Sperrgas- sowie äußere Wellen-labyrinthverluste
M	kg/mol	Molare Masse
M	Nm	Drehmoment
M		Machzahl
M_{cs}		Machzahl am Saugstutzen
M_c		Machzahl der Absolutgeschwindigkeit
M_u		Umfangsmachzahl
M_w		Machzahl der Relativgeschwindigkeit
n_T		Polytroper Temperaturexponent
n_V		Polytroper Volumenexponent
N	1/min	Drehzahl
N_B	1/min	Betriebsdrehzahl
N_C	1/min	Biegekritische Drehzahl
N_{K1}	1/min	1. Biegeeigenfrequenz bei starrer Lagerung der Welle
NS	bar	Nabeseite
p	bar	Druck
p_d	bar	Druck am Verdichter Druckstutzen
p_s	bar	Druck am Verdichter Saugstutzen
p_t	bar	Totaler Druck
P_i	kW	Innere Leistung
P_K	kW	Kupplungsleistung
q	kJ/kg	Spez. Wärmemenge
Q	kJ	Wärmemenge
Q		Gütestufe
r	mm	Radius
R	mm	Radius
R	kJ/kgK	Spezielle Gaskonstante
Re		Reynoldszahl
s	kJ/kgK	Spez. Entropie
s	mm	Schaufeldicke
s		Slipfaktor
S	mm	Länge des mittleren Stromfadens
S	kJ/K	Entropie
t	mm	Schaufelteilung
t_d	°C	Temperatur am Druckstutzen
t_s	°C	Temperatur am Saugstutzen
T_t	K	Totale Temperatur
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit

VIII

u	kJ/kg	Spez innere Energie
U	kJ	Innere Energie
U	gmm	Umwuchtgröße
v	m^3/kg	Spez. Volumen
\dot{V}	m^3/s	Volumenstrom
\dot{V}_s	m^3/s	Volumenstrom am Saugstutzen
\dot{V}_d	m^3/s	Volumenstrom am Druckstutzen
\dot{V}_t	m^3/s	Volumenstrom bezogen auf Totalzustände
w	m/s	Relativgeschwindigkeit
w_m	m/s	Meridiankomponente der Relativgeschwindigkeit
w_u	m/s	Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit
W_t	kJ/kg	Technische Arbeit
Z		Schaufelzahl
Z		Realgasfaktor
Z_t		Realgasfaktor bezogen auf Totalzustände

Griechische Buchstaben

α	[°]	Winkel der Absolutströmung
α_{NLG}		Eintrittswinkel der Nachleitgitter
α_{VLG}		Eintrittswinkel der Vorleitgitter
β		Winkel der Relativströmung
δ		Durchmesserzahl
δ		Logarithmisches Dekrement
ϵ_m		Verengungsfaktor
η_D		Diffusorwirkungsgrad
η_P		Polytroper Stufenwirkungsgrad
η_{PL}		Polytroper Laufradwirkungsgrad
η_s		Isentroper Stufenwirkungsgrad
η_T		Isenthermer Stufenwirkungsgrad
μ		Arbeitsfaktor
ν	m^2/s	Kinematische Viskosität
ρ		Reaktionsgrad der Verdichterstufe
ρ	kg/m^3	Dichte
σ		Schnelllaufzahl
φ		Volumenzahl
Ψ_p		Polytropische Druckzahl
ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit



1 Einleitung

Im Getriebeturboverdichter erfolgt eine weitgehende Integration von Getriebe und Turboverdichter in kompakter Bauweise, sodass der Flächen- und Raumbedarf sich minimieren lässt und die Befestigungsfundamente erheblich vereinfacht werden.

Der Getriebeturboverdichter besteht aus einem zentralen Zahnrad und aus mehreren Ritzelwellen mit einem oder zwei fliegend angeordneten Laufrädern, die um das zentrale Zahnrad angeordnet sind. Ferner werden auch Getriebeturboverdichter gebaut, bei denen ein Zwischenrad zwischen dem Zentralrad und den Ritzelwellen implementiert ist.

Die besondere Art der konstruktiven Ausführung beim Getriebeturboverdichter erlaubt eine optimale Anpassung der Drehzahlen und Kennzahlen der einzelnen Stufen sowie kleine Laufradabmessungen.

Ferner wird durch die Möglichkeit der Zwischenkühlung des beförderten Mediums nach jeder Stufe die Reduzierung der Verdichterleistungsbedarfs und ein besserer Wirkungsgrad erreicht.

In dem vorliegenden Bericht werden die technischen Möglichkeiten des Getriebeturboverdichters aufgezeigt. Ferner werden ausgeführte Beispiele aus der Praxis herangezogen um seinen vorteilhaften Einsatz zu untermauern. Zudem werden die verschiedenen Bauteile der Getriebeturboverdichterstufen eingehend beschrieben. Hierbei werden die Einbaumöglichkeiten und Bauarten der Dichtungen sowie der Lager, der Kupplungen, der Getriebe und Antriebe der Getriebeturboverdichter behandelt und das rotodynamische Verhalten der Turboläufer dargestellt.

Die besondere Aufmerksamkeit ist dem Betriebsverhalten des Getriebeturboverdichters gewidmet. Hierzu wird eine ausführliche Beschreibung der verschiedenen Regelarten (Drehzahl-, Vorleitschaufel- und Nachleitschaufelregelung sowie die deren Kombination) vorgenommen.

Die Kompaktheit, Robustheit, die geringen Investitions- und Betriebskosten sowie sein gutes Teillastverhalten machen den Einsatz des Getriebeturboverdichters unentbehrlich.

Die wichtigsten Einsatzgebiete des Getriebeturboverdichters sind: Luftzerlegungs-, Salpetersäure-, Brenngas-, Stickstoffaufbereitungs- und Methanolanlagen, sowie Anwendungen für Brüdendampf und sonstige Prozessgasanwendungen.

2 Geschichtlicher Abriss

Die Verbesserung des Wirkungsgrades und die damit hergehende Reduzierung des Leistungsbedarfs hat primär den Anstoß für die Entwicklung des Mehrwellen-Radialverdichters, des sog. Getriebeturboverdichters, gegeben.

Zuerst kam er bei der Luftverdichtung z.B. in der Automobilindustrie und im Bergbau zum Einsatz. Die hierbei geforderten Enddrücke lagen zwischen 6 und 11 bar.

Im Jahr 1947 entwickelte die Firma DEMAG den vierstufigen Getriebeverdichter und meldete ihn anschließend am 2.10.1948 zum Patent an. Der erste Getriebeturboverdichter der VK-Baureihe wurde im Dezember 1949 an die Zeche „Alte Haase“ in Sprockhövel ausgeliefert und in Betrieb genommen. Mit dem Ablauf des Patents im Jahr 1968 wurde das erfolgreiche Konzept des Mehrwellenverdichters von vielen Turboverdichter-Herstellern ebenfalls übernommen und weiterentwickelt.

Bereits im Jahre 1951 wurde der zunächst für die Verdichtung von Luft konzipierte Verdichter auch für die Verdichtung von Stickstoff eingesetzt.

In den ersten Jahren wurden die Mehrwellenverdichter für durchschnittlich 20000–30000 m³/h Ansaugvolumen ausgelegt. Bald darauf wurde das Ansaugvolumen auf 50 000 m³/h erhöht, angeregt durch die Anforderungen insbesondere der Luftzerlegungsindustrie. Schließlich wurde im Jahr 1971 von der Firma DEMAG die VK-Baureihe bis zum Typ VK200 erweitert, der in der Lage war, bis zu 200000 m³/h Luft zu verdichten.

Gegen Ende der siebziger Jahre wurde der Hochdruck-Mehrwellenverdichter für den Einsatz in Luftzerlegungsanlagen entwickelt. Sein Arbeitsbereich war Eintrittsdruck von 5 bis 8 bar und ein Enddruck von 30 bis 40 bar.

Im Jahr 1983 präsentierte die Firma DEMAG den 6-stufigen Getriebeturboverdichter und ca. 10 Jahre später lieferte die Firma Babcock-Borsig den 8-stufigen aus. Schließlich, im Mai 1997, wurde von der Firma GHH-Borsig (jetzt MAN-TURBO) der 10-stufige Getriebeturboverdichter zur Verdichtung von CO₂ in einer Düngemittelfabrik in Russland ausgeliefert. Mit diesem Verdichter können Enddrücke von mehr als 200 bar bei der Verdichtung von Kohlendioxid erreicht werden.

3 Einsatzgebiete der Getriebeturboverdichter

Anfänglich wurde der Getriebeverdichter für die Luftförderung konzipiert. Durch die weitere Entwicklung wurde sein Einsatz auf andere Gebiete erweitert. Heute ist das Einsatzgebiet der Getriebeturboverdichter vielfältig, z.B. für die Druckluftversorgung in

- Automobilfabriken,
- Stahlwerken,
- Bergwerksminen,
- Steinbrüchen,
- Grubenbelüftung und
- Abwasserbelüftung,

Zudem in Kraftwerken für

- Ascheförderung (Rußblasen),
- Wirbelschichtverbrennung,
- Rauchgasentschwefelung sowie

bei der Herstellung von Glas und pharmazeutischen Produkten, als Prozessluftverdichter in der Düngemittelindustrie und Petrochemie sowie zur Verdichtung von umweltfreundlichem Erdgas, das als Brennstoff zum Betreiben von Gasturbinen in Kraftwerken verwendet wird.

Eine dominierende Rolle spielen die Getriebeturboverdichter seit über 30 Jahren bei ihrem Einsatz in Luftzerlegungsanlagen. Durch ihre hohe Wirtschaftlichkeit bei geringen Investitionskosten ist der Einsatz der Getriebeturboverdichter für diese Anlagen hervorragend, da die Energiekosten 70 % bis 80 % der Produktionskosten darstellen und die notwendigen Verdichter mit bis zu 25 % an die Investitionskosten der Gesamtanlage beteiligt sind.

Dabei kommen der Luftverdichter als vierstufiger oder sechsstufiger Getriebeturboverdichter je nach Enddruck des Verfahrens, ein Stickstoff-Recycle-Verdichter als drei- bis vierstufiger und der Stickstoff-Feedgas-Verdichter als zweistufiger Getriebeturboverdichter zum Einsatz, wobei die beiden letzten zu einem fünfstufigen oder sechsstufigen Multi-Service-Verdichter zusammengefasst sind.

Ferner kommen je ein Produktverdichter für Stickstoff und Sauerstoff als jeweils sechsstufige Getriebeturboverdichter zum Einsatz.

Bei Ammoniak-Anlagen wird ebenfalls zunehmend der sechsstufige Getriebeturboverdichter als Luftverdichter anstelle der üblichen Einwellenverdichter eingesetzt. Des Weiteren werden sie als Prozessverdichter für Kohlenwasserstoffe, Schwefeldioxyd, Kohlendioxyd (z.B. bei Düngemittel-Produktionsanlagen), Kohlenmonoxid, Wasserstoff und Chlor in chemischen und petrochemischen Industrie sowie bei der EOR-Technik (Enhanced Oil Recovery) herangezogen. Bei der EOR-Technik wird das CO₂-Gas in das Ölbohrloch direkt injiziert und dadurch mit dem Rohöl vermischt. Der dazu benötigte CO₂-Druck wird mit einem Hochdruck ($p_d=200$ bar) sieben oder achtstufigen Getriebeturboverdichter erzeugt. Unter bestimmten Druckverhältnissen und nach einer gewissen Zeit beginnt das Rohöl zu quallen, indem sich die Viskosität verringert. Dadurch kann eine größere Menge von Kohlenwasserstoffen, die im Porenvolumen des Bohrloches eingeschlossen ist, gewonnen und damit die wirtschaftliche Ausbeutung eines Ölreservoirs verlängert werden.

In verschiedenen Bereichen der Lebensmittelindustrie werden Getriebeturboverdichter als Brühdampfverdichter eingesetzt z.B. in der Zucker-, Milch- und Konservenindustrie, in Brauereien, Brennereien und bei der Trocknung von pflanzlichen Stoffen sowie in der Zellstoff-, Papier- und Textilindustrie.

In **Bild 3.1** wird der Einsatzbereich für Getriebeturboverdichter in Abhängigkeit von der Stufenzahl je nach Volumendurchsatz (suction volume flow) und Druckverhältnis (pressure ratio) dargestellt.

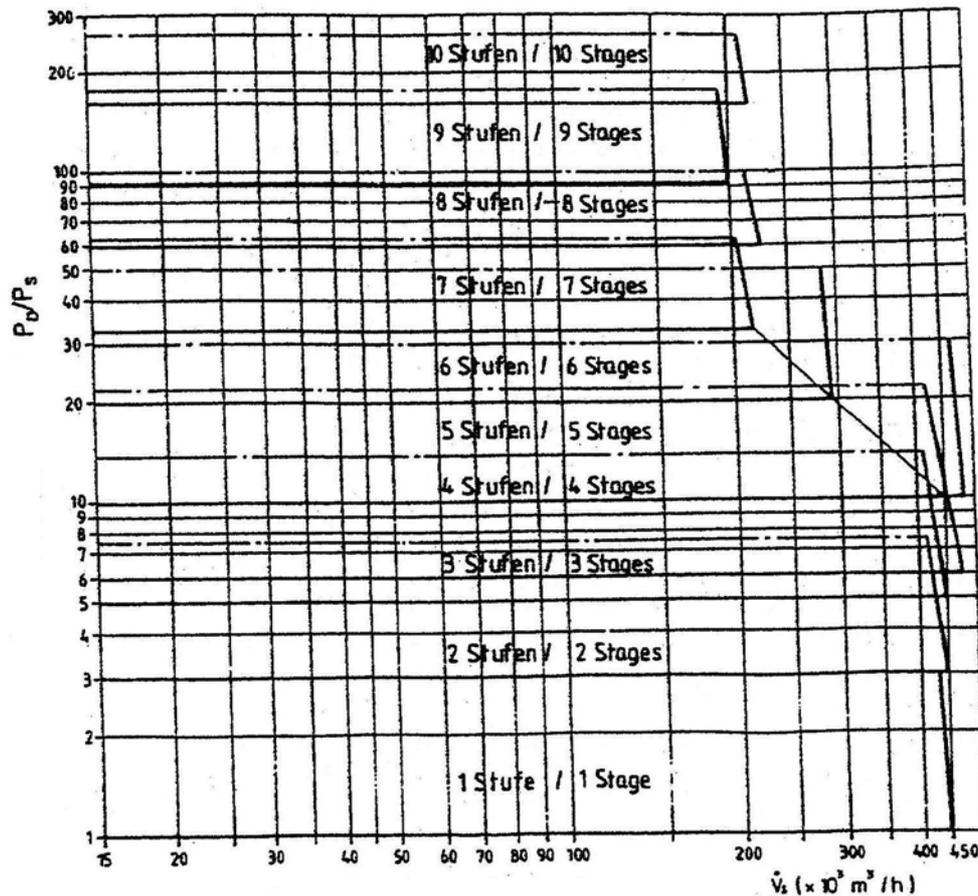


Bild 3.1 Einsatzdiagramm für 1- bis 10-stufige Getriebeturboverdichter (Fa. MAN-Turbo)

Schließlich ist zu erwähnen, dass einstufige Getriebeturboverdichter seit über fünfzig Jahren für die Verdichtung von Kältemitteln im Bereich der Klimatechnik eingesetzt werden.

4 Aufbau des Getriebeturboverdichters

Das zentrale Teil eines mehrstufigen Getriebeturboverdichters ist das Stirnradgetriebe. Der Verdichter besteht aus einzelnen Spiralgehäusen, die an den Getriebegehäuse-Halbflanschen angeschraubt und durch Rohrleitungen miteinander verbunden sind.

Die Laufräder befinden sich in den Spiralgehäusen und sind jeweils auf den Enden der Getriebe-Ritzelwellen fliegend angeordnet, so dass für jede Verdichterstufe eine axiale Zuströmung realisiert werden kann.

Die einfachste Form eines Spiralgehäuses besteht aus zwei Gussteilen, dem Einlaufeinsatz (1) mit der Rückwand und der Spirale (2) (**Bild 4.1**). Der Einlaufeinsatz bildet die verjüngte axiale Einlaufkontur, deckt mit seiner Innenkontur das Laufrad ab (halboffenes Laufrad), und bildet zusammen mit der gegenüberliegenden Rückwand des Spiralgehäuses den parallelwandigen Diffusor. Im letzteren ist der Einbau eines Nachleitgitters mit verstellbaren Diffusorscheufeln möglich. In diesem Fall besteht der

Einlaufesatz aus zwei Gussteilen. Vor jeder Verdichterstufe kann ein Vorleitgitter installiert werden.

Die Gussteile des Spiralgehäuses sind vertikal zentriert und werden stirnseitig miteinander verschraubt.

Das halbflanschartig mit dem Getriebegehäuse verschraubte Spiralgehäuse kann stufenweise verdreht werden, so dass der tangential angeordnete Druckstutzen in verschiedenen Stellen positioniert werden kann.

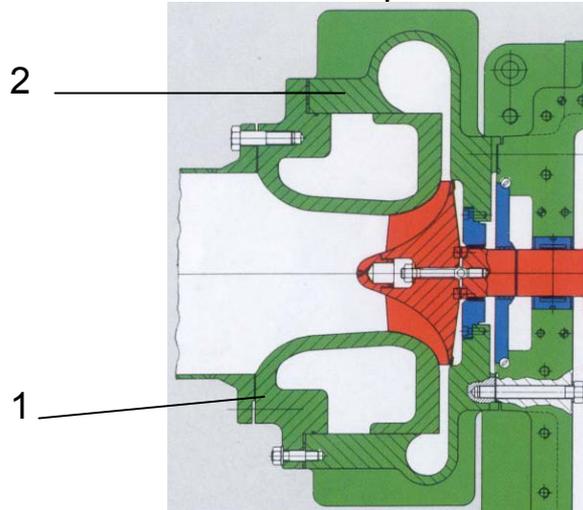


Bild 4.1 Stufe eines Getriebeturboverdichters (Fa. MAN-GHH)

Das Getriebegehäuse mit zwei Ritzelwellen (max. 4 Verdichterstufen) ist in Höhe der Mittelachse horizontal geteilt und wird entweder als Gusskonstruktion oder meistens als geschweißte verwindungssteife Stahlkonstruktion ausgeführt (**Bild 4.2**). Das Antriebsrad und die Ritzelwellen sind schrägverzahnt und aus geschmiedetem legiertem Stahl gefertigt. Die Laufräder sind, meistens paarweise, am Ende der Ritzelwelle fliegend angeordnet. Die Befestigung der Laufräder an der Ritzelwelle erfolgt durch Hirth-Verzahnung und Dehnschaftschraube (**Bild 4.3**). Da die Drehzahlen der Antriebswelle relativ niedrig sind, werden meistens Mehrflächengleitlager (MFG-Lager) eingesetzt. Das eine Lager wird als kombiniertes Radial-Axiallager mit beidseitigen Axialaufläichen ausgeführt.

Für die Lagerung der hochtourigen Ritzelwellen werden Kippsegmentlager, meistens mit 5 Kippsegmenten, verwendet. Diese Lager besitzen sehr gute Stabilitäts- und Dämpfungseigenschaften und verleihen somit den überkritisch laufenden Ritzelwellen große Laufstabilität bei gleichzeitiger Minimierung der Schwingungen.

Der verbleibende Axial Schub aus den Laufrädern und der Schrägverzahnung wird mit Hilfe von Druckkämmen von den Ritzelwellen auf das Getriebeantriebsrad übertragen und dort bei niedriger Drehzahl vom Axiallager aufgenommen. Dadurch werden die mechanischen Verluste gering gehalten.

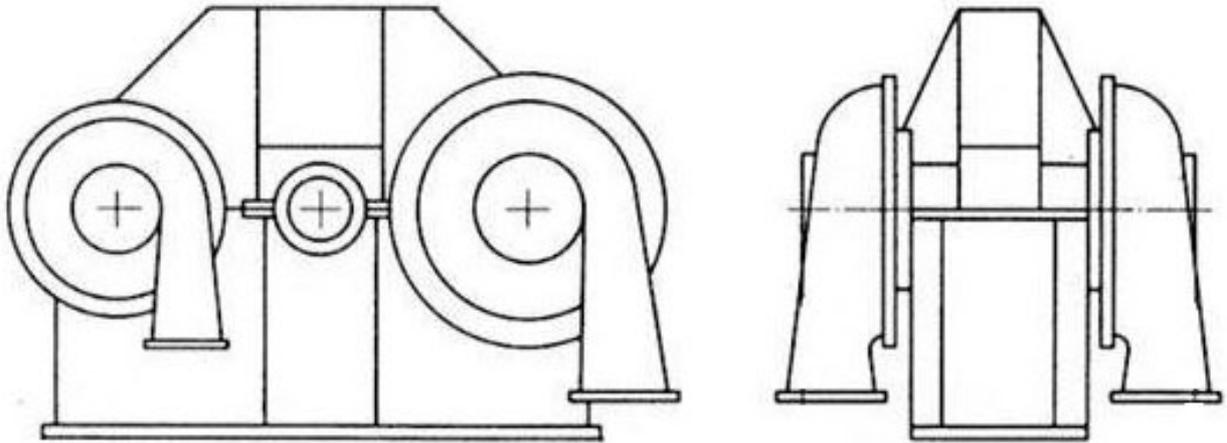


Bild 4.2 Geschweißte Stahlkonstruktion eines Getriebeturboverdichters

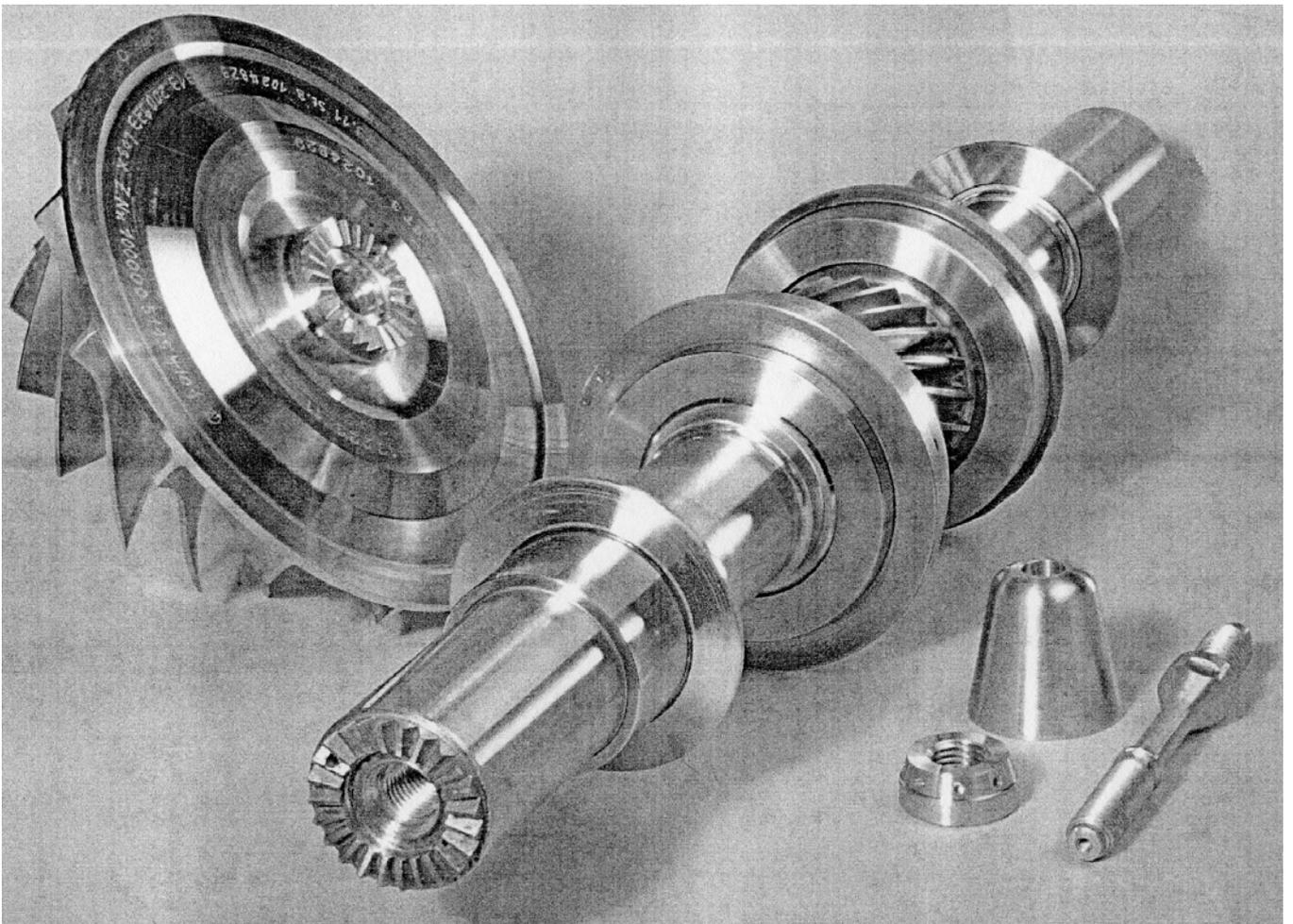


Bild 4.3 Ritzelwelle mit Hirth-Verzahnung und Dehnschaftschraube zur Befestigung der Laufräder (MAN Turbo AG)

In **Bild 4.4** ist der Aufbau eines Getriebeturboverdichters schematisch dargestellt. Nach Abheben des Getriebedeckels liegen Getriebe, Lager und Dichtungseinsätze offen da, ohne dass weitere Bauteile der Verdichteranlage abgebaut werden müssen. Jedes Laufrad kann inspiziert werden, ohne den Getriebedeckel abzuheben. Durch die Entfernung eines Teils der Gasleitung kann der Eintrittsstutzen des Laufrades herausgezogen werden. Dadurch ist das Laufrad völlig zugänglich.

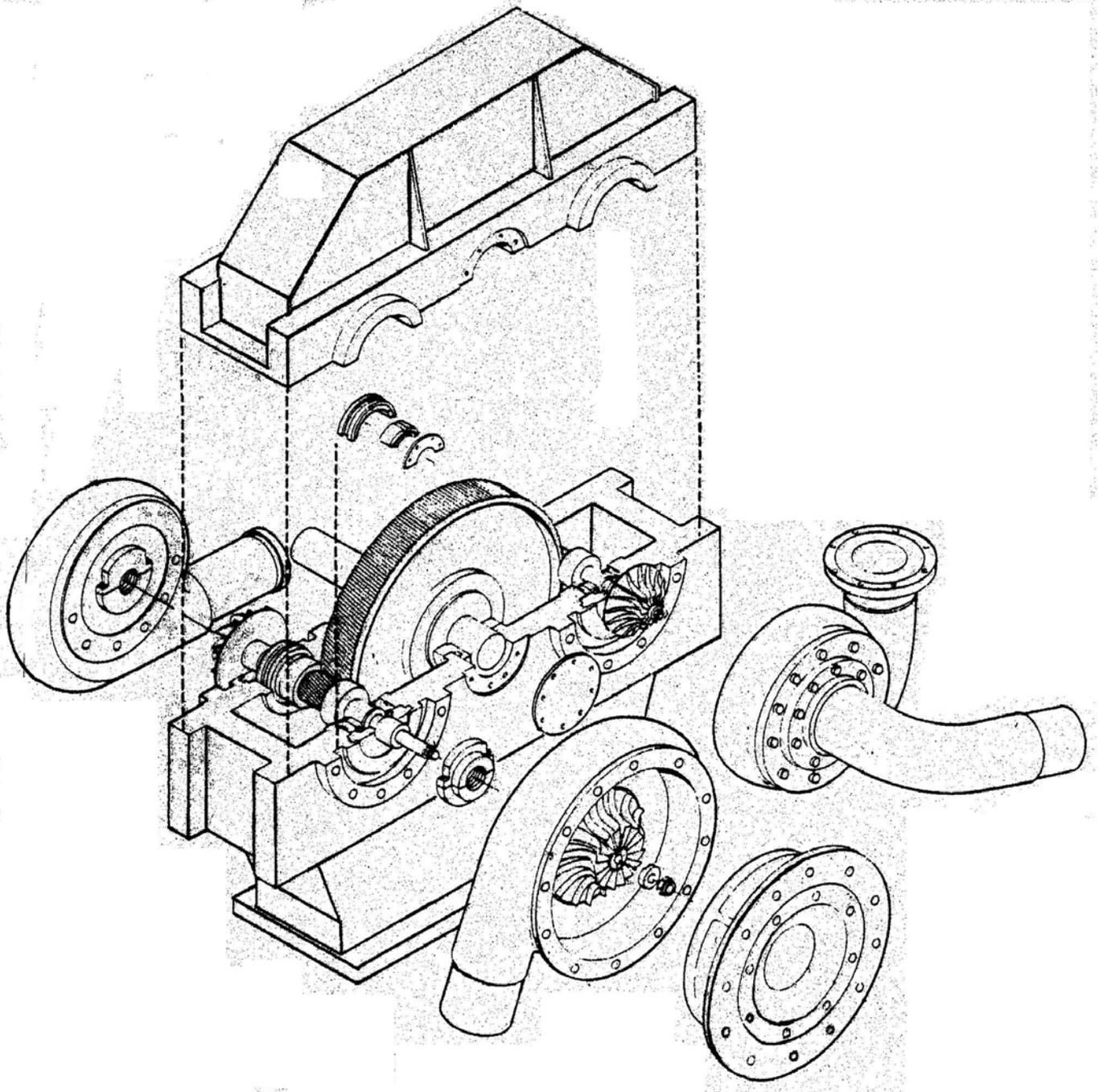


Bild 4.4 Schematischer Aufbau eines Getriebeturboverdichters

In **Bild 4.5** wird die schematische Aufstellung der Getriebeturboverdichter mit einer, zwei bzw. drei Ritzelwellen dargestellt. Zur Zeit werden bis zu maximal

fünf Ritzelwellen mit maximal zehn Laufrädern eingesetzt. Bei drei oder vier Ritzelwellen des Getriebegehäuses wird dieses mit einer zweiten, oberhalb der ersten ebenfalls horizontalen Teilfuge ausgeführt (**Bild 4.6**).

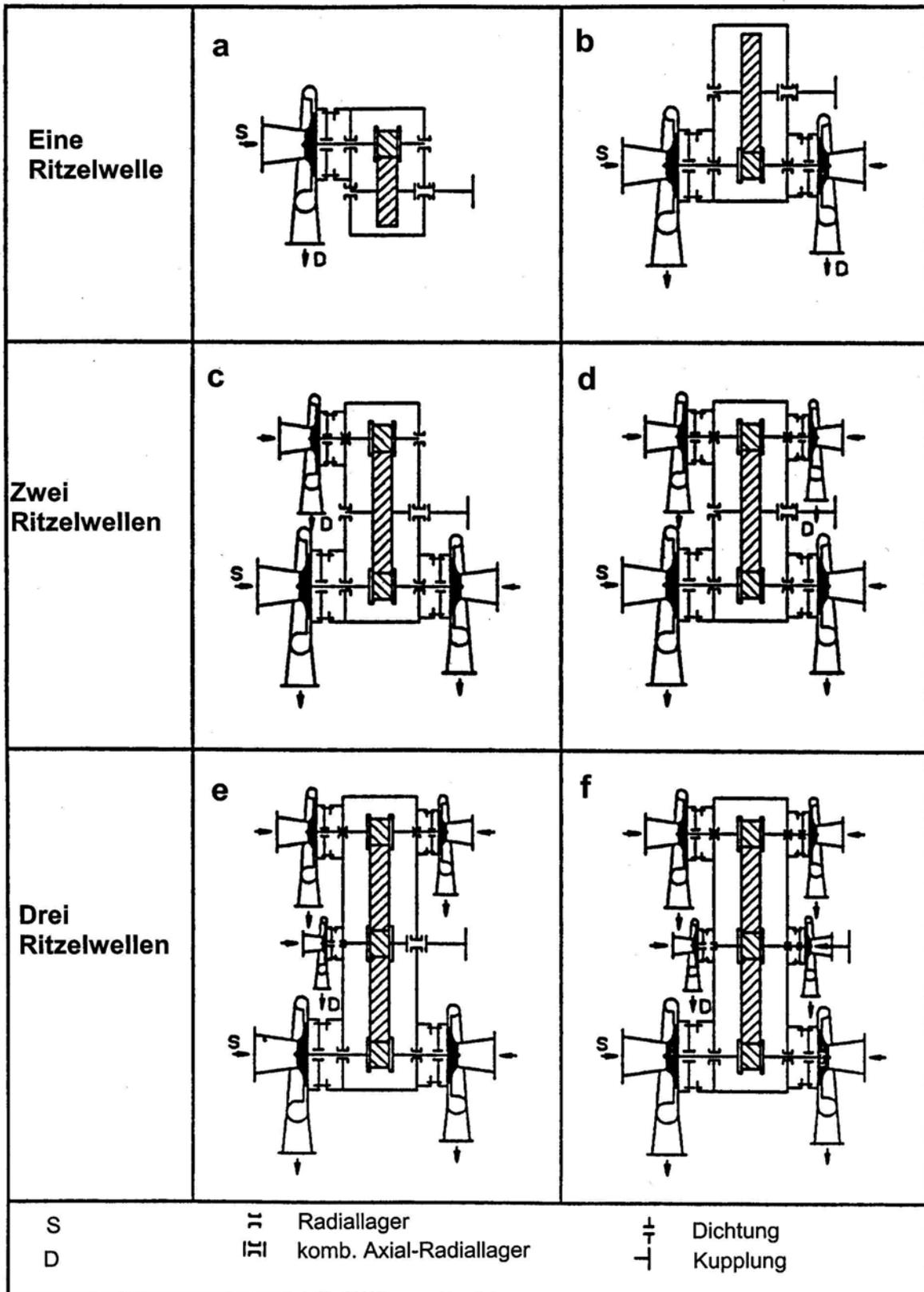


Bild 4.5 Ausführungsformen von Getriebeturboverdichtern (schematische Darstellung)

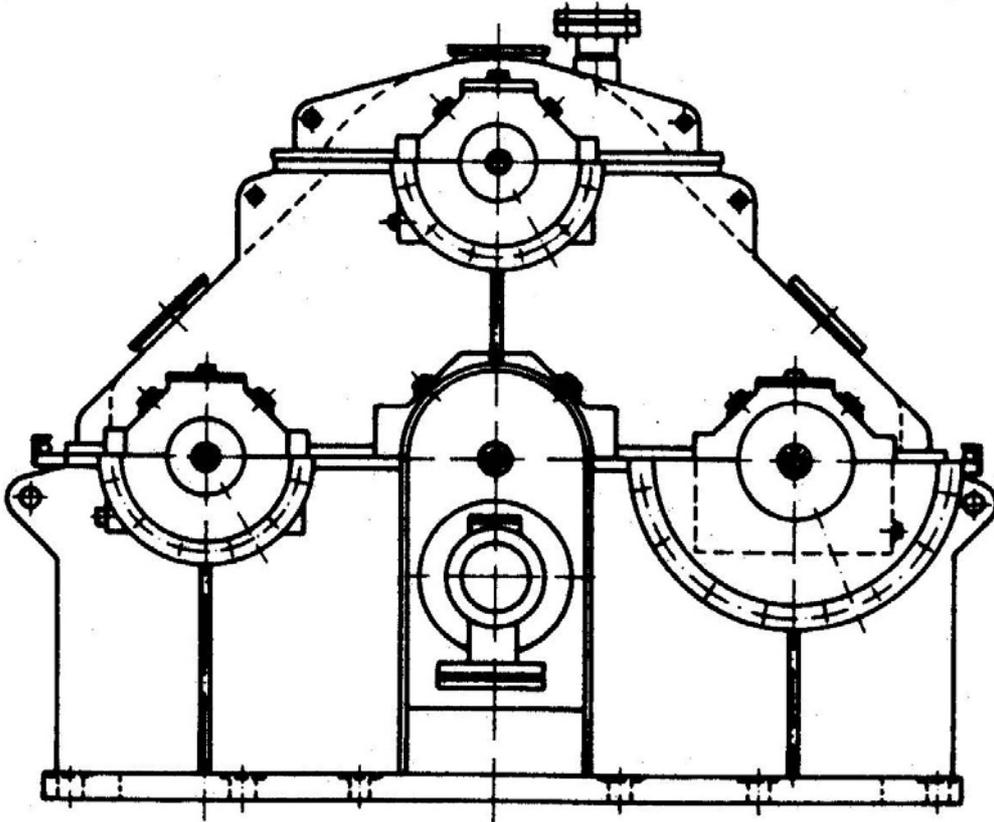


Bild 4.6 Getriebeturboverdichter (Fa. Renk)

Bei den Getriebeturboverdichtern mit vier oder fünf Ritzelwellen im Getriebe sind zwei Radwellen vorhanden. Die erste und zweite Ritzelwelle wird von der ersten, die dritte und vierte bzw. fünfte Ritzelwelle von der zweiten Radwelle angetrieben.

Die erste Radwelle wird vom Antriebsmotor über die Kupplung angetrieben. Die Leistung wird über eine einfache Schrägverzahnung auf die zweite Radwelle und die Ritzelwellen übertragen.

5 Technologische Entwicklung der Getriebeturboverdichter

Durch die Entwicklung von geschlossenen Laufrädern mit dreidimensionalen Schaufeln wurde eine erhebliche Erweiterung des Betriebsbereiches in Richtung größerer Saugvolumina sowie die Verbesserung des Wirkungsgrades erreicht. Eine weitere Verbesserung des Wirkungsgrades wurde durch halboffene Laufräder mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln anstelle von Laufrädern mit radialendenden Schaufeln erzielt. Die Einführung von verstellbaren Diffusorschaukeln (Nachleitgitter) trug zu einer Erweiterung des Teillastbetriebs bis zu 30 % (nach unten) bei einem konstanten Druckverhältnis und relativ gutem Wirkungsgrad bei.

Ferner wurden Kombinationen von Vor- und Nachleitgittern eingesetzt, um den Betriebsbereich zu erweitern.

Eine bedeutende Erhöhung des gesamten Verdichterdruckverhältnisses konnte durch die Steigerung der Laufradstufen erreicht werden, indem Getriebeturboverdichter mit bis zu 5 Ritzelwellen und somit bis zu 10

Laufkrädern gebaut wurden. Entsprechend der Anzahl der Ritzelwellen werden zur Zeit Getriebe mit bis zu drei Teilfugen ausgeführt. Dadurch wird gleichzeitig eine Verbesserung der Zugänglichkeit erreicht.

Eine weitere technische Entwicklung des Getriebeturboverdichters stellt die Verwendung der selbstzentrierenden Stirnverzahnung (Hirth-Verzahnung) und eines Zugankers zur Befestigung der Laufkräder an den freien Wellenenden der Getrieberitzelwellen dar. Zur Lagerung der Ritzelwellen wurden die in der Vergangenheit eingesetzten Mehrflächen-Gleitlager durch Kippsegmentlager ersetzt, die erheblich bessere Dämpfungs- und Stabilitätseigenschaften aufweisen. Dadurch konnten die Drehzahlen der Ritzelwellen erheblich erhöht werden, ohne dass dabei Instabilitätsprobleme auftreten.

Die Einführung von Kohlesegmentringdichtungen anstelle der Labyrinthdichtungen führte zu einer Verringerung der Leckageverluste.

6 Theoretische Grundlagen

In diesem Abschnitt werden die thermodynamischen und strömungstechnischen Grundlagen für Radialverdichter zusammengefasst.

6.1 Thermodynamische Grundlagen

6.1.1 Thermische Zustandsgleichung

Druck p , Temperatur T , und spezifisches Volumen v sind die wichtigsten Größen, die den Zustand eines Gases charakterisieren. Sie heißen auch thermische Zustandsgrößen.

Für ideale Gase gilt die thermische Zustandsgleichung.

$$p v = R T \quad (6.1),$$

wobei R die Gaskonstante ist.

Viele Gase weichen jedoch merklich vom Verhalten idealer Gase ab. Ihr reales Gasverhalten wird unter anderem durch den Realgasfaktor Z gekennzeichnet. Die thermische Zustandsgleichung für die realen Gase lautet

$$p v = Z R T \quad (6.2)$$

und daraus der Realgasfaktor Z

$$Z = \frac{p v}{R T} \quad (6.3).$$

6.1.2 Thermodynamische Hauptsätze

Die Thermodynamik basiert auf vier Hauptsätzen. Der erste und zweite Hauptsatz sind wichtig bei der Untersuchung der Energieumwandlung und demzufolge bei der Beschreibung der thermodynamischen Vorgänge in Strömungsmaschinen.

Der erste Hauptsatz formuliert das Prinzip von der Erhaltung und Umwandlung der Energie

$$E=Q+W \quad (6.4)$$

wobei E der Energieinhalt, Q die zu- oder abgeführte Wärmemenge und W die verrichtete Arbeit ist.

Jeder Körper, sowie jedes thermodynamische System, beinhaltet auf Grund seines Zustandes eine bestimmte Gesamtenergie E. Diese setzt sich zusammen aus der kinetischen Energie E_{kin} , bedingt durch die Bewegung des Systems als Ganzem, der potentiellen Energie E_{pot} , bedingt durch die Lage des Gesamtsystems oder dessen Teile in einem äußeren Kräftefeld (z.B. Schwerfeld, elektrisches oder magnetisches Feld usw.) und der inneren Energie U, bedingt durch die Molekularbewegung, d.h.

$$E=E_{kin} + E_{pot} + U \quad (6.5)$$

Der Energieinhalt eines Massenstromes besteht demzufolge auch aus der inneren, der kinetischen und der potentiellen Energie.

Die spezifische innere Energie eines realen Gases ist abhängig von Druck und Temperatur bzw. vom spezifischen Volumen

$$u=u(T,p) \quad (6.6)$$

$$u=u(T,v) \quad (6.7)$$

und wird deshalb auch als kalorische Zustandsgröße bezeichnet. Das vollständige Differential von u ist:

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T dv \quad (6.8).$$

Bei konstantem Volumen ist $dv = 0$ und

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v dT \quad \text{oder} \quad du = c_v \cdot dT \quad (6.9)$$

d.h. $c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v$ wird als spezifische Wärmekapazität bei konstanten

Volumen bezeichnet.

Die innere Energie eines idealen Gases ist lediglich von der Temperatur abhängig $u = u(T)$; die spezifische Wärmekapazität c_v ist deswegen in diesem Fall von der Temperatur abhängig

$$c_v = c_v(T) = \frac{du}{dT} \quad (6.10).$$

Unter Enthalpie h versteht man die Summe der inneren und der Druckenergie (Verdrängungsarbeit) eines Gases

$$h = u + p v \quad (6.11).$$

Für ein reales Gas also ist sie abhängig von Druck und Temperatur bzw. vom spezifischen Volumen und wird deshalb auch als kalorische Zustandsgröße bezeichnet. Ihr vollständiges Differential lautet:

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T dp \quad (6.12).$$

Bei konstantem Druck ist $dp = 0$ und

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p dT \quad \text{oder} \quad dh = c_p \cdot dT \quad (6.13),$$

wobei $c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p$ als spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck bezeichnet wird.

Bei idealen Gasen jedoch ist die Enthalpie lediglich von der Temperatur abhängig, wie es aus der Gleichung (6.1) und (6.11) hervorgeht

$$h = h(T) = u(T) + RT \quad (6.14).$$

so ist c_p ebenfalls nur von der Temperatur abhängig

$$c_p = c_p(T) = \frac{dh}{dT} \quad (6.15).$$

Für die idealen Gase wird κ als das Verhältnis der spez. Wärmekapazitäten c_p und c_v eingeführt

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (6.16).$$

Aus Gleichung (6.11) geht hervor, dass $\frac{dh}{dT} = \frac{du}{dT} + R$ ist und mit Hilfe der

Gleichungen (6.10) und (6.15) ergibt sich der Zusammenhang zwischen R , c_p und c_v , d.h. $c_p = c_v + R$

oder die Mayersche Wärme Gleichung

$$c_p - c_v = R \quad (6.17)$$

und aus (6.16) und (6.17) folgt

$$c_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \quad (6.18).$$

Schließlich lautet die mathematische Formulierung des ersten Hauptsatzes

$$dQ = dU + p dV \quad (6.19)$$

$$\text{bzw. } dQ = dh - V dp \quad (6.20).$$

Der zweite Hauptsatz ist ein Erfahrungsgesetz und stellt fest, dass alle natürlichen Energieumwandlungsprozesse unumkehrbar d.h. irreversibel sind. Er kennzeichnet ferner die gütemäßigen Besonderheiten dieser Prozesse und die Bedingungen ihres Verlaufes. Unter Benutzung des zweiten Hauptsatzes kann für jedes thermodynamische System die Zustandsfunktion Entropie s angegeben werden. Sie besitzt folgende Eigenschaften:

a) Sie ist eine eindeutige Zustandsfunktion des Systems und zusammen mit den Zustandsgrößen p , v , T , u und h kennzeichnet sie den Zustand des Systems und sie kann daher als selbständige Zustandsgröße betrachtet werden.

Bei einer zum Grenzwert hin unendlich klein werdenden Zustandsänderung eines Systems kann sie durch die Beziehung

$$dS \geq \frac{dQ}{T} \quad (6.21)$$

bestimmt werden. Dabei gilt das Gleichheitszeichen für umkehrbare d.h. reversible, und die Ungleichung für nicht umkehrbare d.h. irreversible Zustandsänderungen.

Daraus folgt, dass bei einem adiabaten reversiblen Prozess $dQ = 0$ ist und daher $S = \text{konst.}$ In diesem Fall spricht man von einer isentropen Zustandsänderung. An diesem idealen Grenzprozess kann die Güte realer Prozesse gemessen werden.

Die Entropie ist, wie z.B. die innere Energie U , eine additive Größe, so dass für ein aus einzelnen Teilen bestehendes System $S = S_1 + S_2 + S_3 + \dots$ gilt.

Die analytische Formulierung des zweiten Hauptsatzes für eine reversible Zustandsänderung lautet nach Gleichung (6.21) $dQ = T dS$. Durch Kombination mit der Gleichung (6.19) ergibt sich, in spezifischen Größen geschrieben,

$$T ds = du + p dv \quad (6.22).$$

Diese ist die Gibbs'sche Fundamentalgleichung für das geschlossene System.

Für das offene System ergibt sich durch Kombination mit der Gleichung (6.20)

$$T ds = dh - v dp \quad (6.23).$$

Diese Gleichung wird als Gibbs'sche Fundamentalgleichung des offenen Systems bezeichnet.

6.1.3 Vergleichsprozesse

Als thermodynamischer Prozess wird die Veränderung des Zustandes eines im Gleichgewicht befindlichen thermodynamischen Systems bezeichnet. Diese Zustandsänderung des Systems kann nur durch äußere Wirkung, z.B. durch Wärmeaustausch über seine Grenzen, stattfinden. Für die Bewertung unumkehrbarer, verlustbehafteter, realer, d.h. irreversibler Prozesse werden umkehrbare, verlustlose, d.h. reversible Vergleichsprozesse herangezogen. Solche reversiblen Vergleichsprozesse sind

- a) die Isobare ($p = \text{Konst}$)
- b) die Isochore ($v = \text{konst}$)
- c) die Isotherme ($T = \text{konst}$)
- d) die Isentrope ($s = \text{konst}$)
- e) die Polytype ($\eta_p = \text{konst}$)

Bei Turboverdichtern werden die drei letztgenannten reversiblen Zustandsänderungen mit der tatsächlichen Zustandsänderung verglichen. Da die spezifischen Arbeiten nach den Gibbs'schen Fundamentalgleichungen mit dem Term Tds zusammengefasst sind, lassen sie sich im T, s -Diagramm als Flächen darstellen (**Bild 6.1**).

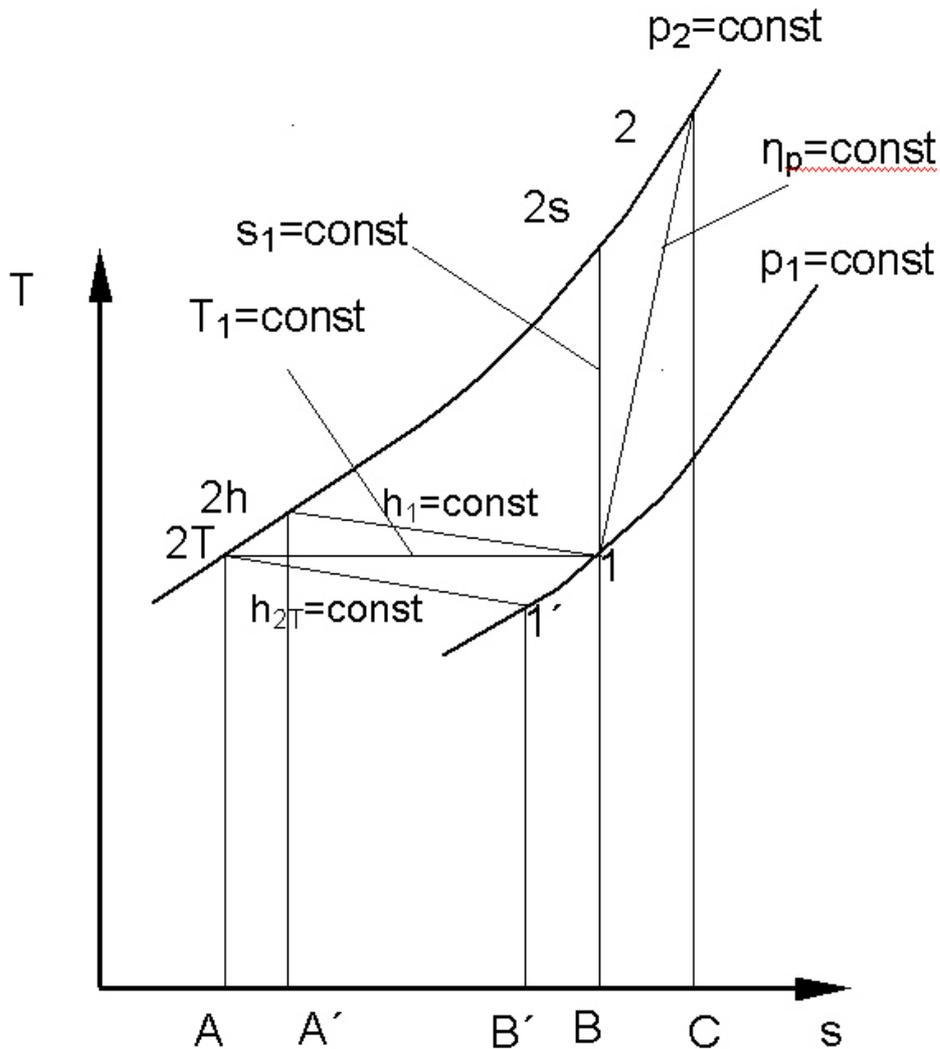


Bild 6.1 Vergleichsprozesse im T, s -Diagramm

Isotherme Zustandsänderung

Eine isotherme Zustandsänderung wird nur näherungsweise durch Wand- bzw. durch Zwischenkühlung des Fördergases erreicht. Eine exakte isothermische Zustandsänderung ist jedoch schwer realisierbar.

Dieser Vergleichsprozess kann am besten bei Getriebeturboverdichtern angenähert werden, da nach jeder Stufe eine Kühlung des Fördermediums möglich ist.

Im folgenden sind: die spezifische isotherme Arbeit h_T , die spezifische isentrope Arbeit h_s , die spezifische polytrope Arbeit h_p sowie der jeweils dazugehörige Wirkungsgrad für ideales und reales Gasverhalten zusammengefasst.

Die Drücke und Temperaturen sind totale Größen.

Isotherme Zustandsänderung

	Ideales Gasverhalten	Reales Gasverhalten
Spez. isotherme Arbeit $h_T = \int_1^{2T} v dp$	$RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$	$T_1(s_1 - s_{2T}) - (h_1 - h_{2T})$
Flächendarstellung vom h_T im T,s-Diag.	A-B-1-2T	A-B'-1'-1-2T
Spez. reale Arbeit Δh	$c_{pm}(T_2 - T_1)$	$h_2 - h_1$
Flächendarstellung vom Δh in T,s-Diag.	A-C-2-2T	A'-C-2-2h
Isothermer Wirkungsgrad η_T	$\frac{h_T}{\Delta h}$	

Isentrope Zustandsänderung

	Ideales Gasverhalten	Reales Gasverhalten
Spez. isentrope Arbeit $h_s = \int_1^{2s} v dp$	$\frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]$ $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$	$Z_1 RT_1 \frac{K_V}{K_V - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K_V - 1}{K_V}} - 1 \right]$ $K_V = -\frac{v}{p} \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_s$
Flächendarstellung vom h_s im T,s- Diagramm	A-B-2s-2T	A'-B-2s-2h
Spez. reale Arbeit Δh	$c_{pm}(T_2 - T_1)$	$h_2 - h_1$
Flächendarstellung vom Δh im T,s- Diagramm	A-C-2-2T	A'-C-2-2h
Isentroper Wirkungsgrad η_s	$\frac{h_s}{\Delta h}$	

Polytrope Zustandsänderung

	Ideales Gasverhalten	Reales Gasverhalten
Spez. polytrope Arbeit $h_p = \int_1^2 v dp$	$R T_1 \frac{\kappa \eta_p}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa \eta_p}} - 1 \right]$ $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$	$Z R T_1 \frac{n_v}{n_v - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_v - 1}{n_v}} - 1 \right]$ $n_v = - \frac{v}{p} \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_{\eta_p}$
Flächendarstellung vom h_p im T,s-Diagramm	A-B-1-2-2T	A'-B-1-2-2h
Spez. reale Arbeit Δh	$c_{pm}(T_2 - T_1)$	$h_2 - h_1$
Flächendarstellung vom Δh im T,s-Diagramm	A-C-2-2T	A'-C-2-2h
Polytroper Wirkungsgrad η_p	$\frac{h_p}{\Delta h}$	

Mehr über die Volumen- und Temperaturexponenten siehe in [1].

Der Realgasfaktor und die beiden Isentropenexponenten können durch die Verfügbarkeit von allgemeinen Zustandsgleichungen, z.B. durch die BWR-Gleichung (Benedict-Webb-Rubin), die BWRS (Benedict-webb-Rubin-Starling), die RKS (Redlich-Kwong-Soare) oder die LKP (Lee-Kessler-Plöcker) und andere, oder aus speziellen Gleichungen für bestimmte Einzelgase analytisch ermittelt werden.

Der Vorteil der polytropen Zustandsänderung ist, dass der polytrope Wirkungsgrad thermodynamisch unabhängig vom Druckverhältnis ist und dass die polytrope Arbeit des Verdichters gleich der Summe der polytropen Arbeiten seiner einzelnen Stufen ist. Deswegen wird er meist als Vergleichsprozess herangezogen. Nachteil ist die nicht anschauliche Definition der Polytrope.

6.2 Strömungstechnische Grundlagen

6.2.1 Geschwindigkeitsverhältnisse im Laufrad

Bei Turbomaschinen wird unterschieden zwischen dem feststehenden Absolutsystem und dem mit dem Laufrad festgebundenen und mit der Winkelgeschwindigkeit ω rotierenden Relativsystem.

Die Umfangsgeschwindigkeit irgendeines Punktes am Laufrad mit dem radialen Abstand r vom Mittelpunkt der Drehachse ist $u = \omega \cdot r$. Die Absolutgeschwindigkeit c des Fluides ist auf das feststehende Absolutsystem

6.2.2 Kontinuitätsgleichung

Die Kontinuitätsgleichung der Fluidmechanik, auch als Massenerhaltungssatz bezeichnet, sagt aus, dass die Masse in einem abgegrenzten Volumen weder verloren gehen noch entstehen kann. Mathematisch formuliert bedeutet dies für die stationäre Strömung

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad \text{oder} \quad \dot{m} = \text{konst} \quad (6.25).$$

Demzufolge gilt für die eindimensionale stationäre Strömung eines kompressiblen Fluids

$$\dot{m} = \rho A c$$

$$\text{und} \quad \rho_1 \cdot A_1 \cdot c_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot c_2 \quad (6.26).$$

Bei der dreidimensionalen kompressiblen instationären Strömung muss die einströmende Masse in ein Volumenelement dx, dy, dz gleich der lokalen Dichteänderung zuzüglich der ausströmenden Masse sein. Mathematisch lässt sich wie folgt formulieren [2].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho c_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho c_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho c_z)}{\partial z} = 0 \quad (6.27).$$

6.2.3 Der Impulsmomentensatz

Der Impulsmomentensatz (Drallsatz) ist eine dem Impulssatz analoge Aussage über den Zusammenhang von Impulsmoment (Drehimpuls) und Kraftmoment. Er stellt die Bilanzgleichung für das Momentengleichgewicht dar. D.h. die Differenz des Impulsmomentes am Ein- und Austritt eines durchströmten Kontrollraumes (z.B. eines Laufrades) ist nach Betrag und Richtung gleich dem am Kontrollraum wirkenden äußeren Drehmoment.

Das Impulsmoment des Fluids mit einem Massenstrom \dot{m} hat den Betrag $\dot{m} c_u r$. Das Drehmoment, das dem Laufrad von außen zuzuführen ist, beträgt also $M = \dot{m}(c_{u2}r_2 - c_{u1}r_1)$ (6.28)

6.2.4 Die Energiegleichung

In einem stationär durchströmten offenen System, wie z.B. einem Turboverdichter (**Bild 6.4**), beschreibt der erste Hauptsatz der Thermodynamik die Umwandlung der über die Antriebswelle eingespeisten mechanischen Energie in innere, kinetische und potentielle Energie bei gleichzeitiger Wärmeabfuhr.

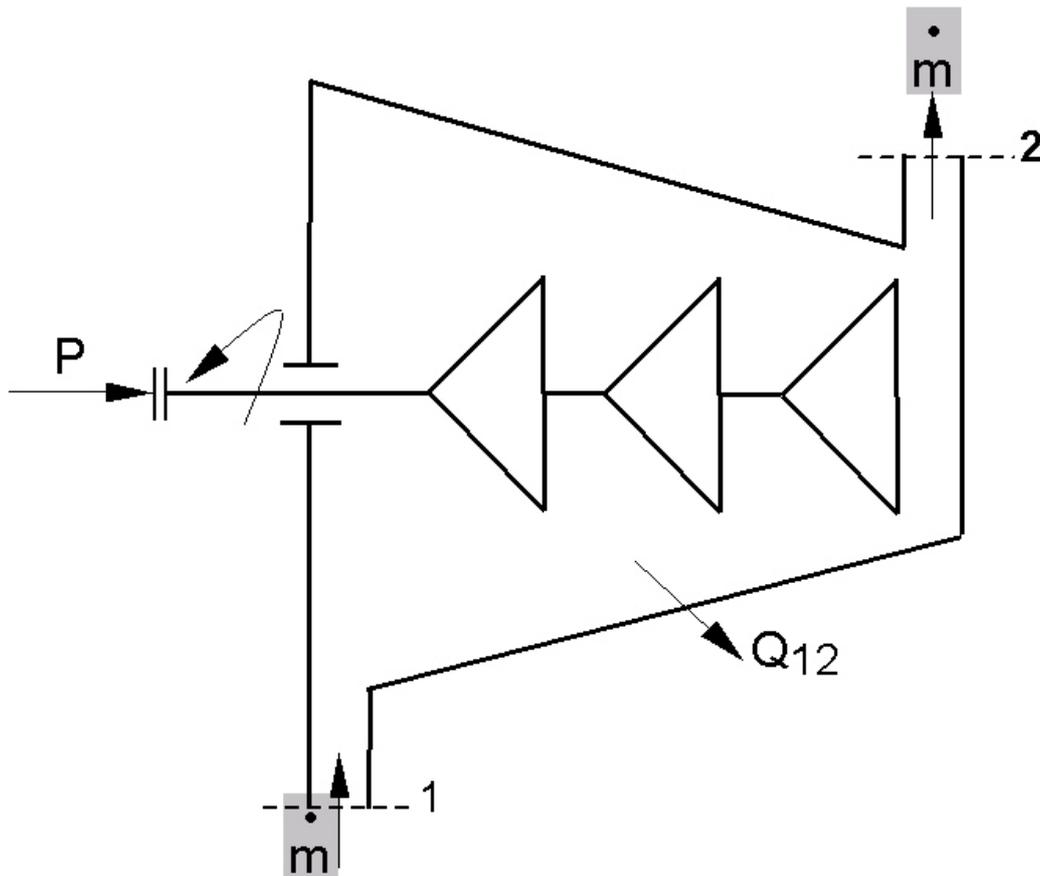


Bild 6.4 Stationär durchströmtes offenes System

Dabei treten über die Grenze eines offenen Systems Energie und Masse über. Was im Innern des Systems geschieht, wird nicht berücksichtigt. Die Energiebilanz zwischen (1) und (2) in spezifischen Größen lautet:

$$e_1 - \Delta e_1 - \Delta e_2 - \Delta e_3 + \Delta e_4 = e_2 \quad (6.29),$$

wobei der Energieinhalt in (1) und (2)

e_1 bzw. e_2 = innere Energie (u) + kinetische Energie ($c^2/2$) + potentielle Energie ist.

In unserem Fall wird die potentielle Energie nicht berücksichtigt, da kein geodätischer Höhenunterschied zwischen (1) und (2) vorhanden ist.

Die Energieänderung zwischen (1) und (2) lautet:

Δe_1 : Abfuhr der Energie über die Systemgrenzen in Form von Wärme q_{12}

Δe_2 : Arbeit infolge Volumenänderung $\int_1^2 p dv$

Δe_3 : Arbeit infolge Verschiebung eines Volumens mit Überwindung eines

Druckgradienten $\int_1^2 v dp$

Δe_4 : Zufuhr von technischer Arbeit über die Systemgrenzen w_{t12} .

Es ist
$$\Delta e_2 + \Delta e_3 = \int_1^2 p dv + \int_1^2 v dp = \int_1^2 d(vp) = p_2 v_2 - p_1 v_1.$$

Daraus folgt

$$u_1 + \frac{c_1^2}{2} - q_{12} + p_1 v_1 + w_{t12} = u_2 + \frac{c_2^2}{2} + p_2 v_2 \quad (6.30)$$

und durch Einsetzen der Gleichung (6.11) in Gleichung (6.30) ergibt sich

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} + w_{t12} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} + q_{12} \quad (6.31).$$

Es wird nun der Begriff Totalenthalpie h_t eingeführt. Sie setzt sich zusammen aus der statischen Enthalpie und der kinetischen Energie (die pot. Energie wird wie oben erwähnt, vernachlässigt).

$$h_t = h + \frac{c^2}{2} \quad (6.32).$$

Aus (6.31) und (6.32) folgt

$$h_{t1} + w_{t12} = h_{t2} + q_{12} \quad (6.33)$$

und mit $\Delta h_t = h_{t2} - h_{t1}$ folgt $w_{t12} = q_{12} + \Delta h_t$ bzw.

$$y = q + \Delta h_t \quad (6.34).$$

Da der Prozess stationär ist, gilt die Gleichung (6.34) auch für den Massenstrom \dot{m}

$$P_i = \dot{Q}_{12} + \dot{m} \Delta h_t \quad (6.35).$$

Wenn es sich um ein adiabates System handelt, dann ist $q=0$ und

$$y = \Delta h_t \quad (6.36).$$

In diesem Fall ist die aufgenommene spezifische Arbeit gleich der spezifischen Totalenthalpiedifferenz.

6.2.5 Die Euler'sche Hauptgleichung

Die Euler'sche Hauptgleichung Gleichung (auch als Grundgleichung der Strömungsmaschinen genannt) beschreibt den Zusammenhang der spezifischen Arbeitsübertragung zwischen Fluid und Laufrad des Turboverdichters mit den Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeit vor und hinter dem Laufrad, d.h. sie stellt den Zusammenhang zwischen Aerodynamik und Thermodynamik her. Die zugeführte Leistung im Laufrad eines Verdichters ist

$$P_i = M \cdot \omega \quad (6.37)$$

Bei einem adiabatischen Prozess ist

$$P_i = \dot{m} \Delta h_t \quad (6.38)$$

oder $M\omega = \dot{m} \Delta h_t$,

$$\text{daraus folgt } \Delta h_t = \frac{M}{\dot{m}} \omega \quad (6.39)$$

und mit Hilfe der Gleichung (6.28) ergibt sich

$$\Delta h_t = \omega(c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1)$$

und schließlich

$$\Delta h_t = (c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1) \quad (6.40).$$

Gleichung (6.40) wird als Euler'sche Hauptgleichung der Turbomaschinen bezeichnet. Sie ist eine Auslegungsbeziehung für jegliche Turbomaschinen mit allen Fluidarten. Sie gilt allgemein sowohl für reibungsfreie als auch für reibungsbehaftete Strömung.

Mit Hilfe der Geschwindigkeitsdreiecke am Eintritt und Austritt des Laufrades wird die Euler'sche Hauptgleichung in

$$\Delta h_t = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (6.41)$$

umgeformt.

Das erste Glied $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$ bewirkt eine statische Druckerhöhung im Laufrad als Folge der Zentrifugalkräfte. Bei axialen Turboverdichtern ist $u_1 = u_2$ und demzufolge $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = 0$. Daraus folgt, dass die Druckerhöhung in einer Stufe eines Radialverdichters größer ist als in einer Stufe eines Axialverdichters.

Das zweite Glied $\frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$ bewirkt eine statische Druckerhöhung im Laufrad durch die Verzögerung der relativen Eintrittsgeschwindigkeit w_1 auf die relative Austrittsgeschwindigkeit w_2 . Ferner stellt das dritte Glied $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$ den kinetischen Energiezuwachs im Laufrad dar, der im nachgeschalteten Ringdiffusor in statische Druckerhöhung umgewandelt wird.

Aus der Euler'schen Hauptgleichung (6.41) geht durch Heranziehung der Gleichung (6.32) hervor, dass die ersten beiden Summanden die statische Energieerhöhung sind und der letzte Summand die dynamische Energieerhöhung darstellt.

$$\Delta h_t = h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

$$\text{wobei } h_2 - h_1 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \text{ ist} \quad (6.42)$$

$$\text{oder } h_1 + \frac{w_1^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} - \frac{u_2^2}{2}. \quad (6.43).$$

Daraus folgt dass der Ausdruck

$$h_R = h + \frac{W^2}{2} - \frac{u^2}{2} = \text{konst} \quad (6.44)$$

im gesamten Laufrad konstant bleibt und als "Rothalpie" bezeichnet wird. Diese Beziehung ist die Energiegleichung (Bernoullische Gleichung) des Relativsystems. Die Energieübertragung im Laufrad erfolgt also bei konstanter Rothalpie.

Wenn die Zuströmung des Laufrades drallfrei ist, d.h. $c_{1u} = 0$, dann ist die Totalenthalpie am Laufradeintritt gleich groß mit der Rothalpie, denn es gilt

$$w_1^2 - u_1^2 = c_1^2$$

$$\text{und daraus } h_R = h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_{t1} \quad (6.45).$$

Da aber h_R im gesamten Laufrad konstant bleibt, kann an jedem Punkt x des Laufrades mit Hilfe der dort auftretenden Relativ- und Umfangsgeschwindigkeit die statische Enthalpie berechnet werden

$$h_x = h_R + \frac{u_x^2}{2} - \frac{w_x^2}{2}.$$

Ferner ist zu bemerken, dass im nachgeschalteten Diffusor die Totalenthalpie

$$h_{2t} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} \text{ konstant bleibt.}$$

Nachfolgende Enthalpieangaben sind auf Totalzustände bezogen (Indizes t entfällt).

In **Bild 6.5** sind im h - s -Diagramm die statischen und totalen Zustandsänderungen sowie die Verläufe der Energieanteile für eine vordrallfreie Radialverdichterstufe dargestellt.

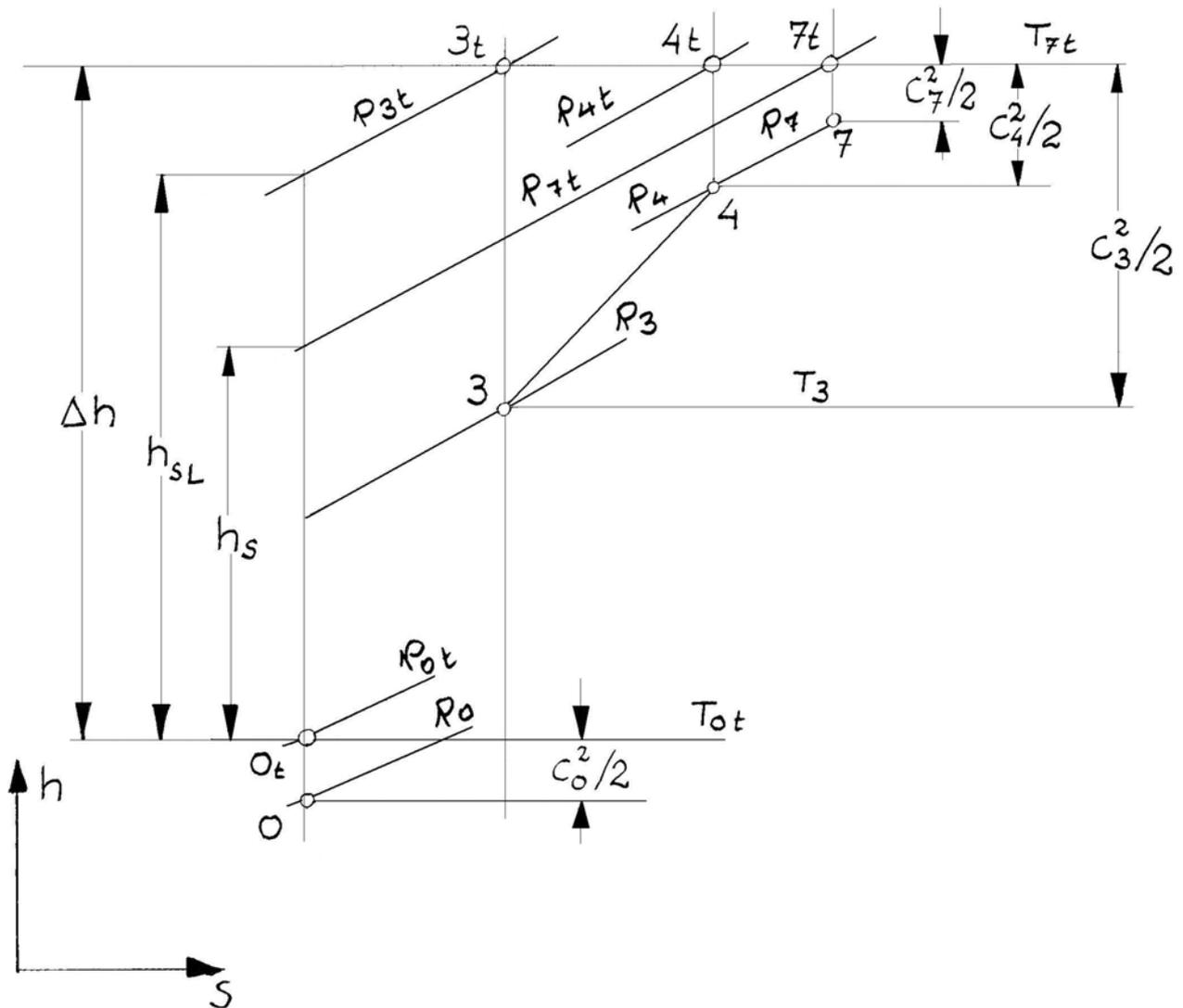


Bild 6.5 Vereinfachte Darstellung der Zustandsänderung einer vordrallfreien Verdichterstufe im h-S Diagramm

6.2.6 Kenngrößen

Im Strömungsmaschinenbau wurde vor ca. 40 Jahren damit begonnen, die übliche Praxis, jede Maschine einzeln auszulegen und zu bauen, aufzugeben, um auf die in anderen Bereichen der Technik bereits eingeführte Baureihenentwicklung überzugehen.

Die Basis für die Entwicklung einer Strömungsmaschinenbaureihe bilden die geometrischen und physikalischen Ähnlichkeitsgesetze, die durch die jeweils übereinstimmenden Kenngrößen charakterisiert werden.

Mit der Entwicklung von Baureihen in geeigneten Größenabstufungen lässt sich jedes gewünschte Betriebsfeld abdecken.

Bei der Entwicklung einer Baureihe erfolgt die Standardisierung des Verdichters entweder als ganzes (Package System) oder in Komponenten (Baukastensystem). Voraussetzungen für die Entwicklung eines Package Systems bilden i.a. gleiches Gas, nahezu gleiche Anfangsbedingungen sowie etwa gleiches Druckverhältnis. Dies ist der Fall beim Einsatz von

Getriebeturboverdichtern zur Druckluftversorgung in den verschiedenen Industriebereichen. In **Bild 6.6** ist die Schnittdarstellung eines standardisierten Druckluftgetriebeturboverdichters früherer (Fa. Ingersoll-Rand) und in **Bild 6.7** einer moderner Bauweise der Fa. Atlas Copco aufgeführt.

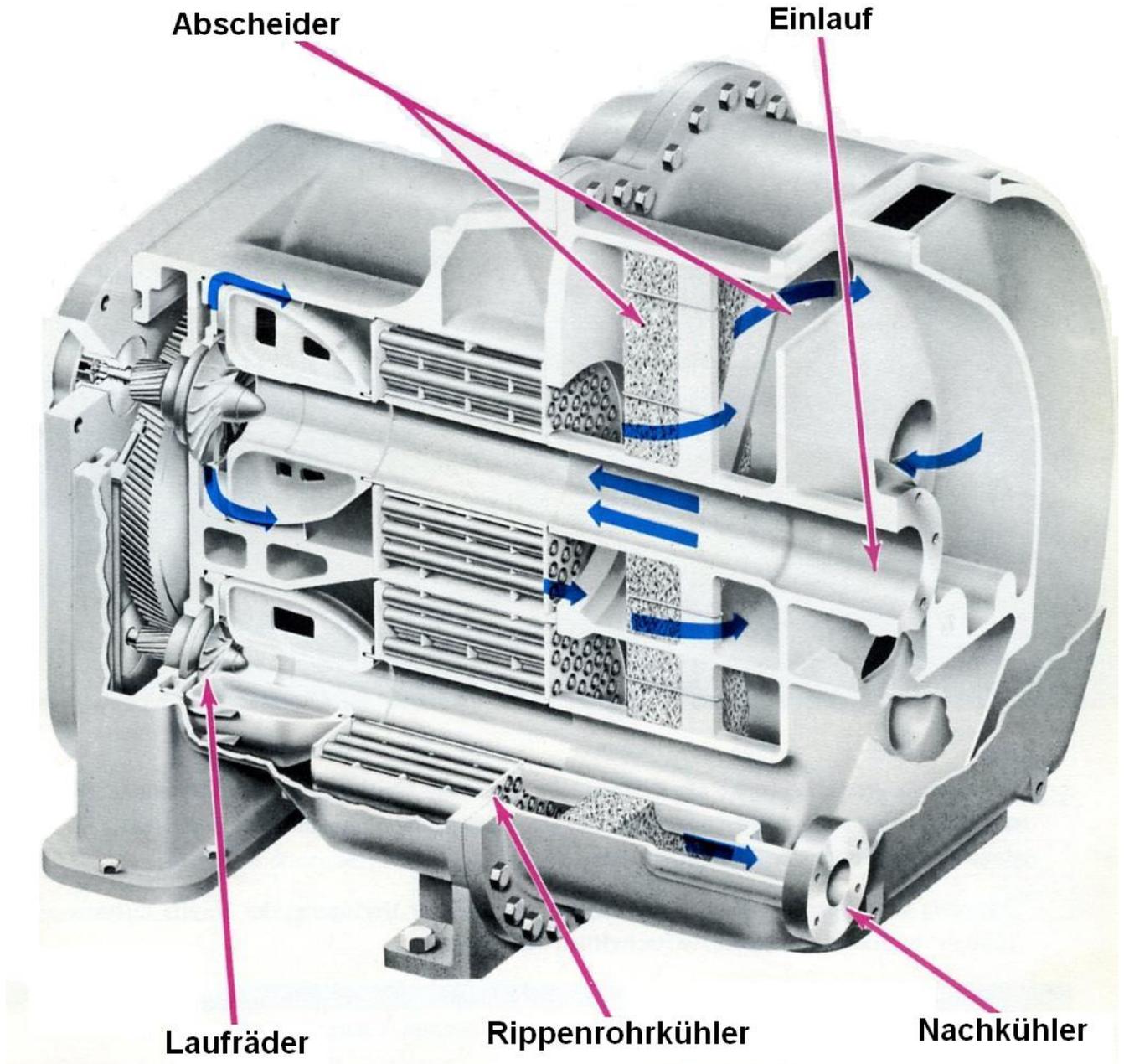


Bild 6.6 Vierstufiger Druckluftgetriebeturboverdichter (Fa. Ingersoll-Rand)

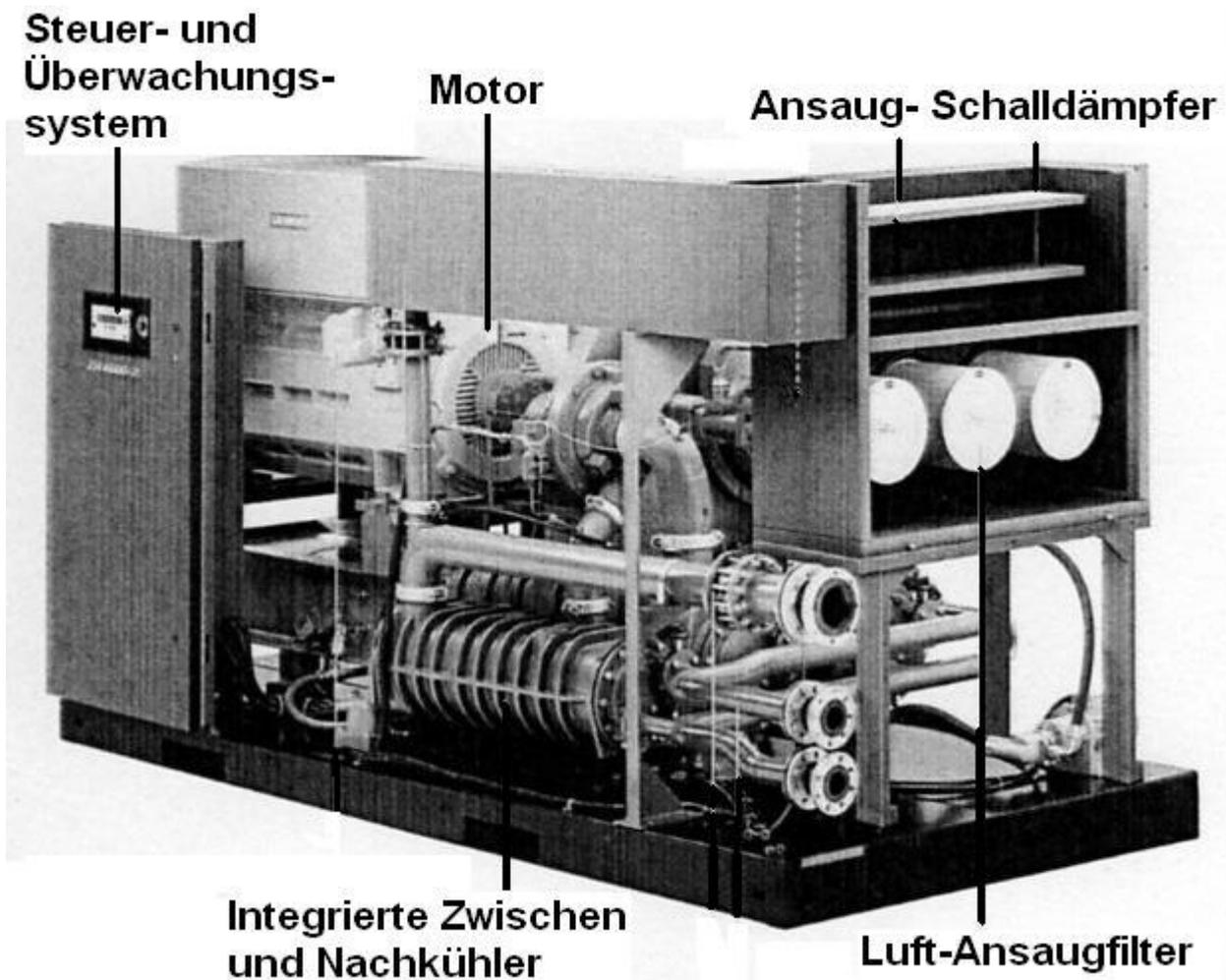


Bild 6.7 Druckluftgetriebeturboverdichter (Fa. Atlas Copco)

Bei der geometrischen Ähnlichkeit unterscheiden sich alle miteinander entsprechenden Längenabmessungen um einen einheitlichen Längenmaßstabsfaktor. Durch die Verwendung der dezimalgeometrischen Normzahlreihe wird prinzipiell, durch eine Anzahl abgestufter Baugrößen, ein gewünschter Leistungsbereich gleichmäßig abgedeckt. Die auf den Verläufen der Stufenkennlinien festzulegenden Betriebsgrenzen des Volumenstromes bestimmen die Größen eines Stufensprungs der Baureihe, d.h. den Maßstabsfaktor. Zur Bestimmung der Betriebsgrenzen werden hauptsächlich wirtschaftliche Erwägungen herangezogen.

Bei der physikalischen Ähnlichkeit ist zwischen der kinetischen und der dynamischen Ähnlichkeit zu unterscheiden.

Die kinetische Ähnlichkeit ist erfüllt, wenn alle einander entsprechenden Geschwindigkeiten sich um einen einheitlichen Geschwindigkeitsmaßstabsfaktor unterscheiden. Die dynamische Ähnlichkeit ist erfüllt, wenn alle sich einander entsprechenden Impulsströme und Kräfte (Druck-, Massen-, Reibungskräfte) um einen einheitlichen Kraftmaßstabsfaktor unterscheiden.

Die dimensionslosen "Maßstabsfaktoren" werden auch Kenngrößen genannt. Werden alle Ähnlichkeitsbedingungen erfüllt, so wird von einer vollständigen Ähnlichkeit gesprochen.

Wenn über die geometrische Ähnlichkeit hinaus auch die physikalische vorliegt, müssen die Kenngrößen für den betrachteten Fall jeweils übereinstimmen. Bei den Turbomaschinen ist bekanntlich eine große Anzahl von Kenngrößen eingeführt. Zur Charakterisierung eines Verdichters bzw. einer Verdichterstufe werden grundsätzlich zwei voneinander unabhängige Kenngrößen herangezogen. Eine Kenngröße charakterisiert das Schluckvermögen des Verdichters bzw. der Verdichterstufe, die andere die Druckumsetzung. An einem solchen Paar unabhängiger Kenngrößen lässt sich jede weitere ermitteln.

Die Volumenzahl oder Volumenflusszahl ist $\varphi = \frac{c_M}{u_2}$, wobei $c_M = \frac{\dot{V}_{ot}}{\frac{\pi}{4} d_2^2}$ eine

fiktive Geschwindigkeit, ist die entstehen würde, wenn der Saugvolumenstrom \dot{V}_{ot} durch eine Rohrleitung mit dem Durchmesser d_2 strömt.

Danach ergibt sich für die Volumenzahl $\varphi = \frac{\dot{V}_{ot}}{\frac{\pi}{4} d_2^2 u_2}$ (6.46).

Sie erfasst das Schluckvermögen der Verdichterstufe und bestimmt ihre Eintrittsfläche.

Die polytropische Druckzahl

$$\Psi_p = \frac{h_p}{u_2^2 / 2} \quad (6.47)$$

ist verantwortlich für die Druckumsetzung und bestimmt das Druckverhältnis der Stufe.

Bei einer Verdichterstufe mit vorgegebenen Werten der Kenngrößen φ und Ψ_p kann ein bestimmter polytropischer Wirkungsgrad

$$\eta_p = \frac{h_p}{\Delta h} \quad (6.48)$$

erreicht werden.

Ferner wird die Volumenzahl am Laufradaustritt

$$\varphi_3 = \frac{c_{3m}}{u_2} \quad (6.49)$$

eingeführt.

Um eine aerodynamische Ähnlichkeit am Austritt des Laufrades bzw. am Eintritt des Diffusors zu gewährleisten, muss die Volumenzahl φ_3 konstant bleiben.

Mit $c_{3m} = \frac{\dot{V}_3}{\pi d_2 b_2}$ und $u_2 = \frac{\dot{V}_{ot}}{\frac{\pi}{4} d_2^2 \varphi}$ ergibt sich

$$\varphi_3 = \varphi \cdot \frac{\dot{V}_3 / \dot{V}_{ot}}{4 b_2 / d_2} \quad (6.50).$$

Das Laufradvolumenverhältnis ist $\frac{\dot{V}_3}{\dot{V}_{ot}} = \frac{1}{[1 + s(k_v - 1)\rho M_{u2}^2]^x}$ (6.51)

mit $x = \frac{\rho + k_v(\eta_{pL} - 1)}{\rho(k_v - 1)}$, wobei der Reaktionsgrad $\rho = \frac{h_p / \eta_p - c_3^2 / 2}{h_p / \eta_p}$

$$\text{bzw. } \rho = 1 - \frac{\varphi_3^2 + s^2}{2s} \quad (6.52)$$

lautet, und der Slipfaktor

$$s = \frac{c_{3u}}{u_2} \quad (6.53)$$

ist. η_{pL} ist der polytrope Laufradwirkungsgrad.

Das Laufradvolumenverhältnis \dot{V}_3 / \dot{V}_{ot} ist primär abhängig von der Umfangsmachzahl M_{u2} (**Bild 6.8**).

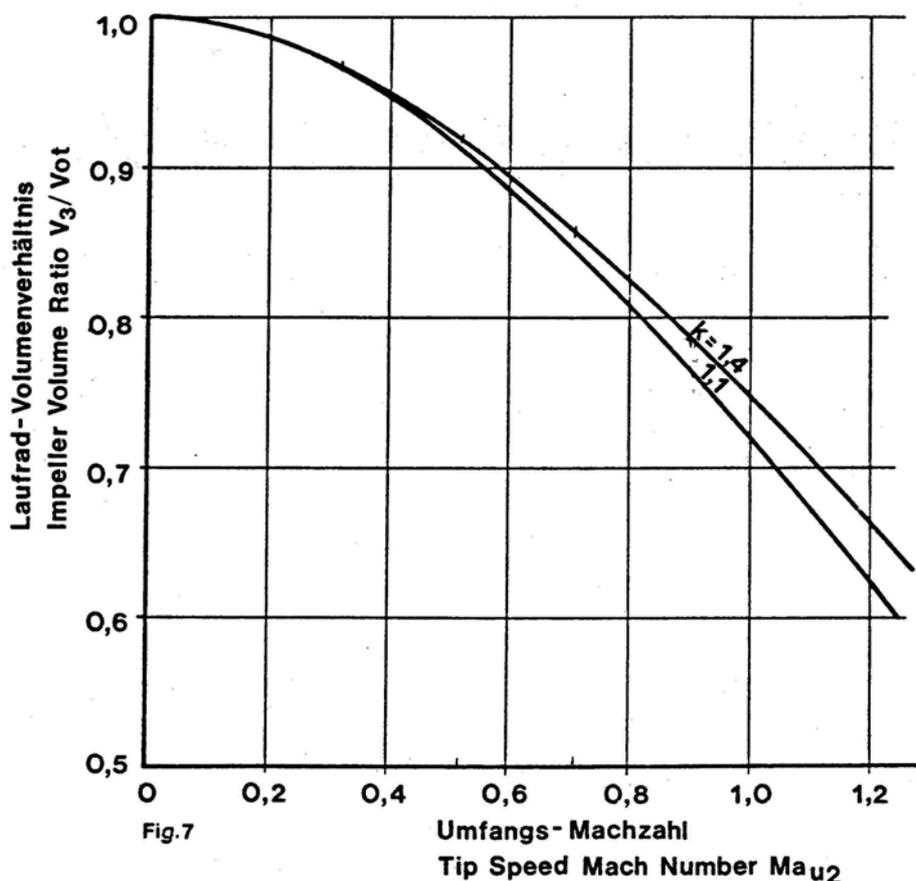


Fig.7

Umfangs- Machzahl
Tip Speed Mach Number Ma_{u2}

Bild 6.8 Laufradvolumenverhältnis als Funktion der Umfangsmachzahl

Die Umfangsmachzahl

$$M_{u2} = \frac{u_2}{a_{ot}} \quad (6.54)$$

ist eine wichtige Kenngröße der Verdichterstufe, wobei

$$a_{ot} = \sqrt{Z_{ot} k_v RT_{ot}} \quad (6.55)$$

die Schallgeschwindigkeit am Stufeneintritt bezogen auf totale Zustände ist. Die Umfangsmachzahl ist keine echte Gasmachzahl. Daher können ihre Werte über eins liegen, ohne dass dabei die Schallgeschwindigkeit von der Gasgeschwindigkeit an irgendeiner Stelle am Laufrad erreicht wird.

Eine weitere sinnvolle Kenngröße für den Arbeitsumsatz stellt der Arbeitsfaktor

$$\mu = \frac{\Delta h}{u_2^2} \quad (6.56)$$

dar. Er kann in Beziehung mit der Druckzahl Ψ_p und dem polytropen Wirkungsgrad η_p folgendermaßen formuliert werden:

$$\mu = \frac{\Psi_p}{2 \cdot \eta_p} \quad (6.57).$$

Ferner werden oft noch weitere Kenngrößen herangezogen wie der spez. Drehzahlkoeffizient oder die Schnelllaufzahl

$$\sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\Psi_p^{3/4}} \quad (6.58)$$

sowie die Durchmesserzahl $\delta = \frac{\Psi_p^{1/4}}{\varphi^{1/2}} = \left(\frac{\Psi_p}{\varphi^2} \right)^{1/4} \quad (6.59).$

Dynamische Ähnlichkeit zweier Strömungen besteht, wenn der Quotient der Trägheits- und Reibungskräfte, d.h. wenn die Reynoldszahl

$$Re = \frac{b_2 u_2}{\nu} \quad \text{oder} \quad Re = \frac{d_2 u_2}{\nu} \quad (6.60)$$

für beide Strömungen gleich ist. Sie heißt auch Reynolds-Umfangszahl.

Bei vollständiger Ähnlichkeit müssen zur Charakterisierung einer Verdichterstufe (oder des ganzen Verdichters) die Kenngrößenfunktionen

für die polytropen Druckzahl $\Psi_p = \Psi_p(\varphi, M_{u2}, \kappa, Re)$

und den polytropen Wirkungsgrad $\eta_p = \eta_p(\varphi, M_{u2}, \kappa, Re)$

aufgestellt werden.

Die vollständige Ähnlichkeit kann bei thermischen Strömungsmaschinen sehr oft nicht erfüllt werden, da eine gleichzeitige Übereinstimmung der Reynoldszahlen und der Umfangsmachzahlen nicht erreicht werden kann.

In der Praxis ist jedoch nicht die vollständige Erfüllung der Ähnlichkeit, sondern die Erhaltung der Gültigkeit der charakteristischen

Kenngrößenfunktionen (Wirkungsgrad und Druckzahl-Kennlinien) von großer Bedeutung.

Für große Reynoldszahlen ist die Änderung der Ähnlichkeit infolge der Änderung von Re gering, da die Reibungskräfte erheblich kleiner gegenüber den Trägheitskräften sind. In einem zulässigen Bereich der Re -Zahlen sind i.a. nur geringfügige Abweichungen der Kenngrößenfunktionen zu erwarten. In diesem Bereich kann praktisch von einer Unabhängigkeit des Wirkungsgrades und der Druckzahl von der Re -Zahl gesprochen werden. Es liegt damit eine angenäherte Ähnlichkeit vor, wobei die geometrische Ähnlichkeit erfüllt wird, aber die exakte Übereinstimmung aller Kenngrößen nicht gewährleistet werden kann.

Die auf die Basis der aerodynamischen Ähnlichkeitsgesetze entstehende Standardlaufradfamilie sowie die dazugehörigen Leiterteile werden systematisch getestet und daraus die dimensionslosen Laufradstufen-Kennlinien erstellt. Sie bilden die Grundlage für jede Verdichterauslegung. In **Bild 6.9** sind die dimensionslosen Kennlinien einer Laufradstufe dargestellt [3].

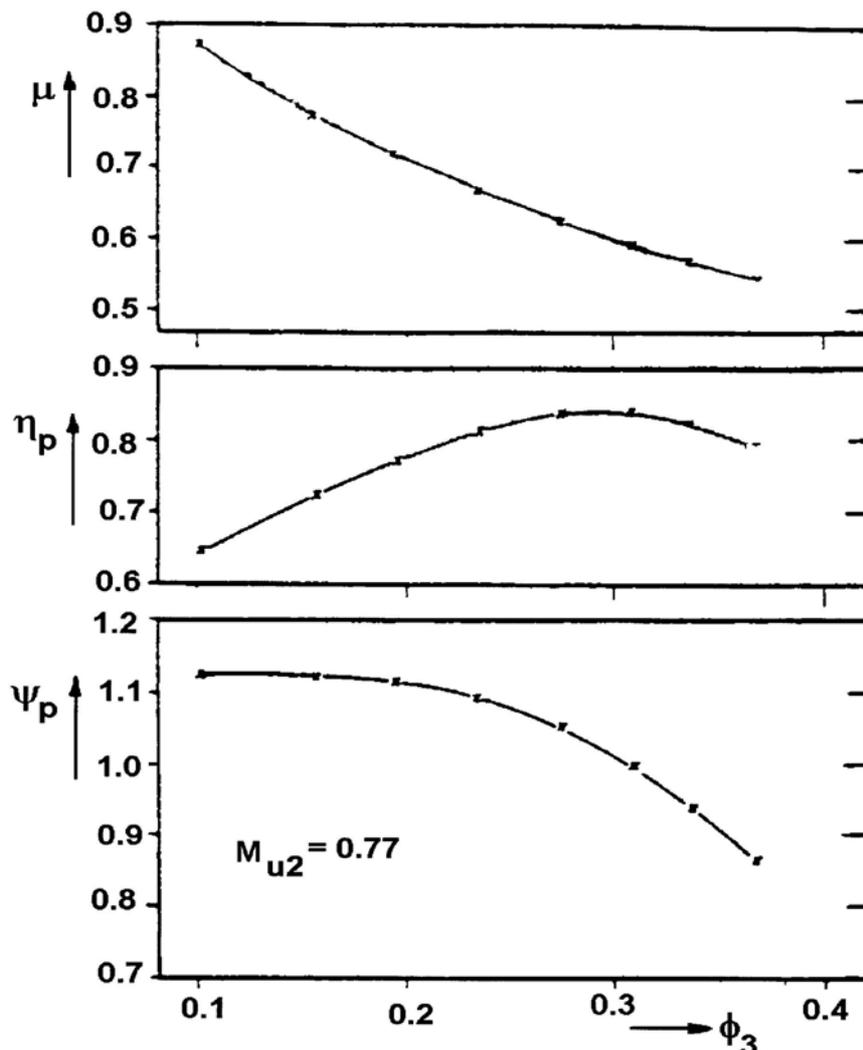


Bild 6.9 Dimensionslose Kennlinien einer Laufradstufe

7 Getriebeturboverdichterstufe

Jede Stufe besteht aus einem düsenartigen Einlauf (1), dem Laufrad (2), dem Diffusor (3) und der Spirale (4) (**Bild 7.1**). Vor dem Einlaufteil besteht die Möglichkeit, ein Vorleitgitter anzuordnen (**Bild 7.2**).

Das Vorleitgitter (5) wird als komplette Einheit mit der dazu erforderlichen Verstellmechanik vor dem Einlauf montiert. Im Diffusor kann ebenfalls ein Nachleitgitter (6) mit verstellbaren Schaufeln installiert werden (**Bild 7.3**).

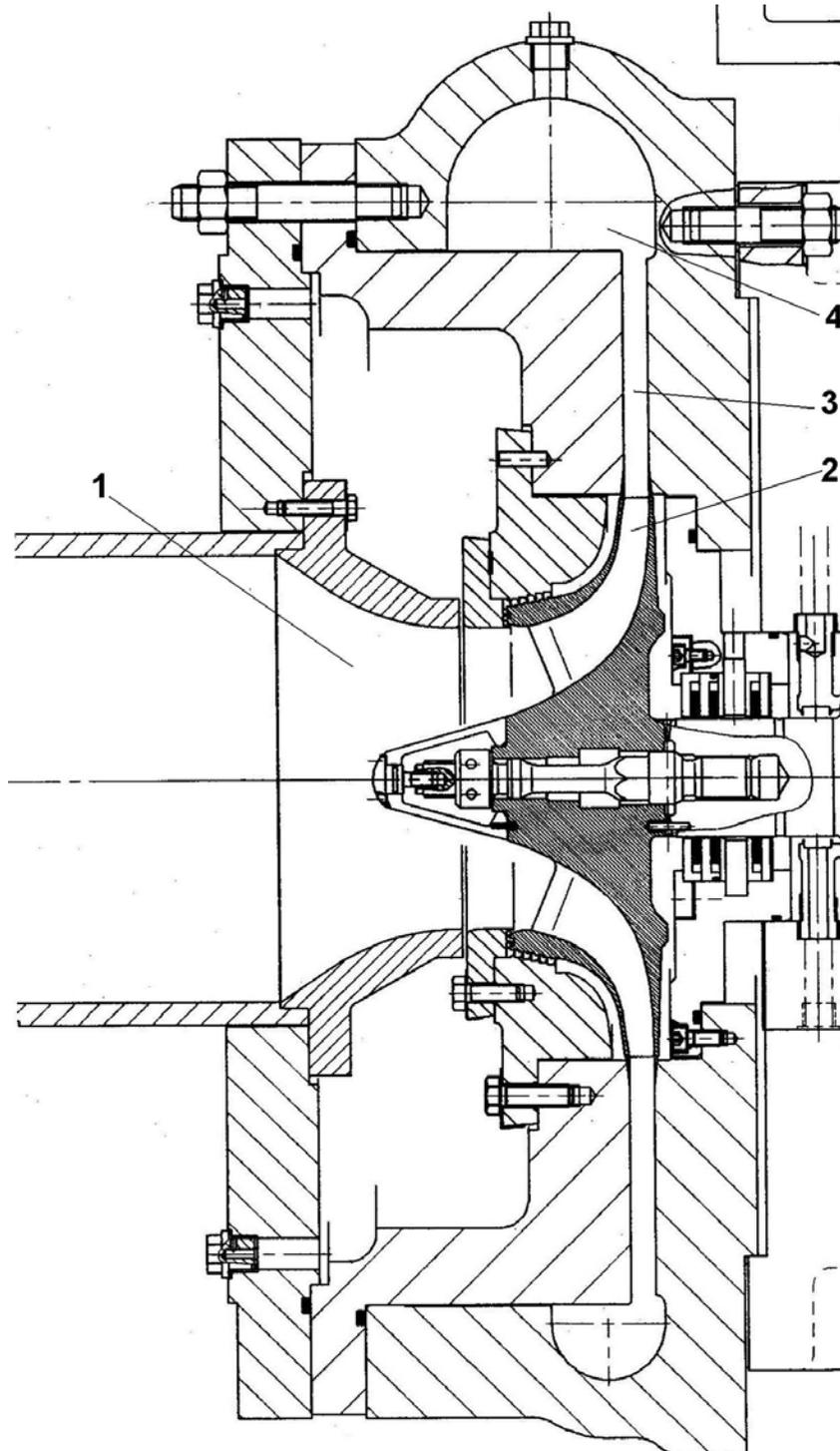


Bild 7.1 Getriebeturboverdichterstufe (Fa. Babcock-Borsig)

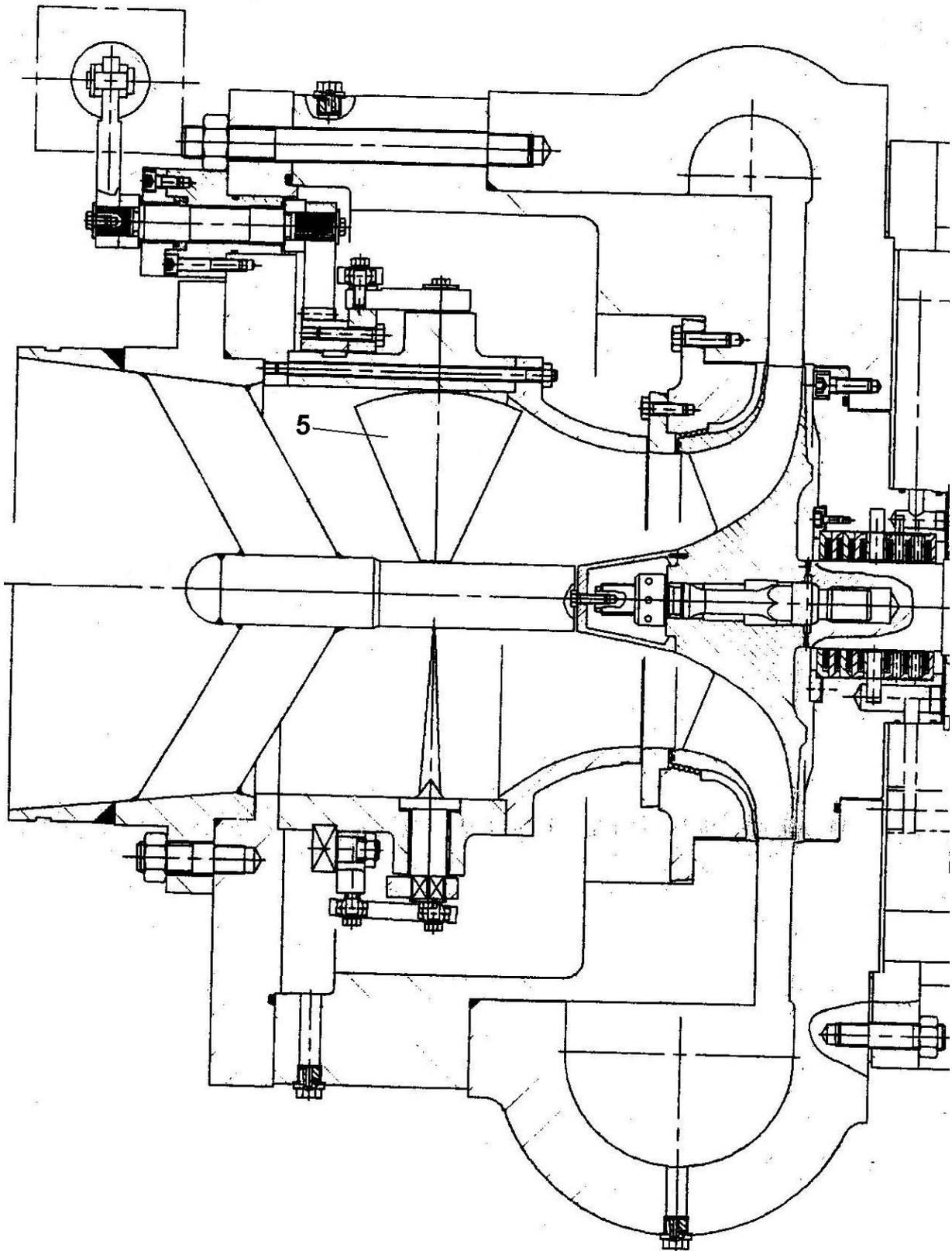


Bild 7.2 Einlauf mit Stern und Vorleitgitter (Fa. Babcock-Borsig)

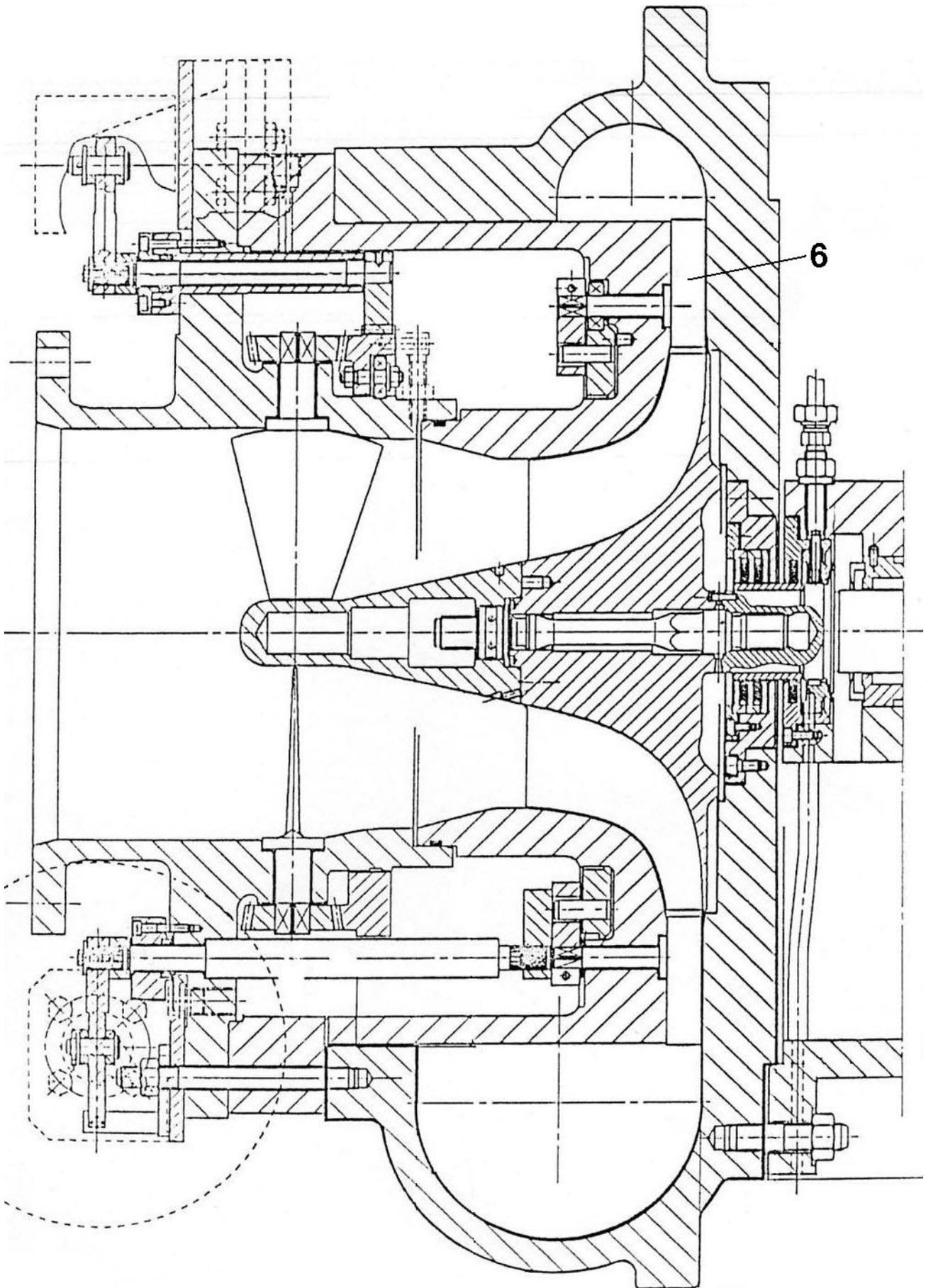


Bild 7.3 Kombination aus Vorleit- und Nachleitgitter
(Fa. Babcock-Borsig)

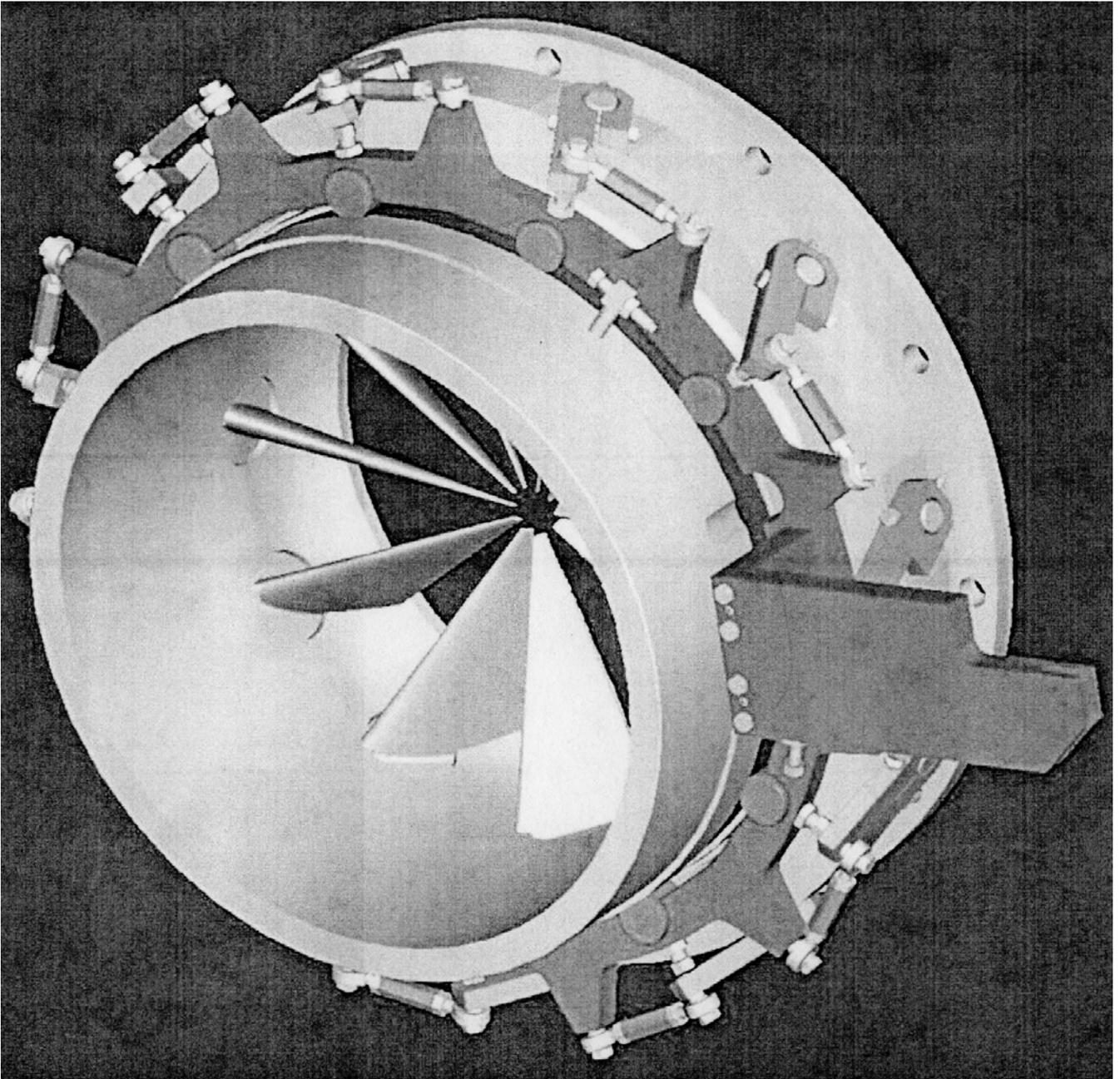


Bild 7.4 Vorleitgitter mit Kugelgelenkverstellung

7.1 Einlauf

Der Einlaufraum ist derart zu gestalten, dass die Strömung dem Laufrad möglichst verlustfrei und rotationssymmetrisch zugeführt wird. Dieses kann durch die Axialströmung, wie in **Bild 7.1** dargestellt, erreicht werden. Hierbei wird das Gas an der Einschnürung des Querschnittes vor dem Laufradeintritt beschleunigt und dadurch die Grenzschichtdicke der Strömung an der Deckscheibenkontur verringert.

Zur Erweiterung des Betriebsbereiches sowie der Verbesserung des Teillastwirkungsgrades werden Vorleitgitter eingesetzt (**Bild 7.2** , **Bild 7.3** und **Bild 7.4**).

7.2 Laufrad

Aufgrund der Tatsache, dass sich die Energieübertragung auf das Fördermedium im Laufrad vollzieht, erlangt seine strömungstechnisch optimale Gestaltung eine enorme Bedeutung zum Erreichen eines hohen Verdichterwirkungsgrades.

Ein Teil der vom Laufrad aufgenommenen Leistung wird in Druck umgesetzt und ein weiterer Teil tritt in Form von kinetischer Energie des Fördermediums aus dem Laufrad hinaus. Diese kinetische Energie wird im nachgeschalteten Diffusor in Druck umgewandelt. Daraus geht hervor, dass die Strömung am Laufradaustritt bzw. am Eintritt des Diffusors einen starken Einfluss auf die Energieübertragung im Diffusor hat.

Es ist allgemein bekannt, dass die Strömung durch ein Radialverdichter-Laufrad mit ihrem ausgeprägten dreidimensionalen Charakter erheblich komplex ist. Diese äußerst komplizierte Laufradströmung wird durch die aufgrund der rotierenden Strömungskanäle hervorgerufenen Flieh- und Corioliskräfte verursacht. Ferner wird durch die Krümmung der Laufradkanäle die Wirkung der Flieh- und Corioliskräfte auf die kompressible reibungsbehaftete turbulente Strömung und insbesondere auch auf die Sekundärströmung und die Totwassergebiete stark beeinflusst.

Zur Laufradauslegung werden üblicherweise Ähnlichkeitskonzepte sowie ein-, zwei- bzw. quasidreidimensionale und lediglich selten echte dreidimensionale Verfahren herangezogen, da letztere einen hohen Berechnungsaufwand hervorrufen.

7.2.1 Eindimensionale Berechnungsverfahren; Stromfadentheorie

Eindimensionale Verfahren basieren auf der Stromfadentheorie. Hierbei wird eine stationäre homogene Strömung vorausgesetzt, die durch Mittelwerte gekennzeichnet und lediglich als Funktion einer Ortskoordinate, der Hauptströmungsrichtung, ermittelt wird.

Bei der einfachen Beschreibung der Laufradströmung nach der Stromfadentheorie wird angenommen, dass alle Strömungsfäden die Form der Schaufeln haben und letztere selbst Teile dieser Stromfäden darstellen (**Bild 7.2.1**). Daraus folgt, dass die Relativgeschwindigkeit im rotierenden Schaufelkanal an einem Radius des Laufrades über den gesamten Umfang konstant ist. Der Einfluss der endlichen Schaufelzahl und der Schaufeldicke wird bei dieser Betrachtung vernachlässigt.

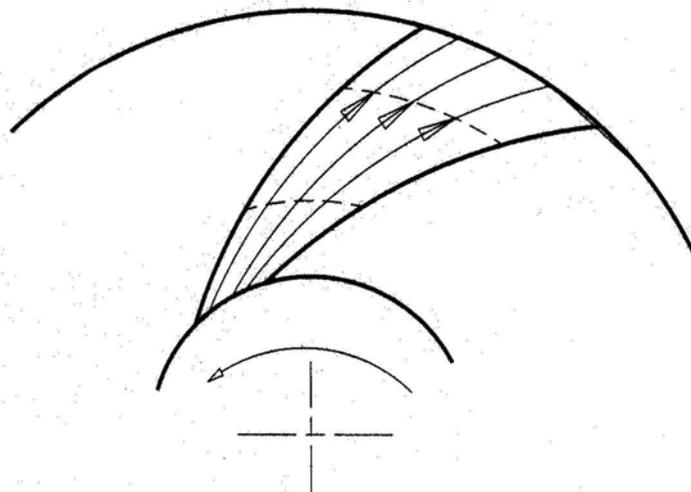


Bild 7.2.1 Laufradströmung nach der Stromfadentheorie

Nach **Eckert** [4] kann die Relativgeschwindigkeit entgegen der Annahme der Stromfadentheorie nicht über den Umfang konstant sein. Zum Impulsaustausch zwischen den Schaufeln des Laufrades und der Strömung sind Druckunterschiede in der Strömung bzw. zwischen beiden Schaufelseiten erforderlich. Diesem Druckunterschied entspricht das zugeordnete Profil der relativen Geschwindigkeit (**Bild 7.2.2**).

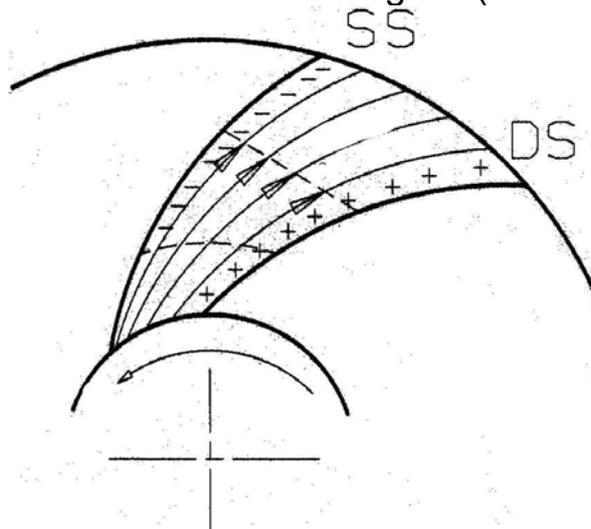


Bild 7.2.2 Qualitative Druck- und Geschwindigkeitsverteilung in einem Radialrad (DS: Druckseite, SS: Saugseite)

An der Stelle zunehmender Relativgeschwindigkeit ist eine Abnahme des Druckes festzustellen. Die Schaufelrückseite wird als Saugseite (Seite geringeren Druckes) und die Schaufelvorderseite als Druckseite (Seite höheren Druckes) bezeichnet.

Die Relativströmung in einem Schaufelkanal wird ebenfalls in der Literatur [4] als Überlagerung einer nach der Stromfadentheorie über den gesamten Umfang konstanten Relativgeschwindigkeit mit einer im Kanal rotierenden Strömung ohne Durchfluss (relativer Kanalwirbel) aufgefasst, welche mit 2ω entgegen der Laufraddrehung rotiert.

Jet-Wake Theorie (Zwei-Zonen Modell)

Die Auswirkungen der Entstehung von Schaufeldruck- und Schaufelsaugseite beschreibt die Jet - Wake Theorie, auch Zwei-Zonenmodell genannt.

Durch die hohe Strömungsgeschwindigkeit auf der Saugseite kann die Strömung dem Schaufelprofil nicht mehr folgen und löst sich ab. Durch die Ablösung entsteht eine Totwasserzone (Wake). Auf der Druckseite folgt die Strömung weiterhin dem Schaufelprofil (Jet). Diese Überlegungen wurden zuerst von **Dean und Senoo** [5] veröffentlicht. Die Grundidee der Jet-Wake Theorie besagt, dass die Laufradströmung sich in eine Strahl- (Jet) und eine Totwasserzone (Wake) aufteilen lässt (**Bild 7.2.3**).

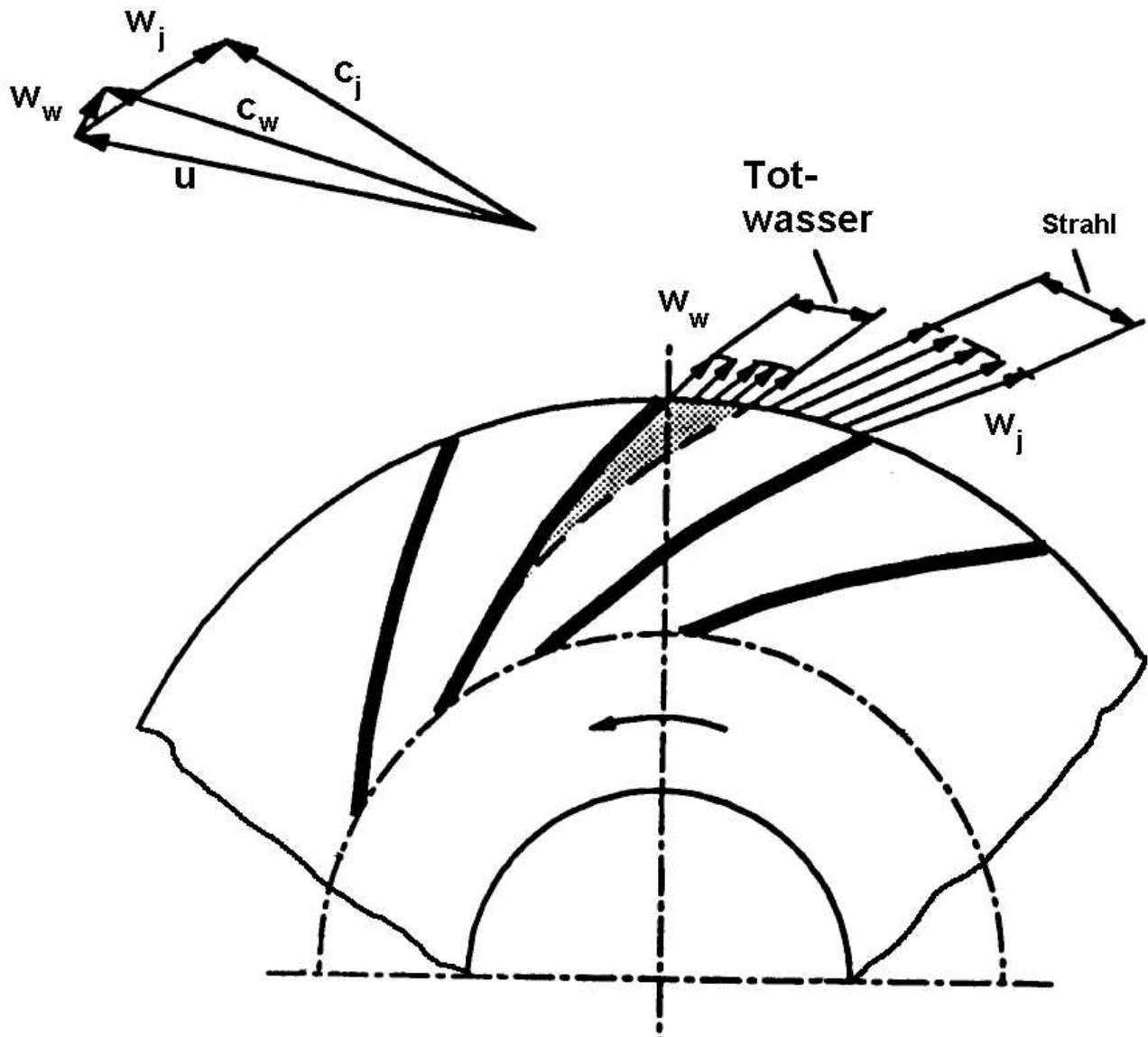


Bild 7.2.3 Laufradabströmung nach der Jet-Wake Theorie

Für beide Zonen gelten folgende Annahmen:

- Die Strahlströmung (Jetzone) ist eine isentrope Kernströmung.
- Die Totwasserzone (Wake) beinhaltet sämtliche Verluste im Laufrad und fließt schaufelkongruent.
- Der Massenstrom in der Totwasserzone beträgt 15-25% des Gesamtmassenstroms.

Zur Auslegung des Laufrades werden die Geschwindigkeitsdreiecke der Jet- und der Wake-Zone getrennt aufgestellt. Japikse hat dieses Verfahren in einfachen Gleichungen zusammengefasst und in [6] sowie in [7] detailliert beschrieben.

Bei den eindimensionalen Berechnungsverfahren können der Slipfaktor, Verluste sowie die Reduzierung der geometrischen Querschnittsfläche aufgrund der Grenzschicht in Form empirischer Korrelationen erfasst werden. Ferner lassen sich eindimensionale Berechnungsverfahren mit Hilfe von Korrelationen erweitern, die es erlauben, aerothermodynamische Größen an ausgezeichneten Stellen abzuschätzen.

Die eindimensionale Theorie zur Beschreibung der Strömung im Laufrad liefert lediglich Näherungslösungen. Dennoch erfolgt die Gestaltung der Laufräder auf der Grundlage dieser Näherungsverfahren und wird durch die Erfahrung des Ingenieurs sowie anhand von empirischen Untersuchungen an vorhandenen Laufrädern ergänzt.

7.2.2 Zweidimensionale und quasidreidimensionale Verfahren

Erst die Messungen von **Eckardt** [8,9] haben einen Einblick in die tatsächlichen Strömungsverhältnisse im Laufrad verschafft. Hierzu wurde ein halboffenes 3D-Laufrad mit 20 radialendenden Schaufeln ($\beta_{2S}=90^\circ$) herangezogen. Die Messungen wurden mit einem L2F (Laser 2 Focus Velocimeter) Anemometer durchgeführt.

In **Bild 7.2.4a** ist die am Austritt des Laufrades ausgeprägte Totwasserzone an der Ecke der Schaufelsaug- und Deckscheibenseite dargestellt.

In **Bild 7.2.4b** ist der Verlauf der Sekundärströmung dargestellt.

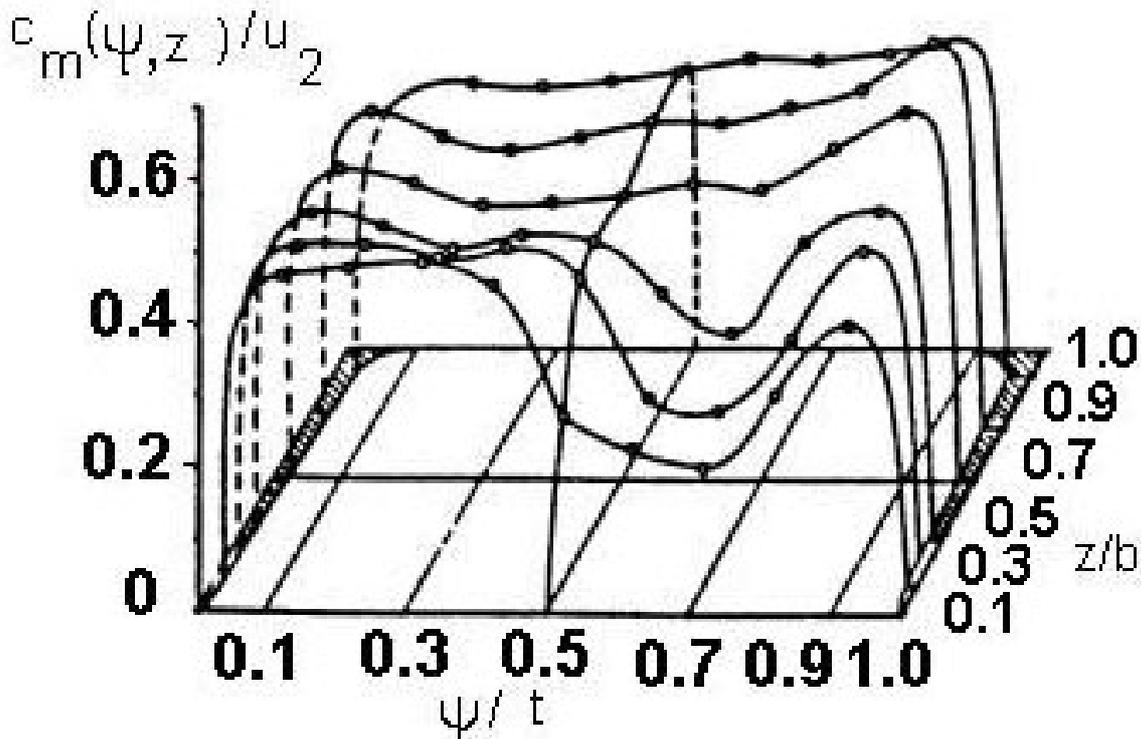


Bild 7.2.4a Totwasserzone am Austritt des Laufrades (Eckardt)

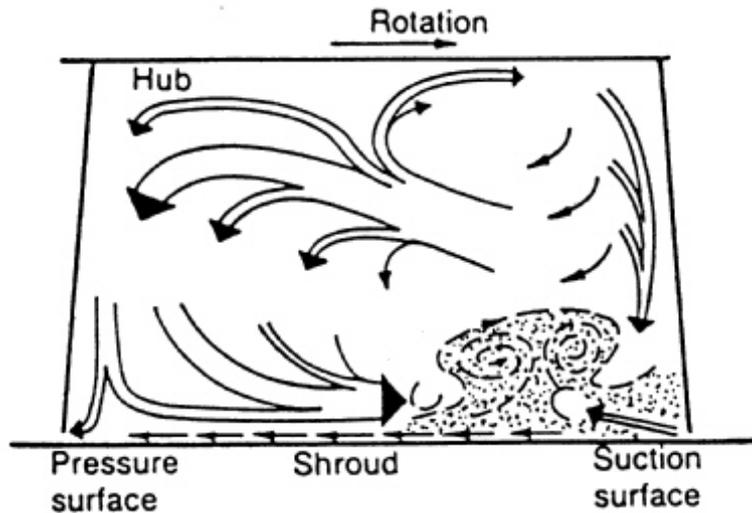


Bild 7.2.4b Verlauf der Sekundärströmung in einem Laufradkanal (Eckardt)

Im Jahr 1987 wurden die Messungen von **Krain** [10] an einem moderneren Laufrad veröffentlicht. Das hierbei verwendete Laufrad war ebenfalls halb-offen, bestand jedoch aus 24 rückwärtsgekrümmten Schaufeln ($\beta_{2S} = 60^\circ$).

Obwohl die Ergebnisse von Krain weitgehend mit denen von Eckardt übereinstimmten, wurde dennoch ein großer Unterschied festgestellt. Bei dem Krain-Laufrad wurde beobachtet, dass das Gebiet der niedrigen Geschwindigkeit (Wake-Zone) kleiner und dicht an der Deckscheibenseite blieb. Dagegen konzentrierte sie sich beim Eckardt-Laufrad an der Ecke der Deckscheiben- und Schaufelaußenseite.

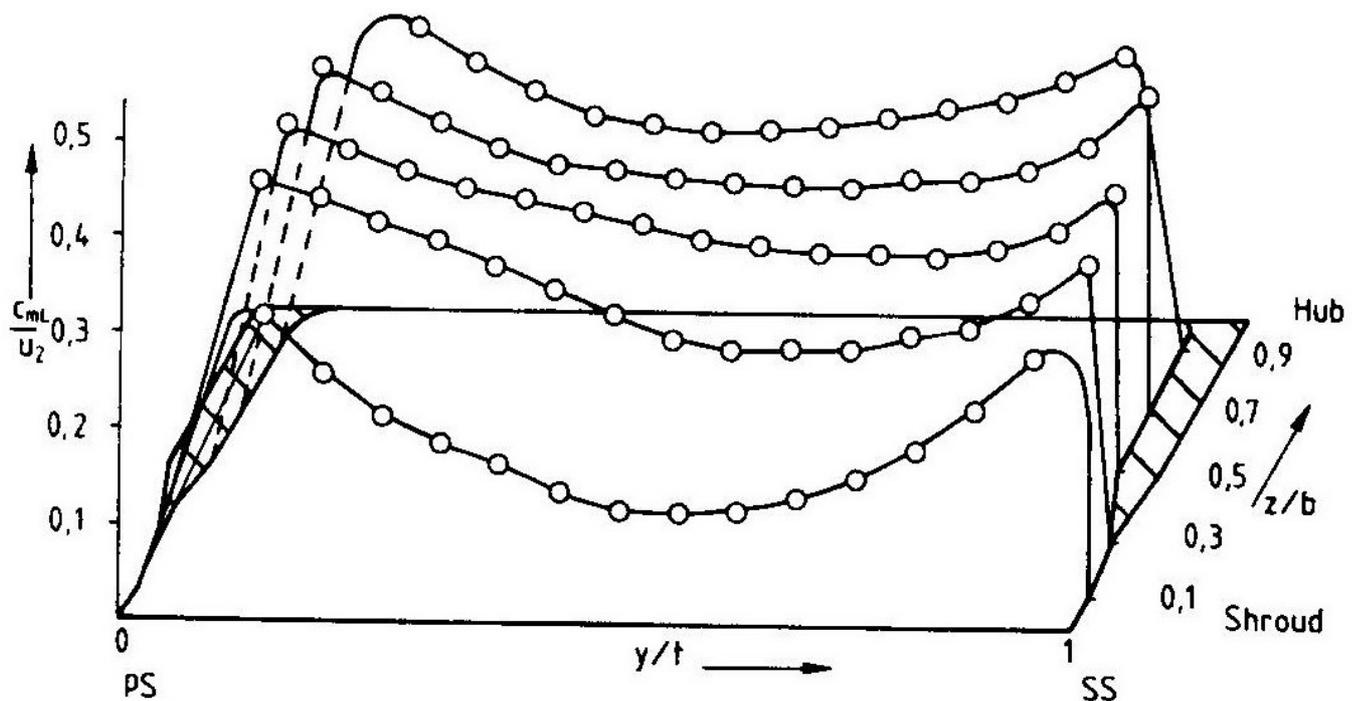


Bild 7.2.5 Wake-Zone am Austritt des Laufrades (Krain)

Mit 2D- bzw. quasi-3D-Berechnungsverfahren wird versucht, mit relativ geringem Aufwand, die tatsächlichen Strömungsverhältnisse im Laufrad näherungsweise zu beschreiben.

Hierbei wird das 3D-Strömungsfeld auf zwei Ebenen aufgeteilt (**Bild 7.2.6**), auf die S1-Ebene, Schaufel- zu Schaufel-Ebene (engl. blade to blade), auch Schaufelebene, und die S2-Ebene, Deckscheibe-Nabenscheibe-Ebene (engl. hub to shroud), auch Meridianebene, genannt. Diese Aufteilung geht auf **Wu** [11] zurück, der in den fünfziger Jahren die MSSM (Mean Steam Surface Method) entwickelte.

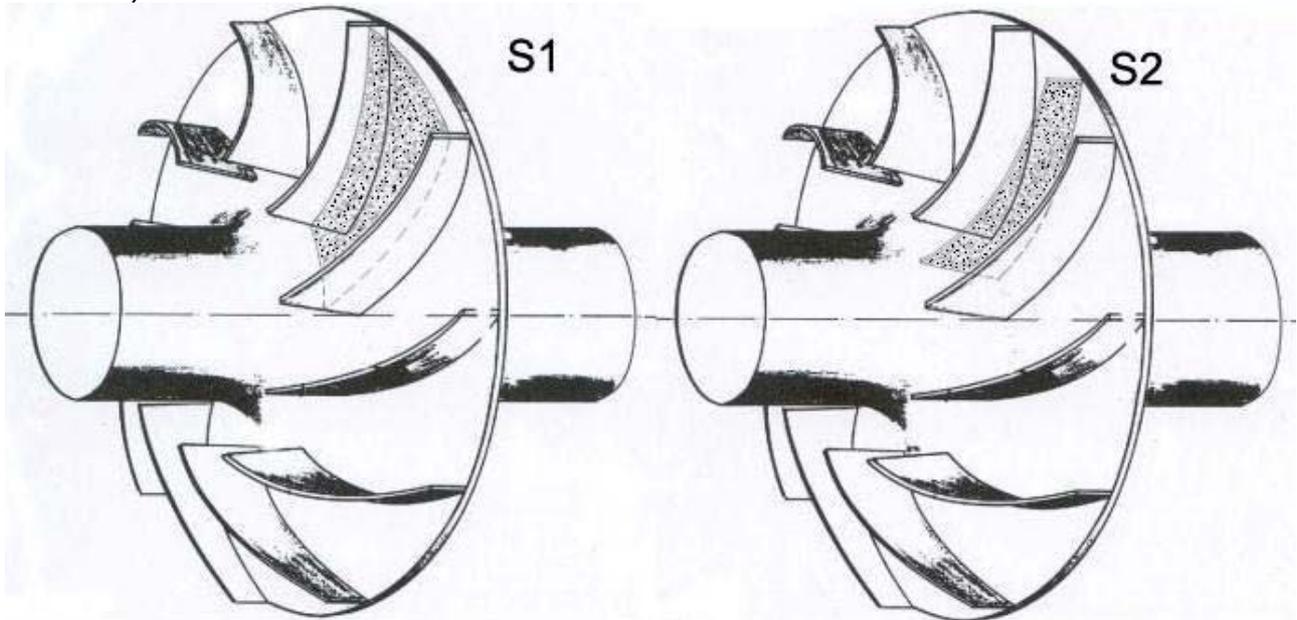


Bild 7.2.6 Blade-to-blade und Hub-to-shroud stream surface

Die dreidimensionale Berechnung wird somit auf zweidimensionale Betrachtungen, nämlich auf der S1- und S2-Ebene zurückgeführt. Dabei wird meistens eine stationäre rotationssymmetrische Strömung unterstellt. Das aufgestellte resultierte Differentialgleichungssystem kann mit Hilfe der sogenannten Feldmethode oder der substantiellen Verfahren gelöst werden. Über die Natur der Verluste liefern diese Verfahren keine neuen Erkenntnisse.

Durch Superposition der Umfangs- (S1-Ebene) und der Meridianrechnung (S2-Ebene) wird bei quasi 3D-Verfahren eine Lösung erzeugt. Dies geschieht durch einen iterativen Abgleich der ermittelten zweidimensionalen Ergebnisse.

Obwohl die quasi 3D- Berechnungsverfahren lediglich eine Näherung für das reale reibungsbehaftete Strömungsfeld im Laufrad liefern, ist die Übereinstimmung aus Berechnung und Messung zufriedenstellend. Die Güte der Übereinstimmung hängt jedoch vom Aufwand ab, der in die Berechnungsverfahren investiert wird, sowie von der Erfahrung des Ingenieurs, der die Berechnung umsetzen muss, und schließlich von der empirisch gewonnenen Datenbasis aus durchgeführten Versuchen an Laufrädern.

7.2.3 Echte dreidimensionale Verfahren

Die Behandlung der Strömung durch ein Laufrad mit einem 3D reibungsbehafteten Berechnungsverfahren würde eine Lösung der entsprechenden Navier-Stokes Bewegungsgleichungen, ein 3D elliptisches Differentialgleichungssystem, erfordern. Die Lösung dieser Gleichungen, die zu einer direkten Berücksichtigung der Verluste führt, ist sehr aufwendig. Lediglich Computer machen auf numerischem Wege Näherungslösungen dieser Gleichungen durchführbar.

Es werden folgende 3D-Berechnungsverfahren zugrundegelegt:

- Partiiell-Parabolische 3D-Berechnungsverfahren unter Berücksichtigung der Reibung
- Voll 3D-Berechnungsverfahren ohne Berücksichtigung der Reibung
- Voll 3D-Berechnungsverfahren unter Berücksichtigung der Reibung.

Zur Zeit werden lediglich 3D-Berechnungsverfahren zur Nachrechnung einer bereits festgelegte Laufradgeometrie für die Überprüfung der Ergebnisse eingesetzt. Zur Laufraddimensionierung selbst sind diese Verfahren bisher zu rechenzeitintensiv.

7.2.4 Laufradbauarten

Bei den Getriebeturboverdichtern werden sowohl Laufräder mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln und Deckscheibe (geschlossene Laufräder) als auch Laufräder ohne Deckscheibe (halboffene Laufräder) verwendet. Bei geschlossenen Laufrädern bis zu einer Volumenstromzahl φ von ca. 0,05 besitzen die Schaufeln über ihre gesamte Breite die gleiche Krümmung. Diese Laufräder werden als zweidimensionale Räder (2D-Laufräder) bezeichnet (**Bild 7.2.7**). Der Schaufelaustrittswinkel β_{2s} beträgt hierbei 40° - 50° . Solche Räder werden selten bei Getriebeturboverdichtern eingesetzt, da man bestrebt ist, in jeder Laufradstufe φ -Werte größer als 0,05 zu erreichen.

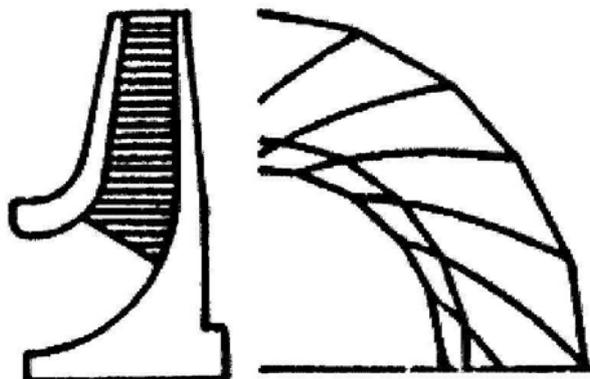


Bild 7.2.7 2D-Rad

Volumenstromzahlen φ größer als 0,05 bis ca. 0,15 führen zu Laufrädern mit breiteren Schaufelkanälen und vorgezogenen, angepassten Schaufel-eintrittskanten an die unterschiedliche Strömungsrichtung an der Naben- und Deckscheibe. Das führt zu räumlich verwundenen Schaufeln mit

unterschiedlichen Krümmungen über die Schaufelbreite. Diese Laufräder werden dreidimensionale Laufräder (3D-Laufräder) genannt. Sie werden oft bei den Getriebeturboverdichtern eingesetzt (**Bild 7.2.8**). Sie gewährleisten hohe Wirkungsgrade sowie einen weiten Betriebsbereich. Bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten sowie Volumenstromzahlen größer als 0,05 werden aus Festigkeitsgründen 3D-Laufräder ohne Deckscheibe (halboffene Laufräder) verwendet. Derartige Laufräder sind gut für den Einsatz als fliegend gelagerte Laufräder mit axialer Ansaugung geeignet. Sie werden sehr oft in Getriebeturboverdichtern eingesetzt.

Es wird unterschieden zwischen den halboffenen Laufrädern mit einem Schaufelaustrittswinkel von 90° (radial endenden Schaufeln), der sog. R-Räder, und denen mit Schaufelaustrittswinkel zwischen $50^\circ - 70^\circ$, der sog. S-Räder, da deren Schaufel-Axialprojektion einen S-Schlag bildet.

In **Bild 7.2.9** ist ein R-Rad und in **Bild 7.2.10** ein S-Rad dargestellt. Die höchste Umfangsgeschwindigkeit u_2 lässt sich aus Festigkeitsgründen bei den R-Rädern verwirklichen. Solche Laufräder (R-Räder) weisen eine flachere Kennlinie, einen niedrigeren Wirkungsgrad sowie einen schmaleren Betriebsbereich als die S-Räder auf (**Bild 7.2.11** und **Tabelle 1**).

In **Bild 7.2.12** sind Richtwerte für den Stufenwirkungsgrad η_p von 3D-, S- sowie R-Rädern in Abhängigkeit von der Volumenstromzahl dargestellt.

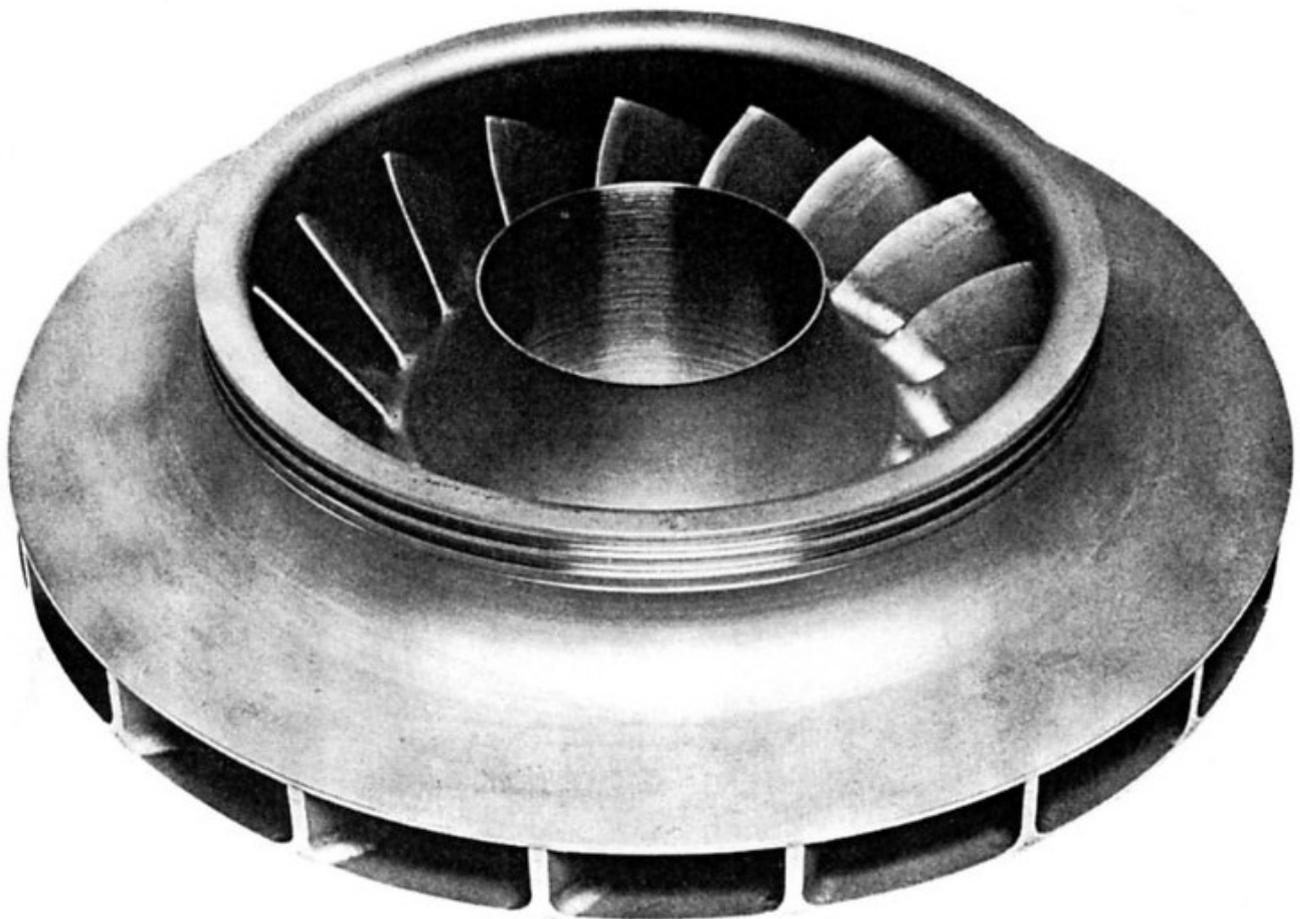


Bild 7.2.8 3D-Rad

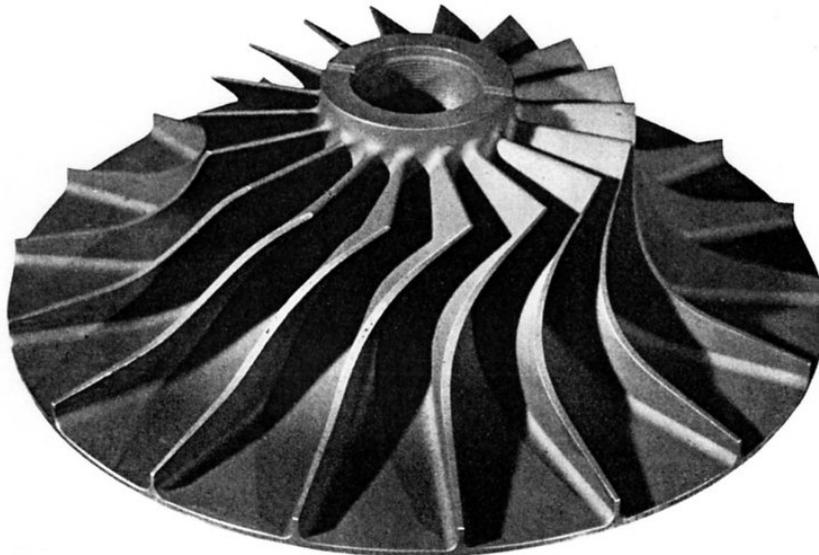
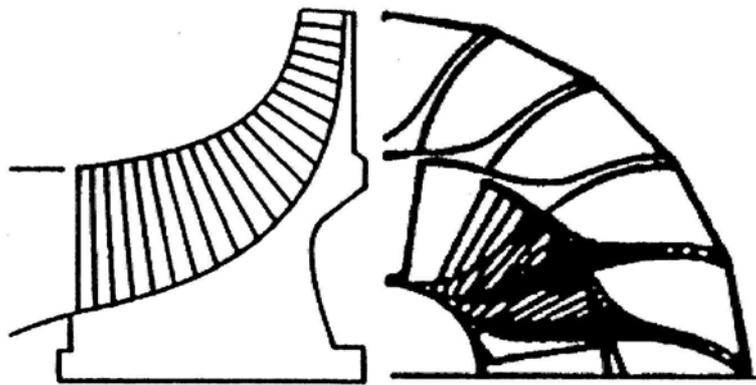


Bild 7.2.9 R-Rad



S-RAD

Bild 7.2.10 S-Rad

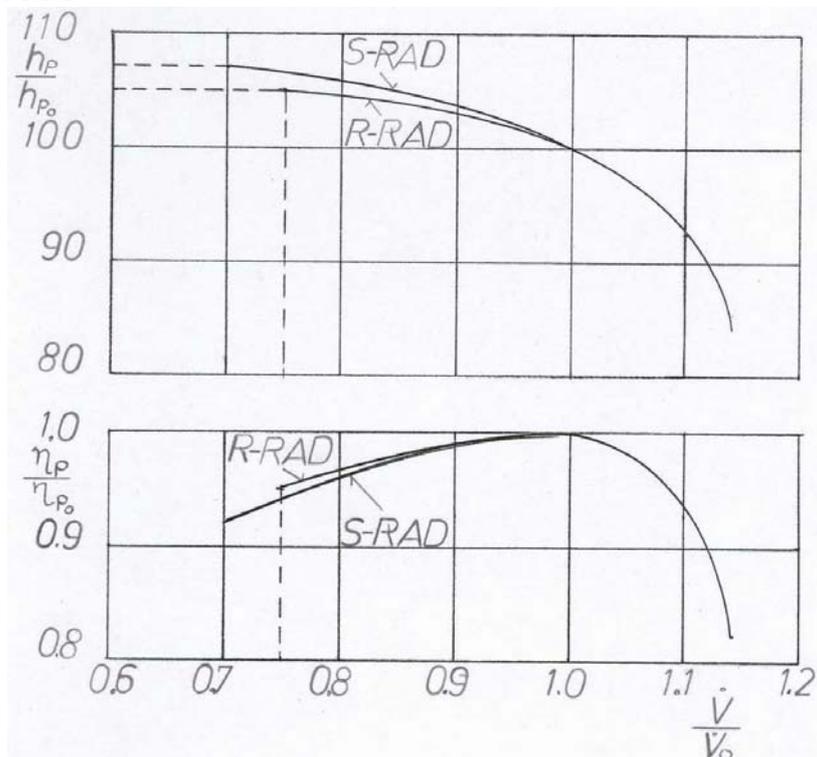


Bild 7.2.11 Kennlinien für R- und S-Räder

Tabelle 1: Richtwerte für R- und S-Räder

	R-Räder	S-Räder
Stufenwirkungsgrad η_p	0.78 – 0.83	0.80 – 0.85
Max. pol. Arbeit h_p [kJ/kg]	175	145
Kennlinienanstieg [%]	3 - 5	5 - 7
Typische Pumpgrenze [%]	70 - 80	60 - 70

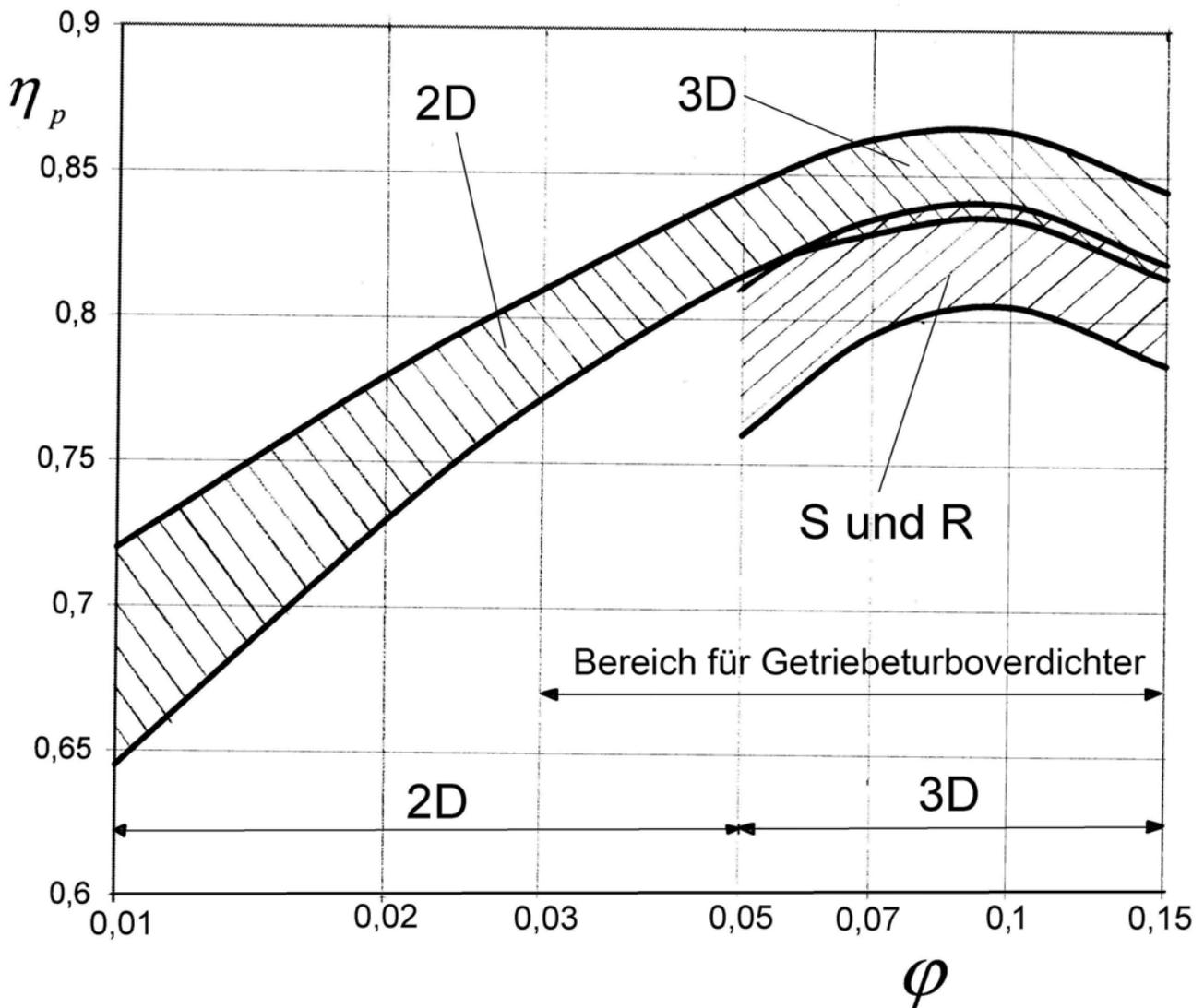


Bild 7.2.12 Richtwerte für Stufenwirkungsgrad η_p von 3D-, S- und R-Räder

7.2.5 Laufradaußendurchmesser

Der Laufraddurchmesser bestimmt die Größe des Turboverdichters und stellt eine bedeutende Geometriegröße bei der Bildung der Kennzahlen einer Verdichterstufe dar. Zur Begrenzung der Investitions- und Betriebskosten wird der Bau von kleinen Turboverdichtern mit guten Wirkungsgraden angestrebt. Dies führt jedoch zu eventuell großen Volumenstromzahlen sowie

möglichst erhöhter Laufrad-Umfangsgeschwindigkeit u_2 bzw. Umfangsmachzahl Mu_2 .

Bei Getriebeturboverdichtern ist die Möglichkeit der Wahl entsprechender Ritzelwellendrehzahl gegeben, so dass jede Stufe bei hoher Volumenstromzahl φ und dem entsprechend im Optimalbereich des Wirkungsgrades betrieben werden kann.

Nach der Wahl der maximalen Volumenstromzahl φ , die die Festigkeits- und rotordynamischen Stabilitätskriterien für die Umfangsgeschwindigkeit u_2 erfüllen muss, kann die Bestimmung des Laufraddurchmessers d_2 erfolgen:

$$d_2 = \sqrt{\frac{\dot{V}_{ot} \cdot 10^6}{\frac{\pi}{4} \varphi_{max} \cdot u_2}} \quad (7.1).$$

7.2.6 Schaufelaustrittswinkel β_{2s}

Radialverdichter werden in der Regel mit Laufrädern ausgerüstet, die aus rückwärts gekrümmten Schaufeln mit einem Austrittswinkel von $\beta_{2s}=40^\circ$ bis 50° bestehen. Diese Laufräder werden vorwiegend wegen ihrer guten Wirkungsgrade sowie eines i.a. breiten Betriebsbereiches eingesetzt.

Ferner werden ebenfalls S- Laufräder mit einem Schaufelaustrittswinkel von $\beta_{2s}=45^\circ$ bis zu 70° sowie R-Räder mit radialendenden Schaufeln ($\beta_{2s}=90^\circ$) verwendet. Letztere führen in der Regel zu einem schmaleren stabilen Betriebsbereich sowie zu einem schlechteren Stufenwirkungsgrad.

7.2.7 Schaufelzahl und Schaufeldicke

Die Schaufelzahl des Laufrades beeinflusst u.a. sowohl den polytropen Wirkungsgrad als auch die polytrope spezifische Förderarbeit einer Laufradstufe. Die Erhöhung der Schaufelzahl bedeutet eine Zunahme der Reibungsverluste in den Laufradkanälen, was mit einer Verringerung des polytropen Wirkungsgrads und dadurch mit keinem nennenswerten Zuwachs der polytropischen Druckzahl einhergeht. Deshalb muss zur Festlegung der Schaufelzahl in der Regel ein Kompromiss gesucht werden, so dass bei dem optimalen Wirkungsgrad eine relativ hohe polytropische Druckzahl erreicht werden kann.

Die Schaufelzahl lässt sich nach [4] wie folgt berechnen:

$$Z = \frac{2\pi \sin \frac{\beta_1 \pm \beta_2}{2}}{\frac{t}{L} \ln \frac{d_2}{d_L}}$$

Zufriedenstellende Resultate konnten an Laufrädern mit rückwärts gekrümmten Schaufeln bei Schaufelzahlen zwischen 17 und 22 erzielt werden.

Üblicherweise werden 2D-Laufräder mit etwa 20 und 3D- Laufräder und S- sowie R-Räder mit ca. 18 Schaufeln versehen. Die geringere Schaufelzahl bei den 3D-Laufrädern ist hauptsächlich auf ihre Fertigung zurückzuführen. Hierbei werden die 3D- Schaufeln zu dem Laufradsaugmund hin vorgezogen. Das gleiche gilt für die S- und R-Räder.

In **Bild 7.2.13** ist der Verlauf des Schaufeldickenverhältnisses in Abhängigkeit der Meridianstromlinienlänge von halboffenen Laufrädern dargestellt.

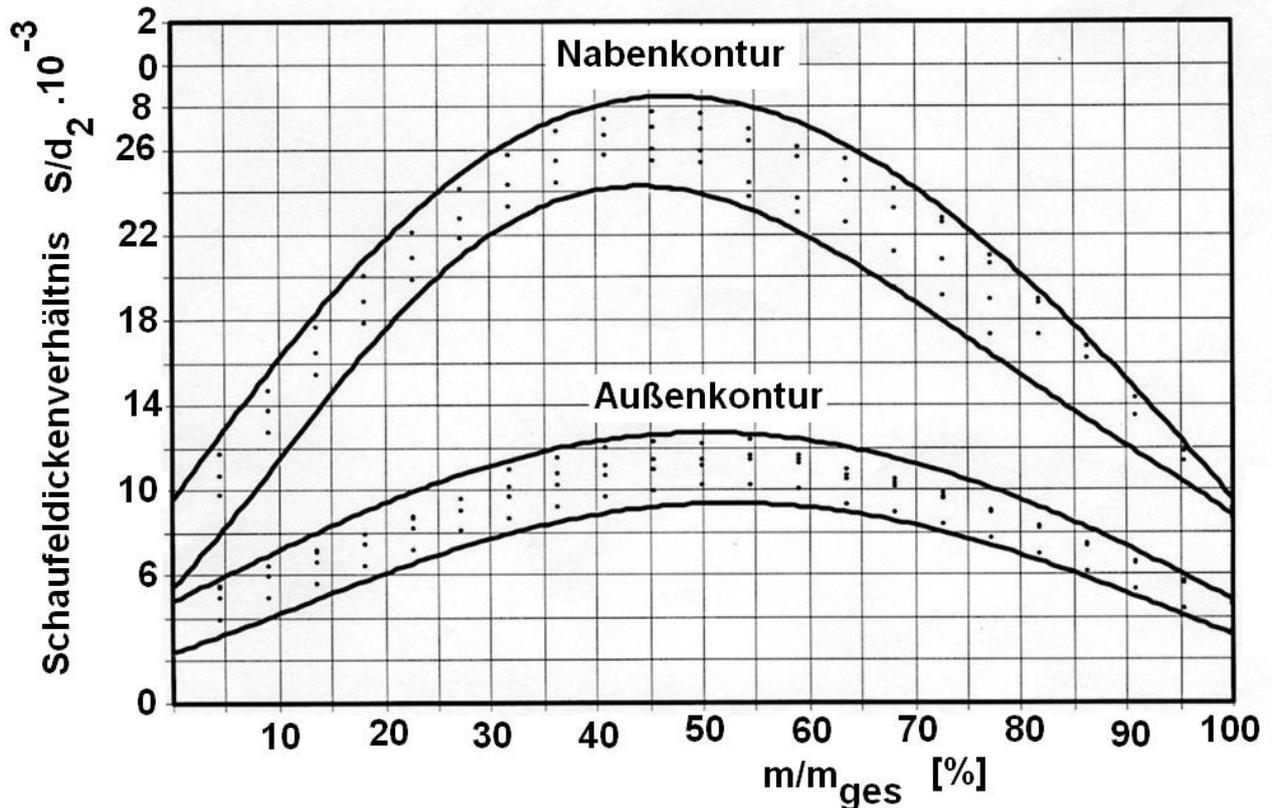


Bild 7.2.13 Meridianstromlinienlänge für Naben- und Außenkontur

7.2.8 Nabendurchmesser

Es wird angestrebt, möglichst kleine Nabendurchmesser d_n , insbesondere bei schnelllaufenden Verdichterlaufrädern, zu verwirklichen, um die notwendige Eintrittsfläche bei kleinem Saugmunddurchmesser d_s zu erreichen und somit die Machzahl der Relativgeschwindigkeit an der Deckscheibenseite des Laufradeintritts möglichst klein zu halten. Das ist einfach bei Getriebeturboverdichtern zu realisieren und insbesondere, wenn die Laufradaufspannung mittels Hirth-Verzahnung erfolgt. Für ein- oder mehrstufige Getriebeturboverdichter ist $d_n/d_2 = 0,1-0,25$ zu verwirklichen.

7.2.9 Eintrittsaußendurchmesser

Im modernen Turboverdichterbau wird angestrebt, möglichst kleine Maschinen zu bauen, so dass die Tendenz zu Laufrädern mit großer Volumenzahl φ und großen Druckverhältnissen führt. Das wiederum

bedeutet einen großen Eintrittsdurchmesser d_s sowie große Umfangsgeschwindigkeiten u_2 bzw. u_1 und dementsprechend erhöhte Machzahlen der Relativgeschwindigkeit M_{W1S} am Laufradeintritt.

Zur Optimierung des Eintrittsaußendurchmessers d_s werden hauptsächlich folgende zwei Methoden angewandt: Die Minimierung der Machzahl der Relativgeschwindigkeit am Eintrittsaußendurchmesser d_s oder die Minimierung der Relativmachzahl im Mittelschnitt am Laufradeintritt d_m , wobei der mittlere Durchmesser d_m den Einlaufquerschnitt $A_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (d_s^2 - d_n^2)$ in zwei flächengleiche Ringsquerschnitte aufteilt.

Es ist
$$d_m = \sqrt{0,5 \cdot (d_s^2 + d_n^2)} \quad (7.2).$$

Die Minimierung der Machzahl der Relativgeschwindigkeit am mittleren Laufradeintrittsdurchmesser führt, verglichen mit der Minimierung der Machzahl am Außendurchmesser d_s , zu einer geringeren Verzögerung der Relativgeschwindigkeit, aber auch zu einer höheren Strömungsumlenkung im Laufrad. Hier wird die erste Methode herangezogen. Zuerst wird am Laufradeintritt eine konstante Meridiangeschwindigkeit c_{m0} angenommen, was bei radial gerichteten Schaufeln am Radeintritt zu $d \cdot \tan\beta_1(d) = \text{konst.}$ führt. Ferner werden reibungsfreie Strömung sowie rotationssymmetrische und drallfreie Zuströmung des Laufrades ($c_{1u} = 0$) vorausgesetzt (**Bild 7.2.14**).

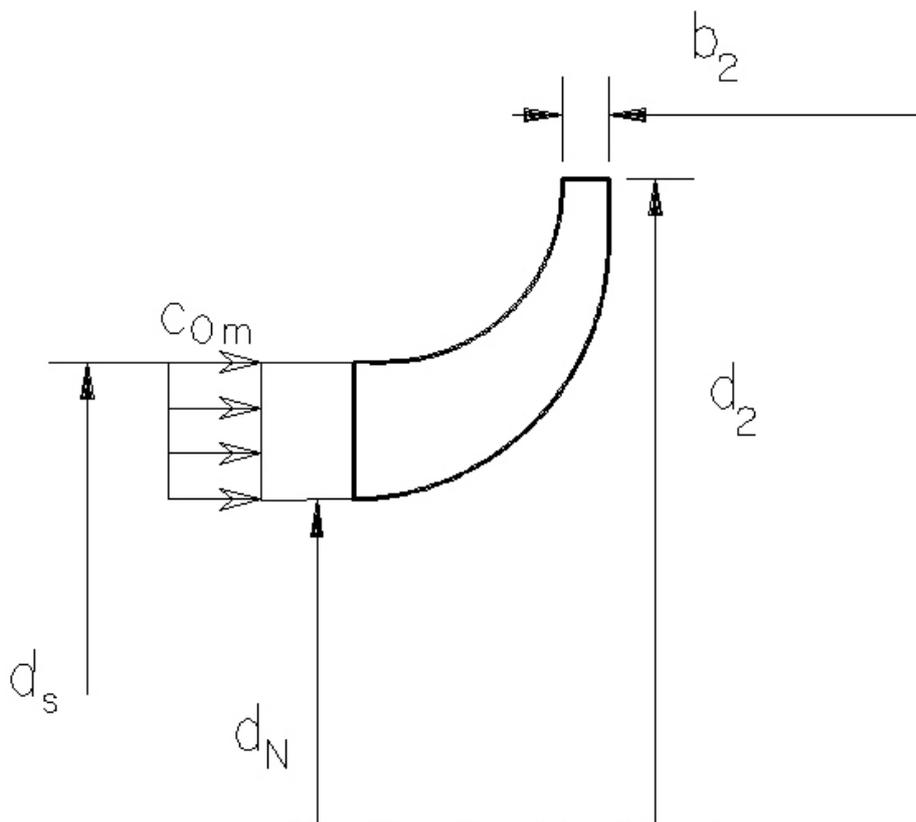


Bild 7.2.14 Zuströmung eines Laufrades

Aus dem Geschwindigkeitsdreieck am Laufradeintrittsdurchmesser d_s ergibt sich:

$$w_{1s}^2 = c_{1m}^2 + u_{1s}^2 \quad (c_{1s} = c_{1m} \text{ angenommen}) \quad (7.3).$$

Außerdem gilt
$$c_{1m} = \frac{\dot{V}_1}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_s^2 - d_n^2) \cdot \varepsilon_m} \quad (7.4),$$

wobei \dot{V}_1 den Eintrittsvolumenstrom bezogen auf statische Zustände darstellt.

Ferner ist:

$$\varepsilon_m = 1 - \frac{Z \cdot s_{m1}}{d_m \cdot \pi \cdot \sin \beta_{1m}} \quad (7.5)$$

der Verengungsfaktor mit s_m : mittlere Schaufeldicke
 β_{1m} : Eintrittsschaufelwinkel am d_m
 und Z : Schaufelzahl.

Zwischen dem Volumenstrom \dot{V}_{0t} , bezogen auf den Gesamtzustand, und dem statischen Volumenstrom \dot{V}_1 gilt:

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_{0t}} = \frac{v_1}{v_{0t}} = \frac{v_0}{v_{0t}}$$

und
$$c_{1m} = \frac{\dot{V}_{0t} \cdot \frac{v_0}{v_{0t}}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_s^2 - d_n^2) \cdot \varepsilon_m} = \frac{\dot{V}_{0t}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_s^2 - d_n^2)} \cdot B \quad (7.6),$$

wobei
$$B = \frac{v_0/v_{0t}}{\varepsilon_m}.$$

Ferner ist
$$u_{1s} = u_2 \cdot \frac{d_s}{d_2} = \frac{\dot{V}_{0t}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 \cdot \varphi} \cdot \frac{d_s}{d_2} \quad (7.7),$$

wobei
$$\varphi = \frac{\dot{V}_{0t}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 \cdot u_2} \text{ ist.}$$

Durch das Einsetzen der Gleichungen (7.6) und (7.7) in (7.3) ergibt sich:

$$w_{1s}^2 = \frac{\dot{V}_{0t}^2}{\frac{\pi^2}{16} (d_s^2 - d_n^2)^2} \cdot B^2 + \frac{\dot{V}_{0t}^2}{\frac{\pi^2}{16} \cdot d_2^4 \cdot \varphi^2} \cdot \left(\frac{d_s}{d_2} \right)^2$$

oder

$$w_{1s}^2 = \frac{\dot{V}_{0t}^2}{\frac{\pi^2}{16} \cdot d_2^4} \cdot \left[\frac{B^2}{\left[\left(\frac{d_s}{d_2} \right)^2 - \left(\frac{d_n}{d_2} \right)^2 \right]^2} + \frac{\left(\frac{d_s}{d_2} \right)^2}{\varphi^2} \right].$$

Da w_{1s} stets einen positiven Wert hat, ergibt sich aus der Differentiation der obigen Gleichung nach $\left(\frac{d_s}{d_2}\right)$ und dem Einsetzen von $\frac{\partial w_{1s}^2}{\partial (d_s/d_2)} = 0$ das Optimum für das Durchmesser Verhältnis $\left(\frac{d_s}{d_2}\right)$ zu

$$\left(\frac{d_s}{d_2}\right)_{\text{Opt}}^2 - \left(\frac{d_n}{d_2}\right)^2 = \sqrt[3]{2 \cdot B^2 \cdot \varphi^2}$$

oder

$$\left(\frac{d_s}{d_2}\right)_{\text{Opt}} = \sqrt{\left(\frac{d_n}{d_2}\right)^2 + \sqrt[3]{2 \cdot B^2 \cdot \varphi^2}} \quad (\text{Bild 7.2.15}) \quad (7.8).$$

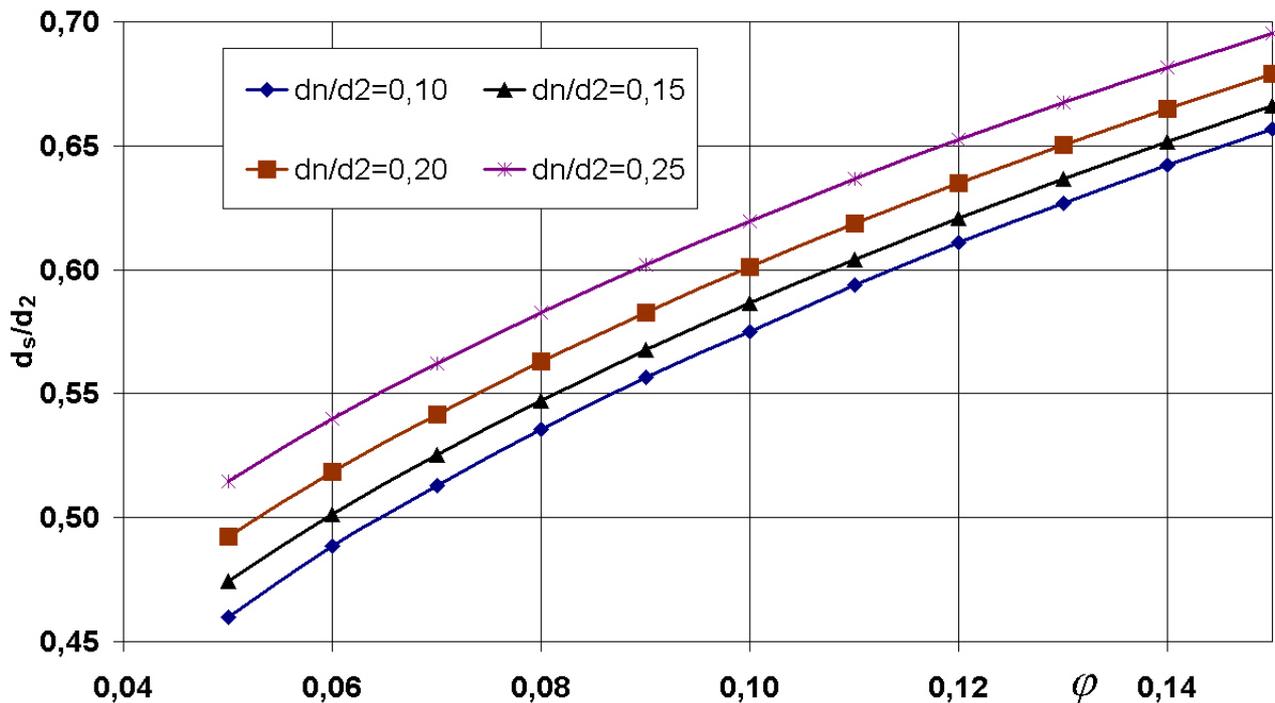


Bild 7.2.15 Durchmesser Verhältnis d_s/d_2 als Funktion von Volumenzahl φ und Nabenverhältnis d_n/d_2

7.2.10 Schaufeleintrittswinkel

Es gilt $\tan \beta_{1s} = \frac{c_{1s}}{u_{1s}}$ und $\frac{c_{1s}}{u_{1s}} = \frac{\dot{V}_{0t} \cdot B}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_s^2 - d_n^2)} \cdot \frac{1}{u_2 \left(\frac{d_s}{d_2}\right)}$.

Mit $u_2 = \frac{\dot{V}_{0t}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 \cdot \varphi}$ ergibt sich:

$$\tan \beta_{1s} = \frac{c_{1s}}{u_{1s}} = \frac{\dot{V}_{0t}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_s^2 - d_n^2)} \cdot \frac{B}{\frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 \cdot \varphi \cdot \frac{d_s}{d_2}} = \frac{B \cdot \varphi}{\left[\left(\frac{d_s}{d_2} \right)^2 - \left(\frac{d_n}{d_2} \right)^2 \right] \cdot \frac{d_s}{d_2}}$$

und mit den Optimalbedingungen aus Gleichung (7.8) folgt:

$$\tan \beta_{1s_{opt}} = \frac{\sqrt[3]{\frac{B}{2}} \cdot \varphi}{\sqrt{\left(\frac{d_n}{d_2} \right)^2 + \sqrt[3]{2 \cdot B^2 \cdot \varphi^2}}} \quad (7.9)$$

Es ist $\beta_{1s_{opt}} \approx 30^\circ$.

7.2.11 Austrittsbreite

Zur Bestimmung der Austrittsbreite b_2 eines Radiallaufrades wird die Kontinuitätsgleichung herangezogen. Dabei muss der Verengungsfaktor am Laufradaustritt aufgrund der endlichen Schaufeldicke berücksichtigt werden.

Es ist.

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_3 = \pi d_2 b_2 \varepsilon_2 c_{2m} \quad (7.10)$$

bzw.

$$\dot{V}_3 = \pi d_2 b_2 c_{3m} \quad (7.11)$$

und

$$b_2 = \frac{\dot{V}_3}{\pi d_2 \varepsilon_2 c_{2m}} \quad (7.12)$$

$$\text{bzw. } b_2 = \frac{\dot{V}_3}{\pi d_2 c_{3m}} \quad (7.13),$$

wobei $\varepsilon_2 = 1 - \frac{z_{s2}}{d_2 \pi \sin \beta_{2s}}$ der Verengungsfaktor ist.

Der Volumenstrom am Laufradaustritt kann mit Hilfe der Gleichung:

$$\frac{\dot{V}_3}{\dot{V}_{0t}} = \frac{1}{[1 + s(k_V - 1) \rho M_{U2}^2]^x} \quad \text{berechnet werden.}$$

7.2.12 Meridiankontur

Nach der Festlegung des Außen- d_2 , des Naben- d_n und des Saugmünddurchmessers d_s sowie der Austrittsbreite b_2 kann mit der Gestaltung der Meridianfläche des Laufrades begonnen werden. Demnach werden die Nabe- sowie die Deckscheibenkontur des Laufrades so gestaltet, dass der Kanalverlauf eine verlustarme Strömungsführung und -umlenkung gewährleistet und die Spannungen sowie Verformungen der Nabe- bzw. Deckscheibe in zulässigen Grenzen liegen.

7.2.12.1 Axiallänge des Laufrades

Um die Verluste durch die Strömungsumlenkung vom Axial- in den Radialteil des Laufrades möglichst gering zu halten, sind große Krümmungsradien erforderlich, was wiederum große Axiallängen zur Folge hat. Die Axiallänge des Laufrades darf jedoch nicht zu groß sein, da sonst die Weglänge der Strömung und damit die Reibungsverluste insbesondere bei schmalen Rädern zu groß werden.

Bei 3D-Laufrädern ($\varphi = 0,05 - 0,15$) mit Deckscheibe ist die Axiallänge gewöhnlich $l_{ax}/d_2 = 0,25 - 0,3$. Bei fliegend gelagerten hochbelasteten S- und R-

Laufrädern erfolgt die Ermittlung der Axiallänge aus $l_{ax}/d_2 = 0,3 - 0,35$.

7.2.12.2 Naben- und Deckscheibenkontur

Bei den meisten Laufrädern werden die Nabe- und Deckscheibenkonturen aus Kreisbögen und anschließend Geraden gestaltet (**Bild 7.2.16**). Hierbei muss sowohl auf einen knickfreien Übergang zwischen Kreis und Gerade als auch auf einen stetigen Querschnittsverlauf des Ringkanals der Meridiankontur geachtet werden.

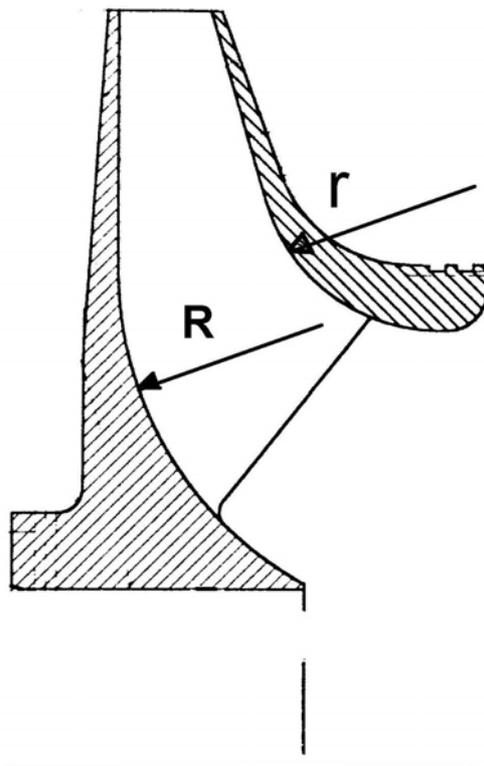


Bild 7.2.16 Nabe- und Deckscheibenkonturen

In **Bild 7.2.17** ist der Querschnittsverlauf der Meridiankontur eines 3D-Laufrades mit der dazugehörigen Einlaufkontur dargestellt ($d_2 = 500\text{mm}$; $d_s/d_2 = 0,610$; $d_n/d_2 = 0,290$; $b_1/d_2 = 0,139$; $b_2/d_2 = 0,0605$; $\varphi = 0,082$).

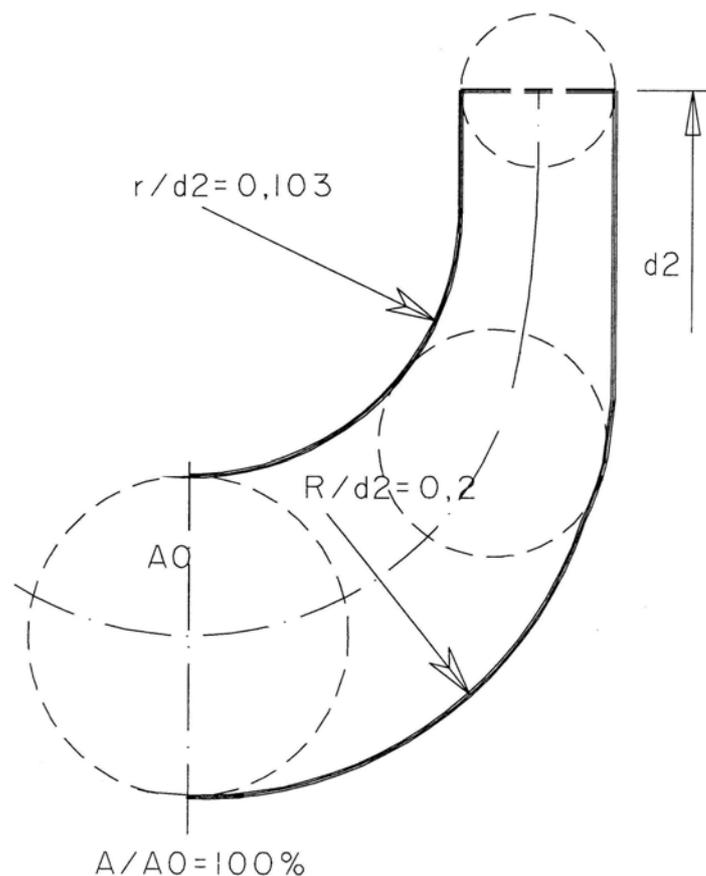
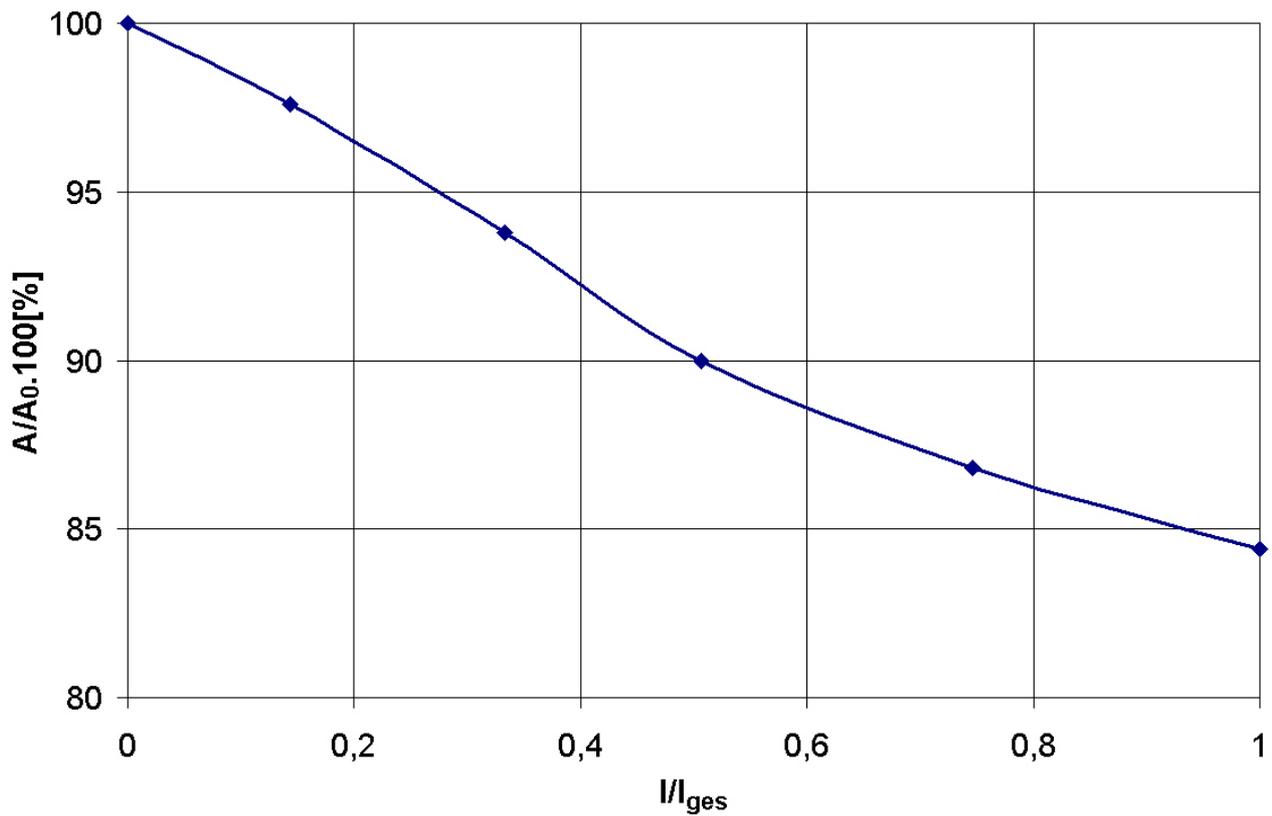


Bild 7.2.17 Querschnittsverlauf der Meridiankontur eines 3D- Laufrades

Die Gestaltung der Meridiankonturen von 3D-Laufrädern mit größeren Volumenzahlen ($\varphi = 0,1-0,15$) sowie von R- und S-Laufrädern wird meistens mittels eines Bezier-Polynoms vorgenommen. Eine solche Methode wird in

[12] vorgestellt. Die Nutzung von Bezier-Polynomen vervielfacht die Möglichkeit der Gestaltung der Meridiankontur des Laufrades.

7.2.13 Schaufelform

Die Gestaltung der Schaufelkontur eines Verdichterlaufrades sollte eine stetige Richtungsänderung der Strömung sowie eine möglichst stetige Verzögerung der Relativgeschwindigkeit gewährleisten. Schaufeln von 2D-Laufrädern (φ kleiner als 0,05) weisen dieselbe Krümmung über ihre gesamte Breite auf und sind deswegen einfach zu konstruieren und zu fertigen.

Bei den Getriebeturboverdichtern werden meistens 3D-Laufräder verwendet, deren Schaufeln zum Saugmund hin vorgezogen und an die unterschiedlichen Strömungsrichtungen an die Naben- und Deckscheibe angepasst sind. Dies wiederum führt zu räumlich verwundenen Schaufeln mit unterschiedlichen Krümmungen über die Schaufelbreite und erschwert dementsprechend sowohl ihre konstruktive Ausführung als auch ihre Fertigung.

7.2.13.1 Zweidimensionale Schaufeln

Die Gestaltung des Skelettlinienverlaufs dieser Schaufeln kann punktweise nach der Stromfadentheorie erfolgen, um z.B. eine konstante Änderung des Dralls $c_u \cdot r$ längs der Schaufel zu erreichen. In der Praxis hat sich jedoch gezeigt, dass Schaufeln mit einfacher Formgebung wie z.B. die Einkreisbogenschaufeln, keine bemerkenswerten strömungstechnischen Nachteile gegenüber solchen Schaufeln aufweisen, die nach den oben genannten Kriterien gestaltet sind. In **Bild 7.2.18** ist die Konstruktion einer Einkreisbogenschaufel wiedergegeben. Ferner werden öfter auch Zweikreisbogenschaufeln verwendet. **Bild 7.2.19** zeigt den Verlauf der Skelettlinie einer derartigen Schaufel.

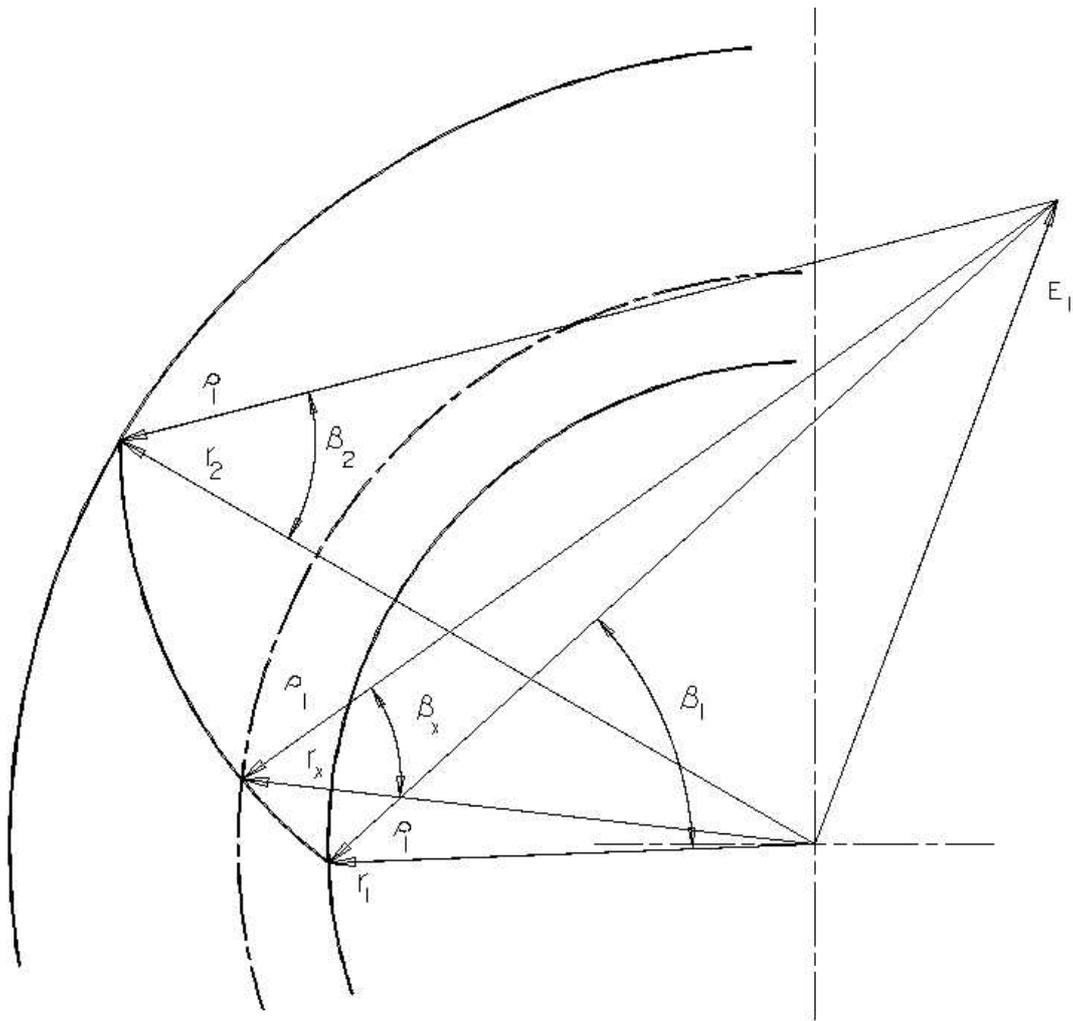


Bild 7.2.18 Einkreisbogenschaufln

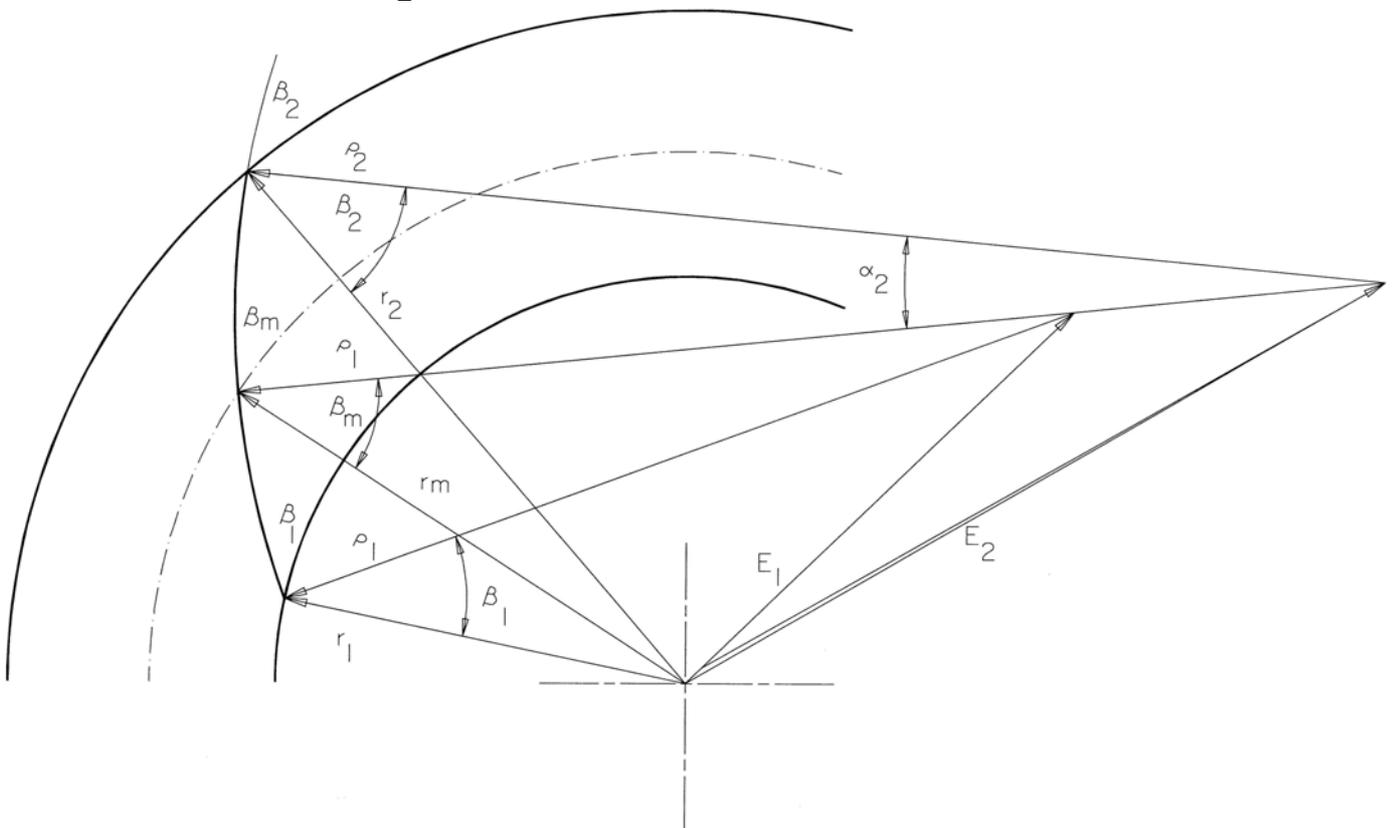


Bild 7.2.19 Zweikreisbogenschaufln

7.2.13.2 Räumlich verwundene Schaufeln

Bei Laufrädern mit Volumenstromzahlen φ größer als 0,05 werden, wie bereits erwähnt, räumlich verwundene Schaufeln verwendet, die weit in den Saugmund vorgezogen werden. Damit wird eine Anpassung an die unterschiedliche Strömungsrichtung an der Naben- und Deckscheibe der Schaufeln im Eintrittskanal gewährleistet. **Bild 7.2.20** zeigt die unterschiedliche Strömungsrichtung der Relativgeschwindigkeit am Eintritt des Laufrades unter der Annahme einer dralfreien Anströmung sowie konstanter meridionaler Zuströmungsgeschwindigkeit ($\beta_{1s} < \beta_{1m} < \beta_{1n}$).

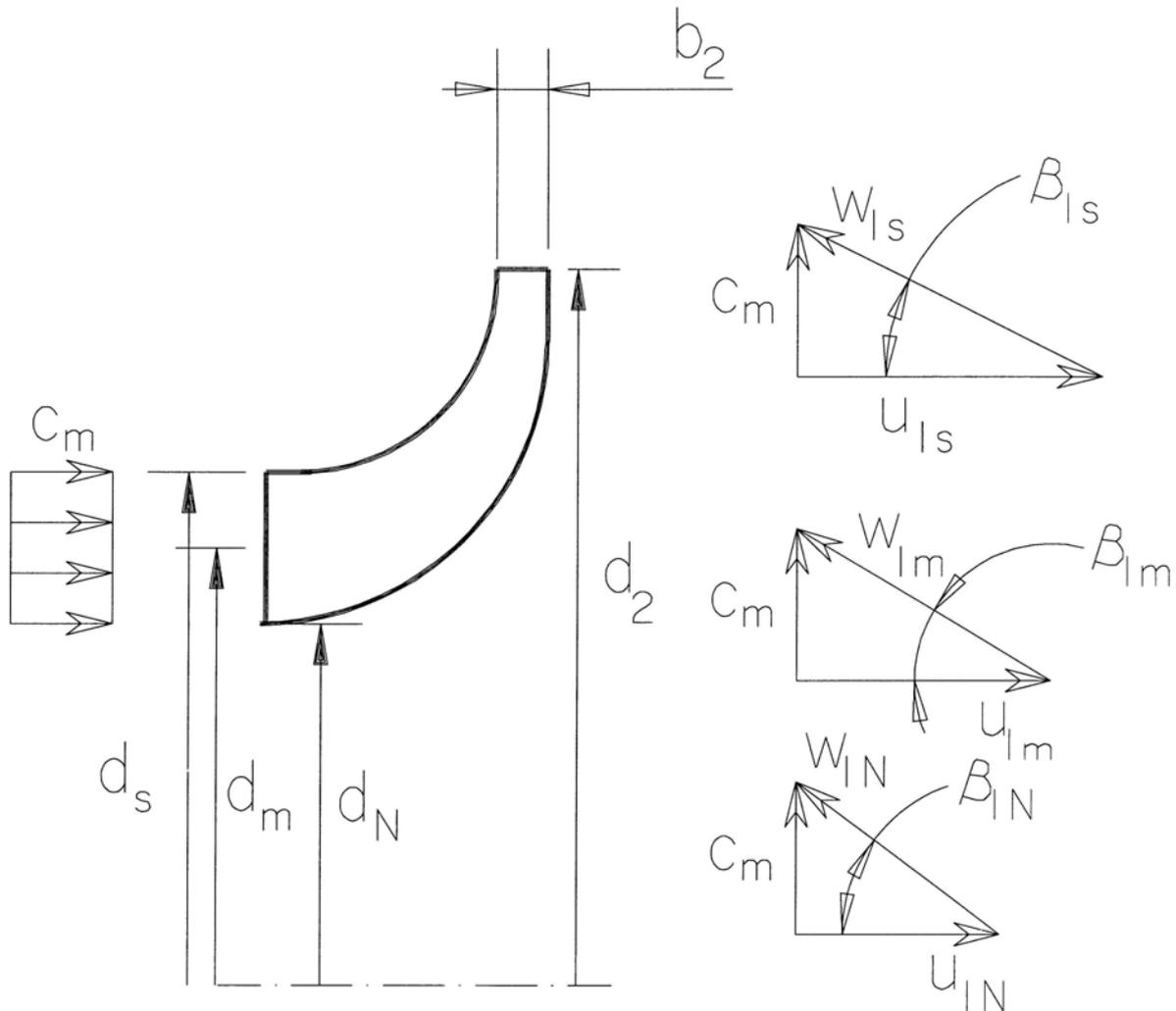


Bild 7.2.20 Relativgeschwindigkeit am Eintritt des Laufrades bei dreifreier Anströmung

Aus den Geschwindigkeitsdreiecken folgt

$$\frac{\tan \beta_{1n}}{\tan \beta_{1s}} = \frac{d_s}{d_n}$$

$$\text{oder } \tan \beta_{1n}(d) = \tan \beta_{1s} \frac{d_s}{d_n} .$$

Diese sogenannte Tangens-Regel gilt lediglich für $c_m = \text{const.}$ sowie radial gerichtete Schaufeln am Laufradeintritt.

In früheren R- sowie S- Laufrädern konnte die Schaufelform in Zylinderschnitt aus Fertigungsgründen elliptisch, kreisförmig oder parabolisch ausgeführt werden. Ferner wurde die verwendete Schaufelform bei 3D-Laufrädern derart festgelegt, dass in Schnitten senkrecht zur Drehachse die sogenannten Höhenschnittlinien oder Brettschnitte z.B. die Kontur einer logarithmischen Spirale hatten.

Seit ca. 30 Jahren sind durch die Unterstützung von CAD-Programmen sowie den Einsatz von 5-Achsen-Fräsmaschinen beliebige 3D-Schauelformen möglich.

Bei vorgegebenem Schaufelwinkerverlauf an der Deck- und Nabenscheibe des Laufrades sowie bekannter Meridiankontur lässt sich die Schaufelform über die Quasiorthogonalen (Erzeugungsgerechten) erzeugen.

In **Bild 7.2.21a** ist der Verlauf des Schaufelwinkels eines R-Rades und in **Bild 7.2.21b** eines 3D-Laufrades über die normierte Kanallänge dargestellt.

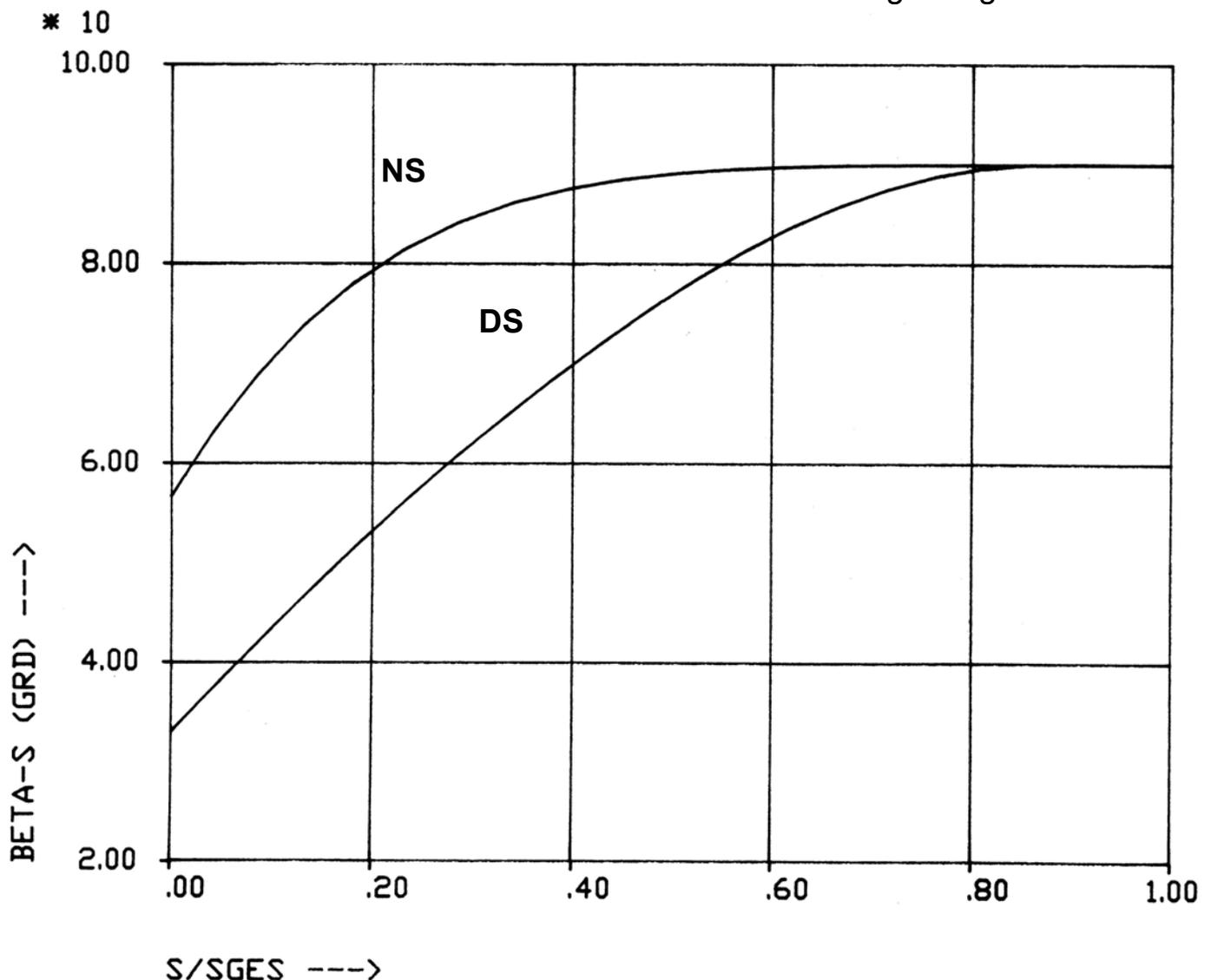


Bild 7.2.21a Schaufelwinkel-Verlauf entlang der normierten Meridianlänge (R-Rad)

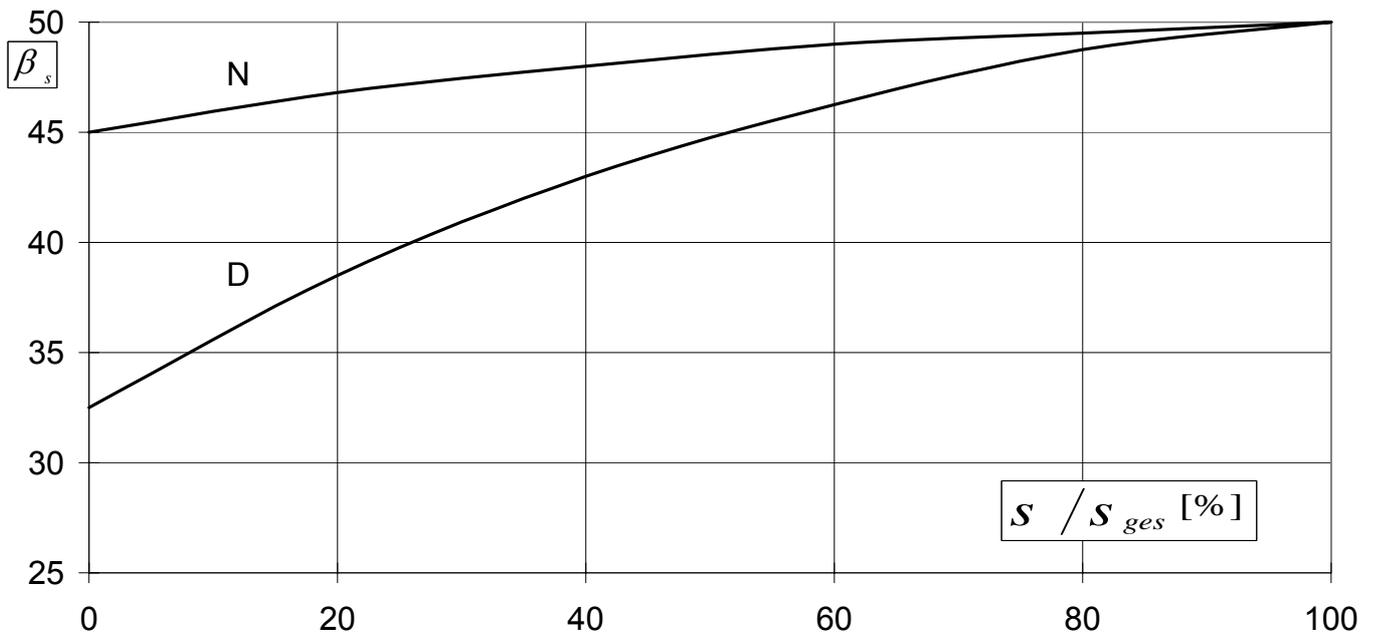


Bild 7.2.21b Schaufelwinkel-Verlauf entlang der normierten Meridianlänge (3D- Rad)

In **Bild 7.2.22** ist die Meridiankontur eines 3D- Laufrades mit den erzeugenden Geraden wiedergegeben. Für jeden Punkt auf der Meridiankontur ist nun der Schaufelwinkel bekannt. Somit können mit Hilfe von CAD-Programmen über die erzeugenden Geraden die jeweiligen Punkte auf der Deck- und Nabenscheibenseite verbunden und dadurch die Schaufelform festgelegt werden.

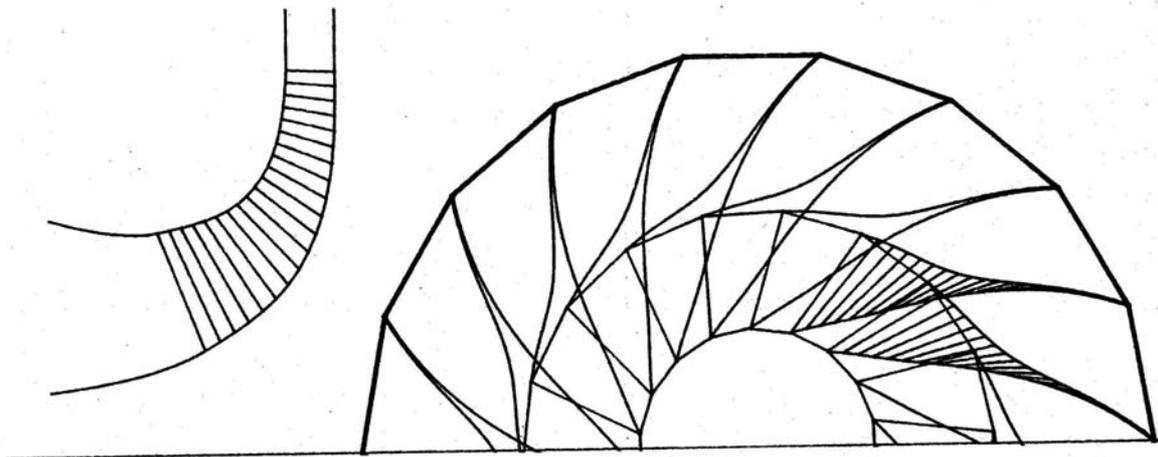


Bild 7.2.22 Meridiankontur und Schaufelaxialprojektion (3D- Rad)

Ferner ist in **Bild 7.2.23** der Verlauf des Schaufelwinkels eines S-Rades über die normierte Kanallänge und in **Bild 7.2.24** die Meridiankontur des Rades mit den erzeugenden Geraden und die Schaufel-Axialprojektion dargestellt. In **Bild 7.2.25** sind die Verläufe der Machzahl der relativen Geschwindigkeit über die normierte Länge des 3D-Laufrades (**Bild 7.2.22**) entlang der Deck- und Nabenscheibenseite sowie entlang der mittleren Stromlinie wiedergegeben.

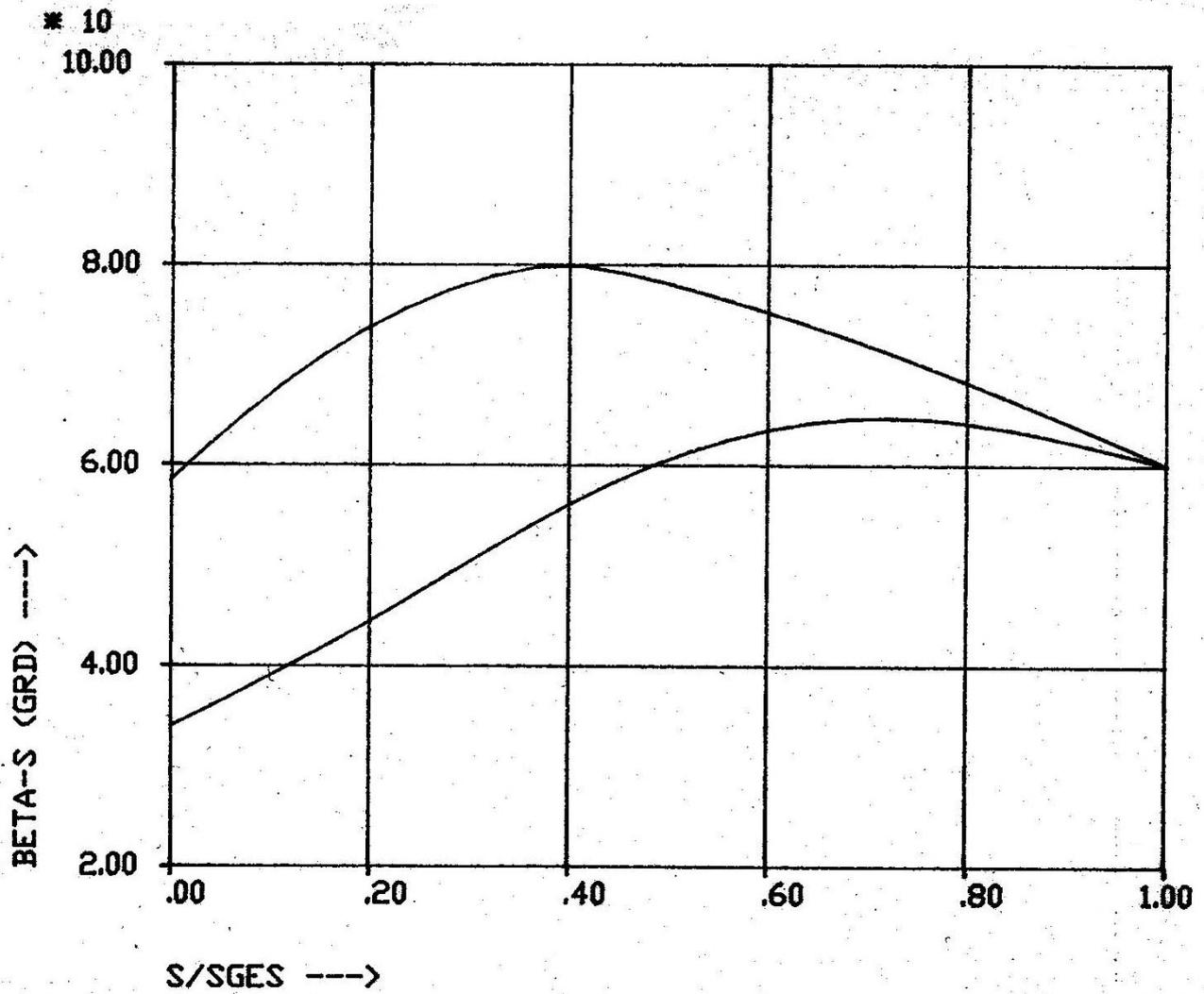


Bild 7.2.23 Schaufelwinkerverlauf entlang der normierten Meridianlänge (S-Rad)

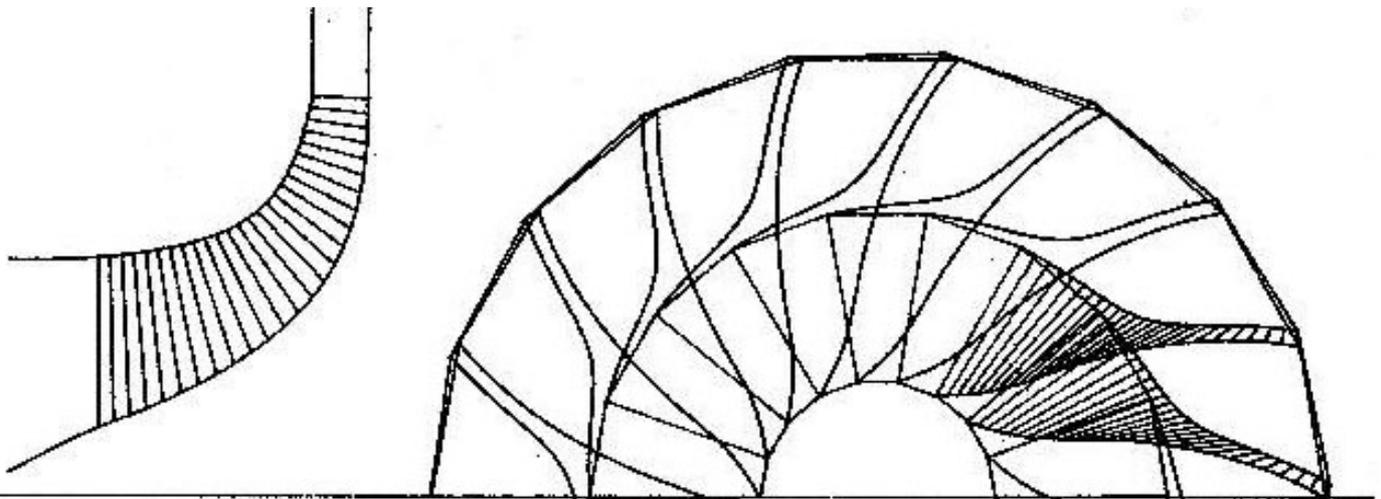


Bild 7.2.24 Meridiankontur mit Schaufel-Axialprojektion (S-Rad)

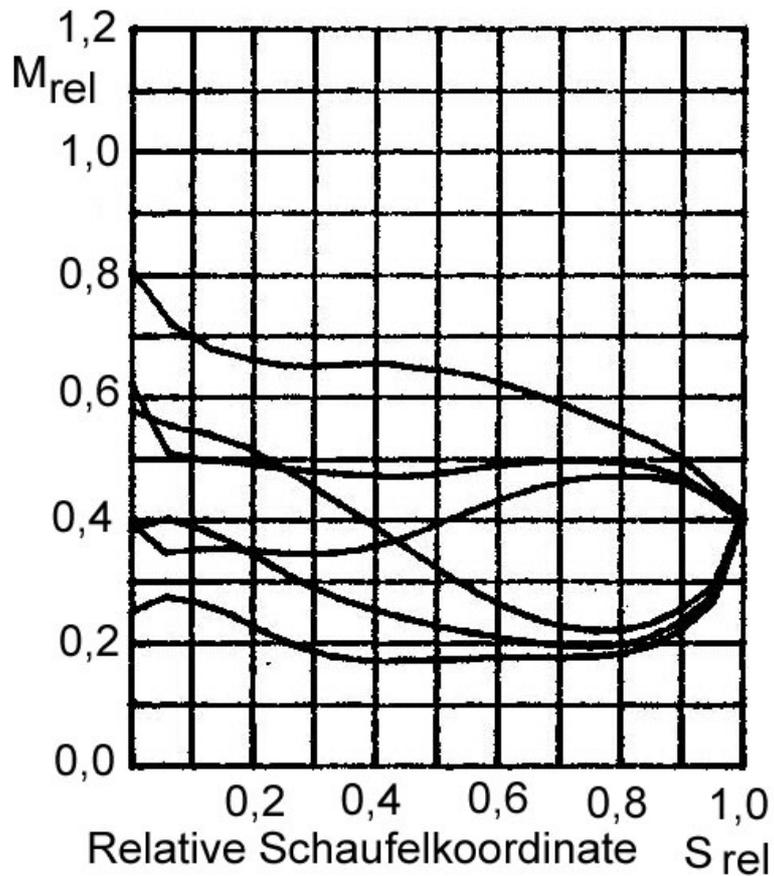


Bild 7.2.25 Machzahl-Verlauf der relativen Geschwindigkeit eines 3D Rades

In **Bild 7.2.26** sind die gleichen Verläufe der Machzahl der relativen Geschwindigkeit des S-Rades von **Bild 7.2.24** dargestellt.

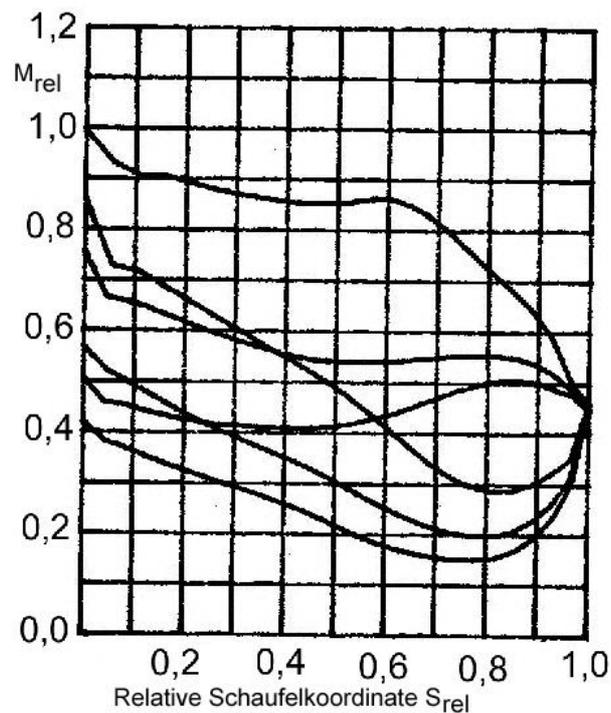


Bild 7.2.26 Machzahl-Verlauf der relativen Geschwindigkeit eines S-Rades

7.2.14 Festigkeitsbetrachtungen

Die Forderung nach höheren Umfangsgeschwindigkeiten und der Temperatureinfluss setzen bei der Laufradentwicklung eine genaue Kenntnis des auftretenden Spannungs- und Verformungszustandes voraus. Bei der Durchführung einer Spannungsanalyse im Laufrad werden die primären und sekundären Vergleichsspannungen bestimmt. Primäre Vergleichsspannungen werden durch Belastungen wie z.B. die Fliehkraft hervorgerufen und treten im Nabenbereich auf. Sekundäre Vergleichsspannungen entstehen infolge der Verdrehung der Deckscheibe und sind maßgebend bei geschlossenen Laufrädern mit großer Schluckfähigkeit. Bei solchen Laufrädern sind die Schaufeln in den Saugmund vorgezogen und ihre Flächen verlaufen nicht radial. Die am Eintrittsbereich auftretende radiale Dehnung ist größer als die an der Laufradnabenscheibe und führt zum Aufrichten der nicht achsnormale verlaufenden Schaufeln und somit zu einer Verdrehung der gesamten Deckscheibe. Die größten sekundären Spannungen treten hierbei im Bereich der Schaufelaustrittskante auf. Die Kenntnis darüber, welche der beiden Spannungsarten an welcher Stelle des Laufrades dominiert, ist für die Auslegung von großer Bedeutung.

Um die auftretenden Spannungen und Verformungen im Laufrad zu bestimmen, wurden zweidimensionale vereinfachte FEM-Modelle sowie dreidimensionale lineare und quasi-nichtlineare Spannungsanalysen entwickelt. Im **Bild 7.2.27** ist das 2D FEM-Modell eines geschlossenen Laufrades dargestellt.

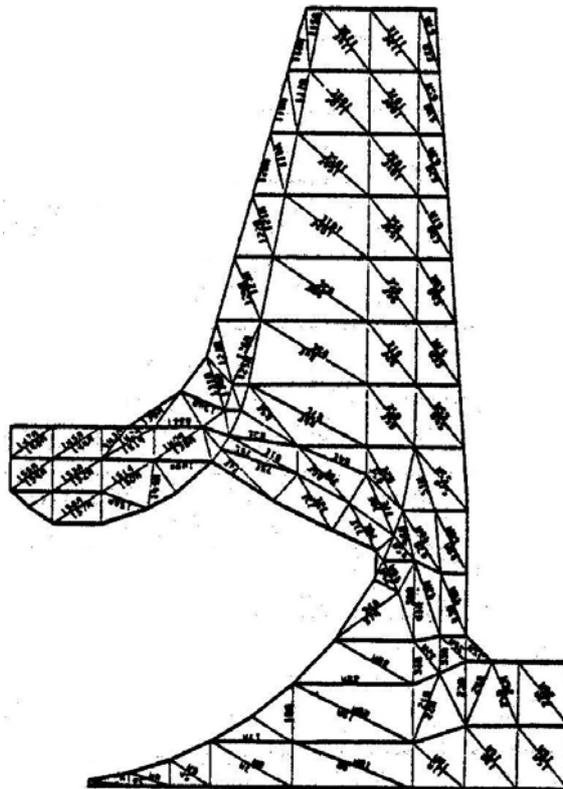
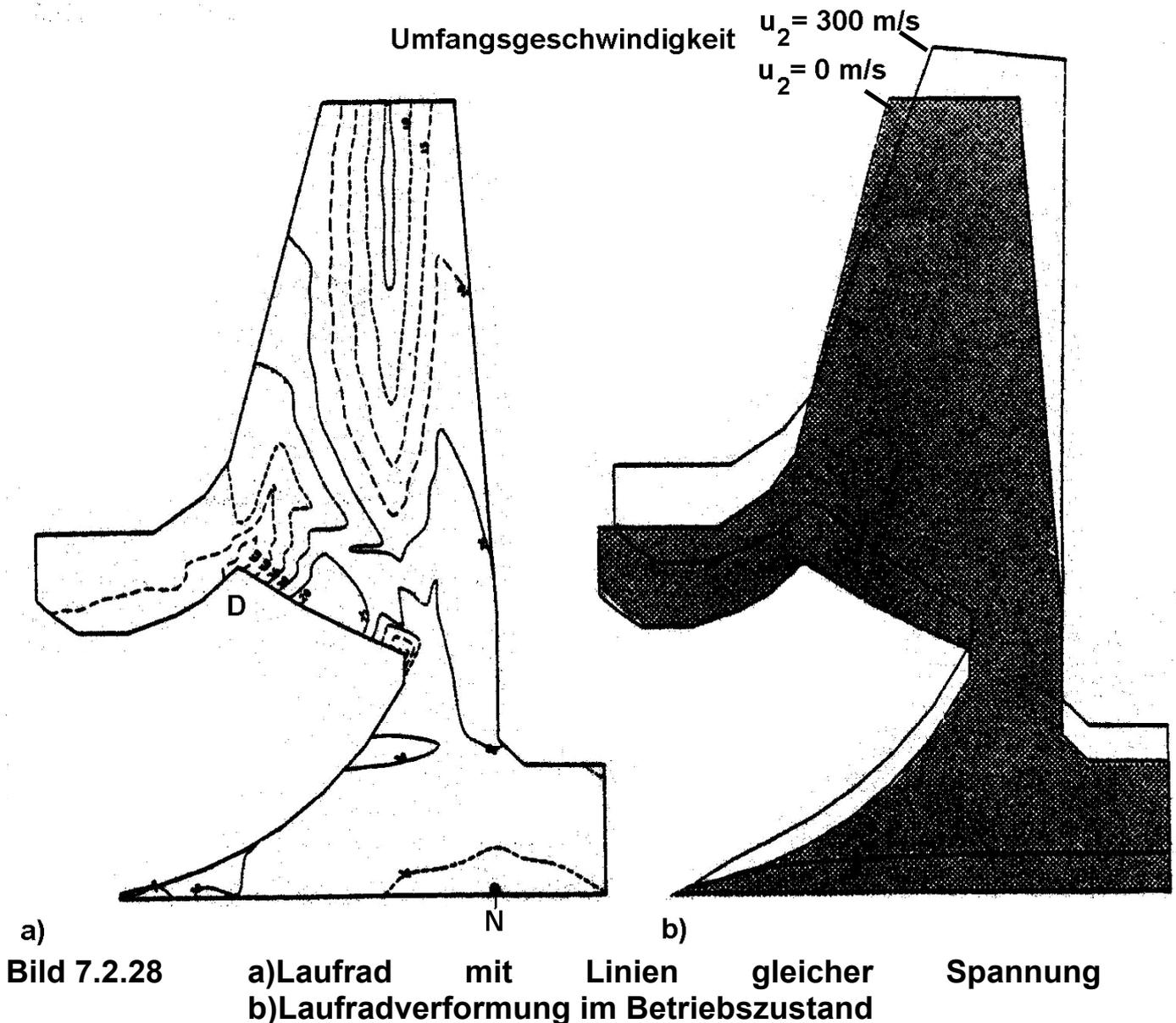


Bild 7.2.27 Zweidimensionales FEM-Modell zur Berechnung der Verformungen und Spannungen unter Berücksichtigung der Fliehkraft und der Temperatur

In **Bild 7.2.28a** sind die daraus berechneten Vergleichsspannungen veranschaulicht, die aus den Radial-, Axial- und Tangentialspannungen nach dem von-Mises-Ansatz hervorgehen. Unter Fliehkraftbelastung sind die Radial- und Tangentialspannungen die größten. In **Bild 7.2.28b** wird die Verformung des Laufrades bei $u_2 = 300$ m/s im übertriebenem Maßstab dargestellt. Daraus ist zu ersehen, dass bei geschlossenen Laufrädern die Spannungen am Innenrand der Deckscheibe (Stelle D) und am hinteren Ende der Nabe (Stelle N) am größten sind. Ferner ist in **Bild 7.2.28b** zu ersehen, dass sich die geschlossenen Laufräder durch axiale Verkürzung, Aufweitung des Wellen-, Deckscheiben- und Außendurchmessers sowie durch Rückwärtsskippen des Radialteils verformen.



In **Bild 7.2.29** ist das 2D FEM-Modell eines halboffenen Laufrades dargestellt.

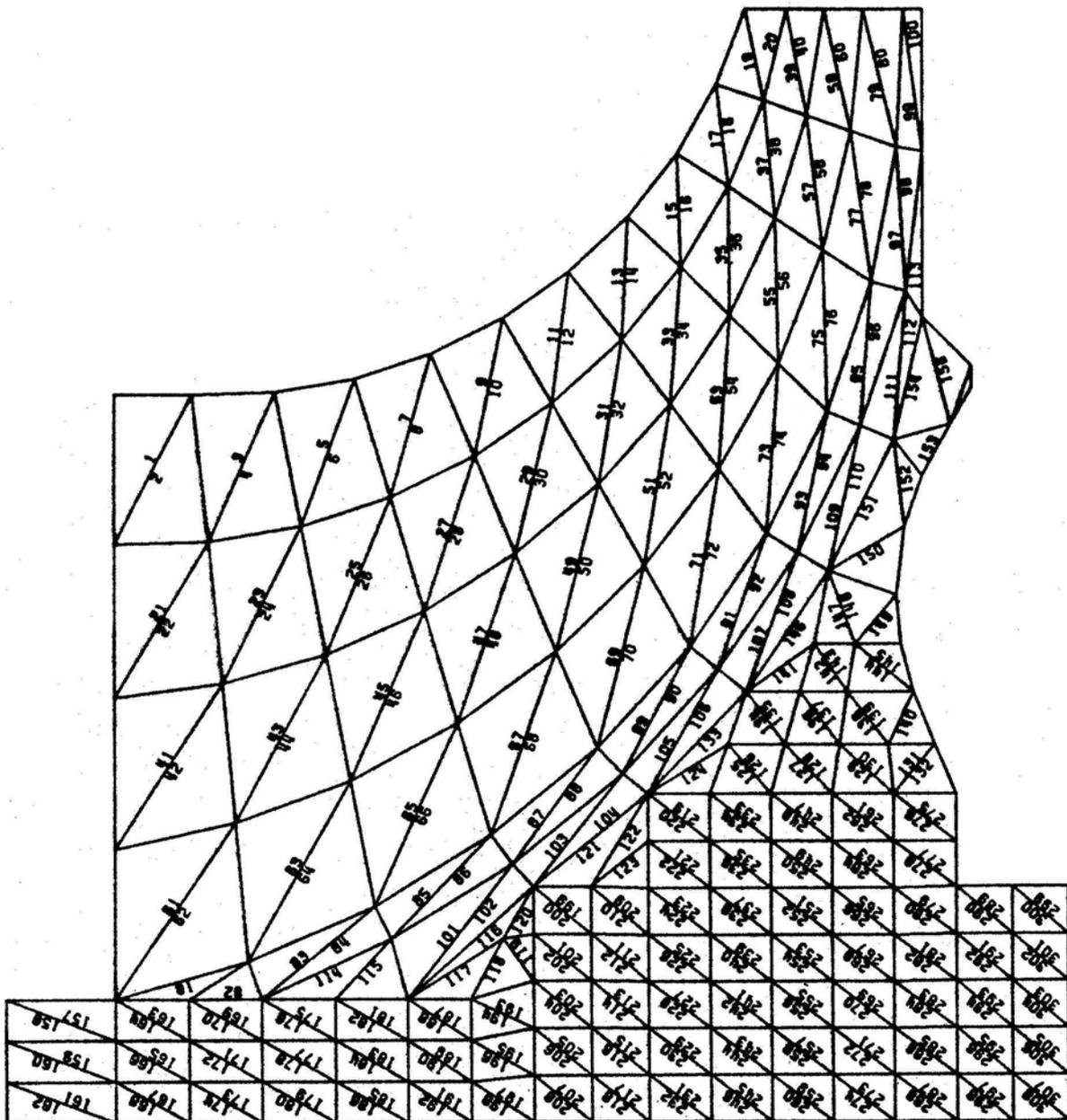


Bild 7.2.29 2D FEM-Modell eines halboffenen Laufrades

In **Bild 7.2.30a** sind die daraus errechneten Vergleichsspannungen nach dem Ansatz von Mises dargestellt.

In **Bild 7.2.30b** wird die Verformung des Laufrades (gestrichelte Linie) bei $u_2 = 400$ m/s im übertriebenen Maßstab dargestellt. Halboffene Laufräder weisen am hinteren Ende der Laufradbohrung (Stelle N) die höchste Spannung auf. Sie verformen sich durch Vorwärtskippen des Radialteils und ebenfalls durch axiale Verkürzung der Nabe. Die Verkürzung ist allerdings bei halboffenen Laufrädern kleiner als bei Laufrädern mit Deckscheibe.

Durch Ausdrehen einer Hohlkehle in der Radscheibe (Stelle R) lassen sich die Spannungen in der Laufradbohrung vermindern.

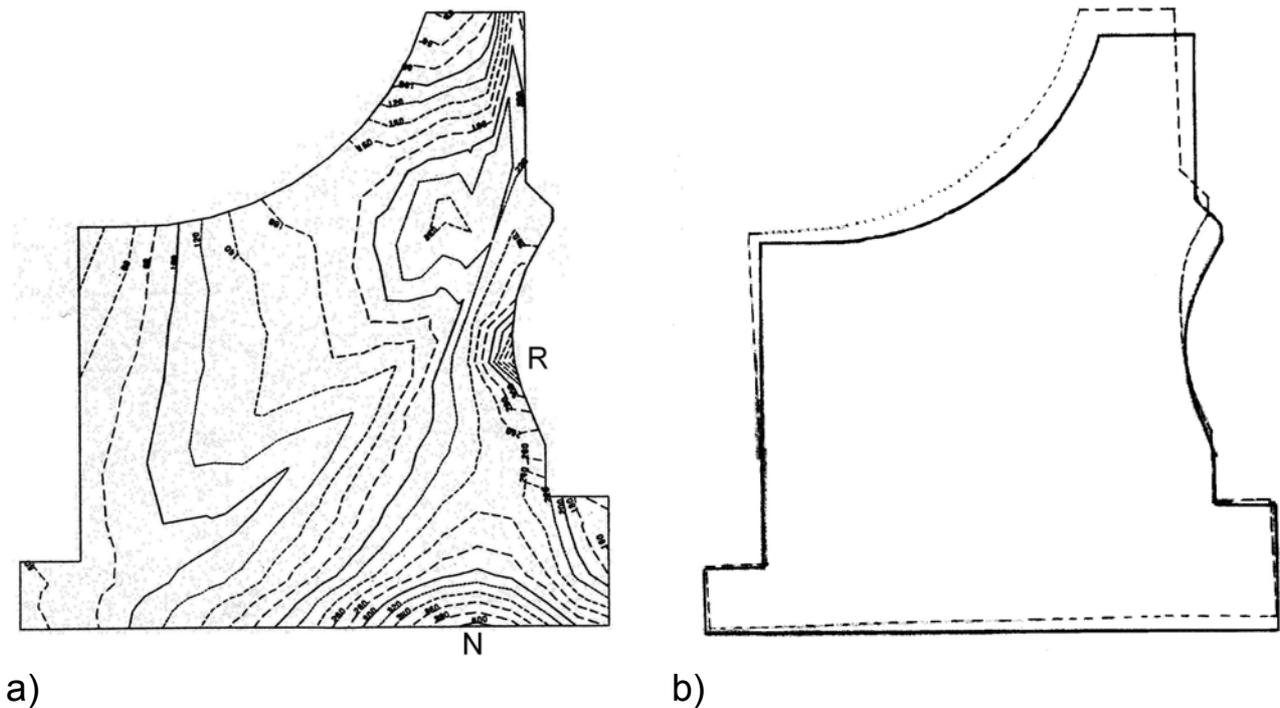


Bild 7.2.30 Vergleichsspannungen (a) und Verformungen (b) eines halboffenen Laufrades

Geschlossene Laufräder zeigen im Vergleich zu halboffenen Laufrädern größere Verformungen wegen der Deckscheibe. Deshalb werden für hohe Umfangsgeschwindigkeiten halboffene Laufräder herangezogen. Ferner erreichen halboffene Laufräder mit radial endende Schaufeln (R-Räder) die höchsten Umfangsgeschwindigkeiten, da diese Schaufeln durch die Fliehkraft nur auf Zug und nicht auf Biegung beansprucht werden.

Im **Bild 7.2.31** ist das dreidimensionale FEM-Modell eines halboffenen Laufrades zur Berechnung der Spannungen, Verformungen und Schaufeleigenfrequenzen dargestellt [13]. Derartige Zeichnungen ermöglichen neben der Veranschaulichung eine optische Kontrolle von Unregelmäßigkeiten der durch die FEM dargestellten Laufradgeometrie.

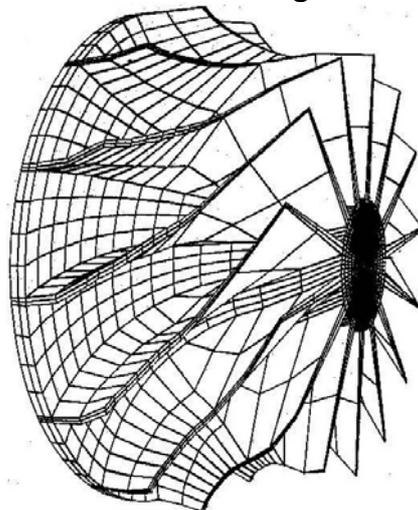


Bild 7.2.31 Mit finiten Elementen dargestelltes halboffenes Laufrad mit 3D-Schaufeln

In **Bild 7.2.32** ist die maximale primäre Vergleichsspannung nach von Mises in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit für eine Auswahl geschlossener und halboffener Laufräder dargestellt. Daraus kann die erforderliche Streckgrenze und somit der Laufradwerkstoff ermittelt werden.

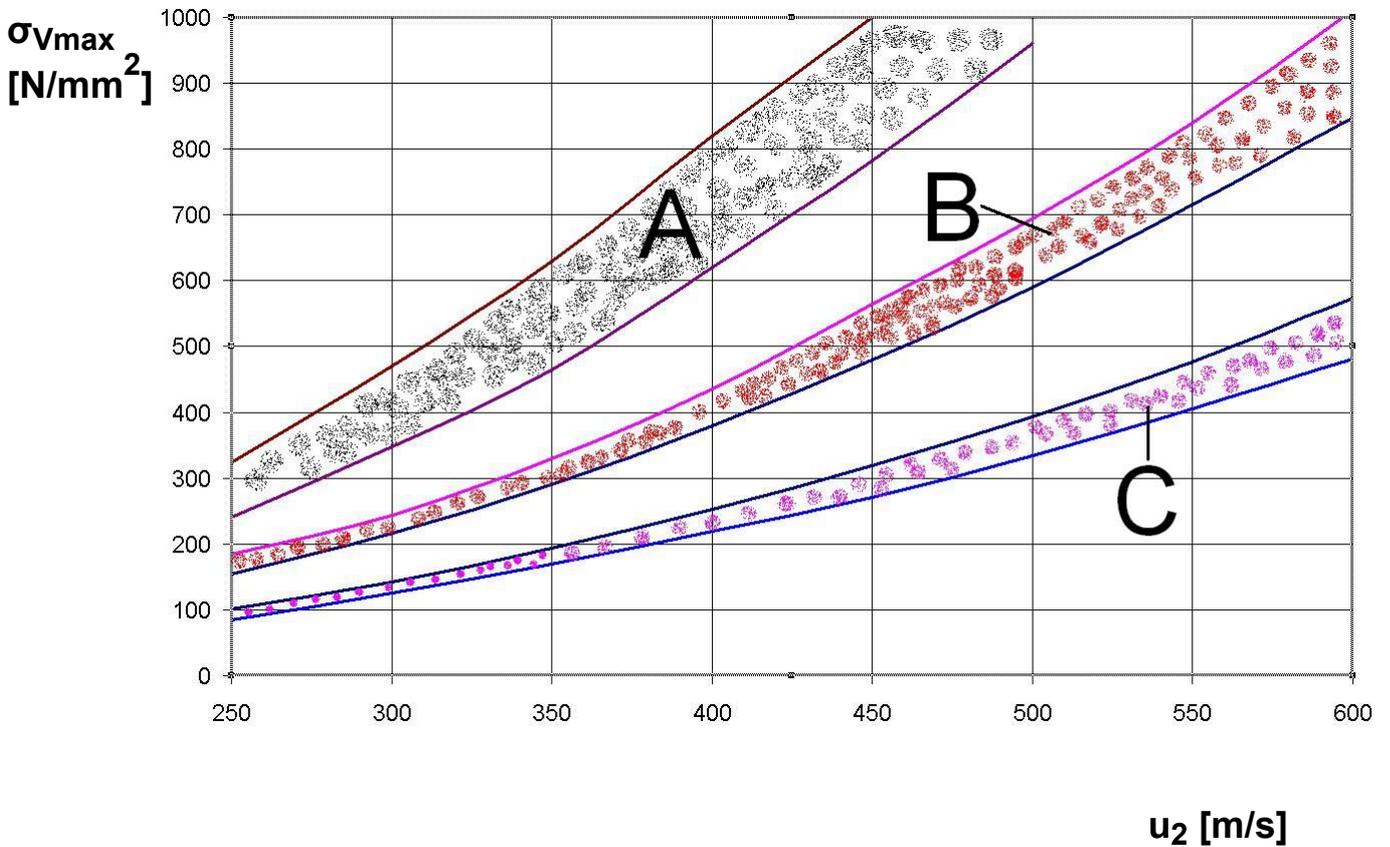


Bild 7.2.32 Maximale Vergleichsspannung nach von Mises im Nabenbereich von Verdichterlaufrädern bei
A. geschlossenen Laufrädern aus Stahl
B. halboffenen Laufrädern aus Stahl
C. halboffenen Laufrädern aus Titan

In **Bild 7.2.33** ist der mit 80 finiten Elementen nachgebildete Laufradsektor und in **Bild 7.2.34** die Verformung der Schaufel bei den ersten sechs Eigenfrequenzen dargestellt [13].

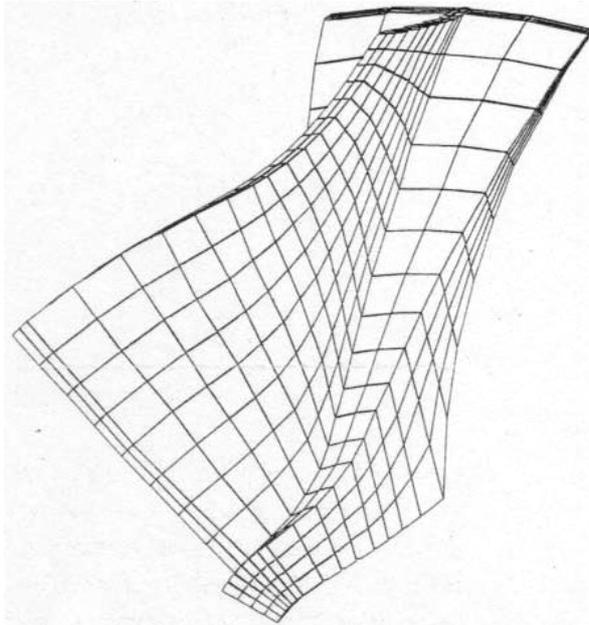


Bild 7.2.33 Mit finiten Elementen nachgebildeter Laufradsektor

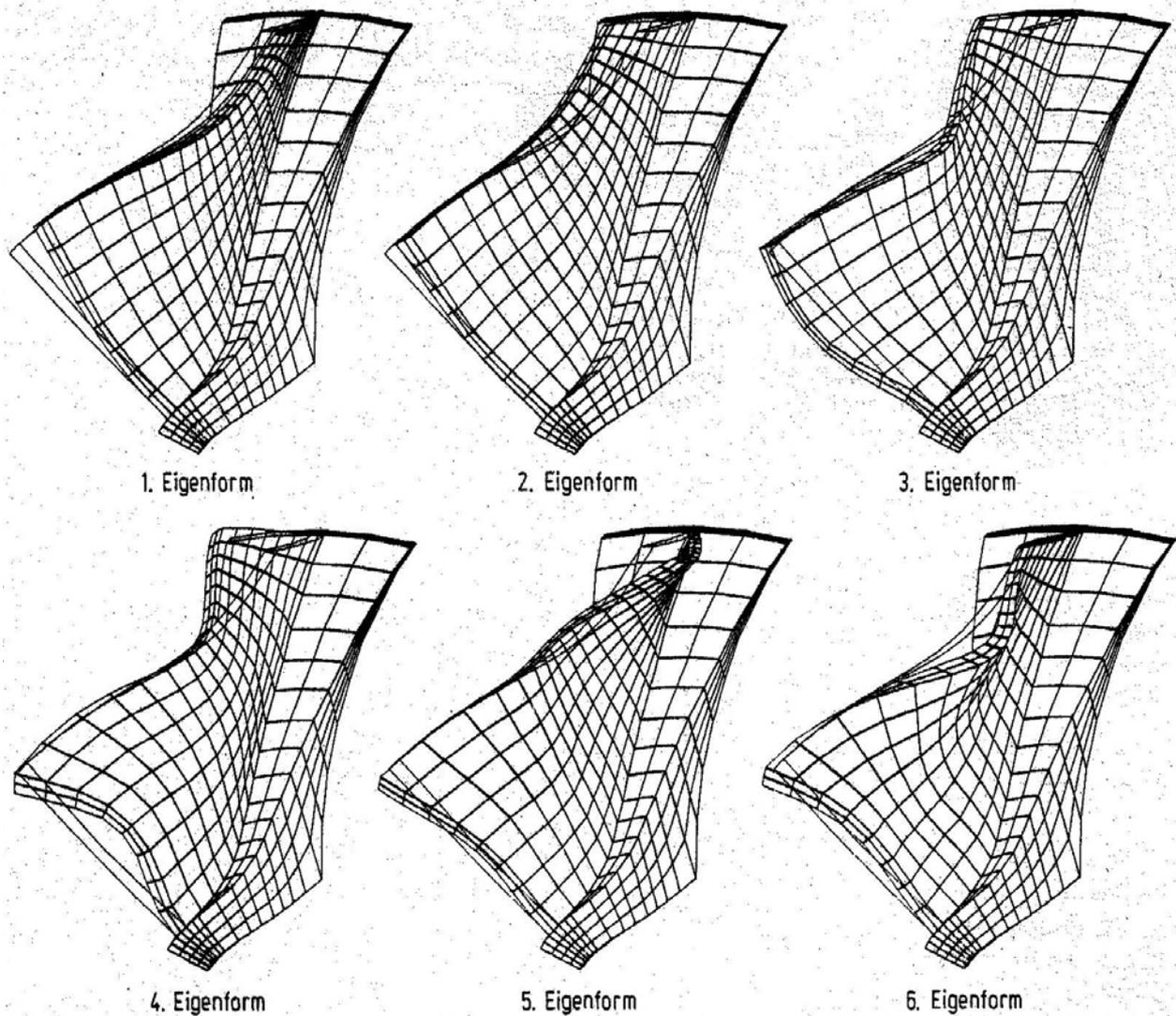


Bild 7.2.34 Berechnete erste sechs Eigenformen einer Radialverdichterschaufel

Bei der ersten Eigenfrequenz wird die Schaufelspitze am Eintritt am stärksten, und zum Austritt hin lediglich wenig ausgelenkt. Die gesamte Schaufel wird in die gleiche Richtung ausgelenkt.

Bei der zweiten Eigenfrequenz entsteht im Bereich kurz hinter dem Eintritt eine Knotenlinie. Während der Laufradeintritt wie bei der ersten Eigenfrequenz abgelenkt wird, verformt sich der Schaufelaustritt in entgegengesetzter Richtung.

Erfahrungsgemäß muss die erste Eigenfrequenz der Schaufel deutlich über dem vierfachen Wert der Drehfrequenz liegen. Ein Näherungsverfahren zur Berechnung der ersten Biegeeigenfrequenz von Schaufeln halboffener Laufräder wird von Dundas [14] vorgeschlagen. Danach gilt für die erste Eigenfrequenz mit den Bezeichnungen in **Bild 7.2.35**

$$f_0 = K \cdot \frac{A}{4\pi} \cdot \frac{S_{35N}}{L^2} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (1)$$

wobei

E: Elastizitätszahl des Werkstoffs

ρ : Wichte des Werkstoffs

K: Dieser Faktor wird durch Vergleich von Berechnung und Messung an mehreren Laufrädern ermittelt

A: Hilfsfunktion, sie wird durch die Kreisformel

$$A = 0,4405 \left(12,6 - \sqrt{4,6^2 - \left(5,75 \cdot \frac{S_{1A}}{S_{35N}} - 4,6 \right)^2} \right) \quad (2)$$

angenähert (**Bild 7.2.36**).

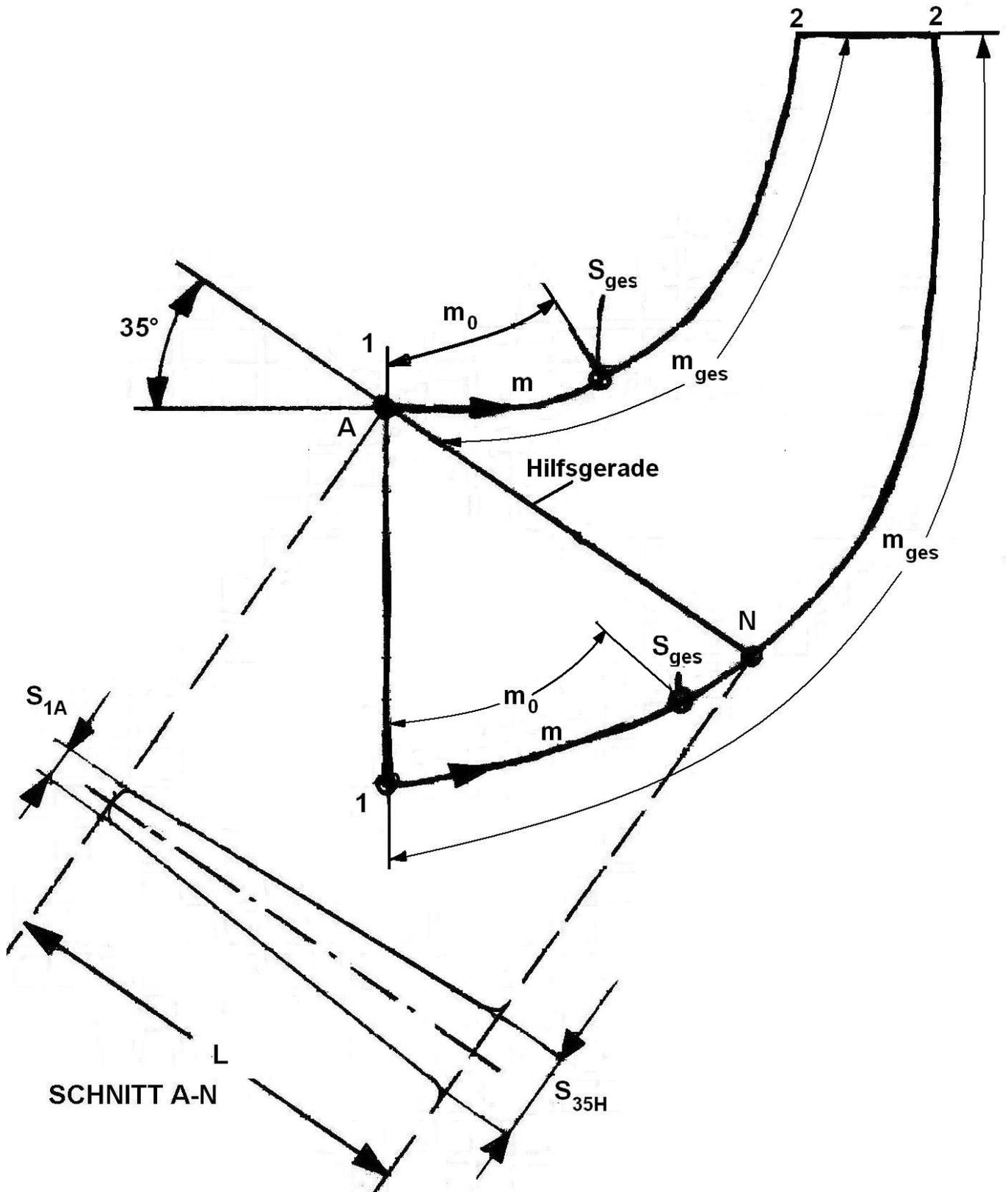


Bild 7.2.35 Bezeichnung der Kontur des Laufrades für die Berechnung der Eigenkreisfrequenz

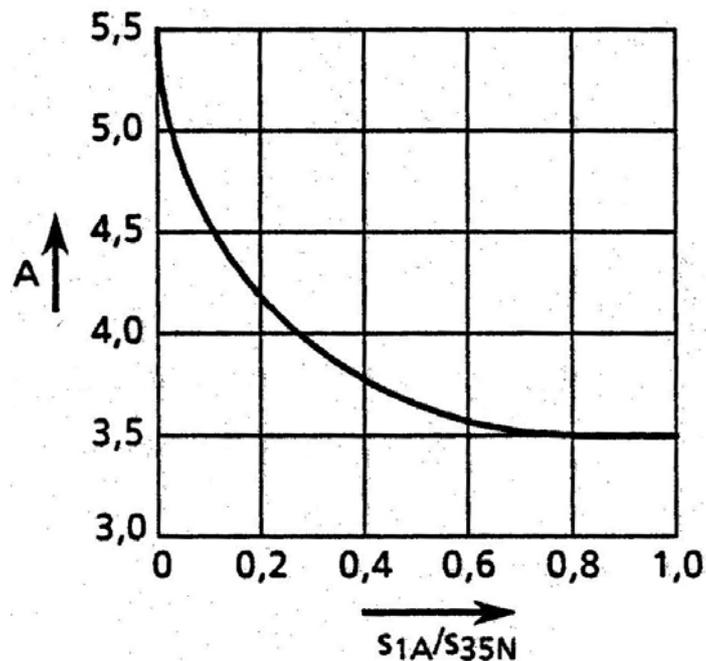


Bild 7.2.36 Eigenfrequenzberechnung

Voraussetzung für das Berechnungsverfahren ist eine stets ähnlich bleibende parabolische Schaufeldicke-Verteilung entlang der Naben- und Außenkontur des Laufrades (**Bild 7.2.37**).

Die Bedingungen für eine Ähnlichkeit lauten:

$$a) \quad \frac{s}{s_{\max}} = 1 - \left[1 - \left(\frac{s}{s_{\max}} \right) \right] \cdot \left(\frac{m - m_0}{m} \right)^2 \quad (3)$$

b) Die Lage der maximalen Dicke:

$$\frac{m_0}{m_{\text{ges}}} = 0,4 \dots 0,5 \quad (4)$$

c) Verhältnis Eintritts-/maximale Schaufeldicke $(s/s_{\max})_1 = 0,35 \dots 0,5$ (5)

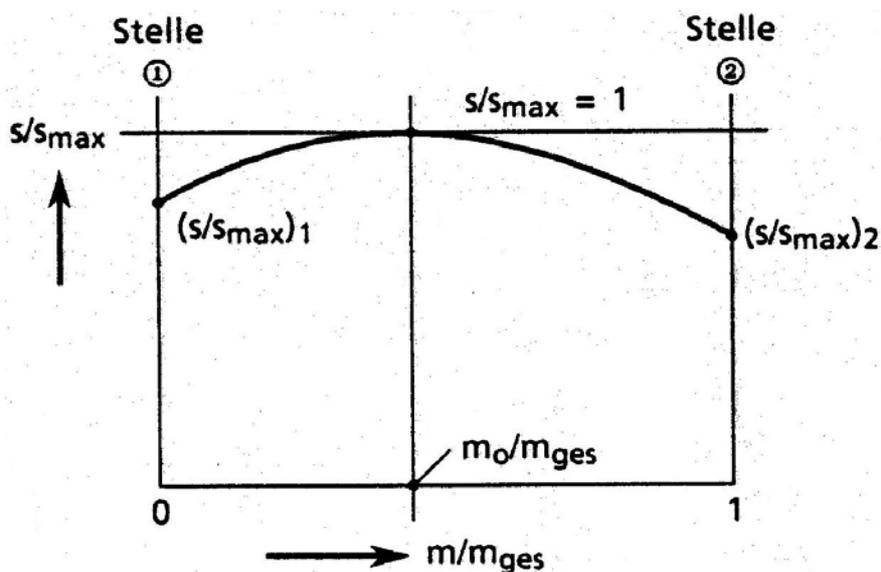


Bild 7.2.37 Schaufeldicke als Funktion der Meridian-Stromlinienlänge für Naben- und Außenkontur

wobei für die Naben- und Außenkontur gilt:

S: Laufende Schaufeldicke

S_{max}: max. Schaufeldicke

m: laufende Länge der Meridianstromlinie

m_{ges}: gesamte Meridianstromlinie

m₀: Länge der Meridianstromlinie bei **S_{max}**

(1) **Schaufeleintritt**

(2) **Schaufelaustritt**

Die nach diesem Verfahren erhaltene Eigenfrequenz muss mindestens um 10 % höher als die erforderliche Eigenfrequenz sein, um die Berechnungsunsicherheit dieses Näherungsverfahrens und die Fertigungstoleranz zu berücksichtigen. Erfahrungsgemäß sind Verdichterschaukeln von Radialrädern ohne Deckscheibe so auszulegen, dass das Verhältnis ihrer ersten Eigenfrequenz f_0 zur maximalen Betriebsdrehzahl N_{max} größer oder mindestens gleich wie der in **Bild 7.2.38** jeweils aufgetragenen Grenzwert über der Dichte ρ_s des Gasstromes im Saugmund liegt.

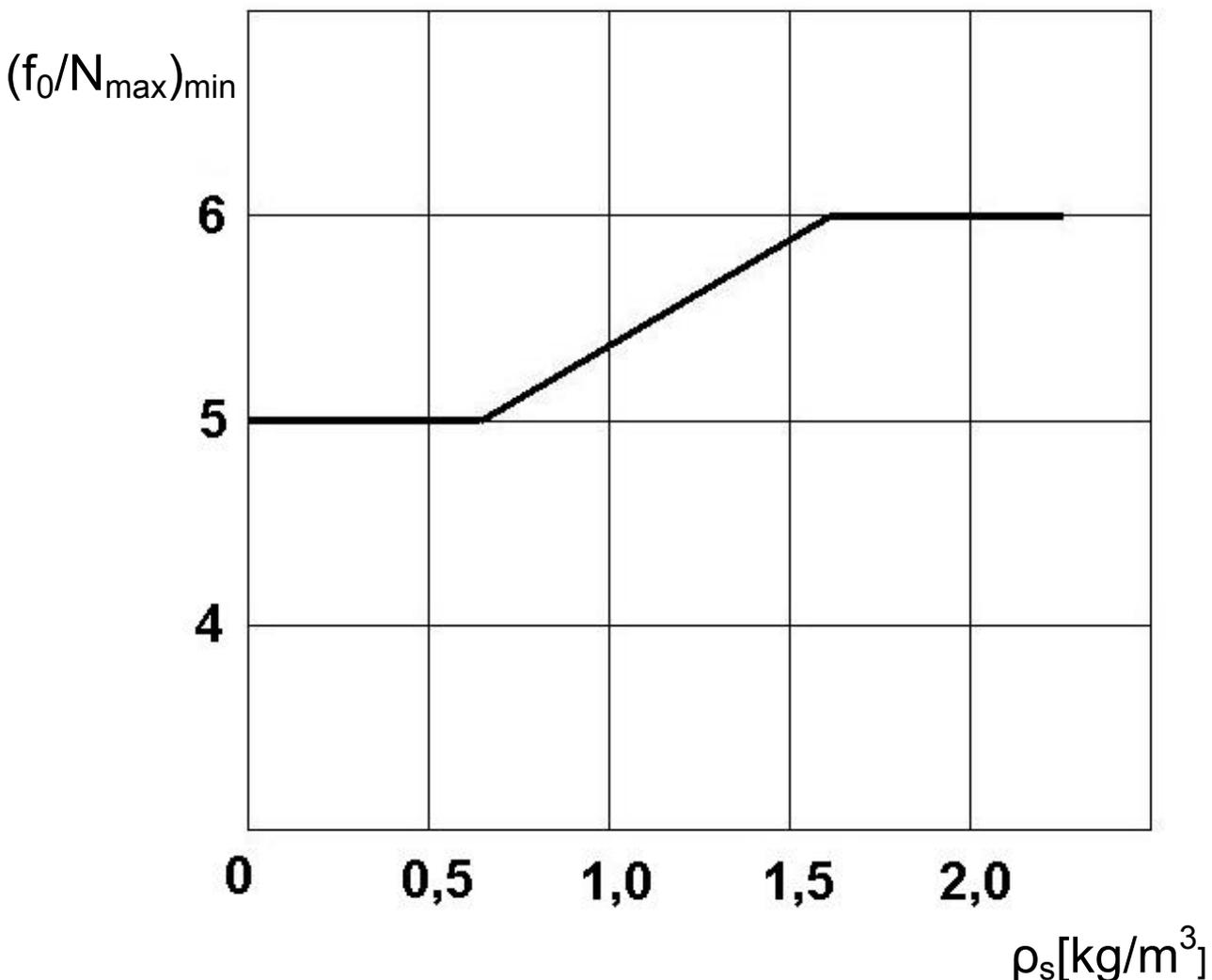


Bild 7.2.38 Mindestwerte f_0/N_{max} über der Gasdichte ρ_s

7.2.15 Axial Schub

Für die Dimensionierung des Axiallagers der Getriebe ist die Berechnung des Axialschubes des Getriebeturboverdichters bei dem Auslegungspunkt sowie bei den verschiedenen Betriebspunkten notwendig. Dazu wird der Axial Schub der einzelnen Laufräder bestimmt. Dieser ergibt sich aus der Summe der axialen statischen und dynamischen Druckkräfte auf das Laufrad.

Die statische Druckverteilung p_0 und die Meridiangeschwindigkeit c_s am Laufradsaugmund werden als konstant angenommen.

7.2.15.1 Laufrad mit Deckscheibe

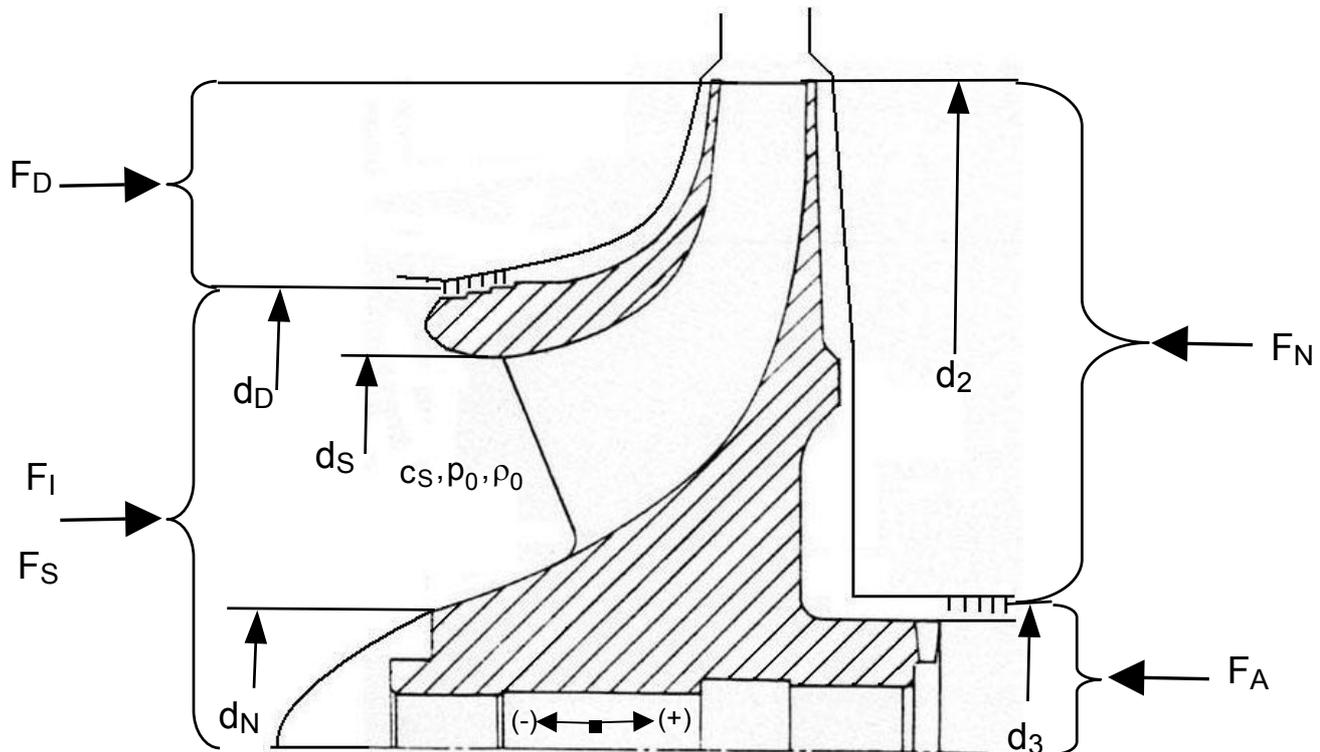


Bild 7.2.39 Laufrad mit Deckscheibe

Für die einzelne Schubkomponente am geschlossenen Laufrad (**Bild 7.2.39**) gelten dann folgende Beziehungen:

Impulsschub:
$$F_I = \dot{m} \cdot c_s \quad (1)$$

Saugmundschub:
$$F_S = \frac{\pi}{4} \cdot d_D^2 \cdot p_0 \quad (2)$$

Deckscheibes Schub:
$$F_D = 2\pi \int_{r_D}^{r_2} p(r) \cdot r \cdot dr \quad (3)$$

Nabenscheibes Schub:
$$F_N = 2\pi \int_{r_3}^{r_2} p(r) \cdot r \cdot dr \quad (4)$$

Dichtflächenschub:
$$F_A = \frac{\pi}{4} \cdot d_3 \cdot p_A \quad (5)$$

wobei p_A der Umgebungsdruck ist.

Laufрад-Gasschub:
$$F = F_I + F_S + F_D - F_N - F_A \quad (6).$$

Um den Deckscheiben- und Nabenscheibes Schub zu bestimmen, muss die Druckverteilung in den Radseitenräumen bekannt sein. Für die Bestimmung der Druckverteilung wird berücksichtigt, dass das gesamte Fluid zwischen der Naben- bzw. Deckscheibe und dem Gehäuse vom Laufрад in Drehung versetzt wird. Die Winkelgeschwindigkeit des rotierenden Fluids ω_{F1} wird als konstant angenommen. Sie ist kleiner als die Winkelgeschwindigkeit ω des Laufrades. Nach Literaturangaben liegt sie zwischen 0,3 und 0,6 von ω . Sie ist abhängig von der Spaltweite der Radseitenräumen, der Oberflächenrauigkeit und der Leckage der Laufradichtungen. Die Abnahme des statischen Drucks in den Radseitenräumen mit abnehmendem Radius wegen der Fliehkraft verläuft nicht linear, sondern parabolisch (**Bild 7.2.40**).

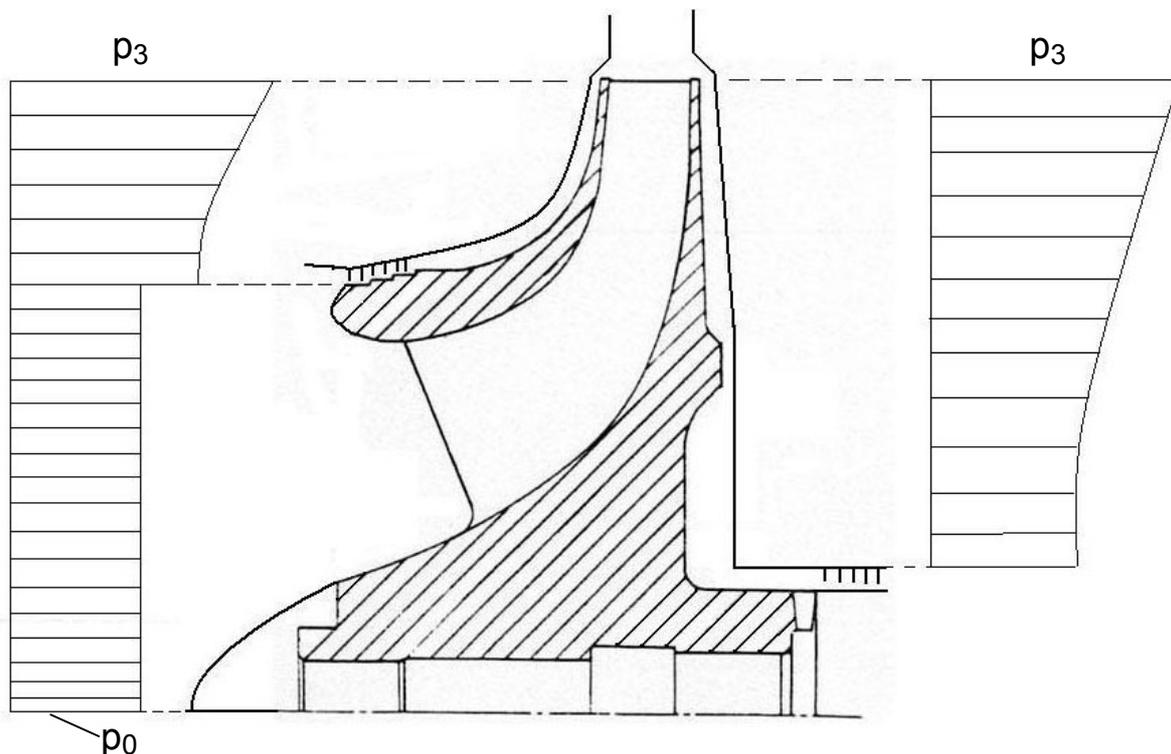


Bild 7.2.40 Druckverteilung an den Radseitenräumen

Die Druckverteilung in den Radseitenräumen kann nicht genau vorausbestimmt werden. Sie wird vom Abstand zwischen der Laufraddeck- bzw. Nabenscheibe und den Gehäusewänden, von der Größe und Richtung des Leckagestromes über die Abdichtungen und von der Verteilung des

statischen Druckes über der Laufradaustrittsbreite beeinflusst. Daher wird die Druckverteilung vereinfacht aus der radialen Druckgleichung berechnet. Dabei wird davon ausgegangen, dass das Fluid im Radseitenraum über die axiale Ausdehnung des Spaltes mit einer mittleren Winkelgeschwindigkeit ω_{FI} rotiert, die halb so groß ist wie die Winkelgeschwindigkeit ω des Laufrades (das Fluid rotiert in der Laufradscheibe mit ω und ruht am Gehäuse ($\omega = 0$)). Ferner bleibt der Einfluss eines Eintrittsdralls und der Durchströmungsrichtung zur Leckage unberücksichtigt [15] und [16].

Mit der radialen Druckgleichung

$$\frac{c_u^2}{r} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dr} \quad (7)$$

lässt sich die Funktion der Druckverteilung $p(r)$ für den Deckscheibe- und Nabenscheibes Schub ableiten.

Aus (7) und $c_u = \omega_{FI} \cdot r$ resultiert $dp = \rho_3 \cdot \omega_{FI}^2 \cdot r \cdot dr$ ($\rho = \rho_3$) und durch Integration

$$\int_p^{p_3} dp = \int_r^{r_2} \rho_3 \cdot \omega_{FI}^2 \cdot r \cdot dr \text{ ergibt sich: } p_3 - p = \frac{1}{2} \cdot \rho_3 \omega_{FI}^2 \cdot (r_2^2 - r^2). \text{ Durch Einsetzen}$$

$$\text{von } \omega_{FI} = \frac{\omega}{2} \text{ folgt: } p(r) = p_3 - \frac{1}{8} \cdot \rho_3 \cdot \omega^2 \cdot (r_2^2 - r^2) \quad (8)$$

Aus (3) und (8) folgt:

$$F_D = 2\pi \cdot \int_{r_D}^{r_2} \left[p_3 - \frac{1}{8} \rho_3 \cdot \omega^2 (r_2^2 - r^2) \right] \cdot r \cdot dr \text{ und durch Ausrechnen des}$$

Integrals ergibt sich der Deckscheibes Schub wie folgt:

$$F_D = \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 \cdot (1 - v_D^2) \cdot \left[p_3 - \frac{1}{16} \cdot \rho_3 \cdot u_2^2 \cdot (1 - v_D^2) \right] \quad (9),$$

wobei $v_D = \frac{d_D}{d_2}$ ist.

Analog zum Deckscheibes Schub lässt sich der Nabenscheibes Schub aus (4) und (8) folgendermaßen ermitteln:

$$F_N = \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 \cdot (1 - v_N^2) \cdot \left[p_3 - \frac{1}{16} \cdot \rho_3 \cdot u_2^2 \cdot (1 - v_N^2) \right] \quad (10),$$

wobei $v_N = \frac{d_3}{d_2}$ ist.

Wenn zur Vereinfachung eine lineare Druckverteilung angenommen wird, errechnet sich der Druck p_D an der Deckscheibe wie folgt:

$$p_D = \frac{p_3 + p_{VD}}{2}$$

und analog an der Nabenscheibe:

$$p_N = \frac{p_3 + p_{VN}}{2},$$

wobei p_{VD} bzw. p_{VN} der Druck vor der Deckscheibe- bzw. vor der Nabenscheibedichtung ist. Die Drücke p_{VD} und p_{VN} werden aus (8) abgeleitet:

$$p_{VD} = p_3 - \frac{\rho_2 \cdot \omega^2}{32} \cdot d_2^2 (1 - v_D^2) \quad \text{und} \quad (11)$$

$$p_{VN} = p_3 - \frac{\rho_2 \cdot \omega^2}{32} \cdot d_2^2 (1 - v_N^2) \quad (12).$$

Für den Deckscheibes Schub gilt dann

$$F_D = \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 (1 - v_D^2) \cdot p_D \quad (13)$$

und für den Nabenscheibes Schub

$$F_N = \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 (1 - v_N^2) \cdot p_N \quad (14).$$

7.2.15.2 Laufrad ohne Deckscheibe

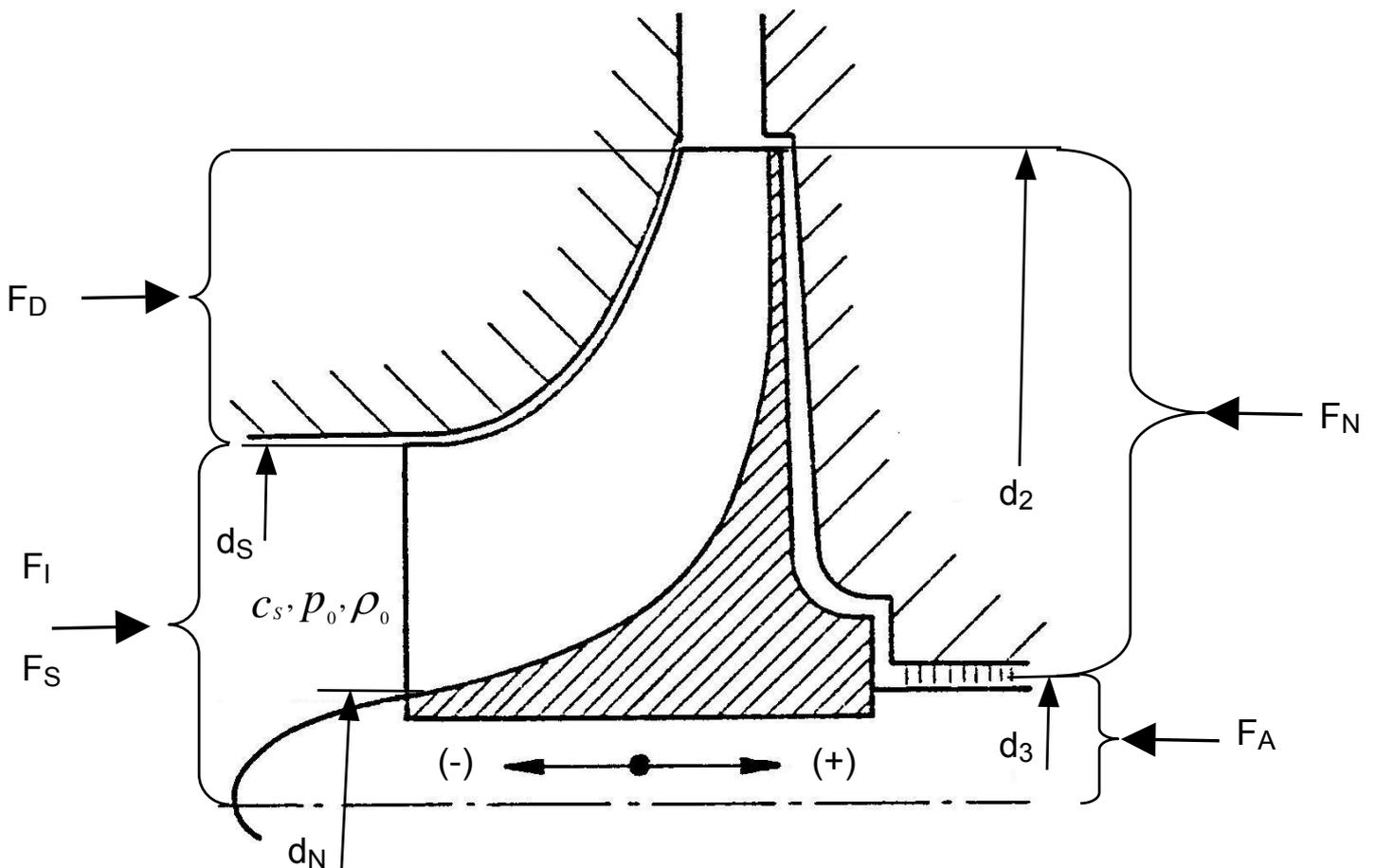


Bild 7.2.41 Laufrad ohne Deckscheibe

Für das offene Laufrad **Bild 7.2.41** gelten für den Impulsschub F_I , Saugmundschub F_S , Nabenscheibeschub F_N und Dichtflächenschub F_A die gleichen Beziehungen wie bei dem Laufrad mit Deckscheibe.

Der Deckscheibeschub F_D wird jedoch nach [17] wie folgt berechnet:

$$F_D = \pi \cdot \frac{p_0}{\lambda} \cdot \frac{\kappa_V - 1}{2 \cdot \kappa_V - 1} \left[\left(\frac{p_3}{p_0} \right)^{\frac{2 \cdot \kappa_V - 1}{\kappa_V}} - 1 \right] \quad (15),$$

wobei $\lambda = \frac{\kappa_V - 1}{2} \cdot \frac{\bar{\psi} \cdot \omega^2}{\kappa_V \cdot R \cdot T_0}$ mit $\bar{\psi} = \frac{\rho \cdot \psi_p}{1 - \left(\frac{d_s}{d_2} \right)^2}$ und ρ der Reaktionsgrad der

Laufradstufe ist.

Für die Bestimmung der Druckverteilung an der Deckscheibeseite des Laufrades wird dabei angenommen, dass die Enthalpiezunahme bis zum Laufradaustritt dem Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit proportional ist. Damit wird jedoch der tatsächliche Vorgang lediglich annähernd beschrieben. Die Abweichungen liegen jedoch im Rahmen vertretbarer Grenzen.

7.2.15.3 Kupplungsschub

Bei Zahnkupplungen entsteht ein Axialschub, der nach der folgenden allgemeinen Formel berechnet wird:

$$F_K = 19,1 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{\cos \alpha_n} \cdot \frac{P_K \cdot \mu}{d_T \cdot N} \quad (16).$$

Nach API 617/1988 wird der Kupplungsschub wie folgt ermittelt:

$$F_K = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_K \cdot \mu}{d_W \cdot N} \quad [\text{N}] \quad (17),$$

hierbei ist:

- d_T : Teilkreisdurchmesser [mm]
- d_W : Wellenzapfendurchmesser [mm]
- P_K : Kupplungsleistung [kW]
- N : Drehzahl [min^{-1}]
- μ : Reibungsbeiwert
- α_n : Eingriffswinkel der Tangentialkraft [°].

Bei der Berechnung des Schubes nach API wird der Reibungsbeiwert $\mu = 0,25$ gesetzt, der eigentlich zu groß ist und nur unter sehr schlechten Betriebsbedingungen oder bei beschädigten Kupplungen auftreten würde.

Nach Herstellerangaben liegen die Reibungsbeiwerte zwischen 0,08 und 0,15. Ferner wird nach API ein zu kleiner Angriffsdurchmesser d_w für die Tangentialkraft eingesetzt. Die Tangentialkraft wirkt jedoch am Teilkreis d_T des Zahnes und nicht am Wellenzapfendurchmesser d_w . Dadurch ergibt sich nach API ein Kupplungsschub, der mit einer großen Sicherheit berechnet wird.

7.2.15.4 Getrieberadschub

Es werden Stirnradgetriebe mit einfachem schrägverzahnten Antriebsrad und Ritzel eingesetzt. Dadurch entsteht ein Axial Schub $F_{AG} = F_u \tan \beta$, der bei der Berechnung des Axiallagers des Getriebes berücksichtigt werden muss. Nach Umformung der obigen Gleichung ergibt sich für den Axial Schub:

$$F_{AG} = \frac{P_K \cdot 60}{\pi \cdot N \cdot d_T} \tan \beta \quad (18),$$

wobei d_T : Teilkreisdurchmesser des Antriebsrades
 β : Schrägungswinkel (10° - 30°)

7.2.16 Laufradherstellung

Zur Herstellung von Turboverdichterlaufrädern wurde eine Reihe verschiedener Fertigungsverfahren entwickelt, deren Anwendung hauptsächlich von der Laufradgröße abhängig ist. Im Folgenden werden die wichtigsten und am häufigsten verwendeten Fertigungsverfahren vorgestellt.

Gefräste Schaufeln

Die Schaufelkanäle werden aus dem vollen Schmiedmaterial der Nabenscheibe nach dem NC-Verfahren herausgefräst. Hierbei werden für 2D-Räder, Dreiachsen- und für 3D-Räder (mit räumlich verwundenen Schaufeln) Fünfachsenfräsmaschinen (3 translatorische, 2 rotatorische Bewegungen relativ zwischen Werkzeug und Werkstück) benötigt. Sie ist die zur Zeit gängige Methode.

Separate Schaufelfertigung

Die Schaufeln werden separat durch Gießen, Gesenkschmieden oder Freiverformung gefertigt und anschließend mit der Naben- und Deckscheibe zusammengeschweißt. Diese Methode wird hauptsächlich für Laufräder mit einem Durchmesser von über 1000 mm verwendet.

Schweißen der Deckscheibe

Die Deckscheibe wird durch Einführen der Elektrode in den Strömungskanal vom Außen- oder Innendurchmesser aufgeschweißt. Im Fall, dass die Kanalbreite am Austritt des Laufrades ca. 20 mm unterschreitet, wird die

Deckscheibe von außen durch vorgefräste Schlitze mit den Schaufeln verschweißt. Hierbei ist darauf zu achten, dass die Schlitze exakt der Schaufelgeometrie angepasst sind.

Vakuum-Hochtemperatur-Löten der Deckscheibe

Bei diesem Verfahren wird die Deckscheibe entlang der gesamten Schaufellänge mit Hilfe der Vakuum-Hochtemperatur-Methode aufgelötet. Als Lot wird in der Regel eine Gold-Nickel-Legierung verwendet.

Dieses Verfahren wird z. Z. bis zu einem maximalen Laufraddurchmesser von ca. 900 mm angewandt. Bei größeren Durchmessern kann die notwendige Lötspaltweite entlang der gesamten Schaufellänge nicht gewährleistet werden, da die Verformung des Laufrades während der Aufheizung zu groß wird.

Genietete Laufräder

Diese Fügetechnik ist veraltet und wird kaum noch benutzt. Hierbei wird die Deckscheibe aufgenietet. Sowohl Naben- als auch Deckscheibe werden zur Aufnahme der Durchsteckniete entlang der Schaufelkontur mit Bohrungen versehen. Diese Methode ist lediglich für Räder mit 2D- Schaufeln geeignet.

Wegen der benötigten Bohrungen erhalten die Laufräder dickere Schaufeln. Dieses ist jedoch mit einer Verringerung des Wirkungsgrades verbunden. Ferner begrenzt die Nietfestigkeit die maximale Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades auf niedrige Werte.

Gegossene Laufräder

Diese Methode wird zur Herstellung sowohl der halboffenen als auch der geschlossenen Laufräder herangezogen.

Für Laufräder mit einem Außendurchmesser von über ca. 400 mm wird das Sandgussverfahren verwendet.

Um die Herstellkosten der Laufräder niedrig zu halten, müssen die Modellkosten minimiert werden, indem zu jedem Model mindestens drei Abgüsse vorgenommen werden.

Zur Herstellung kleinerer Laufräderdurchmesser wird das Feingussverfahren (Wachsausschmelzverfahren) verwendet. Aufgrund der hohen Modellkosten wird dieses Verfahren bei größeren Stückzahlen eingesetzt.

Elektroerodierte Laufräder

Die Elektroerosion (EDM) der Laufradkanäle basiert auf Werkstoffabtragung durch Funkenentladung in einer dielektrischen Flüssigkeit zwischen dem Werkstück und dem Werkzeug, welches die Form eines Laufradkanals besitzt. Diese Methode wird auf kleine Laufräder sowie sehr einfache Kanalformen beschränkt.

7.3 Diffusor

Die dem Laufrad eines Turboverdichters zugeführte technische Arbeit wird infolge des Impulsaustausches in potenzielle und kinetische Energie des Strömungsmediums umgewandelt. Am Austritt des Laufrades beträgt der Anteil der kinetischen Energie je nach Konfiguration der Laufradschaufeln etwa 30 bis 50% der insgesamt zugeführten technischen Arbeit. Der Diffusor, der dem Laufrad nachgeschaltet ist, hat die Aufgabe, diese kinetische Energie des Strömungsmediums in potenzielle umzuwandeln. Um einen hohen Stufenwirkungsgrad zu erreichen, sollte die Umwandlung der kinetischen Energie in statischen Druck im Diffusor möglichst verlustarm stattfinden.

Es werden schaufellose Diffusoren mit unterschiedlichen Breitenverläufen, wie parallelwandige, beidseitig eingeschnürte, deckenscheibenseitig eingeschnürte und flächengleiche sowie beschaufelte Diffusoren mit verschiedenen Schaufelformen verwendet.

7.3.1 Unbeschaufelte Diffusoren

Bei Annahme einer stationären rotationssymmetrischen, reibungsfreien Strömung im Diffusor gilt der Drallsatz $r \cdot c_u = \text{const.}$ oder $r \cdot c_u = r_3 \cdot c_{3u}$ und durch Umformen

$$c_u = \frac{r_3}{r} \cdot c_{3u} \quad (7.3.1)$$

d.h., dass mit wachsendem Diffusorradius die Umfangskomponente c_u abnimmt. Da jedoch die Umfangsgeschwindigkeit c_u in der Regel das Dreifache der Meridiangeschwindigkeit beträgt, trägt die Verzögerung von c_u am stärksten zum Zuwachs des statischen Druckes im Diffusor bei.

Aus der Kontinuitätsgleichung ergibt sich für die Meridiangeschwindigkeit die Beziehung :

$$2 \cdot \pi \cdot r \cdot b \cdot c_m \cdot \rho = 2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot b_3 \cdot c_{3m} \cdot \rho_3 \quad (7.3.2)$$

bzw.

$$c_m = \frac{r_3}{r} \cdot \frac{b_3}{b} \cdot \frac{\rho_3}{\rho} \cdot c_{3m} \quad (7.3.3).$$

Für einen parallelwandigen Diffusor ($b = b_3$) bei inkompressibler Strömung ($\rho = \rho_3$) gilt : $r \cdot c_m = r_3 \cdot c_{3m}$

bzw.

$$c_m = \frac{r_3}{r} \cdot c_{3m} \quad (7.3.4).$$

Daraus folgt, dass analog zur Umfangsgeschwindigkeit die Meridiangeschwindigkeit ebenfalls umgekehrt proportional zum Diffusorradius ist.

Aus den den Geschwindigkeitsdreiecken im **Bild 7.3.1** sowie den Gleichungen (7.3.1) und (7.3.4) folgt

$$\tan \alpha = \frac{C_m}{C_u} = \frac{C_{3m}}{C_{3u}} = \tan \alpha_3. \quad (7.3.5).$$

Daraus geht hervor, dass der Strömungswinkel einer stationären rotations-symmetrischen, reibungsfreien und inkompressiblen Strömung durch einen parallelwandigen Diffusor vom Eintritt bis zum Austritt konstant bleibt. Hierbei bilden die Stromlinien logarithmische Spiralen.

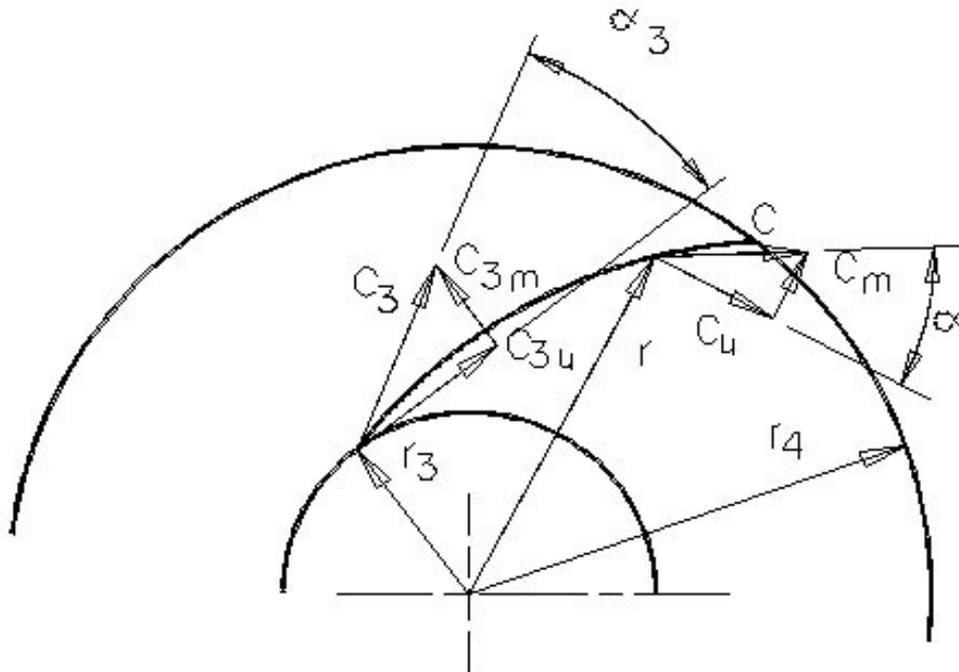


Bild 7.3.1: Stromlinienverlauf in einem parallelwandigen Diffusor

Der Verlauf des statischen Druckverhältnisses für den parallelwandigen schaufellosen Diffusor unter den o.g. Annahmen wird durch die Gleichung

$$\frac{p}{p_3} = 1 + \frac{\kappa}{2} \cdot M_3^2 \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{d}{d_3} \right)^2} \right] \quad (7.3.6)$$

berechnet und im **Bild 7.3.2** dargestellt [1]. Daraus geht hervor, dass der statische Druckaufbau für eine Diffusorströmung eine Funktion der Machzahl M_3 , des Isentropenexponenten κ und der Durchmesserhältnisse d/d_3 , jedoch nicht des Strömungswinkels ist.

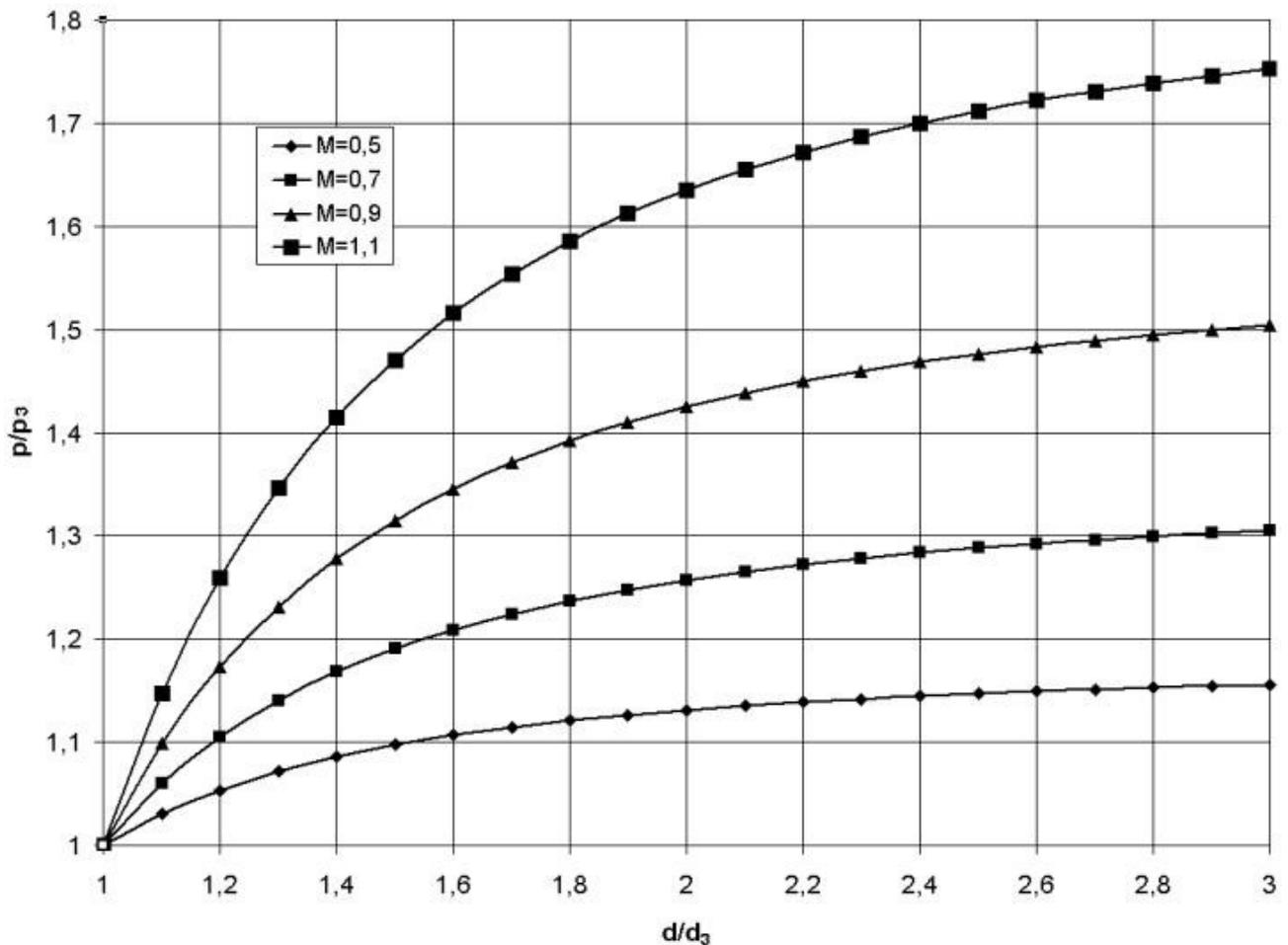


Bild 7.3.2: Verlauf des stationären Druckverhältnisses im schaufellosen parallelwandigen Diffusor

Ferner ist aus **Bild 7.3.2** zu entnehmen, dass durch die Steigerung des Durchmesserverhältnisses über 2 keine nennenswerte statische Drucksteigerung zu erwarten ist. Das gleiche tritt bereits ab $d/d_3 = 1,6$ bei kleinen Machzahlen ($M_3 = 0,5$) auf.

Der statische Druckrückgewinn stellt einen Kennwert für die Güte des Diffusors dar und spiegelt – wie aus der Gleichung (7.3.7) zu erkennen ist – die Drucksteigerung im Diffusor in Bezug auf die kinetische Energie am Laufradaustritt wider.

$$c_p = \frac{p_4 - p_3}{\frac{1}{2} \cdot \rho_3 \cdot c_3^2} \quad (7.3.7)$$

Durch Einsetzen der Energiegleichung für die Diffusorströmung

$$\frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} = \frac{p_3}{\rho_3} + \frac{c_3^2}{2} = \text{konst.} \quad (7.3.8)$$

und der Gleichungen (7.3.1) und (7.3.4) ergibt sich für den Druckrückgewinn

$$c_p = 1 - \frac{1}{\left(\frac{d_4}{d_3}\right)^2} \quad (7.3.9)$$

Aus dieser Beziehung geht hervor, dass unter Berücksichtigung der o.g. Annahmen der statische Druckrückgewinn in einem parallelwandigen schaufellosen Diffusor ausschließlich vom Durchmesser Verhältnis abhängig ist, und zwar steigt er mit länger werdendem Diffusor an. Da jedoch bei Turboverdichtern das Verhältnis der Breite des Diffusors zu seiner Länge oder zu seinem Eintrittsdurchmesser sehr klein ist, liegt seine Konfiguration weit von der idealen Form eines Diffusors mit optimalem Druckaufbau entfernt. Ferner ist der Einfluss der Reibung bei langen, schmalen, schaufellosen Diffusoren zu berücksichtigen. Sie beeinflusst wesentlich den Diffusorwirkungsgrad η_D , der als Verhältnis der Änderungen der isentropen Enthalpie und der kinetischen Energie definiert wird.

$$\eta_D = \frac{h_4 - h_3}{\frac{1}{2} \cdot (c_3^2 - c_4^2)} \quad (7.3.10)$$

Zur Berücksichtigung der Reibung im Diffusor führte **Stanitz** [18] eine eindimensionale Berechnungsmethode ein und definierte den empirischen Reibungskoeffizienten c_f . Hierbei wurden folgende Gleichungen herangezogen:

$$\text{Drallsatz} \quad c_m \cdot \frac{dc_u}{dr} + c_m \cdot \frac{c_u}{r} + c_f \cdot \frac{c^2 \cdot \cos \alpha}{b} = 0 \quad (7.3.11)$$

$$\text{Radialer Impuls} \quad c_m \cdot \frac{dc_m}{dr} - \frac{c_u^2}{r} + c_f \cdot \frac{c^2 \cdot \sin \alpha}{b} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dr} = 0 \quad (7.3.12)$$

$$\text{Kontinuitätsgleichung} \quad \frac{dr}{r} + \frac{dp}{\rho} + \frac{db}{b} + \frac{dc_m}{c_m} = 0 \quad (7.3.13)$$

$$\text{Zustandsgleichung} \quad \rho = \frac{p}{Z \cdot R \cdot T} \quad (7.3.14).$$

Für den Zusammenhang zwischen der kinetischen Energie und der Totaltemperatur wurde folgende Beziehung verwendet.

$$T_t = T_{st} + \frac{c^2}{2 \cdot c_p} \quad (7.3.15)$$

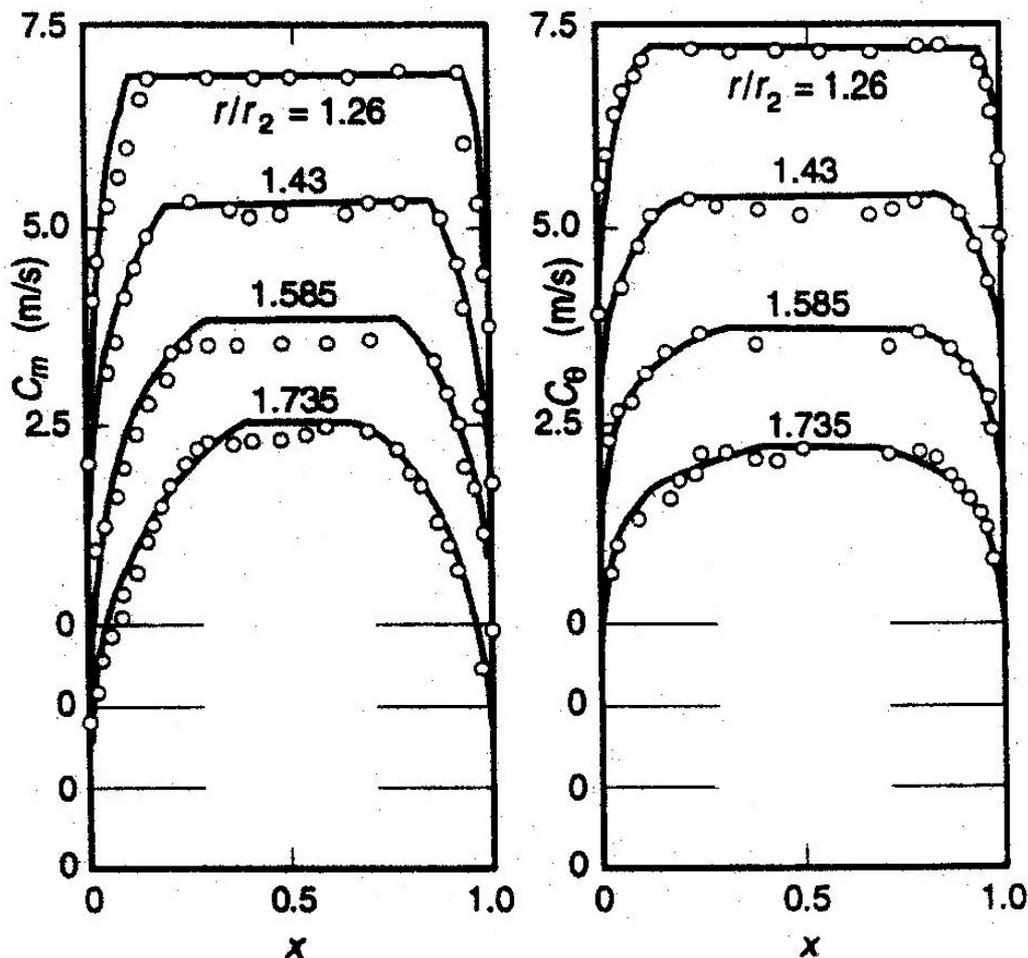
Diese Gleichungen wurden als Grundlage für weitere Berechnungen von **Johnston, Dean** [19] und **Japikse** [20] herangezogen. Bei diesen Arbeiten wurde der Reibungskoeffizient entweder konstant gehalten oder der Art variiert, dass er im Bereich des Diffusoreintritts relativ groß ist, während er bis zur Region bei der die Diffusorströmung vollkommen ausgebildet ist, stark abnimmt. Damit wurde versucht, die Ausmischung der ungleichförmigen Geschwindigkeitsverteilung nach dem Laufrad zu berücksichtigen.

Traupel [21] hat die Berechnungsmethode von **Stanitz** weiterentwickelt, indem er anstatt der radialen Impulsgleichung (7.3.12) die Energiegleichung

$$\frac{dp}{\rho} = -d \cdot \left(\frac{c_u^2 + c_m^2}{2} \right) - c_d \cdot \frac{\rho \cdot (c_u^2 + c_m^2)^{3/2}}{\rho_3 \cdot c_{m3} \cdot b_3 \cdot r_3} \cdot r \cdot dr \quad (7.3.16)$$

benutzte. Er hat zusätzlich zum Reibungskoeffizienten c_f , der ein Maß für die Wandreibung ist, den Dissipationskoeffizienten c_d , der den Energieaustausch entlang des Diffusorkanals darstellt, eingeführt.

Zur Berechnung von schaufellosen Diffusoren hat u.a. **Senoo** [22] für die reibungsfreie Kernströmung ähnliche Gleichungen wie (7.3.11- 7.3.13) ohne den Wandreibungskoeffizienten aufgestellt. Für die Berechnung der Grenzschichten hat er jedoch Gleichungen verwendet, die den Einfluss der Reibung berücksichtigen. Die dabei herangezogene Berechnungsmethode besteht aus zwei Teilen. Der erste Teil liegt im Bereich des Diffusoreintritts, an dem die Kernströmung sich zwischen beiden Grenzschichten befindet. Der zweite Teil ist stromabwärts und erfasst den Bereich, an dem beide Grenzschichten die gesamte Diffusorbreite ausfüllen. Die mit dieser Methode errechnete Geschwindigkeitsverteilung ergab eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen (**Bild 7.3.3**).



$b_2/r_2 = 0.121$, $r_2 = 0.35$ m, $Re = Ur_2/v = 1.97 \times 10^5$

c_m : Meridiankomponente c_θ : Tangentialkomponente

x : dimensionslose Breite des Diffusors

Bild 7.3.3 Errechnete und experimentell ermittelte Geschwindigkeitsverteilung für maximalen Wirkungsgrad

Derselben Berechnungsmethode bedienen sich in einer neueren Arbeit **Morgado** und **Gato** [23], indem sie die reibungsfreie Kernströmung mit der Grenzschichtgleichung kombinieren. **Dou** [24,25] verwendet zur Berechnung schaufelloser Diffusoren eine halbempirische Methode, basierend auf einer Grenzschichttheorie sowie experimentellen Untersuchungen. Daraus geht hervor, dass der Energieverlust im Diffusor abhängig von seiner Breite und dem Strömungswinkel ist. Dazu wird für eine inkompressible Strömung der Wandreibungskoeffizient als Funktion des Diffusor-Radienverhältnisses r/r_3 , der Reynoldszahl und des Strömungswinkels vorgeschlagen.

7.3.2 Beschaukelte Diffusoren

Um den Diffusorenwirkungsgrad, besonders bei kleinen Laufradabströmungswinkeln α_2 , zu verbessern, werden beschaukelte Diffusoren eingesetzt.

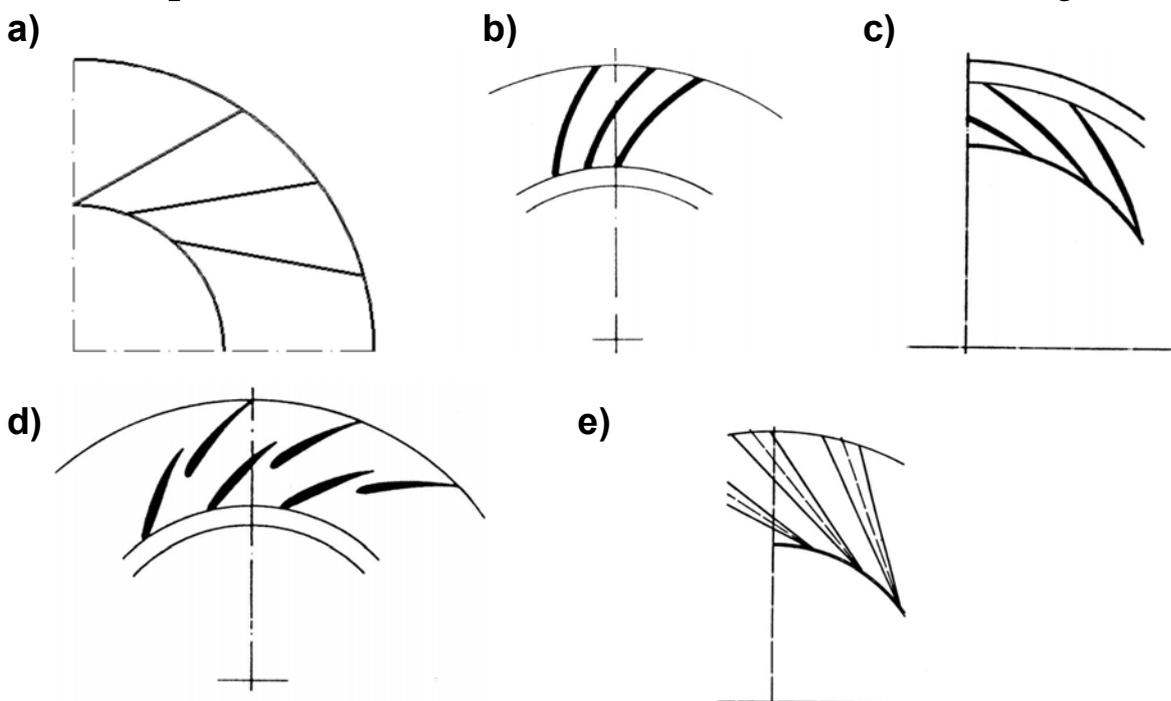


Bild 7.3.4 Diffusorbeschaufelungen

a) Gerade Schaufeln b) gekrümmte Schaufeln

c) aerodynamisch profilierte Schaufeln

d) profilierte Tandemschaufeln e) Keilschaufeln

Durch den Einsatz von Schaufeln im Diffusor wird eine Änderung des Strömungsweges, ursprünglich von einer logarithmischen spiralförmigen Kontur mit großer Reibungsfläche beim unbeschaufelten Diffusor, zu einem kürzeren Strömungsweg vom Eintritt zum Austritt des Diffusors mit entsprechend kleinerer Reibungsfläche und schließlich besserem Wirkungsgrad erreicht. In **Bild 7.3.4** sind verschiedene Schaufelformen dargestellt.

Zwischen dem Laufrad und den Diffusorschaufeln existiert ein unbeschaufelter Teil des Diffusors, der die Aufgabe hat, die vom Laufrad

entstehenden Strömungsstörungen auszugleichen. Besonders nützlich ist dieser schaufellose Ringraum, wenn die Absolutgeschwindigkeit aus dem Austritt des Laufrades Überschallwerte erreicht. Denn der schaufellose Diffusor besitzt die bemerkenswerte Eigenschaft, eine Überschall- in eine Unterschallströmung zu verzögern, ohne dabei einen Verdichtungsstoß zu erzeugen. Erst wenn die Meridialgeschwindigkeit am Laufradaustritt Überschallwerte erreicht, kann ein sogenannter Ringstoß entstehen.

Das Verhältnis des Eintrittsdurchmessers der Diffusorbeschaufelung d_{3M} zum Laufraddurchmesser d_2 wird gewöhnlich mit $d_{3M}/d_2 = 1.1 - 1.25$ angenommen. Ferner wird das Verhältnis des Austrittsdurchmessers der Diffusorbeschaufelung d_{4M} zum Laufraddurchmesser d_2 mit $d_{4M}/d_2 = 1.4 - 1.8$ zugrundegelegt (**Bild 7.3.5**).

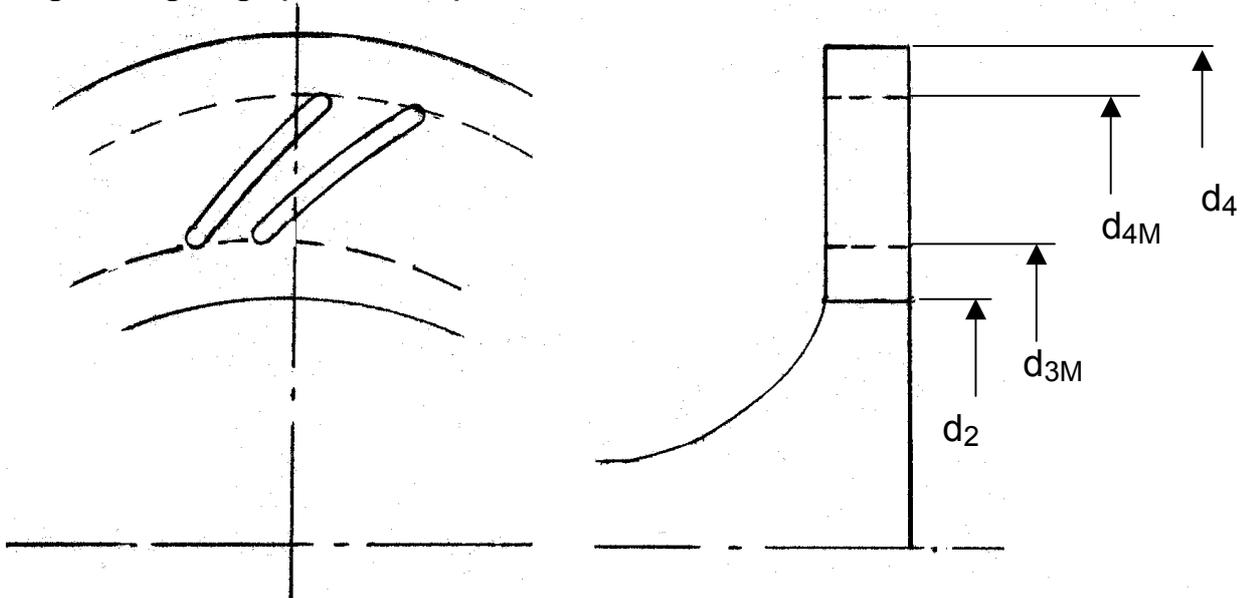


Bild 7.3.5 Diffusormasse

Da die Strömung durch die Diffusorschaufeln eine verzögerte Kanalströmung darstellt, kann die Schaufelzahl des Diffusors aus den gewonnenen Erfahrungen an Kegeldiffusoren ermittelt werden. Es ist bekannt, dass bei den Kegeldiffusoren der optimale Erweiterungswinkel bei $2\vartheta = 7^\circ - 10^\circ$ liegt. Die Schaufelzahl lässt sich nach **Eckert** [4] aus folgender, auf Diffusoren angewandten Gleichung ermitteln:

$$z = \frac{2\pi \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{3M} + \alpha_{4M}}{2}\right)}{\frac{t}{l} \cdot \ln \frac{d_{4M}}{d_{3M}}}, \quad (7.3.17),$$

wobei α_{3M} der Schaufeleintrittswinkel
 α_{4M} der Schaufelaustrittswinkel
 t die Schaufelteilung
 und l die Schaufellänge
 ist.

Ein Nachteil des beschaukelten Diffusors stellt die Verkürzung des Betriebsbereiches der Verdichterstufe im Vergleich zu derjenigen mit schaufellosem Diffusor dar. Dieses Verhalten ist auf die Stoss- und Drosselverluste der Gitterströmung beim Teil- bzw. Überlastbereich zurückzuführen. Der Schaufeleintrittswinkel des Diffusors wird hierbei lediglich an den absoluten Austrittswinkel der Laufradströmung beim Auslegungspunkt angepasst. Aufgrund dieses Nachteils werden bei mehrstufigen Verdichtern keine beschaukelten Diffusoren eingesetzt. Um diesen Nachteil zu eliminieren, werden bei ein- und mehrstufigen Getriebeturboverdichtern beschaukelte Diffusoren mit verstellbaren Schaufeln verwendet. Solche Diffusoren können jedoch bei einwelligen mehrstufigen Verdichtern nicht zum Einsatz kommen, da der dazu notwendige konstruktive Aufwand unvertretbar hoch wäre.

7.3.2.1 Diffusor mit verstellbaren Schaufeln

Bei einem Diffusor mit verstellbaren Schaufeln erfolgt die Änderung der Stufenkennlinie durch die Verstellung des Eintrittswinkels der Schaufeln. Damit wird in jedem Betriebspunkt des Regelbereiches eine zugeordnete Gitterströmung erreicht. Der Strömungsquerschnitt und Schaufel-einströmwinkel sind in jeder Schaufelstellung an die aus dem Laufrad austretende Laufradströmung angepasst. Auf diese Weise wird ein großer verlustarmer Regelbereich erreicht, wobei jede Schaufelstellung einer Verdichterkennlinie entspricht.

Diffusoren mit verstellbaren Schaufeln werden bevorzugt bei flachen Anlagenkennlinien und großem Teillastbereich eingesetzt.

Getriebeturboverdichter können im Diffusor jeder Stufe ohne großen konstruktiven Aufwand, wenn es erforderlich ist, mit verstellbaren Schaufeln ausgerüstet werden.

Die verstellbaren Diffusorschaufeln werden am Einlaufeinsatz der Stufe montiert, der gleichzeitig die vordere Wand des parallelwandigen Diffusors bildet.

In **Bild 7.3.6** sind verstellbare Schaufeln schematisch dargestellt. **Bild 7.3.7** zeigt das Kennfeld eines einstufigen Verdichters mit regelbarem Nachleitgitter (verstellbare Schaufel im Diffusor). Daraus wird ersichtlich, dass sich bei konstantem Enddruck $p_d = 2$ bar der Betriebsbereich des Verdichters bis zu 33% des Ansaugvolumenstromes ausdehnt und dass jeder Schaufelwinkel einer Verdichterkennlinie zugeordnet ist.

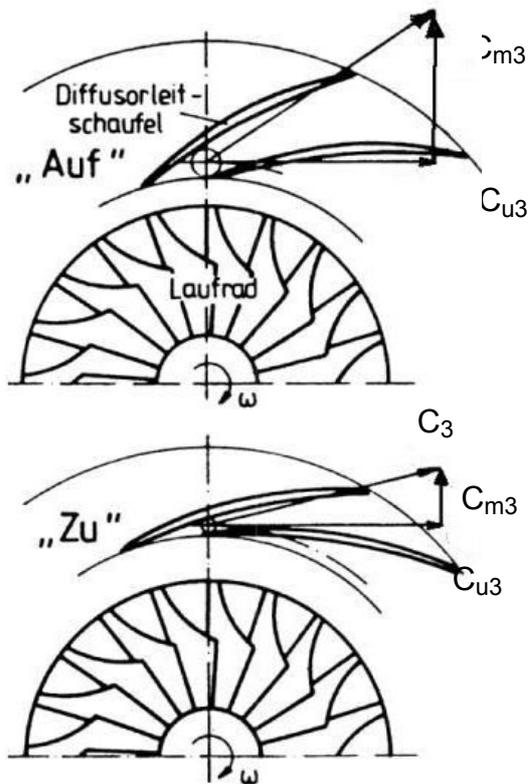


Bild 7.3.6 Verstellbare Schaufeln in einem Diffusor

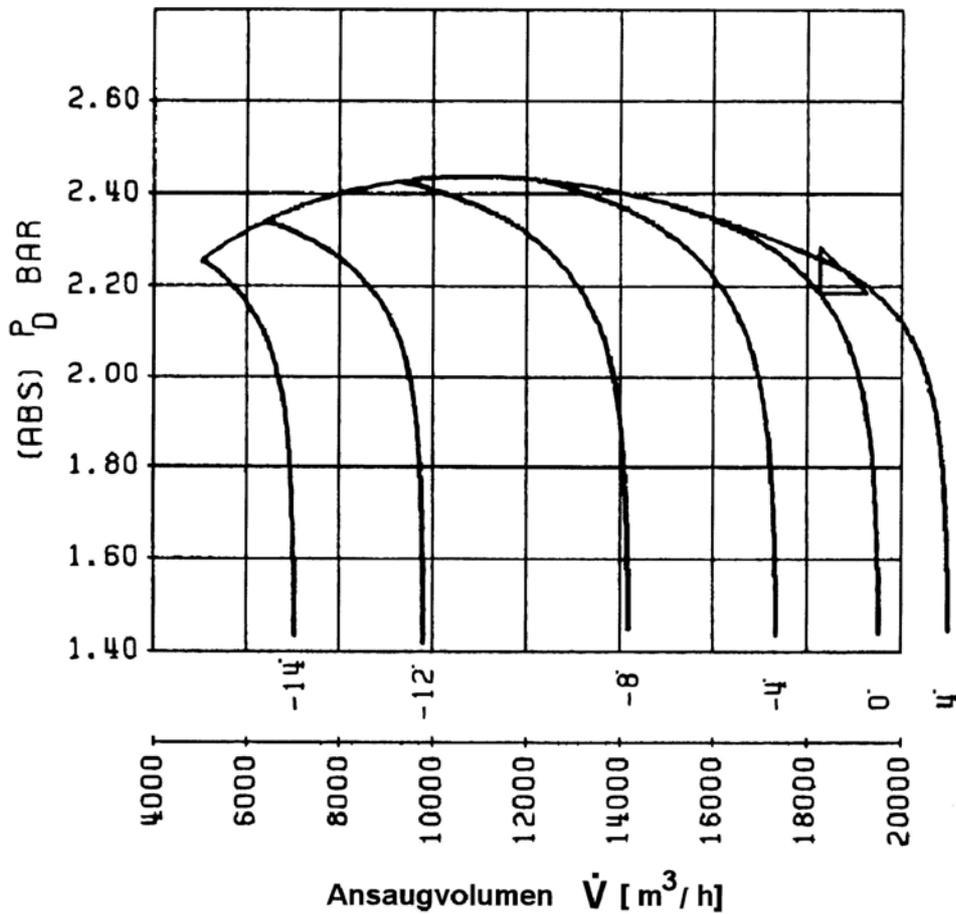


Bild 7.3.7 Kennfeld eines einstufigen Verdichters mit regelbarem Nachleitgitter

7.4 Spirale

7.4.1 Funktionsbeschreibung

Beim Verlassen des Verdichtergehäuses wird das Fördermedium in einen spiralförmigen Sammelraum, eine sog. Spirale geführt. Die Spirale ist dem Laufrad bzw. dem Diffusor nachgeschaltet und ihre Querschnittsfläche wächst stetig mit dem peripheren Umfangswinkel. Nur in seltenen Fällen werden rotationssymmetrische Sammelräume benutzt.

Spiralen gehören zusammen mit den Rückführkanälen zu den am wenigsten untersuchten Komponenten von Radialverdichtern. Die geringe Anzahl von Veröffentlichungen und die allgemein gehaltene Beschreibung des Einflusses dieser Komponenten auf den Wirkungsgrad der Stufe bezeugen diese Feststellung.

Für jede konstante Drehzahl gibt es einen Arbeitspunkt, für welchen die Spirale eine gleichförmige periphere Druckverteilung am Diffusorausgang verursacht. Bei einer Reduzierung des Massenstroms funktioniert die Spirale wie ein Diffusor und hat eine Steigerung des statischen Druckes zwischen der Spiralenzunge und dem Ausgang zur Folge. Bei großen Massenströmen erscheint die Spirale als zu klein, mit dem Ergebnis, dass die Strömung beschleunigt wird, welches mit einer Druckabnahme zwischen Spiralein- und -ausgang einhergeht. Die Hauptkonsequenzen sind Verluste und eine ungleichmäßige periphere Druckverteilung am Diffusor und am Laufradaustritt.

Die Hauptmerkmale der ungleichmäßigen peripheren Druckverteilung können folgendermaßen zusammengefasst werden:

a) Radialkräfte

Aufgrund der variablen Geschwindigkeitsverteilung im Laufrad entsteht eine variable Belastung an den Schaufeln und damit einhergehend eine Belastung der Welle. Eine zweite Komponente der Radialkraft entsteht aus der Integration des statischen Druckes entlang des Laufradumfangs.

b) Verluste

Die zyklische Variation des Massenstroms in den Laufradkanälen bei jeder Umdrehung führt zu zusätzlicher Energiedissipation. Mischverluste im Diffusor und in der Spirale entstehen infolge des ungleichen Momentes, verursacht durch den ungleichförmigen Verlauf der Strömung um den Umfang des Laufrades.

c) Lärmemission, Vibrationen

Lärm sowie Vibrationen werden aus der Interaktion Laufrad-Spirale aufgrund von Druckschwankungen verursacht.

7.4.2 Der Einfluss der geometrischen Hauptparameter

Die nachfolgend aufgeführten geometrischen Parameter der Spirale beeinflussen maßgebend die Strömung der Verdichterstufe.

7.4.2.1 Größe der Spirale

Stiefel [26] vergleicht Verdichterkennlinien unter Verwendung von zwei verschiedenen Spiralen bei gleichbleibendem Laufrad und schaufellosem Diffusor. Die Verdichterkennlinien bei Verwendung einer großen Spirale für ein Druckverhältnis von 3,8 weisen einen größeren Betriebsbereich auf, führten aber bei höheren Druckverhältnissen zu Instabilität der Strömung. Im Gegensatz dazu ergab die kleinere Spirale, berechnet für ein Druckverhältnis von 6, aufgrund der Drosselung im Überlastbereich zwar einen kleineren Betriebsbereich, jedoch mit einer stabilen Strömung auf allen Kennlinien.

7.4.2.2 Querschnittsform der Spirale

Bereits 1944/45 untersuchte die Firma Escher-Wyss den Einfluss der Querschnittsform der Spirale auf die Druckziffer und den Wirkungsgrad einer Verdichterstufe. Dem wurden eine einseitig und zwei symmetrisch angeordnete Spiralen mit runden Querschnitten zugrunde gelegt. Die Auswertung der Messungen ergab eine wesentlich größere Druckziffer und einen besseren Wirkungsgrad für die einseitig angeordnete Spirale (**Bild 7.4.1**).

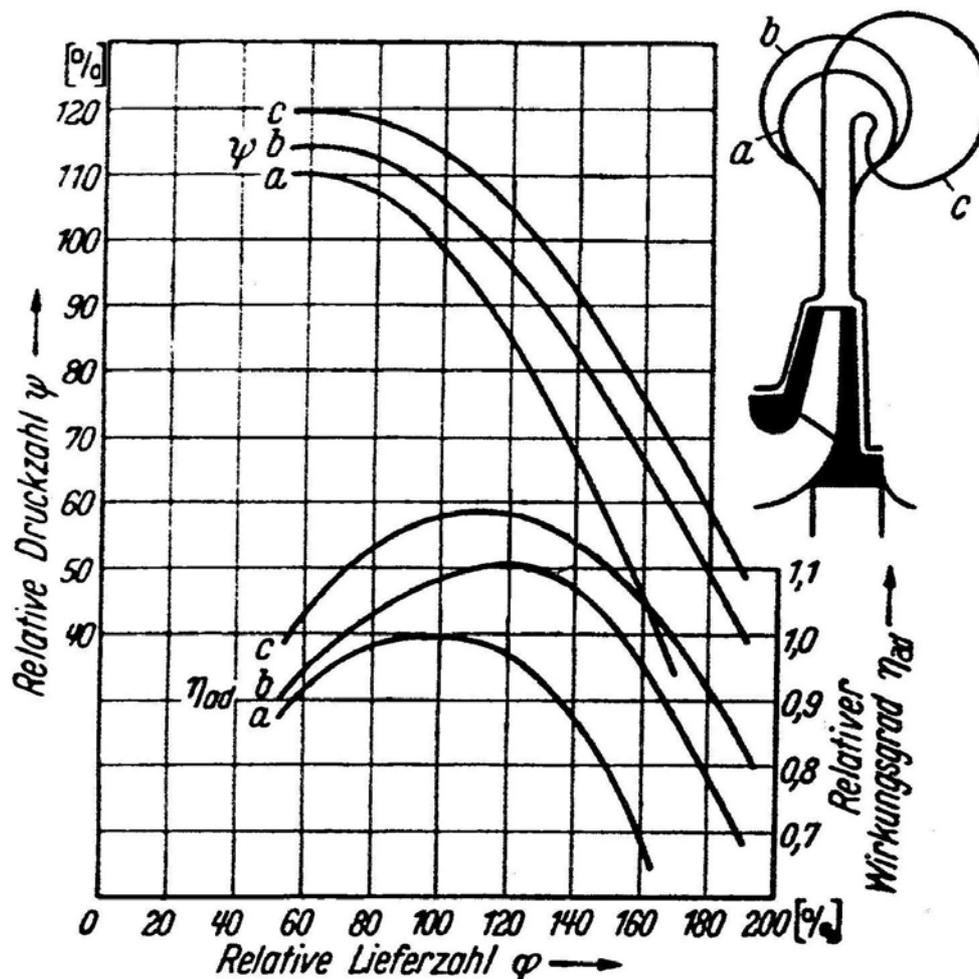


Bild 7.4.1 Vergleich der Performancekurven für verschiedene Spiralgeometrien

In **Bild 7.4.2** sind die gemessenen Kennlinien einer Verdichterstufe mit zwei unterschiedlichen Spiralförmigkeiten dargestellt. Es handelt sich hierbei um eine gegossene Spirale mit symmetrischer Kontur und kreisrundem Querschnitt sowie eine weitere, geschweißte mit einseitig quadratischem Querschnitt. Beide Spiralförmigkeiten haben flächengleiche Querschnitte mit gleichen Schwerpunktradien. Die Messergebnisse zeigen, dass die Stufe mit quadratischer Spirale eine etwas höhere spezifische polytrope Arbeit h_p und einen besseren Wirkungsgrad η_p als die Stufe mit runder symmetrischer Spirale aufweist. Damit wird ersichtlich, dass die Strömungsverluste in den Eckbereichen der quadratischen Querschnittsform geringer ins Gewicht fallen als die Verluste, die der gegenläufig erzeugte Doppelwirbel in der symmetrischen Spirale verursacht.

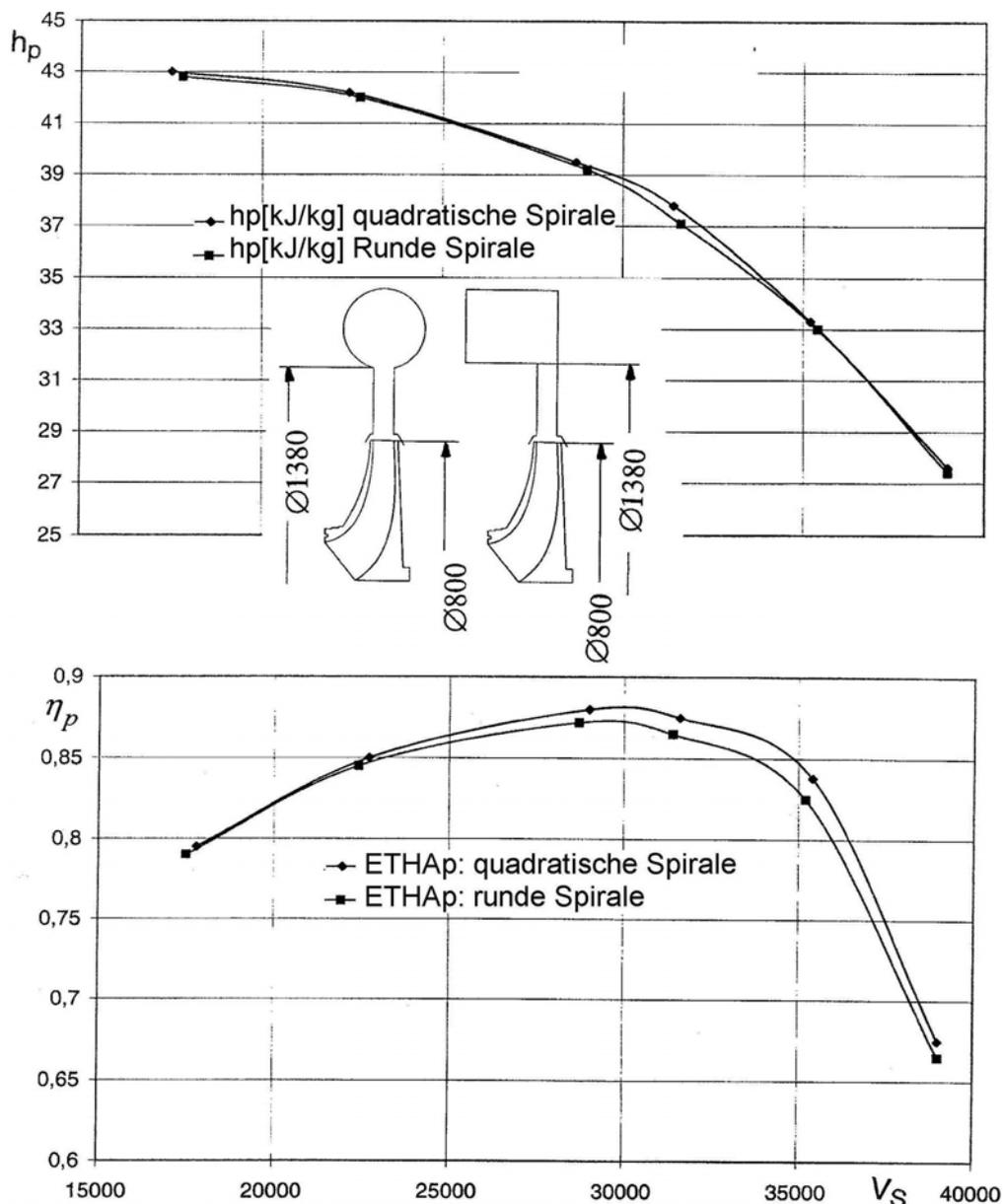


Bild 7.4.2 Gemessene Kennlinien einer Verdichterstufe mit zwei unterschiedlichen Spiralförmigkeiten [27]

H. Mischina und I. Gyobu [28] untersuchten sechs Spiralen mit unterschiedlichen Formen sowie einem Sammelraum bei unverändertem, schaufellosem Diffusor. Ihre Spiralen S_1 bis S_5 hatten gleiche Flächenverläufe. In **Bild 7.4.3** sind die Formen und die peripheren Flächenverläufe der Spirale 1 bis 6 sowie des Sammelraums S_7 dokumentiert.

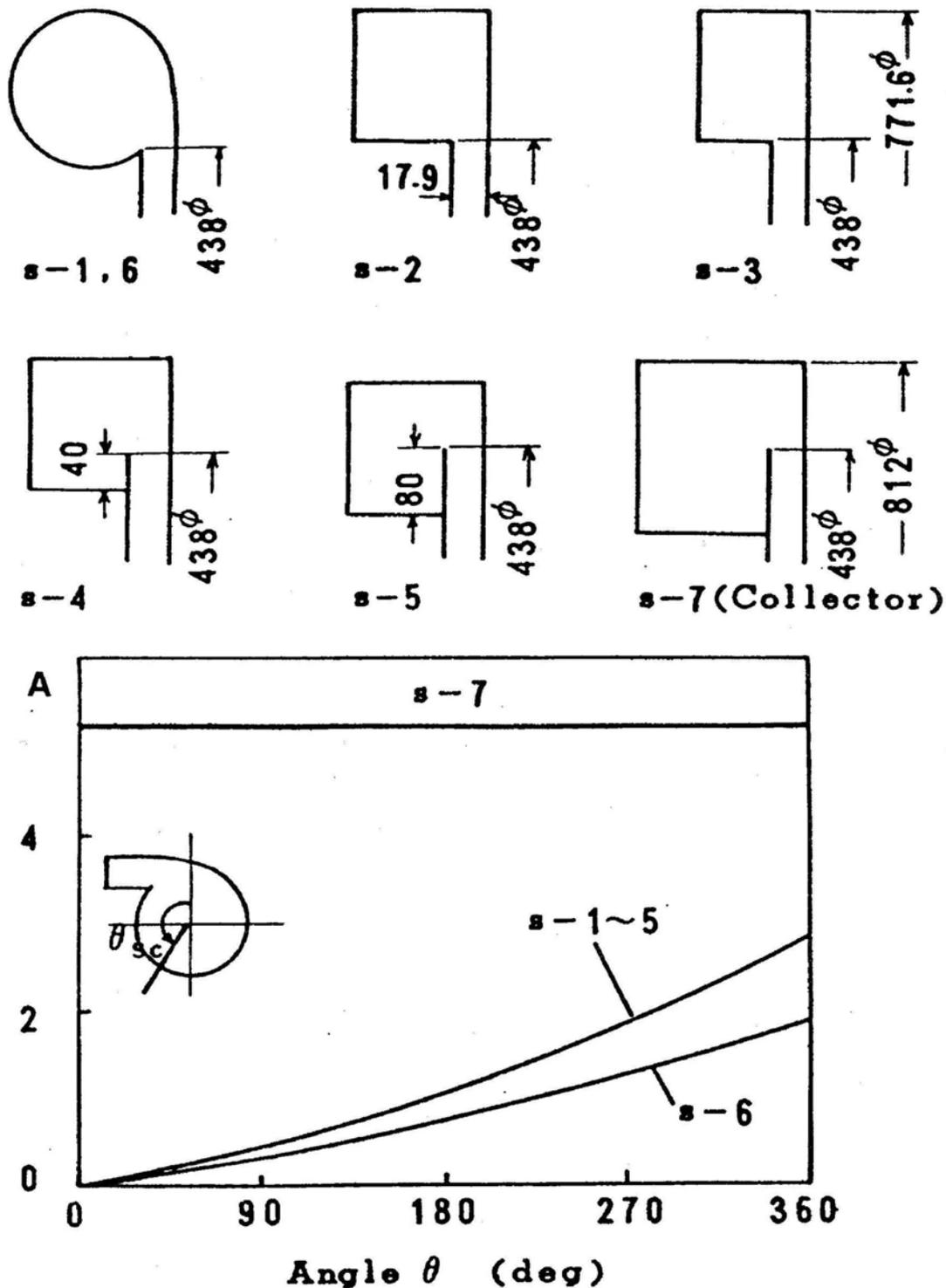


Bild 7.4.3 Formen und periphere Flächenverläufe von sechs Spiralen sowie eines Sammelraums

Bild 7.4.4 zeigt die Verlustkoeffizienten der gemessenen Spiralen. Daraus ist zu entnehmen, dass die optimale Spirale diejenige (S_1) mit dem einseitigen kreisförmigen Querschnitt ist. Verschlechterungen weisen hingegen in der Reihenfolge die quadratische (S_2) und die rechteckige (S_3) Spirale bei gleichem Flächenverlauf und gleichen Schwerpunktsradien auf. Bei einer Abnahme des Schwerpunktsradius, d.h. mit zunehmend nach innen gezogener Spirale und gleich gehaltenem Flächenverlauf (Spiralformen S_4 und S_5), verschlechtert sich der Verlustkoeffizient. Das führt sogar soweit, dass der Verlustkoeffizient der Spirale S_5 in einem breiten Bereich schlechter als derselbe des Sammelraums S_7 ist. Die kreisförmige Spirale S_6 , die einen kleineren peripheren Flächenverlauf als die Spirale S_1 hat, weist den gleichen Verlustkoeffizienten wie die rechteckige Spirale S_3 und dementsprechend eine größere als die ebenfalls kreisförmige Spirale S_1 auf. Das ist auf die erhöhte Geschwindigkeit und demzufolge auf die erhöhten Reibungsverluste in der Spirale S_6 zurückzuführen.

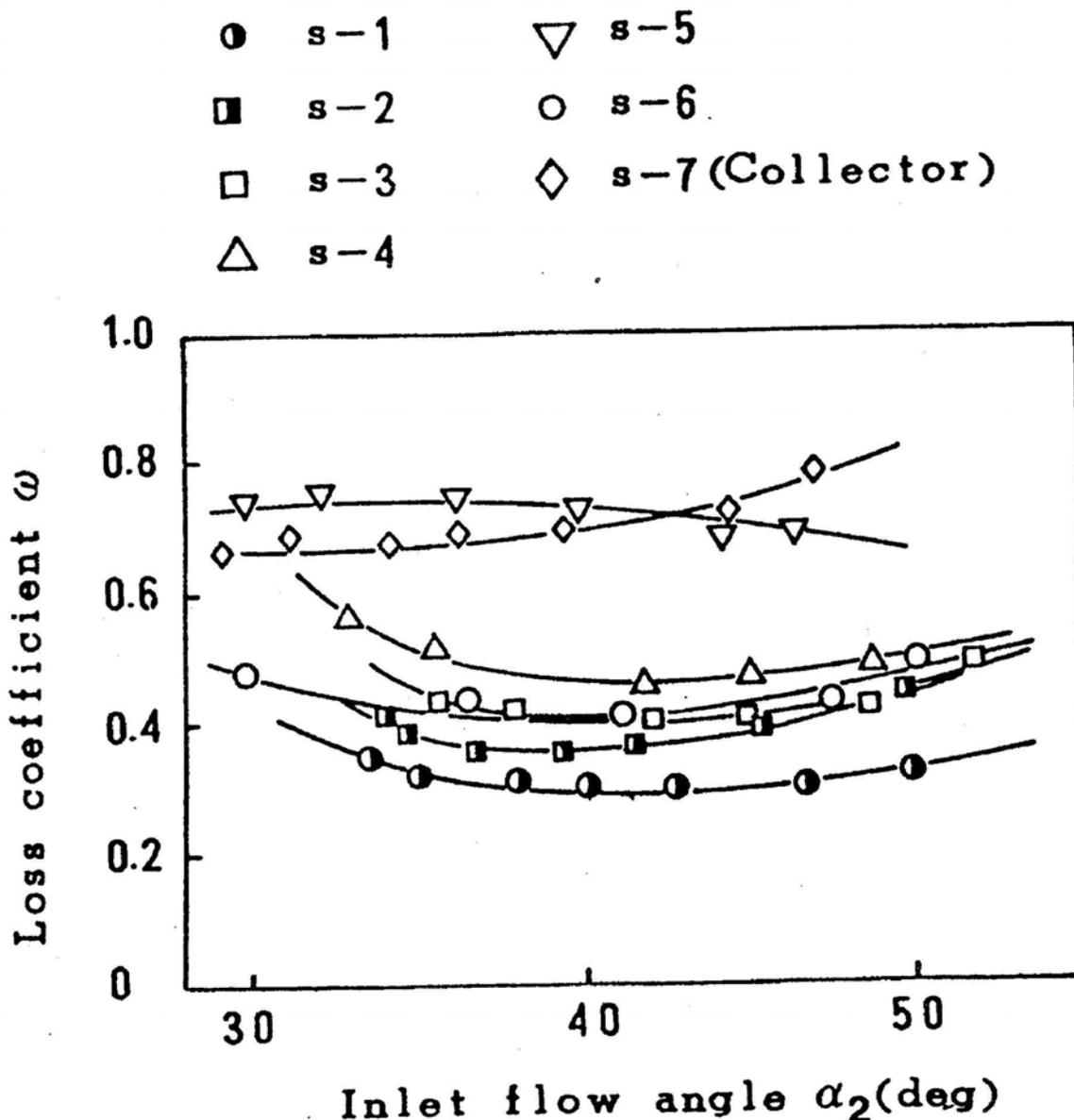


Bild 7.4.4 Verlustkoeffizienten gemessener Spiralen

Die peripheren Verläufe des statischen Drucks am Laufrad- und Diffusoraustritt zeigt **Bild 7.4.5**. Daraus geht hervor, dass die Flächenverläufe der Spiralen die periphere Ungleichförmigkeit des statischen Drucks am Laufrad und am Diffusor enorm beeinflussen.

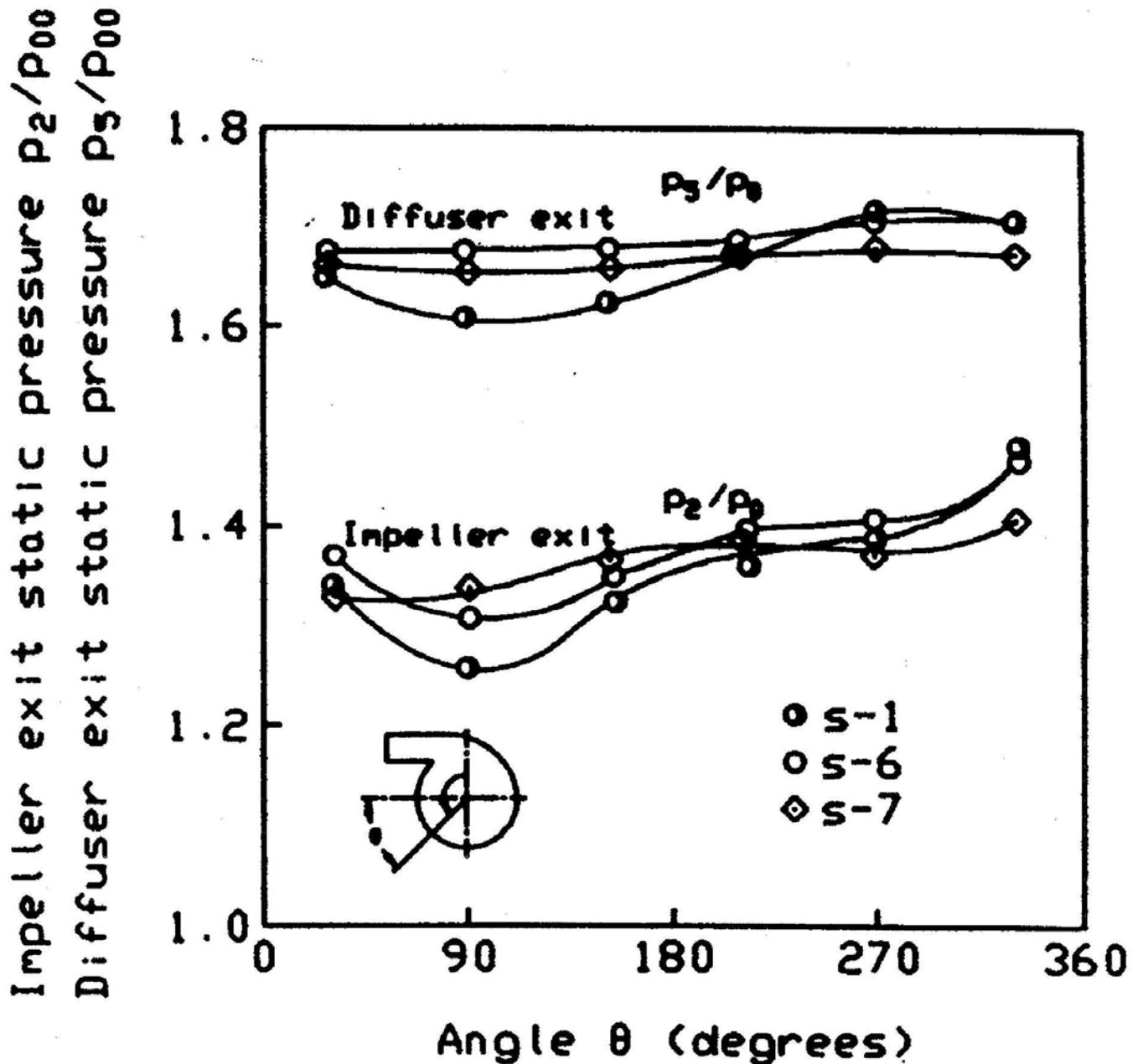


Bild 7.4.5 Periphere Verläufe des statischen Drucks an Laufrad- und Diffusoraustritt

In **Bild 7.4.6** werden folgende Spiralquerschnittsformen dargestellt:
 Symmetrische Kreisspirale
 Asymmetrische Kreisspirale
 Asymmetrische Halbkreisspirale
 Asymmetrische quadratische Spirale
 Asymmetrische Dreieckspirale

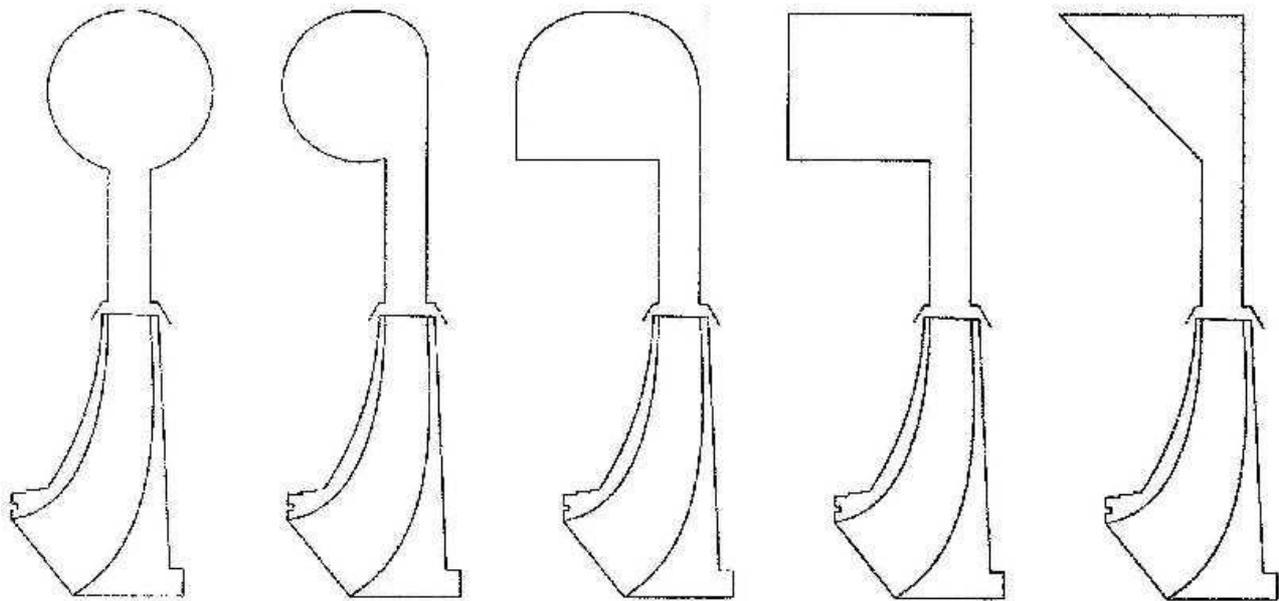


Bild 7.4.6 Verschiedene Spiralquerschnittsformen

Die Verwendung der verschiedenen Querschnittsformen hängt vom Bauaufwand bzw. -volumen ab und stellt in der Regel einen strömungstechnischen Kompromiss dar. Dabei sollte versucht werden, dass der hydraulische Durchmesser des gewählten Querschnitts möglichst gleich dem der Kreisform ist. Im Auslegungspunkt am Umfang der Spirale ist die mittlere Strömungsgeschwindigkeit und demzufolge der statische Druck ebenfalls konstant. Ein solcher Zustand außerhalb des Auslegungspunktes ist physikalisch nicht möglich, denn der Massenstrom wird entlang der Spirale im Überlastbereich der Verdichterstufe beschleunigt bzw. im Teillastbereich verzögert und damit eine ungleichförmige periphere Druckverteilung in der Spirale erzeugt. Diese periphere Ungleichförmigkeit des Druckes wird durch den Diffusor fortgepflanzt und beeinflusst rückwirkend die Laufradströmung.

7.4.2.3 Spiralenzunge

Wie bereits erwähnt, ist die für den Auslegungspunkt berechnete Spirale für den Überlastbereich der Verdichterkennlinie zu klein und für den Teillastbereich zu groß. Deswegen verlagert sich der Staupunkt der Strömung von der Zungenspitze der Spirale zur inneren (Überlastbereich) bzw. äußeren Seite (Teillastbereich) der Zunge und umströmt somit die Zungenspitze mit starker Wirbelbildung. Die daraus resultierende Rückwirkung auf die Diffusorströmung verursacht eine ungleichförmige periphere Geschwindigkeits- und Druckverteilung sowohl am Austritt als auch am Eintritt des Diffusors. Infolgedessen verschlechtern sich Wirkungsgrad und Druckziffer der Verdichterstufe und der Lärmpegel wird größer. Diese ungünstigen Eigenschaften lassen sich etwas verbessern durch die Gestaltung der Spiralzunge mit möglichst großem Rundungsradius.

7.4.2.4 Abstand Laufrad – Spiralenzunge

Der Abstand zwischen dem Laufradaustritt und der Spiralenzunge, d.h. die Länge des Diffusors, hat wesentlichen Einfluss auf die periphere Druck- und Geschwindigkeitsstörung. Es ist zu beobachten, dass sich mit zunehmendem Abstand die Störungen glätten und die Amplitude abnimmt. Messungen von **Sideris** [29] zeigten jedoch, dass bei einem Diffusorlängenverhältnis von $d_4/d_3 = 1,5$ keine Amplitudenabnahme der peripheren Druckstörung zwischen dem Diffusoraustritt bzw. dem Spiralein- und dem Laufradaustritt festzustellen ist.

7.4.3 Theoretische Grundlagen

Die strömungsoptimale Gestaltung trägt wesentlich zur Beeinflussung des Gesamtwirkungsgrades sowie der Betriebskennlinie des Verdichters bei. In **Bild 7.4.7** ist der Aufbau einer Spirale mit kreisförmigen, symmetrischen Querschnitt dargestellt.

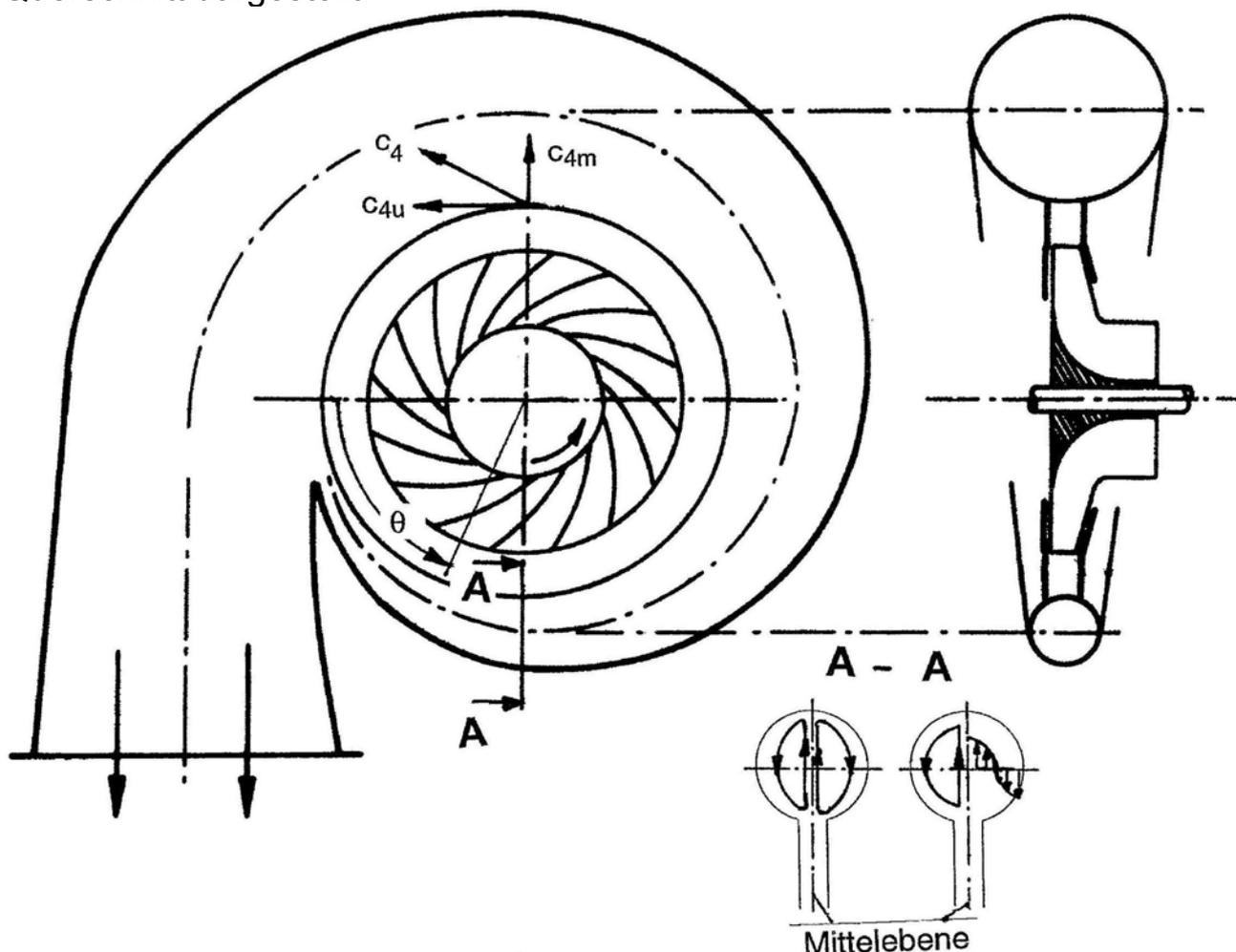


Bild 7.4.7 Spirale mit kreisförmigem, symmetrischen Querschnitt

Am Austritt der Spirale ($\vartheta = 360^\circ$) wird in der Regel ein Kegeldiffusor nachgeschaltet. Die Spirale ist so auszulegen, dass an ihrem Umfang Druck und Geschwindigkeit gleichförmig verteilt sind, damit rückwirkend eine

ungleichförmige Beeinflussung der Strömung in den vorgeschalteten Räumen (Diffusor und Laufrad) vermieden wird. Somit ist die Anpassung der Spirale an Diffusor und Laufrad von besonderer Bedeutung.

Zur Auslegung von Spiralen werden eindimensionale Berechnungsmethoden mit und ohne Reibungsansätze sowie dreidimensionale Berechnungsmethoden mit und ohne Reibungskoeffizienten herangezogen.

Hier werden für die eindimensionale reibungsfreie Strömung der Drallsatz und die Kontinuitätsgleichung herangezogen. Im Falle des kreisförmigen Spiralquerschnitts ist die Breite b sowohl vom Winkel ϑ als auch vom Radius R abhängig, so dass die Spiralströmung nicht rotationssymmetrisch verläuft. Daraus folgt, dass der Drallsatz

$$c_{4u} \cdot r_4 = c_u \cdot r \quad (7.4.1)$$

nur näherungsweise erfüllt ist.

Die Bestimmung des Volumenstroms \dot{V}_ϑ , der durch einen Spiralquerschnitt bei dem jeweiligen Winkel ϑ fließt, erfolgt durch Integration über die Fläche A in **Bild 7.4.8** zu

$$\dot{V}_\vartheta = \int c_u \cdot dA = \int_{r_s-R}^{r_s+R} c_u \cdot b \cdot dr$$

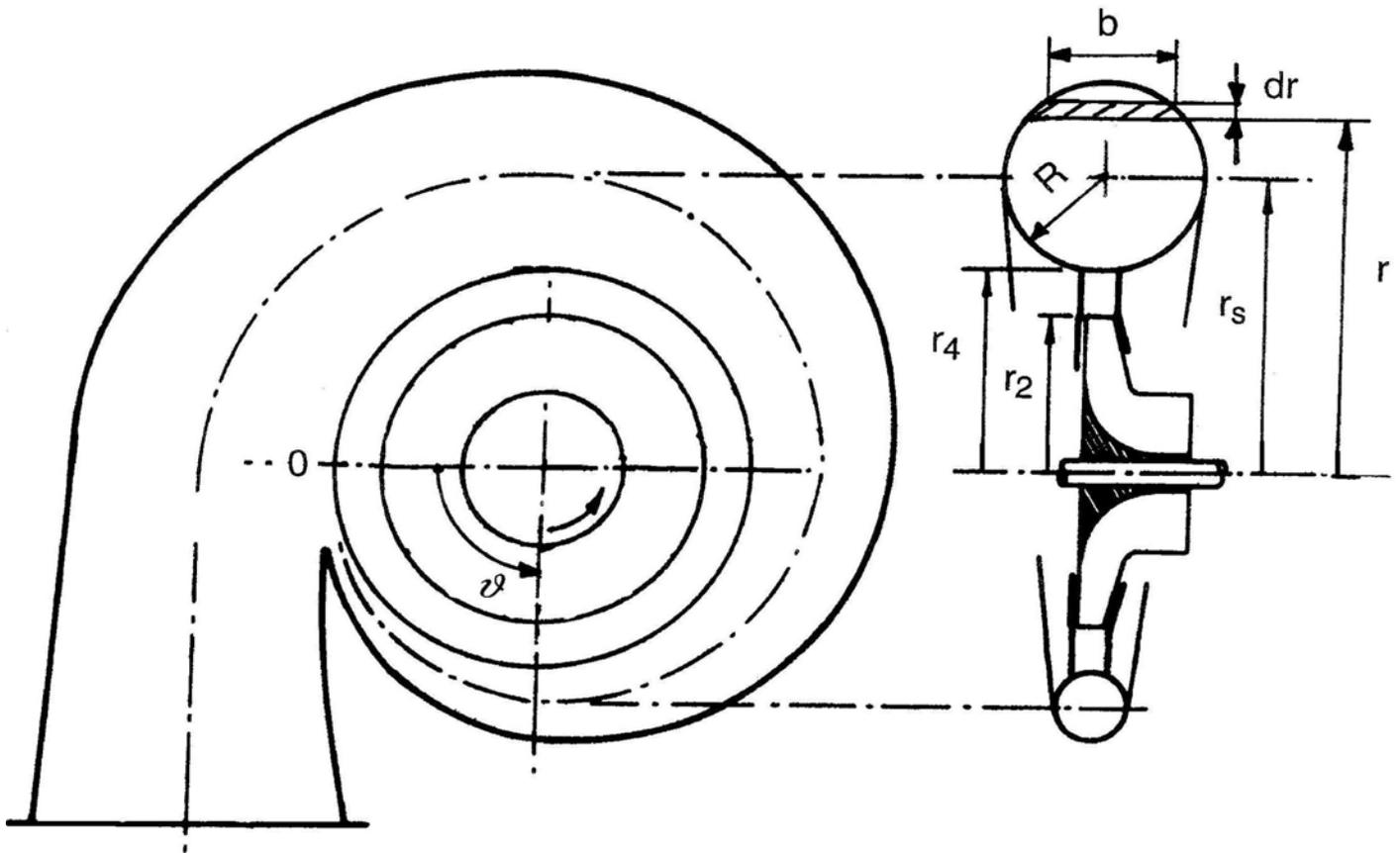


Bild 7.4.8 Schnitt durch eine Kreisspirale

und durch Einsetzen von (7.4.1) ergibt sich:

$$\dot{V}_\vartheta = c_{4u} \cdot r_4 \cdot \int_{r_s-R}^{r_s+R} b \cdot \frac{dr}{r} \quad (7.4.2).$$

Unter der Annahme, dass die periphere Verteilung der Zustandsgröße am Eintritt und in der Spirale am Auslegungspunkt der Verdichterstufe gleichmäßig ist, folgt:

$$\dot{V}_\vartheta = \frac{\vartheta}{2\pi} \cdot \dot{V}_4 \quad (7.4.3),$$

wobei der Winkel ϑ in Bogenmaß angegeben ist.

Aus den Gleichungen (7.4.2) und (7.4.3) ergibt sich für den Winkel ϑ

$$\vartheta = \frac{2\pi \cdot r_4 \cdot c_{4u}}{\dot{V}_4} \cdot \int_{r_s-R}^{r_s+R} b \cdot \frac{dr}{r} \quad (7.4.4).$$

Für einen Kreisquerschnitt gilt nach Pythagoras

$$b = 2 \cdot \sqrt{R^2 - (r - r_s)^2} \quad (7.4.5)$$

und folglich

$$\vartheta = \frac{4\pi \cdot r_4 \cdot c_{4u}}{\dot{V}_4} \cdot \int_{r_s-R}^{r_s+R} \sqrt{R^2 - (r - r_s)^2} \cdot \frac{dr}{r} \quad (7.4.6).$$

Aus der Integration von (7.4.6) ergibt sich

$$\vartheta = C \cdot \left(r_s - \sqrt{r_s^2 - R^2} \right) \quad (7.4.7),$$

wobei $C = \frac{4\pi \cdot r_4 \cdot c_{4u}}{\dot{V}_4}$ ist.

Durch Umstellen der Gleichung (7.4.7) nach dem jeweiligen Radius $R(\vartheta)$ des Spiralquerschnitts und unter der Berücksichtigung von $r_s = r_4 + R$ folgt

$$R(\vartheta) = \frac{\vartheta}{C} + \sqrt{\frac{2 \cdot r_4 \cdot \vartheta}{C}} \quad (7.4.8).$$

In der Praxis werden sehr oft die bei reibungsfreier Strömung berechneten Spiralquerschnitte erfolgreich ausgeführt. Sie müssten jedoch infolge der reibungsbehafteten Strömung theoretisch vergrößert werden, um den Druckverlust in Strömungsrichtung zu kompensieren und dadurch die Forderung nach einer peripheren gleichförmigen Druckverteilung längs des Spiralenumfangs am Auslegungspunkt zu erfüllen. Da ein solcher Zustand, wie bereits erwähnt, physikalisch nicht möglich ist, wird folglich ersichtlich, dass die experimentelle Untersuchung der Spiralenströmung im Teil- und Überlastbereich maßgebend für die optimale Gestaltung der Spirale ist.

In **Bild 7.4.9** ist das Kennfeld einer Verdichterstufe dargestellt.

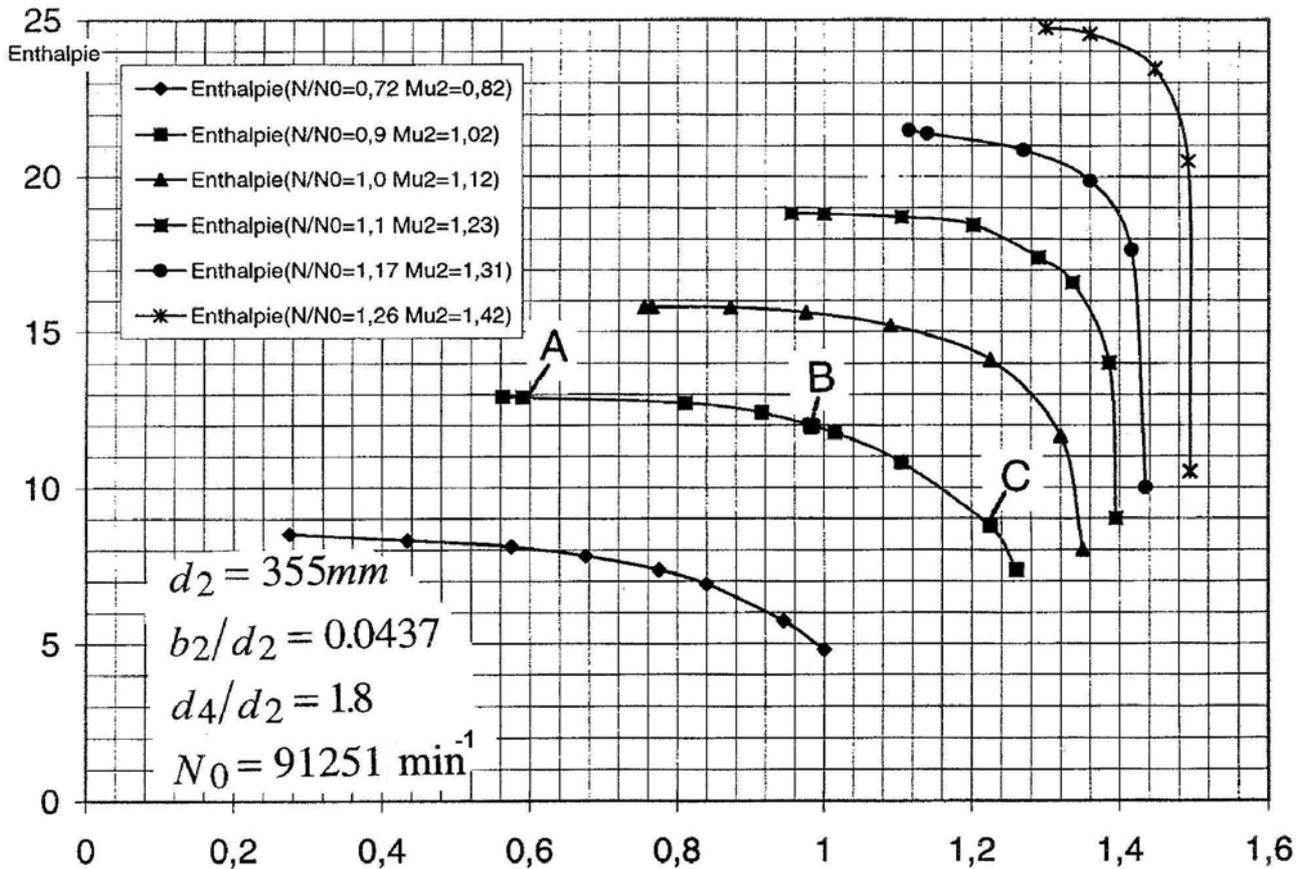


Bild 7.4.9 Kennfeld einer Verdichterstufe [27]

Für die Kennlinie $N/N_0 = 0,9$ wurde für den Teillastpunkt A, den Auslegungspunkt B und Überlastpunkt C die periphere Druckverteilung der Spirale im **Bild 7.4.10** dargestellt. Daraus wird ersichtlich, dass nur am Auslegungspunkt B eine gleichförmige periphere Druckverteilung zu realisieren ist. Am Teillastpunkt A ist eine Erhöhung des peripheren Druckes (verzögerte Spiralenströmung) und am Überlastpunkt C eine Minderung des peripheren Druckes (beschleunigte Spiralenströmung) zu beobachten.

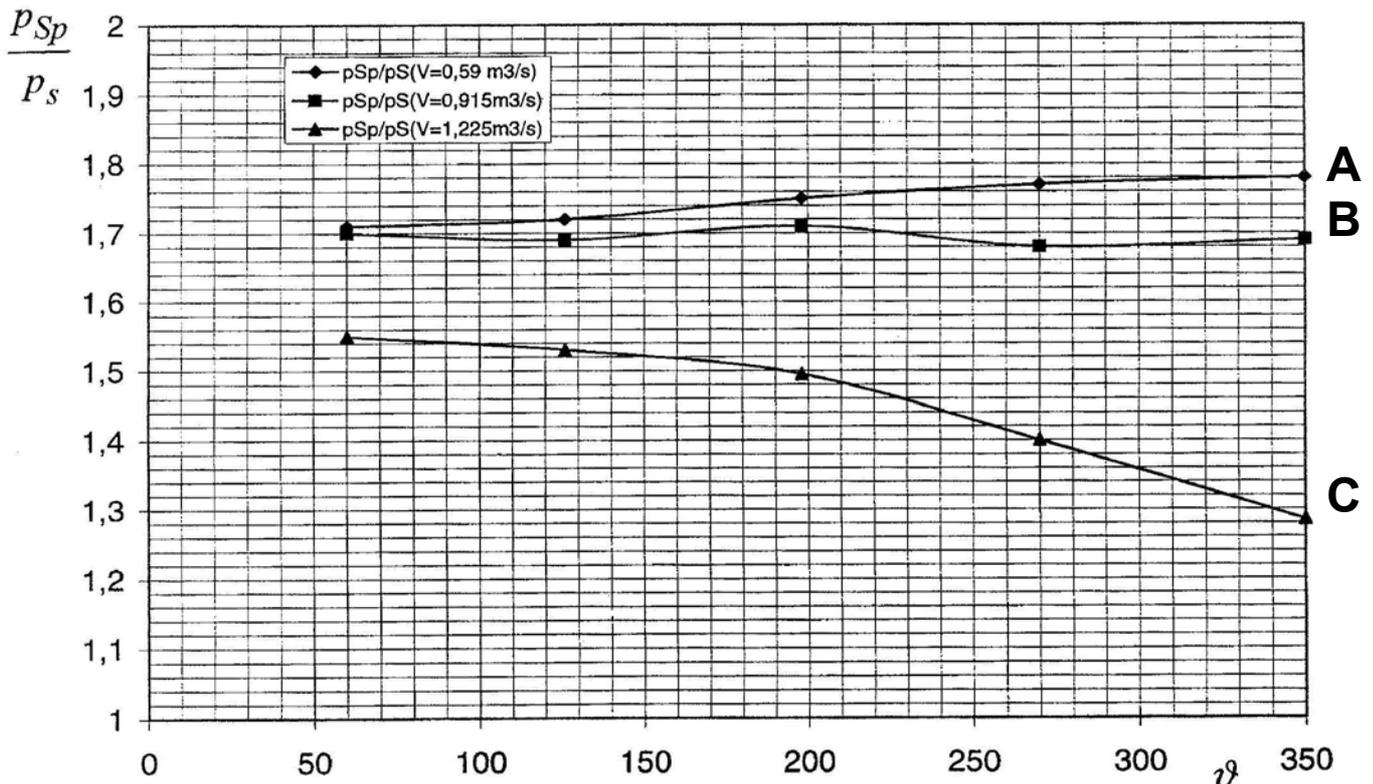


Bild 7.4.10 Periphere Druckverteilung der Spirale bei den Betriebspunkten A, B und C [27]

Neben der Strömungsreibung wird die Spiralströmung durch die Zentrifugalkräfte und die Sekundärströmungen beeinflusst.

Bei symmetrisch angeordneten Spiralen entstehen zwei gegenläufige Drehbewegungen (Sekundärströmungen), wie es im Schnitt A-A (**Bild 7.4.7**) dargestellt ist. Die Stromlinien haben einen schraubenförmigen Verlauf auf beiden Spiralhälften, die links und rechts von der Mittelebene liegen.

Die Sekundärströmungen entstehen aus der Mitwirkung der statischen Druckverteilung im Spiralenquerschnitt und aus der in die Spirale eintretenden Gasströmung. Gemäß des Drallsatzes entstehen an der Spiralaußenkontur kleinere Absolutgeschwindigkeiten und dementsprechend höhere statische Drücke als in der Innenkontur. Infolgedessen bewegt sich das Gas in der Wandnähe von außen nach innen und mischt sich mit dem in die Spirale einströmenden Gas. Dadurch entstehen zwei gegenläufige Drehbewegungen (Doppelwirbel). Analog dazu wird bei einseitig angeordneten Spiralquerschnitten eine einfache Drehbewegung (einfacher Wirbel) erzeugt. Daraus ist zu entnehmen, dass die bessere Kenntnis der realen Strömungsstruktur in der Spirale von großer Bedeutung für die Entwicklung genauerer Auslegungsmethoden ist.

Ein vollständiges Bild der dreidimensionalen Strömungsstruktur in der Spirale ist in [30] zu finden. Hier werden die Ruhe- und statischen Druckverteilungen sowie die Tangential- und Axialgeschwindigkeitskomponenten (experimentell ermittelt) dokumentiert. Dabei wird u.a. festgestellt, dass in der Mitte des

Strömungsquerschnittes hohe Verluste entstehen, welche zu niedrigeren Totaldrücken führen.

7.4.4 Berechnungsmethoden

In [31] wird ein eindimensionales sowie ein 3D-Rechenmodell präsentiert. Dem eindimensionalen Rechenverfahren liegt zur Ermittlung der Wechselwirkung zwischen Laufrad, Diffusor und Spirale eine iterative Prozedur zugrunde, bestehend aus folgenden Komponenten:

- a. Berechnung der Reaktion des Laufrades auf einen ungleichförmigen Austrittsdruck. Daraus lässt sich die periphere Variation der Tangential- und Radialgeschwindigkeit am Laufradaustritt ermitteln.
- b. Berechnung der Diffusoraustrittsgeschwindigkeit und der Druckverteilung für eine ungleichförmige Eintrittsgeschwindigkeitsverteilung. Daraus ergibt sich die Verteilung der Geschwindigkeit und des Druckes am Eintritt der Spirale.
- c. Berechnung der dreidimensionalen Strömung in der Spirale unter Berücksichtigung der peripheren Variation der Eintrittsgeschwindigkeit. Daraus wird eine neue periphere Druckverteilung am Diffusoraustritt bzw. Spiraleintritt bestimmt.
- d. Berechnung der Umfangsdruckverteilung am Laufradaustritt aufgrund der Rückwirkung des Diffusors mit ungleichförmiger Druckverteilung an seinem Austritt, verursacht von der Spirale. Die Resultate dieser neuen quasi-eindimensionalen Berechnungsmethode wurden mit den experimentellen Ergebnissen von [32] bei einer Radialverdichterstufe mit elliptischer Spirale verglichen. Dabei wurde bei dem Verlauf des statischen und Gesamtdruckes am Diffusoraustritt und am Spiraleintritt gute Übereinstimmung erreicht.

In **Bild 7.4.11** ist der Vergleich zwischen dem errechneten und den gemessenen statischen Druckerhöhungskoeffizienten

$$c_p = \frac{p_6 - p_4}{p_{4t} - p_4}$$

und dem Totaldruckverlustkoeffizienten

$$\omega = \frac{p_{4t} - p_{6t}}{p_{4t} - p_4}$$

für die Betriebspunkte zwischen der Pump- und Schluckgrenze der Verdichterstufe dargestellt.

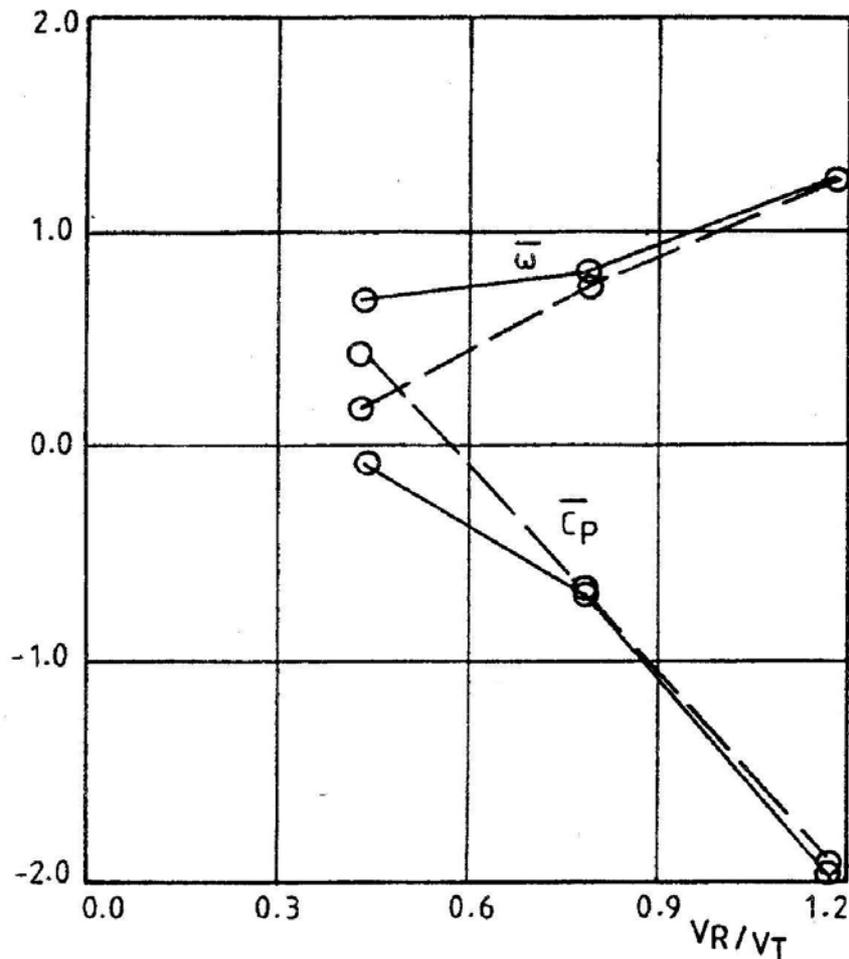


Bild 7.4.11 Vergleich zwischen errechneten und gemessenen statischen Druckerhöhungskoeffizienten

Deutlich ist beim minimalen Durchsatz die größte Abweichung zu erkennen. Grund ist die Ablösung der Strömung in der Spirale bei diesem Betriebspunkt. Mit zunehmendem Durchsatz ist die Übereinstimmung gut. Daraus folgt, dass in dieser quasi-eindimensionalen Berechnungsmethode sowohl die wichtigen Phänomene, die Geschwindigkeit und Druck in der Spirale bestimmen, als auch die wichtigen Ursachen der Verluste richtig erfasst sind. Die Gültigkeit für mehrere Spiralkonfigurationen und Flächenverläufe ist jedoch mittels detaillierterer Messungen zu untermauern.

Experimentelle Untersuchungen zeigten, dass die Strömung in der Spirale primär von den Verlusten in ihrem Kern und nur sekundär von der Grenzschicht an ihren Wänden beeinflusst wird. Demzufolge kann die Grenzschichtblockade vernachlässigt werden. Der Einfluss der Grenzschicht lässt sich auf die Scherkräfte an der Spiralenwand begrenzen. Deswegen wird in [32] beim 3D-Rechenmodell die Eulerische Gleichung unter Berücksichtigung von Dissipations- und Wandscherkräften zweiter Ordnung verwendet, anstatt das Problem mit der sehr teuren und zeitaufwändigen Verwendung der Navier-Stokeschen Gleichung zu lösen. Die Resultate dieses 3D-Rechenmodells der komplizierten Spiralenströmung stimmen gut mit den Messungen überein.

8 Getriebe

Das Gehäuse der Stirnradgetriebe von Getriebeturboverdichtern ist horizontal geteilt und wird als Gusskonstruktion oder meistens aus Termin- und Kostengründen als geschweißte verwindungssteife Stahlkonstruktion ausgeführt. Das schrägverzahnte Antriebsrad sowie die Ritzelwellen sind aus geschmiedetem, legiertem Stahl gefertigt und ihre Verzahnungen werden einsatzgehärtet und geschliffen. Damit wird eine hohe Verzahnungsqualität erreicht, die eine lange Lebensdauer und einen geräuscharmen Lauf garantiert. Das Rad wird auf der Antriebswelle aufgeschruppft und seine Schrägverzahnung in die Bandage eingeschnitten. Bei den Ritzelwellen wird die Verzahnung direkt eingeschnitten.

Die Auslegung der Schrägverzahnung wird unter Einhaltung der AGMA-Standards 421.06 und der Berücksichtigung der AGMA-Servicefaktoren nach DIN 3990 vorgenommen. Die Auslegung der Verzahnung kann nach API 613 oder anderen Sondervorschriften durchgeführt werden.

Das Getriebegehäuse mit zwei Ritzelwellen (maximal 4 Verdichterstufen) wird in Höhe der Mittelachse horizontal geteilt (**Bild 4.2**). Damit wird eine gute Zugänglichkeit zu den Dichtungen und Lagern des Getriebes erreicht, ohne das weitere Bauteile der Verdichteranlage abgebaut werden. Im Oberteil des Gehäuses werden abnehmbare Deckel angeordnet, um die Sichtprüfung der Getriebeteile zu ermöglichen. Somit kann die Inspektion der Lager ohne das Abheben des Gehäuseoberteils vorgenommen werden.

Bei 3 oder 4 Ritzelwellen wird das Getriebegehäuse mit einer zweiten oberhalb der ersten ebenfalls horizontalen Teilfuge ausgeführt (**Bild 8.1**). Die Teilkreisgeschwindigkeiten in Turbogetrieben können bis zu 150 m/s oder in besonderen Fällen sogar höher liegen. Deswegen muss bei 6- bis 10-stufigen Getriebeturboverdichtern besondere Aufmerksamkeit der Verteilung und des Ablaufs des Schmieröls geschenkt werden.

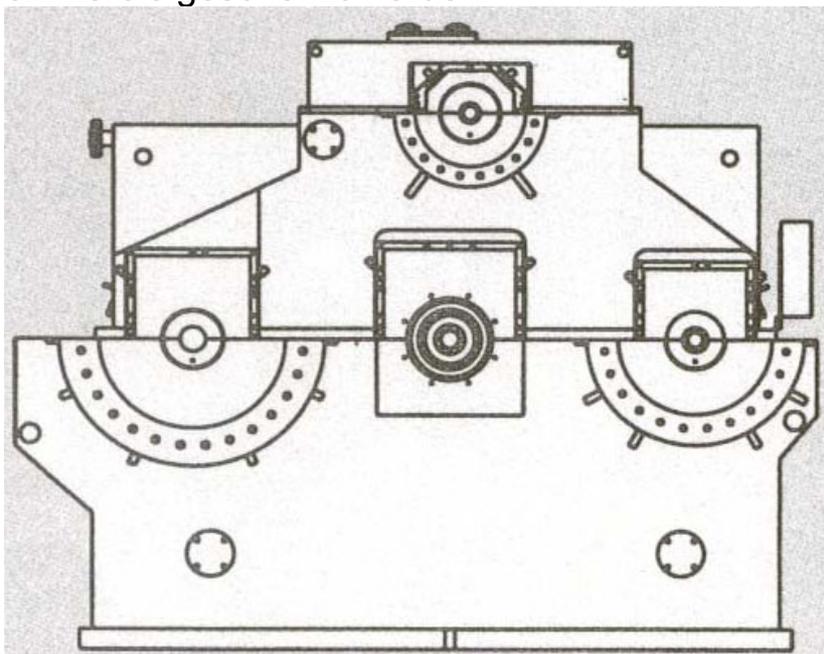
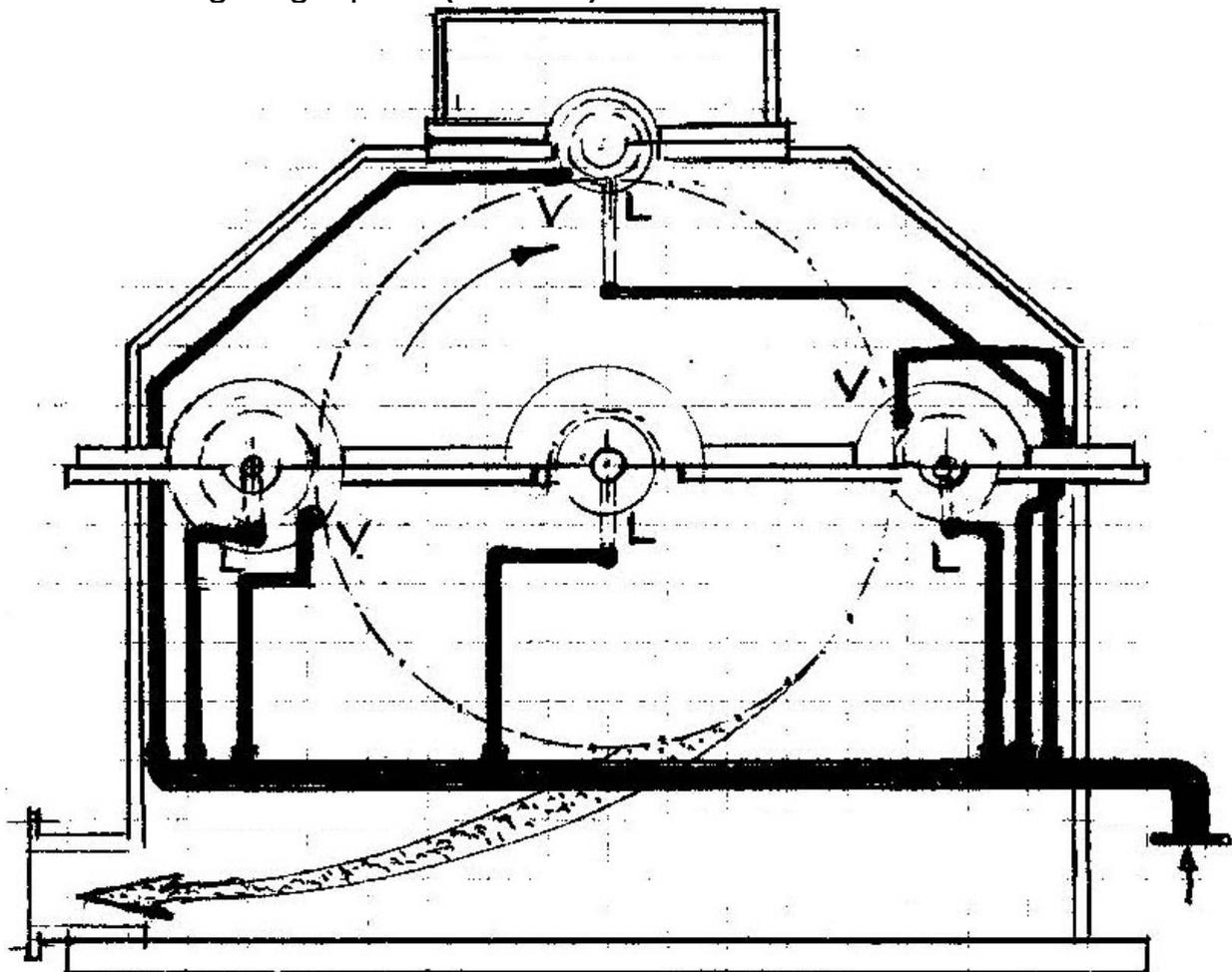


Bild 8.1 Turbogetriebe (Fa. Flender-Graffenstaden)

Durch die genaue Berechnung des Ölbedarfs wird erreicht, dass die überflüssige Ölmenge im Getriebegehäuse gering gehalten wird. Ansonsten kann die Wechselwirkung dieser Ölmenge mit den rotierenden Teilen, vor allem mit dem Getrieberad, erhebliche Ventilationsverluste verursachen, die andererseits den Wirkungsgrad des Getriebes beeinträchtigen.

Ferner wird zur Schmierung der Verzahnung und der Druckkämme das Schmieröl an die Nähe der Eingriffsstellen der Verzahnung herangeführt und in Drehrichtung eingespritzt (**Bild 8.2**).



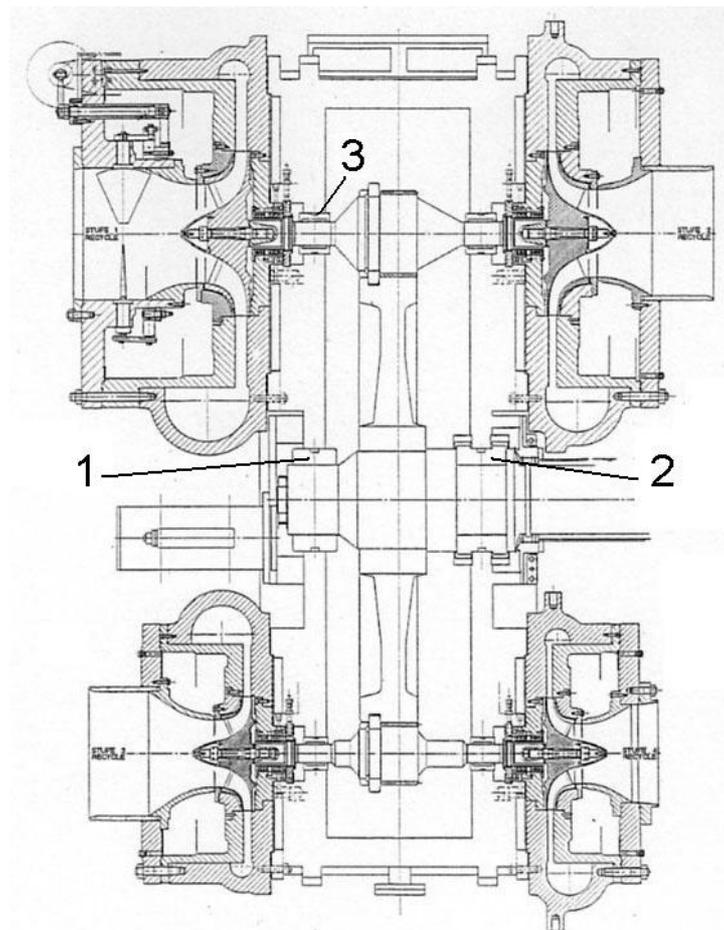
L: Lagerschmierung

V: Schmierung der Verzahnung

Bild 8.2 Verteilung des Schmieröls und Ölablaufs

An den obenliegenden Ritzelwellen wird bei 6- bis 10-stufigen Verdichtern der Ablauf des Schmieröls durch Leitbleche geführt, so dass es weitgehend nicht in Kontakt mit rotierenden Teilen kommt. Schließlich wird die Ablauföffnung des Öls am Getriebegehäuse ausreichend groß dimensioniert und optimal in Drehrichtung des Getriebes angebracht (**Bild 8.2**). Da an der Radwelle relativ niedrige Drehzahlen vorhanden sind und deswegen keine Instabilitätsprobleme auftreten können, werden meistens Mehrflächengleitlager 1 (MFG-Lager) eingesetzt. Das eine Lager wird als

kombiniertes Radial-Axiallager 2 mit beidseitigen Axialaufläen ausgeführt
(Bild 8.3).



- 1. Mehrflächen-
gleitlager
- 2. Kombiniertes
Radial-Axiallager
- 3. Kippsegmentlager

Bild 8.3 Getriebeturboverdichter (Fa. Babcock-Borsig)

Für die Lagerung der hochtourigen Ritzelwellen werden Kippsegmentlager, meistens mit 5 Kippsegmenten verwendet (**Bild 8.4**). Diese Lager besitzen sehr gute Stabilitäts- und Dämpfungseigenschaften und verleihen somit den überkritisch laufenden Ritzelwellen große Laufstabilität und Minimierung der Ritzelwellenschwingungen.

Um geringe mechanische Verluste zu erreichen, werden schrägverzahnte Stirnradgetriebe mit Druckkämme eingesetzt. Die Druckkämme sind auf die Ritzelwelle aufgeschraubt. Der verbleibende Axial Schub aus den Laufrädern und der Schrägverzahnung wird mit Hilfe der Druckkämme von den Ritzelwellen auf das Antriebsrad des Getriebes übertragen und dort bei niedriger Drehzahl bzw. niedriger Umfangsgeschwindigkeit vom Axiallager aufgenommen (**Bild 8.5**). So entfallen die bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten an den Ritzelwellen angeordneten Axiallager, die große mechanische Verluste verursachen würden.

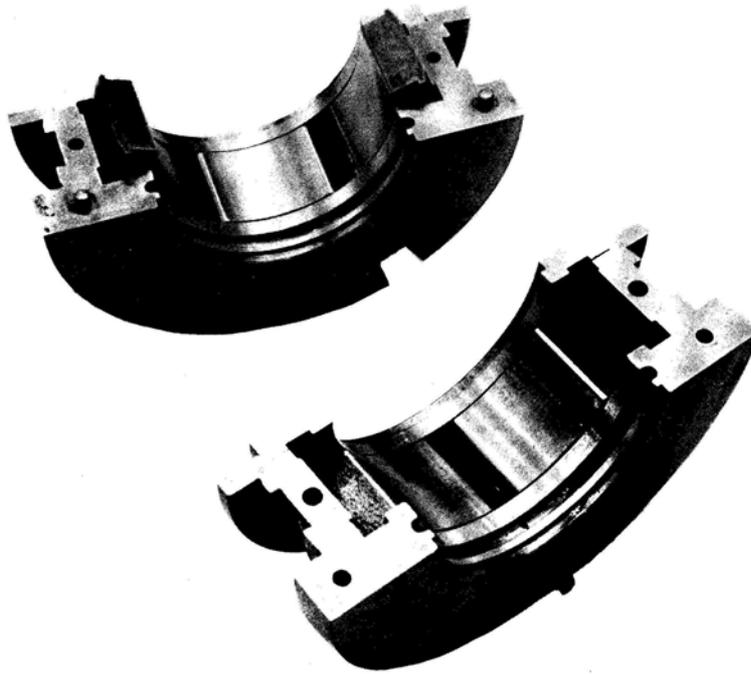


Bild 8.4 Kippsegmentlager

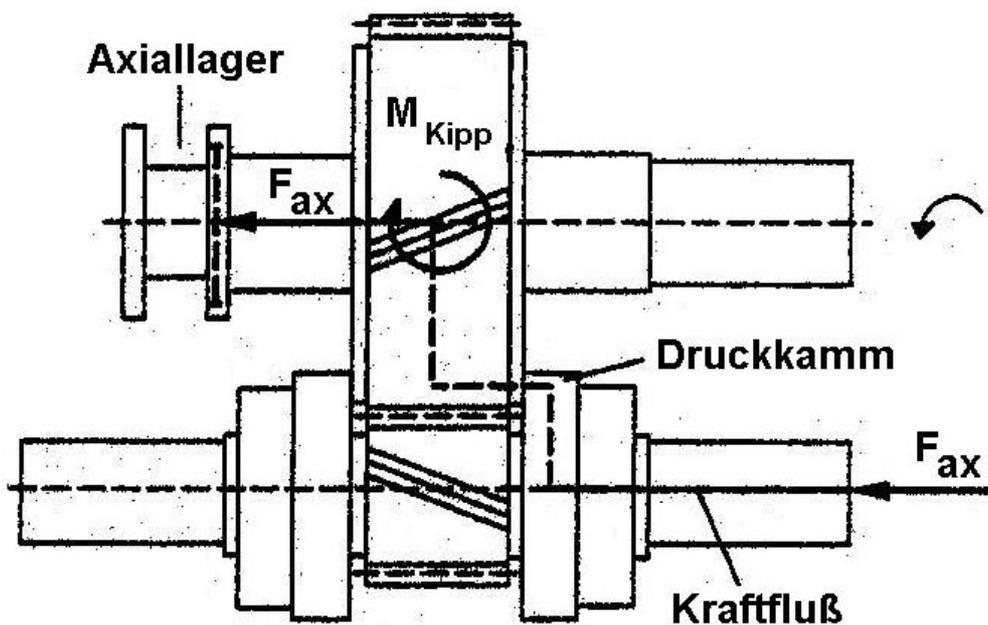


Bild 8.5 Axialschubübertragung

Die Druckkämme werden bei niedrigem aufzunehmenden Axialschub aufgeschraubt (**Bild 8.6.a**).

In **Bild 8.6.b** wird die gut bewährte Druckkammbefestigung von BBC dargestellt. Dabei ist der Druckkamm auf die Ritzelwelle aufgeschraubt und zusätzlich axial durch einen geteilten Ring und einen Haltering gesichert.

In **Bild 8.6.c** ist eine Befestigungslösung dargestellt, wobei durch eine radiale Elektronenstrahlschweißung auf den geteilten Sicherungsring mit Haltering gemäß **Bild 8.6.b** verzichtet werden kann [33].

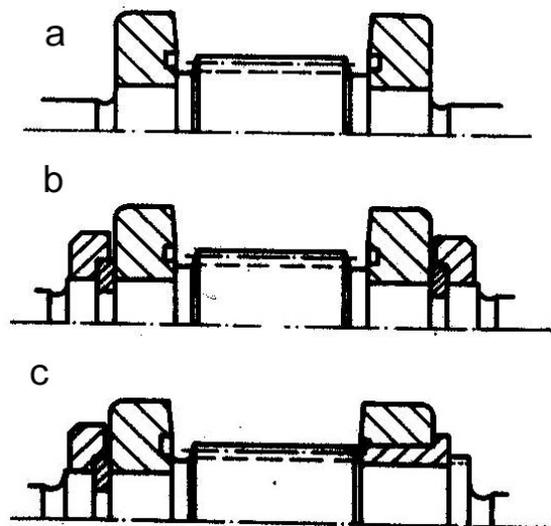


Bild 8.6 Druckkämmevariationen

In **Bild 8.7** ist eine andere konstruktive Ausführung des Druckkamms von der Fa. Maag Getriebe AG dargestellt. Dabei wird die Befestigung des Druckkamms auf der Ritzelwelle entsprechend **Bild 8.6.b** vorgenommen. Diese Art der Druckkammerausführung wird bei großen Axialschüben herangezogen.

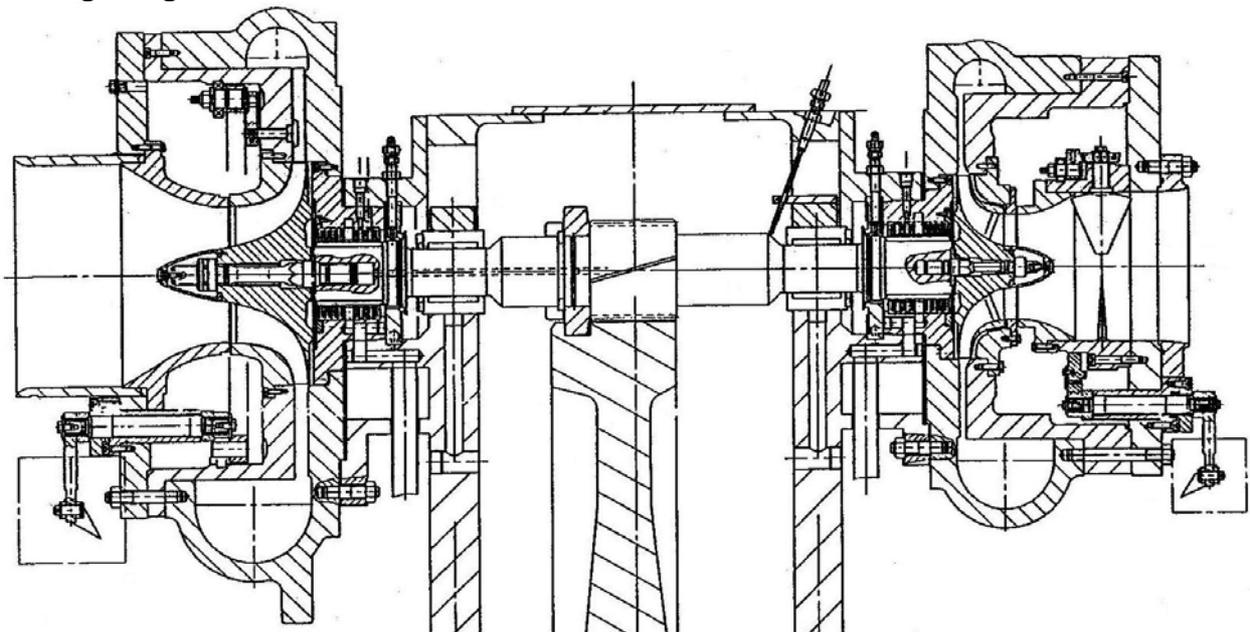


Bild 8.7 Konstruktive Ausführung eines Druckkamms (Fa. Maag)

Die Stirnfläche des Radkranzes und die Kammfläche des Druckringes sind leicht konisch, so dass die Berührung theoretisch auf einer Linie erfolgt und dadurch die Ölfilmbildung begünstigt wird.

Der Druckkamm und der Antriebsrad rollen in nächster Nähe des Wälzkreises ab, so dass die Relativgeschwindigkeit zwischen den beiden gering ist. Dadurch entstehen eine verminderte Reibung und demzufolge geringe Leistungsverluste. Der Druckkamm an der Ritzelwelle wird gehärtet und an

der Lauffläche geschliffen. Dagegen kann jedoch die Lauffläche am Zahnrad der Antriebswelle bei geringerer Belastung ungehärtet bleiben. Bei Getriebeturboverdichtern mit großen Ansaugvolumina werden die Getriebeabmessungen nicht durch die Getriebebelastungen, sondern durch die Größe der Spiralen festgelegt. In solchen Fällen wird das Getriebe mit einem Zwischenrad versehen (**Bild 8.8**).

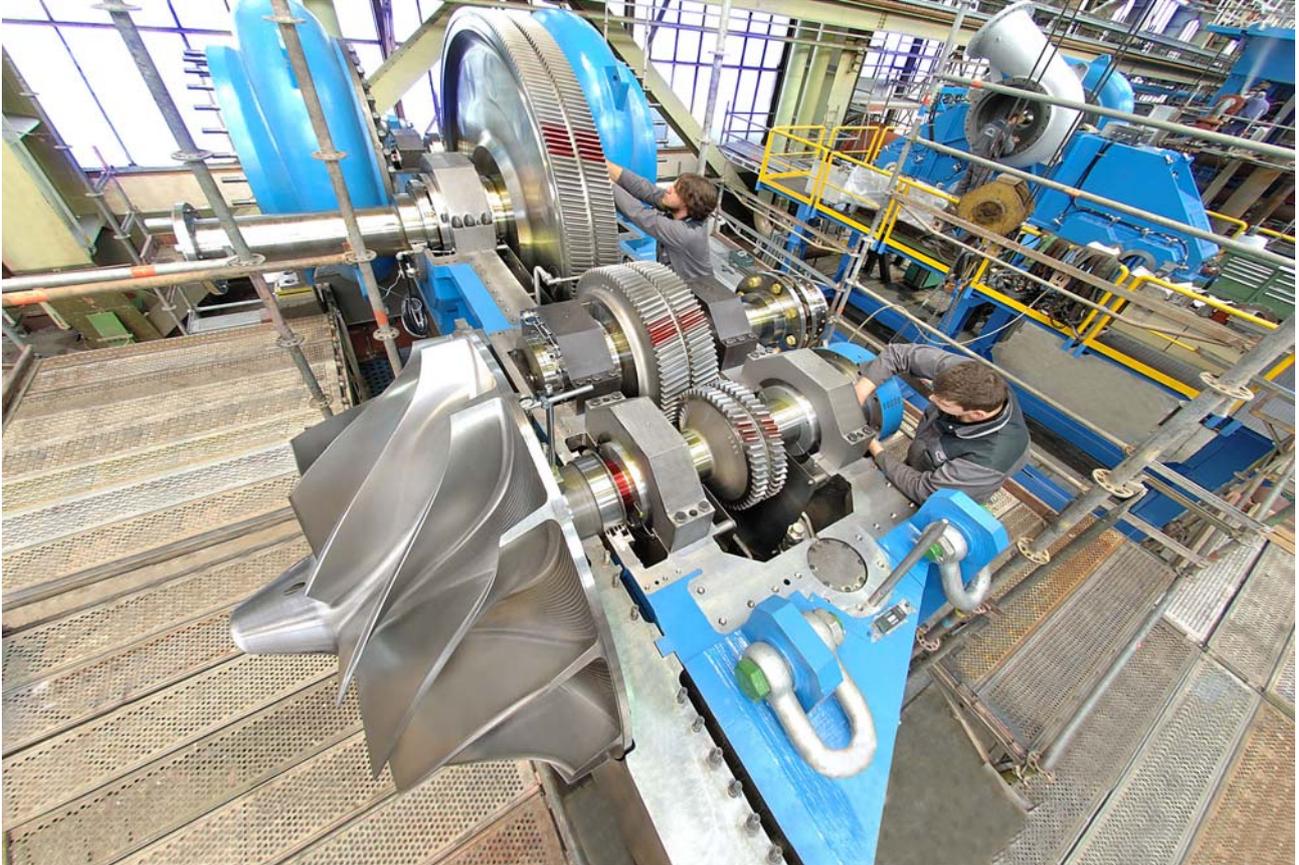


Bild 8.8 Getriebe mit einem Zwischenrad (MAN-Turbo)

9 Dichtungen

Der kupplungsseitige Austritt der Antriebswelle und die Durchtritte der Ritzelwellen zum Spiralgehäuse des Turboverdichters werden mit Wellendichtungen ausgerüstet. Die Auswahl der Wellenabdichtung wird nach dem jeweiligen Einsatzfall vorgenommen. Bei den Getriebeturboverdichtern werden folgende Dichtungsarten verwendet:

- Labyrinthdichtungen
- Kohleringdichtungen (Kohle-Segmentring-Dichtungen)
- Gleitringdichtungen
- Gasdichtungen (Gasgeschmierte Gleitringdichtungen).

9.1 Labyrinthdichtung

Diese Dichtungsart wird als Ein- und Mehrkammersystem eingesetzt. Sie wird hauptsächlich bei Gasen wie Luft, Sauerstoff und Stickstoff verwendet. Die Labyrinthdichtungen rufen von allen zuvor genannten Dichtungsarten zwar

die größte Leckage hervor, finden jedoch wegen ihrer günstigen Herstellungskosten, insbesondere bei großen Volumenströmen und kleinen Drücken, wie sie in den ersten Laufradstufen vorliegen, Anwendung. Sie können aus wellenseitig rotierenden oder gehäuseseitig feststehenden Metallspitzen ausgeführt sein.

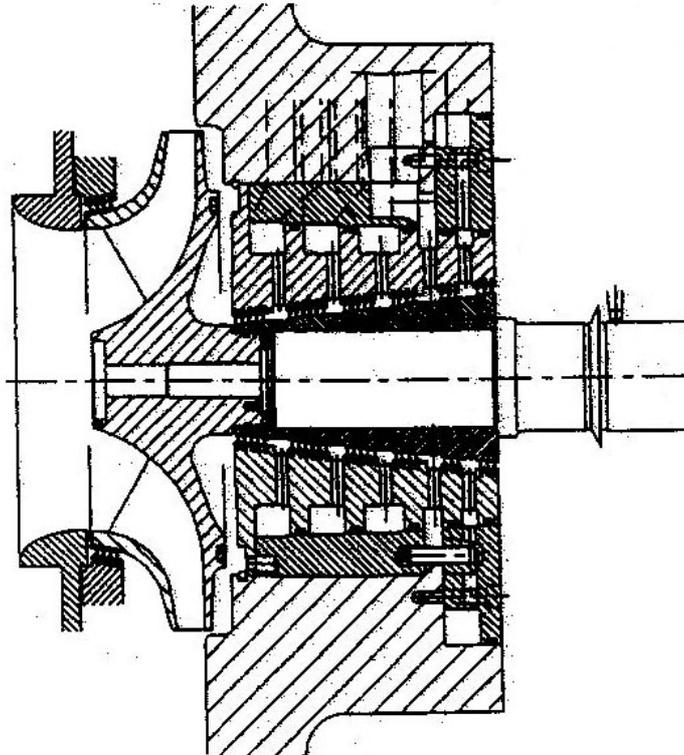


Bild 9.1 Mehrkammer-Labyrinthsystem (Fa. DEMAG)

Das Mehrkammer-Labyrinthsystem wird verwendet, wenn Druckausgleich und Entlüftung nötig ist, ferner, wenn durch die Zuführung von Sperrgas das Prozessgas am Austritt in die Umgebung verhindert werden soll. In **Bild 9.1** ist ein Mehrkammer-Labyrinthsystem der dritten Ritzelwelle eines sechsstufigen Sauerstoff-Getriebeturboverdichters der Fa. DEMAG dargestellt. Der Sauerstoffdruck wird in drei Stufen - hoch, mittel und niedrig - abgebaut. Als Sperrgas dient Stickstoff.

In **Bild 9.2** werden schematisch die Anordnung eines Zweikammer-Labyrinthsystems und die angeschlossenen Leckgasleitungen dargestellt. Der Gasdruck hinter den Laufrädern wird über dem Labyrinth zur ersten Kammer A entspannt. Diese Kammern von allen Stufen sind über die Leitung 7 mit dem Saugstutzen der 1. Stufe verbunden. Der Gasdruck zwischen den Kammern A und B wird auf einen gewünschten einstell- und regelbaren Entlüftungsdruck entspannt. Bei 6 wird gemeinsam mit dem Ölnebel die Restleckage abgesaugt. Diese treten von der Kammer B über die Öldichtungslabyrinth in den Getrieberaum 5 aus.

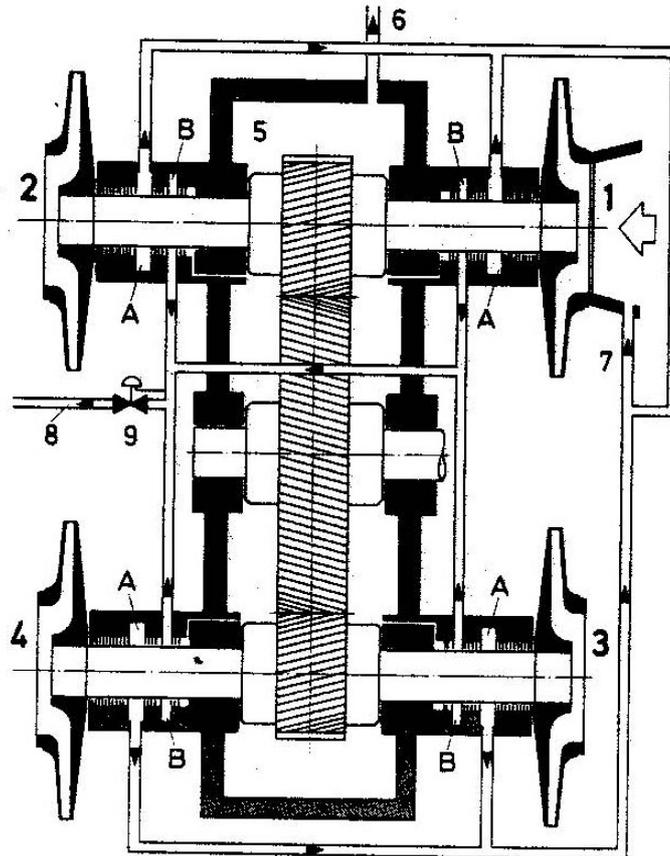


Bild 9.2 Zweikammer-Labyrinthsystem mit Leckgasleitungen
(Fa. DEMAG)

In **Bild 9.3** ist die schematische Darstellung des Dichtungssystems eines sechsstufigen Sauerstoff-Getriebeturboverdichters mit Druckausgleich und Entlüftung dargestellt. Die Reduzierung des Sauerstoffdruckes in den Labyrinthdichtungen der jeweiligen Verdichterstufe wird stufenweise vorgenommen, in der 5. und 6. Stufe durch drei Labyrinthkammern, in der 3. und 4. Stufe durch zwei und in der 1. und 2. Stufe durch eine Labyrinthkammer. Die Hochdruckleckage der 5. und 6. Stufe wird dem Saugstutzen der 5. Stufe zugeführt. Die Mitteldruckleckage der Stufen 3 bis 6 wird im Saugstutzen der 3. Stufe, und die Niederdruckleckage aller Stufen wird in den Saugstutzen der 1. Stufe zugeführt. Als Sperrgas dient Stickstoff.

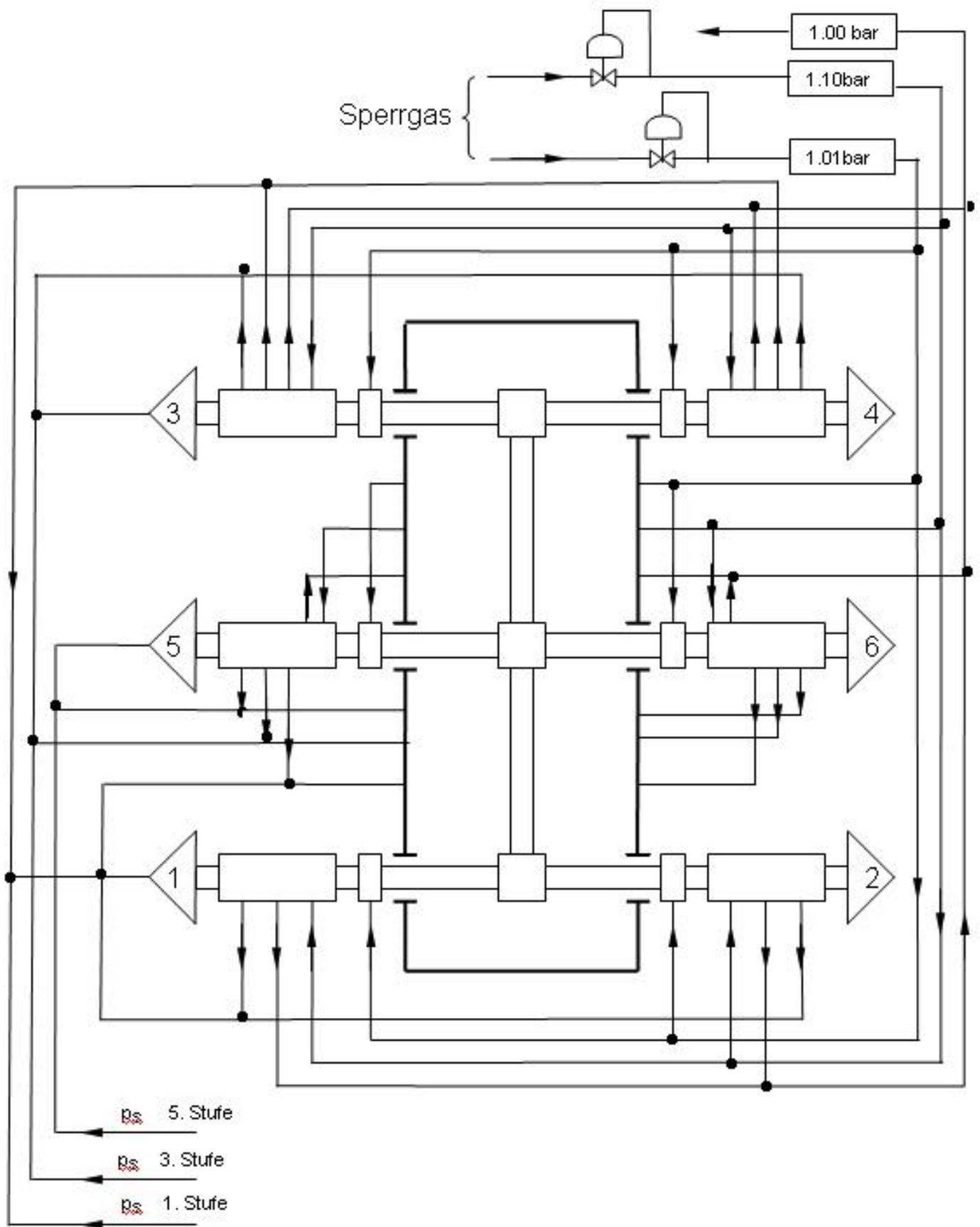


Bild 9.3 Dichtungssystem eines sechsstufigen Sauerstoff-Getriebeturboverdichters (schematisch)

9.2 Kohleringdichtung

Es handelt sich dabei um gasgeschmierte, radial bewegliche Dichtringe aus elektrographitischer Hartkohle oder Keramik. Um den Verschleiß der Welle zu vermeiden, wird sie an der Stelle der Dichtung gehärtet.

In **Bild 9.4** wird eine Kohleringdichtung mit Absaugung (A) dargestellt. Das Leckagegas wird durch die Absaugung in eine Fackel oder eine Reinigungseinrichtung geführt. Zwischen den Kohlenringen (1) befinden sich die sogenannten Kammerringe (2). Sie haben die Funktion, die Kohlerringe in axialer Richtung zu führen. Der Schlussring (3) bildet den Abschluss im Gehäuse. Durch den Deckel (4) werden alle Bauteile der Kohleringdichtung in einem Gehäuse fixiert. Sie können entweder direkt im Spiralgehäuse oder, wie im **Bild 9.4** dargestellt bereits fertig in einem Einschubgehäuse (5) montiert im Spiralgehäuse (6) befestigt werden. Die zweite Bauweise bietet die vereinfachte Montage der Kohleringdichtung im Spiralgehäuse, da die einzelnen Bauteile außerhalb des Verdichters zusammengesetzt werden können.

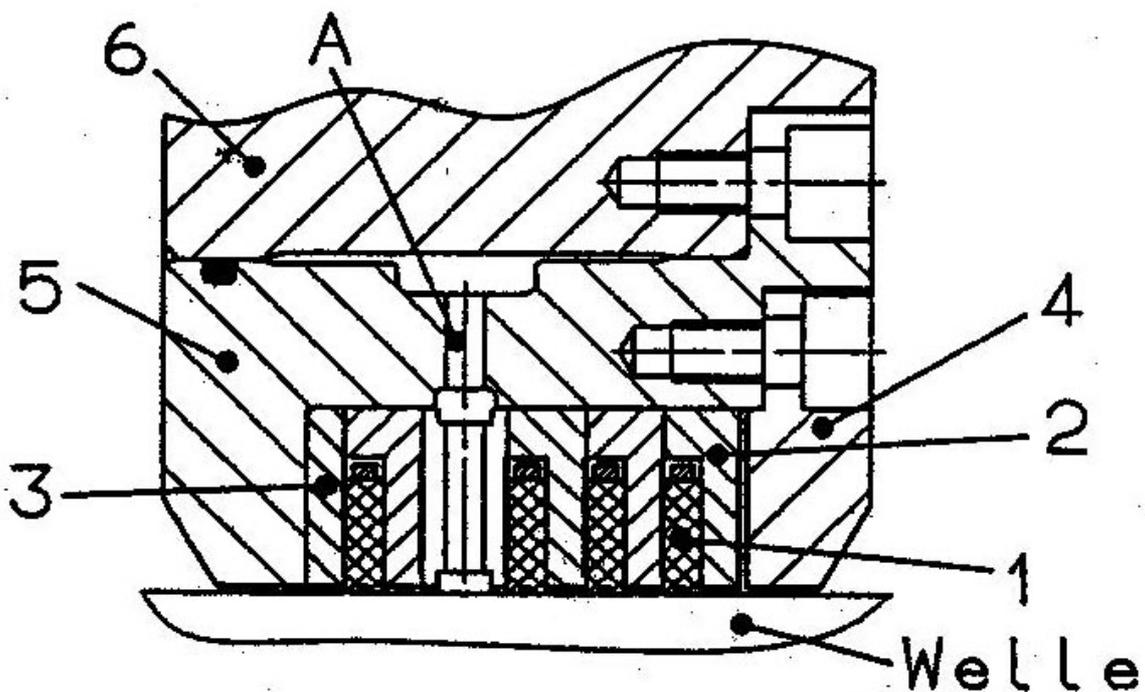


Bild 9.4 Kohleringdichtung

Um die Leckage zu minimieren, wird der Spalt zwischen Dichtringe und Welle derart ausgelegt, dass er sich bei Betriebstemperatur sehr klein einstellt.

Die Kohlerringe werden durch Stifte gegen Verdrehen gesichert. Die früheren Ausführungen waren dreiteilig radialgeschnitten und wurden von einer Schlauchfeder umspannt. Zur Zeit werden die Kohlerringe jedoch einteilig gefertigt und durch einen Stahlring eingefasst. Einteilige Kohlerringe ermöglichen kleinere Radialspiele und damit den Abbau von höheren Drücken.

Als Einsatzbereich der Kohlenringdichtungen werden heute von Herstellern folgende maximale Nennwerte angegeben: $t_{\max} = 500 \text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta p_{\max} = 15 \text{ bar}$ über einen Dichtring, $u_{\max} = 150 \text{ m/s}$ und Wellendurchmesser $d_{\max} = 120 \text{ mm}$, wobei der Druckdifferenz je ein Ring abhängig von der Gleitgeschwindigkeit ist.

Die Kohleringdichtung kann, wie die Labyrinthdichtung, sowohl als ein- als auch als Mehrkammersystem ausgeführt werden.

Bei der Verdichtung von gefährlichen Gasen, die auf keinen Fall in die Umgebung gelangen dürfen, kann eine Mehrkammer-Ausführung unter Verwendung eines Sperrgases eingesetzt werden.

Kohlenringdichtungen gelten als die optimalen Dichtungen für die modernen Getriebeturboverdichter und werden in den meisten Einsatzgebieten bevorzugt herangezogen.

In **Bild 9.5** wird das Dichtungssystem eines 8-stufigen Stickstoff-Getriebeturboverdichters schematisch dargestellt. Die Abdichtung des Gasraumes jeder Stufe zum Getrieberaum wird durch mehrstufige Kohleringdichtungen gewährleistet. Die Kohleringdichtung besteht aus schwimmenden Kunstkohleringen mit kleinsten Dichtspalten, die sich selbsttätig zur rotierenden Welle zentrieren. Zwischen den Kohleringen sind drei Kammern angeordnet (**Bild 9.6**). Das Sperrgas wird der mittleren Kammer zugeführt. Aus der getriebeseitigen Kammer wird das Leckgas an die Atmosphäre abgeführt. Aus der verdichterseitigen (stufenseitigen) Kammer wird das Leckgas zur Saugleitung der ersten Stufe zurückgeführt. Die Anzahl der Kohleringe zur Verdichterseite (Verdichterstufenseite) beträgt 4 bei den Stufen 1 bis 4, 6 bei den Stufen 5 und 6 sowie 8 bei den Stufen 7 und 8.

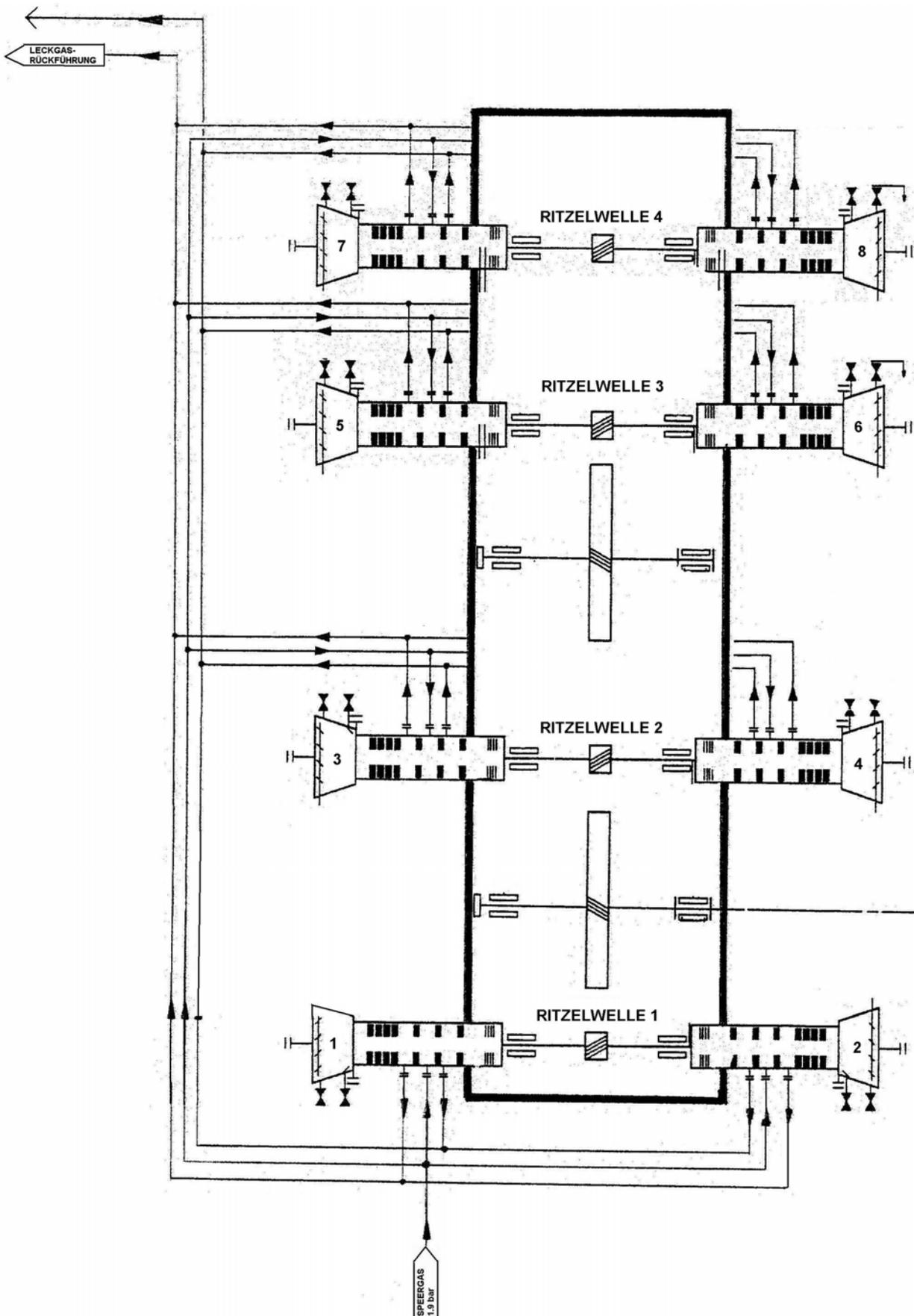


Bild 9.5 Dichtungssystem eines achtstufigen Stickstoff-Getriebeturboverdichters

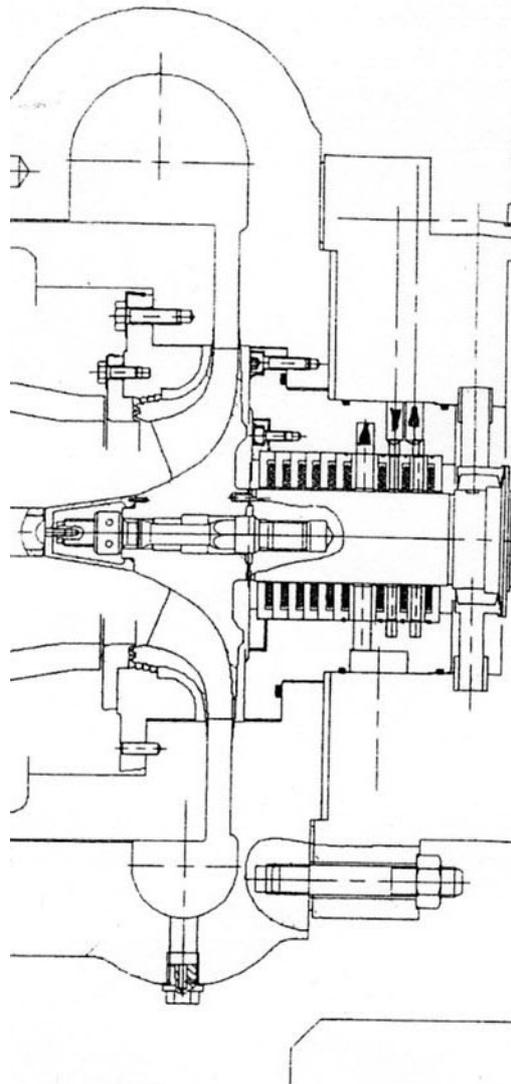


Bild 9.6 Kohleringdichtung der fünften Stufe des achtstufigen Stickstoff-Getriebeturboverdichters

9.3 Ölgeschmierte Gleitringdichtungen

Durch die Entwicklung von keramischen Werkstoffen, wie Wolframkarbid, Aluminiumoxyd und Siliziumkarbid, wurde der Einsatz dieser Dichtungen bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten und Drücken ermöglicht. Gleichzeitig wurde ihre Standzeit auf über 2 Jahre erhöht (als Standzeit bezeichnet man die Zeitdauer vom Zeitpunkt des Einbaus bis zum Zeitpunkt der ersten Beanstandung, welche ausgesprochen wird, wenn die zugesagten Leistungswerte überschritten werden).

Ölgeschmierte Gleitringdichtungen eignen sich gut zum Abdichten sowohl im Betrieb als auch beim Stillstand des Verdichters. Es werden zwei Bauarten dieser Dichtungen eingesetzt, die langsamlaufenden und die schnelllaufenden Gleitringdichtungen.

Die langsamlaufende Gleitringdichtungen sind für eine maximale Gleitgeschwindigkeit von 25 m/s und einen maximalen Druck von 35 bar konzipiert. Als Werkstoffpaarung wird Hartkohle/Chromguss verwendet. Die

max. gasseitige Ölleckage beträgt ca. 3,8 Liter pro Tag, liegt jedoch meistens erheblich niedriger. Die langsamlaufende Gleitringdichtung ist für den Einbau in Getriebeturboverdichtern wegen ihrer kleinen zulässigen Gleitgeschwindigkeit ungeeignet.

Die neueren schnelllaufenden Gleitringdichtungen werden bei maximalen Umfangsgeschwindigkeiten von 100 m/s und (bei einem p.c-Wert von 2000 bar m/s) oder max. Drücken von 50 bar eingesetzt. Als Werkstoffpaarung wird meistens Siliziumkarbid/Hartkohle eingesetzt. Die stehenden Dichtringe werden aus Hartkohle und der rotierende Gegenring aus Siliziumkarbid hergestellt. Letzteres besitzt eine hervorragende Korrosionsbeständigkeit und im Gegensatz zu anderen Keramiken, wie z.B. Wolframkarbid, eine ebenfalls hohe Temperatur-Wechselbeständigkeit. Durch den Einsatz von Siliziumkarbid wurde die Ölleckage entschieden gesenkt, so dass heute Forderungen von einem Liter pro Tag und Dichtfläche zu realisieren sind.

Bild 9.7 zeigt den Aufbau einer schnelllaufenden Gleitringdichtung.

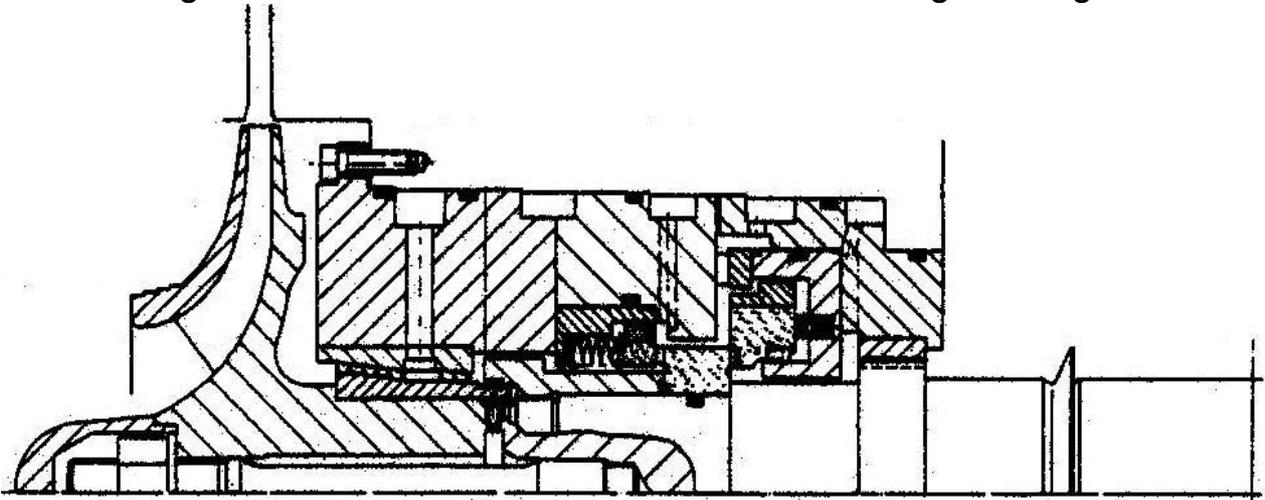


Bild 9.7 Ölgeschmierte Gleitringdichtung (GLRD)

Die ölgeschmierten Gleitringdichtungen werden bei den Getriebeturboverdichtern selten eingesetzt.

9.4 Gasgeschmierte Gleitringdichtung (berührungslose Gasdichtungen)

In den letzten 15 Jahren hat der Einsatz von gasgeschmierten Gleitringdichtungen im Turboverdichterbau immens zugenommen. Insbesondere werden sie bei Turboverdichtern für Erdgas und verschiedene Kohlenwasserstoffgemische in der chemischen und petrochemischen Industrie, aber auch in der Kältetechnik herangezogen.

Gasdichtungen sind gasgeschmierte, berührungslos arbeitende Gleitringdichtungen.

In **Bild 9.8** wird eine Einzelgleitring-Gasdichtung dargestellt.

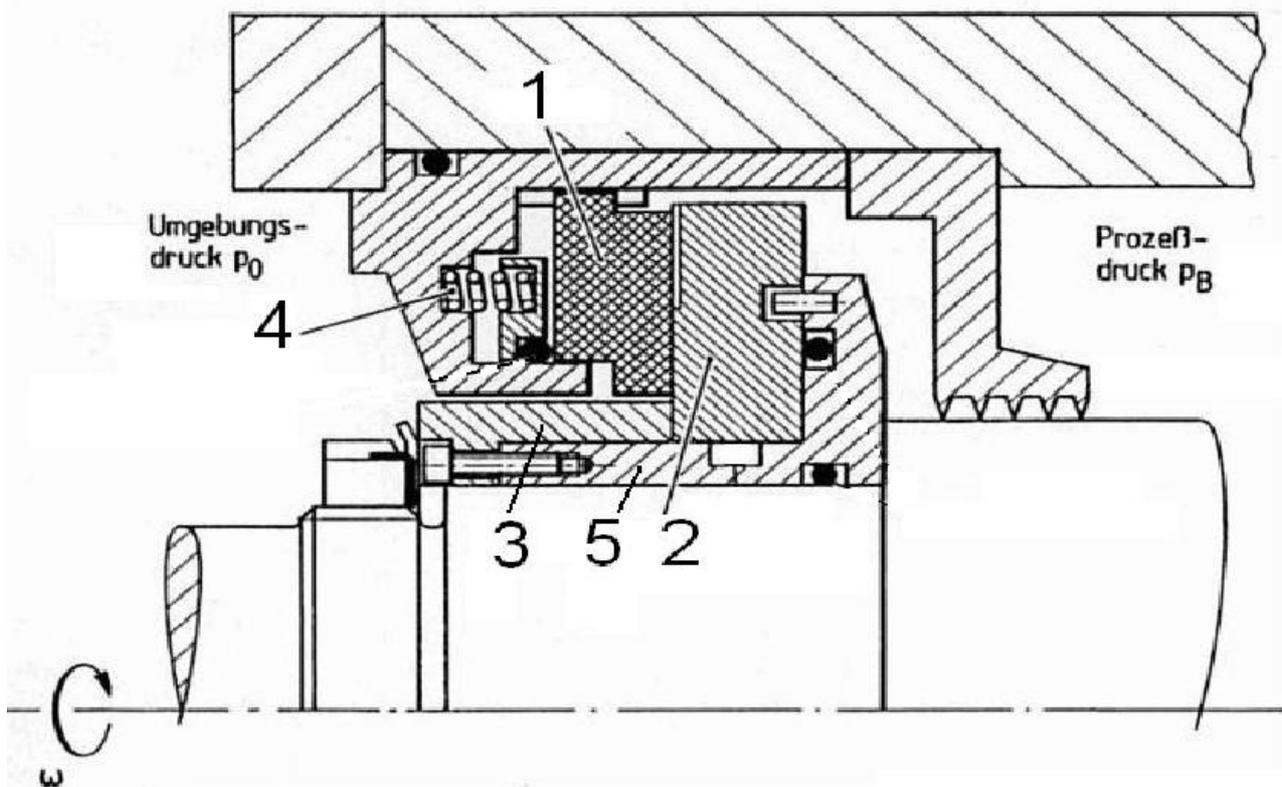


Bild 9.8 Einzelgleitring-Gasdichtung: 1) Gleitring, 2) Gegenring, 3) Druckring, 4) Druckfeder, 5) Wellenhülse

Die Hauptbestandteile dieser Dichtung sind der stillstehende, federbelastete Gleitring (1) aus kunststoffbeschichtetem Siliziumkarbid und der rotierende Gegenring (2) aus Wolframkarbid oder Siliziumnitrit. Der Gegenring (2) ist auf der Wellenhülse (5) befestigt und rotiert daher mit der Welle. Durch die Kunststoffbeschichtung des Gleitringes werden Beschädigungen vermieden, wenn die Ringe sich bei niedrigen Drehzahlen, z.B. beim Anfahren, berühren. Während die Dichtfläche des Gleitringes (1) glatt ist und eine hohe Oberflächengüte aufweist, besteht der Gegenring (2) aus einem strukturierten Bereich mit nur wenigen μm tiefen Nuten und dem Dichtdamm.

In (Bild 9.9) sind drei verschiedene Nutenformen dargestellt.

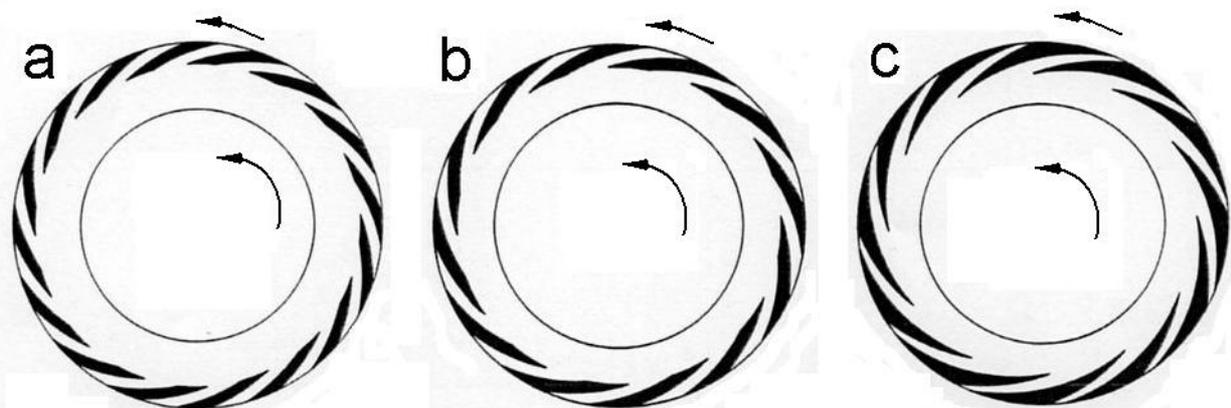


Bild 9.9 Nutenformen a) Pacific-Spiralnute, b) Crane-Spiralnute und c) Burgmann-Kreisringnute

Durch die Nuten entsteht zwischen beiden Ringen ein nur wenige μm dickes Polster (Gasfilm) und somit bleiben die Ringe berührungsfrei. Die Wirkung der Nuten beruht auf ähnlichen Effekten, wie sie von hydraulischen Axialgleitlager bekannt sind. Durch die Nuten wird der erforderliche Druck gebildet, der zu einem Abheben der Ringe voneinander führt und somit die Dichtung berührungslos macht. Die Spalthöhe ist u.a. von der Drehzahl abhängig. Mit steigender Drehzahl nimmt die Dicke des Gasfilms zwischen den Ringen zu.

Die im **Bild 9.9** dargestellten Nutenprofile sind lediglich für eine Drehrichtung geeignet. Ein Verdichter kann jedoch unter besonderen Umständen auch rückwärts drehen. Dafür wurden Dichtungen entwickelt, bei denen der Gegenring ein besonderes Nutprofil besitzt (**Bild 9.10**). Diese Nutenprofile gewährleisten eine Drehrichtungsunabhängigkeit der Gasdichtung.

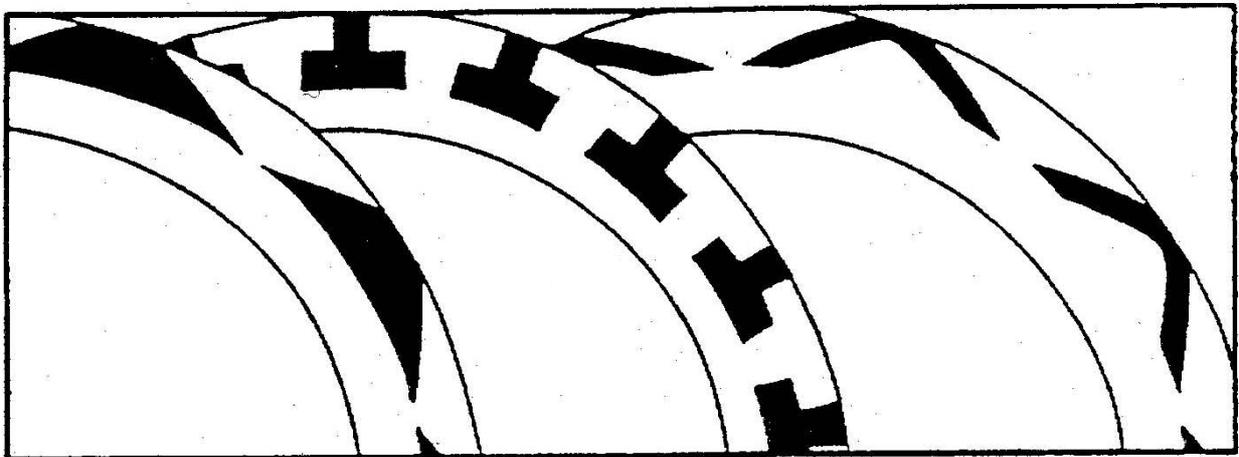


Bild 9.10 Verschiedene drehrichtungsunabhängige Nutprofile
(Fa. John Crane)

Bei Förderung von giftigen, explosiven oder leicht brennbaren Gasen durch Getriebeturboverdichter werden hauptsächlich Doppel- oder Tandemgasdichtungen installiert. Damit wird verhindert, dass das Produktgas in die Umgebung entweicht.

In **Bild 9.11** wird eine Doppelgasdichtung der Fa. Crane dargestellt. Über den Anschluss A der Dichtung wird ein Sperrgas eingeleitet. Der Druck des Sperrgases muss stets größer sein als der Druck des abzudichtenden Produktgases. Da ein Teil des Sperrgases in die Umgebung und der andere Teil in das Produktgas entweicht, darf es weder gesundheitsschädlich noch umweltschädlich sein. Ferner darf es nicht mit dem Produktgas reagieren. Deshalb wird im allgemeinen Stickstoff als Sperrgas verwendet.

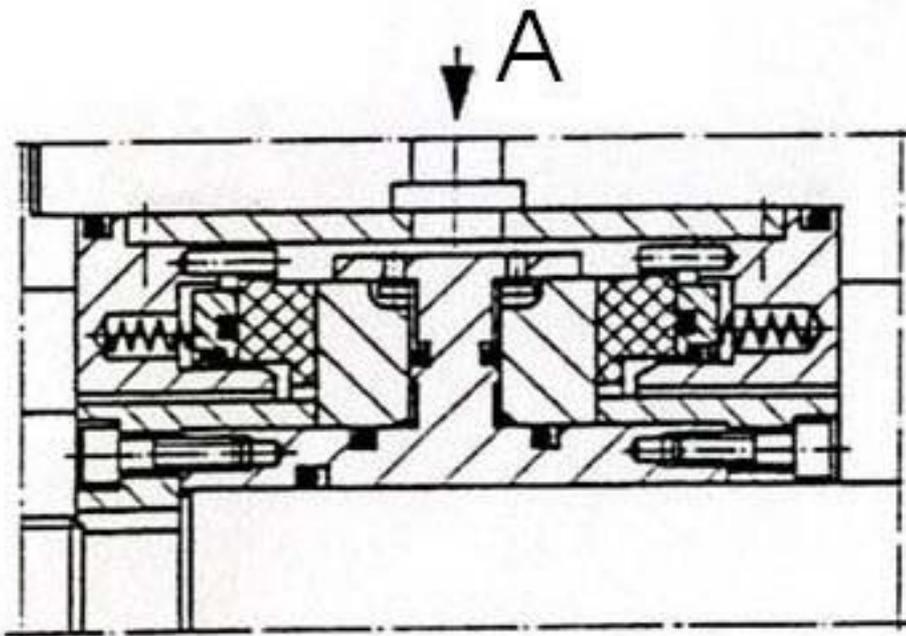


Bild 9.11 Doppelgasdichtung (Fa. John Crane)

In **Bild 9.12** ist eine Tandemgasdichtung der Fa. John Crane dargestellt. Tandemgasdichtungen bestehen aus zwei hintereinander angeordneten Einzelringdichtungen, wobei die produktseitige Dichtung (MAIN SEAL) fast die gesamte Druckdifferenz abbaut.

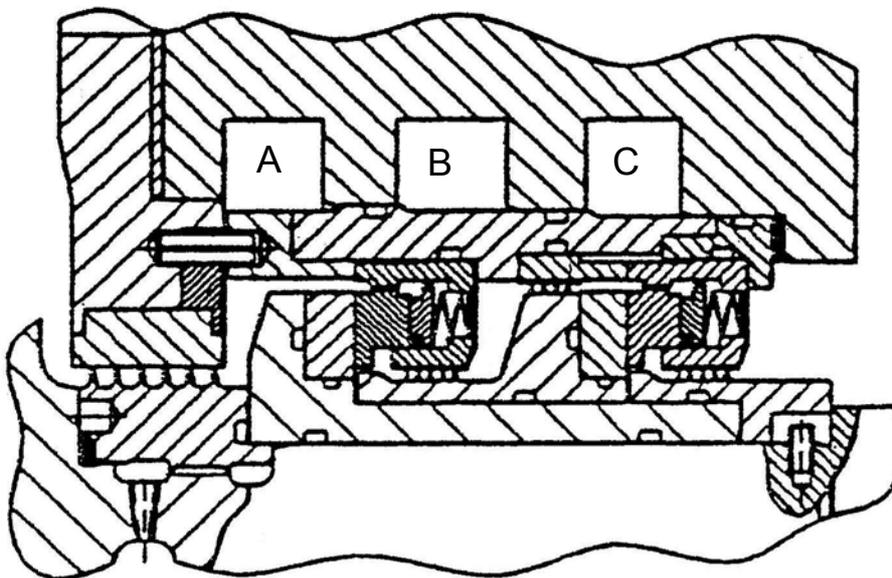


Bild 9.12 Tandemgasdichtung (Fa. John Crane)

In den Anschluss A wird Spülgas (gereinigtes Produktgas) eingeführt. Das Leckagegas der produktseitigen Dichtung wird über den Anschluss B der Entsorgungseinrichtung zugeführt. Ferner wird Sperrgas durch den Anschluss C eingeleitet. Die atmosphärenseitige Dichtung läuft beinahe drucklos, da sie nur den in der Fackel herrschenden Druck abzudichten braucht.

Von den Herstellern der Gasdichtungen werden folgende Einsatzgrenzen angegeben:

Abzudichtender Druck	$p_{\max} = 150 \text{ bar je Stufe}$
Umfangsgeschwindigkeit	$c_{\max} = 150 \text{ m/s}$
Temperatur	$t_{\max} = 200 \text{ °C}$
Wellendurchmesser	$d = 40 \text{ bis } 300 \text{ mm.}$

Gasgeschmierte Gleitringdichtungen weisen folgende Vor- und Nachteile auf:

Vorteile:

- ölfreies Dichten führt zur erheblichen Reduzierung und Vereinfachung des Ölsystems
- bedeutend geringere Reibungsverluste
- berührungsloses Arbeiten und dadurch verschleißfrei
- geringe Leckage
- Dichten auch im Stillstand
- max. Umfangsgeschwindigkeit bis z.Z. 150 m/s
- max. Druck 150 bar pro Stufe.

Nachteile:

- wesentlich teurer als andere Dichtungen
- zur Abdichtung giftiger oder brennbarer Gase, bei denen keine Leckage an die Umgebung gelangen darf, wird Inertgas als Sperrgas benötigt
- verlangen Feinstfilterung (5-10 μm) des für die Dichtung benötigten Gases gegen Fremdkörper und Flüssigkeit
- sind nicht gut geeignet, wenn hohe radiale und/oder axiale Wellenschwingungen auftreten
- erfordern höchste Sorgfalt bei der Montage.

10 Antrieb

Der Antrieb der Getriebeturboverdichter erfolgt meist durch Elektromotoren, deren Drehzahlen i.d.R. 1500 bzw. 1800 min^{-1} oder 3000 bzw. 3600 min^{-1} betragen und deren Antriebsleistungen zwischen 300 kW und 20000 kW liegen. Die Einschaltung von Drehstrom- Asynchron- sowie Drehstrom-Synchronmotoren erfordert besondere Beachtung. Der Verlauf des Motordrehmomentes in Abhängigkeit der Drehzahl wird durch die Auslegung festgelegt. In **Bild 10.1** sind schematisch die Drehmomentkurve eines Drehstrom-Asynchronmotors und die Anlaufdrehmomentkurve M_V eines Verdichters dargestellt. Das Beschleunigungsmoment M_b ergibt sich aus der Differenz zwischen dem Motor- und dem Verdichterdrehmoment. Die gekennzeichneten Punkte auf der Drehmomentkurve des Motors sind: A das Anzugs-, B das Sattelmoment, d.h. das kleinste auftretende Moment, C das Kippmoment, d.h. das maximal auftretende Moment und D das Nennmoment

M_N . Zur Ermittlung der Anlaufzeit des Motors müssen das Massenträgheitsmoment des gesamten Stranges, bestehend aus dem Motor, dem Getriebe, dem Verdichter und der Kupplung sowie die Drehmomentverläufe des Motors und des Verdichters bekannt sein. Das Beschleunigungsmoment M_b ist:

$M_b = M_M - M_V = \Theta \cdot \frac{d\omega}{dt}$ wobei ω die Winkelgeschwindigkeit und Θ das gesamte Massenträgheitsmoment angeben.

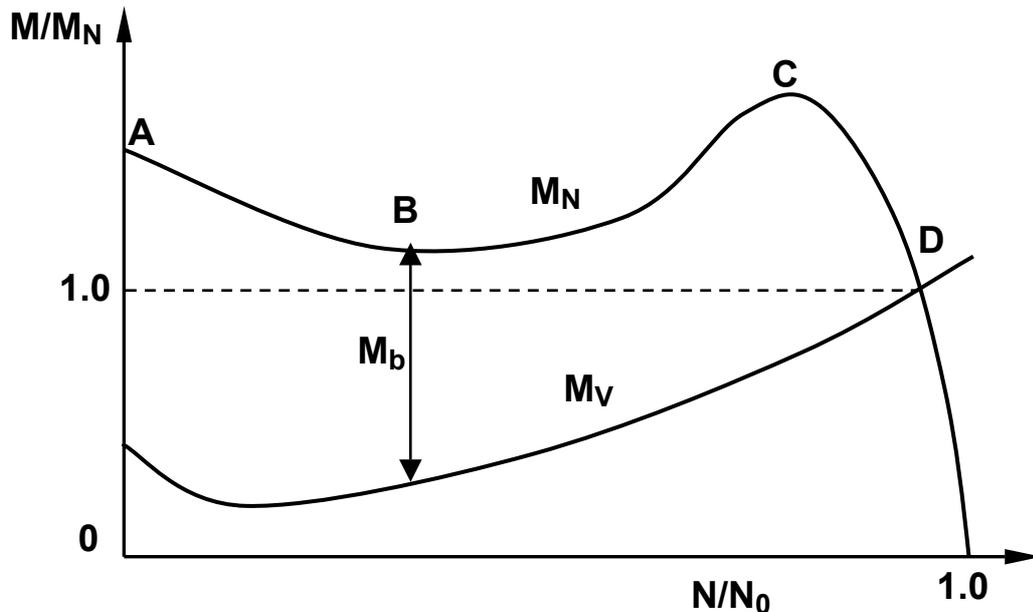


Bild 10.1 Drehmomentkurve eines Drehstrom-Asynchronmotors und die Anlaufdrehmomentkurve M_V eines Verdichters

Wenn aus dem jeweiligen Prozess genügend Dampf zur Verfügung steht, kann zum Antrieb eine Dampfturbine herangezogen werden. Ferner kann auch der Antrieb durch eine Gasturbine erfolgen.

Beim Antrieb durch Dampf- oder Gasturbinen wird als Antriebswelle eine zusätzliche Ritzelwelle eingebaut, die das Getriebegroßrad antreibt.

11 Kupplungen

Die Leistungsübertragung des Elektromotors oder (seltener) des Turbinenantriebs auf die Antriebswelle des Getriebes erfolgt meistens durch eine druckölgeschmierte Zahnkupplung. Sie gehört zu der Gruppe der drehstarr-biegeelastischen Kupplungen und ist in der Lage, begrenzte Wellenverlagerungen in radialer, axialer und Umfangs-Richtung auszugleichen. Die Rückstellkräfte, die dabei entstehen, werden vom Axiallager aufgenommen.

Die Zahnkupplung besteht grundsätzlich aus zwei Naben, die auf den zu verbindenden Wellen zu befestigen sind, sowie einer meistens beweglichen Hülse. Die Wellen-Nabenverbindung kann über eine Passfeder, einen Keil oder eine Schrumpfung erfolgen. Die Naben tragen entweder eine Außen- oder eine Innenverzahnung. Die dazugehörige Hülse ist entsprechend mit Innen- oder Außenverzahnung zu fertigen. In **Bild 11.1a** ist eine Zahnkupplung der Fa. Renk-Tacke dargestellt. In **Bild 11.1b** ist die Kupplungsnabe auf dem Wellenzapfen aufgeschrumpft. Bei den Zahnkupplungen ist darauf zu achten, dass die Schmierzuf- und -abführung eine freie Schlammabführung gewährleistet, da die Kupplung wie eine Zentrifuge wirkt. Es sollte z.B. eine Einzelzahn-Einspritzschmierung mit den entsprechenden Ölablaufbohrungen verwendet werden.

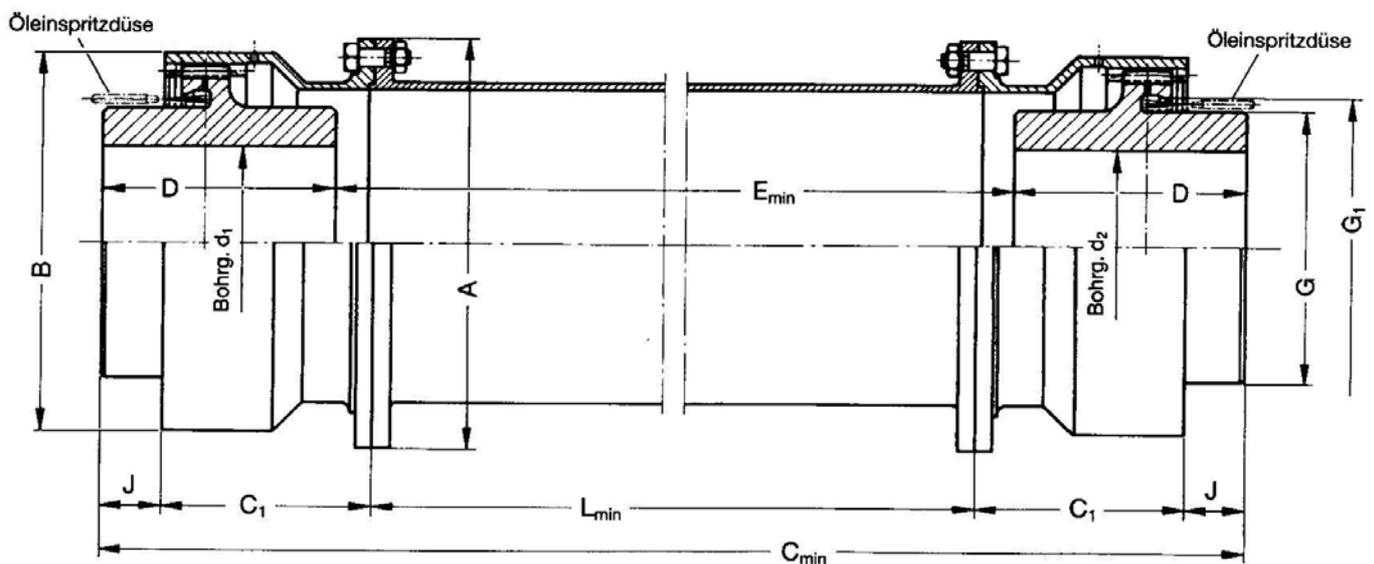


Bild 11.1a Zahnkupplung (Fa. Renk-Tacke)

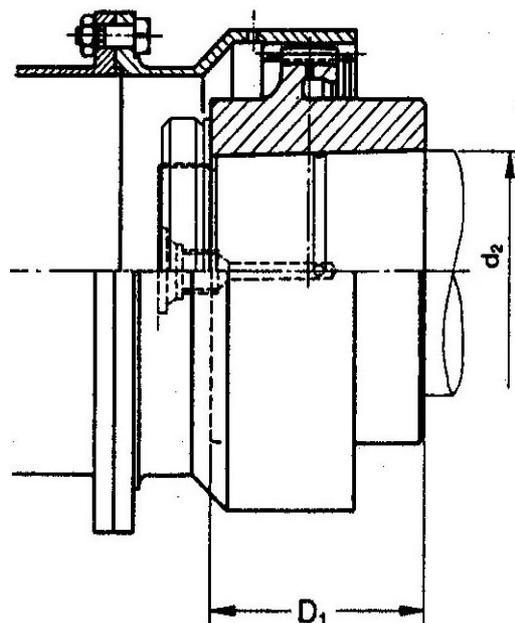


Bild 11.1b Ausschnitt Zahnkupplung (Fa. Renk-Tacke)

Ferner ist eine Zahnflankenqualität notwendig, so dass die Grübchenbildung durch Winkelversatzbewegungen verhindert wird. Deshalb sollte die Verzahnung einsatzgehärtet und geschliffen sein. Darüber hinaus darf der Pressverband zwischen Kupplungsstern und Wellenzapfen keine Mikrobewegung zulassen.

Bei den Getriebeturboverdichtern werden oft Zahnkupplungen mit abgestimmtem drehelastischen Torsionsstab verwendet (**Bild 11.2**). Diese Maßnahme wird ergriffen, um infolge fehlender Torsionsdämpfung Instabilitäten, die durch Anregungen über den Luftspalt des E-Motors auftreten können, zu vermeiden.

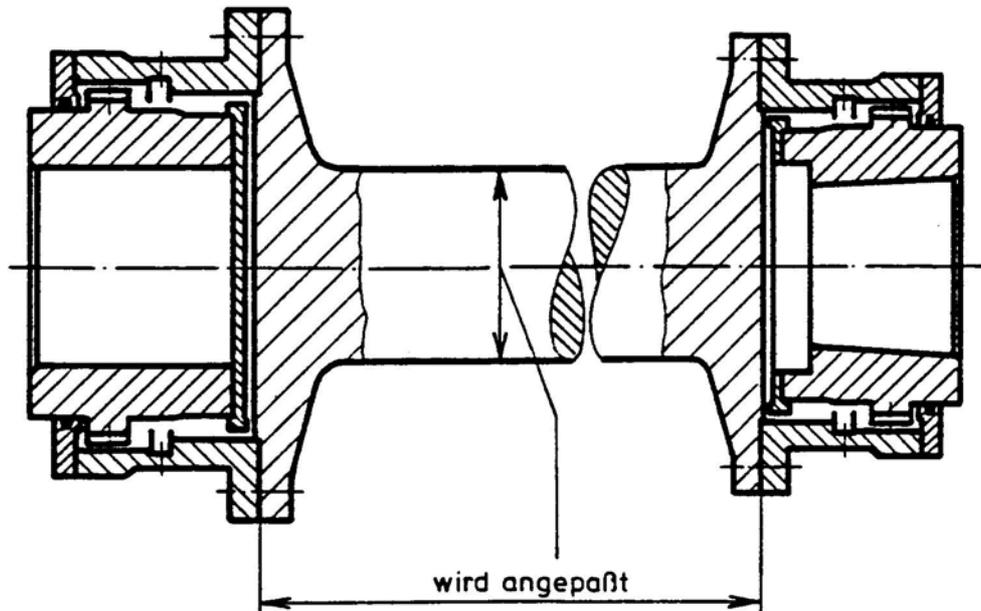


Bild 11.2 Zahnkupplung mit Torsionsstab

Durch die Ausführung des Zwischenstückes als Drehstab wird die Zahnkupplung drehelastisch. Durch die Anpassung der Länge des Zwischenstückes (Torsionsstabs) wird die gewünschte Drehelastizität der Kupplung erreicht.

12 Rotordynamische Betrachtungen

12.1 Biegeeigenfrequenzen

Die Laufruhe eines Turboläufers stellt eine wichtige Voraussetzung für den sicheren Betrieb einer Turbomaschine dar. Das Verhalten des Turboläufers wird unter Berücksichtigung der Lagerform, der Lagergeometrie sowie des Ölfilms auf drehzahlfrequente und drehzahlfremde Schwingungen untersucht, um eine Begrenzung der Wellenschwingungsamplituden innerhalb der zulässigen Werte zu erzielen. Die Amplitude der Wellenschwingungen, die dynamischen Lagerpressungen - entsprechend den Feder- und Dämpfungszahlen der Lager -, die Resonanzen sowie die bezogenen Amplitudenüberhöhungen werden mit Hilfe der Unwuchtrechnung, bestehend

aus unterschiedlich verteilten Unwuchten, ermittelt. Dadurch werden die Schwingungsamplituden für jeden beliebigen Punkt der Welle als Funktion der Drehzahl berechnet.

Die Unwuchtgröße wird nach DIN 4312 gemäß der angegebenen Formel:

$U = 9550 Q m/N$ [gmm] berechnet, wobei:

$Q=2,5$ mm/s	die Gütestufe
m in kg	die Läufermasse und
N in 1/min.	die Drehzahl der Welle ist.

Ferner dürfen die für jede Unwuchtverteilung errechneten Amplituden der Wellenschwingungen an den Lagern den Wert $A = 1400/\sqrt{N}$ [μm] nicht überschreiten. Dabei wird als Amplitude A die große Halbachse der elliptischen Wellenbahn verstanden.

Die API 617 aus dem Jahre 1979 empfiehlt als Unwuchtgröße den Wert $U=444 \times 10^6$ m/N² (gmm) und als zulässige Amplitude der Wellenschwingungen an den Lagern den Wert $A = 2800/\sqrt{N}$. In der API 617 von 1988 wird der Verstärkungsfaktor $AF = N_c/(N_2-N_1)$ eingeführt (**Bild 12.1**). Ist der AF - Wert kleiner als 2,5, dann werden die Resonanzen als unkritisch eingestuft.

Die Welle muss so ausgelegt sein, dass im Bereich von 15% unterhalb der tiefsten bis 20% oberhalb der höchsten Betriebsdrehzahl keine kritischen Drehzahlen liegen.

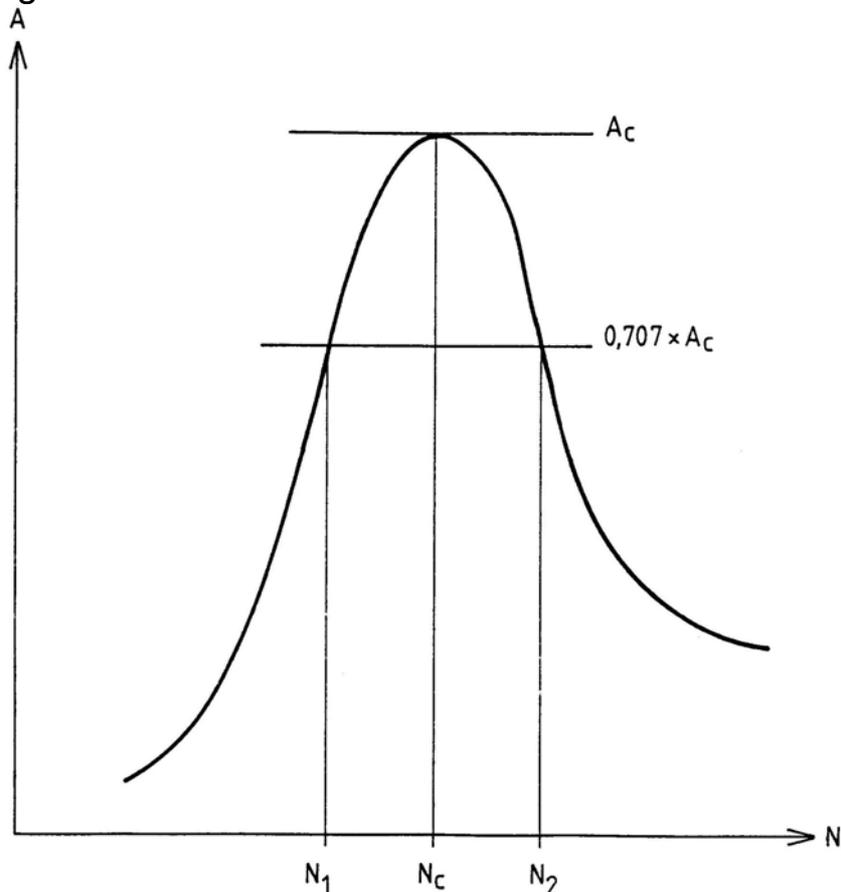
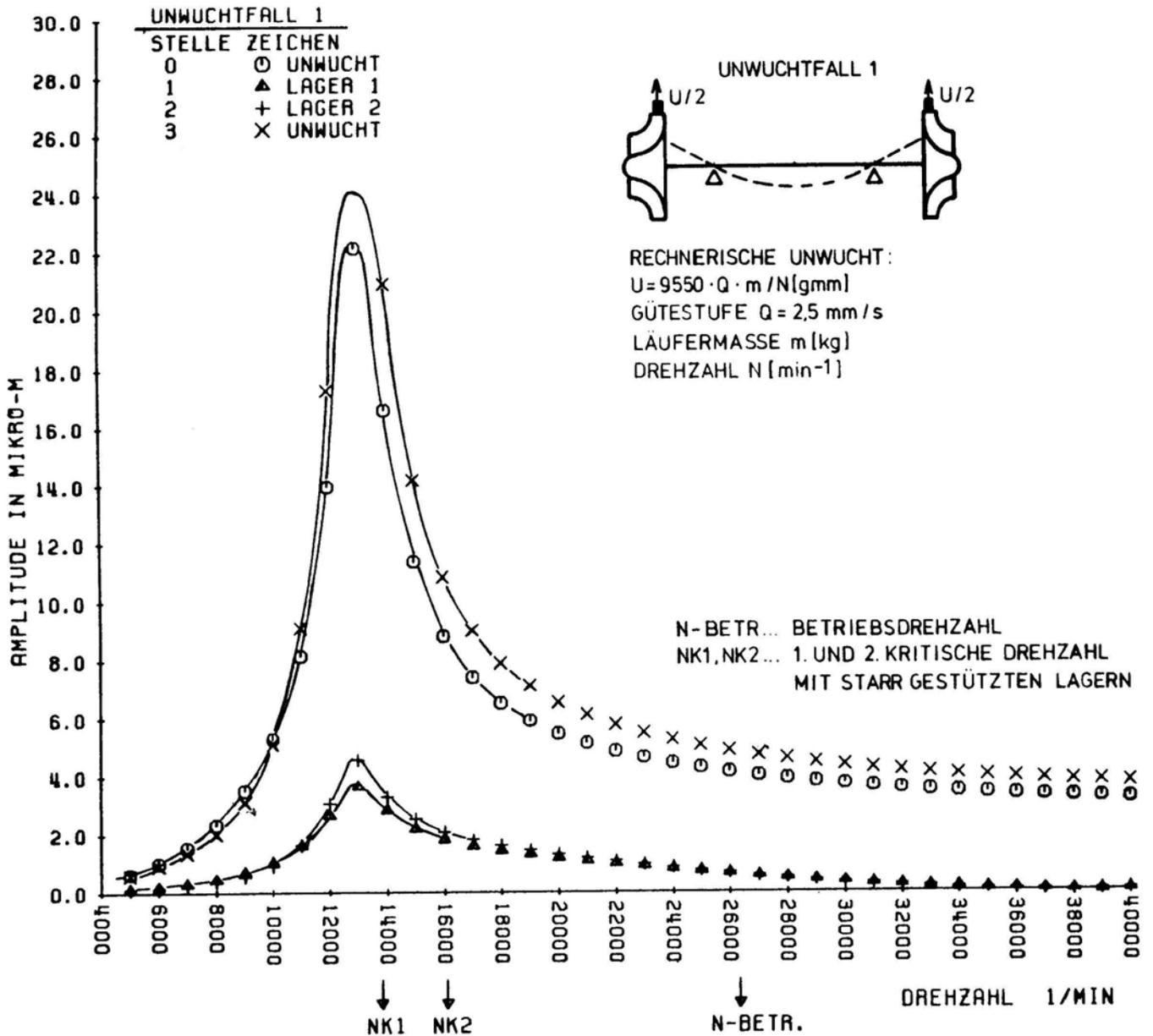


Bild 12.1 Definition des Verstärkungsfaktors

Bei Getriebeturboverdichtern werden jedoch im wesentlichen die Lagerbelastungen und damit die Feder- und Dämpfungszahlen der Lager und

vorkommen, dass sie nicht getrennt erscheinen können, wie aus **Bild 12.3** ersichtlich ist.



**Bild 12.3 Wellenamplituden bei Getriebeverdichtern
 Ritzel mit zwei Rädern**

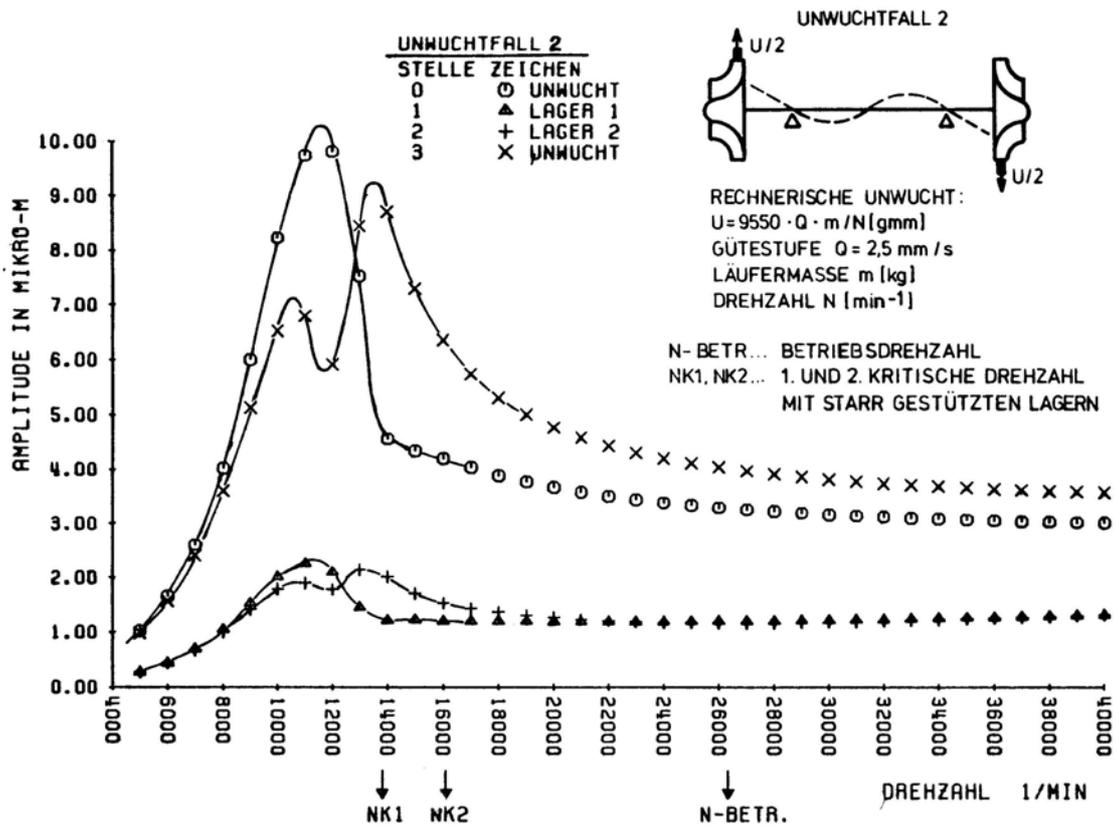


Bild 12.4 Wellenamplituden bei Getriebeverdichtern: Ritzel mit zwei Rädern

Ferner ist die Untersuchung des Turboläufers auf Instabilitäten von fundamentaler Bedeutung. Im Unterschied zu den unwuchterregten Schwingungen, deren Frequenz gleich der Drehzahl ist, sind die Schwingungen infolge von Instabilitäten drehzahlfremd.

Die Hauptursache für die Entstehung von Instabilitäten bilden die Quersfederzahlen. Die Stabilität einer Welle wird durch das logarithmische Dekrement δ wiedergegeben. Dieses ist definiert als der natürliche Logarithmus des Quotienten zweier aufeinanderfolgender Schwingungsamplituden einer stoßangeregten Welle (**Bild 12.5**).

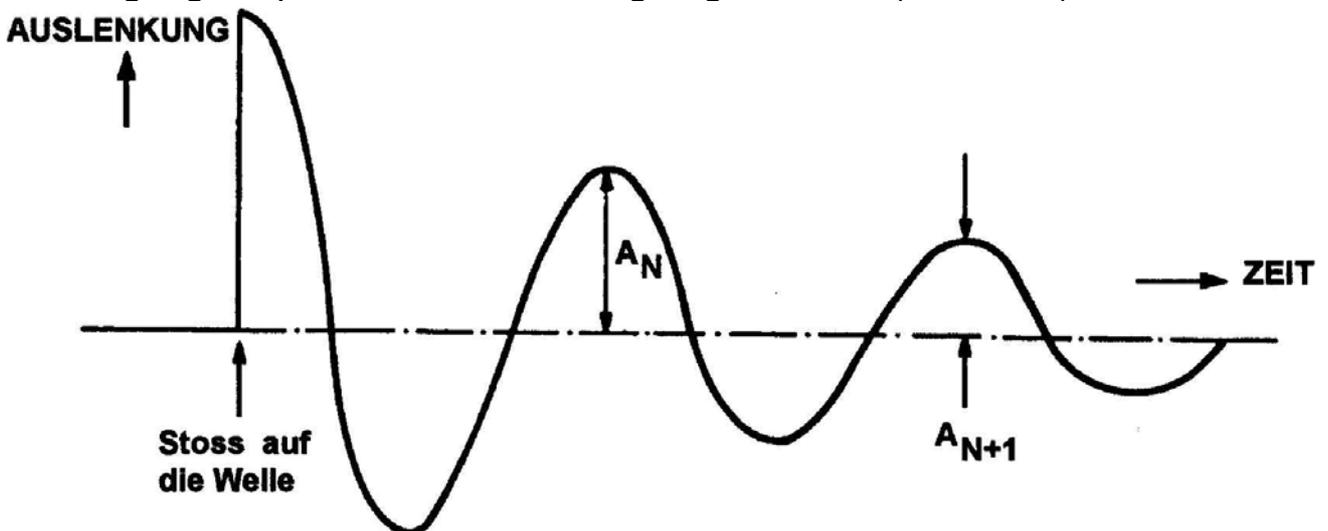


Bild 12.5 Logarithmisches Dekrement $\delta = \ln(A_N/A_{N+1})$

Die bekanntesten Instabilitäten werden aufgrund von Querkräften, die das Öl in den Radiallagern ausübt (Oilwhip), hervorgerufen und treten sowohl bei Verdichter- als auch bei Turbinenwellen auf. Die dadurch entstehenden Schwingungen sind subharmonisch und liegen etwas tiefer als die halbe Drehfrequenz.

Eine bedeutende Rolle bei der Entstehung von Instabilitäten in Turboläufern nimmt die Lagerform ein. Zylinderlager weisen aufgrund ihrer hohen Quersfederzahl die geringste Dämpfung im Vergleich zu Zitronen-, Vierkeil-, sowie Kippsegmentlager auf und haben somit die ungünstigsten Stabilitätseigenschaften. Bei den schnelldrehenden Ritzelwellen der Getriebeturboverdichter werden wegen ihrer hervorragenden Stabilitätseigenschaften ausschließlich Kippsegmentlager eingesetzt.

Eine ebenfalls wichtige Rolle bei der Entstehung von Instabilitäten in Turboläufern spielt das Lagerspiel. Eine Vergrößerung des Lagerspiels geht z.B. mit einer Amplituden-Erhöhung der harmonischen Schwingungen einher und trägt gleichzeitig zur Entstehung von subharmonischen Schwingungen mit hohen Amplituden bei. Deshalb ist ein übermäßig großes Lagerspiel zu vermeiden.

Ähnlich wie der Ölfilm in den Lagern kann das Gas in den Labyrinthen und in den Spalten der Kohleringdichtungen ebenfalls zu Querkräften führen, die mit zunehmender Gasdichte, d.h. bei größeren Drücken, entsprechend größer werden. Die demzufolge entstehenden Instabilitäten an Hochdruck-Turboverdichtern wurden in vielen Veröffentlichungen behandelt.

Derartige Probleme können auch bei der letzten Ritzelwelle von mehrstufigen Getriebeturboverdichtern (7- bis 10-stufigen), bei denen der Druck zu hoch ist, auftreten.

12.2 Torsionseigenfrequenzen

Zur Ermittlung von Torsionseigenfrequenzen werden verschiedene Methoden wie z.B. das Holzer-Tolle-Verfahren herangezogen. Dabei werden die Größen der einzelnen Massenträgheitsmomente, der Torsions-Federsteifigkeiten und –Dämpfungen sowie die Drehzahlen sämtlicher Wellen in einem Rechenmodell zusammengefasst. Diese Werte werden für die Berechnung auf die Antriebsdrehzahl reduziert. In **Bild 12.6** ist das Rechenmodell zur Ermittlung der Torsionseigenfrequenzen des im Abschnitt 14 beschriebenen sechsstufigen Getriebeturboverdichters dargestellt.

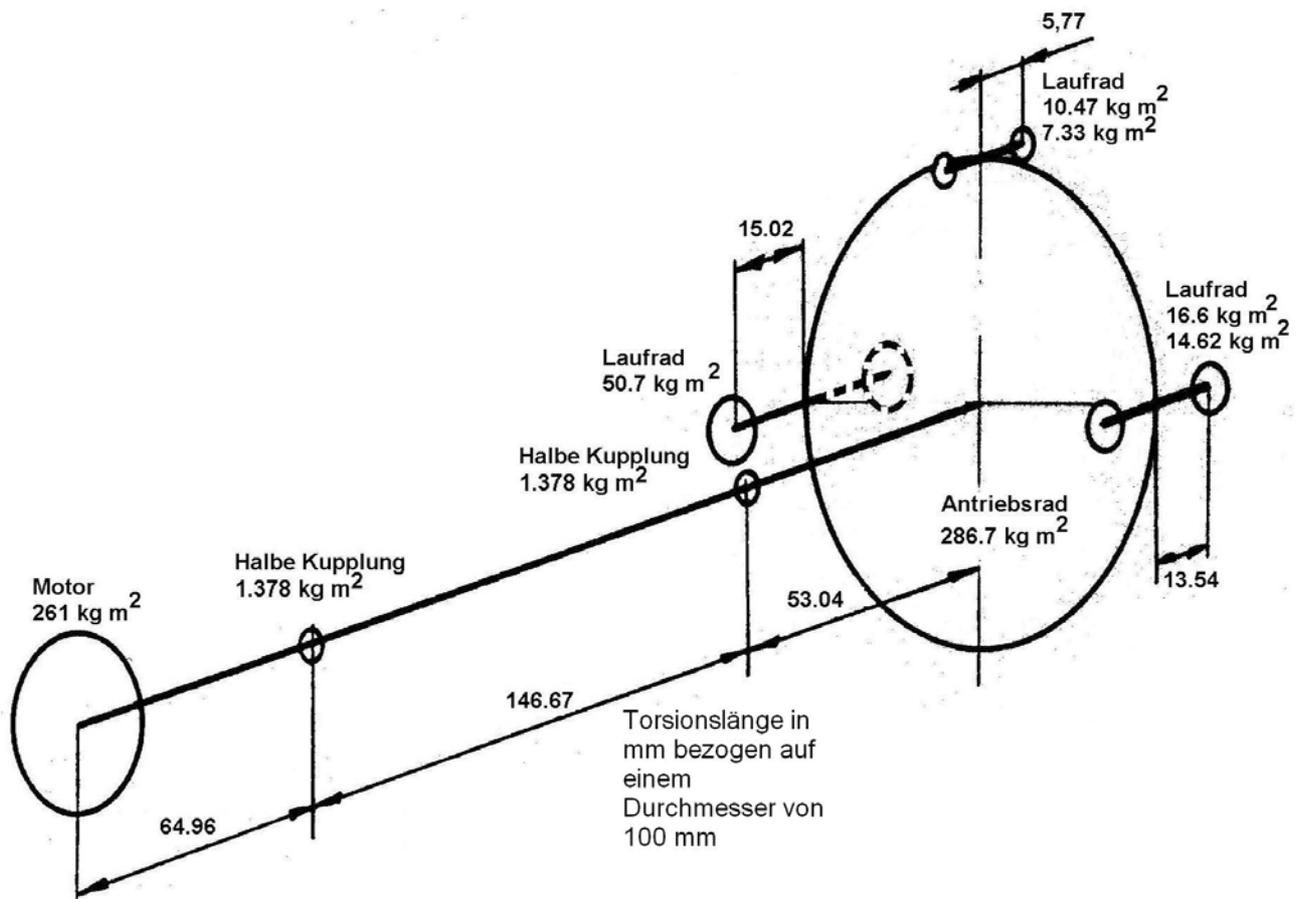


Bild 12.6 Torsionsschwingungsmodell

Das skizzierte System besteht aus dem E-Motor, der Zahnkupplung mit einem Torsionsstab als Verbindungsglied des E-Motors zu der Radwelle des Getriebes und aus drei Ritzelwellen mit jeweils zwei Laufrädern.

Die Torsionslänge zwischen dem E-Motor und dem Getriebe übersteigt um etwa das zwanzigfache die Torsionslänge zwischen dem Getriebe und den Laufrädern. Hierbei sind die Massenträgheitsmomente vom E-Motor und Getriebe um das Zehnfache größer als die von den Laufrädern.

Aus dem Gesamtsystem kann somit folgende Modell-Unterteilung vorgenommen werden:

- Motor-Getriebe-Modell
- Getriebe-Laufräder-Modell.

Das Rechenmodell „Motor-Getriebe“ wird als ein Zwei-Massensystem behandelt (Motor- Torsionsfähige Länge- Getriebe einschließlich Laufrädern). Das Rechenmodell für die Ritzelwellen wird als Drei-Massensystem behandelt (Laufrad- Torsionsfähige Länge- Getriebe- Torsionsfähige Länge- Laufrad).

Die Ergebnisse der Torsions-Eigenfrequenzberechnung werden in einem sogenannten Campell-Diagramm zusammengefasst. In **Bild 12.7** sind die Torsions-Eigenfrequenzen des Wellenstranges bestehend aus E-Motor-Getriebe und der Ritzelwellen den Drehzahlen des Motors und der Ritzelwellen gegenüber gestellt (Campell-Diagramm). Daraus ist abzulesen,

dass sämtliche Torsions-Eigenfrequenzen 10% weiter sowohl von der Drehzahl des E-Motors als auch von denen der Ritzelwellen entfernt liegen.

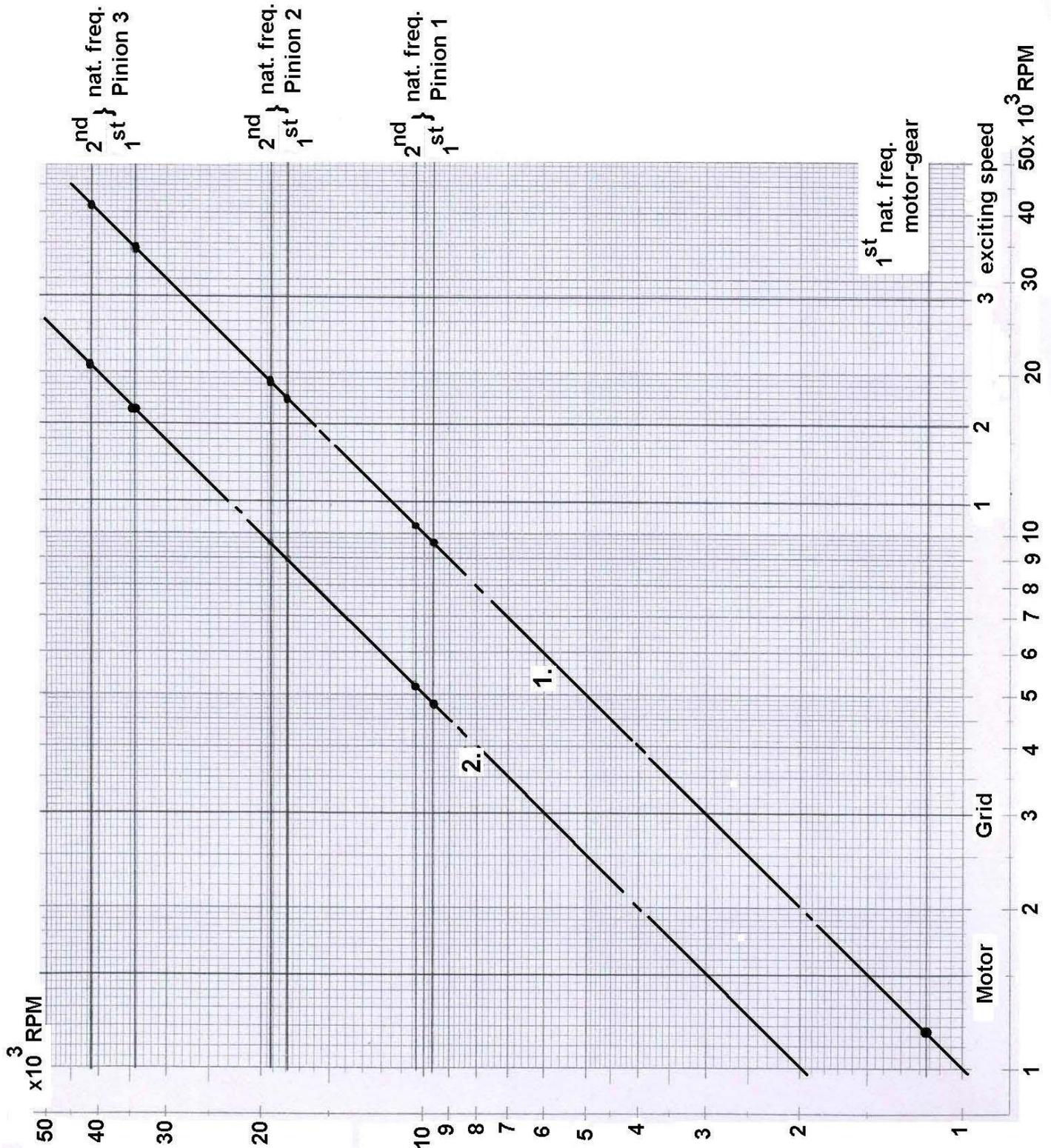


Bild 12.7 Torsional Frequencies (Campell Diagram)

12.3 Torsionserregungen durch E-Motoren

Das Torsionsmoment wird vom Motor über den Luftspalt auf den Motorläufer und anschließend über die Kupplung auf die Radwelle und Ritzelwellen

übertragen. Ferner wird über das Motorgehäuse das entsprechende Gegenmoment auf das Fundament eingeleitet.

Die meisten elektrische Störungen, wie z.B. der Klemmenkurzschluss oder das Einschalten des Motors, erzeugen im Luftspalt periodische Wechselmomente mit zeitlich abklingenden Amplituden, die kurzzeitig als maximal das vierfache Nennmoment, auch Stossmoment genannt, auf das Fundament als Gegenmoment wirken. An der Welle zwischen Motor und Verdichter und somit gleichzeitig an der Kupplung ergeben sich jedoch völlig unterschiedliche Wechselmomente, die wiederum vom Verhältnis der Massenträgheitsmomente des Motorläufers zum Läufer der angetriebenen Maschine, in diesem Fall zur Radwelle, abhängen. D.h. je größer dieses Verhältnis ist, desto kleiner sind die in der Kupplung auftretenden Wechselmomente gegenüber den Luftspaltmomenten.

Ist das Verhältnis der Trägheitsmomente groß genug und liegt die Torsionseigenfrequenz ausreichend weit von der Erregungsfrequenz entfernt, können die maximalen Wechselmomente am Wellenstrang durch entsprechende Dimensionierungsmaßnahmen gering gehalten werden, wobei i.a. die Kupplungen das schwächste Glied darstellen.

Zahnkupplungen sind kurzzeitig mit dem acht-, Membran- oder Federlamellenkupplungen lediglich mit dem vierfachen Nennmoment belastbar.

Ferner ist festzustellen, dass, mit sinkender Torsionseigenfrequenz auch die Momentenamplituden in der Welle bei gleichen Erregungsamplituden geringer ausfallen.

Die Torsionseigenfrequenz sinkt jedoch mit der Torsionsfederzahl. Letztere kann am leichtesten an der Kupplung beeinflusst werden. Sie kann z.B. bei Zahnkupplungen durch Verlängerung ihrer Zwischenhülse oder durch einen in der Kupplung integrierten Torsionsstab (**Bild 11.2**) klein gehalten werden. Um diesen Effekt beim Motor-Getriebeturboverdichter zu erreichen, wird meistens eine Zahnkupplung mit integriertem Torsionsstab herangezogen. Der gleiche Effekt kann ebenfalls durch die Verwendung von drehelastischen Kupplungen erreicht werden, da sie eine niedrige Torsionsfederzahl und eine merkliche Dämpfung besitzen. Der Einsatz drehelastischer Kupplungen wird jedoch nicht von jedem Betreiber akzeptiert.

Die Torsions-Erregung wird durch die Formel:

$$M = \sum_{i=1}^7 M_{Ki} \cdot e^{-\delta_i \cdot t} \cdot \sin(\omega_i \cdot t + \varphi_i)$$

wiedergegeben,

wobei M_{Ki} : die Amplituden der i Störmomente
 δ_i : die Faktoren der der i elektrischen Dämpfungen
 $\omega = 2\pi f$ und $f=50$ bzw. 60 Hz der Netzfrequenz
 φ_i : die i Nullphasenwinkeln

Diese Koeffizienten werden vom jeweiligen Motorhersteller angegeben.

In **Bild 12.8** wird der Torsionsmomentenverlauf zwischen Motor und Getriebe nach dem Einschalten, in **Bild 12.9** nach dem zweiphasigen und in **Bild 12.10** nach dem dreiphasigen Klemmenkurzschluss des Wellenstranges des im Abschnitt 14 beschriebenen sechsstufigen Getriebeturboverdichters dargestellt. Das hierbei kurzzeitig erreichte maximale Torsionsmoment bei Einschaltung beträgt 134,6 kNm und liegt um etwa das 4,7-fache höher als das Nennmoment des Motors, das den Wert 28,8 kNm erreicht.

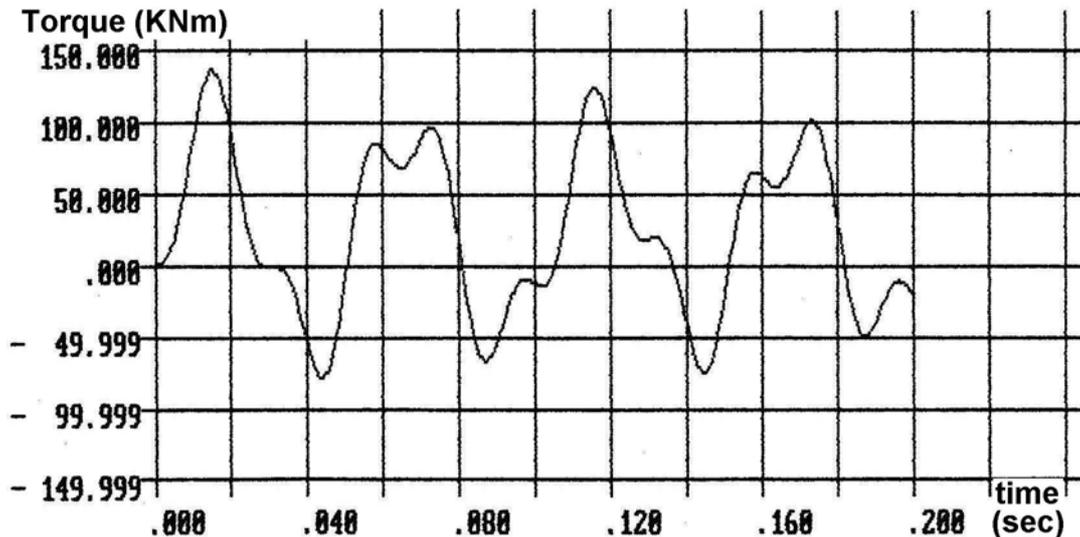


Bild 12.8 Torsionsmomentenverlauf zwischen Motor und Getriebe nach dem Einschalten

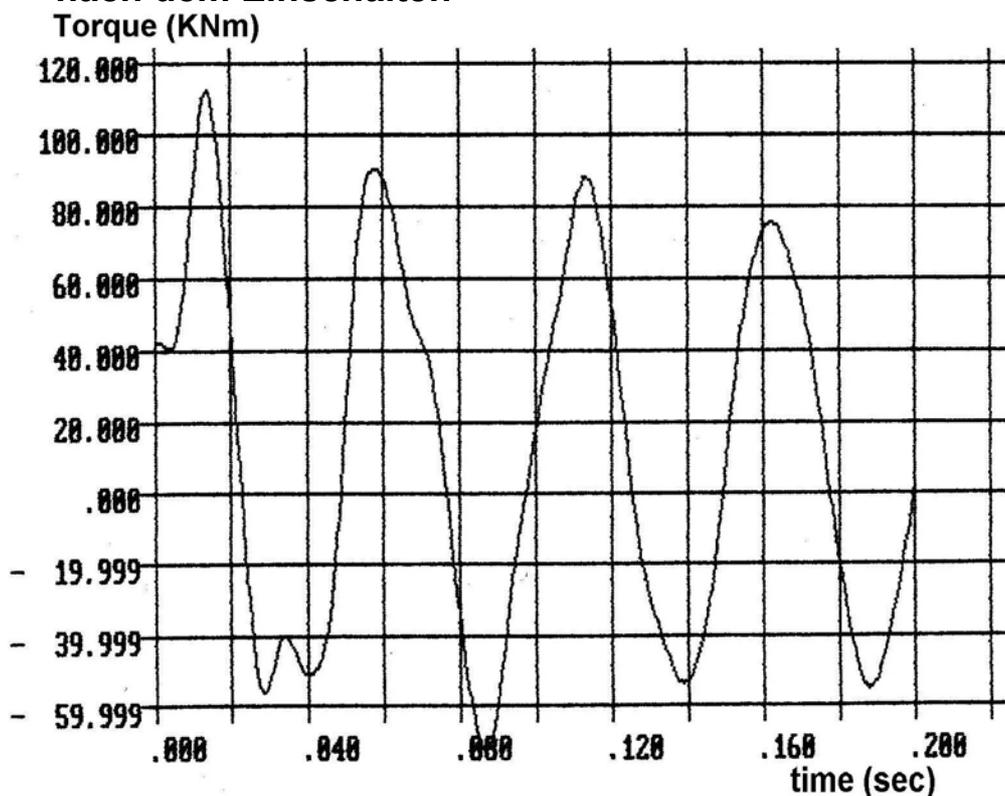


Bild 12.9 Torsionsmomentenverlauf zwischen Motor und Getriebe nach dem zweiphasigen Klemmenkurzschluss

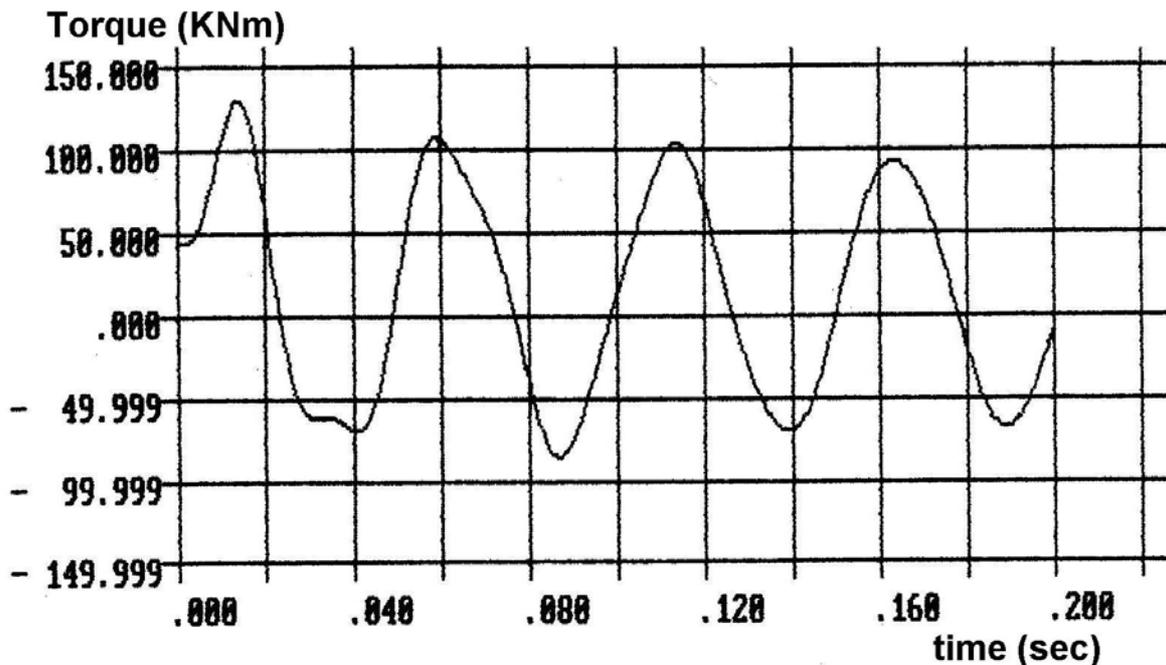


Bild 12.10 Torsionsmomentenverlauf zwischen Motor und Getriebe nach dem dreiphasigen Klemmenkurzschluss

13 Betriebsverhalten

13.1 Kennfeld eines Getriebeturboverdichters

Das Betriebsverhalten eines Turboverdichters wird i.a. anhand von sog. Kennlinien wiedergegeben. Diese stellen die Änderung der spezifischen Arbeit in Abhängigkeit des Volumenstroms bei konstanter Drehzahl, Komponentengeometrie sowie unverändertem Fördergas dar. Bei Änderung der Drehzahl oder der Komponentengeometrie, z.B. durch den Einsatz von Saugdrosselklappen oder Vor- bzw. Nachleitschaufelgittern, entsteht ein Verdichterkennfeld.

Bei Getriebeturboverdichtern werden hauptsächlich Vor- bzw. Nachleitschaufeln eingesetzt.

Zur Herleitung eines Verdichterkennfeldes werden die einzelnen Stufenkennlinien superponiert.

Damit eine Kennlinie und dementsprechend ein Kennfeld gemäß der Ähnlichkeitstheorie Allgemeingültigkeit erlangt, müssen die dimensionsbehafteten Kenngrößen wie z.B. Volumenstrom, spezifische Arbeit oder die Drehzahl durch dimensionslose Kenngrößen ersetzt werden. Solche Kenngrößen sind die Volumenzahl φ oder φ_3 , die Druckziffer ψ_p sowie die Umfangs-Machzahl M_{u2} (**Bild 13.1**). Daraus ist deutlich der Einfluss der Machzahl auf den Verlauf der Kennlinien zu erkennen.

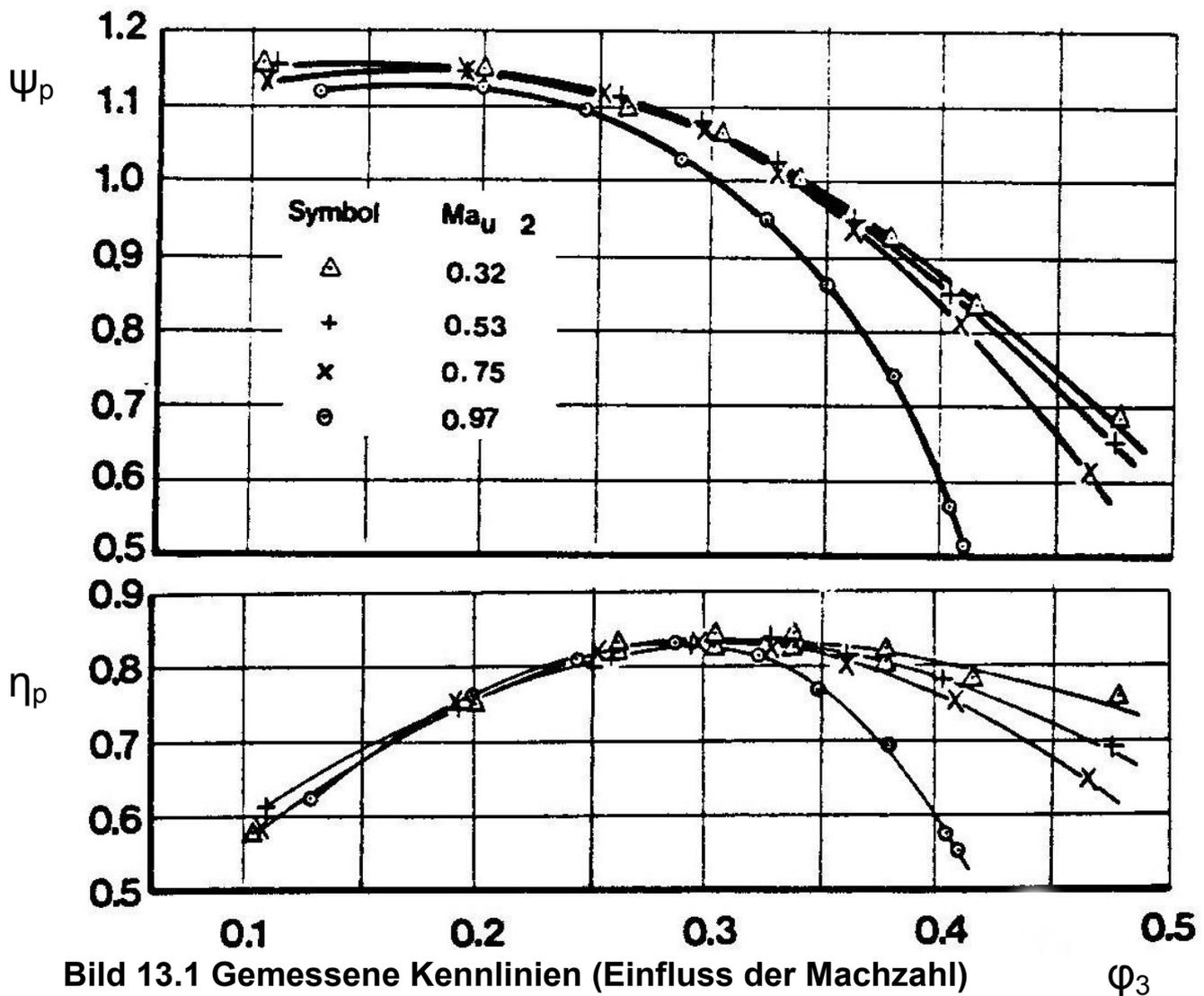


Bild 13.1 Gemessene Kennlinien (Einfluss der Machzahl)

 ϕ_3

Der Betriebsbereich eines Turboverdichterkennfeldes im Teillastgebiet wird durch die sog. Pumpgrenzkurve begrenzt. Links von dieser Kurve ist das Verhalten des Turboverdichters instabil, das bedeutet, dass bei jeder Kennlinie eine gewisse Minimalfördermenge nicht unterschritten werden darf. Solche Instabilitäten sind auf ein Abreißen der Strömung an den Schaufelgittern bei abnehmendem Volumenstrom zurückzuführen. Dadurch nehmen die Verluste zu, welche wiederum eine Reduzierung der Druckänderungsarbeit bzw. des Enddruckes verursachen. Deshalb ist der Kennlinienverlauf im Teillastbereich flach oder fällt manchmal sogar ab.

Wenn durch das Abreißen der Strömung der Enddruck so weit sinkt, dass er kleiner als der Druck im an den Verdichter angeschlossenen Speichersystem wird, dann entsteht eine Zurückströmung des Fördergases von der Druckseite zum Turboverdichter, bis dieser wieder anfängt, das Medium zu fördern. Dieser instationäre Vorgang wird als „Pumpen“ bezeichnet. Durch diesen Vorgang wird der Axialschub des Turboverdichters nach Richtung und Größe periodisch verändert und damit entsprechend die Belastung des Axiallagers, welches schließlich zu seiner Beschädigung führen kann.

Ferner kann die ganze Verdichteranlage durch die auftretenden Gassäulenschwingungen in den Leitungen in Gefahr geraten.

Da die Pumpgrenze eines Turboverdichters von der Größe und der Gestaltung des nachgeschalteten Speichersystems (Rohrleitungen, Apparate etc.) abhängig ist, kann sie rechnerisch nur näherungsweise bestimmt werden.

13.2 Regelung der Turboverdichter

Bei der Regelung der Turboverdichter handelt es sich hauptsächlich um zwei Regelprobleme, die im folgenden erläutert werden. Diese sind:

- die Druck- oder Fördermengeregelung und
- die Pumpgrenzregelung.

13.2.1 Druck- bzw. Fördermengeregelung

Zur Lösung dieses Regelproblems werden verschiedene Regelarten herangezogen. Für die Auswahl der Regelart sind folgende Gesichtspunkte zu berücksichtigen:

- Betriebsweise der Gesamtanlage
- hoher Wirkungsgrad des Verdichters im gesamten Betriebsbereich
- breiter Betriebsbereich
- Einsatz des Turboverdichters bei veränderlichen Ansaugbedingungen.

Bei den Getriebeturboverdichtern werden hauptsächlich die Vorleitschaufel- sowie die Nachleitschaufel- und seltener die Drehzahlregelung eingesetzt.

13.2.1.1 Regelarten

13.2.1.1.1 Drehzahlregelung

Durch eine Drehzahlveränderung wird nach dem Strömungsmaschinengesetz eine Variierung des Volumenstromes ($\dot{V} \sim N$) sowie der polytropen Arbeit ($h_p \sim N^2$) erreicht. Diese Regelart bietet sich bei der Verwendung einer Dampf- oder Gasturbine, eines drehzahlgeregelten E-Motors sowie einer Regelkupplung als Antrieb an.

Die Drehzahlregelung (**Bild 13.2**) eignet sich insbesondere für steile Anlagenkennlinien. Da bei dieser Regelungsart der Verdichter lediglich die erforderliche Arbeit verrichtet, können relativ hohe Teillastwirkungsgrade erreicht werden. Sie wirkt auf sämtliche Laufradstufen des Turboverdichters und ermöglicht durch die Überdrehzahl eine Überlast des Fördervolumens.

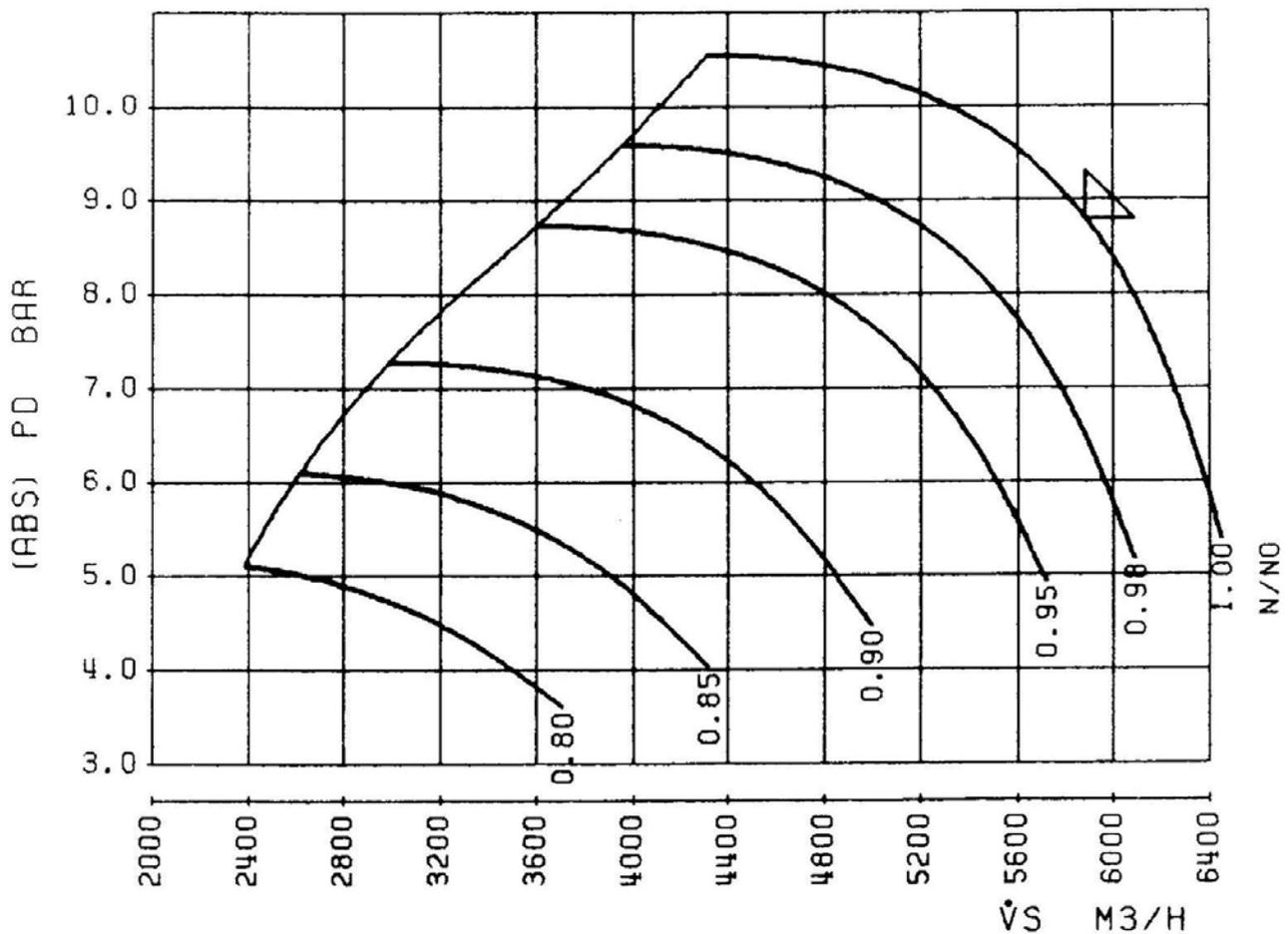


Bild 13.2 Drehzahlkennfeld eines Turboverdichters

13.2.1.1.2 Vorleitschaufelregelung

Durch den Einbau verstellbarer Leitschaufeln vor dem Laufrad wird positiver bzw. negativer Vordrall erzeugt. Dies ermöglicht die Variierung der Umfangskomponente der Zuströmungsgeschwindigkeit c_{u1} und führt folglich zu einer Beeinflussung der polytropen Arbeit $h_p = (c_{u2} u_2 - c_{u1} u_1) \eta_p$.

Ein positiver Vordrall (Mitdrall) erzeugt eine Minderung, ein negativer (Gegendrall) dagegen eine Erhöhung der polytropen Arbeit bzw. des Druckverhältnisses (**Bild 13.3**).

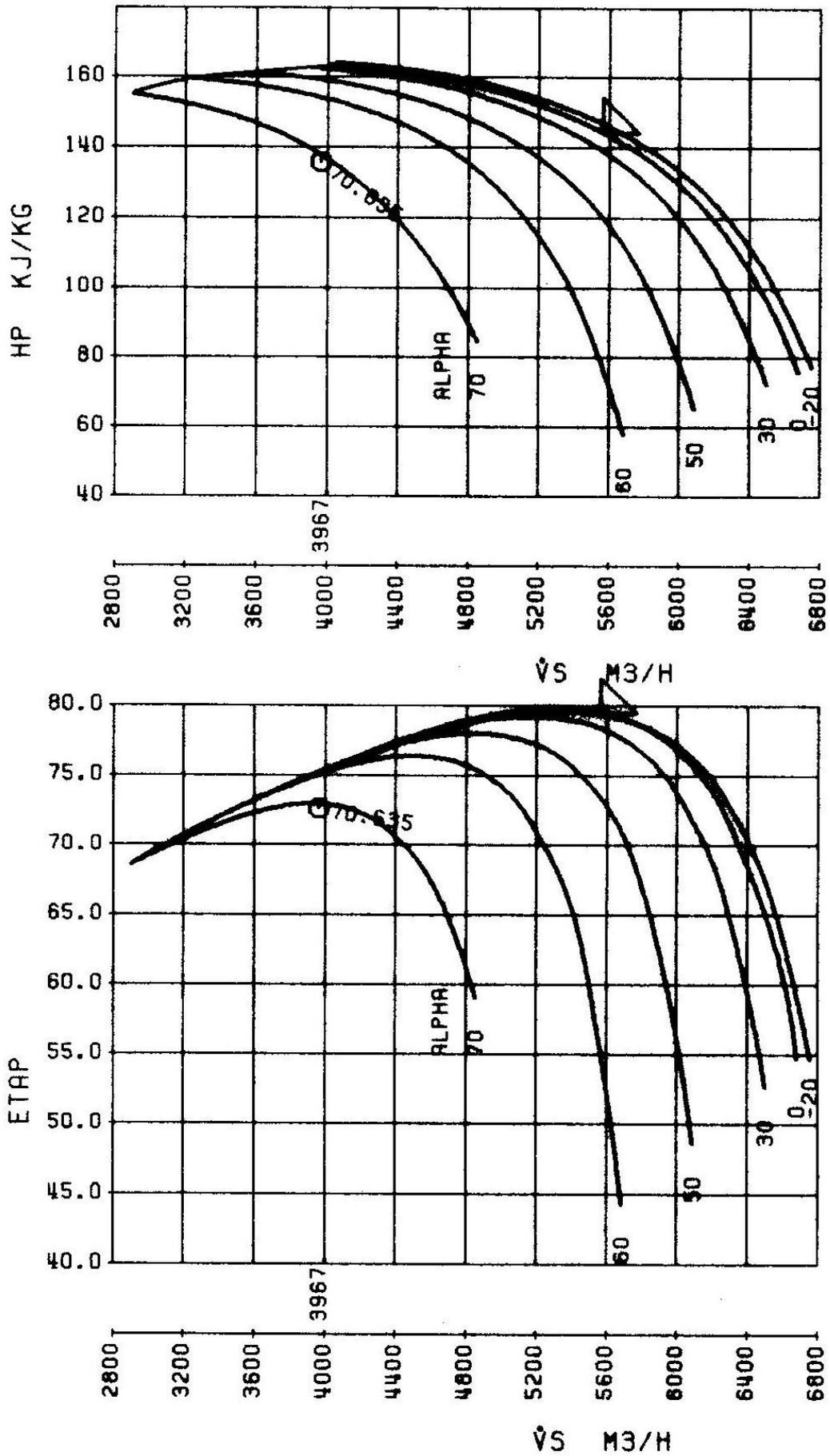


Bild 13.3 Vorleitschaufelkennfeld eines Getriebeturboverdichters

Die Reduzierung der polytropen Arbeit entlang der Kennlinie wird durch den Mitdrall ungleichmäßig beeinflusst. Im Teillastbereich ist die Abhängigkeit gering, da c_{u1} klein gegenüber c_{u2} ist, im Überlastbereich dagegen sehr groß, da hier c_{u1} groß gegenüber c_{u2} ist. Daraus ist zu entnehmen, dass sich die Kennlinien des Kennfeldes mit wachsendem Mitdrall nach links verschieben. Diese Regelart eignet sich hervorragend für steile Anlagenkennlinien sowie für alle Laufradtypen und insbesondere für Laufräder mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln (c_{u2} kleiner).

Die Getriebeturboverdichter eignen sich besonders gut dafür, da bei ihnen vor jeder Laufradstufe ein Vorleitapparat eingebaut werden kann. In **Bild 13.4** wird das Kennfeld eines vierstufigen Getriebeturboverdichters mit Vorleitapparat vor der ersten und vor jeder Stufe dargestellt. Dabei ist deutlich zu ersehen, dass der Betriebsbereich des Verdichters mit Vorleitapparat vor jeder Stufe sich erheblich vergrößert hat.

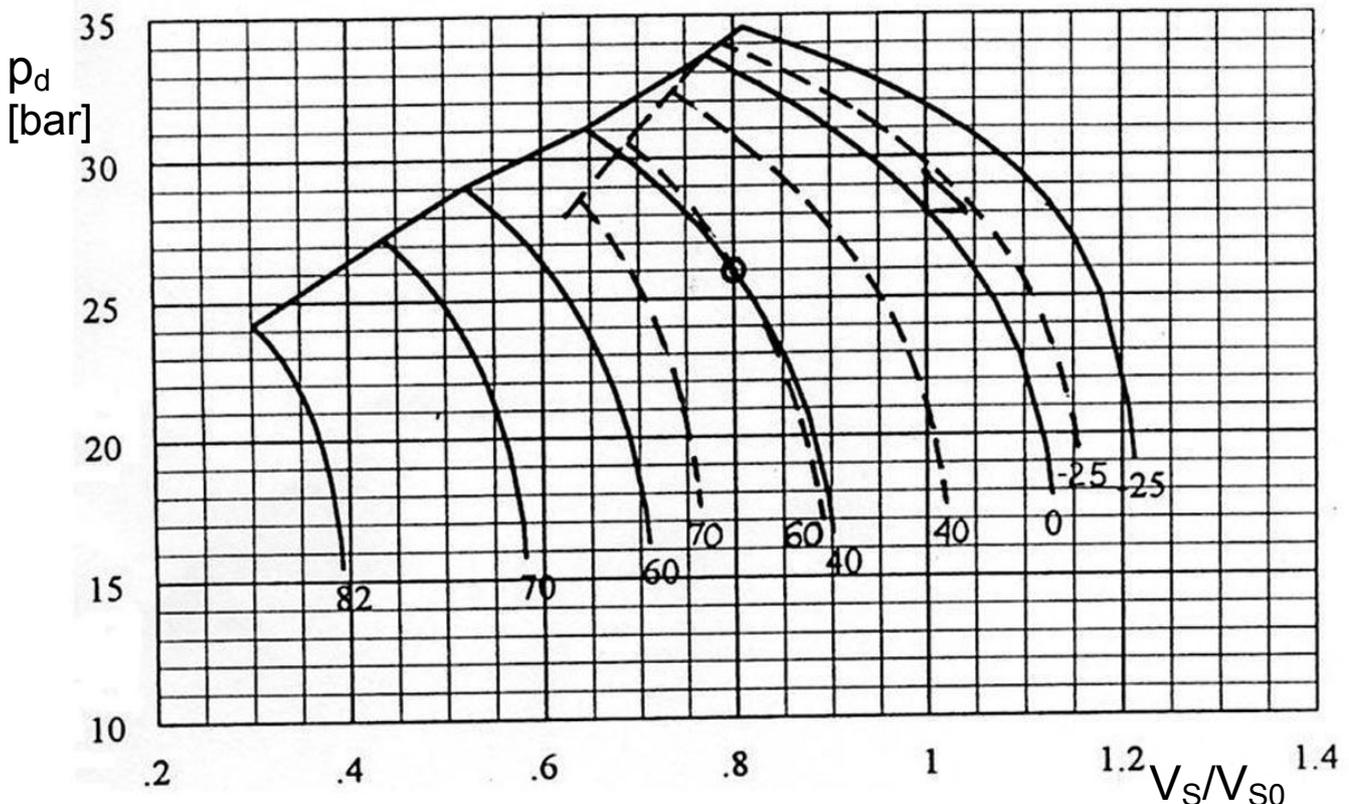


Bild 13.4 Vorausberechnete Getriebeturboverdichter-Kennlinien mit Vorleitgitter vor der ersten (gestrichelte Linie) sowie vor jeder Stufe (durchgezogene Linie)

13.2.1.1.3 Nachleitschaufelregelung

Bei dieser Regelart erfolgt die Regelung mit Hilfe verstellbarer Diffuserschaufeln, auch Nachleitgitter genannt, die im Diffusor installiert sind. Der beschauelte Diffusor sorgt für eine stärkere Verzögerung der Strömung auf dem kürzeren Weg zur Spirale und ist deshalb verlustärmer als der unbeschauelte Diffusor. Beim letzteren verläuft die Strömung annähernd in

Form einer logarithmischen Spirale und legt deswegen einen relativ längeren Weg zur Spirale der Stufe zurück.

Der Nachteil des kleinen Teillastbereiches des beschauften gegenüber dem schaufellosen Diffusor wird durch die Verstellung der Diffusorschaukeln aufgehoben, denn dadurch wird eine Anpassung ihres Anstellwinkels an den Winkel der absoluten Strömung am Laufradaustritt erreicht, was folglich zu einer Minimierung der Stoßverluste im Teillastbereich führt.

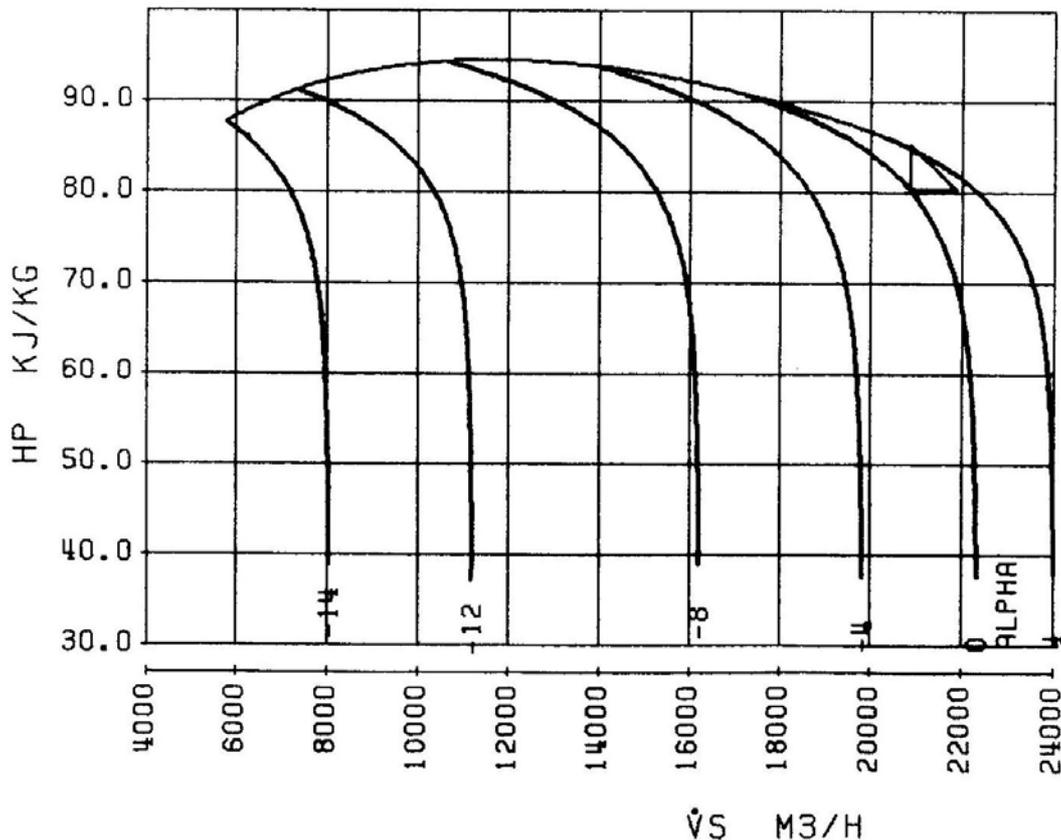


Bild 13.5 Kennfeld eines Getriebeturboverdichters mit verstellbaren Diffusorschaukeln

Durch die Schließung der Diffusorschaukeln erfolgt eine Verringerung des Eintrittsquerschnitts des Diffusors und somit eine proportionale Reduzierung der Durchflussmenge. Daraus folgt eine Verringerung des Winkels der absoluten Strömung am Laufradaustritt. Der kleiner eingestellte Diffusorschaukelwinkel wird nun auf die Verringerung des Strömungswinkels angepasst.

Die Beeinflussung des Volumenstroms über die Verstellung der Diffusorschaukeln bedeutet eine inzidenzarme Flächenreduzierung und hat dennoch keine energiedissipative Drosselung, zur Folge. Dadurch wird eine verlustarme Regelung des Betriebsbereichs des Turboverdichters bis weit in das Teillastgebiet hinein erreicht.

Diese Regelart eignet sich sehr gut für Getriebeturboverdichter, da hier der Einbau des Verstellmechanismus an jeder Stufe möglich ist. Sie eignet sich besonders gut für flache Anlagenkennlinien sowie alle Laufradtypen.

Mit Hilfe der Nachleitgitterregelung wird ein weiter Betriebsbereich mit gutem Wirkungsgrad bei konstanter polytropischer Arbeit bzw. konstantem Druckverhältnis erzielt. Hierbei liegt die Pumpgrenze öfter bei einem Volumenverhältnis unter 50 % (**Bild 13.5**).

13.2.1.2 Kombination verschiedener Regelarten

Durch die Kombination verschiedener Regelarten kann der Betriebsbereich erweitert und der Teilwirkungsgrad eines Turboverdichters verbessert oder besser an die Anlagenkennlinie angepasst werden.

13.2.1.2.1 Kombination Vorleit-, Nachleitschaufelregelung

Durch diese Kombination kann bei Getriebeturboverdichtern sowohl ein breiter Teillastbereich als auch ein hoher Teillastwirkungsgrad erzielt werden. In [34] wird darüber ausführlich berichtet. In **Bild 13.6** ist ein Kennfeld mit kombinierter Vorleit-Nachleitschaufelregelung dargestellt. Daraus ist der breite Betriebsbereich (Teillast bis zu 40 %) sowie der hohe Teillastwirkungsgrad abzulesen.

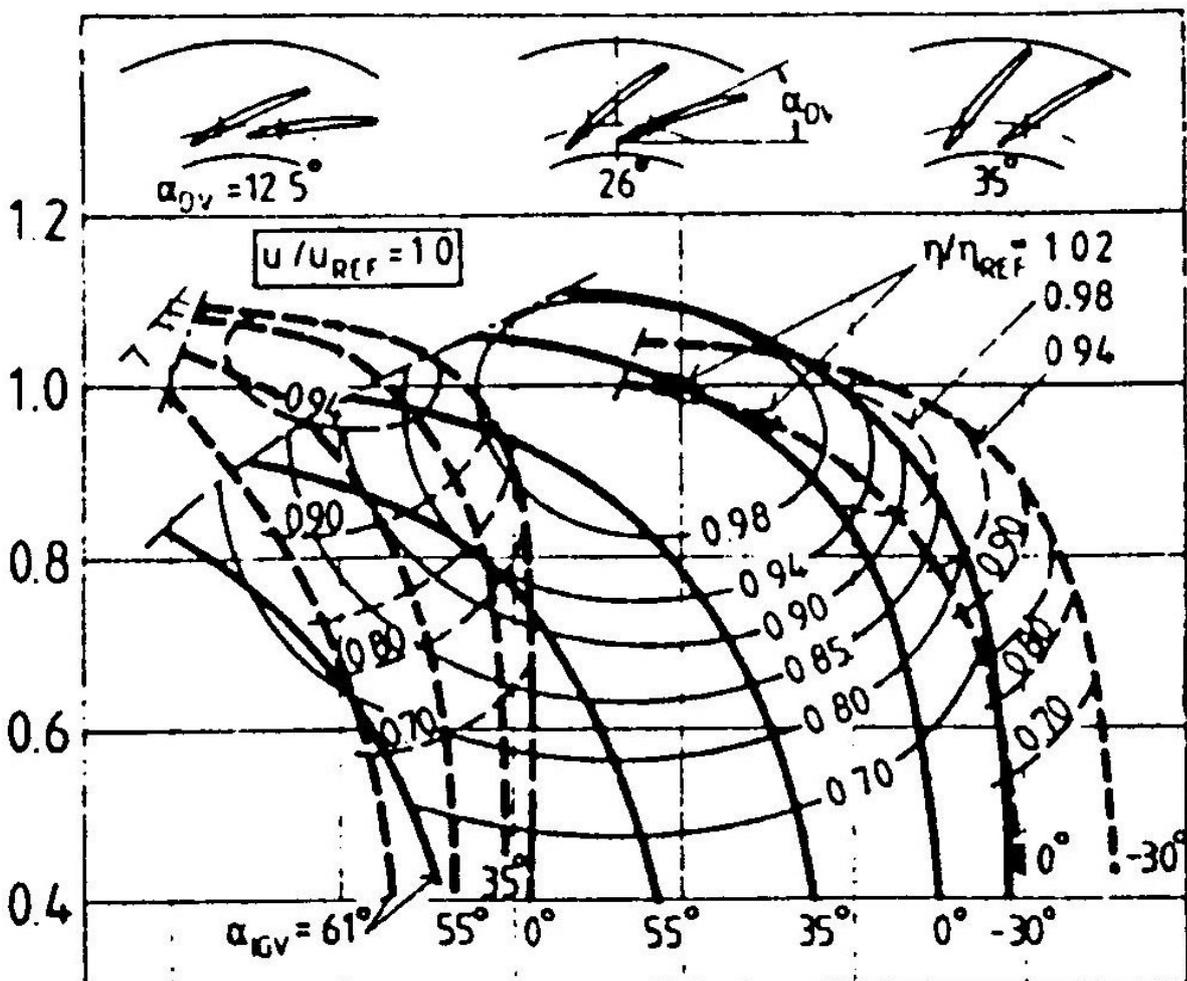


Bild 13.6 Kennfeld eines Getriebeturboverdichters mit kombinierter Vorleit-Nachleitschaufelregelung [34]

13.2.1.2 Kombination Drehzahl-Vorleitschaufelregelung

Diese Regelungsart wird in der letzten Zeit zunehmend bei einstufigen Getriebeturboverdichtern im Klimabereich mit einem sehr guten Teilwirkungsgrad verwendet.

13.2.1.3 Vergleich zwischen den Regelarten

In **Bild 13.7** ist der Einfluss der Regelarten auf den Teillastbereich eines einstufigen Turboverdichters qualitativ dargestellt. Daraus wird ersichtlich, dass bei einem konstanten Druckverhältnis mit der Nachleitgitter-Regelung der größte Teillastbereich (bis zu 40 % – oder sogar darunter –), mit der Drehzahlregelung dagegen der kleinste Teillastbereich erreicht werden kann.

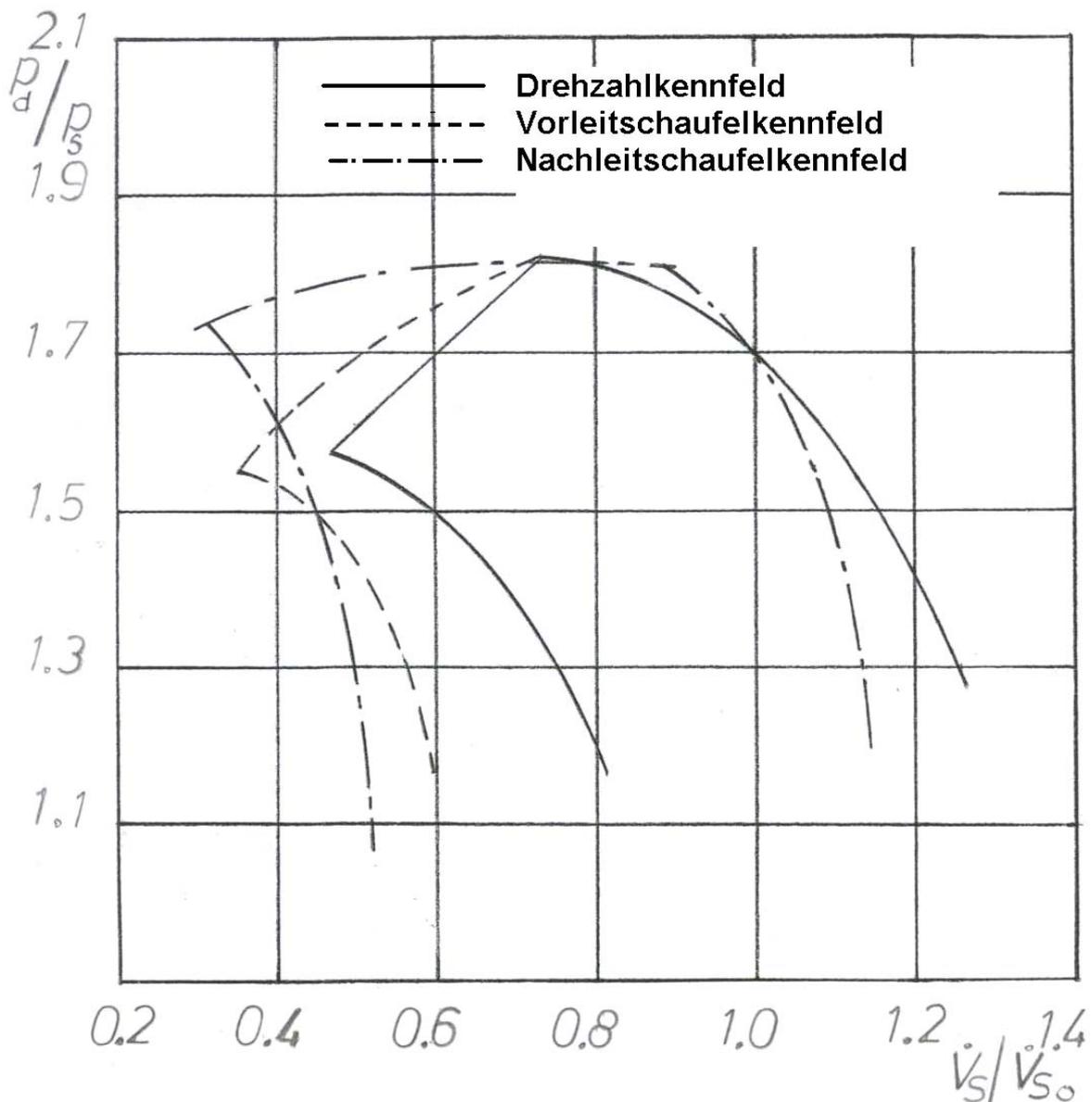


Bild 13.7 Kennfeldervergleich eines Getriebeturboverdichters bei verschiedenen Regelarten

13.2.1.3.1 Vergleich der Vorleitgitter- mit der Nachleitgitterregelung

In **Bild 13.8** sind die Kennfelder eines einstufigen Verdichters mit Vorleit- bzw. Nachleitgitterregelung dargestellt. Daraus ist zu ersehen, dass bei konstanten Druckverhältnissen der Betriebsbereich des Verdichters mit Nachleitgitter erheblich größer als derselbige mit Vorleitgitter ist.

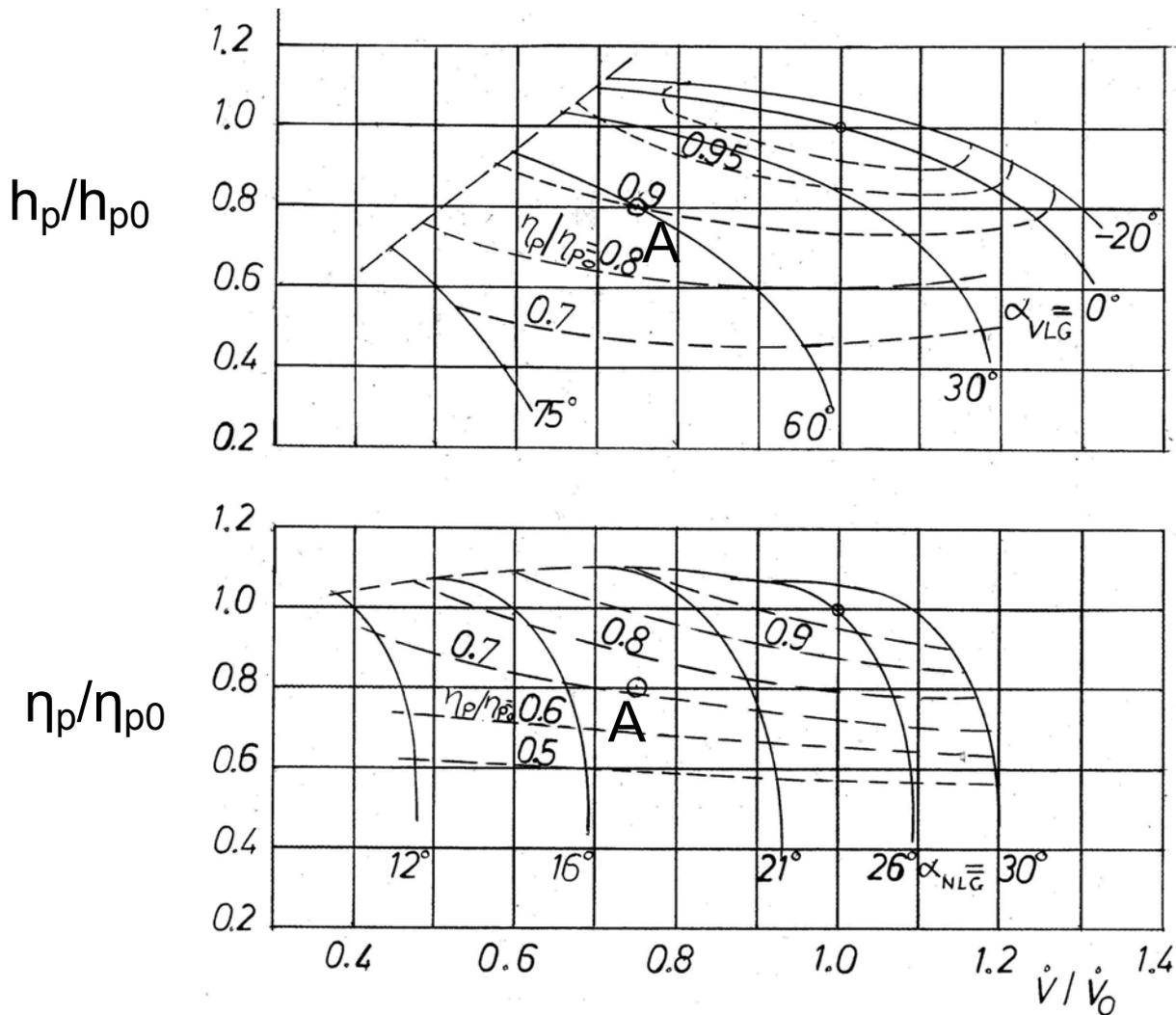


Bild 13.8 Kennfelder eines einstufigen Getriebeturboverdichters mit Vorleit- bzw. Nachleitgitterregelung

Wie bereits erwähnt wurde, ist die Eignung der Nachleitgitterregelung für flache Anlagenkennlinien (konstanter Enddruck) hervorzuheben. Hierbei können bei niedrigen Teillasten hohe Wirkungsgrade erzielt werden. Ist jedoch eine steile Anlagenkennlinie gefordert, dann ist es nicht sinnvoll, eine Nachleitgitterregelung einzusetzen, da hier der Wirkungsgrad stark abfällt. In diesem Fall bietet sich die Vorleitgitterregelung an, da hierbei kein starker Wirkungsgradabfall auftritt. Dies kann im Folgenden anhand eines Beispiels (**Bild 13.8**) verdeutlicht werden: Bei einem Volumenverhältnis von $\dot{v}/\dot{v}_0 = 0,75$ und einem polytropischen Arbeitsverhältnis von $h_p/h_{p0} = 0,8$ (Punkt **A**) beträgt

das polytropische Wirkungsgradverhältnis bei der Vorleitgitterregelung $\eta_p/\eta_{p0} = 0,9$ und bei der Nachleitgitterregelung lediglich $\eta_p/\eta_{p0} = 0,73$. Das bedeutet eine Minderung des polytropischen Wirkungsgrades um ca. 19 %.

13.2.1.3.2 Vergleich der Drehzahl- mit der Vorleitgitterregelung

In **Bild 13.9** sind die Kennfelder eines einstufigen Verdichters mit Drehzahl- bzw. Vorleitgitterregelung dargestellt. Beide Regelarten eignen sich zwar besonders für steile Anlagenkennlinien, jedoch weist die Drehzahlregelung einen deutlich höheren Teillastwirkungsgrad als die Vorleitgitterregelung auf. Ferner ist festzustellen, dass der Teillastbereich des Turboverdichters bei der Vorleitgitterregelung größer und der Überlastbereich kleiner als bei der Drehzahlregelung ist.

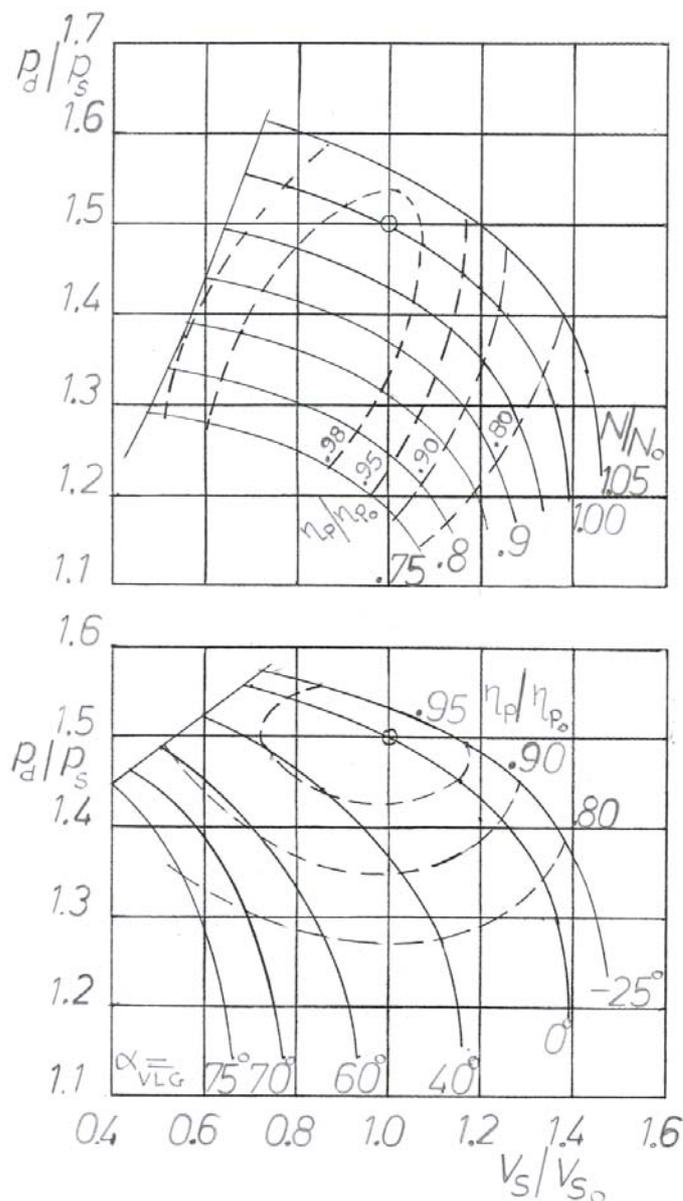


Bild 13.9 Kennfelder eines einstufigen Getriebeturboverdichters mit Drehzahl- bzw. Vorleitgitterregelung

13.2.2 Pumpgrenzregelung

Um zu verhindern, dass ein Turboverdichter im instabilen Bereich seines Kennfeldes arbeitet, wird eine Pumpgrenzenregelung vorgesehen. Es ist zu gewährleisten, dass der Volumenstrom des Turboverdichters bei einem bestimmten Druckverhältnis das dazu gehörige Pumpgrenzvolumen nicht unterschreitet. Verlangt jedoch die Verbraucherseite geringere Massenstrommengen, so ist die Differenzmenge von der Druckseite des Verdichters entweder aus- oder umzublasen. Fördermedien, die nicht in die Atmosphäre gelangen dürfen, werden umgeblasen.

Zur Vermeidung des Verdichterpumpens erfolgt die Aus- oder Umblasung der erforderlichen Differenzmenge bei Unterschreitung der Ausblase- bzw. Umblase-, und nicht der Pumpgrenzlinie.

Aus Sicherheitsgründen beträgt der Abstand zwischen der Aus- bzw. Umblase- und der Pumpgrenzlinie 5 - 10 % der Fördermenge (**Bild 13.10**). Die Kombination der Enddruck- mit der Pumpgrenzregelung ist in **Bild 13.11** schematisch dargestellt.

Durch die Verstellung des Vorleitgitters der ersten Stufe wird die Regelung des Enddruckes erzielt. Die Messung des Enddruckes wird hinter dem Verdichter oder hinter dem Nachkühler vorgenommen. Das Zeitverhalten des Reglers ist PI-wirkend. Für die Pumpgrenzregelung wird die Fördermenge auf der Druckseite des Verdichters hinter dem Nachkühler gemessen. Der Messwert wird druckkorrigiert und als Istwert X über ein Rechenglied auf den Pumpgrenzregler geschaltet. Der Sollwert des Reglers ist ebenfalls druckkorrigiert. Durch ein zweites Rechenglied der Pumpgrenzlinie wird die Steilheit der Ablaselinie angeglichen.

Das Zeitverhalten der Pumpgrenzregler ist PI-wirkend, so dass bei Unterschreitung der Ablaselinie exakt die zur Vermeidung des Verdichterpumpens nötige Differenzmenge abgeblasen wird.

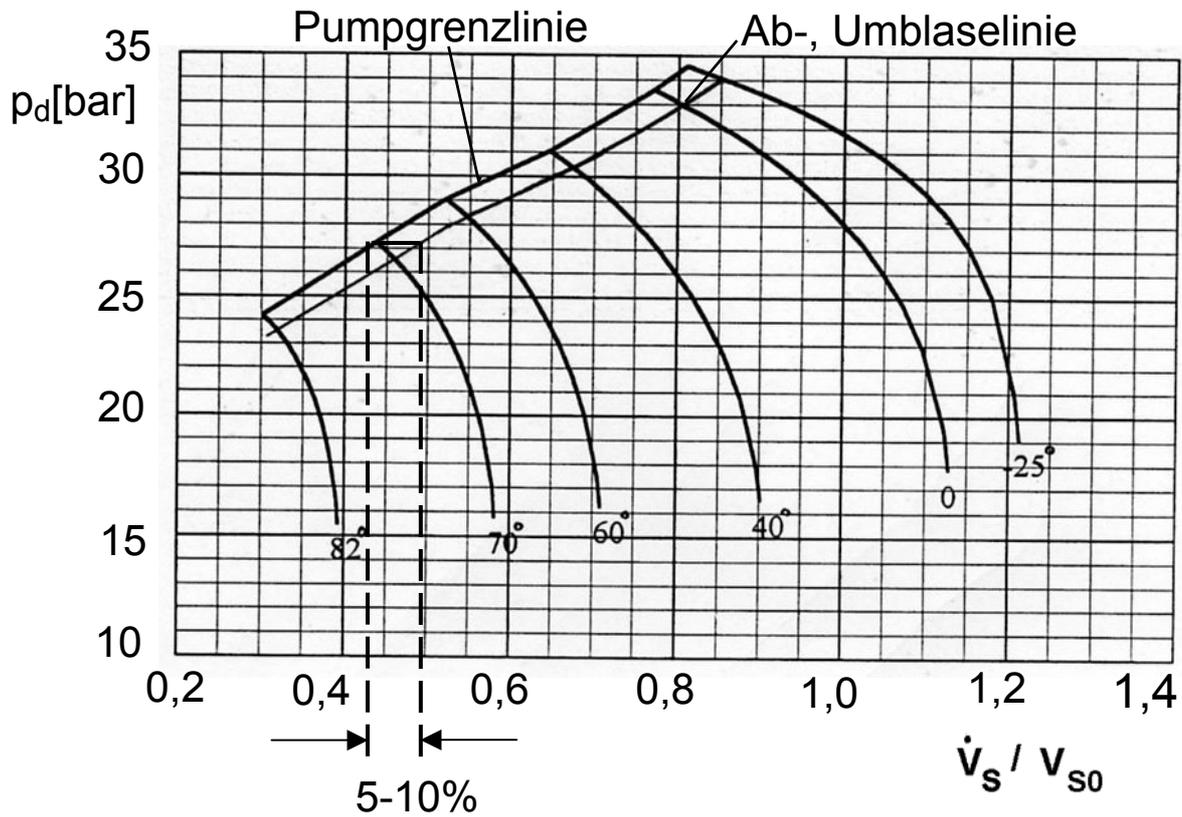


Bild 13.10 Umblaseregung

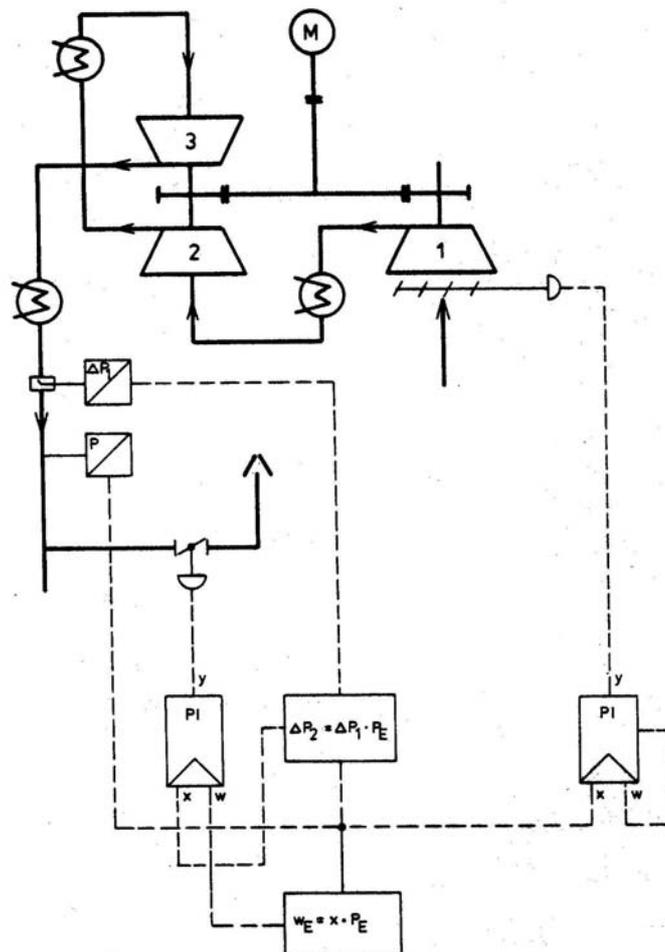


Bild 13.11 Kombination von Enddruck- mit Pumpgrenzregelung

14 Ausführungsbeispiele von Getriebeturboverdichteranlagen

14.1 Vierstufiger Getriebeturboverdichter

Zur Erzeugung von Druckluft in einem Steinbruch in Westdeutschland steht ein vierstufiger Getriebeturboverdichter zur Verfügung. Nach der zweiten Stufe bei einem Druck von 3,7 bar wird eine bestimmte Luftmenge abgenommen, so dass die erste Prozessstufe $\dot{V}_N = 16000 \text{ m}^3/\text{h}$ (Normkubikmeter) und die zweite nur die Hälfte $\dot{V}_N = 8000 \text{ m}^3/\text{h}$ fördert.

Beide Prozessstufen müssen bei konstantem Enddruck von ca. 8.3 bar eine Teillastmenge von 40 % liefern. Deswegen wurden im Diffusor von jeder Laufradstufe Nachleitschaufeln und in der ersten Laufradstufe zusätzlich Vorleitschaufeln eingebaut.

In **Tabelle 14.1** sind die Leistungsdaten und in **Tabelle 14.2** die Berechnungsdaten des Getriebeturboverdichters angegeben.

Tabelle 14.1 Leistungsdaten eines vierstufigen Getriebeturboverdichters

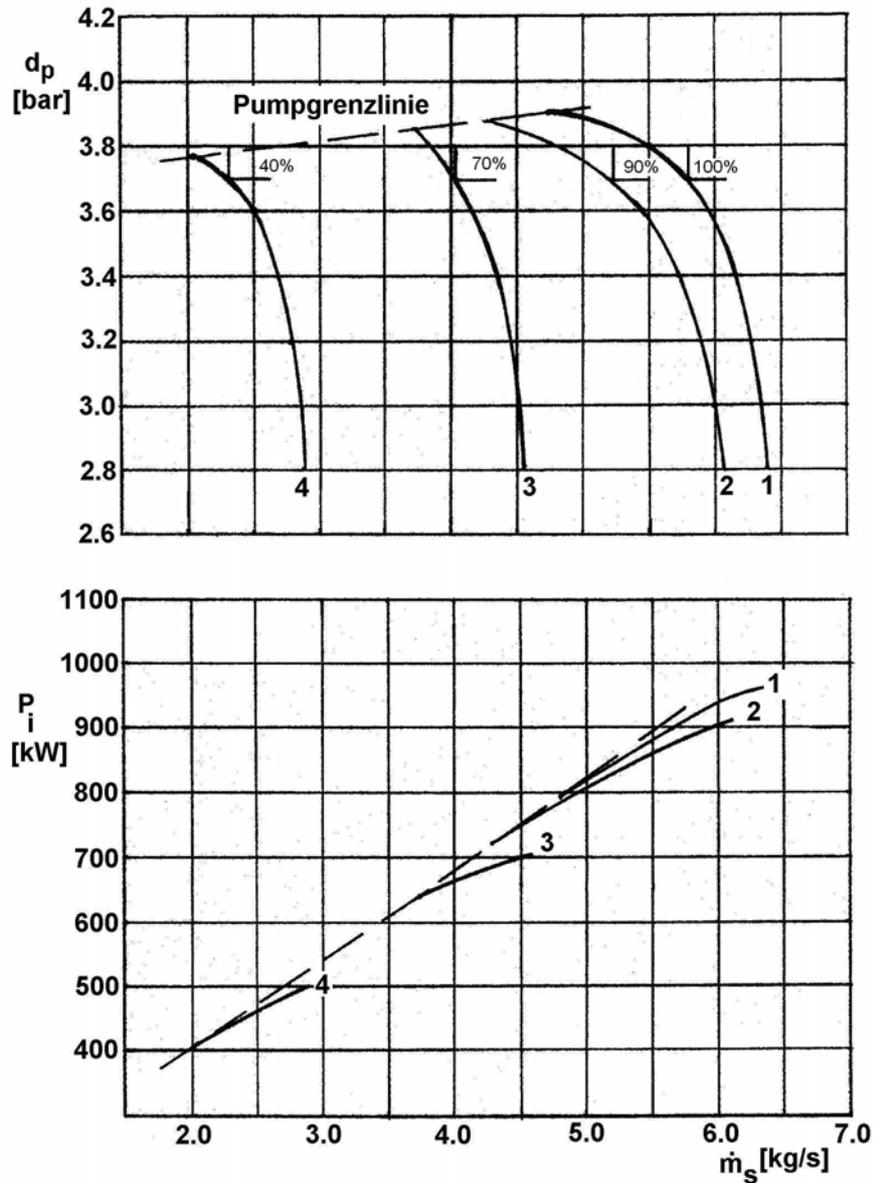
Fördermedium		Luft	
		1	2
Prozessstufe			
Massenstrom	$\dot{m} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$	5.803	2.898
Ansaugvolumen (Normkubikmeter)	$\dot{V}_N \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$	16000	8000
Ansaugdruck	$p_s [\text{bar}]$	0.99	3.7
Ansaugtemperatur	$t_s [^\circ\text{C}]$	20	35
Rückkühltemperatur	$t_{\text{RK}} [^\circ\text{C}]$	35	
Leistungsbedarf an der Kupplung	$P_K [\text{kW}]$	1253	
Motordrehzahl	$N_M [\text{min}^{-1}]$	2987	
Ritzelwellendrehzahlen	$N_1 [\text{min}^{-1}]$	15893	
	$N_2 [\text{min}^{-1}]$		24067

Tabelle 14.2 Berechnungsdaten eines vierstufigen Getriebeturboverdichters

Prozessstufe		1		2	
Laufstadium		1	2	3	4
Massenstrom	$\dot{m} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$	5.803		2.898	
Volumenstrom	$\dot{V}_s \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$	4.912	2.554	0.694	0.467
Ansaugdruck	$p_s [\text{bar}]$	0.99	2.035	3.70	5.57
Ansaugtemperatur	$t_s [^\circ\text{C}]$	20	35	35	35
Laufstadiumdurchmesser	$d_2 [\text{mm}]$	405	370	204	204
Volumenzahl	φ	0.113	0.077	0.083	0.0558
Schnelllaufzahl	σ	0.2862	0.2359	0.2499	0.2085
Umfangsmachzahl	Mu_2	0.9802	0.8746	0.7251	0.7253
Enddruck	$p_d [\text{bar}]$	2.08	3.75	5.61	8.27
Endtemperatur	$t_d [^\circ\text{C}]$	104.3	105.5	83.9	81.3
Innere Leistung	$P_i [\text{kW}]$	907		283	

In **Bild 14.1** und **Bild 14.2** sind die Kennfelder der ersten bzw. zweiten Prozessstufe wiedergegeben. Sie sind aus den gemessenen Kennlinien der einzelnen Laufstadien umgerechnet. Dabei ist zu ersehen, dass bei beiden Prozessstufen der Teillastpunkt von 40 % des Massenstroms bei konstantem Enddruck erreicht wird.

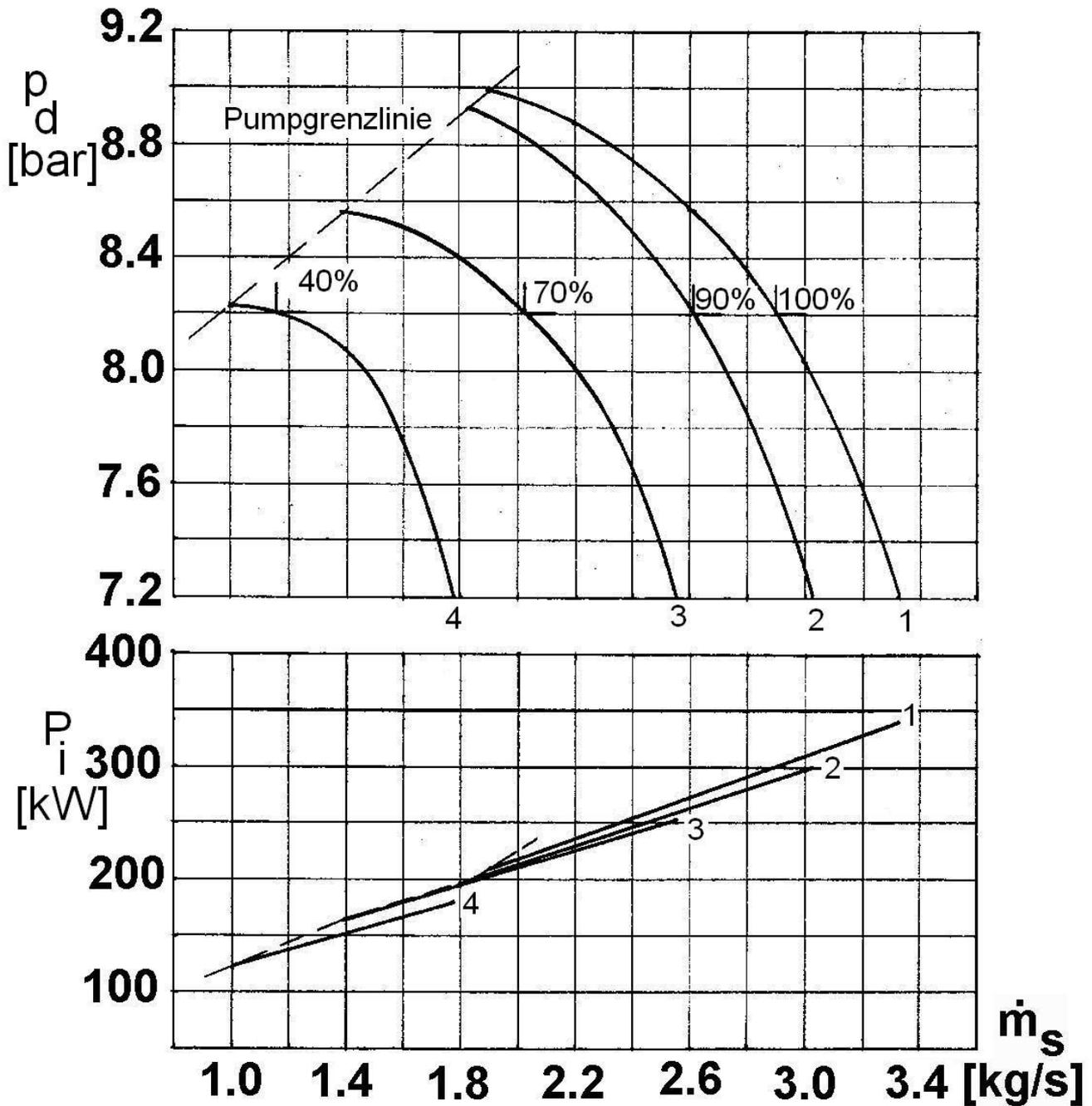
Im **Bild 14.3** sind die gemessenen Kennlinien der kombinierten Vorleit-, Nachleitschaufeln der ersten Laufstadiumstufe dargestellt. Alle Laufstadien sind ohne Deckscheibe (halboffen) mit dreidimensionaler S-förmiger Schaufelform ausgeführt. Der Schaufelaustrittswinkel beträgt 70° .



Kennlinie	1	2	3	4
α_{1VLG} [°]	20	30	42	50
α_{1NLG} [°]	30	30	21	12
α_{2NLG} [°]	30	30	21	12

α_{1VLG} Stellungswinkel der Vorleitschaufeln (Vorleitgitter) 1. Laufradstufe
 α_{1NLG} Stellungswinkel der Nachleitschaufeln (Nachleitgitter) 1. Laufradstufe
 α_{2NLG} Stellungswinkel der Nachleitschaufeln (Nachleitgitter) 2. Laufradstufe

Bild 14.1 Vierstufiger Getriebeturboverdichter. Erste Prozessstufe
 Medium: Luft; $p_s = 0.99$ bar; $t_s = 20^\circ\text{C}$; $N=15893$ min⁻¹



Kennlinien	1	2	3	4
α_{3NLG} [°]	25	20	15	7.5
α_{4NLG} [°]	25	20	15	7.5

α_{3NLG} Stellungswinkel der Nachleitschaufeln (Nachleitgitter) 3. Laufradstufe
 α_{4NLG} Stellungswinkel der Nachleitschaufeln (Nachleitgitter) 4. Laufradstufe

Bild 14.2 Vierstufiger Getriebeturboverdichter. Zweite Prozessstufe
 Medium: Luft; $p_S = 3.7$ bar; $t_S = 35^\circ\text{C}$; $N=24067$ min⁻¹

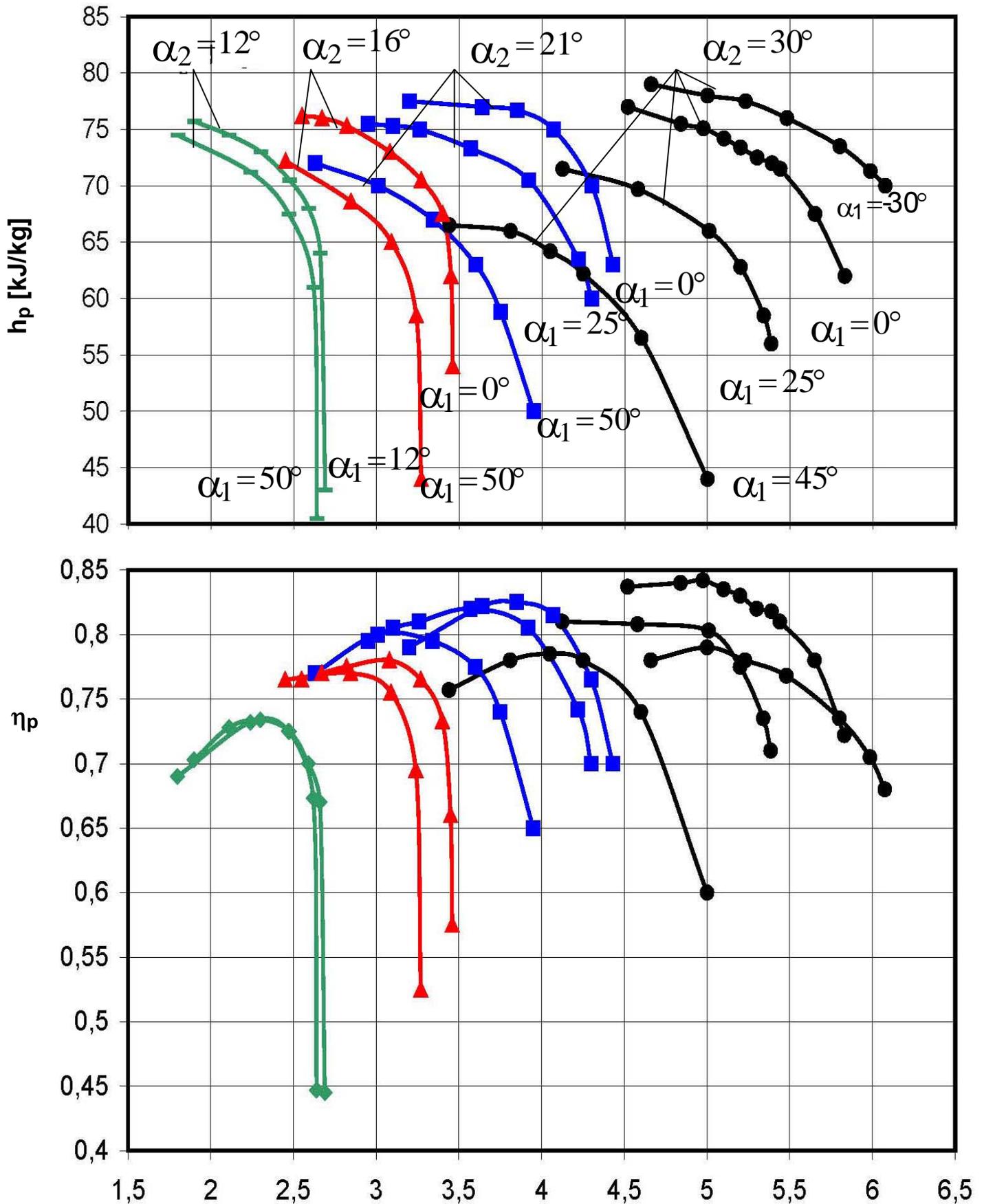


Bild 14.3 Kennfeld der ersten Laufradstufe mit kombinierter Vorleit-Nachleitschaufelregelung

$\alpha_1 \hat{=}$ Stellungswinkel der Vorleitschaufeln (Vorleitgitter) VLG

$\alpha_2 \hat{=}$ Stellungswinkel der Nachleitschaufeln (Nachleitgitter) NLG

14.2 Sechsstufiger Getriebeturboverdichter

Luftzerlegungsanlagen sind das dominierende Gebiet der Getriebeturboverdichter. Für die Stickstoffverdichtung in solchen Anlagen wird hier der sechsstufige Multi-Service-Getriebeturboverdichter beschrieben. Der Verdichter besteht aus einem vierstufigen Recycle-Verdichter und einem zweistufigen Make-up- oder Feedgas-Verdichter, die zu einem sechsstufigen Multi-Service-Getriebeturboverdichter zusammengefasst sind. Der Make-up-Verdichter fördert ein Normvolumen von $\dot{V}_N = 11000 \text{ m}^3/\text{h}$ von $p_s = 1.03 \text{ bar}$ auf $p_d = 5.75 \text{ bar}$ und der Recycle-Verdichter fördert ein Normvolumen von $\dot{V}_N = 84300 \text{ m}^3/\text{h}$ von $p_s = 5.49 \text{ bar}$ auf $p_d = 27.80 \text{ bar}$. Da bei dem Recycle- und Make-up-Verdichter eine Teillastmenge von 54 % bzw. 73 % bei jeweils konstantem Enddruck erreicht werden soll, wurden lediglich vor dem ersten und fünften Laufrad jeweils Vorleitschaufeln vorgesehen. Ferner wurde nach jeder Radstufe ein Zwischenkühler installiert. In **Bild 14.4** wird das Getriebe des Verdichters schematisch dargestellt.

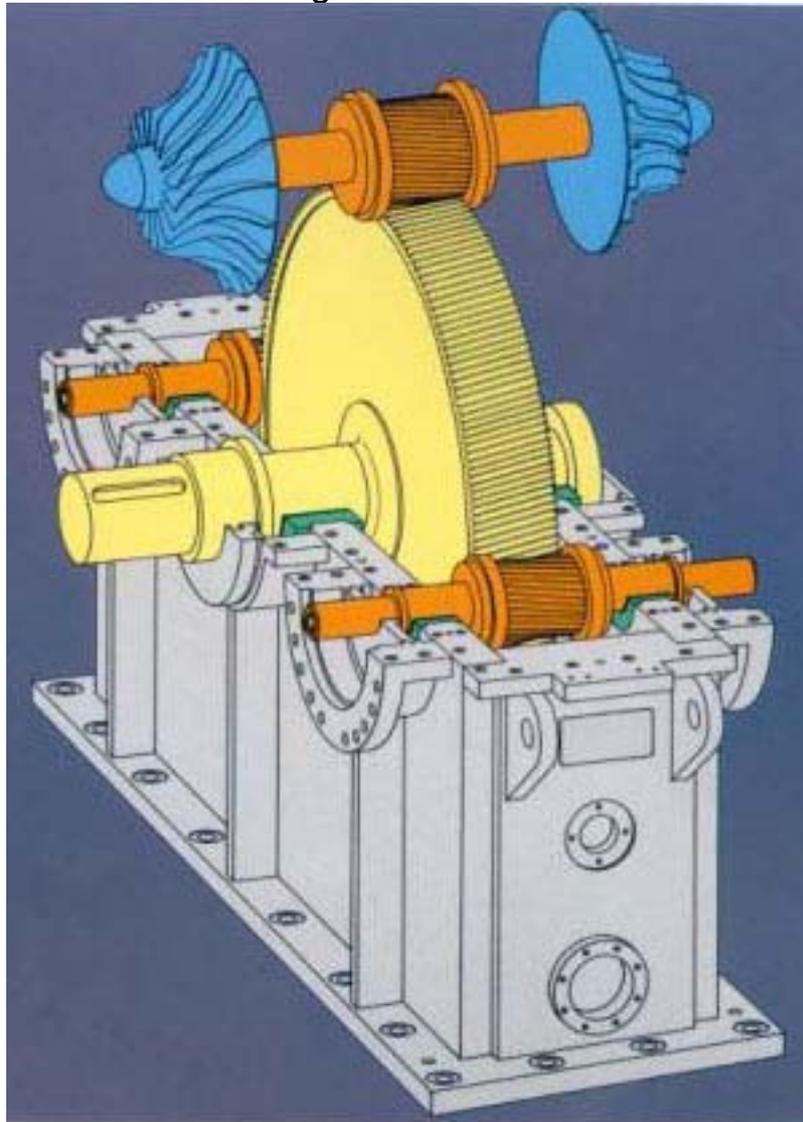


Bild 14.4 Getriebe eines 6.stufigen Getriebeturboverdichters (BHS-CINCINNATI)

In **Tabelle 14.3** und **Tabelle 14.4** sind die Leistungsdaten des Make-up- bzw. Recycle-Verdichters wiedergegeben.

Tabelle 14.3: Leistungsdaten des Make-up-Verdichters

Fördermedium		N ₂ (Stickstoff)	
		5	6
Radstufe			
Massenstrom	$\dot{m} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$	3.821	
Ansaugvolumen (Normkubikmeter)	$\dot{V}_N \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$	11000	
Ansaugvolumen	$\dot{V}_s \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$	3.138	
Ansaugdruck	$p_s [\text{bar}]$	1.03	2.507
Ansaugtemperatur	$t_s [^\circ\text{C}]$	12	21
Rückkühltemperatur	$t_{\text{RK}} [^\circ\text{C}]$	21	
Enddruck	$p_d [\text{bar}]$	2.547	5.75
Endtemperatur	$t_d [^\circ\text{C}]$	123.7	126
Innere Leistung	$P_i [\text{kW}]$	863	
Motordrehzahl	$N_M [\text{min}^{-1}]$	1490	
Ritzelwelle-Drehzahl	$N_R [\text{min}^{-1}]$	27836	

Tabelle 14.4: Berechnungsdaten des Recycle-Verdichters

Fördermedium		N ₂ (Stickstoff)			
		1	2	3	4
Radstufe					
Massenstrom	$\dot{m} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$	29.283			
Ansaugvolumen (Normkubikmeter)	$\dot{V}_N \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$	84300			
Ansaugvolumen	$\dot{V}_s \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$	4.762			
Ansaugdruck	$p_s [\text{bar}]$	5.49	8.55	12.86	19.22
Ansaugtemperatur	$t_s [^\circ\text{C}]$	28	30	30	30
Rückkühltemperatur	$t_{\text{RK}} [^\circ\text{C}]$	30			
Enddruck	$p_d [\text{bar}]$	8.59	12.905	19.265	27.80
Endtemperatur	$t_d [^\circ\text{C}]$	77.3	76.2	74.9	71.7
Innere Leistung	$P_i [\text{kW}]$	5528			
Motordrehzahl	$N_M [\text{min}^{-1}]$	1490			
Ritzelwelle-Drehzahl	$N_R [\text{min}^{-1}]$	11554		16115	

Bei dem Recycle-Verdichter wurden 3D-Laufräder mit Deckscheibe und rückwärtsgekrümmten Schaufeln, bei dem Make-up-Verdichter 3D-Laufräder

ohne Deckscheibe mit S-förmigen Schaufeln und einem Austrittswinkel von $\beta_2 = 60^\circ$ verwendet.

In **Tabelle 14.5** und **Tabelle 14.6** sind die Daten der Laufräder des Recycle- bzw. des Make-up-Verdichters wiedergegeben.

Tabelle 14.5: Laufraddaten des Recycle-Verdichters

Laufräder		1	2	3	4
Außendurchmesser	d_2 [mm]	468	444	307	306
Volumenzahl	φ	0.0978	0.074	0.1066	0.072
Schnelllaufzahl	σ	0.2898	0.258	0.2997	0.254
Umfangsmachzahl	Mu_2	0.811	0.766	0.737	0.735
Austrittsbreiteverhältnis	b_2/d_2	0.0683	0.0558	0.07427	0.05457
Schaufelaustrittswinkel	β_2 [°]	50	49	50	49
Polytropenwirkungsgrad	η_p	0.88	0.86	0.88	0.87

Tabelle 14.6: Laufraddaten des Make-up-Verdichters

Laufräder		5	6
Außendurchmesser	d_2 [mm]	297	267
Volumenzahl	φ	0.1263	0.061
Schnelllaufzahl	σ	0.324	0.220
Umfangsmachzahl	Mu_2	1.179	1.1096
Austrittsbreiteverhältnis	b_2/d_2	0.0663	0.034
Schaufelaustrittswinkel	β_2 [°]	60	60
Polytropenwirkungsgrad	η_p	0.80	0.795

In **Bild 14.5** bis **Bild 14.10** sind die gemessenen Laufradkennlinien dargestellt. Daraus ist zu ersehen, dass bei den einzelnen Laufradstufen hohe Polytropenwirkungsgrade erreicht wurden. Bei dem Recycle-Verdichter wurden Wirkungsgrade von 0.86 bis 0.88 gemessen. Bei dem Make-up-Verdichter wurden trotz der relativ großen Umfangsmachzahlen Wirkungsgrade von ca. 80 % erreicht. Der gemessene Leistungsbedarf des Verdichters an der Kupplung lag niedriger als der garantierte.

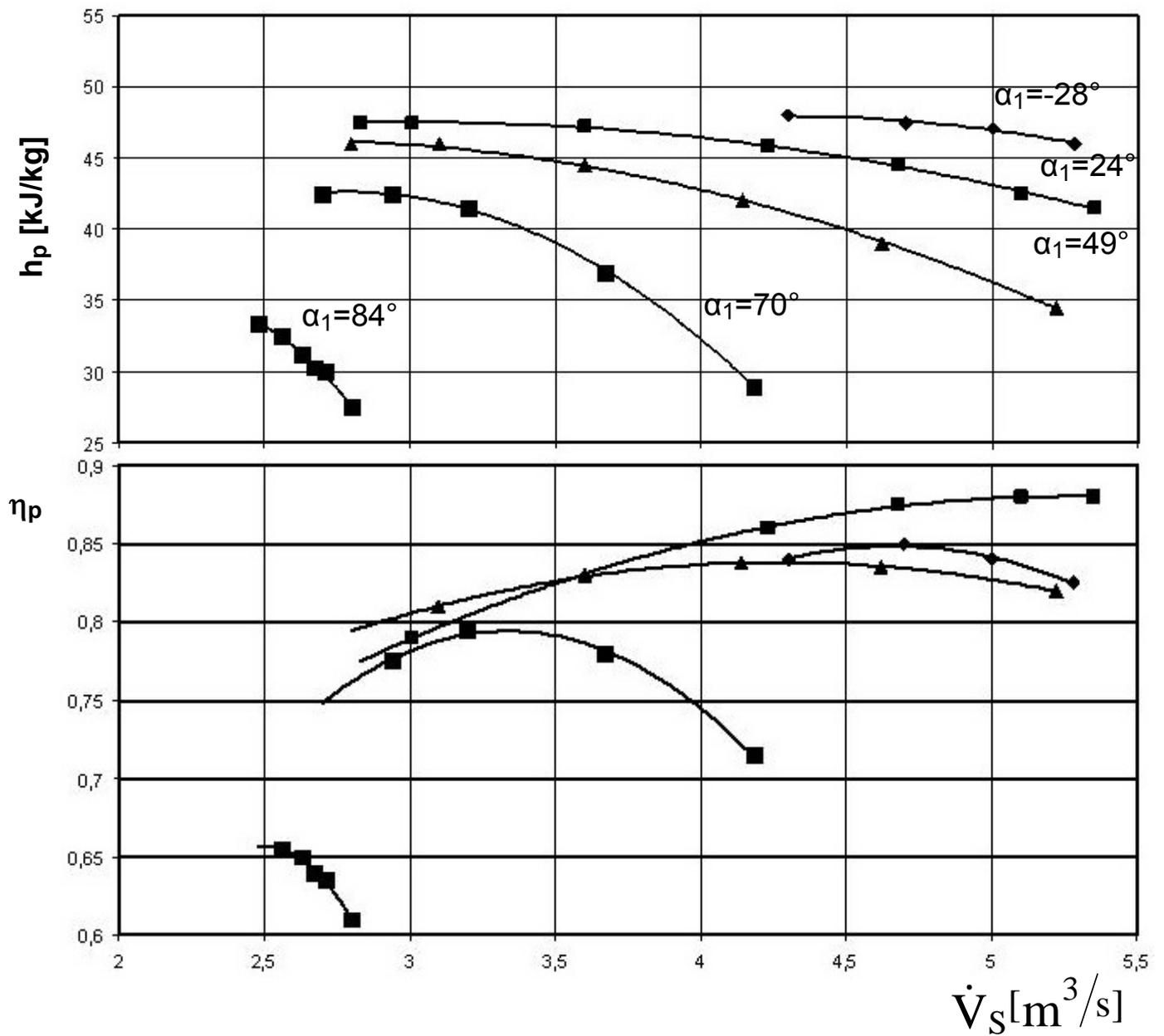


Bild 14.5 Vorleitschaufelkennfelder der 1.Lafradstufe

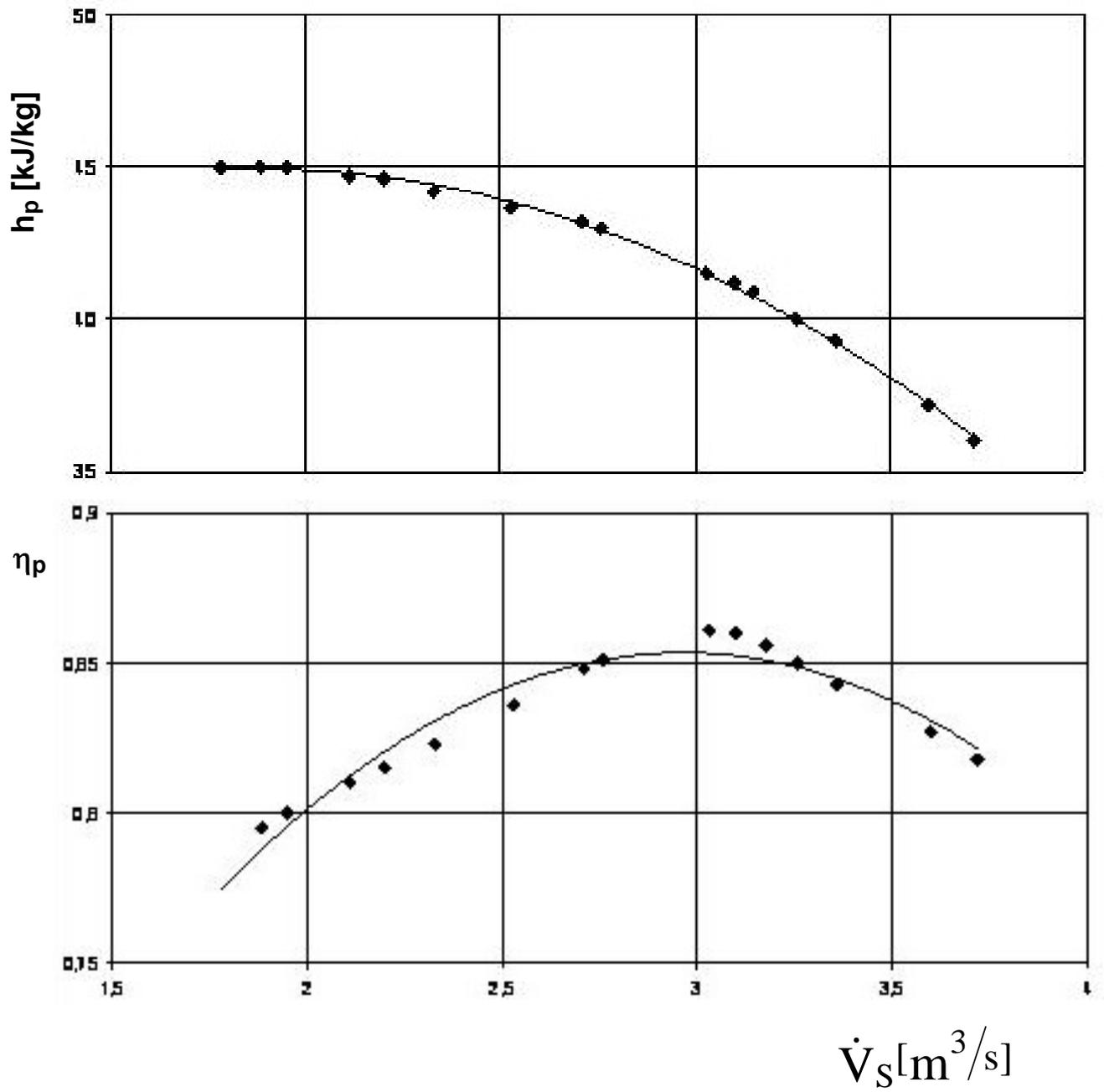


Bild 14.6 Kennlinie der 2.Laufradstufe

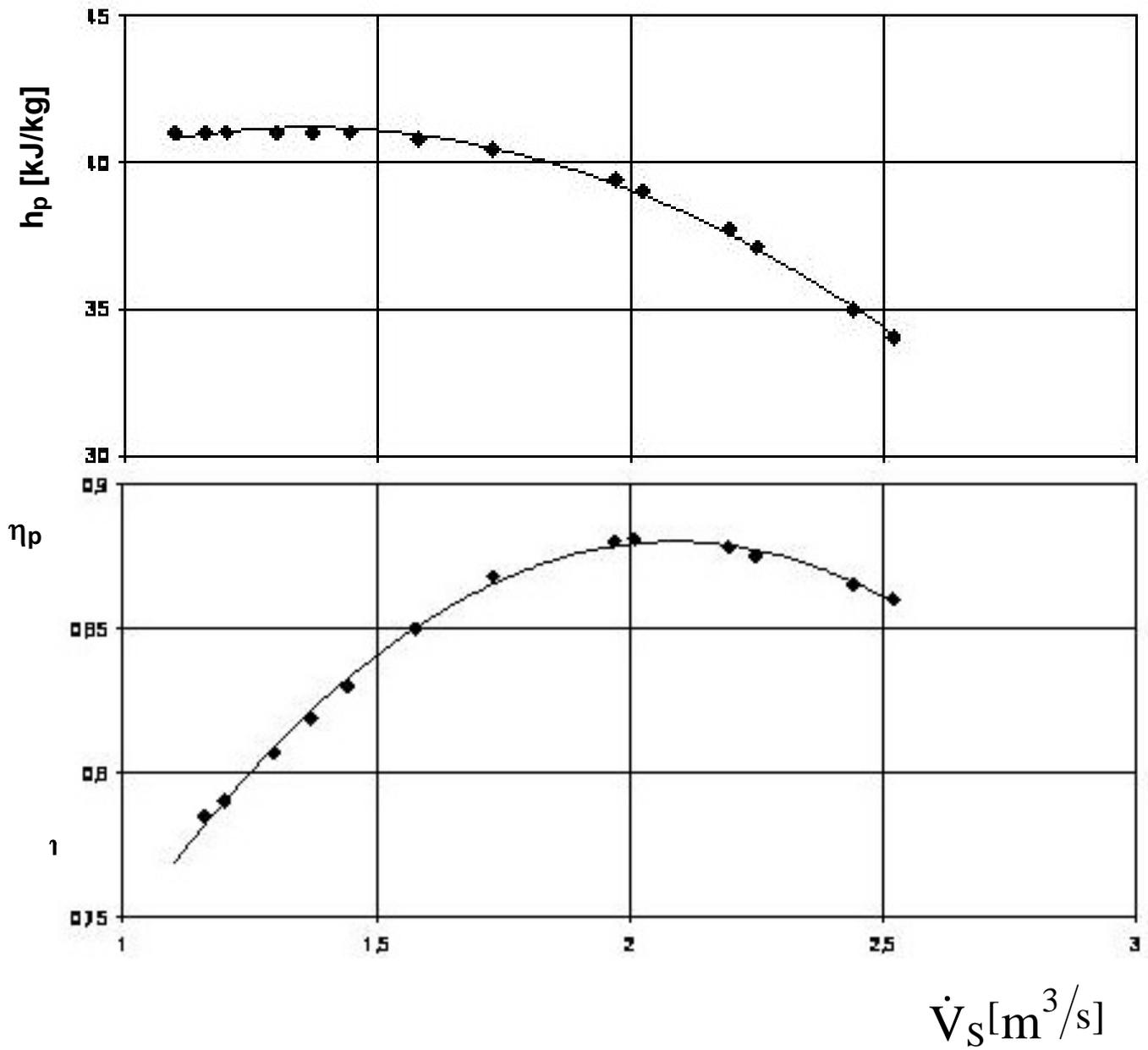


Bild 14.7 Kennlinie der 3.Laufradstufe

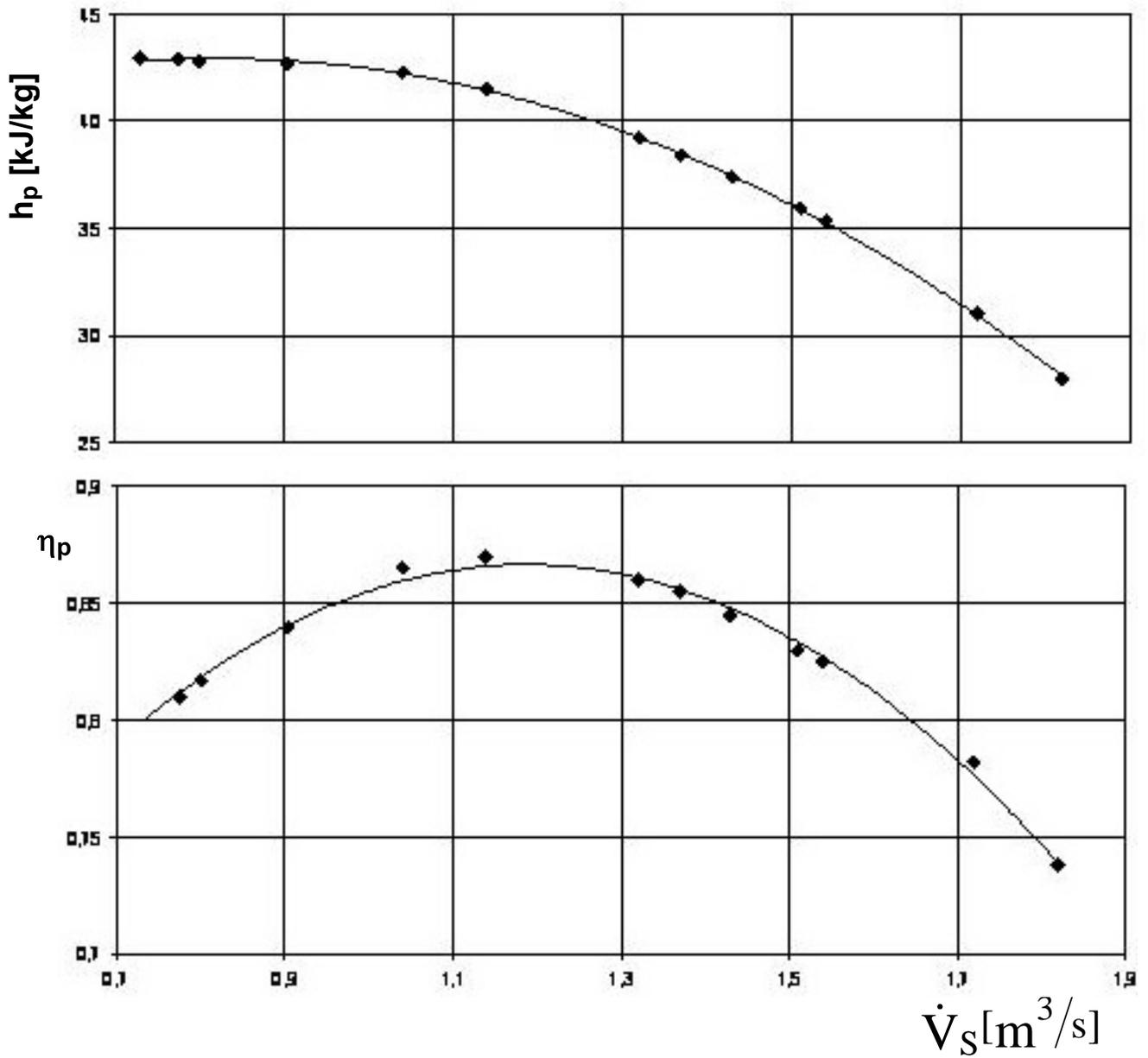


Bild 14.8 Kennlinie der 4.Laufradstufe

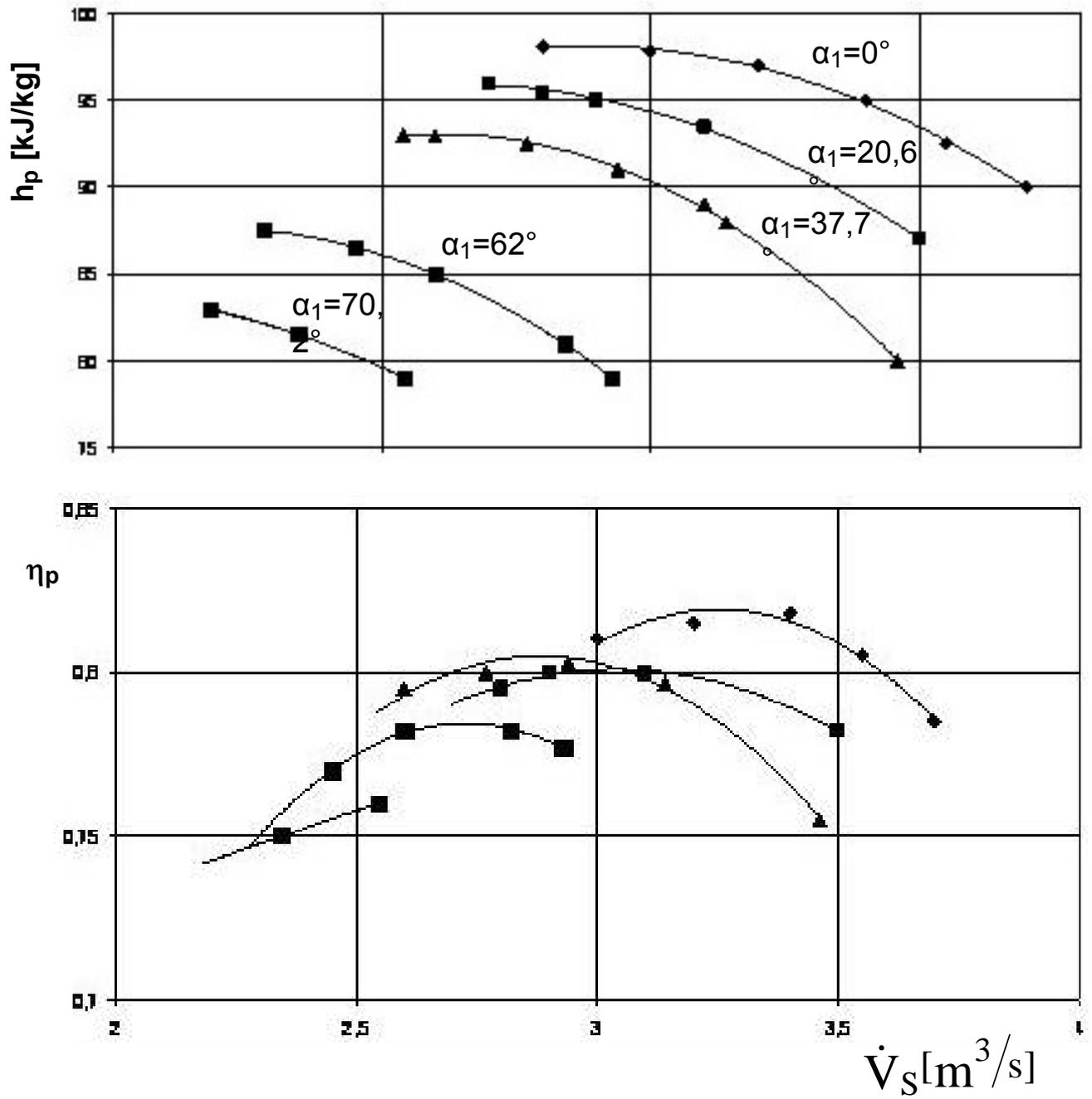


Bild 14.9 Make Up-Verdichter 5.Laufradstufe

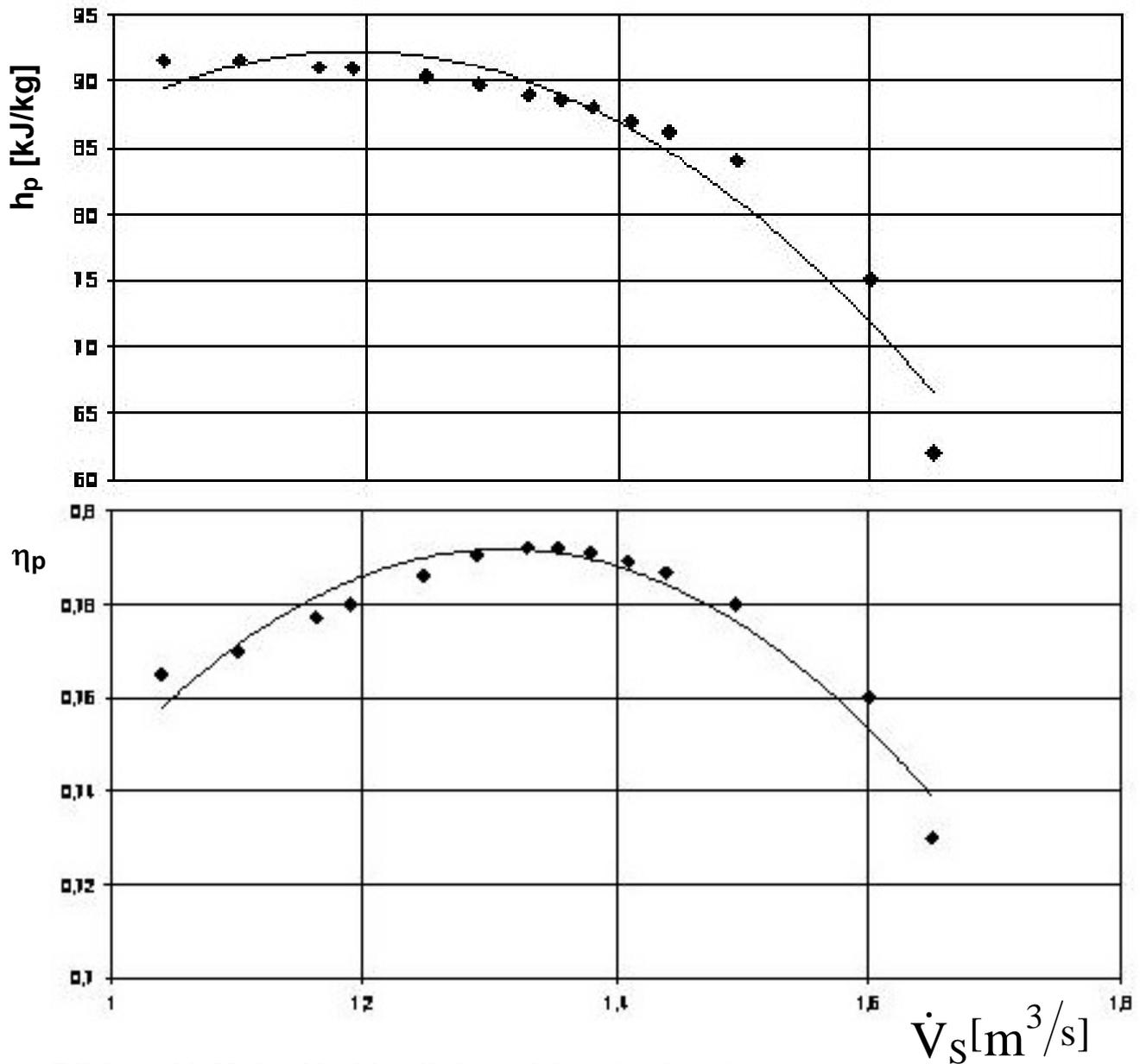


Bild 14.10 Make Up-Verdichter 6.Laufstufstufe

14.3 Achtstufiger Kreislauf - Getriebeturboverdichter für Stickstoff

Die Fa. Babcock-Borsig AG hat im Jahr 1991 den weltweit ersten achtstufigen Getriebeturboverdichter (Typ GK630/8) für die Fa. Linde Gas Niederlande geliefert. In **Tabelle 14.7** sind die Leistungsdaten des Verdichters angegeben.

Tabelle 14.7: Leistungsdaten des achtstufigen Getriebeturboverdichters

Fördermedium	Stickstoff
Massenstrom	$\dot{m} = 17.361 \text{ [kg/s]}$
Ansaugvolumen	$\dot{V}_s = 50000 \text{ [m}^3\text{/h]}$
Ansaugdruck	$p_s = 1.0 \text{ [bar]}$
Ansaugtemperatur	$t_s = 9 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Enddruck	$p_d = 80.3 \text{ [bar]}$
Endtemperatur	$t_d = 79 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Rückkühltemperatur	$t_{RK} = 25 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Leistungsbedarf an der Kupplung	$P_K = 9200 \text{ [kW]}$
E-Motorleistung	$P_M = 11000 \text{ [kW]}$
E-Motordrehzahl	$N_M = 1494 \text{ [min}^{-1}\text{]}$
Ritzelwellendrehzahlen	
Ritzelwelle 1 (Stufe 1 und 2)	$N_1 = 8994 \text{ [min}^{-1}\text{]}$
Ritzelwelle 2 (Stufe 3 und 4)	$N_2 = 15506 \text{ min}^{-1}$
Ritzelwelle 3 (Stufe 5 und 6)	$N_3 = 24862 \text{ min}^{-1}$
Ritzelwelle 4 (Stufe 7 und 8)	$N_4 = 33813 \text{ min}^{-1}$

14.3.1 Aufstellung der Getriebeturboverdichter-Anlage

Der E-Antriebsmotor und der Getriebeturboverdichter wurden auf separate Stahlgrundrahmen montiert und gemeinsam auf einem Betonschwingfundament aufgestellt. Rechts und links vom Getriebeturboverdichter wurden die Kühler auf eigene Stahlgerüste aufgestellt, die ebenfalls auf einem Betonschwingfundament befestigt wurden. Neben dem E-Antriebsmotor wurde die Schmierölanlage aufgestellt, die den E-Motor und den Getriebeturboverdichter mit Öl versorgt.

14.3.2 Aufbau des Getriebeturboverdichters

Auf jede der vier Ritzelwellen sind zwei Laufräder fliegend gelagert montiert. Die erste und zweite Ritzelwelle werden von der ersten und die dritte sowie die vierte Ritzelwelle von der zweiten Radwelle angetrieben. Die Radwelle 1 wird vom Antriebsmotor über eine Kupplung angetrieben. Die Leistung wird über eine Einfach - Schrägverzahnung auf die Radwelle 2 und die Ritzelwellen übertragen. Die Hauptölpumpe wird von der Radwelle 2 angetrieben.

Das Getriebegehäuse ist als Schweißkonstruktion ausgeführt und zweimal horizontal geteilt, einmal auf der horizontalen Ebene der ersten und zweiten Ritzelwelle und einmal auf der horizontalen Ebene der dritten und vierten Ritzelwelle.

Am Getriebegehäuse sind Wartungsöffnungen für die Inspektion der Zahnräder und den Austausch der Lager angebracht. Rotoren oder Rohrleitungen müssen dafür nicht demontiert werden. Ferner sind alle Versorgungsleitungen für die Schmierölversorgung der Zahnräder und Lager im Getriebegehäuse integriert. Die fliegend angeordneten Laufräder sind durch Hirth-Verzahnung formschlüssig und durch eine Dehnschraube kraftschlüssig mit den Ritzelwellen verbunden. Sämtliche Laufräder sind mit Deckscheiben und rückwärts gekrümmten Schaufeln mit einem Austrittswinkel von ca. 50° ausgeführt. Um einen besseren Teillastbereich des Verdichters zu erreichen, wurde jede Laufradstufe mit verstellbaren Vorleitschaufeln versehen.

Der Axial Schub der Rotoren (Ritzelwelle und Laufräder) wird über Druckkämme auf das Axiallager der langsam laufenden Radwellen 1 und 2 übertragen. Letztere Radwellen sind in Mehrflächengleitlagern gelagert, wobei eines als kombiniertes Axial-Radiallager ausgeführt ist.

Die Ritzelwellen sind in Radialkipsegmentlagern gelagert. Die guten Dämpfungseigenschaften der Kippsegmentlager gewährleisten die Laufstabilität der Ritzelwellen.

Die Abdichtung des Gasraumes zum Getrieberaum wird durch mehrstufige Kohleringdichtungen gewährleistet. Die Kohleringdichtung besteht aus schwimmenden Kunstkohleringen mit kleinsten Dichtspalten, die sich selbsttätig zur rotierenden Welle zentrieren. Die Kohleringe sind dreiteilig mit einer Schlauchfeder zusammengehalten und mit einer Verdrehsicherung ausgeführt. Zwischen den Kohleringen sind drei Kammern angeordnet. Das Sperrgas wird der mittleren Kammer zugeführt. Aus der getriebeseitigen Kammer wird das Leckgas an die Atmosphäre abgeführt. Aus der verdichterseitigen Kammer wird das Leckgas zur Saugleitung der ersten Stufe zurückgeführt. Die Anzahl der Kohleringe zur Verdichterseite beträgt 4 bei den Stufen 1 bis 4, 6 bei den Stufen 5 und 6 sowie 8 bei den Stufen 7 und 8. Zwischen der Mehrkammer-Kohleringdichtung und dem Radialkipsegmentlager der Ritzelwelle sind zur zusätzlichen Abdichtung gegen Lecköl aus dem Getrieberaum Labyrinthdichtungen vorgesehen.

In **Bild 14.11** und **Bild 14.12** sind die getriebe- und motorseitigen Ansichten des Getriebeverdichters dargestellt.

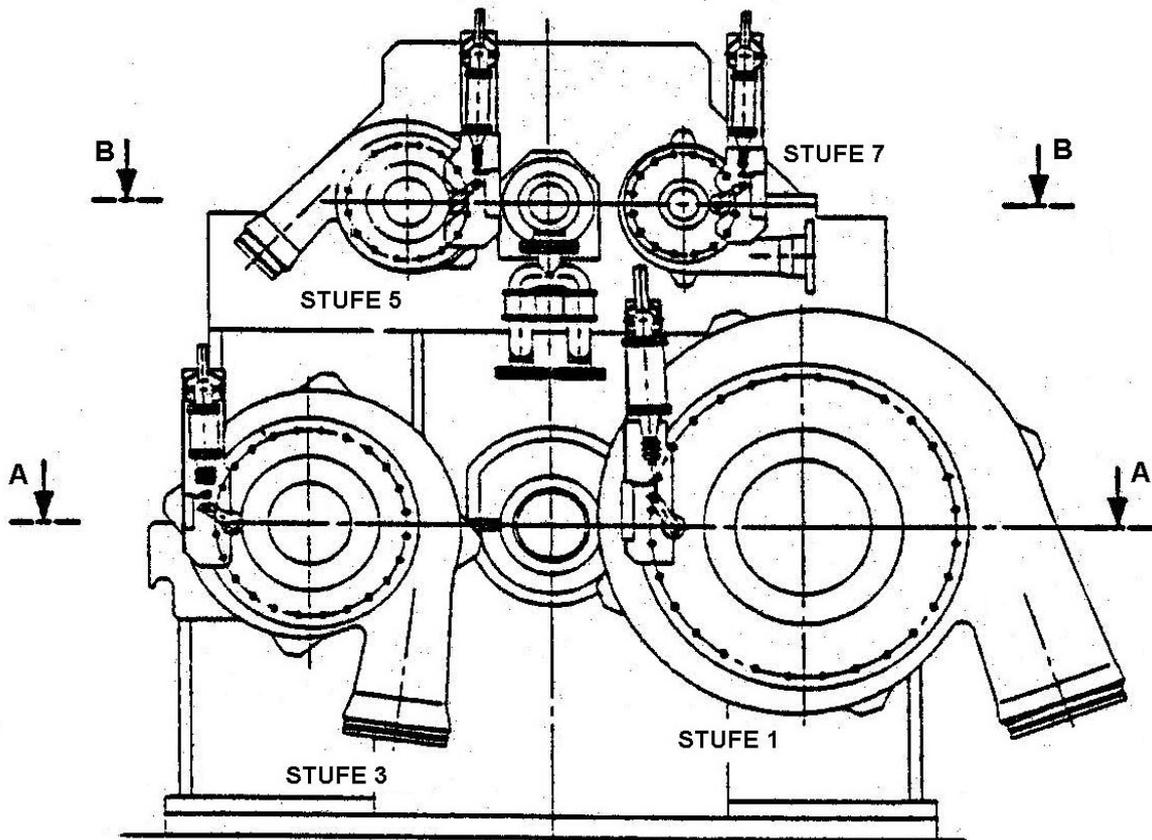


Bild 14.11 Getriebeseitige Ansicht des achtstufigen
Getriebeturboverdichters

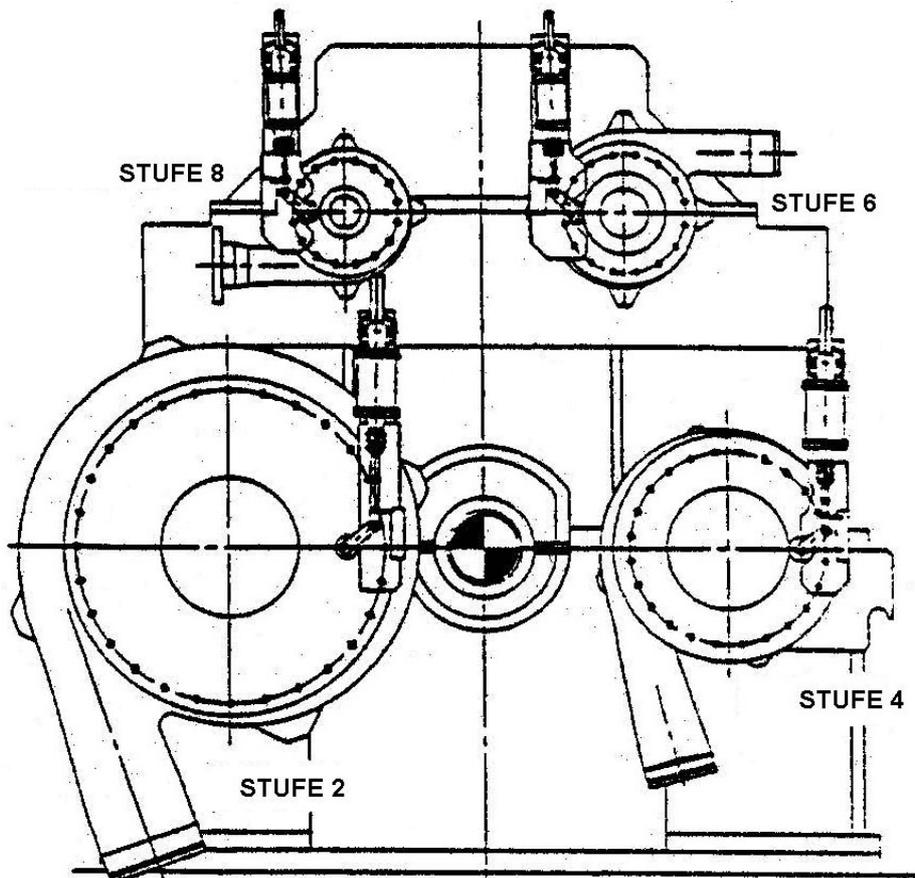


Bild 14.12 Motorseitige Ansicht des achtstufigen
Getriebeturboverdichters

In **Bild 14.13** und **Bild 14.14** sind die Schnitte A-A bzw. B-B dargestellt.

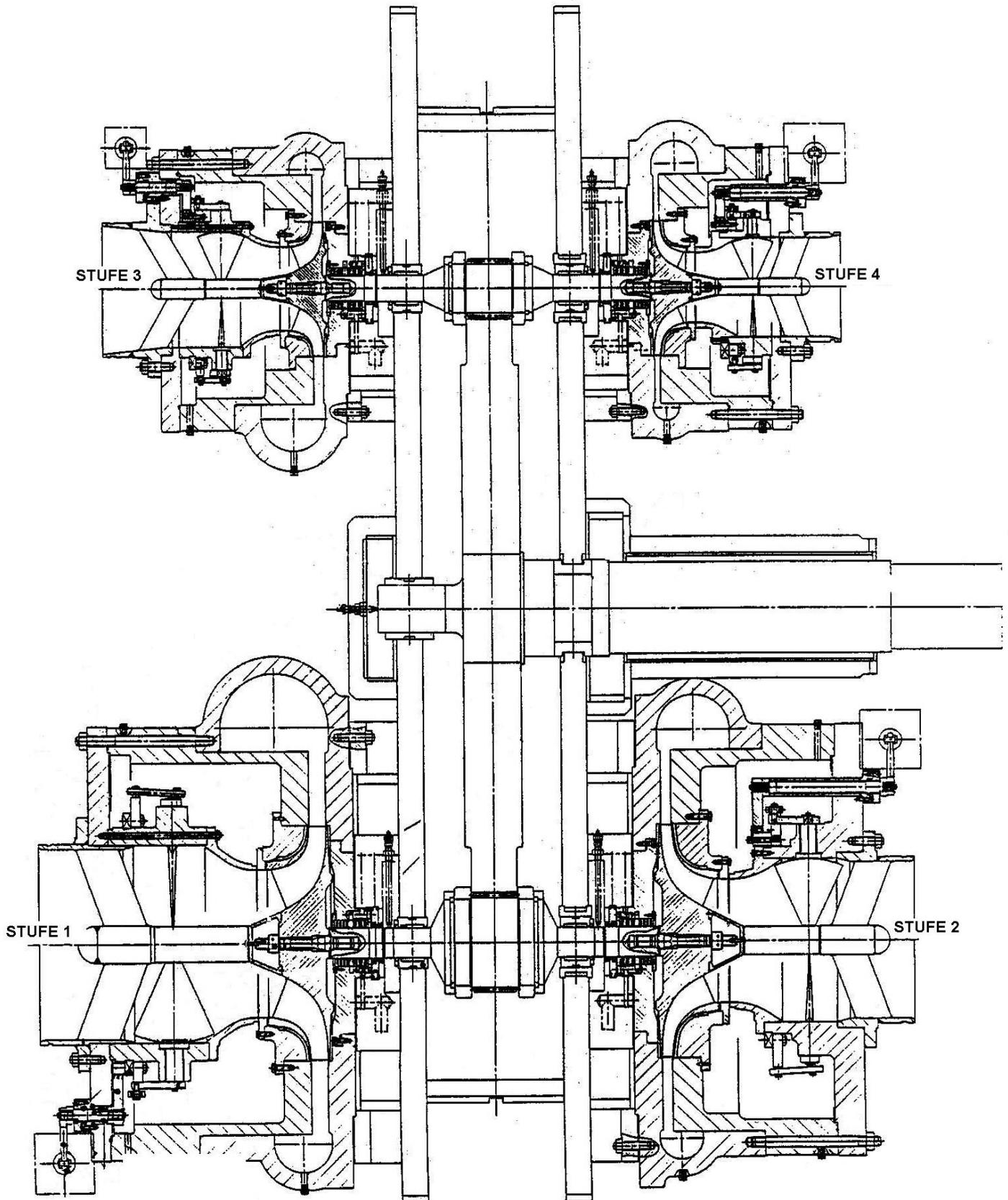


Bild 14.13 Schnitt A-A durch den achtstufigen
Getriebeturboverdichter

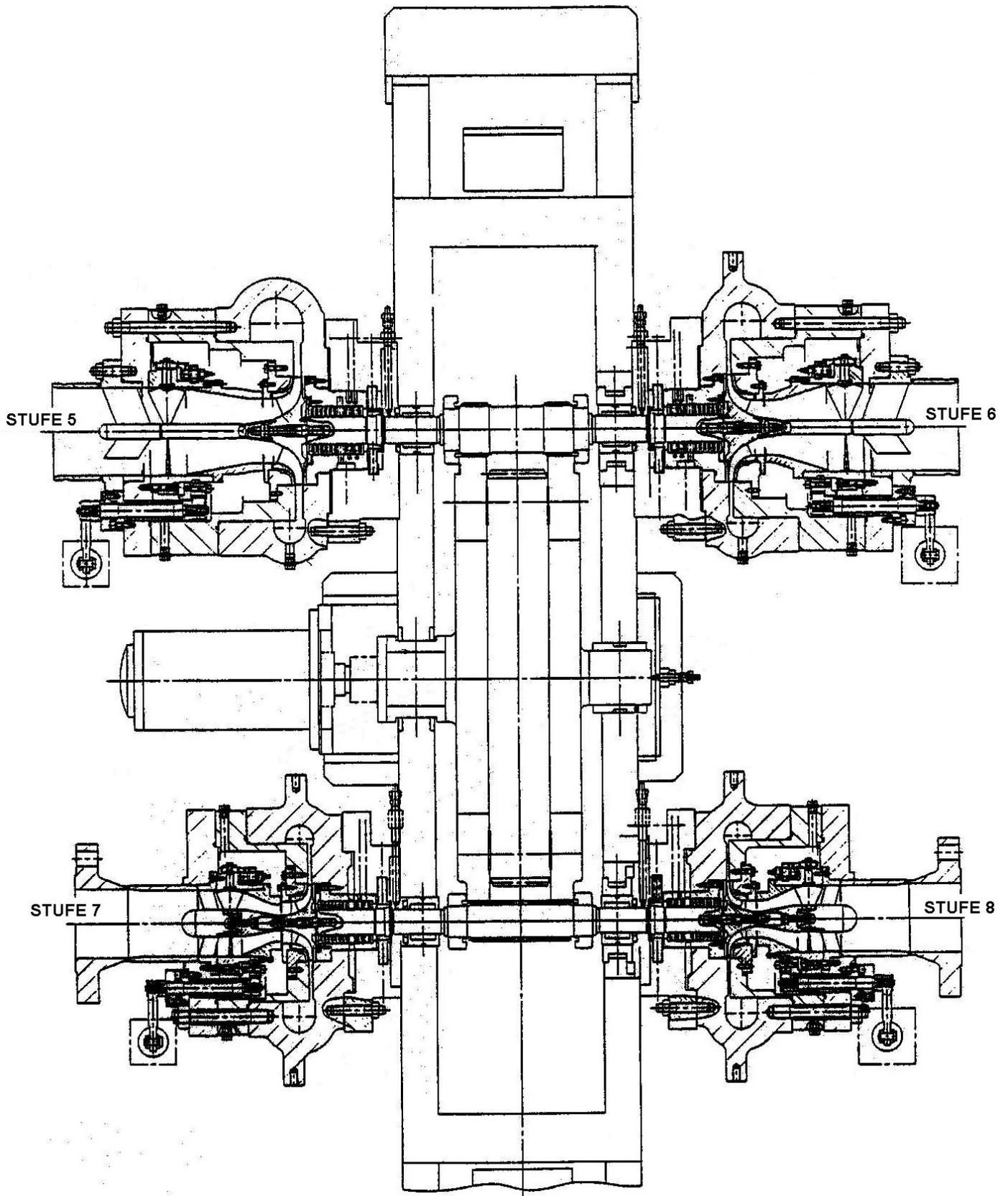


Bild 14.14

Schnitt B-B durch den achtstufigen Getriebeturboverdichter. Getrieberad mit Doppelmodul

In **Tabelle 14.8** sind die Drücke und Temperaturen des Förderanges sowie die Laufrad-Außendurchmesser der jeweiligen Verdichterstufen angegeben.

Tabelle 14.8

Stufe	1	2	3	4	5	6	7	8
Außendruckmesser d_2 [mm]	710	710	405	405	243	243	171	171
Ansaugdruck p_s [bar]	1.0	1.86	3.38	6.05	10.8	18.4	31.2	50.5
Ansaugtemperatur t_s [°C]	9	25	25	25	25	25	25	25
Enddruck p_d [bar]	1.91	3.43	6.10	10.9	18.5	31.3	50.6	80.3
Endtemperatur t_d [°C]	77	93	90	90	85	85	80	80

In **Bild 14.15** wird das Kennfeld des Getriebeturboverdichters bei verschiedenen Vorleitschaufelstellungen dargestellt. Dabei ist die jeweilige Vorleitschaufelstellung bei allen Verdichterstufen gleich. Aus diesem Kennfeld ist deutlich der große Betriebsbereich des Verdichters bei konstantem Enddruck zu ersehen. Es wird eine Teillast von ca. 55 % erreicht, was für einen achtstufigen Verdichter als sehr gut zu bewerten ist.

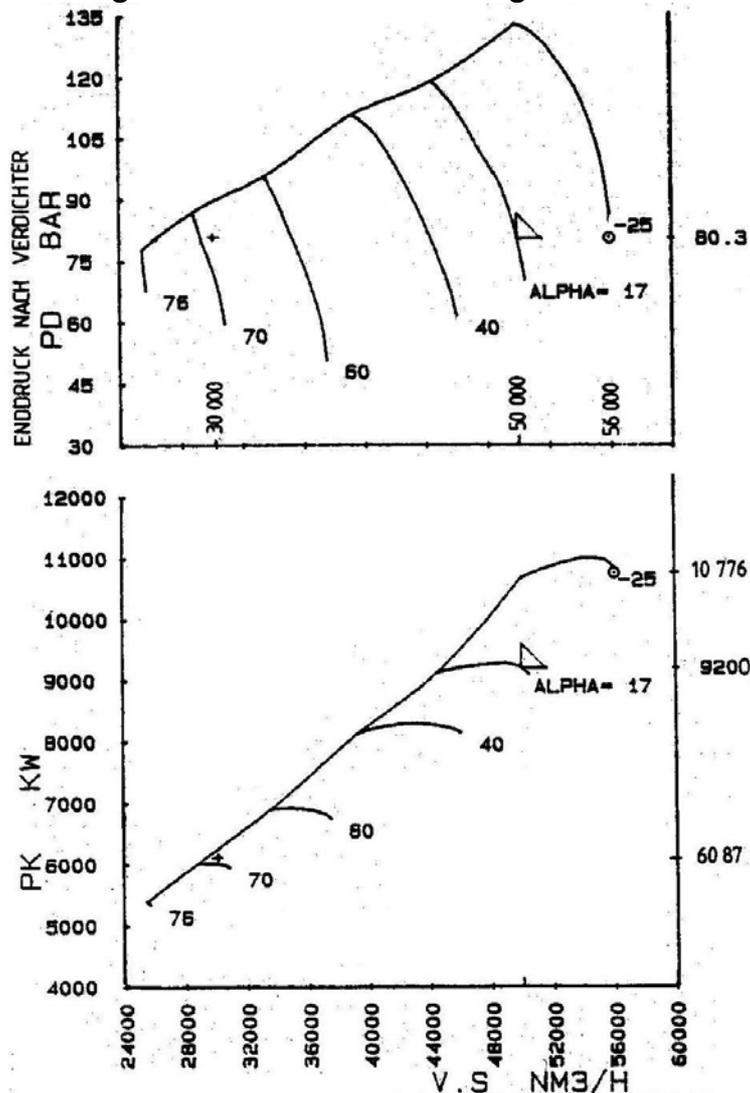


Bild 14.15 Kennfeld des achtstufigen Getriebeturboverdichters bei verschiedenen Vorleitschaufelstellungen

14.4 Zehnstufiger Getriebeturboverdichter

Die Fa. GHH-BORSIG (ehemals Babcock-Borsig und heute MAN-Turbo) erhielt im Jahr 1995 den Auftrag von der Fa. Messrs Azot in Russland für den Bau eines CO₂-Turboverdichters mit einem Enddruck von über 200 bar für eine Düngemittel-Produktionsanlage mit einem täglichen Ureaausstoß von 1100 Tonnen. Für so einen Fall wird üblicherweise ein zwei- oder sogar ein dreigehäusiger einwelliger Turboverdichter herangezogen.

Die Fa. GHH-BORSIG baute dafür jedoch den weltweit ersten zehnstufigen Getriebeturboverdichter mit erheblichen Vorteilen im Bereich der Betriebs- und Investitionskosten sowie im Gewicht und Platzgebrauch gegenüber dem Einwellen-Turboverdichter.

In **Tabelle 14.9** sind die Leistungsdaten des Getriebeverdichters angegeben.

Tabelle 14.9: Leistungsdaten des zehnstufigen Getriebeturboverdichters

Fördermedium	Kohlendioxid CO ₂
Massenstrom	$\dot{m} = 10.87 \text{ [kg/s]}$
Ansaugvolumen	$\dot{V}_s = 23475 \text{ [m}^3\text{/h]}$
Ansaugdruck	$p_s = 1.0 \text{ [bar]}$
Ansaugtemperatur	$t_s = 53 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Enddruck	$p_d = 207.2 \text{ [bar]}$
Endtemperatur	$t_d = 166 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Rückkühltemperatur	$t_{RK} = 36 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Leistungsbedarf an der Kupplung	$P_K = 4600 \text{ [kW]}$
E-Motordrehzahl	$N_M = 1491 \text{ [min}^{-1}\text{]}$
Ritzelwellendrehzahlen	
Ritzelwelle 1 (Stufe 1 und 2)	$N_1 = 11000 \text{ [min}^{-1}\text{]}$
Ritzelwelle 2 (Stufe 3 und 4)	$N_2 = \text{ [min}^{-1}\text{]}$
Ritzelwelle 3 (Stufe 5 und 6)	$N_3 = \text{ [min}^{-1}\text{]}$
Ritzelwelle 4 (Stufe 7 und 8)	$N_4 = \text{ [min}^{-1}\text{]}$
Ritzelwelle 5 (Stufe 9 und 10)	$N_5 = 50000 \text{ [min}^{-1}\text{]}$

Der Aufbau des zehnstufigen Getriebeturboverdichters ist analog des achtstufigen mit dem Unterschied, dass die Radwelle 2 eine weitere Ritzelwelle antreibt auf der die Laufräder 9 und 10 montiert sind.

In **Bild 14.16** ist der Aufbau des Verdichters schematisch dargestellt.

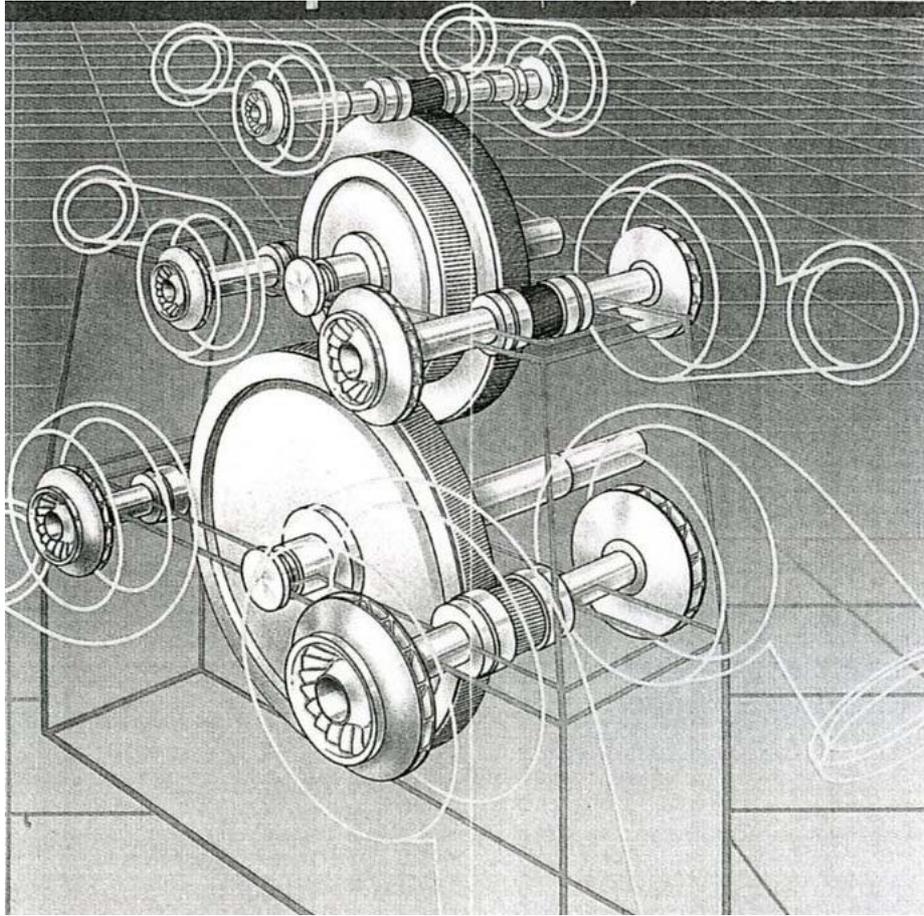


Bild 14.16 Zehnstufiger Getriebeturboverdichter

In **Bild 14.17** und **Bild 14.18** ist der Verdichter im Prüffeld dargestellt.

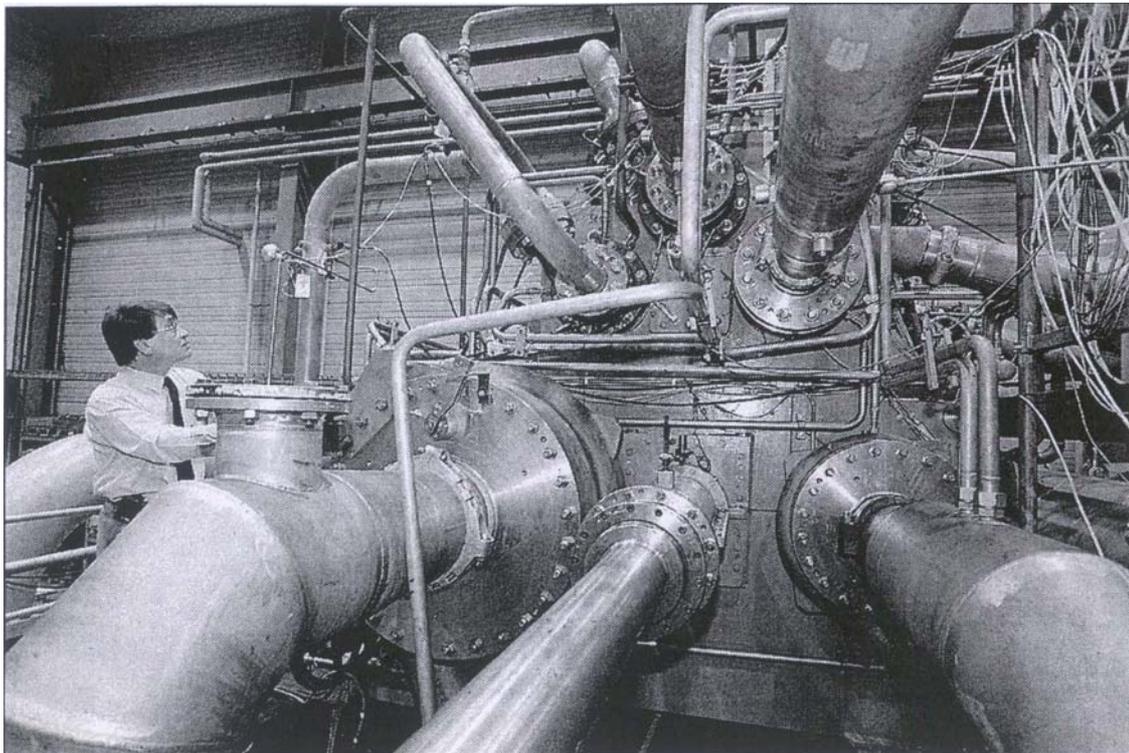


Bild 14.17 Zehnstufiger Getriebeturboverdichter im Prüffeld

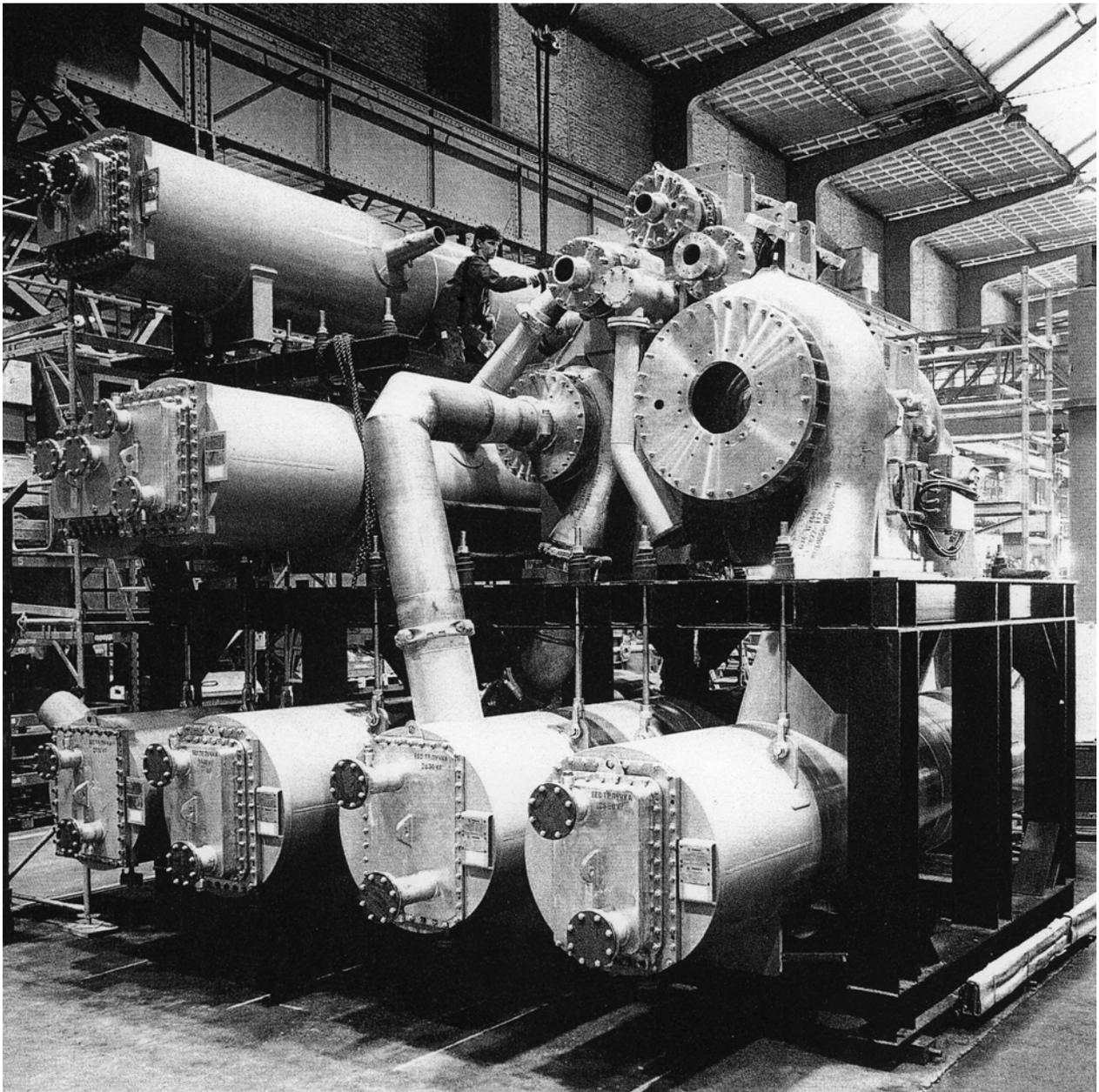


Bild 14.18 Zehnstufiger Getriebeturboverdichter im Prüffeld

Sämtliche Laufräder sind mit Deckscheibe und rückwärtsgekrümmten Schaufeln ausgeführt. Die Laufräder der ersten bis sechsten Stufe sind gefräst und die Deckscheibe mit den Schaufeln geschweißt bzw. gelötet. Die Laufräder der Stufen 7 bis 10 sind jedoch aus Titanlegierung mit einem speziell entwickelten Präzisionsgussverfahren gefertigt. In **Bild 14.19** ist die fünfte Ritzelwelle mit den Laufrädern der neunten und zehnten Stufe dargestellt. Um einen möglichst großen Betriebsbereich zu erreichen, wurden vor jeder Stufe Vorleitschaufeln installiert. In **Bild 14.20** wird das vorausberechnete Kennfeld des Verdichters bei verschiedenen Vorleitschaufelstellungen und in **Bild 14.21** der zehnstufige Verdichterprozess im T-s-Diagramm dargestellt. Daraus ist zu ersehen, dass bis zur achten Stufe ein Gaskühler nach jeder Stufe vorhanden ist. Die letzten zwei Stufen sind ungekühlt, da der Urea-Syntheseprozess ein bestimmtes Endtemperaturniveau von CO_2 verlangt.

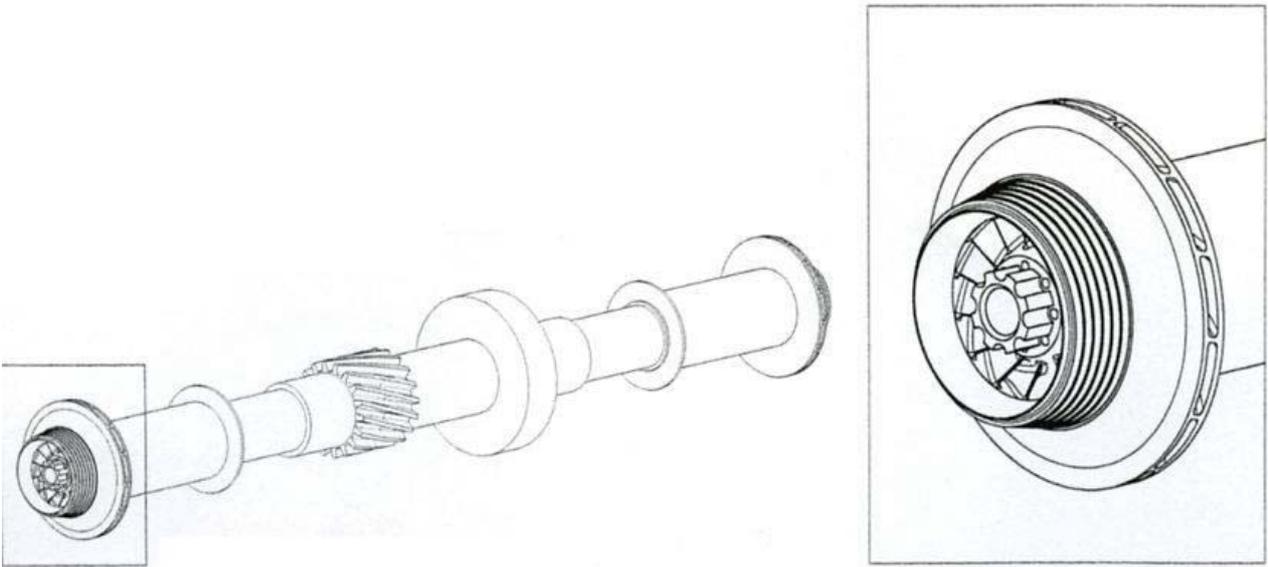


Bild 14.19 Ritzelwelle 5, neunte und zehnte Stufe

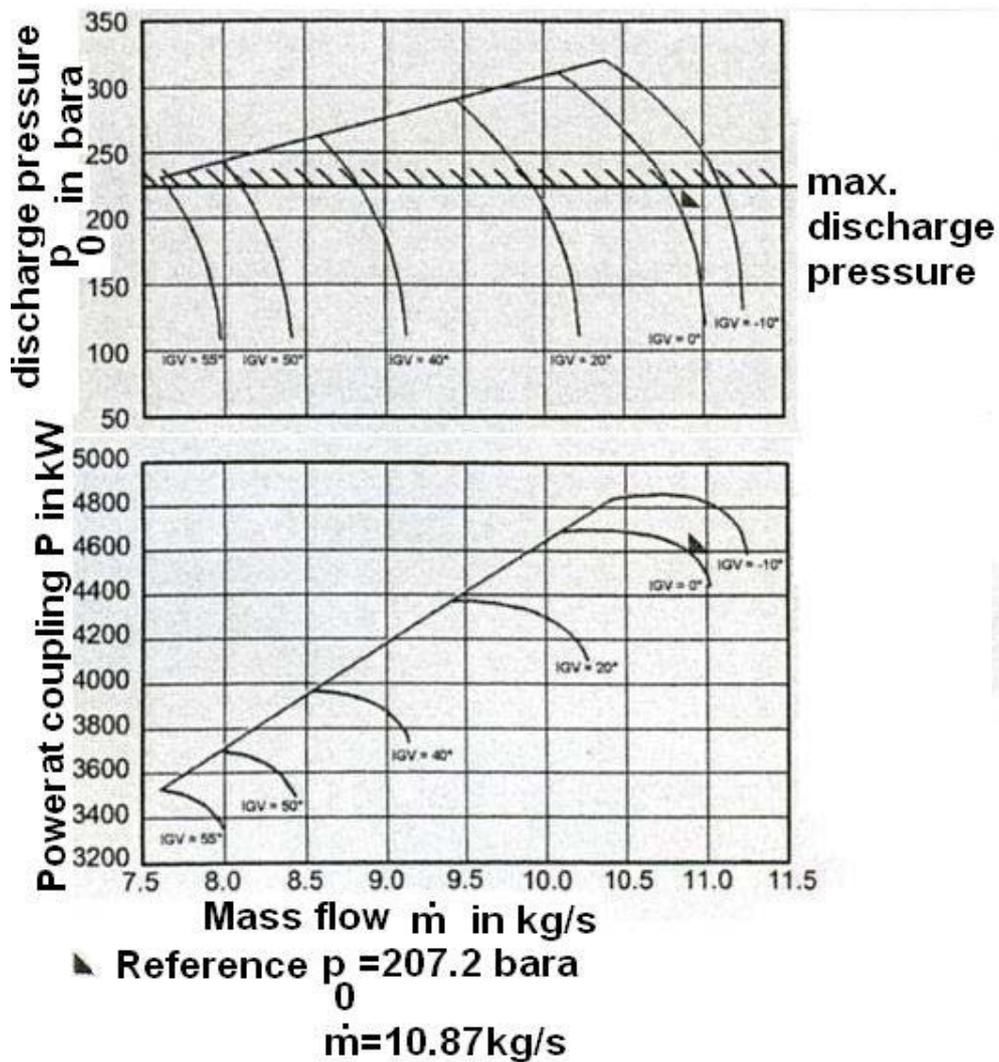


Bild 14.20 Kennfeld des zehnstufigen Getriebeturboverdichters

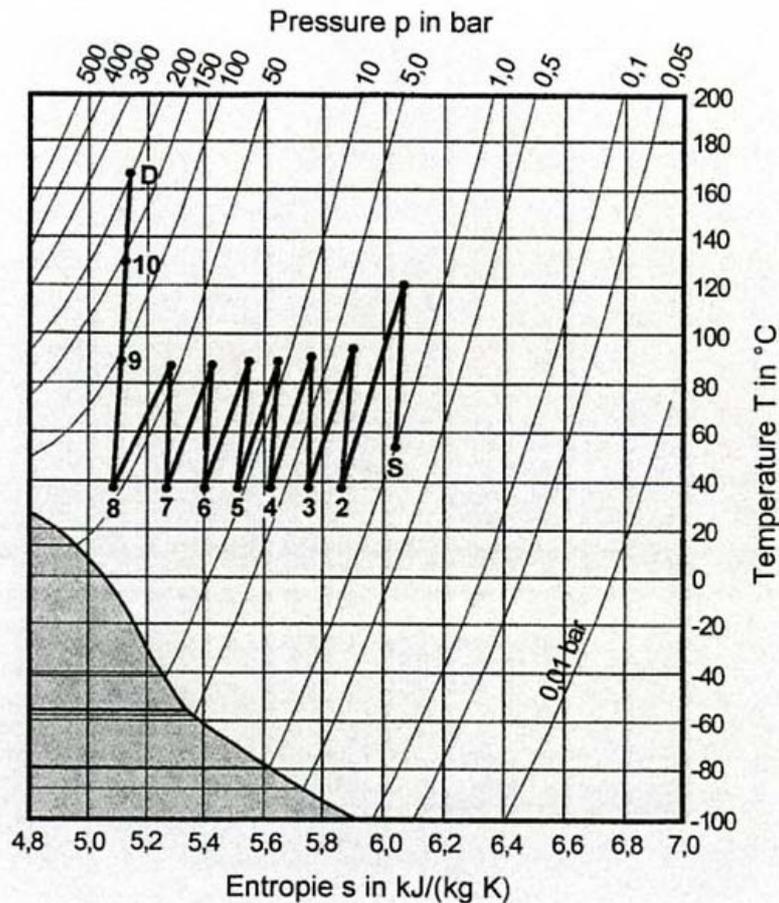


Bild 14.21 T-s Diagramm des zehnstufigen Getriebeturboverdichters

Die Abdichtung der Gasräume zum Getrieberaum wird durch mehrstufige Kohleringdichtungen vorgenommen. Dabei wurden Spezialkomponenten im Wellenbereich der Dichtung entwickelt, um die rotodynamische Stabilität der Ritzelwellen mit den Hochdruckstufen zu gewährleisten. Die vierte und fünfte Ritzelwelle laufen in der Nähe der dritten biegekritischen Drehzahl. Dafür wurde ein komplett neuer Auswuchtungsprozess bei hohen Drehzahlen entwickelt.

15 Ölversorgungsanlage

Um das Getriebe, die Lager und die Kupplung des Getriebeturboverdichters mit Schmieröl zu versorgen, ist ein Ölsystem vorgesehen, das meistens im Grundrahmen unterhalb des Getriebeverdichter-Aggregats als Kompaktsystem integriert wird.

Im Getriebeturboverdichter wird im allgemeinen ein Schmierölsystem mit niedrigem Öldruck (atmosphärisches Ölsystem) verwendet.

Bei der Verdichtung von giftigen Gasen oder Kohlenwasserstoffen kann jede Stufe z.B. mit ölgeschmierten Gleitringdichtungen abgedichtet werden. In solchen Fällen wird ein Sperrölsystem benötigt, welches mit dem Schmierölsystem kombiniert werden kann. Zum Erzeugen des höheren Sperrdruckes enthält das kombinierte System eine zusätzliche Pumpengruppe und, da eine höhere Filterfeinheit erforderlich ist, eine weitere

Filtergruppe. In den letzten Jahren sind jedoch die ölgeschmierten Gleitringdichtungen von den trockenen Gleitringdichtungen weitgehend verdrängt worden.

Die Spezifikationen dieser Systeme werden entsprechend den API (American Petroleum Institute) Richtlinien festgelegt. Eine Ausnahme bilden die Ölsysteme der Getriebeverdichter, die z.B. bei der Druckluftherzeugung eingesetzt werden.

Zur Darstellung der Ölsysteme werden folgende verschiedene Formen angewandt:

Zeichnungen:

- Fließbild
- Verfahrensfließbild
- Aufstellungszeichnung
- Einzelteilzeichnung.

Die Bauteile des Schmierölsystems werden in folgenden Baugruppen zusammengefasst:

- Behältergruppe
- Pumpengruppe
- Kühlergruppe
- Filtergruppe
- Nachkühlölsystem
- Regelöl
- Rohre.

15.1 Ölbehälter

Der Ölbehälter ist derart auszulegen, dass die im Ölsystem und Hochbehälter sich befindende Gesamtölmenge bei einer Verweilzeit des Öls von 8 Minuten aufgenommen werden kann. Das Öl fließt innerhalb des Ölbehälters zuerst über eine Beruhigungstreppe, anschließend entlang der gesamten Länge und schließlich um eine Längsschottwand zurück, ehe es erneut von den Pumpen angesaugt wird. Dadurch wird eine optimale Luft- bzw. Gasabscheidung erreicht. Zur Auslegung der Nennweiten der Rücklaufleitungen werden Ölströmungsgeschwindigkeiten von 0,3 bis 0,4 m/s zugrunde gelegt.

Zur Erwärmung des Öls auf Betriebstemperatur ist der Behälter mit einer elektrischen Heizung (selten mit einer Dampfheizung) ausgerüstet. Zur Festlegung der Heizleistung ist gefordert, dass das Öl im Behälter innerhalb von vier Stunden von der Umgebungs- auf Starttemperatur von 35°C aufgewärmt werden muss. Die Beheizung erfolgt indirekt über eine Wärmeträgerölbox. Sie dient zur Vermeidung von Verkohlungen an den Heizflächen, da dadurch keine Berührung der Heizstäbe mit dem Schmieröl entstehen kann. Ferner sind im Ölbehälter ein Niveauschalter sowie ein Standanzeiger installiert.

15.2 Ölpumpen

Zur Ölförderung sowie Erzeugung des erforderlichen Öldruckes werden Pumpen vorgesehen. Aus Sicherheitsgründen werden zwei Pumpen, nämlich eine Haupt- und eine Hilfspumpe verwendet.

Bei turbinenangetriebenen Getriebeturboverdichtern (seltener Fall) werden drei Pumpen verwendet, und zwar eine Haupt-, eine Hilfs- sowie eine Kühlpumpe. Die Kühlpumpe dient zum Nachkühlen der Turbinenlager bei hohen Frischdampftemperaturen ($>250^{\circ}\text{C}$) zum sicheren Stillsetzen des Turbosatzes.

Die Haupt- und Hilfsölpumpe werden für den 100%-igen Ölbedarf sowie Dauerbetrieb ausgelegt. Die Kühlpumpe wird für eine Fördermenge ausgelegt, die bei ca. 60% des Ölbedarfs im Normalbetrieb liegt.

Die Hauptölpumpe wird mechanisch angetrieben und dient auch als Auslaufsicherung. Es handelt sich um eine Schraubenspindelpumpe, die direkt mit der Getrieberadwelle gekuppelt und am Getriebe angeflanscht ist. Bei einem eventuellen Rückwärtslauf des Getriebeverdichters wird die Hauptölpumpe automatisch umgesteuert, so dass die Lager und das Getriebe in jedem Fall mit Schmieröl versorgt werden.

Die Hilfsölpumpe ist eine Zahnradpumpe und wird durch einen E-Motor angetrieben. Sie ist druckgesteuert und übernimmt die Ölschmierung beim Start des Getriebeverdichters und bei einem evtl. Ausfall der Hauptölpumpe.

Jede Pumpe ist sowohl saugseitig als auch druckseitig mit jeweils einem Absperrventil zum Ausbau sowie zur Entleerung ausgerüstet. Ferner wird jede Pumpe druckseitig mit einem Druckmanometer sowie einer Rückschlagklappe zu ihrem Schutz gegen einen Rückwärtslauf bestückt.

Die Haupt- und Hilfsölpumpe fördern das Öl durch einen der beiden Kühler sowie einen der beiden Filter zum Getriebeturboverdichter.

15.3 Ölkühler

Es werden zwei parallel geschaltete Ölkühler mit ausziehbaren Rohrbündeln eingesetzt. Sie sind ölseitig drosselfrei umschaltbar. Das wird durch die Einhebelbedienung der zwei miteinander verbundenen Drei-Wege-Armaturen erreicht. Hierbei darf es bei keiner Umschaltung zu einer Schließung beider Kühler kommen. Damit wird die Wartung der nicht im Betrieb befindlichen Kühler während des Betriebes des Ölsystems ermöglicht.

Das Kühlwasser wird durch die Rohre und das zu kühlende Öl um die Rohre geführt.

Die Ölkühler werden sowohl öl- als auch wasserseitig durch Entlüftungsarmaturen an den obersten sowie mit Entleerungsarmaturen an den untersten Stellen ausgerüstet. Hierbei ist die ölseitige Entlüftung über ein Schauglas mit dem Ölbehälter durch ein Rohr verbunden.

Um den außer Betrieb befindlichen Kühler mit Öl zu füllen, werden die Kühler mit einer Füll- bzw. Ausgleichsleitung und Absperrarmatur ausgestattet. Um einen Druckeinbruch beim Befüllen während des Betriebs zu verhindern,

werden die Füll- sowie Entlüftungsleitungen mit Blenden versehen. An der Austrittsleitung ist ein Thermometer mit zwei Kontakten für Hoch- und Tiefalarm installiert. Ferner kann ebenfalls ein Thermometer an der Öleintrittsleitung eingesetzt werden. Eine ölseitige Temperaturregelung für den Ölkühler kann schließlich auch vorgesehen werden.

15.4 Ölfilter

Die Ölfilter sind hinter den Ölkühlern angeordnet und dienen der Reinigung des Öls, um dadurch die Lager sowie die anderen geschmierten Teile des Getriebeturboverdichters vor Verunreinigungen zu schützen. Da sie nach einer gewissen Betriebszeit verschmutzt werden, müssen analog zu den Ölkühlern zwei Filter in einer parallelen Anordnung installiert werden. Dadurch wird ähnlich wie bei den Ölkühlern erreicht, dass während des Betriebs die Reinigung des außer Betrieb befindenden Ölfilters durchgeführt werden kann.

Die Ölfilter werden meistens mit wechselbaren Filterelementen aus Papierpatrone oder Mandelsieb mit einer Filterfeinheit von 25 µm bei Schmier- und 10 µm bei Sperröl ausgestattet. In sauberem Zustand darf die Druckdifferenz 0,3 bar bei Auslegungsbedingungen nicht überschreiten.

Die Umschalt-, Entlüftungs- und Entleerungsarmaturen, die Füll- und Ausgleichsleitungen mit den Absperrarmaturen und Blenden sowie die Prozedur des Umschaltens entsprechen denen der Ölkühler. Im Ölfilter wird ferner ein Druckdifferenzanzeiger mit einem Induktivkontakt (PDIAH) installiert, der auch mit einem Druckdifferenzanzeiger und einem Druckdifferenztransmitter kombiniert werden kann. Im Falle, dass sich im Ölfilter eine Druckdifferenz von 0,8 bar einstellt, wird durch den Druckdifferenzanzeigerschalter ein Hochalarm ausgelöst. Somit wird signalisiert, dass die Filterelemente des betreffenden Ölfilters gewartet werden müssen.

15.5 Nachkühlölsystem

Beim Getriebeturboverdichter, der durch eine Dampfturbine (seltener Fall) angetrieben wird, ist bei hohen Frischdampftemperaturen (>250°C) ein Nachkühlölsystem vorgesehen. Dieses besteht aus einer Kühlölpumpe sowie einem Filter. Die Kühlölpumpe versorgt nach Abschaltung des Verdichters und Stilllegung des Turbosatzes die Turbinenlager mit Kühlöl. Dadurch werden die infolge des entstehenden Wärmestaus im Lagerbereich eventuell hervorgerufenen Turbinenlager-Beschädigungen vermieden.

Das Nachkühlölsystem wird für einen Öldruck bis zu 10 bar ausgelegt. Die Fördermenge lässt sich ähnlich wie im Kapitel über die Ölpumpen beschrieben festlegen.

16 Gaskühler

Bei den Getriebeturboverdichtern kann nach jeder Stufe ein Gaskühler installiert werden. Die Gaskühler werden meist liegend ausgeführt und in unmittelbarer Nähe des Verdichters installiert. Das Kühlmedium Wasser wird durch die Rohre geleitet, während das Gas die Rohre umströmt. Der Gaskühler besteht aus einem zylindrischen Mantel mit aufgeschweißten Enddeckeln. An den Mantel sind die entsprechenden Gasein- und -austrittsstutzen aufgeschweißt. Ferner wird der Mantel mit stabilen Fußkonstruktionen bzw. Aufhängeelementen vorgesehen. Das Kühlelement besteht aus hochberippten Rohren, die an den Enden in die Sicherheitsrohrböden eingewalzt sind und, wenn es notwendig ist, mit integriertem Wasserabscheider vorgesehen. Durch die Rippenrohre werden bei geringstem Druckverlust hohe Wärmeübergangswerte erreicht. Die Wasserabscheider sind mit Kondensomaten, Absperrventilen und Umgehung ausgerüstet. Das Rohrbündel ist je nach Qualität des Wassers und des Gases in entsprechenden Zeitabständen zu reinigen. Die Reinigung durch die Rohre kann durch eine automatische Reinigungsvorrichtung geschehen. Ferner kann die Rohrwand mittels Bürste gereinigt werden, falls keine Reinigungsvorrichtung vorgesehen ist. Der Gaskühler wird nach internationalen Standards ausgelegt, z.B. nach den AD-Merkblättern oder nach ASME. Die Abnahme kann nach TÜV oder entsprechend den Erfordernissen des Bestimmungslandes erfolgen. In **Bild 16.1** ist schematisch ein Element-Rohrbündelkühler mit integriertem Wasserabscheider dargestellt.

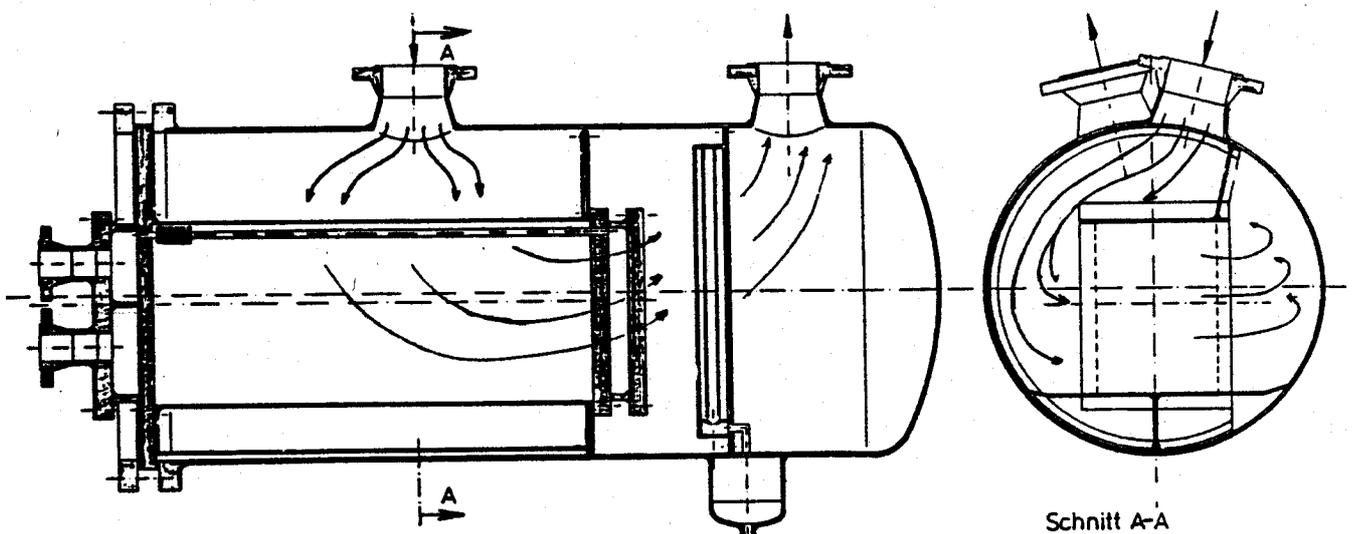


Bild 16.1 Element-Rohrbündelkühler mit integriertem Wasserabscheider

Für Getriebeturboverdichter bis zu einem Ansaugvolumen von ca. 50000 m³/h und einem Enddruck von 12 bar werden die Kühler von der Fa. DEMAG standardmäßig in Doppelkühler-Bauweise ausgeführt, d.h. in einem zylindrischen Mantel sind die Kühlerrohrbündel für zwei aufeinanderfolgende

Stufen eingebaut. Durch diese Bauweise werden bei vierstufigen Getriebeturboverdichtern transportfähige Package-Abmaße eingehalten. In **Bild 16.2** sind zwei Doppelkühler von der Fa. DEMAG für einen vierstufigen Getriebeturboverdichter dargestellt.

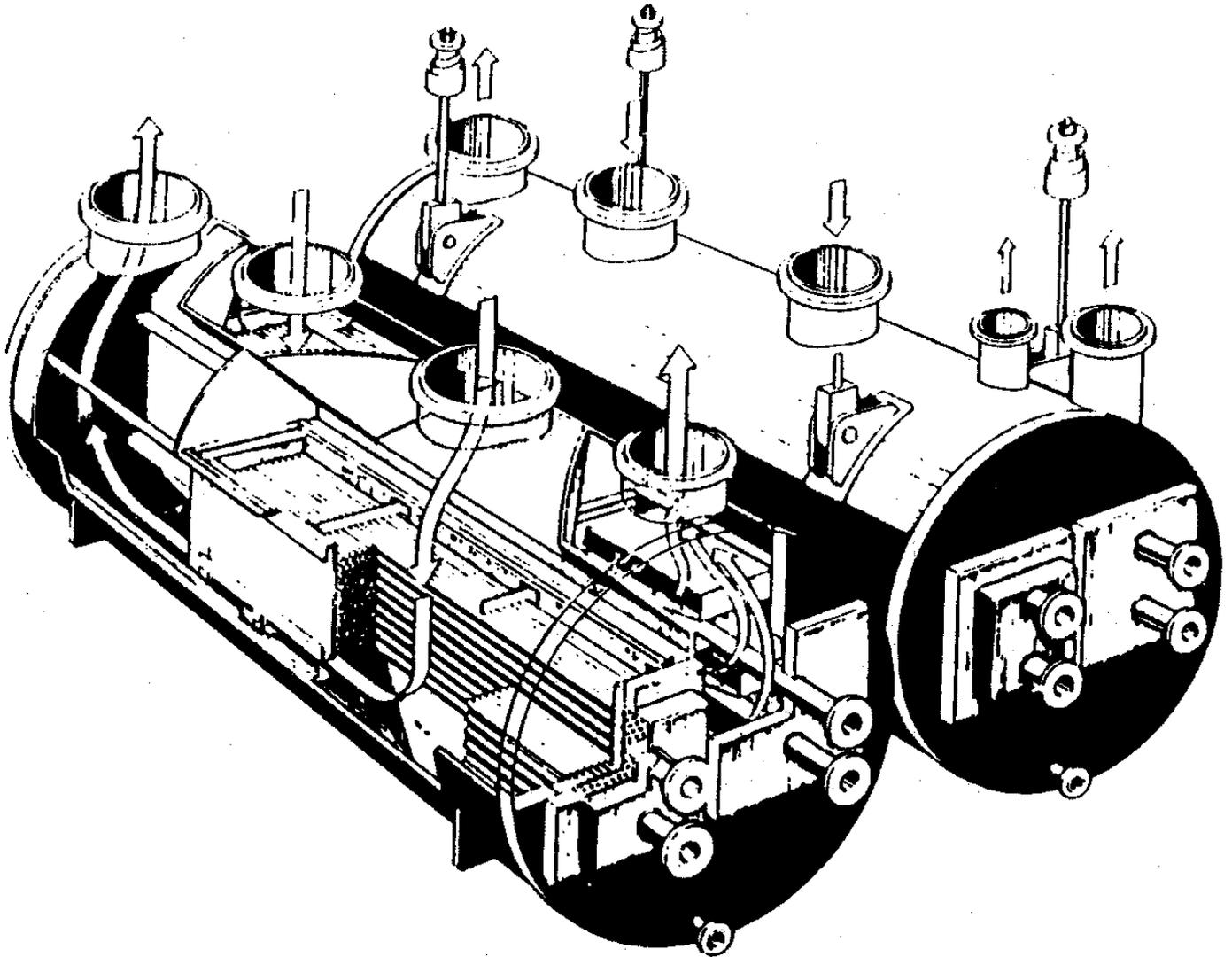


Bild 16.2 Kühler (Fa. DEMAG)

17 Literaturverzeichnis

- [1] E. Alevizos, Sidiropoulos, G.: Turbomaschinen in Klima- und Kältetechnik . Fortschritt-Berichte VDI Reihe 19 Wärmetechnik/Kältetechnik Nr.149
- [2] Truckenbrodt, E. Fluidmechanik, Band 1, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York 1980
- [3] E. Alevizos, Sidiropoulos, G.: Modernisierung, Umbau und Umrüstung von Turbosätzen. Fortschrittberichte Reihe 1, Konstruktionstechnik/Maschinenelemente Nr. 240, VDI Verlag 1994
- [4] B. Eckardt, E. Schnell.: Axialkompressoren und Radialkompressoren, Springer-Verlag Berlin, Göttingen, Heidelberg, 2. Auflage
- [5] Dean R.C.Jr., Senoo, Y.: Rotating Wakes in Vanaltes Diffusers, ASME, J. of Basic Eng. Bandd 82 (Sept. 1960) S. 563/574
- [6] Japikse, D.: Assessment of single- and Two-Zone Modelling of centrifugal compressors, Studies in component performance: Part 3, ASME-paper 85-GT-73
- [7] Japikse, D.: Centrifugal compressor design and performance, Course Notes, Concepts ETI, Inc., 8th Edition, Oct. 1986
- [8] Eckardt, D.: Instantaneous measurements in the Jet Wake discharge flow of a centrifugal compressor impeller. Trans ASME Journal of Engineering for Power 97, p.337-46
- [9] Eckardt, D.: Detailed flow investigations within a high speed centrifugal compressor impeller. Trans ASME Journal of Fluids Engeneering 98, 1976. 390-402
- [10] Krain, H.: Swirling impeller flow. 32nd ASME Gas Turbine Conference and Exhibit, Anaheim, California. Paper 87-GT-19
- [11] Wu, C.H.: A General Theory of Threedimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachinery of Axial Radial and Mixed Flow Types. NACA TN-2604, 1952
- [12] Casey M.V.: A Computational geometry for the blades and internal flow channels of centrifugal compressors, Trans. ASME, Journ. Eng. For power 1983, 105(2) p. 288-295
- [13] [W. Fister: Fluidenergiemaschinen, Band 2, 1986, Springer-Verlag

- [14] Dundas, R.E., „Mechanical Design of the Gas Turbine, Sawyer's Gas Turbine Engineering Handbook, Vol. I, Theory & Design, Turbomachinery International Publications, Norwalk, CT, 1985, pp 10-1-10-88
- [15] H. Petermann: Einführung in die Strömungsmaschinen, 2. überarbeitete und erweiterte Auflage, Springer-Verlag, Berlin – Heidelberg – New York – Tokio, 1983
- [16] Ernst Käppeli, Strömungslehre und Strömungsmaschinen, 5., erweiterte Auflage, Verlag Harri Deutsch, 1987
- [17] Linnecken, H.: Die Berechnung des Axialschubes radialer Verdichterstufen. Konstruktion 14 (1962) Heft 11
- [18] J. D. Stanitz: „One- Dimensional Compressible Flow in Vanelles Diffusers of Radial and Mixed- Flow Centrifugal Compressors“. NACA TN 2610, January 1952
- [19] J. P. Johnston: Losses in Vanelles Diffusers of Centrifugal R. C. Dean, JRCompressors and Pumps, Analysis, Experiment and Design. Journal of Engineering for Power January, 1966 p 49-62
- [20] D. Japikse: Advanced diffusion levels in turbochargercompressors and component matching. Turbocharging and turbochargers. IMechE, 1982, pp. 143-156
- [21] Traupel: Die Theorie der Strömung durch Radialverdichter, S. 113-127 Verlag G. Braun Karlsruhe 1962
- [22] Yasutoshi Senoo: Asymmetric Flow in Vaneless Diffusers of Centrifugal Blowers Yoshifumi Kinoshita, Masahiro Ishida Transactions of the ASME 03/1977 p. 104-114
- [23] F.T.F. Morgado, M.L.C. Gato: An Integral Calculation Method for Three-Dimensional Boundary- Layers in Axisymmetric Diffusers
- [24] Huashu Dou: A Method of Predicting the Energy Losses in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressors ASME 89-GT-158
- [25] Huashu Dou: Investigation of the Prediction of Losses in Radial Vaneless Diffusers. ASME 91-GT-323
- [26] Stiefel, W.: (May 1972) “Experiences in the development of radial compressors”, in: Advanced radial compressors, VKI LS50, Mai 1972

- [27] Sidiropoulos, G., Alevizos, E.: Zeitschrift Konstruktion 4-2000 Springer VDI Verlag
- [28] H. Mischina, I. Gyobu Performance Investigations of Large Capacity Centrifugal Compressors, ASME-78-GT-3
- [29] Sideris, M., van den Breambussche, R.: Experimental study of the flow in a vaneless diffuser with circumferential pressure distortion, VKI TN 157, 1986
- [30] E. Ayder, R. Van Den Breambussche, J. Brasz: (1992) Experimental and Theoretical Analysis of the Flow in a Centrifugal Compressor Volute ASME 92-GT-30
- [31] Van Den Breambussche, R.: (1996) Flow and loss Mechanisms in Volutes of Centrifugal Compressors and Pumps. Flow in Radial Turbomachines, VKI Lecture Series 1996-01 January, p.15-19
- [32] E. Ayder, R. Van Den Breambussche, R.: (1993) "Numerical Analysis of the 3D Swirling flow in Centrifugal Compressor Volutes" , ASME 93-GT-122
- [33] E. Dehner: Anwendung neuer Technologien für die Befestigung von Druckkammern. Antriebstechnik 26 (1987) Nr. 2 S. 34-34.
- [34] H. Simon, T. Wallmann, T. Mönk: Improvements in performance characteristics of single-stage and multistage centrifugal Compressors by simultaneous adjustments of inlet guide vanes and diffuser vanes. ASME 86-GT-127