

17 Hydrodynamische Leistungsübertragung

Voith Turbo

Dr.-Ing. Volker Middelmann

Inhalt

- 1 Hydrodynamische Kupplungen und Bremsen
 - 1.1 Wirkprinzip der hydrodynamischen Leistungsübertragung
 - 1.2 Übertragungsverhalten hydrodynamischer Kupplungen
 - 1.3 Die hydrodynamische Kupplung als Anfahr- und Sicherheitskupplung
 - 1.4 Hydrodynamische Bremsen
- 2 Hydrodynamische Getriebe
 - 2.1 Übertragungsverhalten hydrodynamischer Getriebe
 - 2.2 Hydrodynamische Getriebe in Kraftfahrzeugen
 - 2.3 Hydrodynamische Getriebe in stationären Anwendungen
 - 2.3.1 Drehmomentwandler zum Starten von Gasturbinen
 - 2.3.2 Stufenlos verstellbare Getriebe mit hydrodynamischer Leistungsüberlagerung
 - 2.3.3 Stufenlos verstellbare Getriebe mit hydrodynamischer Leistungsüberlagerung als Antrieb für Windenergieanlagen

1. Hydrodynamische Kupplungen und Bremsen

Die Entwicklung der hydrodynamischen Leistungsübertragung geht auf ein Grundpatent von Prof. Dr.-Ing. Hermann Föttinger aus dem Jahr 1905 zurück.

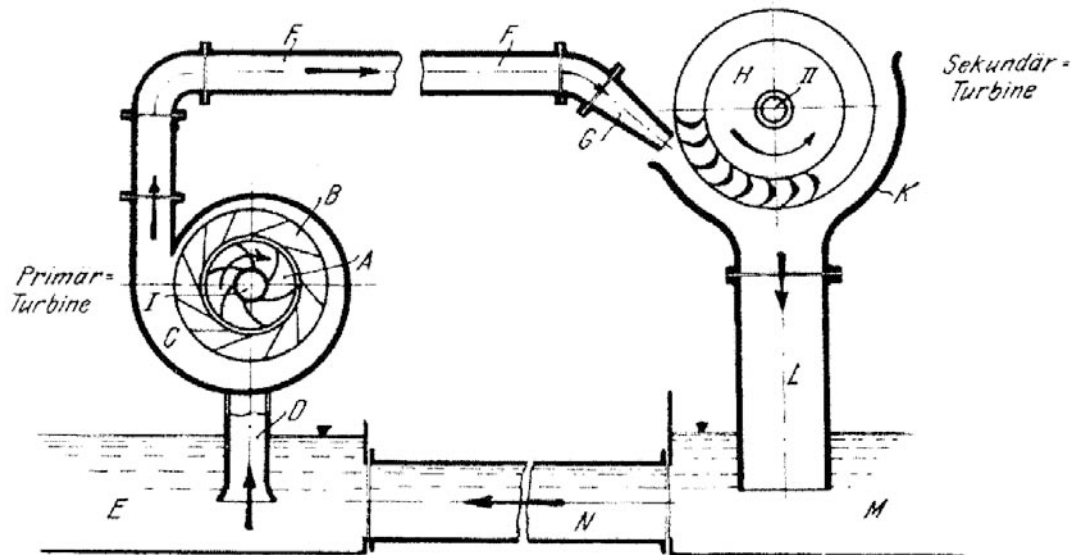


Bild 1: Föttingers Skizze zur Idee der hydrodynamischen Leistungsübertragung. Pumpe (in Föttingers Sprachgebrauch Primärturbine) und Turbine (Sekundärturbine) sind noch räumlich getrennt.

1.1 Wirkprinzip der hydrodynamischen Leistungsübertragung

Die Leitung und Wandlung der Leistung vom Antrieb zur Arbeitsmaschine erfolgt im klassischen Maschinenbau vorwiegend nach dem direkten Wirkprinzip, also beispielsweise durch Wellen, Kupplungen und Getriebe. Die hydrodynamische Leistungsübertragung erfolgt dagegen nach einem indirekten Wirkprinzip. Ein Primärteil (Pumpe) überträgt die eingeleitete mechanische Leistung $P_{\text{mech. 1}}$ auf einen Flüssigkeitsstrom. Dieser transportiert die Leistung in Form von Strömungsenergie $P_{\text{hydr.}}$ zu einem Sekundärteil (Turbine). Dort erfolgt eine Rückwandlung in mechanische Leistung $P_{\text{mech. 2}}$. Die Leistungsübertragung erfolgt also ohne mechanische Kopplung und damit verschleißfrei. Eine weitere positive Eigenschaft dieses indirekten Wirkprinzips ist das unterschiedliche Übertragungsverhalten im stationären und instationären Zustand. Primär- und sekundärseitige Drehmomentschwankungen mit niedriger Frequenz erfahren eine starke Dämpfung. Höherfrequente Drehmomentschwankungen werden praktisch nicht übertragen. Dieses vorteilhafte Übertragungsverhalten ist zurückzuführen auf die Trägheit und das Reibungsverhalten des umlaufenden Flüssigkeitsstromes.

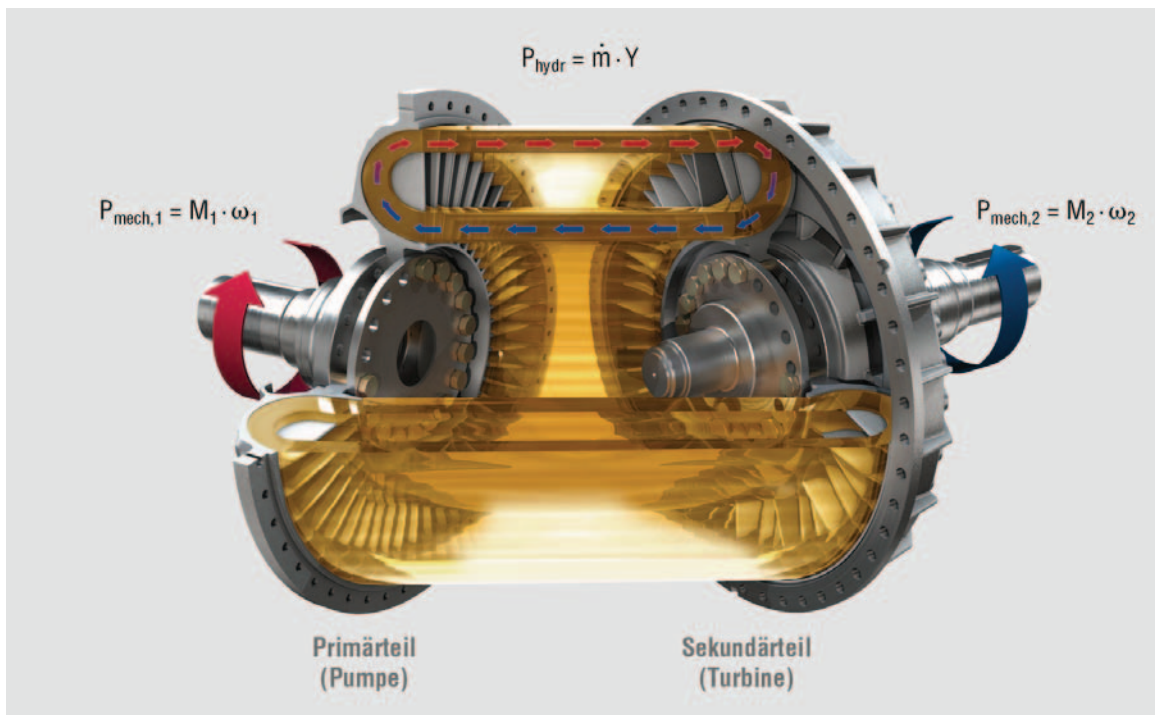


Bild 2: Leistungsübertragung nach dem indirekten Wirkprinzip in einer hydrodynamischen Kupplung (Bild: Voith Turbo).

1.2 Übertragungsverhalten hydrodynamischer Kupplungen

Hydrodynamische Kupplungen haben nur zwei Schaufelräder, ein Pumpenrad und ein Turbinenrad, die mit einer Schale den Arbeitsraum bilden. Da kein zusätzliches Leitrad vorhanden ist, sind Pumpen- und Turbinenmoment immer gleich groß und damit die Momentenwandlung $\mu=1$.

$$|M_P| = |M_T|,$$

$$\mu = \frac{M_T}{M_P} = 1$$

Für den Wirkungsgrad η hydrodynamischer Kupplungen folgt hieraus, dass dieser gleich dem Drehzahlverhältnis v ist.

$$\eta = \frac{M_T \cdot \omega_T}{M_P \cdot \omega_P} = \mu \cdot v = v$$

Aus der Eulerschen Turbinengleichung und den Ähnlichkeitsgesetzen der Strömungsmaschinen ergibt sich für das hydrodynamische Pumpenmoment M_P die Proportionalität

$$M_P \sim \rho \cdot \omega_P^2 \cdot D_P^5.$$

Hierin sind ρ die Dichte der Betriebsflüssigkeit, D_P der Profildurchmesser (größer beschauelter Durchmesser) des Pumpenrades und ω_P die Winkelgeschwindigkeit des Pumpenrades.

Der Proportionalitätsfaktor ist eine dimensionslose Kenngröße, die in der VDI Richtlinie 2153 festgelegt ist und als Leistungszahl λ bezeichnet wird. λ beschreibt für geometrisch und strömungstechnisch ähnliche hydrodynamische Kupplungen und Bremsen aber auch für Wandler die Höhe der Leistungsaufnahme und berücksichtigt dabei deren Bauform, den Füllungsgrad sowie andere Merkmale der konstruktiven Gestaltung. Für Drehmoment und Leistung gelten die Gleichungen:

$$M_p = \lambda \cdot \rho \cdot \omega_p^2 \cdot D_p^5$$

$$P_p = M_p \cdot \omega_p = \lambda \cdot \rho \cdot \omega_p^3 \cdot D_p^5$$

Bei hydrodynamischen Kupplungen stellt sich die Turbinendrehzahl in Abhängigkeit von der Größe der Belastung selbständig und stufenlos ein. Es liegt eine Hauptschlußcharakteristik vor. Damit ist natürlich auch die Leistungszahl λ keine konstante Größe, sondern abhängig vom Drehzahlverhältnis: $\lambda = f(v)$.

Neben dem Drehzahlverhältnis beeinflussen weitere Parameter, wie z.B. die Anordnung der Schaufeln und vor allem der Füllungsgrad, die Leistungszahl. Es ist üblich, die Übertragungscharakteristik von hydrodynamischen Kupplungen und Wandlern mittels der Primärkennlinie und der Sekundärkennlinie darzustellen.

Die Primärkennlinie beschreibt die Abhängigkeit des Pumpenmomentes M_p von der Pumpendrehzahl n_p bei konstantem Drehzahlverhältnis v :

$$M_p \sim n_p^2 \Big|_{\lambda, v = \text{const.}}$$

Die Sekundärkennlinie beschreibt die Abhängigkeit der Leistungszahl λ vom Drehzahlverhältnis v bei einer konstanten Antriebsdrehzahl n_p . Diese Abhängigkeit wird als "erste charakteristische Beziehung" oder als Kennlinie bezeichnet. Es gilt:

$$\lambda = \frac{M_p}{\rho \cdot \omega_p^2 \cdot D_p^5} = f(v) \Big|_{n_p = \text{const.}}$$

$$\lambda \sim M_p$$

Die natürliche Kennliniengrundform von hydrodynamischen Kupplungen weist einen monoton fallenden Verlauf auf.

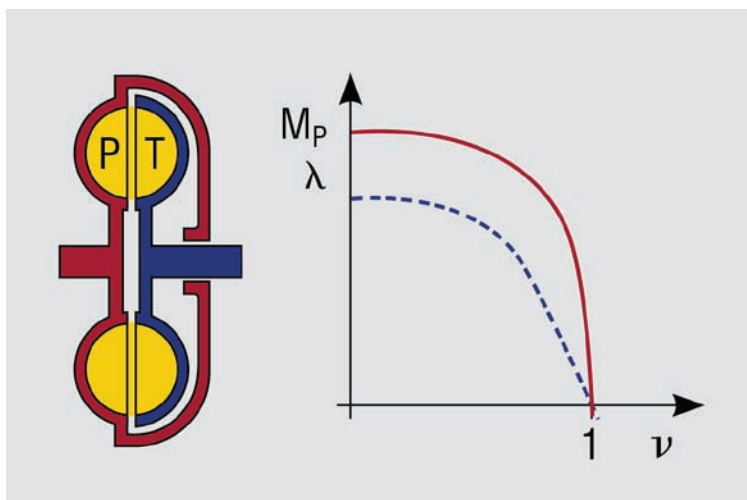


Bild 3: Natürliche Kennlinie einer hydrodynamischen Kupplung mit Vollfüllung (Füllungsgrad $VK = 100\%$)

Mit dem Füllungsgrad VK als Parameter ergibt sich eine Kennlinienschar, das sogenannte (Sekundär-) Kennfeld einer hydrodynamischen Kupplung.

Die Bauformen hydrodynamischer Kupplungen gliedern sich nach der VDI Richtlinie 2153 in

- Konstantfüllungskupplungen
- Stellkupplungen
- Schaltkupplungen.

Bei Konstantfüllungskupplungen erfolgt die Befüllung vor oder während der Inbetriebnahme im Stillstand. Kupplungen dieser Bauart finden ihren Einsatz hauptsächlich zum Anfahren, zur Drehmomentbegrenzung und zur Beeinflussung des Drehschwingungsverhaltens eines Antriebssystems.

Mit einer Stellkupplung lässt sich die Drehzahl der Arbeitsmaschine über einen weiten Bereich unterhalb der Antriebsdrehzahl steuern oder regeln. Das geschieht durch Änderung des Füllungsgrades, entweder über ein radial bewegtes Schöpfrohr oder über eine Steuerung des Betriebsflüssigkeitszulaufs und –ablaufs über Ventile und Düsen.

Schaltkupplungen unterbrechen durch Entnahme der Betriebsflüssigkeit auf einfache Art und Weise den Kraftfluss zwischen Antriebsmotor und Arbeitsmaschine.

1.3 Die hydrodynamische Kupplung als Anfahr- und Sicherheitskupplung

Das Anfahren von Antriebssystemen mit großer Massenträgheit (z.B. Gurtförder- und Schredderanlagen) und der Schutz des Triebstrangs gegen Überlastung gehört zu den Hauptanwendungsfeldern von hydrodynamischen Kupplungen.

Diese Aufgabe kann entweder mit Konstantfüllungskupplungen oder bei komplexeren antriebstechnischen Anforderungen mit füllungsgesteuerten Kupplungen (Stellkupplungen) realisiert werden



Bild 4: Typische Anwendungsfelder von hydrodynamischen Kupplungen. Linkes Bild: Hydrodynamische Kupplung im Antrieb eines Schaufelradbaggers. Rechtes Bild: Hydrodynamische Kupplung im Antrieb eines Gurtförderers (Bilder Voith Turbo).

Das folgende Bild zeigt den typischen Aufbau einer Gurtförderanlage. Der Gurt selbst kann mehrere Kilometer lang sein und muss vor zu großen Momenten geschützt werden. Dies erfolgt durch den Einsatz hydrodynamischer Kupplungen.

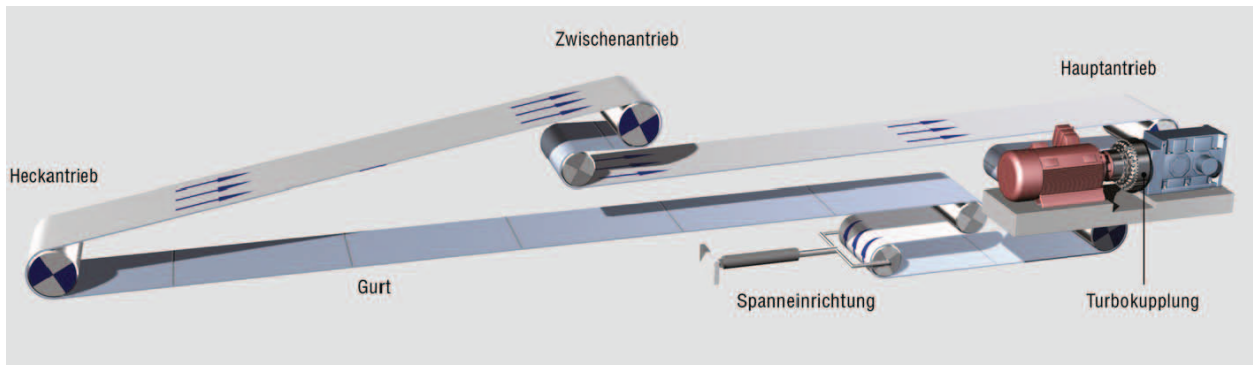


Bild 5: Gurtförderer mit hydrodynamischen Konstantfüllungskupplungen in den Antrieben.

Typische KupplungsbaufORMen für eine Gurtförderanlage weisen eine Verzögerungskammer, manchmal auch eine zusätzliche Ringkammerschale, auf.

Die Verzögerungskammer und die Ringkammerschale nehmen im Stillstand einen Teil der Betriebsflüssigkeit auf. Während des Motorhochlaufs nimmt die Ringkammerschale noch einen zusätzlichen Teil der Betriebsflüssigkeit aus dem Arbeitsraum auf. Während des Anfahrvorgangs entleert sich die Verzögerungskammer wieder in den Arbeitsraum.

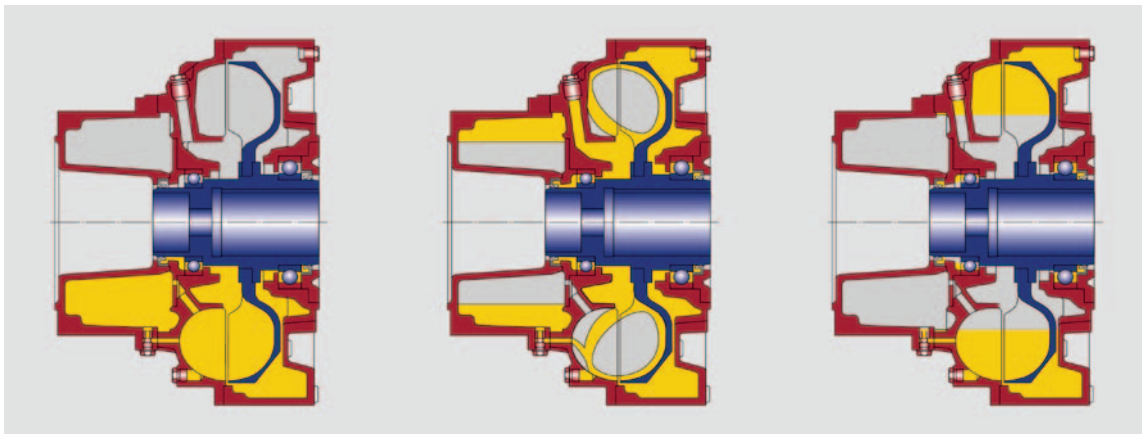


Bild 6: Hydrodynamische Konstantfüllungskupplung von Voith Turbo für Gurtförderer mit Verzögerungskammer und Ringkammerschale. Von links nach rechts: Kupplung im Stillstand, während des Anfahrvorgangs und im Nennbetrieb.

Das Zusammenspiel zwischen Elektromotor und hydrodynamischer Kupplung während des Anfahrvorgangs wird in den folgenden drei Diagrammen beschrieben.

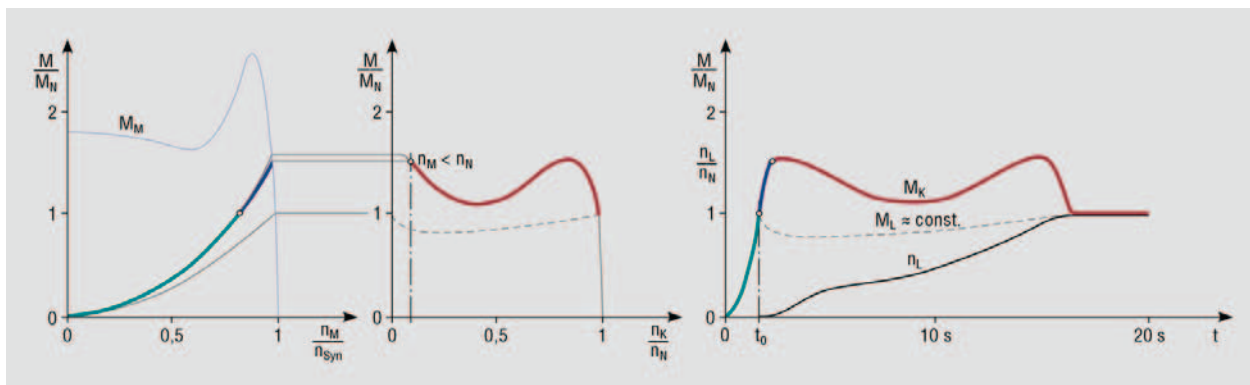


Bild 7: Anfahrvorgang eines beladenen Gurtförderers mit hydrodynamischer Konstantfüllungskupplung mit Verzögerungskammer. Linkes Bild: Kennlinie des Kurzschlussläufer-Asynchronmotors und die Primärkennlinien der Kupplung (Parabeln). Mittleres Bild: Sekundärkennlinie der Kupplung. Rechtes Bild: Drehmoment- und Drehzahlverlauf des Gurtförderers über der Zeit.

Bereich $0 \rightarrow t_0$: Die hydrodynamische Kupplung entkoppelt weitgehend den Asynchronmotor vom Gurtförderer. Der Asynchronmotor läuft quasi lastfrei hoch. Bis zum Zeitpunkt t_0 baut sich ein Kupplungsmoment M_K (Turbinenmoment) auf, das parabolisch mit der Motordrehzahl n_M steigt. Der Gurtförderer setzt sich in Bewegung, nachdem das Kupplungsmoment M_K das Lastmoment M_L überschritten hat.

Bereich t_0 bis zum Schnittpunkt der Primärparabel mit der Motorkennlinie: Das Kupplungsmoment ist bei weiter steigender Motordrehzahl gemäß der Sekundärkennlinie zusätzlich vom Drehzahlverhältnis v abhängig.

Bereich nach dem Schnittpunkt der Primärkennlinie mit der Motorkennlinie: Nach Beendigung des Motorhochlaufs entspricht das Kupplungsmoment der Sekundärkennlinie. Die hydrodynamische Kupplung begrenzt das in den Gurtförderer eingeleitete Drehmoment sehr wirkungsvoll. Der Gurtförderer beschleunigt aufgrund des überschüssigen Drehmomentes sanft bis auf seine Nenndrehzahl.

Mit Steilkupplungen wird die Funktionalität in Antriebssystemen wie Gurtförderanlagen weiter erhöht. Hierzu wird die Momentenübertragungsfähigkeit der hydrodynamischen Kupplung durch Einstellung des Füllungsgrades während des Betriebes eingestellt. Dies erfolgt durch gezielte Zu- und Abfuhr der Betriebsflüssigkeit.

Hydrodynamische Steilkupplungen erweitern die Funktionalität in Gurtförderanlagen auf folgende Punkte:

- Steuerung oder Regelung des Anfahr- und Betriebsprozesses
- Belastungsausgleich bei Mehrmotorenantrieben
- Realisierung von Schleich- und Kriechfahrt zu Wartungszwecken
- Gesteuerte Entleerung zur Unterbrechung des Leistungsflusses

Hydrodynamische Steilkupplungen werden auch als sehr effiziente und wirkungsvolle drehzahlregelbare Antriebe für Pumpen und Ventilatoren eingesetzt. Insbesondere als drehzahlregelbarer Antrieb von Kesselspeisepumpen hat sich der Einsatz von Steilkupplungen bewährt.

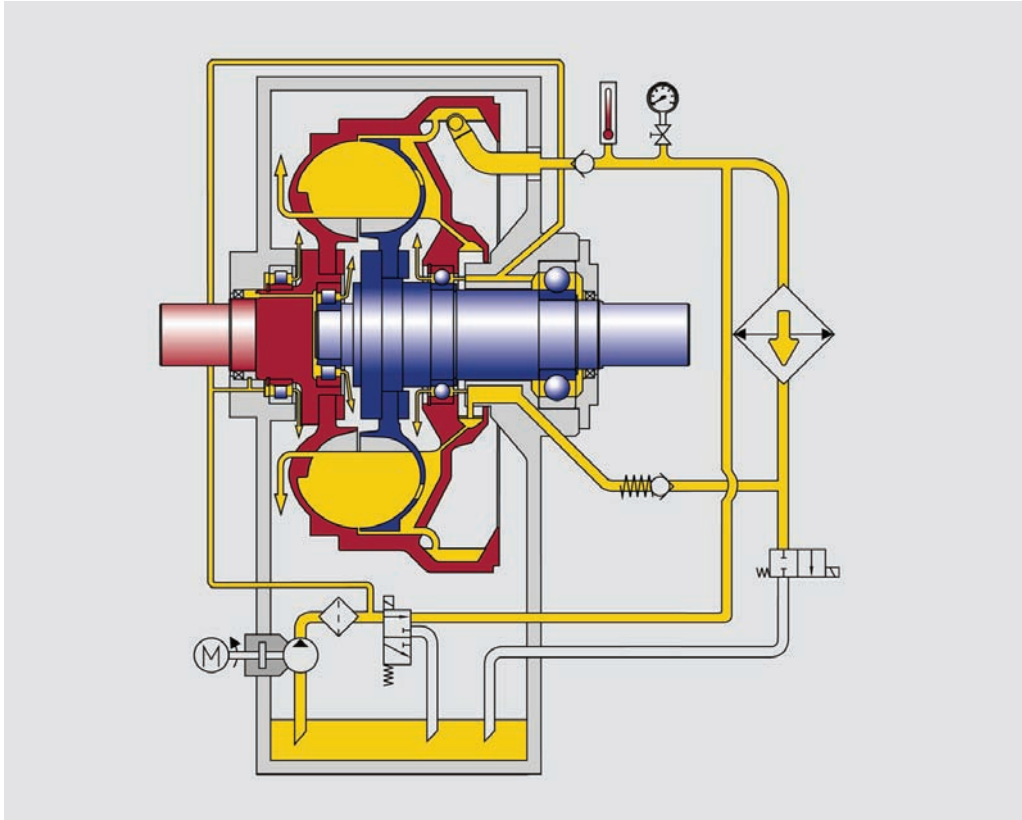


Bild 8: Füllungsgesteuerte hydrodynamische Kupplung (Bild Voith Turbo).

1.4 Hydrodynamische Bremsen

Hydrodynamische Bremsen sind eine Sonderform der hydrodynamischen Kupplungen. Sie haben ein rotierendes und ein feststehendes Schaufelrad. Die Pumpe (Rotor), die mit der Antriebswelle verbunden ist, und die Turbine (Stator), die mit dem Gehäuse verbunden ist. Im Vergleich zur hydrodynamischen Kupplung werden hydrodynamische Bremsen also nur im Betriebspunkt $v = n_T/n_P = 0$, d.h. bei feststehender Turbine, betrieben.

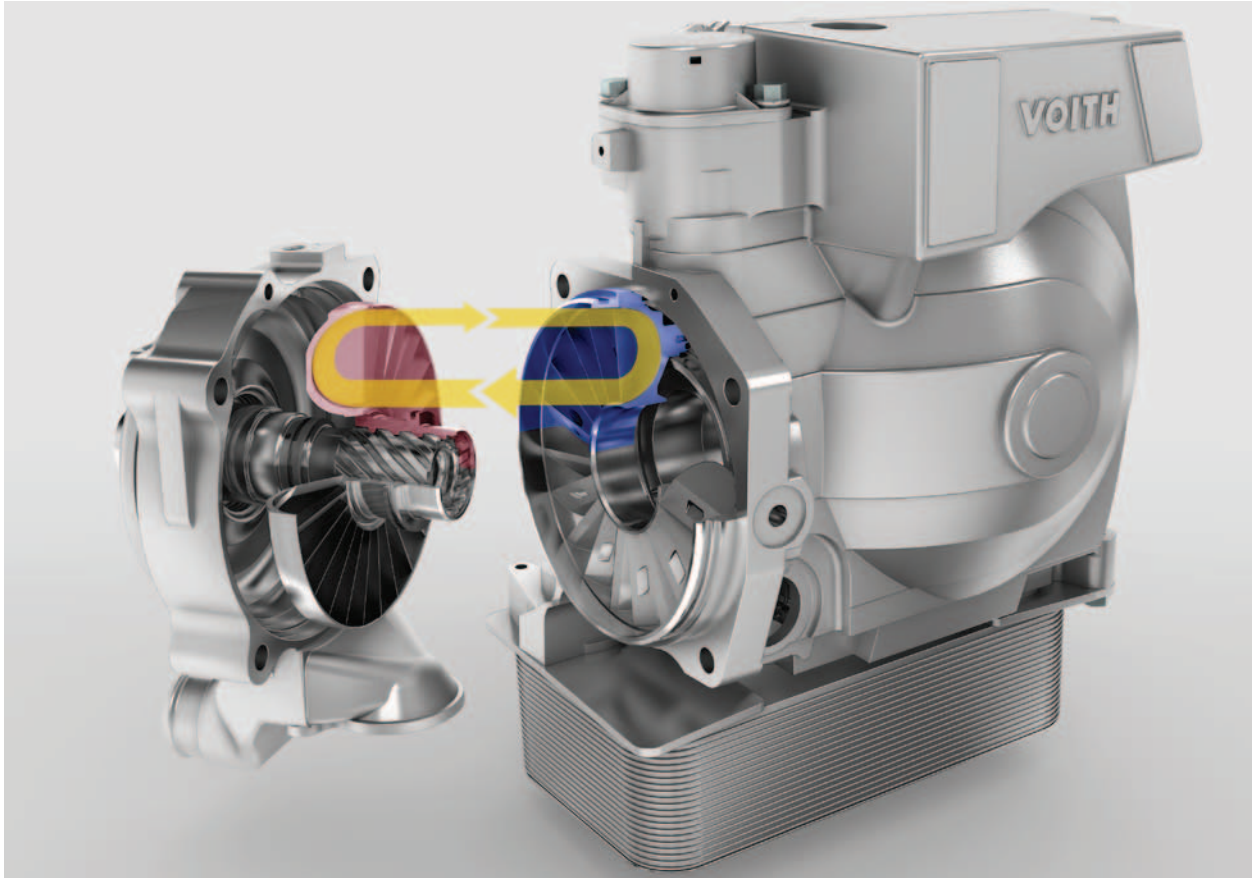


Bild 9: Hydrodynamische Bremse als verschleißfreie Zusatzbremse in Lkws, Bussen und Schienenfahrzeugen (Bild: Voith Turbo).

Hydrodynamische Bremsen werden in der Prüfstandstechnik als Belastungseinheiten verwendet. Von weitaus größerer praktischer Bedeutung ist der Einsatz als verschleißfreie Zusatzbremse, den sogenannten Retardern, in der Fahrzeugtechnik, d.h. in LKW, Bussen und Schienenfahrzeugen.

Hydrodynamische Zusatzbremsen reduzieren den mechanischen Verschleiß der Radbremse. Das senkt die Betriebskosten bei vergrößerten Serviceintervallen und reduziert die Emissionen von Staubpartikeln. Durch den Einsatz von hydrodynamischen Zusatzbremsen werden längere Gefällefahrten mit höherer Fahrzeuggeschwindigkeit ebenso ermöglicht wie adaptives Bremsen.

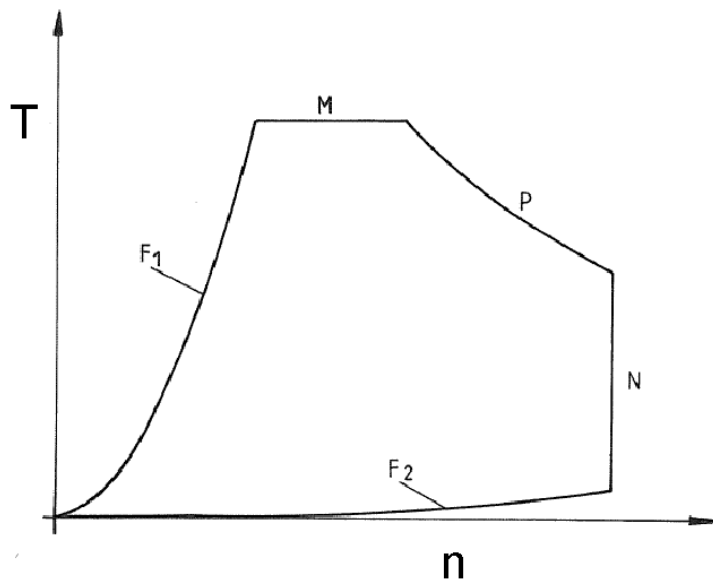


Bild 10: Leistungskennfeld (Drehmoment über Antriebsdrehzahl) eines Retarders. F_1 Drehmomentparabel bei 100% Füllung, F_2 Drehmomentparabel bei entleertem Retarder (Luftfüllung), M maximal zulässiges Drehmoment, P maximal zulässige Leistung, n maximal zulässige Drehzahl.

Hydrodynamische Bremsen können entweder in das Fahrzeuggetriebe integriert sein, oder an das Getriebe angebaut werden. Auch ist eine Integration der Bremse in den Kühlkreislauf des Motors möglich. In diesem Fall arbeitet die Bremse mit Kühlwasser als Arbeitsmedium.

2 Hydrodynamische Getriebe

Die Entwicklung der hydrodynamischen Getriebe basiert ebenso wie die Entwicklung der hydrodynamischen Kupplungen und Bremsen auf ein Grundpatent von Hermann Föttinger aus dem Jahr 1905. Föttinger hatte die Aufgabe, die im Schiffbau aufkommende schnell laufende Dampfturbine mit dem langsam laufenden Schiffspropeller zu verbinden. Hieraus ergaben sich zwei zu lösende Probleme:

- Wandlung der Leistungsfaktoren Drehmoment (M) und Drehzahl (ω)
- Drehrichtungswechsel des Propellers für Vorwärts- und Rückwärtsfahrt

Systematische und rein theoretische Problemlösungsstudien brachten Föttinger zur Hydrodynamik. Er entwickelte ein hydrodynamisches Getriebe (hydrodynamischer Drehmomentwandler), mit dem die Leistungsfaktoren zwischen Kraft- und Arbeitsmaschine sehr effizient gewandelt werden können. Bereits 1909 baute Föttinger ein Erprobungsschiff, das mit einem hydrodynamischen Drehmomentwandler für Vorwärtsfahrt und einem für Rückwärtsfahrt ausgestattet war.

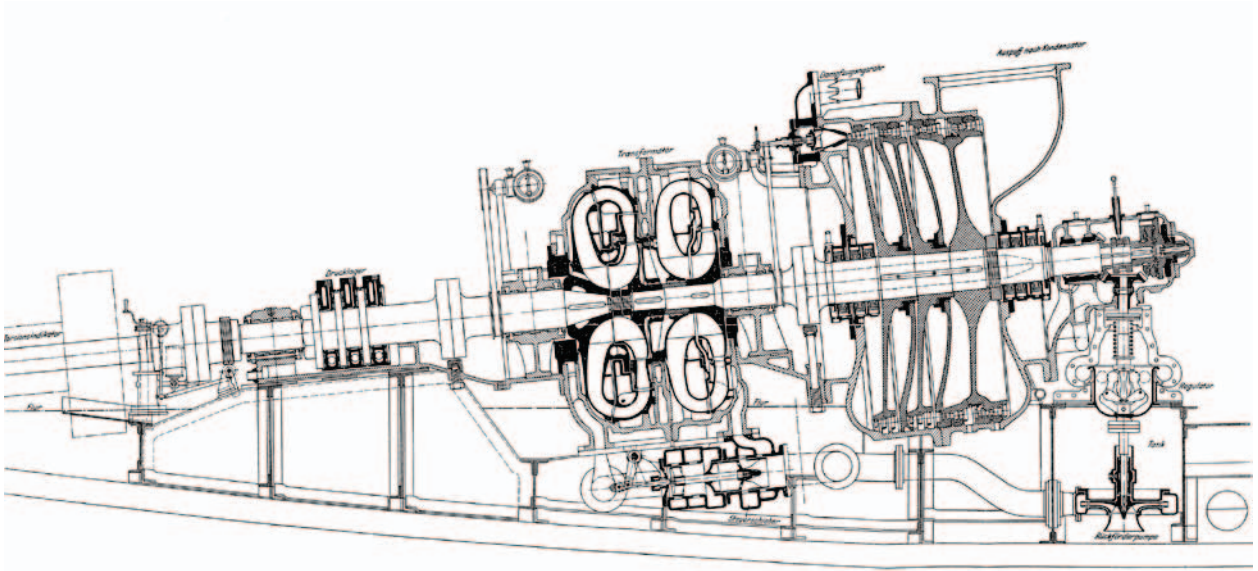


Bild 11: Erprobungsschiff von Föttinger aus dem Jahr 1909. Von rechts nach links: Dampfturbine, Wandler für Rückwärtsfahrt, Wandler für Vorwärtsfahrt und abgehende Propellerwelle.

2.1 Übertragungsverhalten hydrodynamischer Getriebe

Das physikalische Wirkprinzip der Leistungsübertragung bei hydrodynamischen Getrieben, auch hydrodynamische Wandler genannt, ist identisch mit dem der hydrodynamischen Kupplungen und Bremsen, welches in Kapitel 1.1 bereits erläutert wurde.

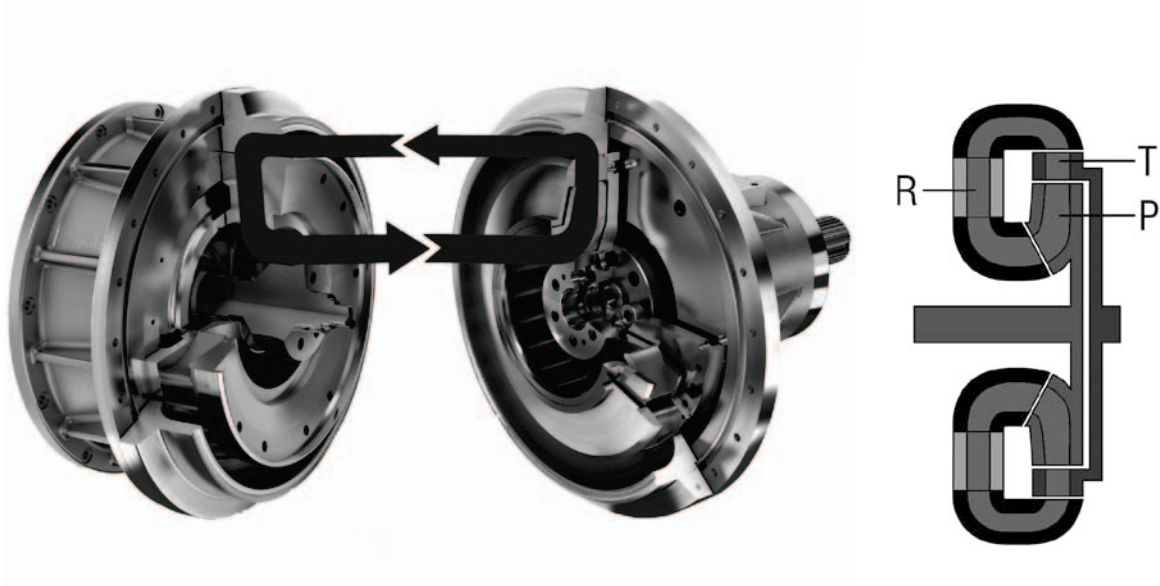


Bild 12: Hydrodynamischer Drehmomentwandler mit zentrifugal durchströmter Turbine nach dem Lysholm-Wandler-Prinzip (Bild Voith Turbo).

Hydrodynamische Getriebe besitzen jedoch mindestens drei die Strömung umlenkende Schaufelräder: Pumpe, Turbine und Reaktionsglied, auch Stator oder Leitrad genannt.

Pumpe und Turbine leiten ein Drehmoment, das Reaktionsglied stützt ein Drehmoment am Gehäuse ab. Aus der Momentenbilanz

$$M_P + M_T + M_R = 0$$

folgt mit den Größen Momentenwandlung $\mu = M_T/M_P$ und Drehzahlwandlung $v = n_T/n_P$ für den Wirkungsgrad η

$$\eta = \frac{P_T}{P_P} = \frac{M_T \cdot \omega_T}{M_P \cdot \omega_P} = \mu \cdot v.$$

Das an einem Schaufelrad wirkende Drehmoment M berechnet sich für inkompressible Medien nach dem Impulsmomentensatz gemäß der Beziehung

$$M = \rho \left(\int_{A_A} c_m c_u r dA - \int_{A_E} c_m c_u r dA \right).$$

Die Flächen A_A und A_E sind die durchströmten Begrenzungsflächen eines das Schaufelrad umschließenden Kontrollvolumens und c_m die Meridiangeschwindigkeitskomponente sowie c_u die Umfangsgeschwindigkeitskomponente der Absolutgeschwindigkeit. Mit der Beziehung

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \rho \int_{A_{A/E}} c_m dA$$

für den umlaufenden Massenstrom ergibt sich für die spezifische Schaufelarbeit Y

$$Y = \frac{P}{\dot{m}} = \frac{M \cdot \omega}{\dot{m}} = \omega \cdot \Delta(r c_u) = \omega \cdot (r_A \cdot c_{u_A} - r_E \cdot c_{u_E})$$

$$Y = u_A \cdot c_{u_A} - u_E \cdot c_{u_E}$$

$$Y = \Delta(u \cdot c_u).$$

Die Gleichung $Y = \Delta(u \cdot c_u)$ ist die bekannte Eulersche Gleichung für Turbomaschinen. Sie sagt aus, dass das Drehmoment an einem Schaufelrad allein durch die Änderung der Strömungsgeschwindigkeit in Betrag (Massenstrom) und Richtung (Drall) zwischen Ein- und Austritt des Schaufelrades bestimmt wird.

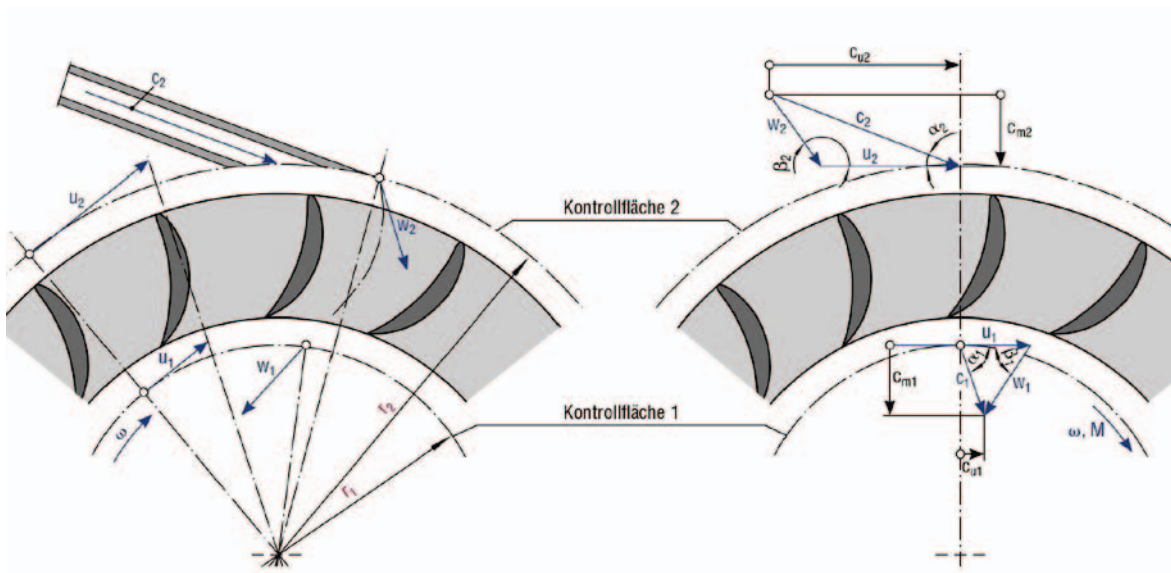


Bild 13: Prinzipskizze zur Bestimmung des Drehmoments an einem Schaufelrad nach der Eulerschen Turbinengleichung. Bedeutung der Geschwindigkeitsvektoren; c = Absolutgeschwindigkeit, u = Umfangsgeschwindigkeit, w = Relativgeschwindigkeit. Bedeutung der Indizes: 2 = Eintritt, 1 = Austritt, u = Umfangskomponente, m = Meridiankomponente

Die Momenten- und Energiebilanz kann für alle Schaufelräder mit Hilfe der eindimensionalen Stromfadenrechnung gemäß der Eulerschen Turbinengleichung durchgeführt werden. Hierbei definiert man einen mittleren Stromfaden, auf den die gesamte Energie der Strömung konzentriert gedacht ist. Die Strömungsbeiwerte (Reibungsfaktoren und Stoßfaktoren), die zur Berechnung des umlaufenden Massenstromes bekannt sein müssen, werden aus Erfahrungswerten abgeleitet oder durch experimentelle Untersuchungen bestimmt. Die eindimensionale Stromfadenrechnung liefert für eine Grobauslegung hinreichend genaue Ergebnisse. Eine verfeinerte Auslegung bzw. Optimierung erfolgt mit Hilfe numerischer Strömungssimulation (CFD).

Für das Pumpenmoment und die Pumpenleistung ergeben sich aus der Eulerschen Turbinengleichung und den Ähnlichkeitsgesetzen analog zu den Zusammenhängen bei hydrodynamischen Kupplungen unter Verwendung der bereits dort eingeführten Leistungszahl λ die Beziehungen:

$$M_p = \lambda \cdot \rho \cdot \omega_p^2 \cdot D_p^5$$

$$P_p = M_p \cdot \omega_p = \lambda \cdot \rho \cdot \omega_p^3 \cdot D_p^5$$

Bei hydrodynamischen Getrieben stellt sich die Turbinendrehzahl in Abhängigkeit von der Größe der Belastung und der Größe der Leistungszahl λ selbstständig und stufenlos ein. Die Leistungszahl ist keine konstante Größe, sondern abhängig vom Drehzahlverhältnis v :

$$\lambda = f(v)$$

Neben dem Drehzahlverhältnis beeinflusst der konstruktive Aufbau, insbesondere die Anordnung der 3 Schaufelräder zueinander, die Sekundärkennlinie $\lambda = f(v)$. Man unterscheidet drei Typen von hydrodynamischen Getrieben oder Wandlern:

- Hydrodynamische Getriebe (Wandler) mit abfallender λ -Charakteristik (Trilok-Wandler)

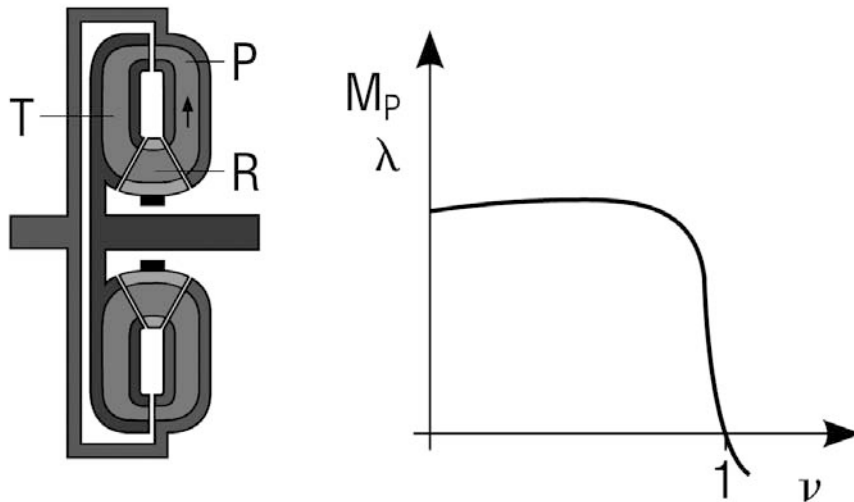


Bild 14: Hydrodynamischer Wandler nach dem Trilok-Prinzip. Die Turbine ist zentripetal durchströmt. Das Leitrad ist in Strömungsrichtung gesehen hinter dem Turbinenrad angeordnet. Das Gehäuse läuft um.

- Hydrodynamische Getriebe (Wandler) mit konstantem λ -Verlauf (Föttinger-Wandler / Lysholm-Wandler)

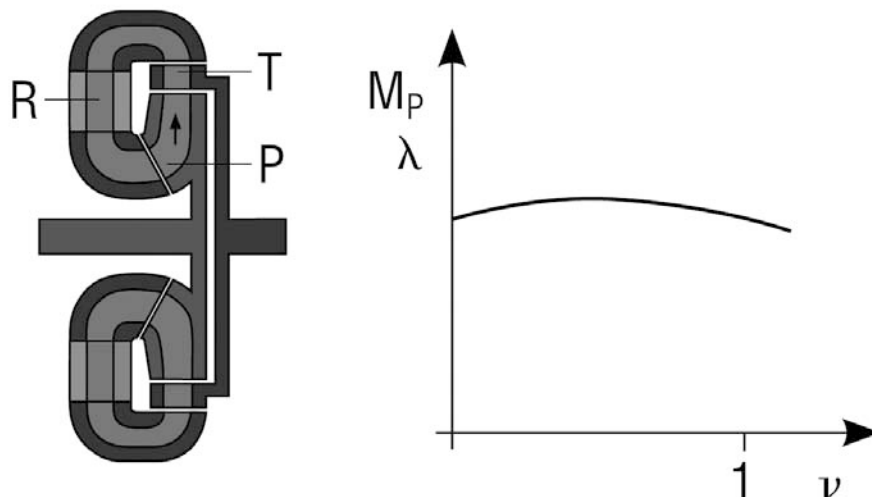


Bild 15: Hydrodynamischer Wandler nach dem Lysholm-Prinzip. Die Turbine wird zentrifugal durchströmt. Das Leitrad ist in Strömungsrichtung gesehen hinter dem Turbinenrad angeordnet. Das Gehäuse steht fest.

- Hydrodynamische Getriebe (Wandler) mit steigendem λ -Verlauf (Gegenlaufwandler).

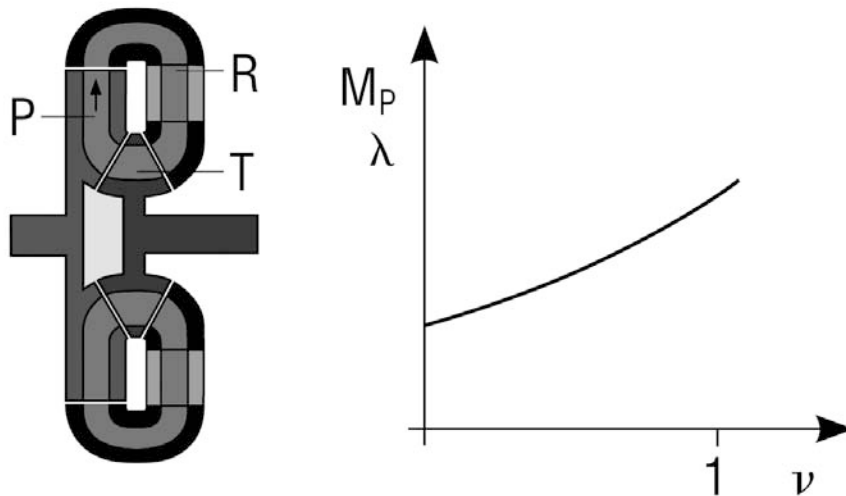


Bild 16: Hydrodynamischer Wandler mit steigendem λ -Verlauf. Die Turbine ist axial durchströmt. Das Leitrad ist in Strömungsrichtung gesehen vor dem Turbinenrad angeordnet. Das Gehäuse steht fest.

Die charakteristischen Kennlinien (Sekundärkennlinien) eines Lysholm-Wandlers mit konstantem λ -Verlauf sind im unteren Diagramm dargestellt. Die Momentenwandlung μ fällt mit steigender Drehzahlwandlung ν , also steigender Turbinendrehzahl n_T , kontinuierlich ab. Der Wirkungsgrad η steigt von null bei $\nu=0$ auf ein Maximum an und fällt dann wieder im Bereich des Synchronpunktes $\nu=1$ auf null ab.

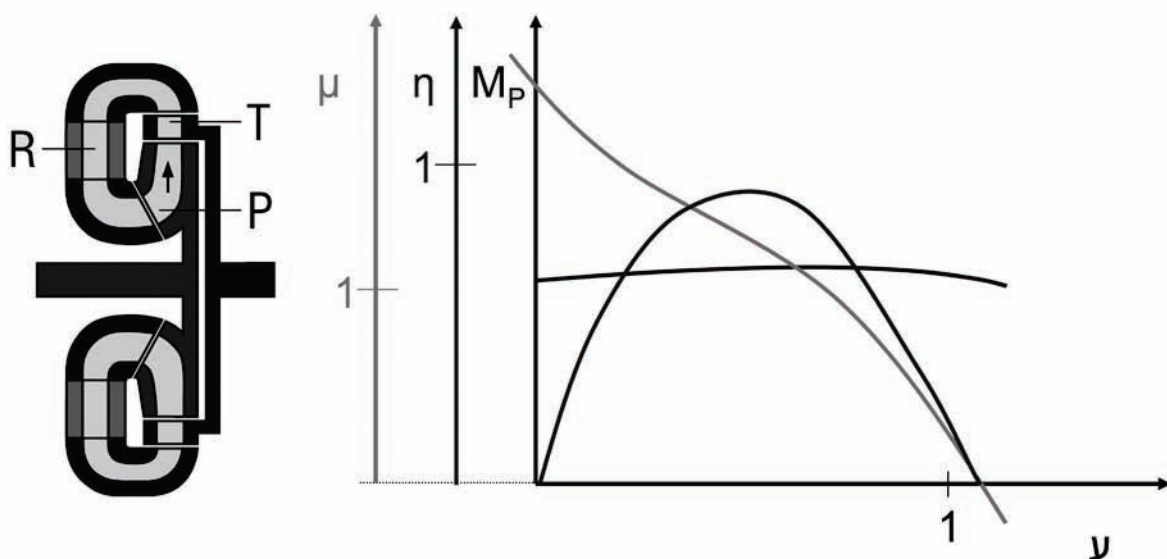


Bild 17: Charakteristische Kennlinien eines Lysholm-Wandlers

2.2 Hydrodynamische Getriebe in Kraftfahrzeugen

Die bekannteste und verbreitetste Anwendung hydrodynamischer Getriebe ist die in Automatikgetrieben. In Automatikgetrieben für Personenkraftwagen wird üblicherweise ein Trilok-Wandler eingesetzt. Bei diesem Wandlertyp ist das Leitrad über einen Freilauf abgestützt, der ab einer bestimmten Drehzahlwandlung frei umläuft. In diesem Betriebsbereich arbeitet der Trilok-Wandler als hydrodynamische Kupplung. Mit Hilfe einer hydraulisch angesteuerten Schaltkupplung (Lock-up-Kupplung) wird der Trilok-Wandler überbrückt. Ein Schwingungsdämpfer sorgt in diesem Betriebszustand für den erforderlichen Fahrkomfort.

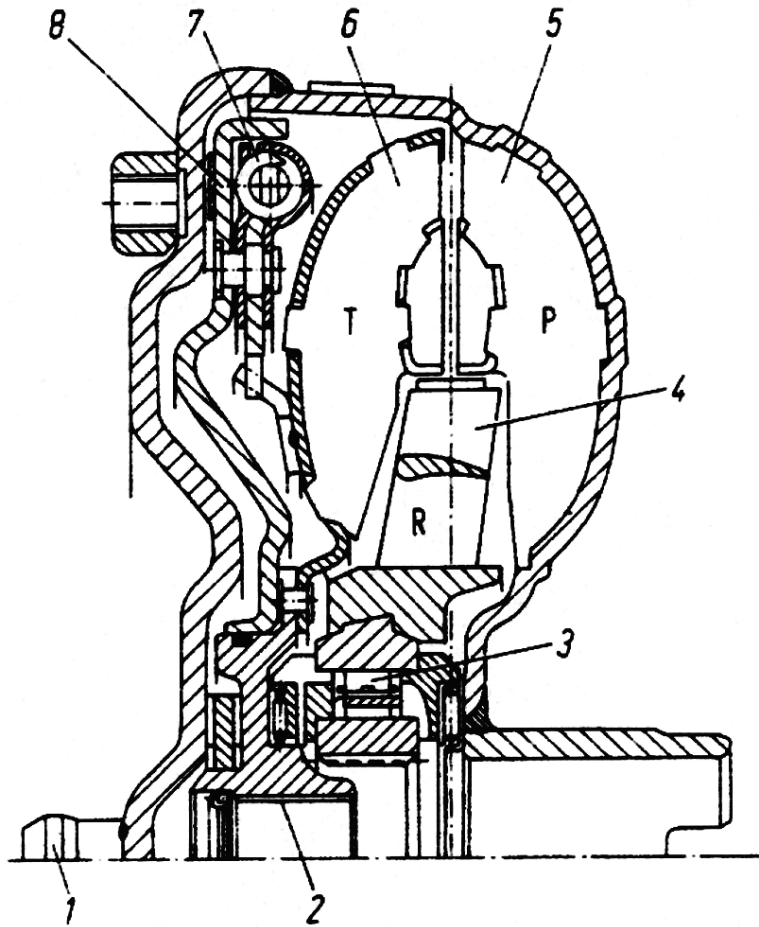


Bild 18: Trilok-Wandler mit mechanischer Überbrückungskupplung (8) und Schwingungsdämpfer (7) für den Einsatz in Automatikgetrieben für Pkw (Bild Fichtel und Sachs). Die Pumpe (5) ist über die äußere Schale mit dem Deckel verbunden, an dem die Flex-plate angeschraubt wird. Die Flexplate erzeugt eine biegeeweiche Anbindung des Trilok-Wandlers zur Kurbelwelle. Das Leitrad (4) ist über einen Freilauf (3) mit dem feststehenden Gehäuse verbunden. Turbine (6) und Überbrückungskupplung (8) sind mit der Turbinennabe (2) verbunden, in welche die Eingangswelle des Getriebes gesteckt wird. Der Trilok-Wandler ist mit Hilfe eines Zapfens (1) mit der Kurbelwelle zentriert.

Das nachfolgende Bild zeigt ein modernes 8-Gang Automatikgetriebe mit hydrodynamischem Drehmomentwandler (Trilok-Wandler), Lock-up Kupplung und Schwingungsdämpfer als Anfahrlement. Das Getriebe überträgt mit 4 Radsätzen und nur 5 Schaltelementen (3 Kupplungen und 2 Bremsen) ein Drehmoment von 700Nm. Auf Grund der hohen Getriebespreizung von insgesamt 7,0 und der 8 Gänge kann die Motordrehzahl immer im günstigsten Bereich gehalten werden. Hierdurch werden der Verbrauch reduziert und die Fahrleistungen erhöht.

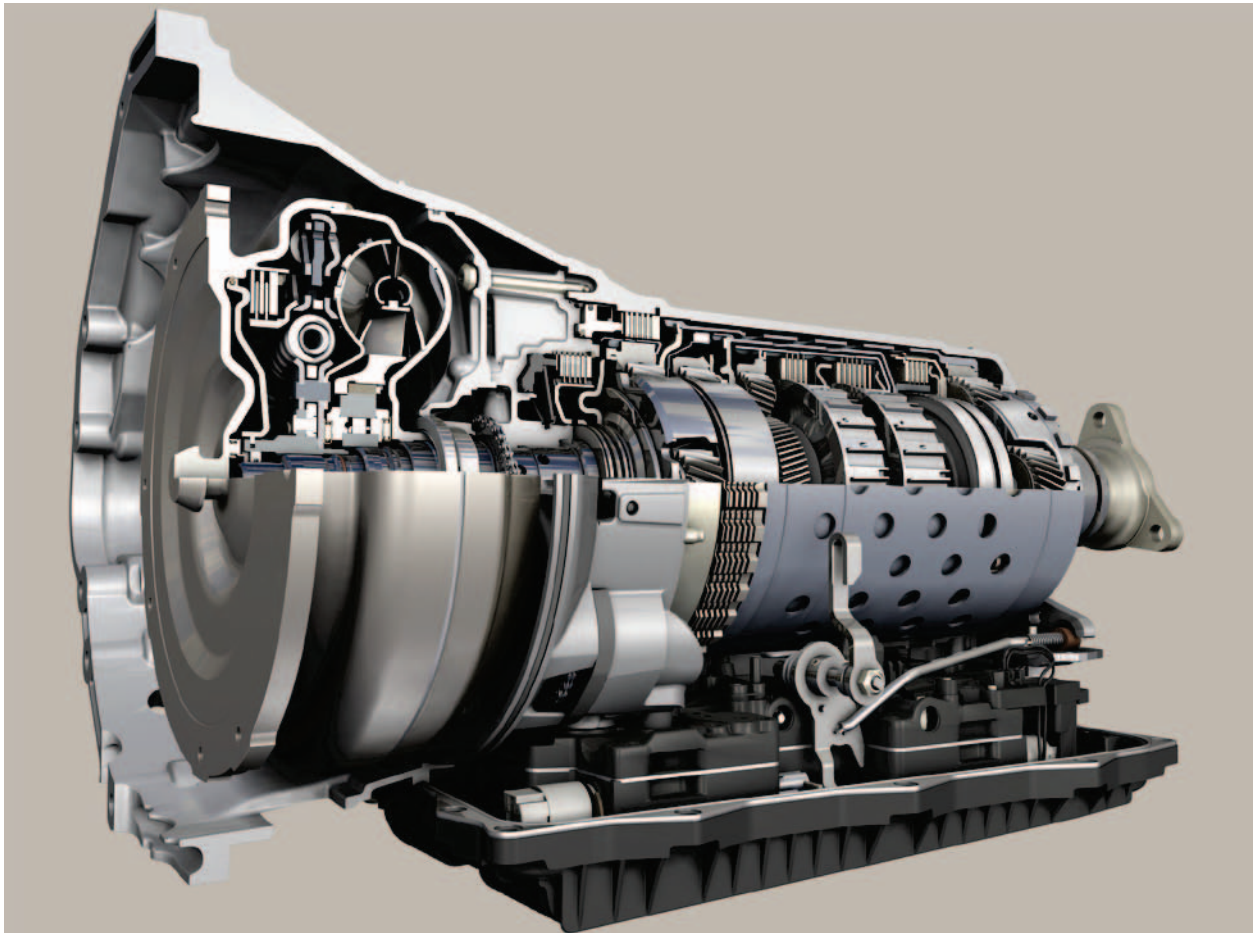


Bild 19: 8-Gang-Automatikgetriebe mit Trilok-Wandler und Überbrückungskupplung als Anfahrlement (Bild ZF Friedrichshafen AG).

Insbesondere bei Stadtbussen aber auch in Schienenfahrzeugen ist das Automatikgetriebe mit Differentialwandler weit verbreitet (DIWA-Getriebe). Beim Differentialwandler Getriebe wird die vom Motor kommende Leistung durch ein als Planetengetriebe ausgebildetes Verteilgetriebe auf zwei Wege verteilt, von welchem der eine über den Strömungswandler und der andere über eine Verzahnung führt. Bei stillstehendem Fahrzeug wird die gesamte Leistung durch den Differentialwandler übertragen. Mit steigender Abtriebsdrehzahl wächst die mechanisch übertragene Leistung kontinuierlich an und beträgt kurz vor der Abschaltung des Wandlers durch die Festsetzung der Pumpe 90%.

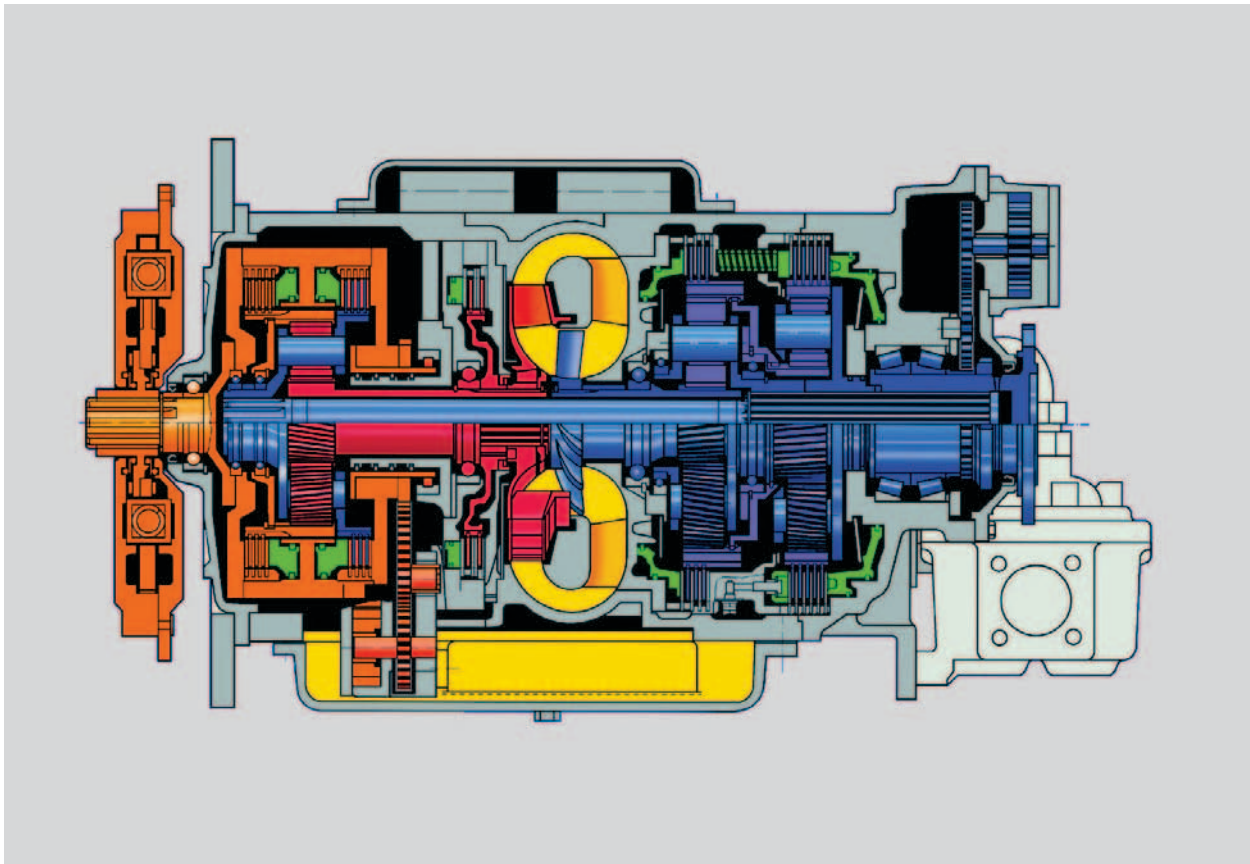


Bild 20: 3-Gang-Automatikgetriebe mit Differentialwandler in Schienengetriebeausführung (Bild Voith Turbo). Von links nach rechts: Hydraulischer Torsionsschwingungsdämpfer, Planetengetriebe zur Leistungsverzweigung, Gegenlaufwandler mit Kupplung zum Festsetzen der Pumpe, Abtriebsplanetengetriebe, verstärkte Abtriebslagerung.

2.3 Hydrodynamische Getriebe in stationären Anwendungen

2.3.1 Drehmomentwandler zum Starten von Gasturbinen

Gasturbinen benötigen zum Starten/Anlassen eine Starteinrichtung, mit deren Hilfe sie bis zur Selbstauftriebsdrehzahl beschleunigt werden. Dank seiner Fähigkeit, eine Anfahrwandlung $\mu = M_T/M_P$ von bis zu 10 zu realisieren, ist hierzu ein hydrodynamischer Wandler nach dem Lysholm-Prinzip sehr gut geeignet. Zur Beschleunigung der Gasturbine wird der Wandler mit Öl befüllt. Nach abgeschlossenem Hochlauf der Gasturbine wird der Wandler entleert. Mit Hilfe der Leitrad-schaukelverstellung wird ein Wandlerkennfeld erzeugt. Pumpenaufnahmement und Momentenwandlung können stufenlos verändert werden, wodurch sich auch die Drehzahl der Gasturbine stufenlos einstellen lässt.

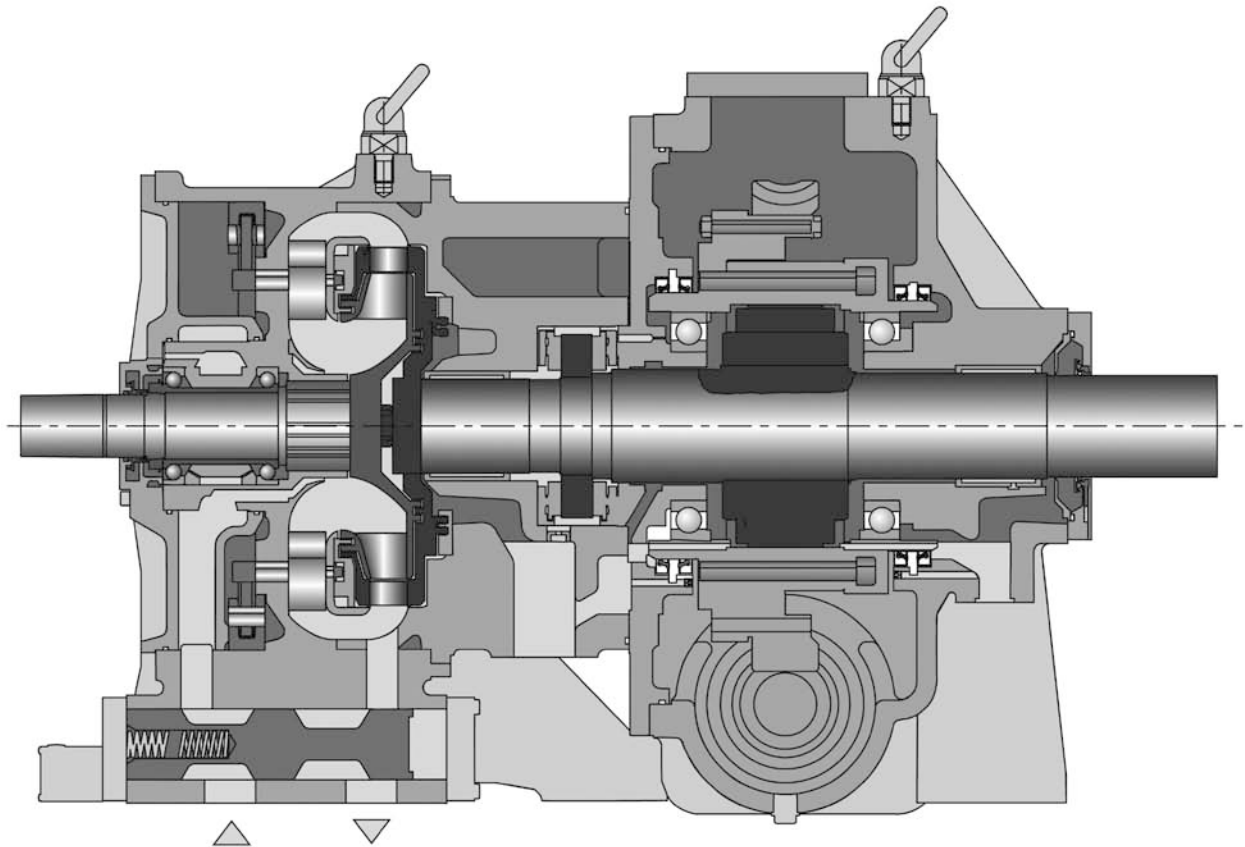


Bild 21: Hydrodynamischer Drehmomentwandler mit verstellbarer Leitradschaukel zum Starten von Gasturbinen (Bild Voith Turbo). Linkes Bild von links nach rechts: Eingangswelle, Hydrodynamischer Drehmomentwandler mit Leitradschaukelverstellereinrichtung und Füll- und Entleerventil, Dreheinrichtung mit Schneckengetriebe

2.3.2 Stufenlos verstellbare Getriebe mit hydrodynamischer Leistungsüberlagerung

Stufenlos verstellbare Getriebe mit hydrodynamischer Leistungsüberlagerung haben sich in Antrieben der Energie- und Versorgungstechnik insbesondere in höheren Leistungsklassen von 1MW bis 30MW bewährt. In diesen Anwendungen muss die Drehzahl der Arbeitsmaschine, z.B. Gebläse oder Lüfter in der Stahlindustrie, Kesselspeisepumpen in Kraftwerken, Kompressoren in der Öl- und Gasindustrie oder Verdichter in der Verfahrenstechnik, stufenlos einstellbar sein, so dass der Massenstrom bedarfsgerecht angepasst werden kann.

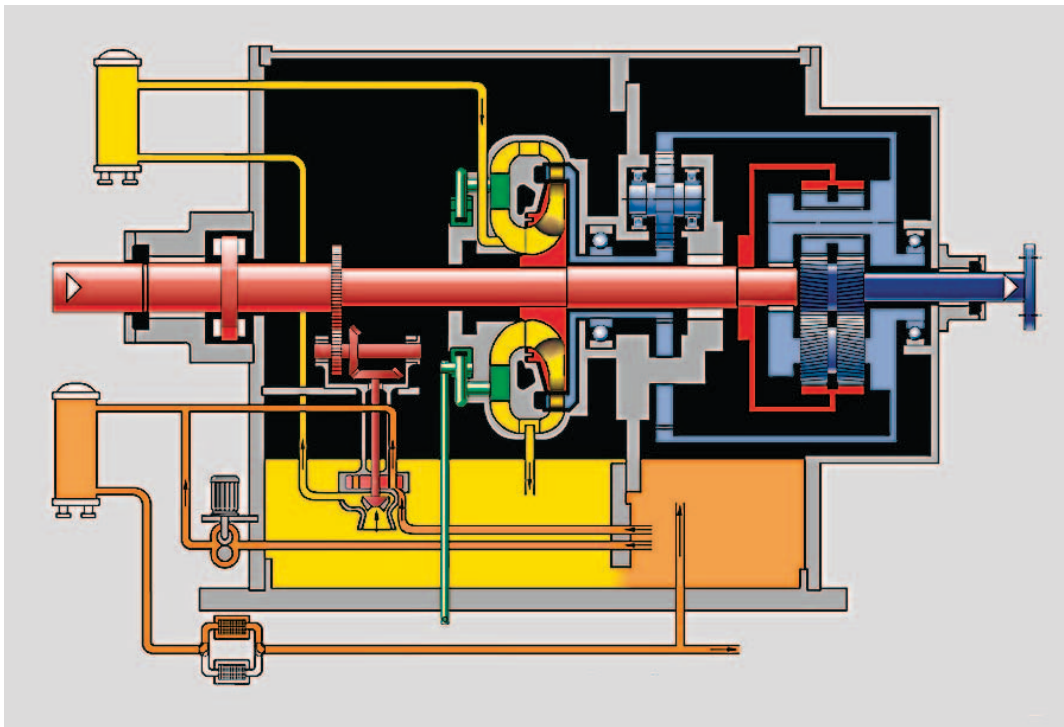


Bild 22: Stufenlos regelbares Getriebe mit hydrodynamischer Leistungsüberlagerung (Bild Voith Turbo). Von links nach rechts: Ölkühler, hydrodynamischer Drehmomentwandler mit verstellbarer Leitrad-schau-fel, Planetengetriebe als Standgetriebe, umlaufendes Planetengetriebe mit Leistungsüberlagerung.

Die eingehende Leistung wird zu einem größeren Anteil, z. B. 75%, auf das Hohlrad des abtriebsseitig angeordneten Planetenumlaufgetriebes geleitet. Ein kleinerer Leistungsanteil, z. B. 25%, wird als Pumpenleistung vom hydrodynamischen Drehmomentwandler aufgenommen. Die Turbine des Wandlers ist mit der Sonne des Standgetriebes verbunden. Die Leistungskomponenten Drehmoment und Drehzahl werden im Wandler und im Standgetriebe gewandelt und vom Hohlrad des Standgetriebes auf den Planetenträger des Umlaufgetriebes geleitet, wo sie mit dem direkt auf das Umlaufgetriebe geführten Leistungsanteil überlagert wird. Je nach Drehrichtung der Turbine führt die Überlagerung der Leistung im Planetenumlaufgetriebe zu einer Erhöhung der Sonnendrehzahl, wenn die Drehrichtung des Planetenträgers der des Sonnenrades entspricht, oder zu einer Reduzierung der Sonnenraddrehzahl, wenn die Drehrichtung des Planetenträgers entgegen der des Sonnenrades ist. Die Getriebeausgangsdrehzahl kann somit stufenlos in einem weiten Bereich ($0,6 < v < 1$) eingestellt werden. Die erzielbaren Wirkungsgrade eines Getriebes dieser Art sind auf Grund der Leistungsteilung im gesamten Drehzahl- und Lastbereich höher als ca. 75% und betragen im Punkt des maximalen Wirkungsgrades bis zu 95%. Die Leistungsaufnahme des hydrodynamischen Wandlers und damit die Höhe der überlagerten Leistung hängt von der charakteristischen Kennlinie des Wandlers ab. Diese wird je nach Drehzahlwunsch mittels der verstellbaren Leitrad-schau-fel eingestellt.

2.3.3 Stufenlos verstellbare Getriebe mit hydrodynamischer Leistungsüberlagerung als Antrieb für Windenergieanlagen

In dieser Anwendung koppelt ein hydrodynamisches Überlagerungsgetriebe den drehzahlvariablen Windrotor mit einem drehzahlfesten Synchrongenerator für die Stromerzeugung. Das Getriebe stellt die Drehzahl des Windrotors so ein, dass bei den verschiedenen Windgeschwindigkeiten die Anlage stets im Punkt optimalen Wirkungsgrades betrieben wird.

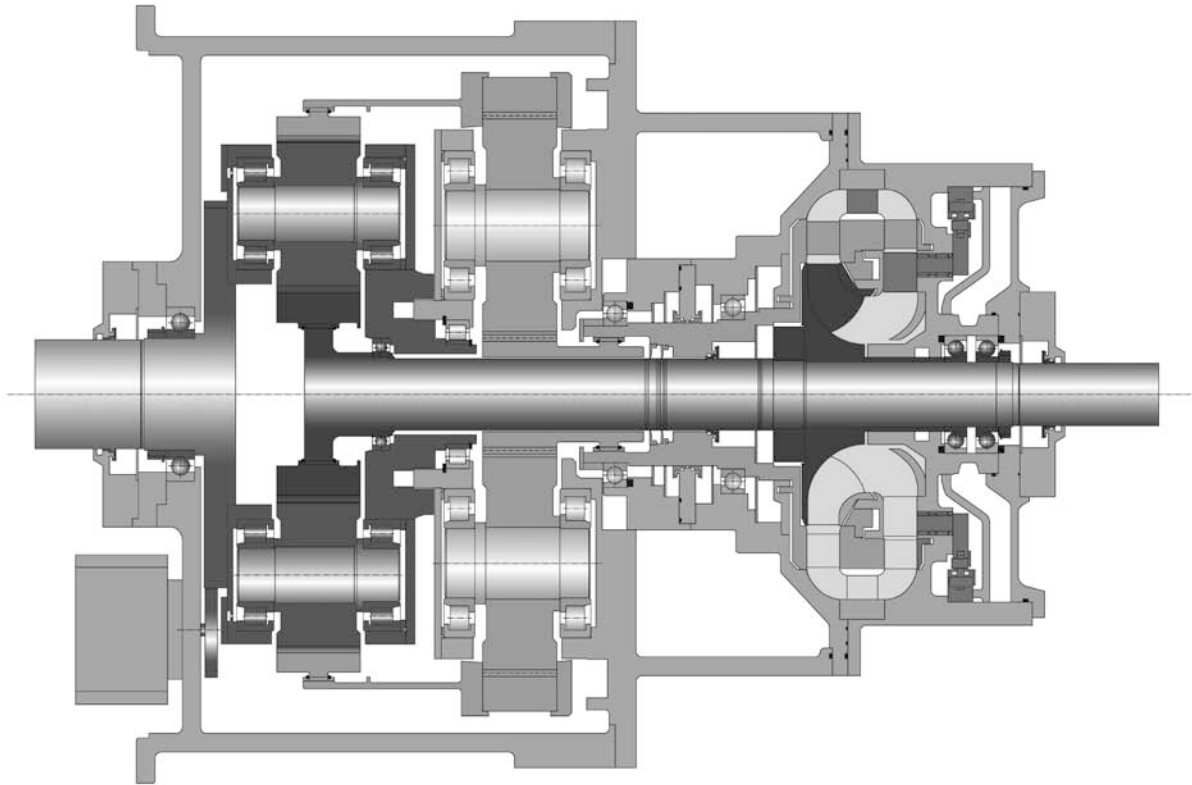


Bild 23: Stufenlos verstellbares Getriebe mit hydrodynamischer Leistungsüberlagerung (Bild Voith Turbo) als Antrieb in einer Windenergieanlage. Von links nach rechts: Antriebswelle (Windrotor), Überlagerungsgetriebe, Standgetriebe, Hydrodynamischer Drehmomentwandler mit verstellbarer Leitschaufel.

Literaturangaben

- [1] VDI Richtlinie 2153: Hydrodynamische Leistungsübertragung; Begriffe – Bauformen - Wirkungsweise. VDI 1994.
- [2] Föttinger, H.: Eine neue Lösung des Schiffturbinenproblems. Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, 1910, S. 175-239.
- [3] Schweickert, H.: Voith Antriebstechnik, 100 Jahre Föttinger Prinzip. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005.
- [4] Naunheimer, H. / Bertsche, B. / Lechner, G.: Fahrzeuggetriebe; Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007.
- [5] Voith Turbo: Hydrodynamik in der Antriebstechnik; Wandler, Wandelgetriebe, Kupplungen, Bremsen. Krausskopf-Verlag, Mainz, 1987.
- [6] Höller, H.: Mehrkreisregelgetriebe – Ein hydrodynamisches Überlagerungsgetriebe mit hohem Wirkungsgrad. VDI Berichte 618, 1986.
- [7] Voith Turbo: Hydrodynamische Kupplungen; Grundlagen - Merkmale - Vorteile. Voith Sonderdruck cr394de, 2010.