Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 81 (1963)
Heft: 49

Artikel: Radialkompressoren für Sonderzwecke
Autor: Allemann, M. / Walther, R.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-66931

Nutzungsbedingungen
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation
L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use
The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 09.08.2025

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

ORGAN DES SCHWEIZERISCHEN INGENIEUR- UND ARCHITEKTEN-VEREINS S.I.A. UND DER GESELLSCHAFT EHEMALIGER STUDIERENDER DER EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE G.E.P.

Radialkompressoren für Sonderzwecke

DK 621.515.5

Von **M. Allemann** und **R. Walther**, Gebr. Sulzer AG., Winterthur

1. Einleitung

Die in rascher Entwicklung begriffene chemische Industrie und die Petrochemie erschlossen den Radialkompressoren zahlreiche neue Anwendungsgebiete. Zwei Gründe waren dafür hauptsächlich massgebend: Einerseits die Steigerung der Leistungsfähigkeit von bis anhin mit Kolbenkompressoren arbeitenden Fabrikationsprozessen, die den Uebergang zu Turbomaschinen nötig machte, und anderseits die industrielle Durchführung neuer Verfahren, für die von Anfang an Turbokompressoren erforderlich waren.

Von den neuen Anwendungsgebieten seien die Förderung gasförmiger Kohlenwasserstoffe für den Ferntransport durch Gaspipelines genannt, weiter die Kompression von Erdgas in Verflüssigungsanlagen sowie bei Injektionsanlagen zwecks Erhöhung der Ergiebigkeit von Oelfeldern. Bei grossen Zentralkälteanlagen in der chemischen Industrie, wie sie unter anderem für die Herstellung von synthetischem Kautschuk benötigt werden, ergeben sich so grosse zu komprimierende Ammoniakdampfmengen, dass mehr und mehr Radialkompressoren angewendet werden. Eine weiteres interessantes Feld bildet die Kompression von Gemischen von Stickstoff und Wasserstoff bei der Ammoniaksynthese, die Förderung von Kalkofengasen im Solveyprozess sowie das Umwälzen von Synthesegasen bei der Herstellung von Kunststoff-Basisprodukten. Schliesslich ist die Gasumwälzung in Kernenergieanlagen zu nennen, bei denen hauptsächlich Kohlendioxyd oder Helium zu fördern sind; diese Gase können radioaktive Teilchen enthalten. Kleinere Gebläsetypen werden in vollständig gekapselter Ausführung gebaut, wobei der Rotor in Gaslagern läuft und die rotierenden Teile des Elektromotors und des Gebläses zu einem gemeinsamen Rotor vereinigt sind[1]).

Die Betriebsbedingungen, denen die Turbokompressoren in der chemischen Industrie genügen müssen, sind ausserordentlich vielgestaltig. Die zu fördernden Gase oder Dämpfe enthalten oft giftige oder korrosive Bestandteile. Die Drücke und die Temperaturen unterscheiden sich von Fall zu Fall stark voneinander. Hieraus ergeben sich zahlreiche Konstruktionsprobleme. Die Firma Gebrüder Sulzer, Winterthur, hat auf diesem Gebiet verschiedene interessante Bauweisen entwickelt, von denen nachfolgend einige der wichtigsten beschrieben werden sollen.

2. Radialkompressoren für hohe Drücke

Als ein erstes Beispiel wird nachfolgend die zweite Hochdruckmaschine einer zweiwelligen Kompressoranlage für Luft dargestellt, die zu einer Sulfitlaugen-Nassverbrennungsanlage gehört. Diese arbeitet nach dem «Zimmermann-Prozess». Der Niederdruckteil besteht aus einem Axialkompressor, zwei Radialkompressoren und den zugehörigen Antriebsturbinen. Der Hochdruckteil umfasst zwei weitere Radialkompressoren mit Antriebsturbinen, davon verdichtet der erste Kompressor die Luft von 30 auf 70 ata, der zweite, der hier beschrieben werden soll, von 70 auf 150 ata. Seine Fördermenge beträgt 27 kg/s, die Stufenzahl 6, der Raddurchmesser 280 mm, die Drehzahl 11 000 U/min und der Leistungsbedarf 2550 kW. Bild 1 zeigt das rohrförmige Gehäuse mit ausgebautem Deckel, Zwischenboden und Rotor, Bild 2 einen Längsschnitt.

Radialkompressoren für Enddrücke bis zu 50 ata werden fast ausschliesslich mit in Achshöhe horizontal getrennten Gehäusen ausgeführt. Die Vorteile dieser Bauart liegen vor allem in der einfachen Kontroll- und Reinigungsmöglichkeit durch Abheben des Gehäuseoberteils. Bei höheren Enddrücken erweist sich diese zweiteilige Ausführung jedoch als unwirtschaftlich. Sie wird mit Vorteil durch eine Bauart ersetzt, bei der die Gehäusetrennungen senkrecht zur Maschinenachse verlaufen. Festigkeitsmässig ist diese Gehäusekonstruktion bedeutend günstiger als die Ausführung mit Trennschnitt in Achsebene. Zudem ist die Abdichtung der Gehäuse wesentlich sicherer zu erzielen. Bei hohen Drücken kommt aus verschiedenen Gründen, insbesondere auch bei Förderung von Gasen, welche flüssige Teilchen mit sich führen, der gegenseitigen Abdichtung der Zwischenböden erhöhte Bedeutung zu. Dies war mit ein Grund für die Wahl der Bauart ohne horizontale Gehäusetrennung. Gestützt auf die bisherigen Betriebserfahrungen lässt sich feststellen, dass bei Verwendung weniger und einfacher Vorrichtungen der Ausbau der Innenteile zur Kontrolle und Reinigung sehr stark erleichtert wird.

Der Gehäusemantel 1 besteht aus einem Stahlschmiedestück. Die beiden ebenfalls aus geschmiedetem Stahl angefertigten Stutzen sowie die Abstützungspratzen und Keilführungen sind mit dem Gehäusemantel verschweisst.

Das Eintrittsgehäuse 2 und das Austrittsgehäuse 3 sind einteilig und aus Stahlguss hergestellt. Diese beiden Gehäuse sowie der Gehäusemantel, mit dem sie stirnseitig verschraubt werden, bilden zusammen den tragenden Teil der Maschine, welcher vor allem die vom Innendruck herrührenden Kräfte aufzunehmen hat.

Auf der Welle 4 sind die Laufräder 5 und die Ausgleichkolben 6 und 7 aufgeschrumpft. Alle drei Maschinenelemente bestehen aus legiertem Stahl.

Die aus Sphäroguss hergestellten Zwischenböden 8 bis 12 sind längs eines Durchmessers geteilt; die Hälften werden mit Passschrauben zusammenverschraubt. Das ganze Zwischenbodenpaket wird über den Rotor in vertikaler Lage montiert und mit diesem zusammen in das Gehäuse eingesetzt. Die Zwischenböden sind im Gehäuse über elastische Ringe zentriert. Diese ermöglichen freie radiale Wärmedehnung der Zwischenböden gegenüber dem Gehäusemantel ohne exzentrische Verlagerung. In axialer Richtung ist das Zwischenbodenpaket auf der Eintrittsseite fixiert, während es sich auf der Druckseite frei bewegen kann, wodurch die freie Wärmedehnung der Zwischenböden auch in Längsrichtung gewährleistet ist. Da der Raum zwischen Gehäusemantel, Austrittsgehäuse und Zwischenböden überall unter

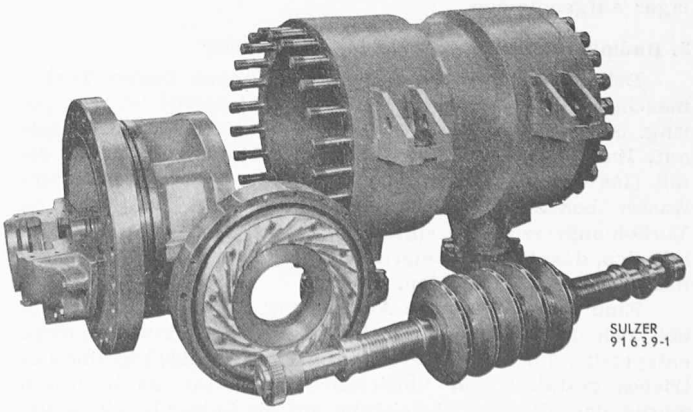


Bild 1. Fünfstufiger Turbokompressor, Typ RCX-5N-33,5, mit einteiligem Gehäuse für hohe Drücke

[1]) Ueber Turbomaschinen für Kernenergie-Anlagen hat *René A. Strub* in SBZ 1958, H. 44, S. 649-655 berichtet und dabei auch Versuche mit gasgeschmierten Lagern und mit Wellenabdichtungen beschrieben.

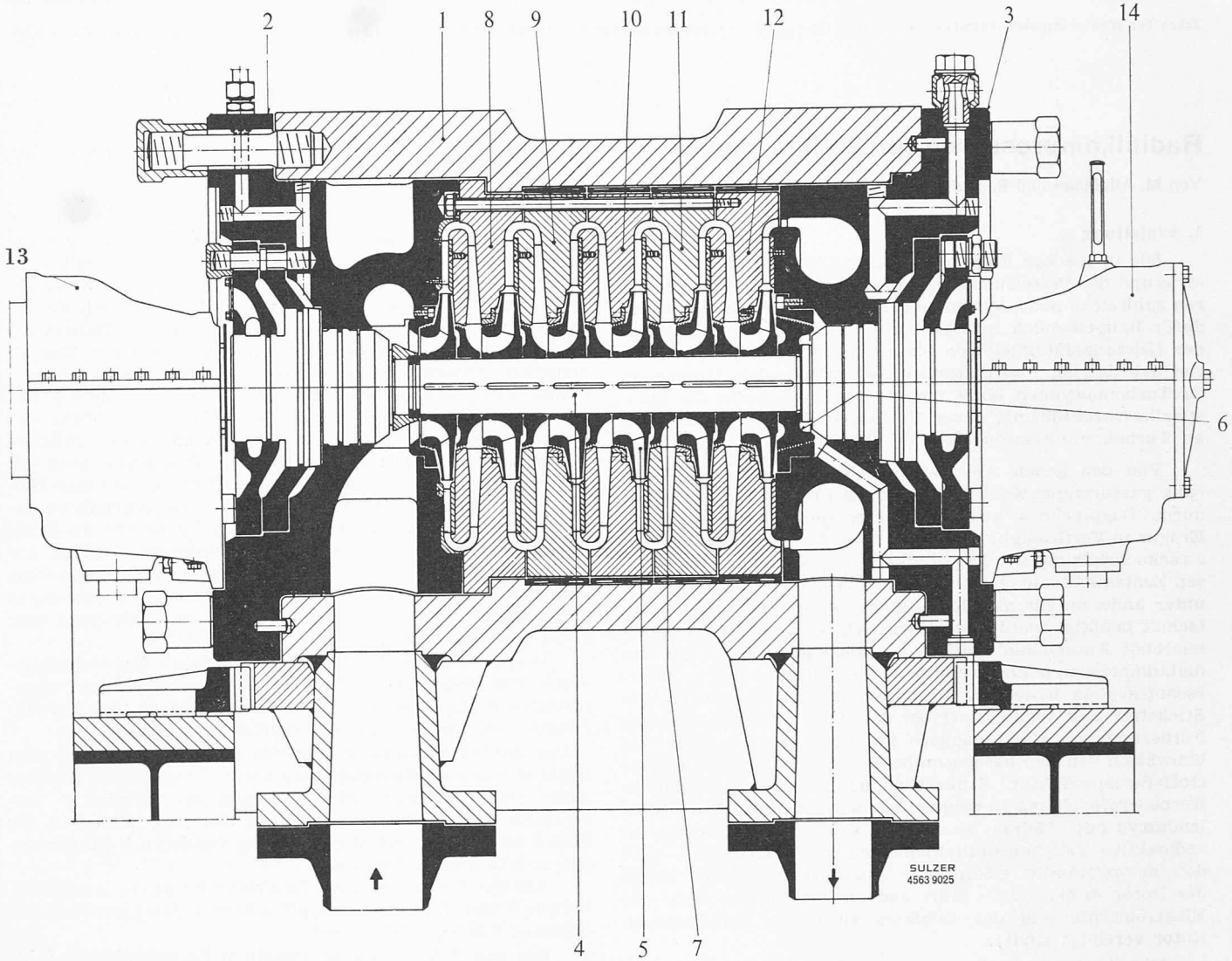


Bild 2. Längsschnitt durch einen Sulzer-Radial-Kompressor, Typ RCX-6N-28, für hohe Drücke, mit senkrecht zur Maschinenachse verlaufender Trennung

1 Gehäusemantel	3 Austrittsgehäuse	5 Laufräder	8 — 12 Zwischenböden
2 Eintrittsgehäuse	4 Welle	6 und 7 Ausgleichskolben	13 und 14 Lagerböcke

dem Enddruck der Maschine steht, werden sämtliche Verschraubungen innerhalb des Zwischenbodenpaketes von Druckkräften entlastet.

Die Lagerböcke 13 und 14 sind am Eintritts- und Austrittsgehäuse angeschraubt. Der Rotor läuft in selbststabilisierenden Gleitlagern spezieller Ausführung. Der nicht ausgeglichene Teil des Axialschubes wird durch ein Michelllager aufgenommen.

3. Radialkompressoren für Erdgasförderung

Beim Betrieb grosser Ferngasleitungen bieten Turbomaschinen wesentliche Vorteile: Ihr Platzbedarf ist sehr gering. Sie weisen keine der Abnützung unterworfenen Teile auf. Zum Antrieb lassen sich Gasturbinen verwenden, die mit Gas aus der Fernleitung betrieben werden, kein Kühlwasser benötigen und deren Drehzahl zum Antrieb von Turbokompressoren geeignet ist. Diese Vorteile bringen es mit sich, dass Kolbenkompressoren immer mehr durch Turbomaschinen ersetzt werden.

Eine bemerkenswerte Ausführung zeigt Bild 3. Es handelt sich um eine einstufige Maschine, die in ihrem Aufbau entsprechend den besonderen Anforderungen des Pipeline-Betriebes gestaltet und hinsichtlich Kapazität so bemessen wurde, dass die Antriebsleistung auf die Sulzer-Blockgasturbine von 3000 kW abgestimmt ist. Sie weist folgende Hauptdaten auf: Betriebsdruck 70 ata, Ansaugvolumen (Ansaugzustand) rd. 3,5 m³, Drehzahl 10 000 U/min, Antriebsleistung rd. 3000 kW.

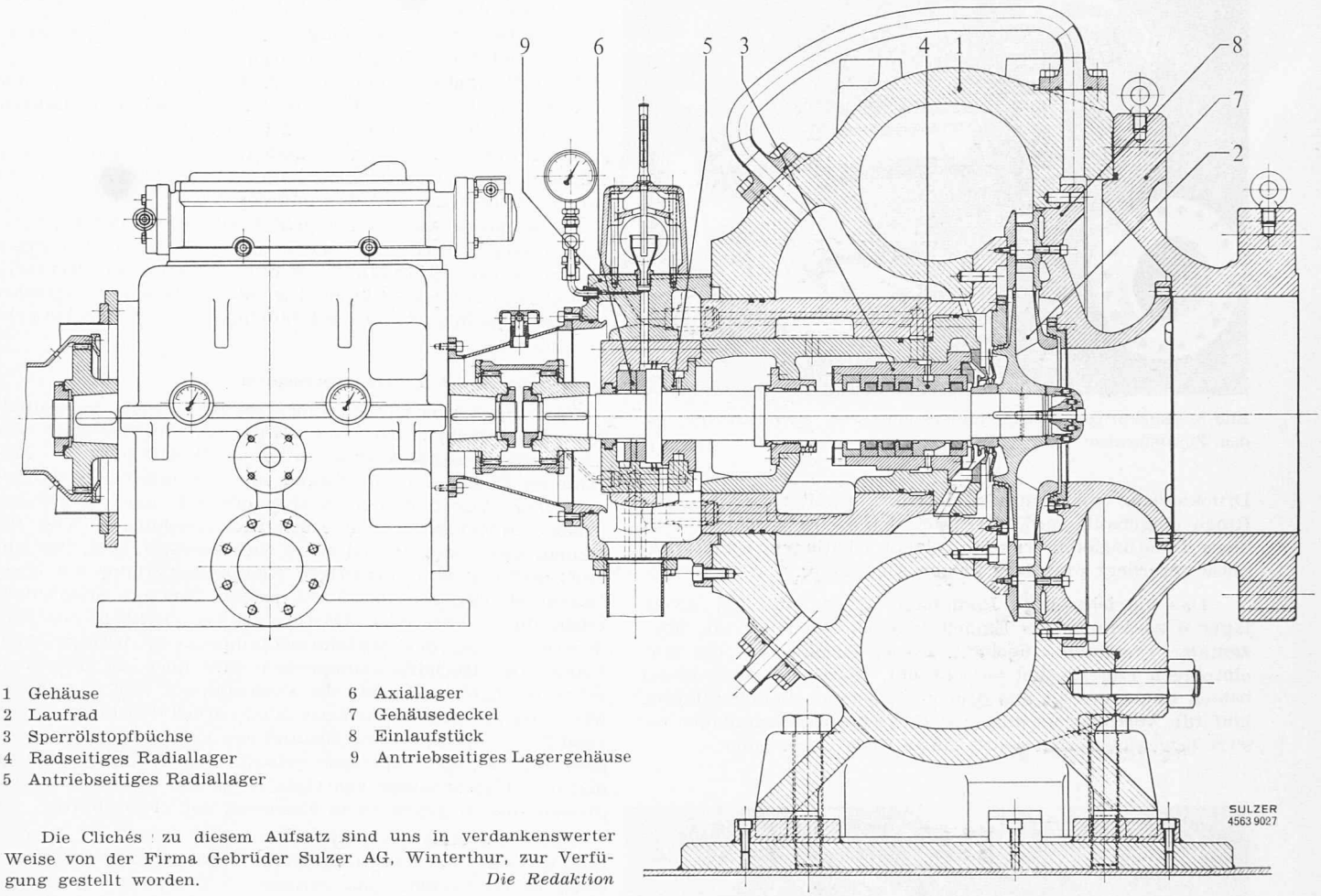
Im allgemeinen werden Ferngasleitungen anfänglich nur mit verringerter Fördermenge betrieben. Diese steigt im Laufe der Zeit nach Massgabe des Absatzes bis zur vollen Auslastung der Leitung. Dementsprechend verändern sich Druck und Fördermenge in weitem Bereich; beide sind am Anfang gering und nehmen schrittweise bis zu ihren Höchstwerten zu.

Damit während dieser verschiedenen Entwicklungsphasen der Betrieb möglichst rationell geführt werden kann, ist eine Anpassung von Laufrad und Diffusor an die jeweiligen Betriebsbedingungen notwendig.

Bild 4 orientiert über den gesamten Arbeitsbereich, in welchem das Gebläse unter Anpassung der Drehzahl und bei Verwendung verschiedener Laufräder und Diffusoren betrieben werden kann. Aus ihm geht die grosse Anpassungsfähigkeit dieser Maschine an verschiedene Betriebsbedingungen hervor, lässt sich doch beispielsweise bei gegebenem Druckverhältnis die Fördermenge im Verhältnis 1:4 variieren.

Um diese hohe Anpassungsfähigkeit zu verwirklichen, wurde eine Bauweise gewählt, die ein einfaches und rasches Auswechseln der Laufräder und der Diffusoren ermöglicht. Diese Forderung konnte dank einstufiger Ver-

Bild 3. Längsschnitt durch einen einstufigen Pipelinekompressor, Typ RCP-47,5



1 Gehäuse
2 Laufrad
3 Sperrölstopfbüchse
4 Radseitiges Radiallager
5 Antriebseitiges Radiallager
6 Axiallager
7 Gehäusedeckel
8 Einlaufstück
9 Antriebseitiges Lagergehäuse

Die Clichés zu diesem Aufsatz sind uns in verdankenswerter Weise von der Firma Gebrüder Sulzer AG, Winterthur, zur Verfügung gestellt worden. *Die Redaktion*

dichtung und fliegender Anordnung des Laufrades sehr weitgehend entsprochen werden, Bild 3.

Das Gehäuse 1 ist einteilig ohne horizontale Trennung und in Stahlguss ausgeführt. Der Eintritt des Gases erfolgt in axialer, der Austritt in tangentialer Richtung. Das sehr stabile Gehäuse vermag erhebliche, von den Rohrleitungen herrührende Kräfte aufzunehmen, ohne dass unzulässige Beanspruchungen oder Deformationen auftreten.

Die fliegende Anordnung des Laufrades hat folgende Vorteile:

— Laufrad und Diffusor lassen sich mit geringem Arbeitsaufwand austauschen zwecks Anpassung der Maschine an veränderte Betriebsbedingungen;
— Der axiale Gaseintritt ergibt die besten Anströmverhältnisse für das Laufrad;
— Man kommt mit nur einer Stopfbüchse aus.

Das Laufrad ist auf dem konischen Wellenende aufgeschrumpft. Beim Aufziehen und bei der Demontage des Rades erfolgt das Vorspannen der Schrumpfverbindung mit Hochdrucköl. Die derart vorgespannte Verbindung zwischen Rad und Welle garantiert eine einwandfreie Zentrierung des Laufrades während des Betriebes, ist doch die Vorspannung so gewählt, dass sie durch die Fliehkraftdeformation des Laufrades nicht aufgehoben wird.

Der Austausch der die Betriebscharakteristik bestimmenden Teile, also von Laufrad und Diffusor, lässt sich sehr einfach durchführen. Wie aus Bild 3 ersichtlich, kann nach erfolgter Demontage eines kurzen Saugleitungsstückes sowohl der Gehäusedeckel 7 mit Eintrittsstutzen wie auch das Einlaufstück 8 ausgebaut werden, wodurch Laufrad und Diffusor bereits freiliegen. In diesem Zusammenhange sei noch darauf hingewiesen, dass bei einer anderen, an dieser Stelle nicht gezeigten Bauart dieses Gebläses die erwähnten Teile sich ohne Demontage von Rohrleitungen ausbauen lassen.

Sperrölstopfbüchse 3 und radseitiges Radiallager 4 sind als Einheit zusammengebaut. Geschmiert wird dieses Lager durch den Sperrölkreislauf. Der Druck des zugeführten Sperröls wird in Abhängigkeit des Gasdruckes vor den Stopfbüchsen auf konstanten Ueberdruck geregelt. Das Sperröl fliesst durch das speziell ausgebildete Lager zu den atmosphärenseitigen Dichtungsringen. Gasseitig ist ein Dichtungsring vorgesehen, der mit dem geregelten Ueberdruck des Sperröls arbeitet. Atmosphärenseitig können je nach

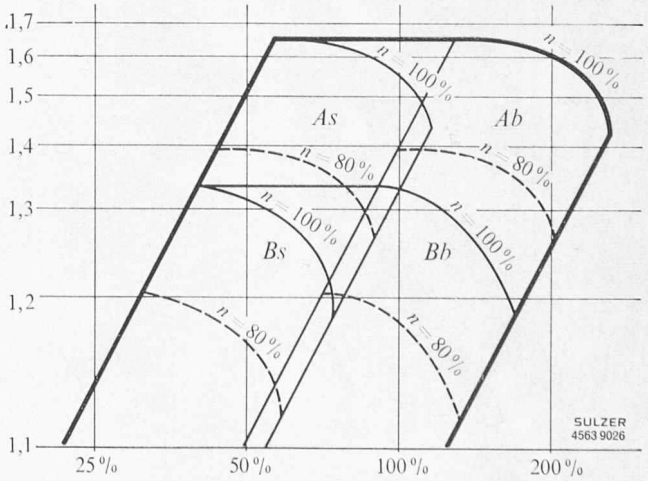


Bild 4. Arbeitsfeld des Kompressors RCP-47,5 für Methan (Ansaugtemperatur 10° C)

As Laufrad Typ A kleinste Radbreite
Ab Laufrad Typ A grösste Radbreite
Bs Laufrad Typ B kleinste Radbreite
Bb Laufrad Typ B grösste Radbreite

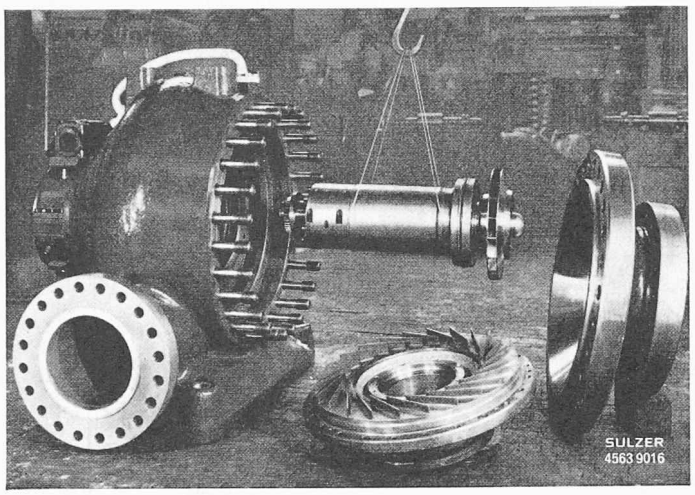


Bild 5. Einstufiger Pipeline-Radialkompressor, Typ RCP-47,5, vor dem Zusammenbau

Druckniveau, mit dem die Maschine arbeitet, ein bis vier Ringe eingebaut werden. Hinsichtlich Betriebssicherheit ist diese Dichtungskonstruktion einem Gleitlager ebenbürtig; diese unterliegt praktisch keiner Abnützung.

Das antriebsseitige Radiallager 5 ist mit dem Axiallager 6 zusammen als Einheit in einem Gehäuse mit horizontaler Trennung eingebaut. Dieses Gehäuse ist mit dem einteiligen Lagerdeckel verschraubt. Die Schmierung dieser beiden Lager erfolgt aus dem gemeinsamen Schmierölkreislauf für Antriebsmaschine und Getriebe. Das Axiallager besitzt bewegliche, sich selbst einstellende Gleitschuhe.

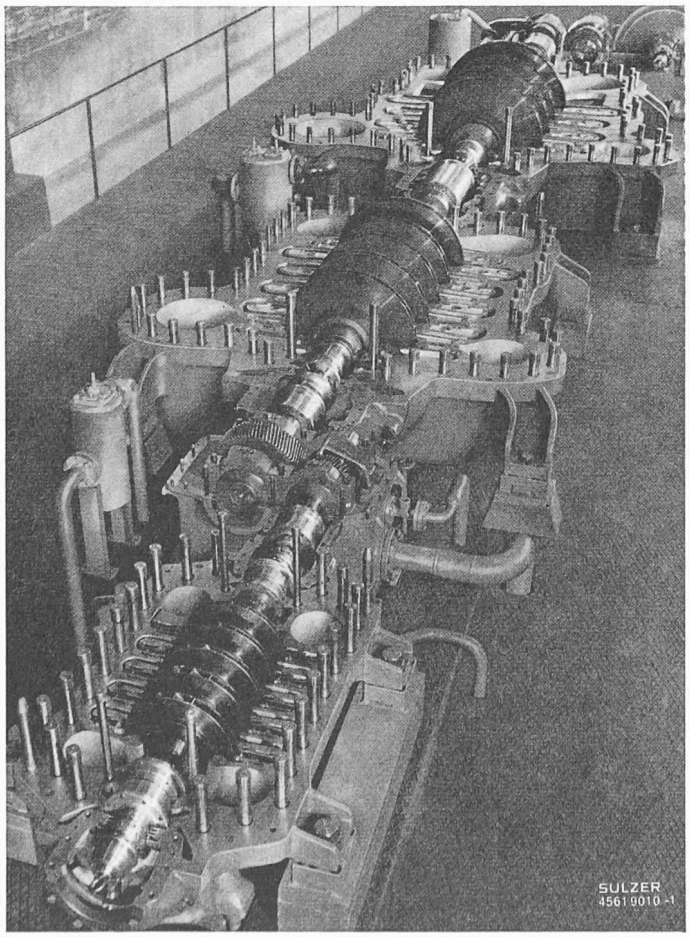


Bild 6. Radialkompressor der Erdgas-Injektionsanlage «Aramco» während der Werkmontage auf dem Original-Stahlfundament. Von hinten nach vorn sind die Niederdruck-, Mitteldruck- und Hochdruckmaschine ersichtlich

Ausser dem bereits erwähnten Ausbau von Laufrad und Diffusor sind noch folgende drei Ausbau- und Kontrollmöglichkeiten vorhanden:

1. Nach Demontage des Laufrades: Ausbau des radseitigen Lagers und der Flüssigkeitsdichtung;
2. Nach Demontage von Gehäusedeckel 7, Einlaufstück 8 und Zahnkupplung: Ausbau des ganzen Lagerträgers mit Lagern, Flüssigkeitsdichtung, Welle und Laufrad (Bild 5);
3. Ohne weitere Demontagearbeiten: Dank zweiteiliger Ausführung des antriebseitigen Lagergehäuses 9, Ausbau des antriebseitigen Radiallagers und des Axiallagers.

Aus dieser Aufstellung geht hervor, dass der Pipelinekompressor in sich die Vorteile einer robusten, einteiligen Gehäusekonstruktion mit vielseitigen Ausbau- und Kontrollmöglichkeiten aller funktionell wichtigen Teile sowie grosser Anpassungsfähigkeit an die Bedürfnisse des Pipelinebetriebs vereinigt.

4. Mehrstufige Erdgaskompressoren

Die Bauart dieser Maschinen sei am Beispiel der Radialkompressorgruppe für die Erdgas-Injektionsanlage der «Aramco» in Saudi-Arabien erläutert. Bild 6 zeigt den Maschinensatz auf dem Prüfstand mit abgehobenen Gehäuseoberteilen. Von hinten nach vorn erkennt man die Niederdruck-, Mitteldruck- und Hochdruckmaschine, welche für Nenndrücke von 6, 16 und 40 kp/cm² bemessen sind. Der Antrieb der insgesamt 14stufigen Kompressorgruppe mit einer Gesamtleistung von 10 500 kW erfolgt über ein Stirnradgetriebe durch eine Sulzer-Gasturbine. Die Drehzahl des Niederdruck- und des Mitteldruckkompressors beträgt 4400 U/min. Der Hochdruckkompressor wird über ein Zwischengetriebe angetrieben, das die Drehzahl auf 9850 U/min erhöht. Das Ansaugvolumen der Niederdruckmaschine beträgt rund 20 m³/s beim Ansaugzustand von 1 ata und 50° C. Nach dem Mitteldruckkompressor erfolgt eine Zwischenkühlung und eine Gasentnahme von etwa 30 %. Der Hochdruckkompressor fördert gegen einen Enddruck von etwa 38 ata.

Der Niederdruckkompressor ist auf Bild 7 im Längsschnitt dargestellt. Das in Sphäroguss ausgeführte Gehäuse 1 weist in Wellenhöhe eine horizontale Trennung auf. Saug- und Druckstutzen befinden sich am Gehäuseunterteil. Grösster Wert wurde auf strömungsgünstige Ausführung aller Kanalformen gelegt, im gleichzeitigen Bestreben, Aussendurchmesser und Gesamtlänge der Maschine so klein zu halten, wie sich mit der Forderung nach hohem Wirkungsgrad vereinbaren lässt. Im Gehäuse sind die Zwischenböden mit Diffusoren und Rückführkanälen eingesetzt. Die Zusammensetzung des geförderten Gases wie auch die für eine rationelle Betriebführung erforderliche Fördermenge der Maschine können innerhalb gewisser Grenzen variieren. Um eine gute Anpassungsfähigkeit an solche kurz- und langfristige Aenderungen der Betriebsbedingungen zu erhalten, sind folgende konstruktive Massnahmen getroffen worden:

Der ersten Stufe ist ein Kranz von Vorleitschaufeln 4 vorgeschaltet, die von Hand einstellbar sind. Vor den übrigen Stufen befinden sich austauschbare Vorleiträder 5. Auch die Diffusoren sämtlicher vier Stufen sind austauschbar. Um die Pumpgrenze in der Richtung nach kleineren Mengen zu verschieben, ist ein Bypassventil eingebaut, das Gas aus dem Druckkanal nach der ersten Stufe in die Saugleitung übertreten lässt. Dazu dient ein ringförmiger Schlitz im Gehäuse, der den Diffusoraustritt mit dem Ringraum 6 verbindet. Von dort gelangt das Gas über ein in Bild 7 nicht eingezeichnetes Bypass-Ventil in die Saugleitung.

Sowohl Laufräder wie Ausgleichskolben und Wellenbüchsen sind auf der Welle aufgeschrumpft. Das Laufrad der ersten Stufe ist, wie aus Bild 8 ersichtlich, als offenes Rad mit radialen Schaufeln ausgebildet und hat einen Durchmesser von 1050 mm. Der Gaseintritt in das Rad erfolgt durch die gebogenen, aerodynamisch profilierten Schaufeln des in Sphäroguss ausgeführten Vorsatzläufers. Die übrigen Laufräder sind von geschlossener Bauart mit rückwärts gekrümmten Schaufeln. Die Schaufeln, deren Nietzapfen aus dem Vollen herausgefräst werden, sind mit der Deck- und Nabenscheibe vernietet. Vor dem Aufschrumpfen werden die Räder einzeln statisch und dynamisch ausgewuchtet. Im Be-

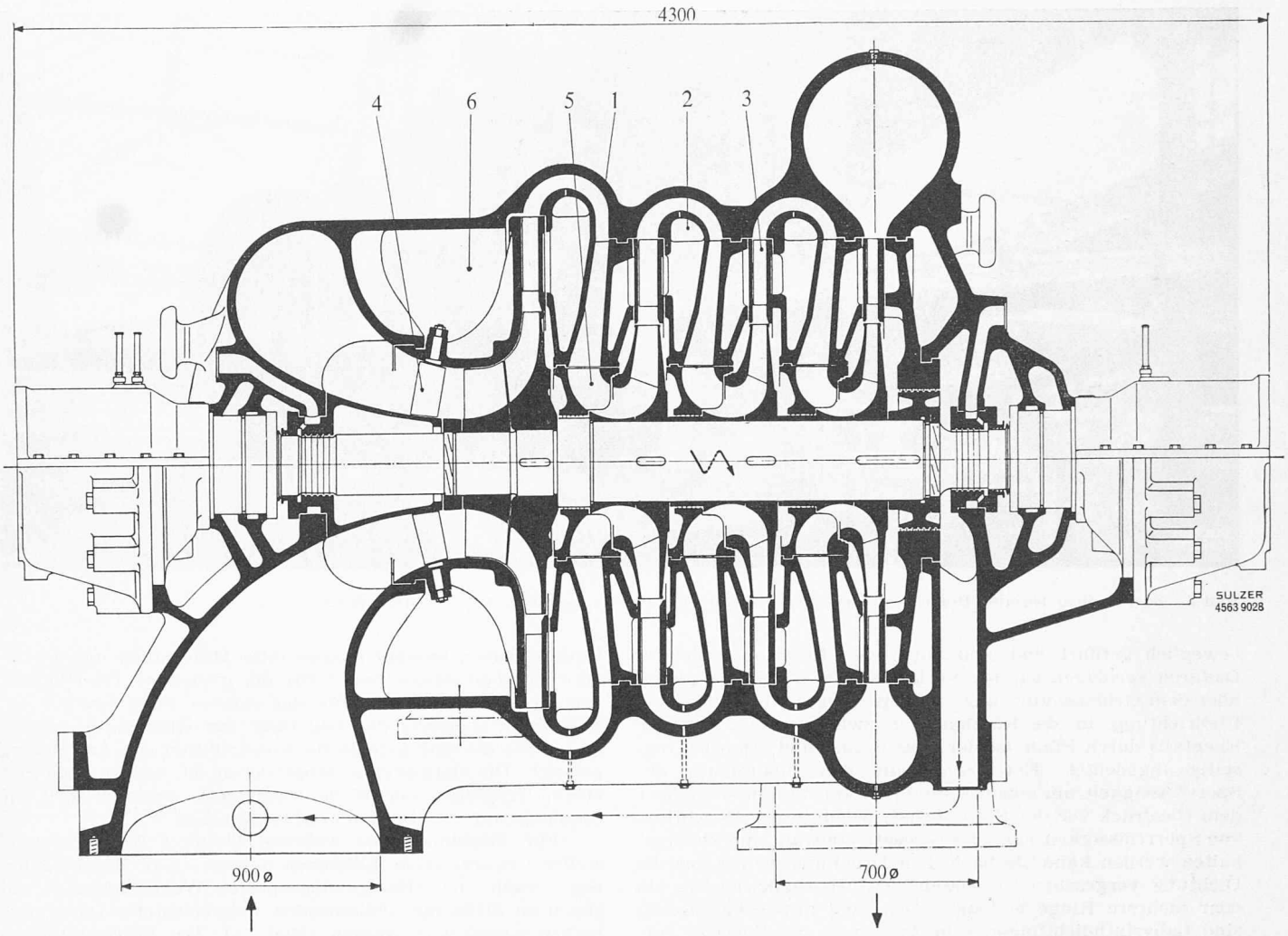


Bild 7. Längsschnitt durch einen Sulzer-Niederdruck-Gaskompressor. Typ RC-4HN-105/95

1 Gehäuse
2 Zwischenböden
3 Diffusoren
4 Einstellbare Vorleitschaufeln
5 Vorleiträder
6 Ringraum nach erster Stufe

trieb sind die Laufräder erheblichen Fliehkraftbeanspruchungen ausgesetzt. Mindestens als ebenso wichtig wie die Schleuderprobe erweist sich auf Grund der Erfahrung die während der Fabrikation durchgeführte strenge Prüfung der zur Verwendung gelangenden Scheibenschmiedestücke und Schaufelbleche sowie die gründliche Rissprüfung aller fertig bearbeiteten Laufradteile vor dem Zusammenbau.

Der Rotor läuft in zwei Gleitlagern; der restliche Teil des Axialschubes wird durch ein Michellager aufgenommen. Zur Abdichtung der Wellendurchführungen durch das Gehäuse dienen Sperröldichtungen mit schwimmenden Ringen. Für solche Zwecke wurden mehrere Typen von gasdichten Stopfbüchsenkonstruktionen entwickelt und unter Betriebsbedingungen eingehend geprüft. Im vorliegenden Falle werden die Stopfbüchsen aller drei Maschinen durch Verbindungsleitungen auf gleichem Druck von etwa 0,6 atü gehalten, was wesentlich zur Vereinfachung des Sperrölsystems beiträgt.

5. Mit Flüssigkeit gesperrte Wellendichtungen

Bei Turbokompressoren, welche brennbare, kostspielige, giftige oder korrosive Gase fördern, werden fast ausnahmslos gasdichte Wellendurchführungen durch die Gehäusewandung verlangt, wobei vorzugsweise Wellenabdichtungen mit Flüssigkeitssperrung zur Anwendung kommen. Für die Wahl des bestgeeigneten Dichtungssystems erfordert jeder einzelne Betriebsfall eine sorgfältige Ueberprüfung. Die Stopfbüchsen müssen Gasverluste mit Sicherheit verhindern, minimale Abnützung und möglichst geringen Leistungsverbrauch mit grösstmöglicher Betriebssicherheit und Wartungsfreiheit vereinigen.

Als ausschlaggebende Faktoren für die Ausführung der Wellenabdichtung sind zu nennen: die chemischen und physikalischen Eigenschaften sowie Druck und Temperatur des Fördermediums; die Umfangsgeschwindigkeit sowie die radialen und axialen Bewegungen der Welle und schliesslich die Auswirkung der Temperaturdehnungen. Da die Sperrflüssigkeit auf der Gasseite mit dem gasförmigen Fördermedium in Kontakt kommt, muss von Fall zu Fall geprüft werden, welche Veränderung die Sperrflüssigkeit durch gelöste Gase erfährt. Von Bedeutung sind insbesondere Veränderungen der Viskosität, Polymerisation, Schaumbildung oder chemische Reaktionen.

Die Bilder 9 bis 11 zeigen drei durch eingehende Versuche entwickelte Typen von flüssigkeitsgesperrten Wellendichtungen. Bei diesen Versuchsreihen wurden verschiedene Materialien für die aufeinander gleitenden Teile mit Oel und Wasser als Sperrflüssigkeit systematisch geprüft. Die anschliessend über Jahre sich erstreckenden Betriebserfahrungen mit diesen Dichtungen an Turbokompressoren für die Förderung von verschiedenen Gasen und Ammoniak haben die hohe Zuverlässigkeit dieser neuentwickelten Stopfbüchsenkonstruktionen bewiesen.

Die in Bild 9 wiedergegebene Stopfbüchse kann in ihrem Aufbau als Standardausführung betrachtet werden. Bei ihr erfolgt die Abdichtung durch den Flüssigkeitsfilm im Ringspalt zwischen Welle und Bohrung der Ringe. Die einzelnen Ringe werden in Ebenen senkrecht zur Wellenaxe frei

6. Sperrölsysteme

In den weitaus meisten Fällen müssen für die Kompressoren gasdichte Stopfbüchsen mit Flüssigkeitsabsperrung vorgesehen werden, die hinsichtlich Betriebssicherheit und Wartungsintervallen sehr hohen Anforderungen zu genügen haben. Als Sperrflüssigkeiten kommen in erster Linie Oel und Wasser in Betracht. Ausgedehnte Versuche vermittelten die Grundlagen für die Entwicklung mehrerer Dichtungstypen, die sich im Betrieb gut bewährt haben.

Bei Niederdruckmaschinen und bei Förderung von Gasen, welche keine unzulässige chemische oder physikalische Beeinflussung des Oeles hervorrufen, kann eine Kombination von Sperr- und Schmierölsystem in Betracht gezogen werden, womit sich eine erhebliche Vereinfachung der Anlage erreichen lässt.

Für höhere oder stark variierende Gasdrücke ist im allgemeinen die Ausführung mit getrennten Sperr- und Schmierölsystemen vorzuziehen.

Bild 13 zeigt das hydraulische Prinzipschema des Sperrölsystems für die erwähnte Erdgaskompressoranlage «Aramco». Am Oelbehälter 1 sind die beiden Dichtungsölpumpen 2 angeschlossen. Da jede für die volle Fördermenge dimensioniert ist, kann beim Ausfall einer Pumpe die andere den Betrieb übernehmen, wobei das Einschalten automatisch erfolgt. Das Oel wird über die umschaltbaren Filter 3, den Kühler 4 und den hochliegenden Behälter 5 zu den Stopfbüchsen gefördert. Der Differenzdruckregler 6 hält den Druck im Oelsystem auf einem konstanten Wert über dem Gasdruck vor den Stopfbüchsen. Bei allen drei Kompressoren wurden in diesem Fall die hydraulischen Stopfbüchsen durch je eine Labyrinthdichtung vom Gasraum der Maschine abgetrennt. Die dadurch gebildeten Zwischenkammern stehen mit einem Zwischendruck des Niederdruckkompressors in Verbindung. Neben einer Entlastung der Stopfbüchsen an der Mittel- und Hochdruckmaschine ergibt sich daraus vor allem der Vorteil, dass alle sechs Stopfbüchsen unter gleichem Druck stehen, was zu einer wesentlichen Vereinfachung des gesamten Sperrölsystems führt. Bei vollständigem Stromausfall wird die ganze Kompressorengruppe automatisch abgestellt. In diesem Falle werden die Stopfbüchsen aus dem unter Gasdruck stehenden Hochbehälter 5 mit Oel gespiesen. Der Oelinhalt des auf dem Dach aufgestellten Luftölkühlers 4 dient dabei als Zusatzvolumen zum Behälter 5. Auf diese Weise kann die Oelabdichtung in den Stopfbüchsen während längerer Zeit aufrecht erhalten werden. Da der hochliegende Behälter und die Oelseite des Kühlers unter Gasdruck stehen, erfolgt die Speisung der Stopfbüchsen bei jedem beliebigen Gasdruck mit einem Oelüberdruck, der gleich der statischen Druckhöhe zwischen Hochbehälter und Maschinenachse ist. An das Warn- und Sicherheitssystem angeschlossene Schwimmerschalter, Thermostate und Pressostate überwachen die wichtigsten Betriebswerte des Sperrölsystems, wie Oelniveau im Sammelbehälter und Hochbehälter, Oeltemperatur nach Kühler sowie Druckdifferenz zwischen Oel und Gas.

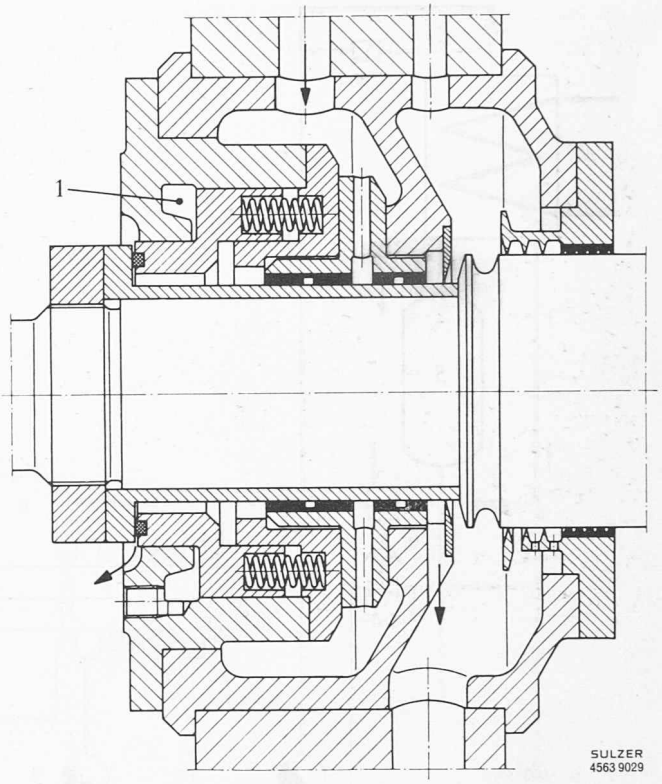


Bild 11. Flüssigkeitsgesperrte Wellenabdichtung für während längerer Zeit bei abgestelltem Sperrsystem stillstehende Maschinen

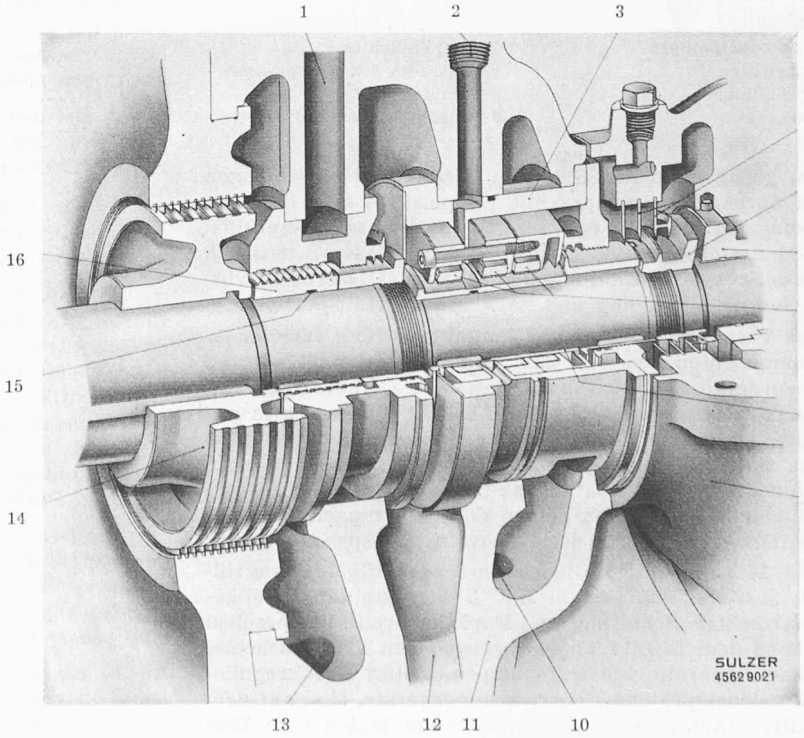


Bild 12. Flüssigkeitsgesperrte Wellenabdichtung für Betriebsdrücke von etwa 20 bis 30 ata, links Gasseite, rechts Atmosphärenseite

1 Entlastungsanschluss zur niedrigsten Druckstufe
2 Sperrölanschluss
3 Flüssigkeitsdichtung
4 Oelabstreifringe
5 Wellenmutter
6 Radiallager
7 Dichtungsringe (schwimmende Ringe)
8 Wellenbüchse
9 Lagerbock
10 Oelablauf Atmosphärenseite
11 Kompressorgehäuse
12 Oelablauf Gasseite
13 Druckausgleichsanschluss
14 Ausgleichskolben
15 O-Ring
16 Labyrinth-Dichtungsbüchse

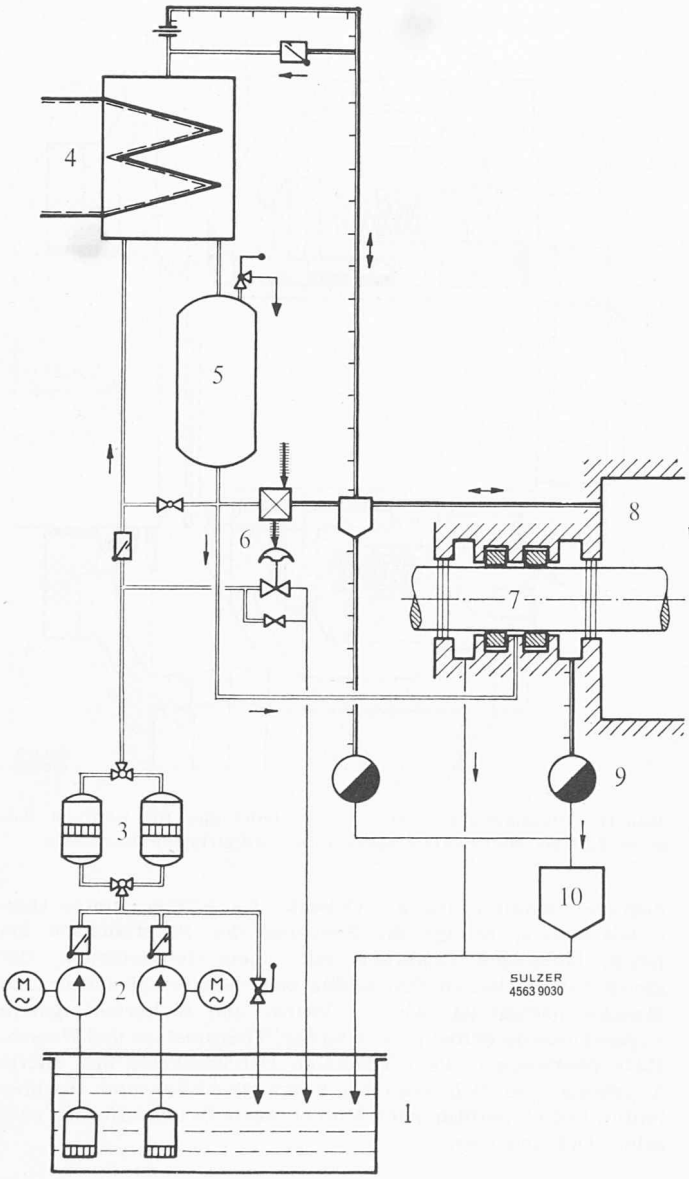


Bild 13. Prinzipschema des hydraulischen Dichtungsölsystems

1	Oelbehälter	6	Differenzdruckregulierung
2	Dichtungsölpumpen	7	Wellendichtung
3	Doppelfilter	8	Gasraum des Kompressors
4	Luftölkühler	9	Kondenstopf
5	Hochtank	10	Gasabscheider

Die geringen in den Gasraum abfliessenden Oelmengen werden durch Kondenstöpfe mit Doppelsitz-Ventil über ein Entgasungsgefäss 10 in den Sammelbehälter zurückgeführt. Der Kondenstopf verhindert den direkten Gasverlust durch die gasseitigen Ablaufleitungen des Sperröls; dagegen wird etwas Gas im Oel gelöst und nach aussen transportiert.

Das Verhalten des Oels im Kontakt mit den verschiedenen Komponenten des von den Kompressoren geförderten Gases wurde im Laboratorium untersucht. In diesem Zusammenhang interessieren neben der Löslichkeit des Gases das Schaumvolumen bei Drucksenkung und die Rückbildungszeit des Schaumes sowie der Einfluss des im Oel gelösten Gases auf die Oelviskosität. Diese Grössen, zahlenmässig erfasst, bilden die unentbehrlichen Voraussetzungen für die richtige Dimensionierung der Apparate des Sperrölsystems.

Bild 14 zeigt ein in Blockbauart ausgeführtes Sperrölsystem, bestimmt für den in Bild 5 dargestellten Pipeline-Radialverdichter. Schaltung und Funktionsweise entsprechen weitgehend dem in Bild 13 wiedergegebenen Prinzipschema. Sämtliche Apparate, wie Hilfspumpen, Filter, Druckregulierung, Kondenstöpfe und Ueberwachungsgeräte, sind auf dem Oelbehälter raumsparend angeordnet und bilden eine Einheit, welche fertig montiert an den Aufstellungsort transportiert werden kann.

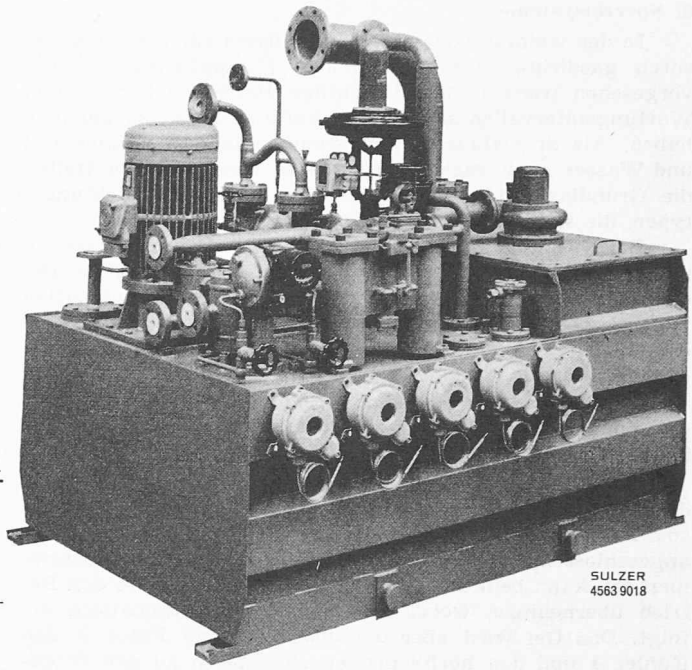


Bild 14. Sperrölsystem ND64 für Pipeline-Radialkompressoren

7. Normalisierung

Die ausserordentlich verschiedenartigen Betriebsbedingungen, denen diese Kompressoren genügen müssen, verlangen einerseits Konstruktionen von vielseitiger Anpassungsfähigkeit. Anderseits muss eine weitgehende Vereinheitlichung der wichtigsten Bauteile aus folgenden Gründen angestrebt werden: Sie ermöglicht eine rationelle Fabrikation, vereinfacht die Lagerhaltung sowohl im Herstellerwerk als auch beim Kunden (für die Ersatzteile), kürzt die Lieferzeiten ab und senkt die Gestehungskosten. Sie ermöglicht insbesondere auch das rasche Auswechseln einzelner Teile zwecks Anpassung an veränderte Betriebsbedingungen. Die Normalisierung wird hauptsächlich durch folgende Massnahmen erreicht:

1. Die Gehäuse werden innerhalb eines Bereiches von 6 bis 150 kp/cm² nach bestimmten Nenndrücken abgestuft. Der Druckbereich lässt sich durch Sonderkonstruktionen nach oben noch wesentlich erweitern.

2 Bei den Laufrädern sind die Raddurchmesser im Bereich von 280 bis 1000 mm sowie die Radbreiten und die Radaustrittswinkel normalisiert.

3. Die Rückführkanäle und die Diffusoren wurden in der Weise normalisiert, dass ein und derselbe Teil jeweils zu Gehäusen verschiedener Nenndrücke passt.

4. Um bei den Schmierölsystemen die Anzahl der Ausführungsvarianten zu begrenzen, wurde eine Reihe von Standardölsystemen in Blockbauart geschaffen. Dabei sind sämtliche Elemente, wie Filter, Kühler, Hilfsölpumpe, Ueberströmventile, Oelstandanzeiger, Ueberwachungsgeräte für Druck und Temperatur auf dem Oelbehälter angeordnet. Die hierdurch gewonnenen Vorteile sind: Geringer Platzbedarf, kurze Montagezeit sowie die Möglichkeit einer genauen Planung im Projektstadium.

Die Bemessung des Schmierölsystems ist weitgehend von der Antriebsleistung des Kompressors und von den Kühlwasserverhältnissen abhängig. Die normalisierten Systeme sind so abgestuft, dass sich in den weitaus meisten Fällen eine passende Normalausführung verwenden lässt.

5. Als weitere Bauelemente, die in genormten Reihen entwickelt wurden, sind zu nennen: Radial- und Axiallager, Lagergehäuse, Stopfbüchsen und Zahnkupplungen.

6. Sperrölsysteme

In den weitaus meisten Fällen müssen für die Kompressoren gasdichte Stopfbüchsen mit Flüssigkeitsabsperrung vorgesehen werden, die hinsichtlich Betriebssicherheit und Wartungsintervallen sehr hohen Anforderungen zu genügen haben. Als Sperrflüssigkeiten kommen in erster Linie Oel und Wasser in Betracht. Ausgedehnte Versuche vermittelten die Grundlagen für die Entwicklung mehrerer Dichtungstypen, die sich im Betrieb gut bewährt haben.

Bei Niederdruckmaschinen und bei Förderung von Gasen, welche keine unzulässige chemische oder physikalische Beeinflussung des Oeles hervorrufen, kann eine Kombination von Sperr- und Schmierölsystem in Betracht gezogen werden, womit sich eine erhebliche Vereinfachung der Anlage erreichen lässt.

Für höhere oder stark variierende Gasdrücke ist im allgemeinen die Ausführung mit getrennten Sperr- und Schmierölsystemen vorzuziehen.

Bild 13 zeigt das hydraulische Prinzipschema des Sperrölsystems für die erwähnte Erdgaskompressoranlage «Aramco». Am Oelbehälter 1 sind die beiden Dichtungsölpumpen 2 angeschlossen. Da jede für die volle Fördermenge dimensioniert ist, kann beim Ausfall einer Pumpe die andere den Betrieb übernehmen, wobei das Einschalten automatisch erfolgt. Das Oel wird über die umschaltbaren Filter 3, den Kühler 4 und den hochliegenden Behälter 5 zu den Stopfbüchsen gefördert. Der Differenzdruckregler 6 hält den Druck im Oelsystem auf einem konstanten Wert über dem Gasdruck vor den Stopfbüchsen. Bei allen drei Kompressoren wurden in diesem Fall die hydraulischen Stopfbüchsen durch je eine Labyrinthdichtung vom Gasraum der Maschine abgetrennt. Die dadurch gebildeten Zwischenkammern stehen mit einem Zwischendruck des Niederdruckkompressors in Verbindung. Neben einer Entlastung der Stopfbüchsen an der Mittel- und Hochdruckmaschine ergibt sich daraus vor allem der Vorteil, dass alle sechs Stopfbüchsen unter gleichem Druck stehen, was zu einer wesentlichen Vereinfachung des gesamten Sperrölsystems führt. Bei vollständigem Stromausfall wird die ganze Kompressorengruppe automatisch abgestellt. In diesem Falle werden die Stopfbüchsen aus dem unter Gasdruck stehenden Hochbehälter 5 mit Oel gespiesen. Der Oelinhalt des auf dem Dach aufgestellten Luftölkühlers 4 dient dabei als Zusatzvolumen zum Behälter 5. Auf diese Weise kann die Oelabdichtung in den Stopfbüchsen während längerer Zeit aufrecht erhalten werden. Da der hochliegende Behälter und die Oelseite des Kühlers unter Gasdruck stehen, erfolgt die Speisung der Stopfbüchsen bei jedem beliebigen Gasdruck mit einem Oelüberdruck, der gleich der statischen Druckhöhe zwischen Hochbehälter und Maschinenachse ist. An das Warn- und Sicherheitssystem angeschlossene Schwimmerschalter, Thermostate und Pressostate überwachen die wichtigsten Betriebswerte des Sperrölsystems, wie Oelniveau im Sammelbehälter und Hochbehälter, Oeltemperatur nach Kühler sowie Druckdifferenz zwischen Oel und Gas.

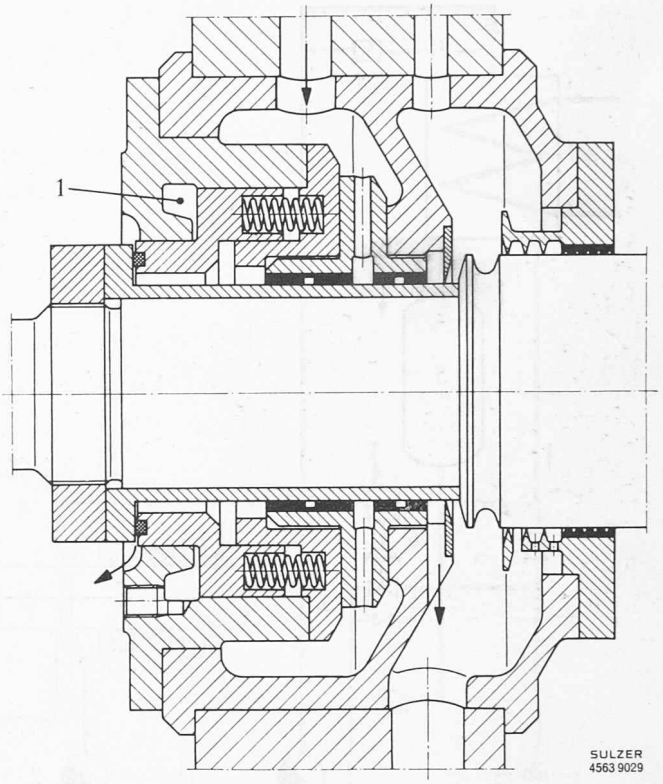


Bild 11. Flüssigkeitsgesperrte Wellenabdichtung für während längerer Zeit bei abgestelltem Sperrsystem stillstehende Maschinen

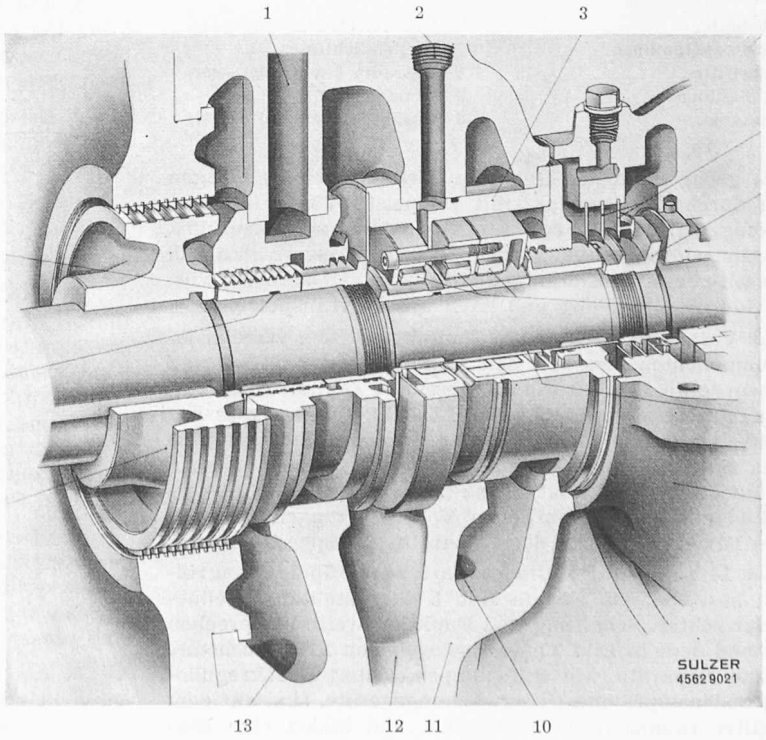


Bild 12. Flüssigkeitsgesperrte Wellenabdichtung für Betriebsdrücke von etwa 20 bis 30 ata, links Gasseite, rechts Atmosphärenseite

1 Entlastungsanschluss zur niedrigsten Druckstufe
2 Sperrölanschluss
3 Flüssigkeitsdichtung
4 Oelabstreifringe
5 Wellenmutter
6 Radiallager
7 Dichtungsringe (schwimmende Ringe)
8 Wellenbüchse
9 Lagerbock
10 Oelablauf Atmosphärenseite
11 Kompressorgehäuse
12 Oelablauf Gasseite
13 Druckausgleichsanschluss
14 Ausgleichskolben
15 O-Ring
16 Labyrinth-Dichtungsbüchse