

# Strömungsinduzierte Schwingungen in Regelarmaturen

IBRAHIM BUDDE, DOMAGOJ VNUCEC, JÖRG KIESBAUER, GERHARD LUDWIG, PETER F. PELZ

Regelarmaturen werden eingesetzt, um Stoffströme in Anlagen durch Drosselung zu regeln. Die gewünschte Drosselwirkung ist Hauptauslegungskriterium einer Armatur. Die Armatur wird jedoch nicht auf ihr Schwingverhalten im Betrieb untersucht. Die Wechselwirkung zwischen der elastischen Struktur einer Armatur und der Strömung des durchfließenden Mediums kann zu erheblichen Schäden an der Armatur führen.

Um Schadensfälle und Ausfallzeiten zu verringern, wird das Problem strömungsinduzierter Schwingungen in Regelarmaturen am Institut für Fluidsystemtechnik der TU Darmstadt experimentell wie auch analytisch untersucht. Erste Ergebnisse dazu beschreibt der folgende Beitrag.

Regelarmaturen werden eingesetzt um Stoffströme in Anlagen zu regeln oder zu sperren. Die Regelung erfolgt durch Dissipation kinetischer Energie der Strömung in der Armatur, auch Drosselung genannt. Die gewünschte Drosselwirkung ist Hauptauslegungskriterium einer Armatur. Dagegen erfolgt keine dynamische Stabilitätsbetrachtung. Das heißt die Armatur wird nicht auf ihr Schwingverhalten im Betrieb untersucht. Eine Umfrage des VDMA Fachverband Armaturen hat ergeben, dass solche Schwingungen im Betrieb auftreten. Die Wechselwirkung zwischen der elastischen Struktur einer Armatur und der Strömung durch diese kann zu erheblichen Schäden an der Armatur und der gesamten Anlage führen. Anlagen werden in der Regel vor einem drohenden Schadensfall still gelegt, was zusätzlich mit hohen Ausfallkosten verbunden ist.

Um Schadensfälle und Ausfallzeiten zu verringern, wird das Problem strömungsinduzierter Schwingungen in Regelarmaturen am Institut für Fluidsystemtechnik der TU Darmstadt experimentell wie auch analytisch untersucht. Hierzu werden zeiteffiziente Modelle erstellt, die das Verhalten schwingender Regelarmaturen beschreiben können. Zur Validierung der Modelle wurde eigens ein Prüfstand aufgebaut mit dem es möglich ist, die Ventilkegelbewegung am vereinfachten Modell einer Regelarmatur (eines Hubventils, vgl. Bild 1 rechts) bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen aufzuzeichnen.

## STRÖMUNGSINDUZIERTER SCHWINGUNGEN IN REGELARMATUREN

Am Beispiel des Hubventils, das oft als Regelarmatur eingesetzt wird, sollen strömungsinduzierte Schwingungen erläutert werden. Das Hubventil ist in **Bild 1** schematisch dargestellt. Die Strömung wird im Spalt zwischen Ventilkegel  $m$  und Ventilsitz  $D_K$  beschleunigt und durch die dahinterliegende Kavität stark verzögert. Die starke Verzögerung der Strömung ist hauptsächlich für den Totaldruckverlust in einer Armatur verantwortlich.

In Abhängigkeit der Fluideigenschaften (Dichte  $\rho$ , kinematische Viskosität  $\nu$ ), der mittleren Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{U} := 4Q/(\pi D_K^2)$  (als Quotient aus Volumenstrom  $Q$  und Kanalquerschnitt  $\pi D_K^2/4$ ) und der Spaltgeometrie (Spalllänge  $l_s$ , mittlerer Spalt  $\bar{s} := (D_K - D)/2$ , Exzentrizität  $e$ ) wirken Strömungskräfte in axialer  $F_A$  und in radialer Richtung  $F_s$  auf den Ventilkegel. Diese Strömungskräfte können zu einem Stabilitätsversagen der Struktur bzw. der Ventilstange führen und machen sich als Schwingungen bemerkbar. Diese Schwingungen werden durch Anstoßen des Ventilkegels an den Sitz oder durch die Lagerung der Ventilstange (mit der Länge  $l$ , Biegesteifigkeit  $EI$ , Durchmesser  $d$ ) auf das Gehäuse der Armatur und angeschlossene Komponenten bzw. auf die gesamte Anlage übertragen.

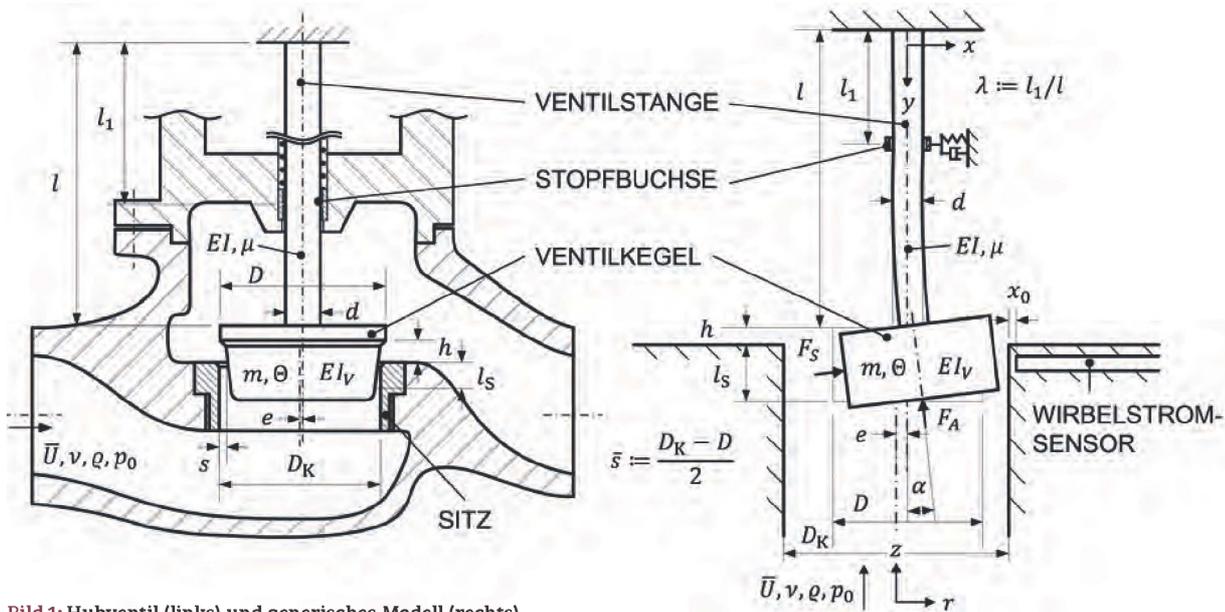


Bild 1: Hubventil (links) und generisches Modell (rechts)

## GRUNDLEGENDE UNTERSUCHUNGEN ANHAND ABSTRAKTER MODELLE

Eine rein empirische Untersuchung, sei sie experimentell oder numerisch, ist aufgrund der Vielzahl von Einflussparametern sehr aufwendig. Das dargestellte Problem des Hubventils in Bild 1 enthält sieben unabhängige Strukturparameter, drei Spaltgeometrieparameter und fünf Parameter zur Charakterisierung der Strömung. Werden alle fünfzehn Parameter auf drei Stufen variieren, müssen bei einem vollfaktoriellen Versuchsplan  $3^{15} = 14348907$  Versuche durchgeführt werden. Es sei hier erwähnt, dass eine dreidimensionale, transiente Strömungssimulation mit gekoppelter elastischer Struktur ähnlich des Hubventils mithilfe eines kommerziellen Strömungslösers für 0,2 Sekunden Realzeit ca. 5 Tage Rechenzeit (auf 16 Kernen von je 3,3 GHz) benötigt.

Daher ist das Ziel die Entwicklung eines Modells zur Vorhersage strömungsinduzierter Schwingungen in Regelarmaturen zu entwickeln, das die physikalischen Zusammenhänge in „vertretbarer Zeit“ abbilden kann.

In einem ersten Schritt wird für grundlegende Untersuchungen das Problem durch ein „generisches“ Modell abstrahiert. Das generische Modell ist auf der rechten Seite von Bild 1 dargestellt. Vorteil des generischen Modells ist die unabhängige Einstellung aller Parameter. Eine unabhängige Einstellung des Spaltes ist beim abgebildeten Hubventil nicht möglich. Durch die Hubänderung  $\Delta h$  werden gleichzeitig die Spaltgeometrie und das Längenverhältnis  $\lambda := l_1/l$  verändert, die Auswirkungen auf die Sta-

bilität des Systems haben. Sind die physikalischen Grundlagen verstanden, erfolgt eine Übertragung auf verschiedenste Ventilkegel und Anströmbedingungen.

## ZEITEFFIZIENTE MODELLE DURCH ZULÄSSIGE VEREINFACHUNGEN

Im Grunde lässt sich die Zeitersparnis des nachfolgenden Modells im Vergleich zur oben angesprochenen Simulation dadurch erklären, dass zulässige Vereinfachungen durchgeführt werden. Hierfür ist entsprechendes Ingenieurwissen notwendig. Vor allem für „einfache“ Ventile [1], [2], [3] und im früheren Reaktorbau [4], [5] wurden die nachfolgenden Ansätze genutzt.

Im Falle des Hubventils bzw. des generischen Modells in Bild 1, kann die Ventilstange durch ein Balkenmodell und der Ventilkegel als starrer Körper mit entsprechender Masse  $m$  bzw. Massenträgheitsmoment  $\Theta$  abgebildet werden. Dies ist wegen des großen Steifigkeitssprungs (untersuchter Parameterraum  $100 < EI_V/EI < 1500$ ) zwischen Ventilstange  $EI$  und Ventilkegel  $EI_V$  möglich. Dadurch reduziert sich die dreidimensionale Ventilstange auf ein eindimensionales Balkenmodell mit Endmasse.

In Abhängigkeit der Spaltgeometrie und der Strömungsbedingungen entstehen axiale und radiale Kräfte sowie Strömungsmomente. Die Axialkraft wird durch die Staupunktströmung vor dem Ventilkegel und dem Druck danach bestimmt. Die Radialkraft und das Strömungsmoment im Spalt entstehen durch asymmetrische Druckverteilungen am Umfang des Ventilkegels. Welche Terme für die asymmetrische

Druckverteilung im Spalt verantwortlich sind, kann mittels der Navier-Stokes-Gleichungen (NSG) abgeschätzt werden. Dabei ist das Größenverhältnis  $\Psi := 2\bar{s}/D_K$  zwischen mittlerem Spalt und halben Ventilsitzdurchmesser bzw. Radius  $R_K$  sowie die Spaltlänge  $l_s$  entscheidend. Durch eine Dimensionsanalyse der NSG für inkompressible Strömung im Spalt können folgende Erkenntnisse gewonnen werden:

1. Für  $\Psi \ll 1$  kann der Druckgradient im Spalt in radialer Richtung  $\partial p/\partial r = 0$  vernachlässigt werden. Das heißt der mittlere Druck im Spalt entspricht dem Druck auf der Oberfläche des Ventilkegels. Damit muss der Druck, auch für allgemeine Kegelgeometrien im Spalt, nur in Umfangs- und in axialer Richtung und damit nur noch zweidimensional berechnet werden.
2. Ist das Verhältnis  $L/(\Psi Re_s) \ll 1$  mit der dimensionslosen Spaltlänge  $L := l_s/R_K$  und der Spaltreynoldszahl  $Re_s \approx (\bar{U}\bar{s})/(2\Psi\nu)$  ebenfalls sehr klein, können viskose Terme vernachlässigt und Potentialtheorie im Spalt angewendet werden. Ansonsten müssen entsprechende Schubspannungsmodelle für die viskosen Terme aufgestellt werden [6].
3. Kann zu den Randbedingungen im Spalt ein Potential gefunden werden, reduziert sich das Strömungsproblem vom zweidimensionalen weiter auf ein nulldimensionales Problem. Das gilt auch für den Fall mit Reibung wenn eine entsprechende Funktion gefunden werden kann.

Ist das gekoppelte System aus Biegeschwinger mit entsprechender Lagerung und Strömungskräften aufgestellt, folgt eine Stabilitätsanalyse. Als gedankliche Hilfestellung ist das Stabilitätsversagen des Euler-Knickstabs hilfreich. Ähnlich dem Knickstab steigen die Strömungskräfte mit der mittleren Strömungsgeschwindigkeit bis zu einer „kritischen“ Last, bei der dann Stabilitätsversagen eintritt. Es sei hier angemerkt, dass das bekannte statische Stabilitätskriterium des Euler-Knickstabs aber auch das sogenannte energetische Stabilitätskriterium nicht zulässig ist. Die Axialkraft steht senkrecht zur Auslenkung des Balkens und ist damit wegabhängig [7]. Damit ist das abgebildete Problem ein „nicht konservatives“ Problem. Das einzig zulässige Kriterium ist das kinematische Stabilitätskriterium [8], das in seiner Beschreibung deutlich aufwendiger ist. Des Weiteren wird der Balken schon vor dem „Knickfall“ verformt, da ein Moment aufgrund der Radialkraft am Balkenende wirkt. Diese Verformung stellt aber kein Stabilitätsversagen da.

## STABILITÄTSVERSAGEN BEI ANSTIEGENDER STRÖMUNGSGESCHWINDIGKEIT

Experimentelle Untersuchungen deuten auf ein Stabilitätsversagen der Struktur hin. Ein Stabilitätsversagen äußert sich in einer abrupten Änderung des Systemverhaltens bei kleinen Änderungen der Randbedingungen. **Bild 2** zeigt den Zeitschrieb eines Wirbelstromsensors  $x(t)$ , der in die Kanalwand eingebracht ist und zur Wegmessung des Ventilkegels eingesetzt wird (siehe Bild 1). In Bild 2 ist auf der Abszisse die Zeit in Sekunden aufgetragen. Auf der Ordinate wurde vom Abstandssignal des Sensors der Abstand zur Kanalwand  $x_0$  abgezogen und auf den mittleren Spalt bezogen. Der Wert 0 auf der Ordinate bedeutet: Der Ventilkegel sitzt im Zentrum, die Werte  $\pm 1$  entsprechen Anstoßen an die Kanalwand.

In Bild 2 wurde die mittlere Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{U}$  schrittweise erhöht bis plötzlich große Schwingungsamplituden einsetzten. Dabei wurde das geschlossene System mit  $p_0 = 3,5$  bar Überdruck betrieben, um Kavitation auszuschließen. Drei Erkenntnisse sind dem Diagramm zu entnehmen:

- Erstens, die Mittelwerte der Wegmessungen ändern sich mit entsprechender mittlerer Strömungsgeschwindigkeit, ohne dass hohe periodische Amplituden erkennbar sind. Das deutet auf „statische Divergenz“ [9] hin und lässt sich dadurch erklären, dass die Radialkraft den Biegebalken bereits verformt bevor „große“ Schwingungen eintreten.
- Zweitens, die Schwingungen scheinen ab der mittleren Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{U} \approx 1,33$  m/s schlagartig einzusetzen. Das deutet auf dynamische Instabilität hin [9].
- Drittens, die Signale zwischen dem vermeintlichen Stabilitätsversagen und keiner Strömung  $\bar{U} = 0$  sind aperiodisch. Dadurch wird eine Auswertung hinsichtlich einer dominierenden Frequenz mittels diskreter Fourier Transformation (DFT) unmöglich.

## STABILITÄTSKARTE BZW. KONZENTRIERTE DARSTELLUNG VERSCHIEDENSTER BETRIEBSKONFIGURATIONEN

Mithilfe der Biegeeigenfrequenz  $f_B$  der Ventilstange, die alle Strukturparameter in sich vereint, der Spaltgeometrie und der mittleren Strömungsgeschwindigkeit lassen sich die Ergebnisse, trotz der Vielzahl an Parametern, konzentriert darstellen. Dazu wird die Eigenfrequenz mit dem hydraulischen Durchmesser  $d_{hyd} := 2\bar{s}$  und der mittleren Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{U}$  entdimensioniert. Des Weiteren wird

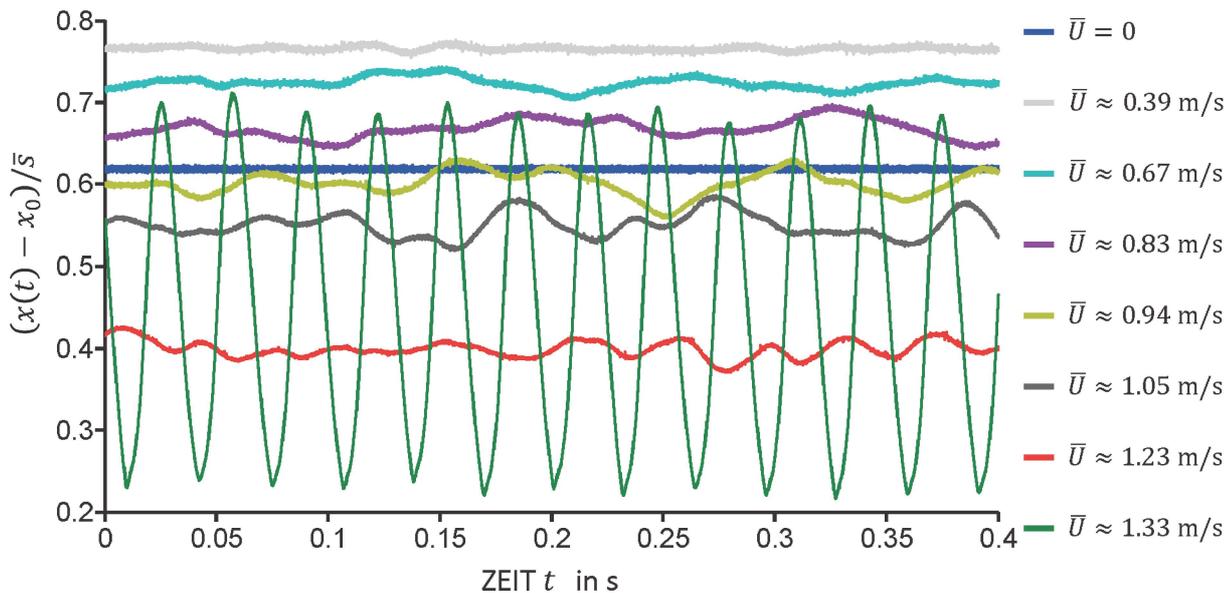


Bild 2: Weg-Zeit-Signal der Ventilkegelbewegung bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten

die dimensionslose Länge  $L := l_s/R_K$  hinzu multipliziert. Dieses dimensionslose Produkt wird in Bild 3 auf der Abszisse aufgetragen. Auf der Ordinate wird die Standardabweichung der zeitlichen Wegmessung  $\sigma(x(t))$  mit dem mittleren Spalt entdimensioniert. Dabei wurden den Standardabweichungen  $\sigma(x(t))$  für  $\bar{U} > 0$  der Rauschanteil des Sensors bei Stillstand  $\bar{U} = 0$  abgezogen. Bei dieser Darstellung ist es möglich alle Schwingungen, auch die aperiodischen, in ein Diagramm für alle Betriebspunkte und Konfigurationen aufzutragen.

Dabei wurden der Stangendurchmesser  $d$  in drei Stufen, das Lagerverhältnis  $\lambda$  in fünf Stufen, die Spaltgeometrie  $(l_s, s)$  in sechs Stufen und die mittlere Strömungsgeschwindigkeit in acht Stufen gezielt variiert sowie alle Messungen 3-mal wiederholt. Aufgrund von Fertigungstoleranzen wurde auch die Exzentrizität zufällig variiert. Mithilfe der Farben werden die unterschiedliche Spaltdurchmesser gekennzeichnet und die Symbole zeigen zwei unterschiedliche Spaltlängen. Bei allen Kombinationen setzt ab einer gewissen dimensionslosen Frequenz eine abrupte Änderung im Verhalten ein.

### ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Die Vermutung eines Stabilitätsversagens wird durch die Darstellungen in Bild 2 und 3 gestützt. Aktuell wird an geeigneten Strömungsmodellen im Spalt geforscht, um dieses Verhalten möglichst zeiteffizient vorauszusagen. Des Weiteren wurden

Dehnmessstreifen an der Ventilstange appliziert, um zukünftig auch axiale Kräfte und Biegemomente aufzuzeichnen.

Die Übertragung vom generischen Modell auf reale Armaturen wird ebenfalls vorangetrieben. Erste Untersuchungen zu Ventilkegeln, die in Hubventilen eingesetzt werden, zeigen ähnliche Ergebnisse. Im Prüfstand besteht zusätzlich die Möglichkeit die Strömungsführung vor dem Ventilkegel entsprechend eines Hubventils anzupassen.

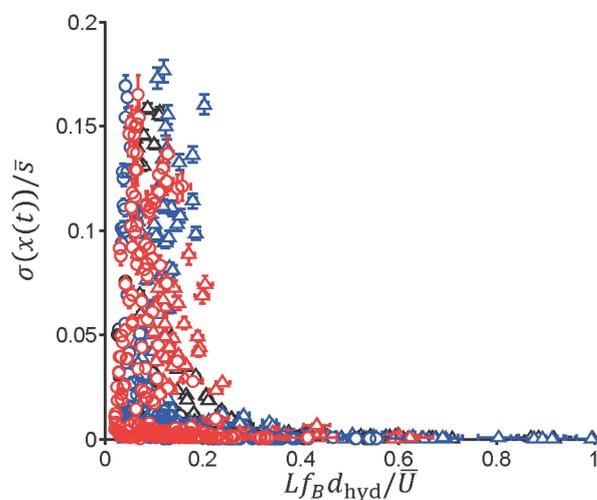


Bild 3: Konzentrierte Darstellung verschiedener Betriebskonfigurationen

Ist das physikalische Verhalten vollständig verstanden, können Konstruktionshinweise an Armaturenhersteller weitergegeben werden sowie stabile Betriebsbereiche aktuell eingesetzter Armaturen für Anlagenplaner und Betreiber sehr schnell durch Stabilitätskarten ermittelt werden.

**LITERATUR**

[1] Weaver, D.S.: A Theoretical Model for Self-Excited Vibrations in Hydraulic Gates, Valves, and Seals. Journal of Pressure Vessel Technology 102 (S. 146-151), 1980  
[2] Hayashi, S.: Chaos in a Hydraulic Control Valve. Journal of Fluids and Structures 11 (S. 693-716), 1997  
[3] Moussou, P.: Instability of Pressure Relief Valves in Water Pipes. Journal of Pressure Vessel Technology 132, 2010  
[4] Paidoussis, M.P.: Fluid-Structure Interactions, Slender

Structures an Axial Flow Vol. 1 & 2, USA: Academic Press, 1998  
[5] Grunwald, G.: Analytische und experimentelle Untersuchungen zur Modellierung der Fluid-Struktur-Wechselwirkung in einem 2D-Ringspalt. Zentralinstitut für Kernforschung Rossendorf, 1993  
[6] Childs, D.W.: Die Knicklast des einseitig eingespannten, tangential gedrückten Stabes. Journal of Lubrication Technology 105 (S. 429-436), 1983  
[7] Beck, M.: Die Knicklast des einseitig eingespannten, tangential gedrückten Stabes. Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik 3 (S. 225-228), 1952  
[8] Ziegler, H.: Die Stabilitätskriterien der Elastomechanik. Ingenieur-Archiv 20 (S. 49-56), 1952  
[9] Mulcahy, T.M.: A Review of Leakage-Flow-Induced Vibrations of Reactor Components. Argonne National Laboratory, 1983

**Autoren**

**IBRAHIM BUDDE, M. SC.**

TU Darmstadt  
Tel. +49 6151 16-27105  
ibrahim.budde@fst.tu-darmstadt.de

**DIPL.-ING. DOMAGOJ VNUCEC**

Leiter Entwicklungsprüfzentrum der SAMSON AG, Frankfurt/Main  
Tel. +49 69 4009-1796  
dvnucec@samson.de

**DR.-ING. JÖRG KIESBAUER**

Vorstand Forschung und Entwicklung der SAMSON AG, Frankfurt/Main  
Tel. +49 69 4009-1300  
drjkiesbauer@samson-ag.com

**DR.-ING. GERHARD LUDWIG**

TU Darmstadt, Institut für Fluidsystemtechnik  
Tel. +496151 16-27102  
gerhard.ludwig@fst.tu-darmstadt.de

**PROF. DR.-ING. PETER F. PELZ**

TU Darmstadt, Institut für Fluidsystemtechnik  
Tel. +496151 16-27015  
peter.pelz@fst.tu-darmstadt.de