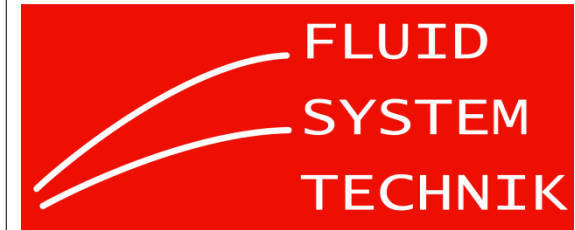


Technische Fliesensysteme

- Hydrostatische Antriebe
- Modellbildung
- Dynamische Verhalten
- Hydrodynamische Schmierung



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT



Prof. Dr. Ing. Peter Pelz
Wintersemester 09/10
Technische Fluidsysteme
Vorlesung 2

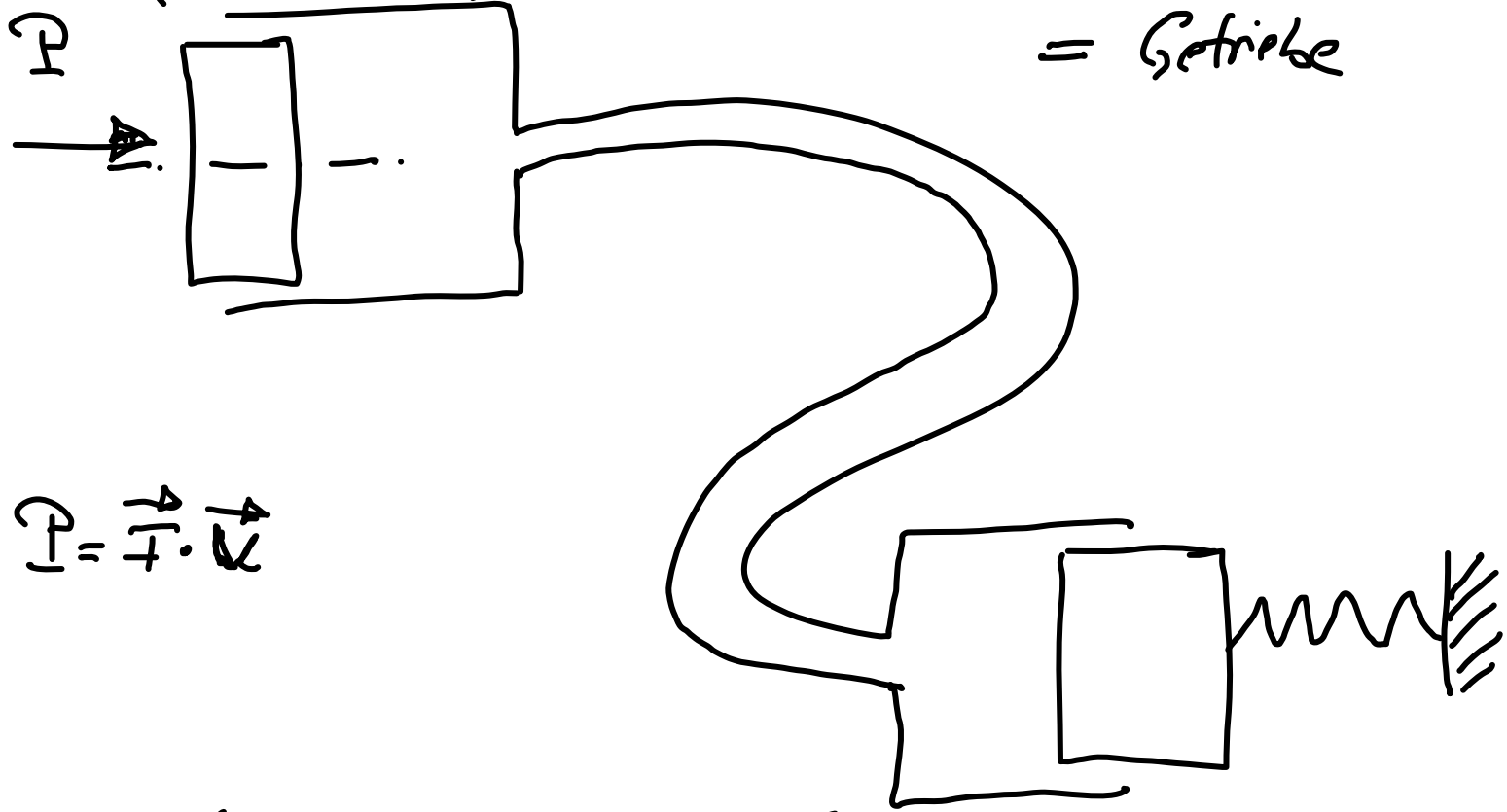
Hydraulisches Getriebe

Arbeitsmaschine
(= Pumpe)

+

(= Arbeitszylinder)
Kraftmaschine.

= Getriebe



$$P = \frac{dW}{dt} = \vec{F} \cdot \vec{v}$$

Doch P ist unwichtig für die Energieerzeugung.



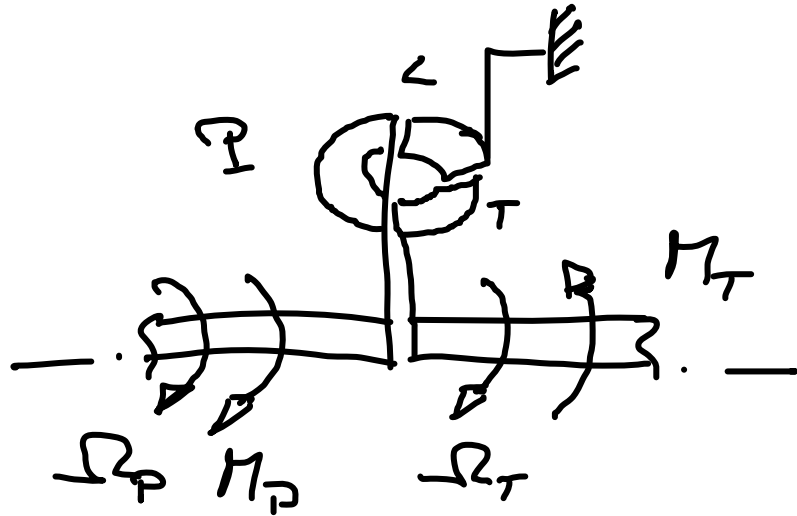
TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

FLUID
SYSTEM
TECHNIK



Prof. Dr. Ing. Peter Pelz
Wintersemester 09/10
Technische Fluidsysteme
Vorlesung 2

Hydrodynamische Schiffe



Moment = Drehänderung

Drehgesetz

$\sim \rho$ ist wesentlich

für die

Energieumsetzung

\sim Turbomechanik

\sim Hydrodynamik

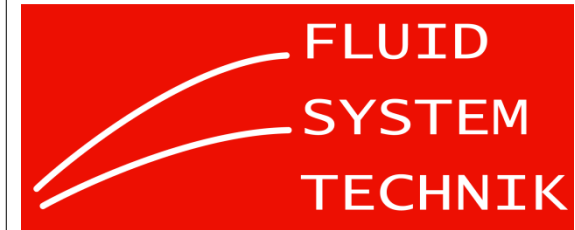
P Pumpe

L Getriebe

T Turbine

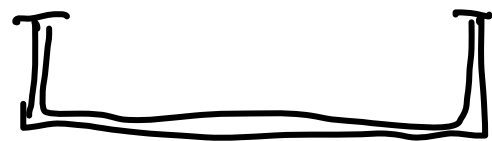
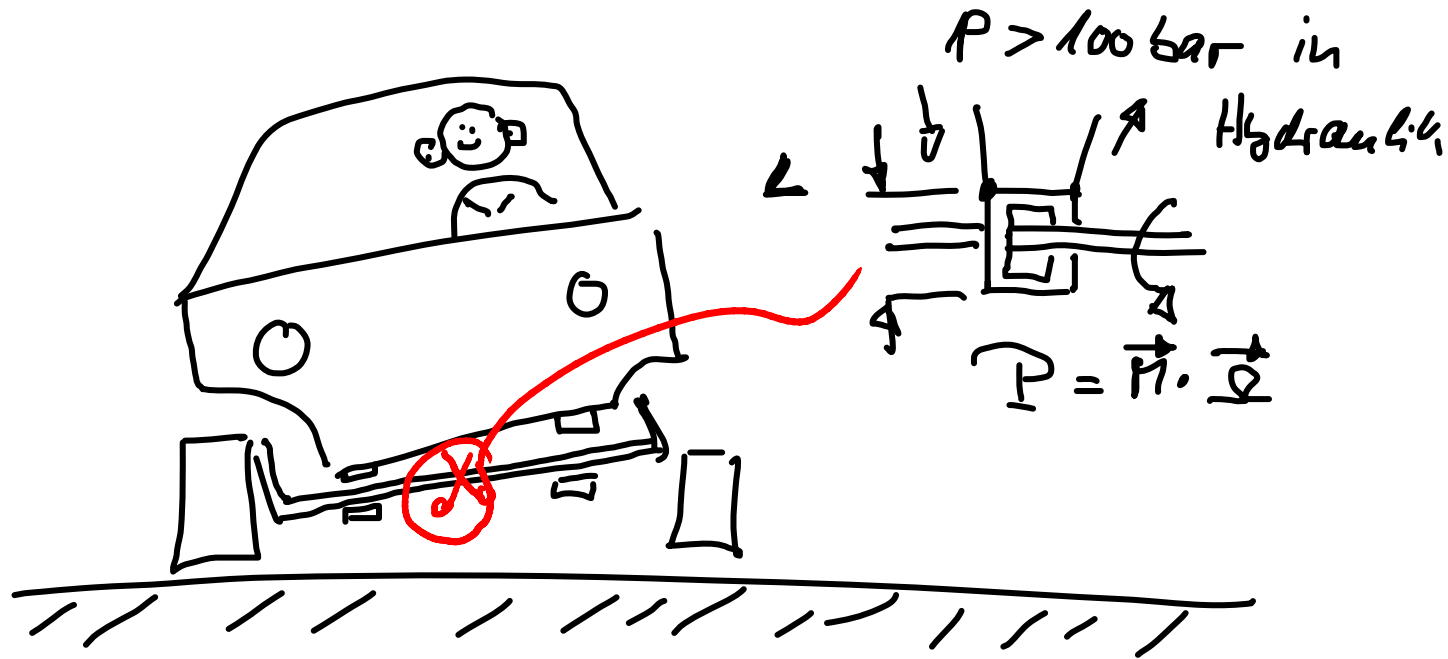


TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

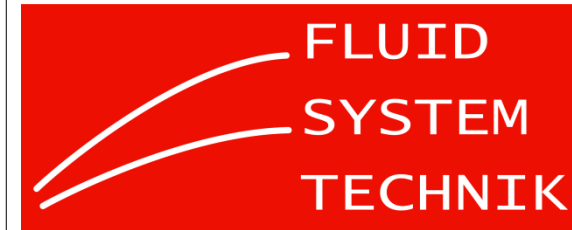


Prof. Dr. Ing. Peter Pelz
Wintersemester 09/10
Technische Fluidsysteme
Vorlesung 2

Volumenspezifische Leistung eines
Hydromotors.



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

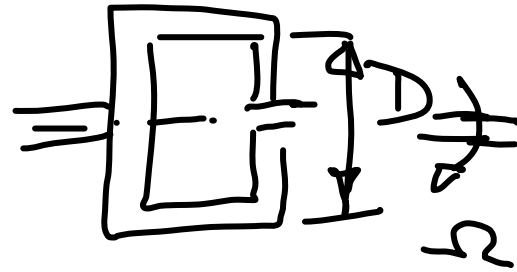


Prof. Dr. Ing. Peter Pelz
Wintersemester 09/10
Technische Fluidsysteme
Vorlesung 2

BMW Dynamic Drive

Hydrostatischer Motor

volumenspezifische Leistung



$$\frac{P}{D^3} = f_n(p, D, \Omega) = p f_n(D, \Omega)$$
$$= p \Omega \quad \text{const.}$$

$$\left\{ \frac{P}{D^3} \right\} = \frac{\text{Nm}}{\text{sec m}^3} = \frac{\text{N}}{\text{sec m}^2}; \quad \left[\frac{P}{D^3} \right] = \frac{\text{F}}{\text{T L}^2}$$

$$\{P\} = \frac{\text{N}}{\text{m}^2}, \quad \{\Omega\} = \frac{1}{\text{sec}}$$

20.10.2009 $\{D\} = \text{m}$



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

FLUID
SYSTEM
TECHNIK



Prof. Dr. Ing. Peter Pelz
Wintersemester 09/10
Technische Fluidsysteme
Vorlesung 2

volumenspezifische Leistung eines Hydromotors

$$\frac{P}{D^3} = \frac{\vec{\pi} \cdot \vec{\Omega}}{V} = f_4(P, \Omega, D)$$

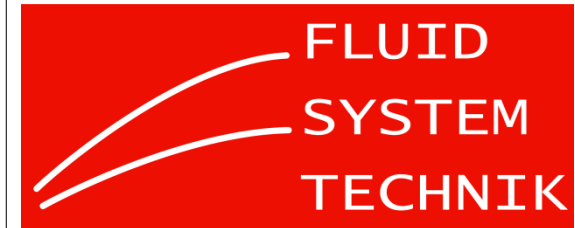


$$\left| \frac{P}{V} = \text{const} * P \Omega \right.$$

$\frac{P}{V}$ ist unmittelbar dem Überdruck P proportional!

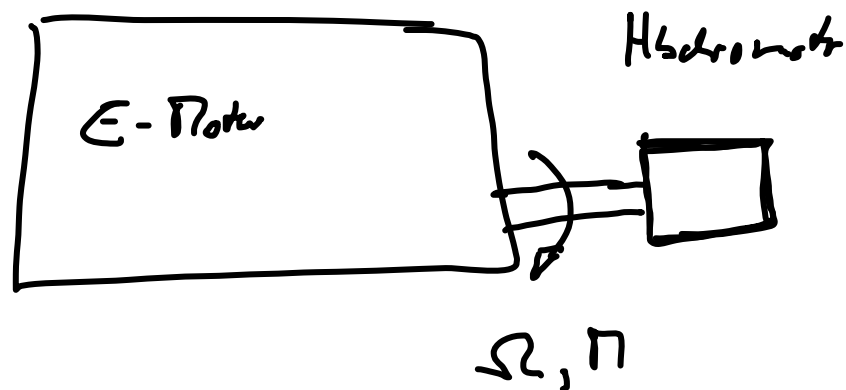


TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT



Prof. Dr. Ing. Peter Pelz
Wintersemester 09/10
Technische Fluidsysteme
Vorlesung 2

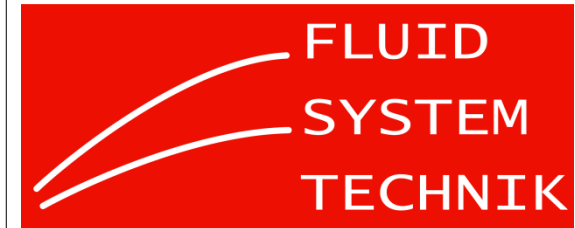
Fazit bei „hohen“ Hydraulikdrücke \rightarrow (100 ... 500) bar
ist der Bauraum entsprechend klein.



$$\left(\frac{P}{V}\right)_{\text{Elektr.}} = 10^* \left(\frac{P}{V}\right)_{\text{Hydr.}}.$$



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT



Prof. Dr. Ing. Peter Pelz
Wintersemester 09/10
Technische Fluidsysteme
Vorlesung 2

Aufgrund des kleinen Bauvolumens sind bei gleicher Leistung die Trägheiten deutlich reduziert.

Translatorische Trägheit ist die Masse

$$m = \rho_{st} V = \rho_{st} D^3$$

Rotatorische Trägheit ist das massenträgheitsmoment (Komponente in der Drehachse)

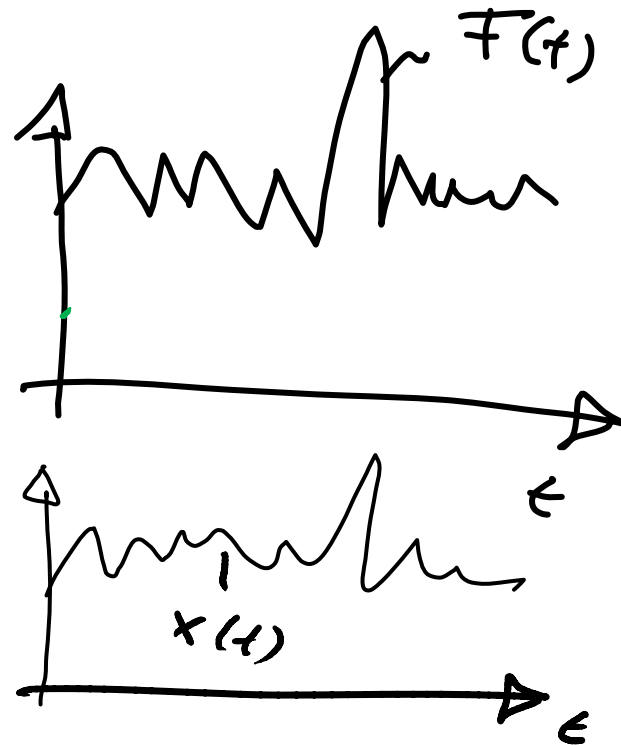
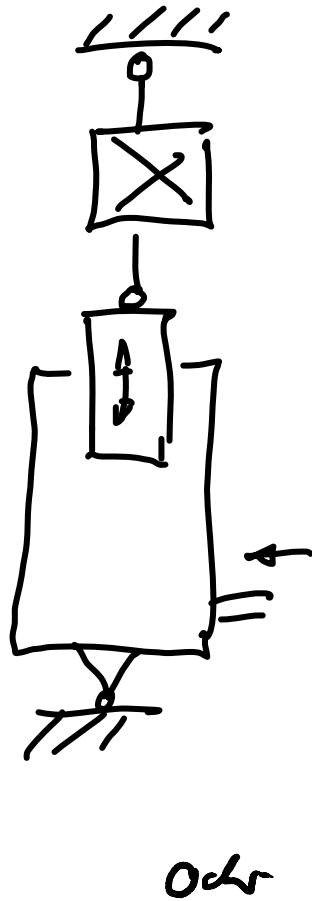
$$\Theta = \int r^2 \rho_{st} dV \sim \rho_{st} D^5$$

(V)

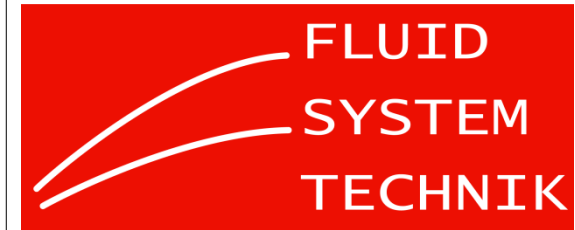
→ Hohe Dynamik, kurze Schaltzeiten, geringe Totzeit.



~ Argument für hydrostatische Anteile
bei Gewandungsuntersuchung.



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

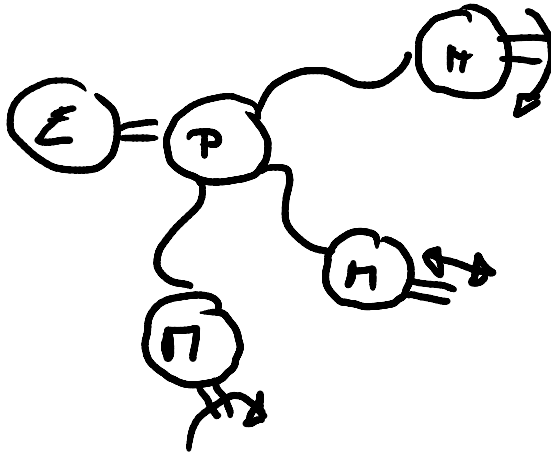


Prof. Dr. Ing. Peter Pelz
Wintersemester 09/10
Technische Fluidsysteme
Vorlesung 2

Vorteile von Öldruck:

+ Baumaß bei gleicher Leistung $\frac{P}{V} = \text{const } p \cdot \Omega$

+ Leistungsverzweigung



+ hohe Dynamik

+ Hoher Wirkungsgrad bei hydrostatischer Antriebe.
(Coulombsche Reibung, innere Leckage)

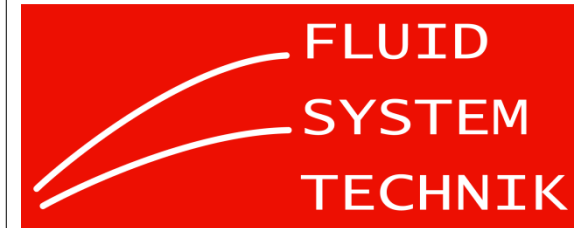
Nachteil - Installations- und Wartungsaufwand bei
Teillösungen bei Massenartikeln (PKW)

- äußere Leckage unerwünscht. Prinzipiell unmöglich
(Dichtungen).





TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT



Prof. Dr. Ing. Peter Pelz
Wintersemester 09/10
Technische Fluidsysteme
Vorlesung 2