

Zuverlässige Förderung aus über 3.000 Metern Tiefe

Pumpenentwicklung und Druckstoßanalyse für geothermische Herausforderungen

Stefan Höller

Stefan.Hoeller@JabergundPartner.com

+43 660 104 58 13

Prof. Dr.



Jaberg und Partner GmbH

Technologie und Strategie

Prof. Dr. Jaberg und Partner GmbH

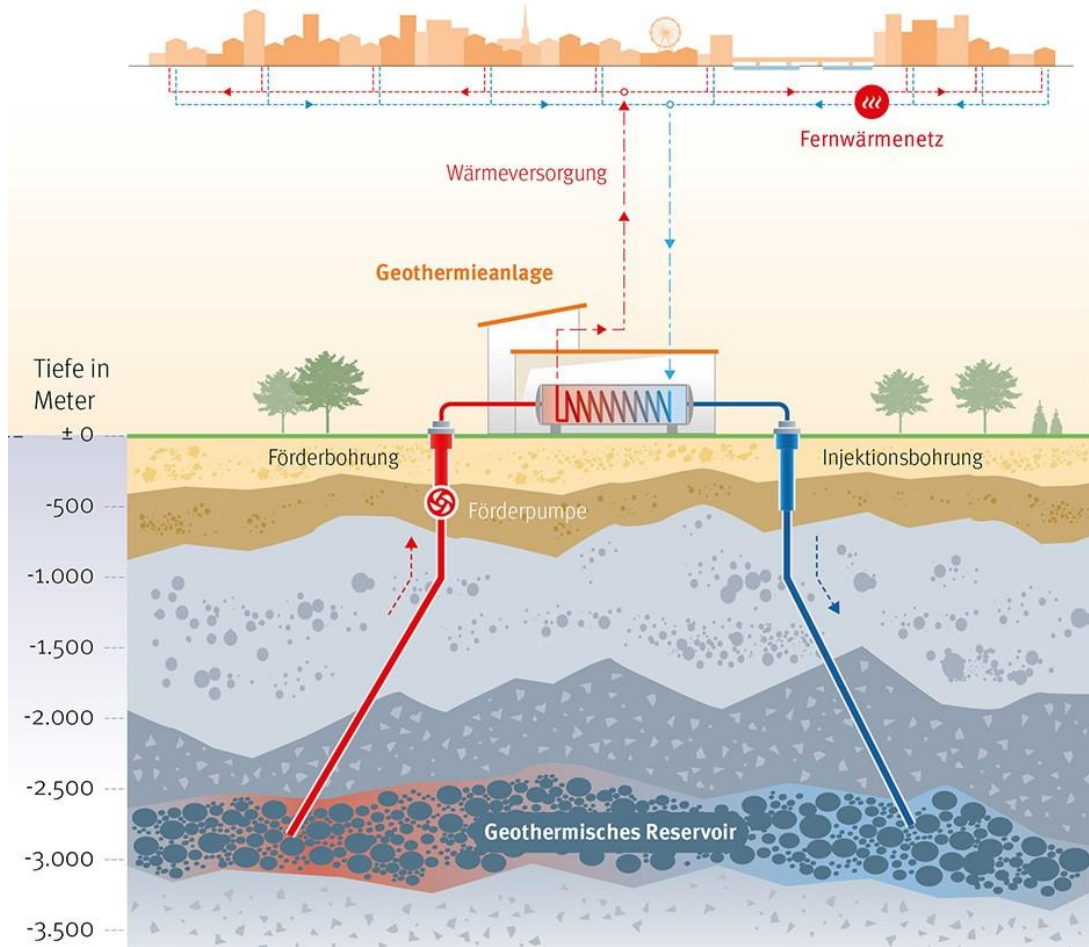
Kerscheckstraße 41

8076 Vasoldsberg / Graz

www.JabergundPartner.com



Wie ist eine Geothermieanlage aufgebaut



Quelle: Wien Energie / OMV

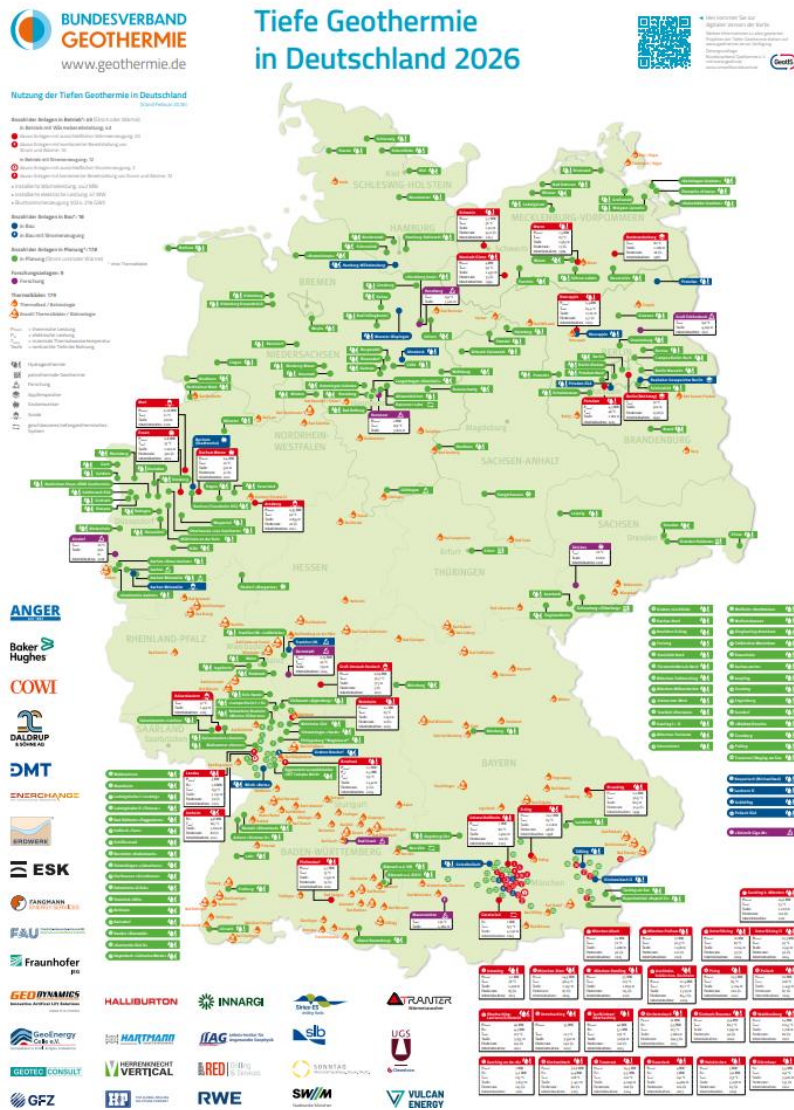


Quelle: Wien Energie / OMV



Quelle: Erdwärme Inn

Tiefe Geothermie in Deutschland



Anlagen in Betrieb: 45

installierte Wärmeleistung: 442 MW
installierte elektrische Leistung: 47 MW
Bruttostromerzeugung 2024: 216 GWh

Anlagen in Bau: 18

**Anlagen in Planung
(ohne Thermalbäder): 178**

Forschungsanlagen: 18

Thermalbäder: 179



Quelle: Erdwärme Inn; Bohrplatz: erwartete Wärmeleistung 30 MW

Prof. Dr.

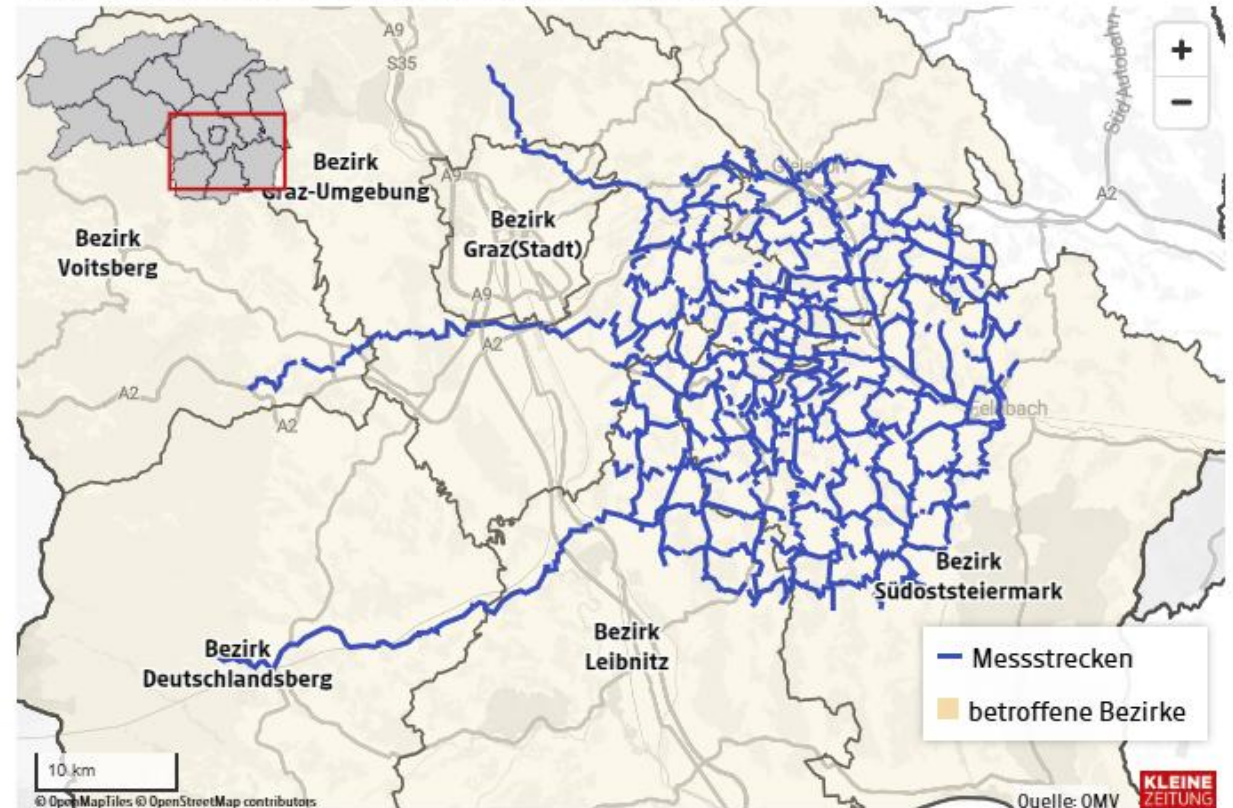
Seismische Messungen für Geothermie in Graz

Geothermie für Graz: Seismische Messungen im oststeirischen Becken

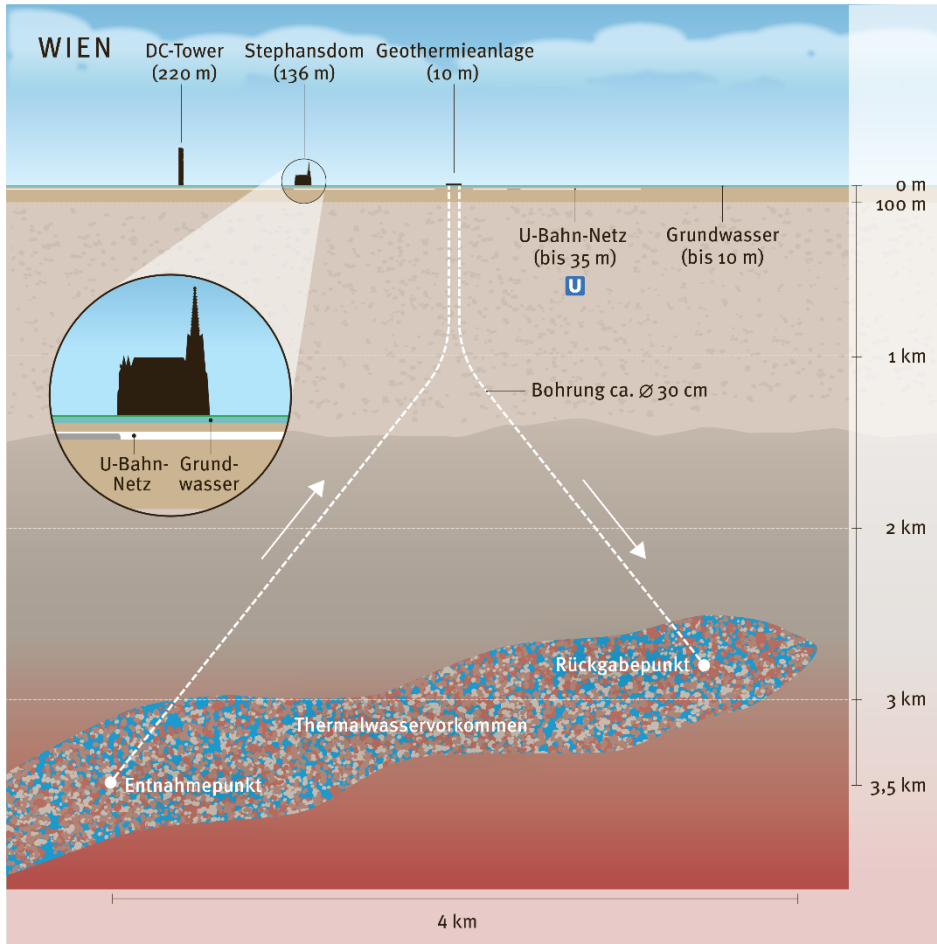
Von Februar bis April 2026 werden in den **Bezirken Südoststeiermark, Weiz, Leibnitz, Graz-Umgebung, Graz, Voitsberg** und **Deutschlandsberg** mit speziellen Seismik-Lkws Messungen entlang einer Gesamtstrecke von rund 900 Kilometern durchgeführt.



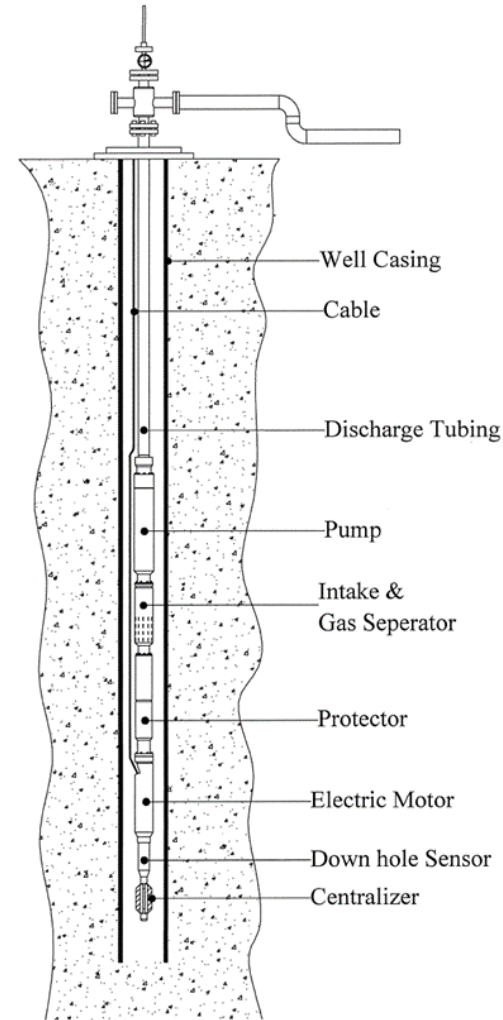
Quelle: OMV



Schematische Bohrlochdarstellung



Quelle: Wien Energie / OMV



Quelle: GeoDynamics

Casing size:

10-3/4" with liner or,
9-5/8" without liner

Maximum acceptable pump diameter 7.7"

8.75" pumps are too large

6.75" pump cannot deliver required
flow rate (36000BPD max)

Required production rates:

winter 45000-55000BPD / 82.8-100[l/s]

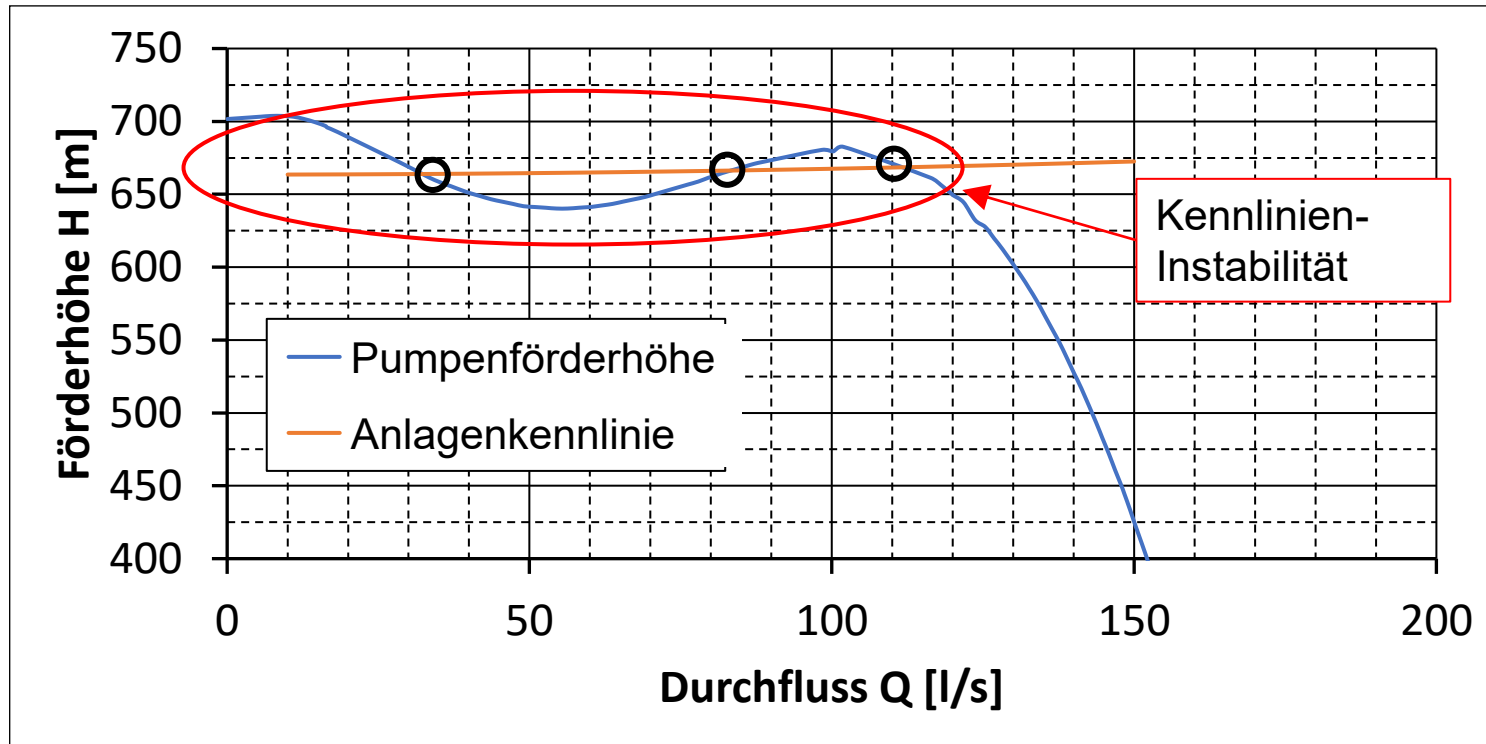
summer 15000-20000BPD / 27.6-36.8[l/s]

Production zone at 3000-4000m from surface

Pump landed at 600-1000m from surface

Prof. Dr.

Instabile Pumpenkennlinie



Anlagenkennlinie schneidet Pumpenkennlinie im Bereich der Instabilität;
Mehrere Schnittpunkte bei unterschiedlichen Durchflüssen möglich

➔ Sprunghafte Änderung des Anlagendurchflusses bei kleinen
Abweichungen vom eigentlich stabilen Betriebspunkt der Pumpe
möglich!



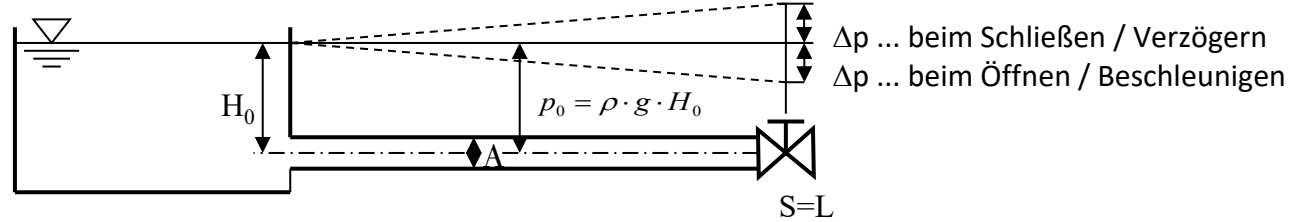
Druckstoß und dessen Auswirkungen

Druckstoß:

Starker, plötzlicher Anstieg des Innendrucks in einer Rohrleitung aufgrund Änderung der Strömungsgeschwindigkeit.

Dieser Druckanstieg kann im Katastrophenfall zum Bersten der Rohrleitung führen.

Mit Druckstoßberechnung können Gefahren identifiziert und Gegenmaßnahmen ergriffen werden, damit die Katastrophe gar nicht erst eintritt.



Instationäre Bernoulli-Gleichung:

$$\frac{c_1^2}{2 \cdot g} + z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} = \frac{c_2^2}{2 \cdot g} + z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + h_V + \frac{1}{g} \int_1^2 \frac{dc}{dt} ds \quad \longrightarrow \quad \Delta H = \frac{L}{g} \cdot \frac{\Delta c}{\Delta t} = \frac{L}{g \cdot A} \cdot \frac{\Delta Q}{\Delta t}$$

Geschwindigkeitsgradient und **Länge** entscheiden über Druckamplitude!



Bruch einer Druckrohrleitung, Argentinien



Havarie in russischem Kraftwerk Sayano-Shushenskaya am 17.08.2009

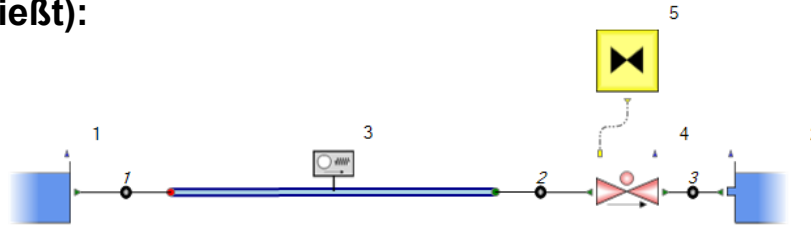
Ausbreitung einer Druckwelle in einer Rohrleitung

Beispielanlage (Ventil schließt):

$z_1 = 15$ müNN

$z_2 = 10$ müNN

$H_0 = 5$ mWS



Rohrleitung:

$L = 1000$ m

$D = 1$ m

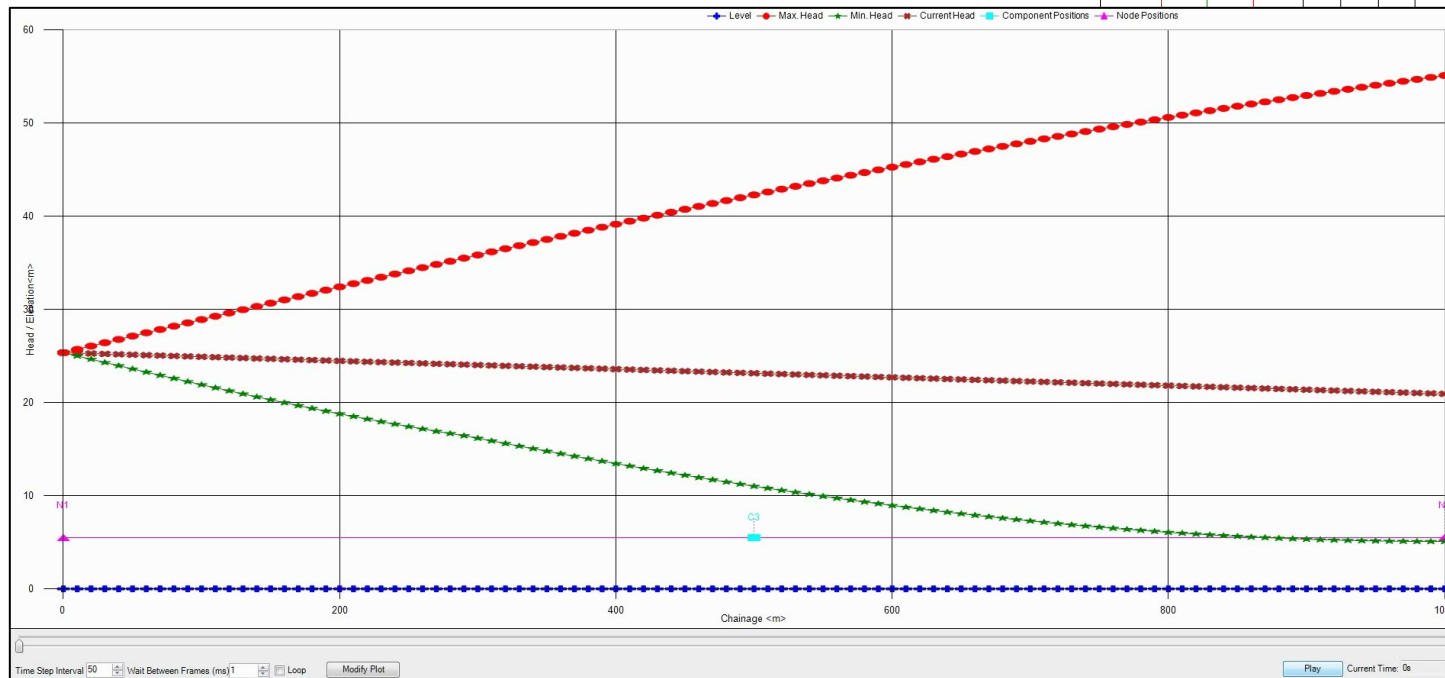
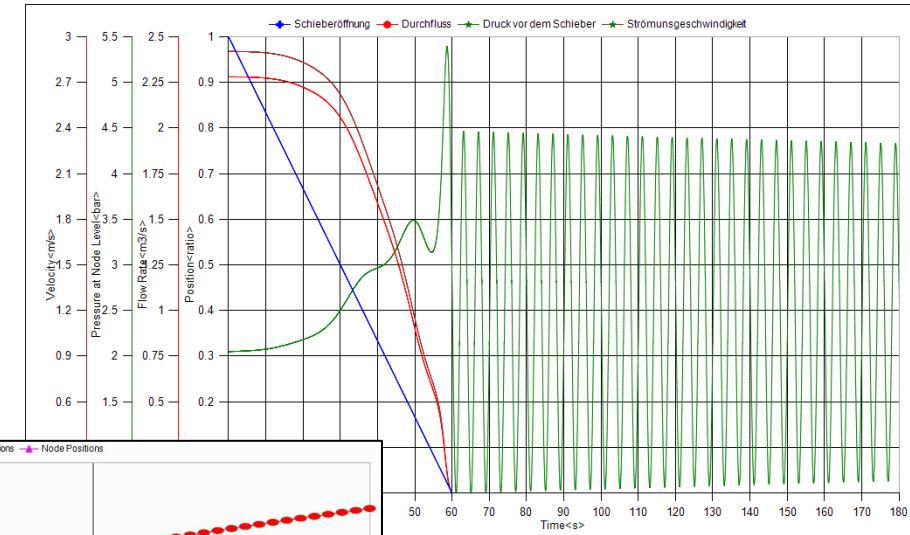
$a = 1000$ m/s

$Q = 2.28$ m³/s

$c = 2.9$ m/s

Schließzeit Ventil:

$T_S = 60$ s



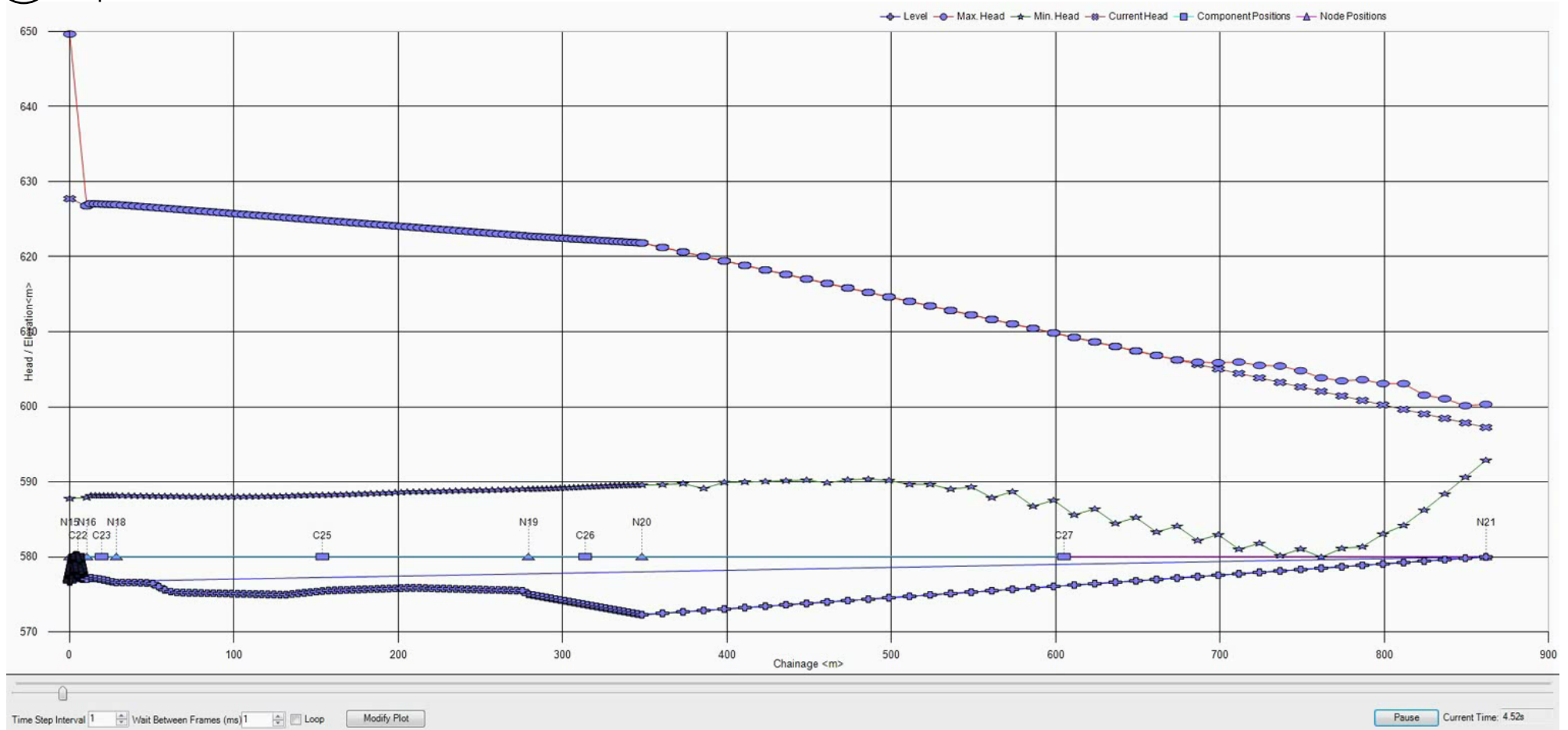
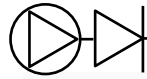
Ausbreitung einer Druckwelle in einem Rohrleitungssystem

Beispielanlage II:

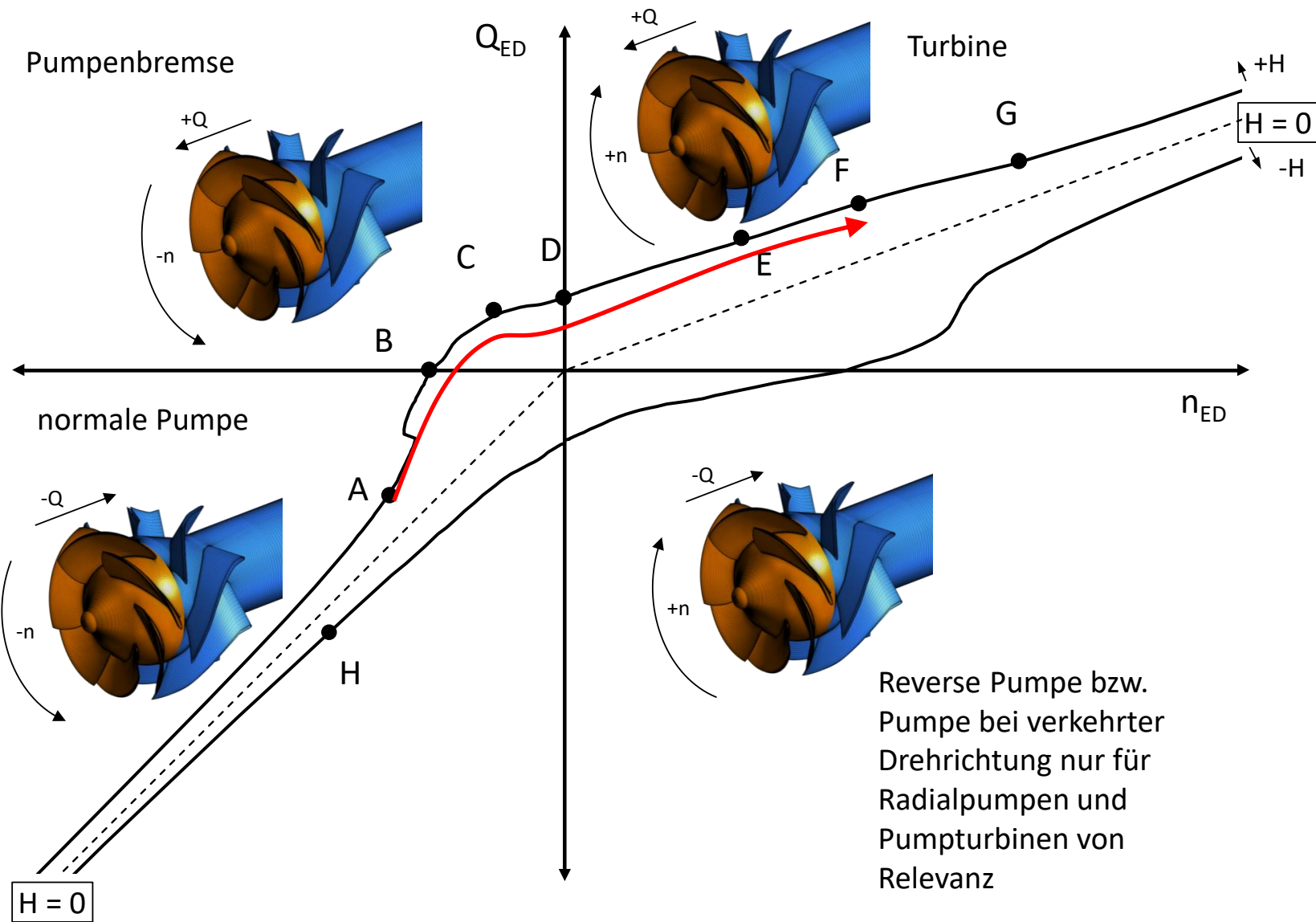
Antriebsausfall
einer Pumpe gefolgt
vom Zuschlagen
der nachgeschalteten
Rückschlagklappe

Rohrleitungsabschnitt 1:
(bis ca. 350m) PE:
geringe Schallgeschwindigkeit

Rohrleitungsabschnitt 2:
(ab ca. 350m) Stahlleitung:
hohe Schallgeschwindigkeit



Pumpe im (ungewollten) Turbinenbetrieb



$$n_{ED} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{g \cdot H}}$$

$$Q_{ED} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{g \cdot H}}$$

$$T_{ED} = \frac{T}{D^3 \cdot \rho \cdot g \cdot H}$$

- A ... normale Pumpe
- B ... Nullförderhöhe ($Q=0$)
- C ... Pumpenbremse (Pumpe wird "verkehrt" durchströmt)
- D ... blockiertes Laufrad bei Turbinen-Durchströmrichtung ($n=0$)
- E ... Pumpe als Turbine (PAT)
- F ... Durchbrennen als Turbine ($T=0$)
- G ... Turbinenbremse
- H ... Durchbrennen als Pumpe ($T=0$)

Reverse Pumpe bzw. Pumpe bei verkehrter Drehrichtung nur für Radialpumpen und Pumpturbinen von Relevanz

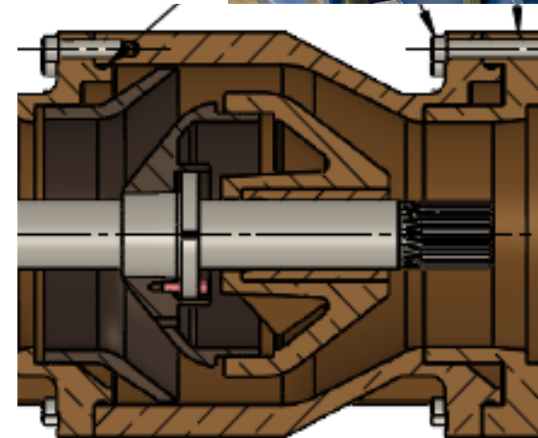
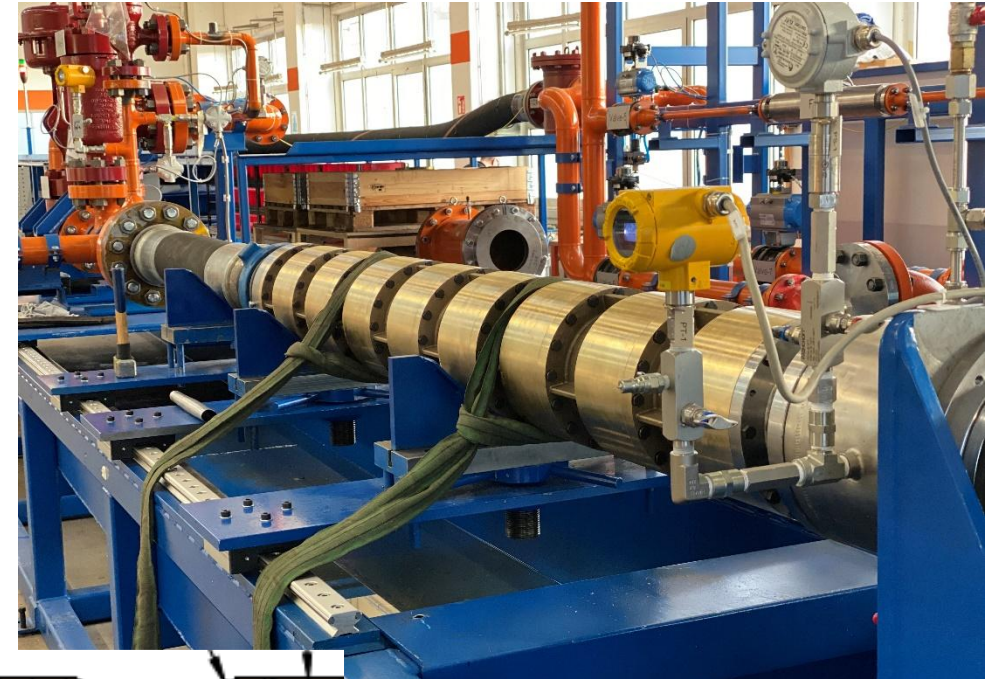
Aufgabenstellung: Pumpenentwicklung für Tiefen-Geothermie

Hydraulic Specifications (n = 3500 rpm)

- Expected **head** per stage at BEP **25m**
- Flow rate at BEP **298m³/h or 45,000bpd**
- Expected efficiency at BEP would be close to 80%
- Continuously rising pump head is a must. Pump must be stable in whole range from no flow to no head conditions.
- No specifications concerning cavitation provided

Design specifications:

- Diffuser overall diameter [OD] must not bigger than **7-1/2" (190.5mm)**
- Max. **wet diameter D_a** to 172mm



Literature study / possible limitations

- $H_{BEP} = 25 \text{ m}$, $Q_{BEP} = 298 \text{ m}^3/\text{h}$ bzw 82.8 l/s , $n = 3500 \text{ rpm}$
- Max. wet diameter D_a to 172mm

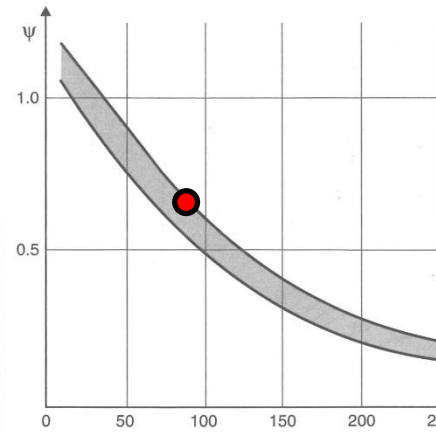
$$n_q = n \frac{\sqrt{Q_{BEP}}}{H_{BEP}^{3/4}} = 3500 \frac{\sqrt{0.0828}}{25^{3/4}} = 90$$

$$\psi = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u^2} = \frac{2 \cdot 9.81 \cdot 25}{\left(0.1475 \cdot \pi \cdot \frac{3500}{60}\right)^2} = 0.67$$

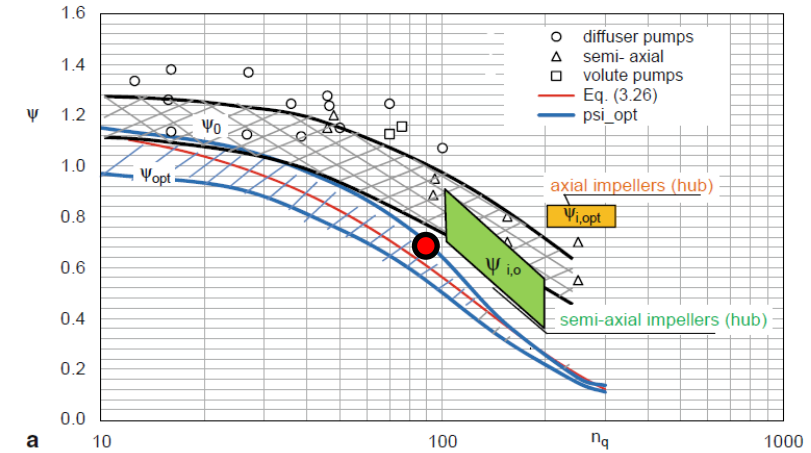
$\Psi = 0,67$ @ $n_q = 90$ can be treated as tough design specification since for both references it is on the upper limit curve;

Gülich mentions to take the lower limit curve if a stable head curve should be achieved

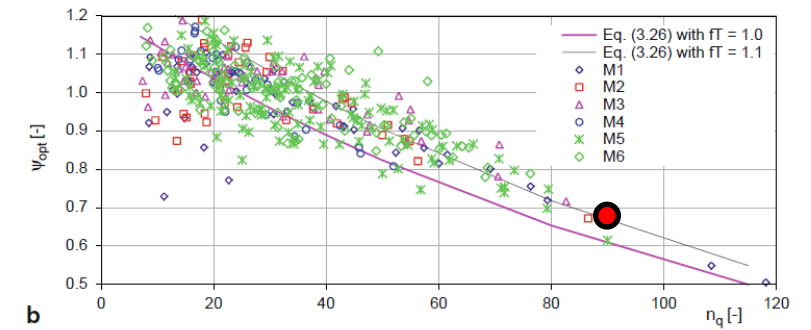
⇒ In our design experience, the maximum permissible impeller diameter for the given combination of Q, H and n is at the very low limit!



Source: Sulzer



a



b

Source: Gülich

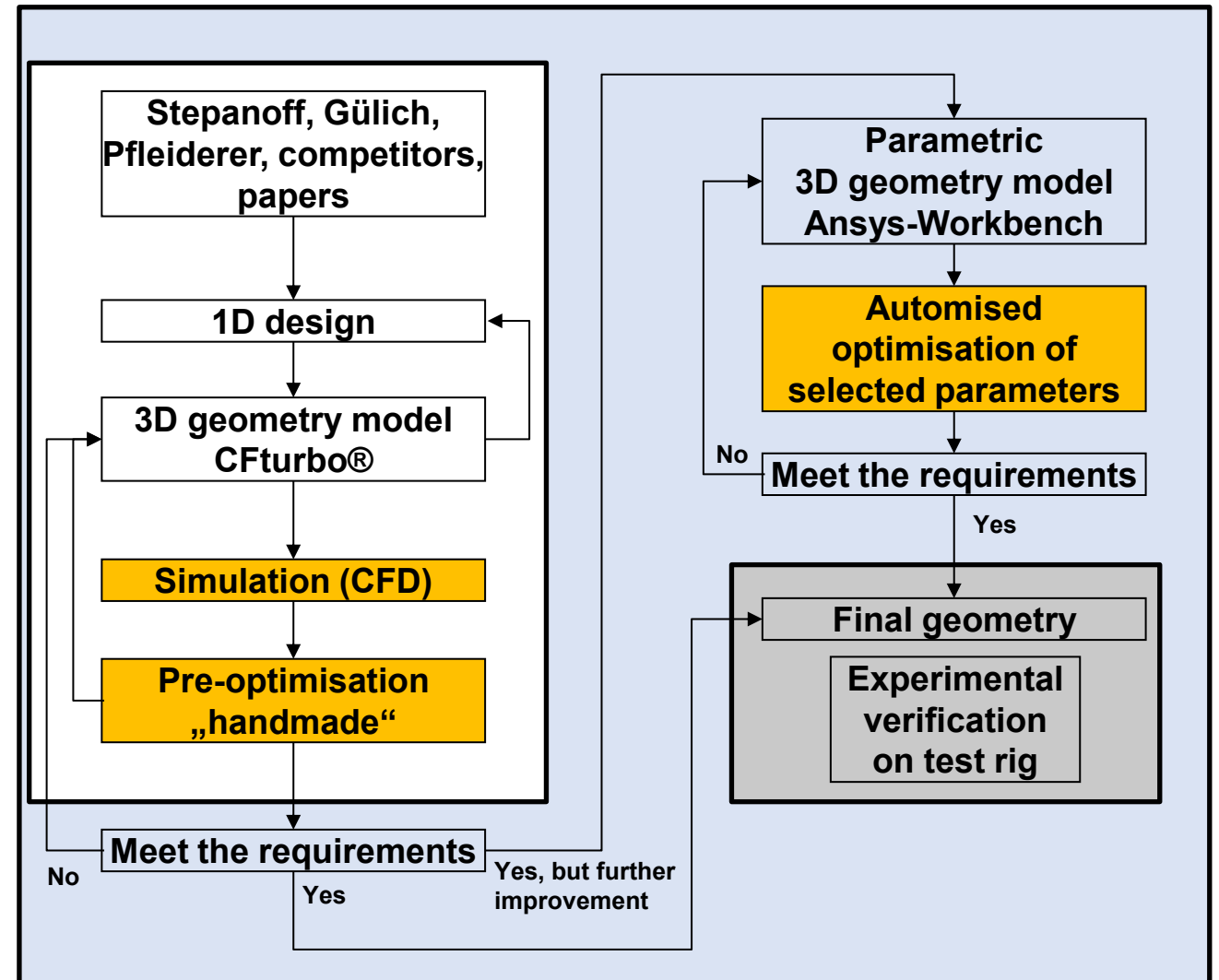
A study of reference pumps from different competitors revealed that **no executed pump with a stable head curve** under these specifications ($Q_{BEP} = 298 \text{ m}^3/\text{h}$ @ $n = 3500 \text{ rpm}$ with $D_2 \sim 150 \text{ mm}$) and could be found.

Hydraulic Design / Optimization Procedure

Challenges:

- No reliable design guidelines for mixed flow pump diffusers
- Hardly any references for the given design targets such as **head curve stability** and **limited size**
- Satisfying demanding design targets
- Many degrees of freedom

customized design procedure



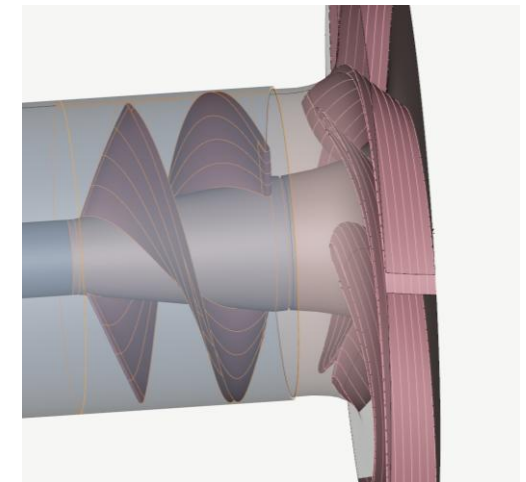
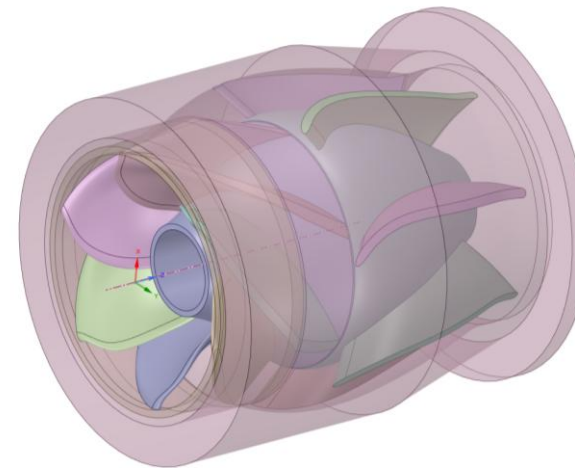
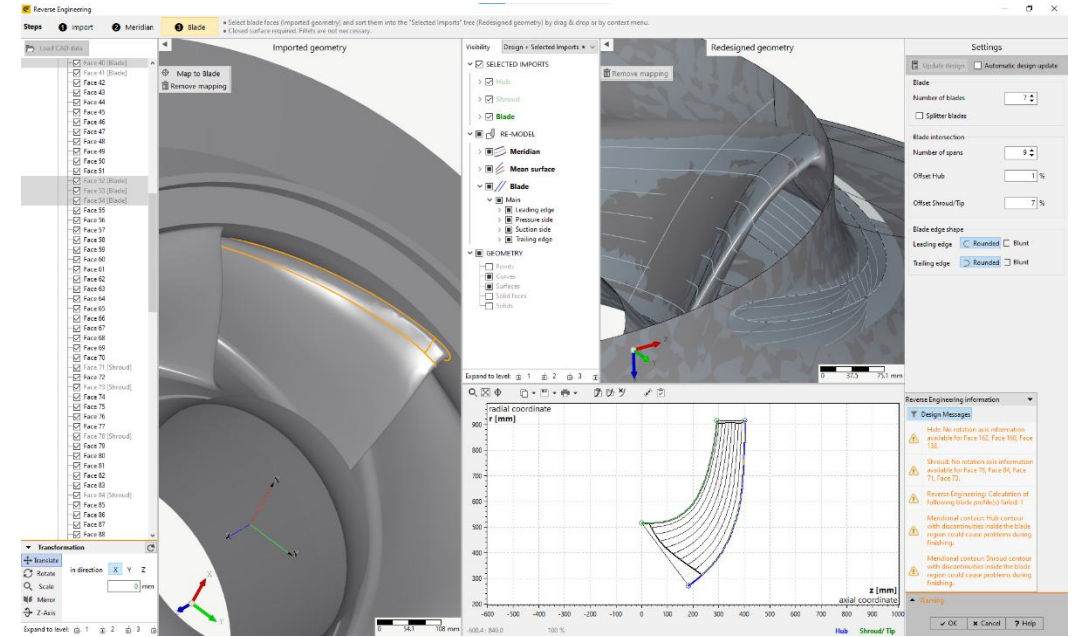
Parametric CAD-Model for Impeller and Diffuser with Cfturbo®

Parametric model for the complete hydraulic geometry

- meridional cross section
- blade shaping

more than 30 degrees of freedom

- Multi-stage suitable; max. dimensions limited
- Minimization of remaining swirl at pump exit
- Smooth flow deceleration; Minimal flow separation but rapidly changing meridional curvature (limited diameter);
- Strong influence on head curve stability
- Sensitivity analysis followed by metamodel-assisted multi-objective evolutionary optimization



CFD Setup

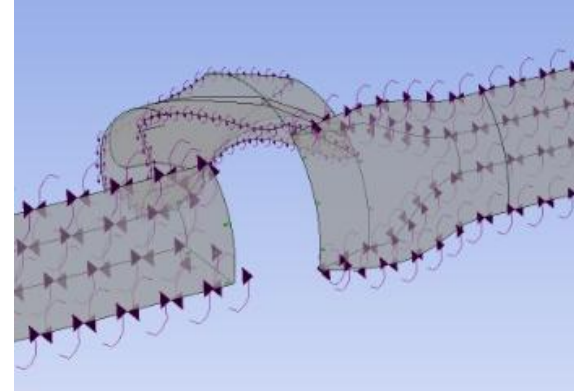
Steady State simulations for optimization

- Single passage models A and B
- Full 360° Model C for verification
- SST turbulence model
- Aggressive time step (speed up calculation time)
- Approx. 15 (A) / 30 (B) minutes on 4 CPU cores; 8 h (C) on 16 CPU cores
- more than thousand different geometries investigated; 5 operating points for each geometry (to prove head curve stability)

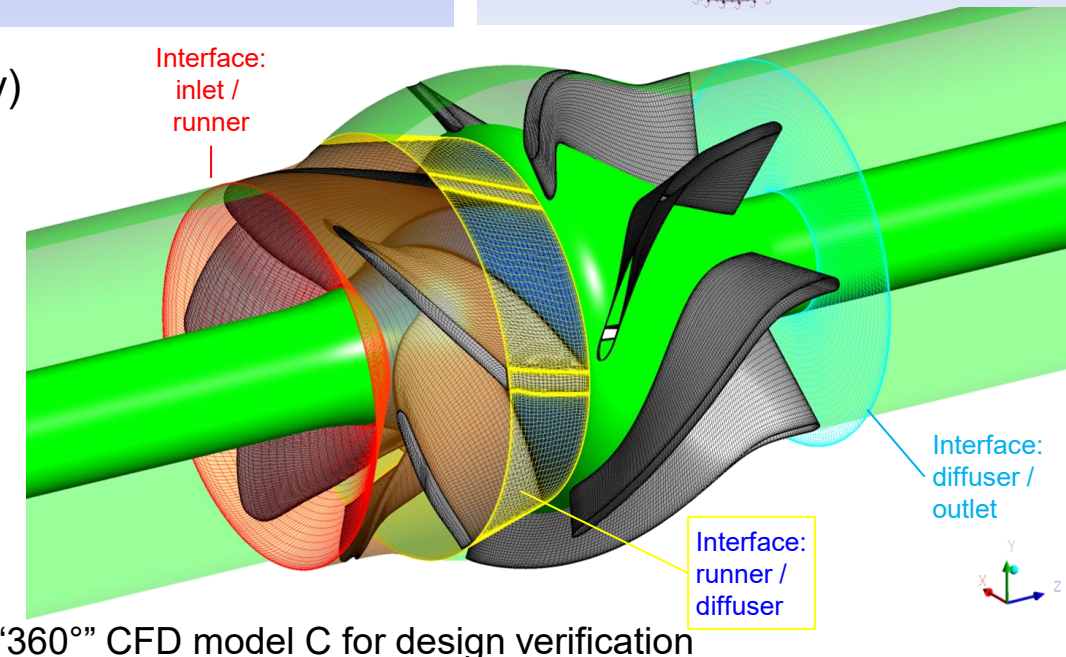
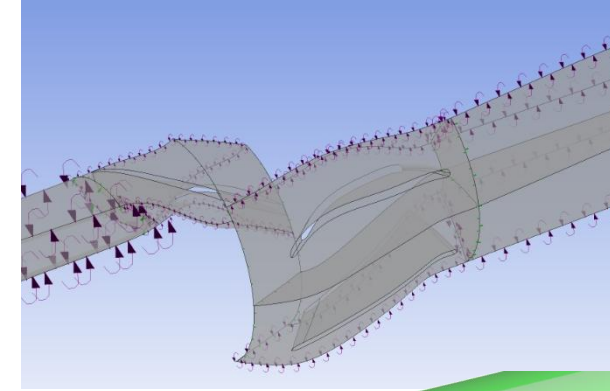
Transient simulations

- Full 360° model for all domains, SBES-SST turbulence model
- Before automated optimization + for final geometry
- Approx. 5 to 6 days on 16 CPU cores

“Impeller only” CFD model A
for impeller design process



“Simple” CFD model B
for diffuser design process



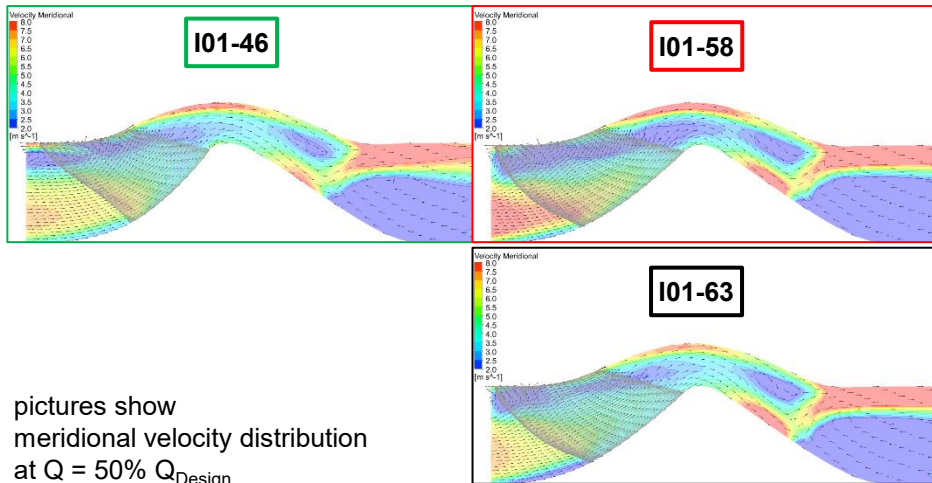
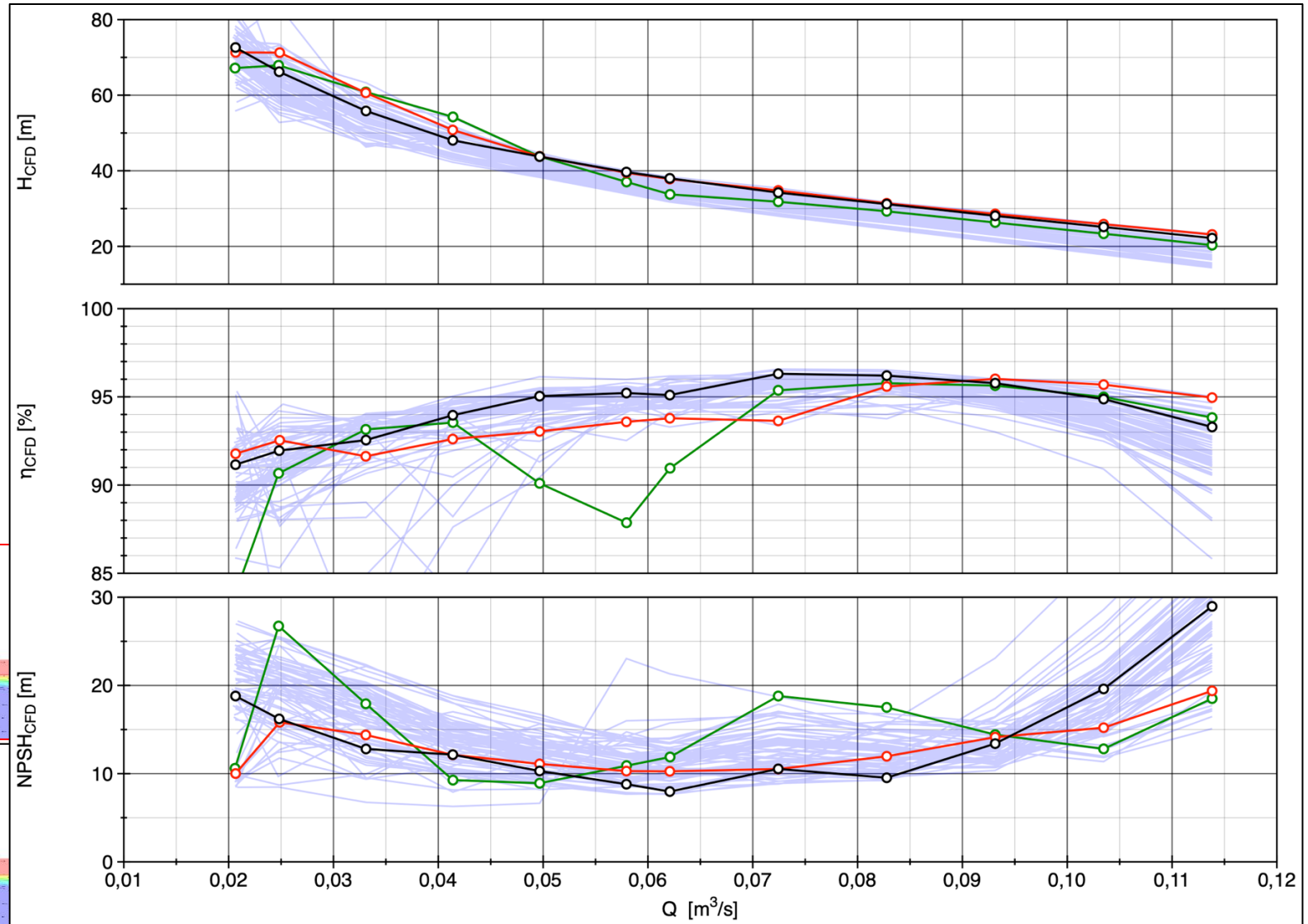
“360°” CFD model C for design verification

Selected Impeller Designs from Optimization Process

80 impeller designs were investigated further (out of approx. one thousand!);

Main focus on velocity distribution at impeller inlet and outlet at part load operation (stable head curve mandatory!)

3 examples were chosen in the design process for further diffuser design



pictures show meridional velocity distribution at $Q = 50\% Q_{\text{Design}}$

Prof. Dr.

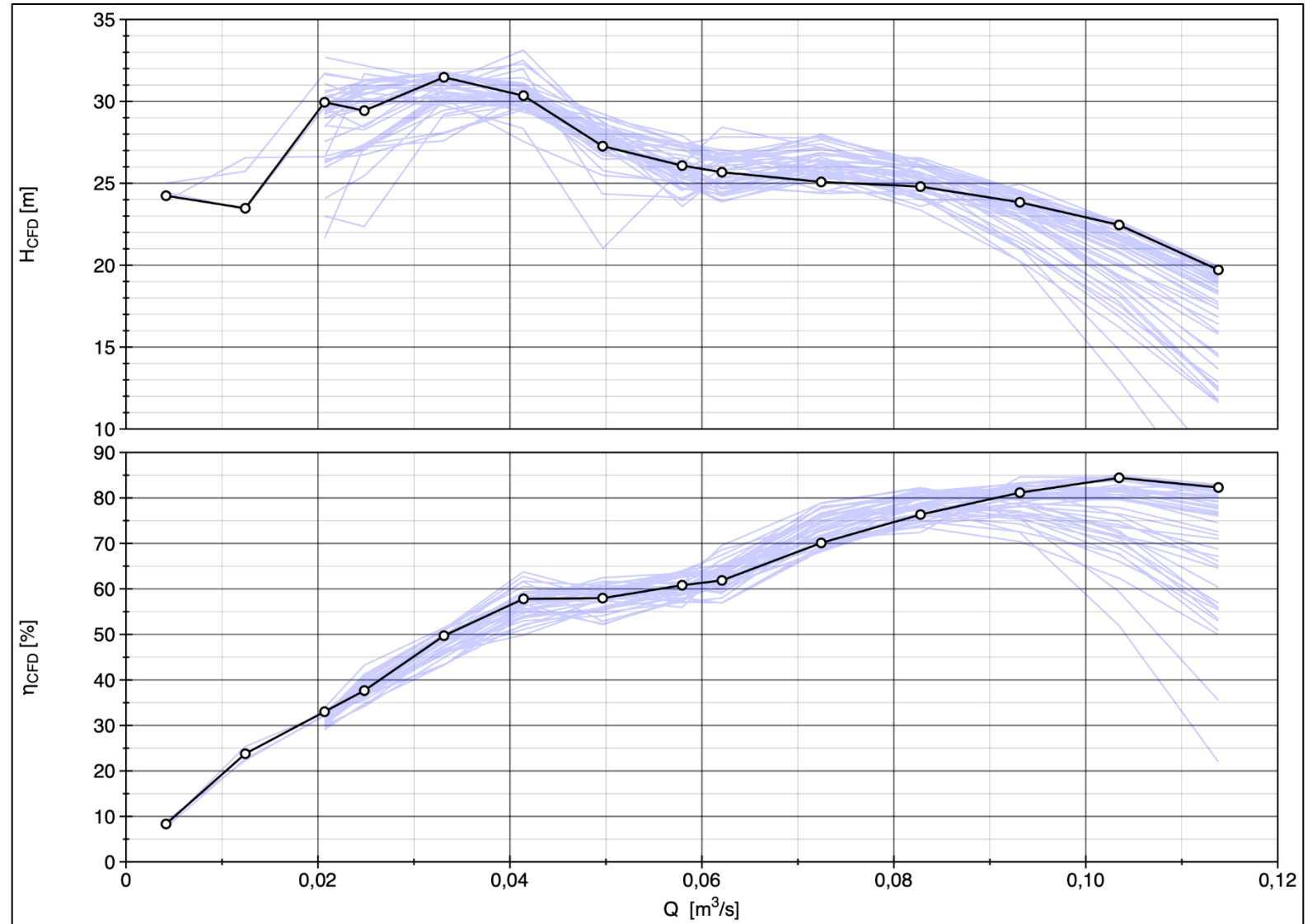
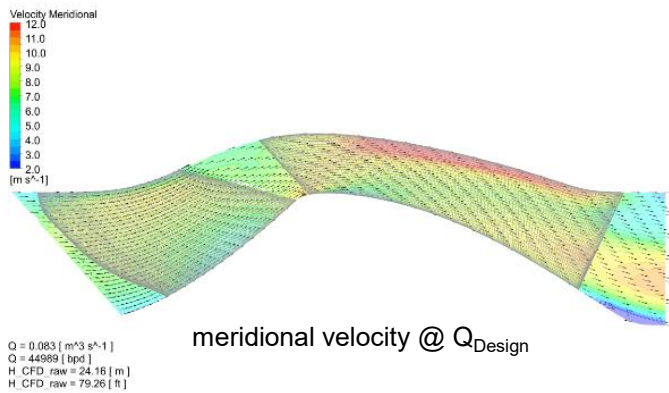
Selected Diffuser Design from Optimization Process

The most challenging task was to find an impeller / diffuser combination with a stable head curve.

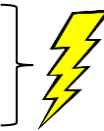
It turned out that in part load an increase of pump head beyond 30 m is not possible.

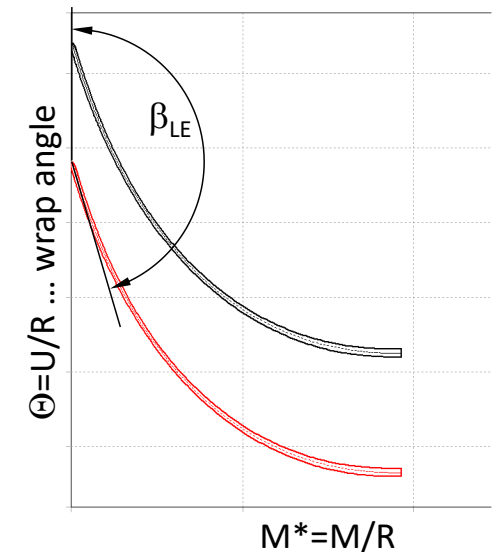
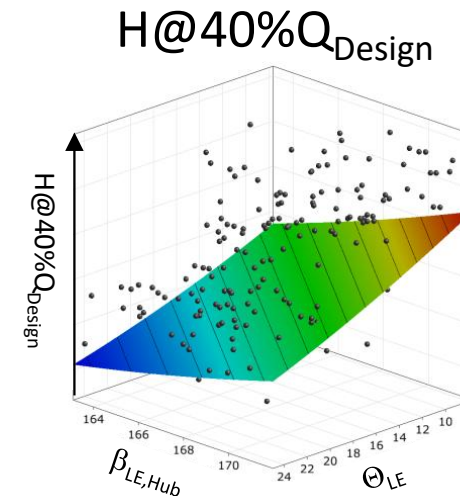
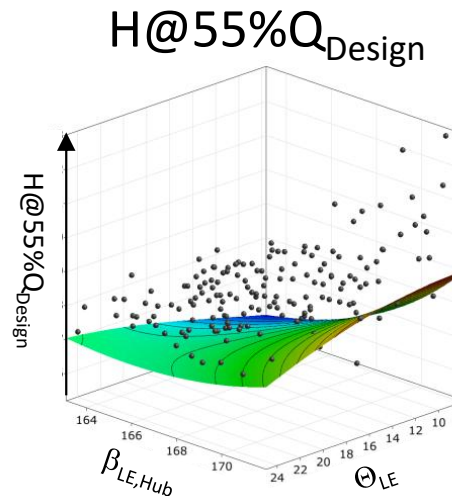
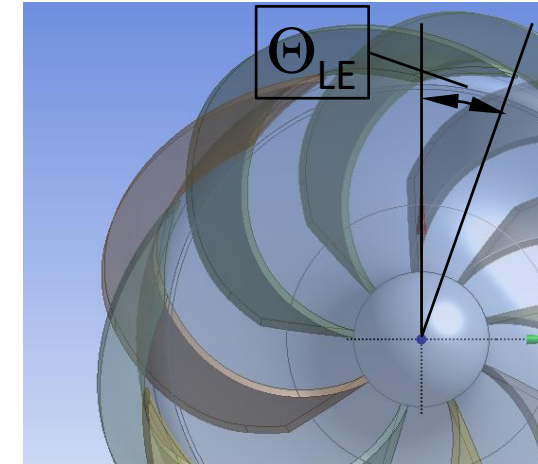
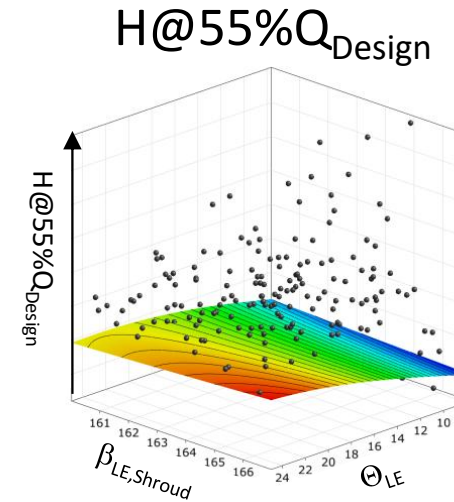
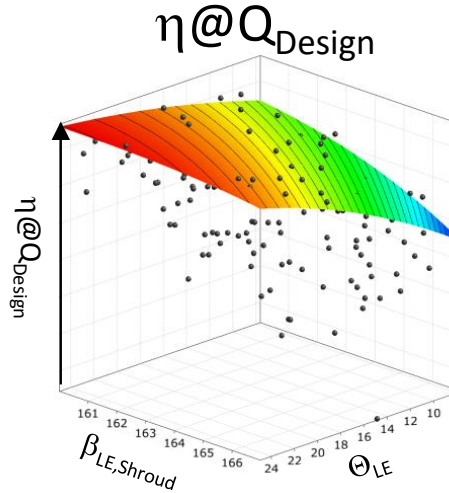
At least down to a flowrate of $Q = 33 \text{ l/s}$ ($\hat{=} 40\% Q_{\text{Design}}$) the numerical results of the optimized design show a stable head / flowrate behaviour.

To achieve this head curve stability the best efficiency point is shifted to a flow rate above Q_{Design} (approx. 120%)



Diffuser Design - Metamodel Findings

- $\beta_{LE,Shroud}$ influences Q_{BEP} whereas there is hardly any influence of $\beta_{LE,Hub}$ on Θ_{BEP}
- Decreasing $\beta_{LE,Shroud}$ in combination with increasing Θ_{LE} increases $\eta@Q_{Design}$
- Hardly any influence of $\beta_{LE,Shroud}$ at part load
- Increasing $\beta_{LE,Hub}$ in combination with decreasing Θ_{LE} increases Head at deep part load
⇒ **important for a stable head curve**
- Optimal diffuser has low $\beta_{LE,Shroud}$ in combination with high $\beta_{LE,Hub}$ 

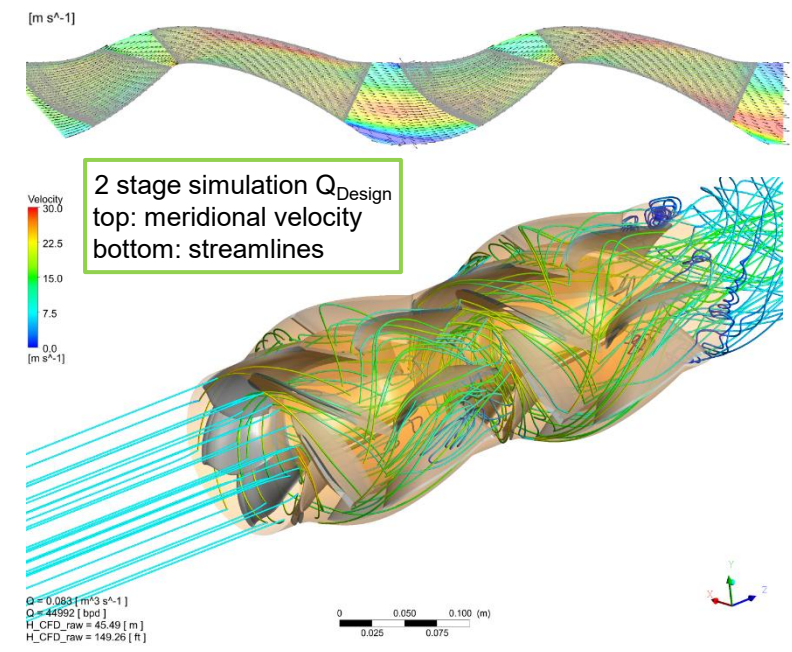
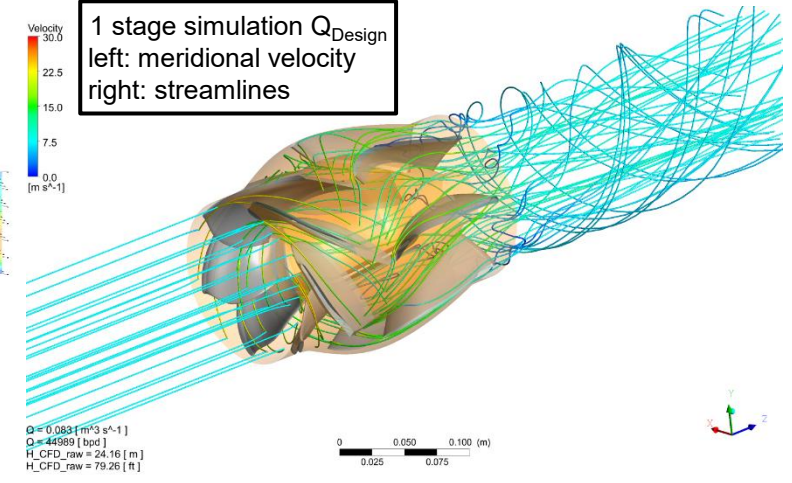
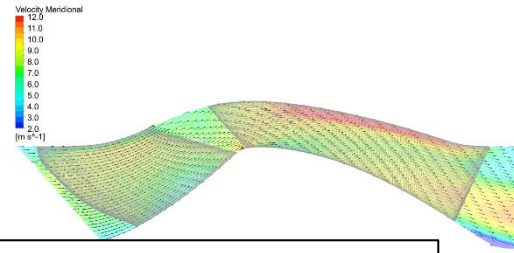
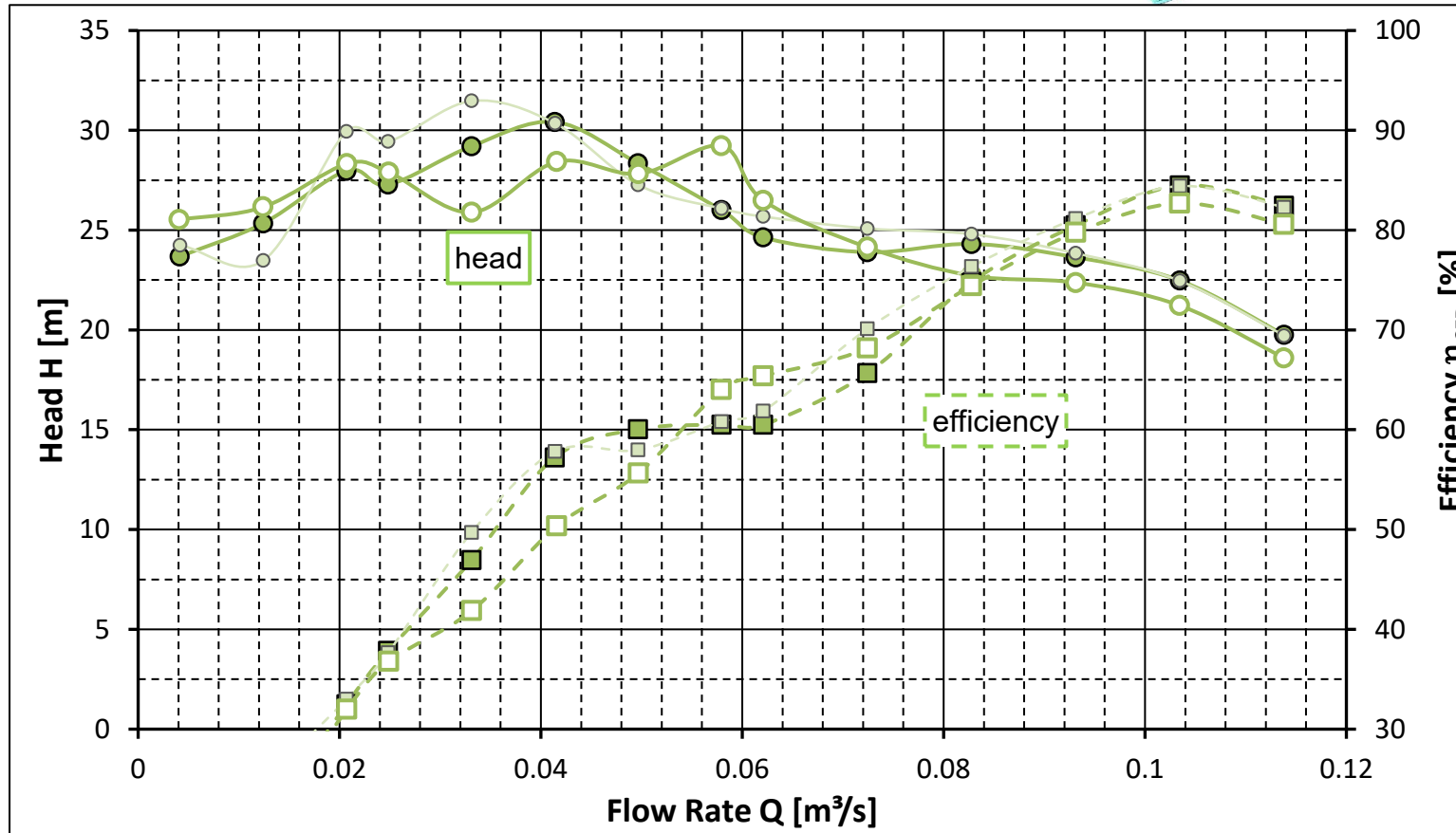


Final Design: Comparison of different CFD-models

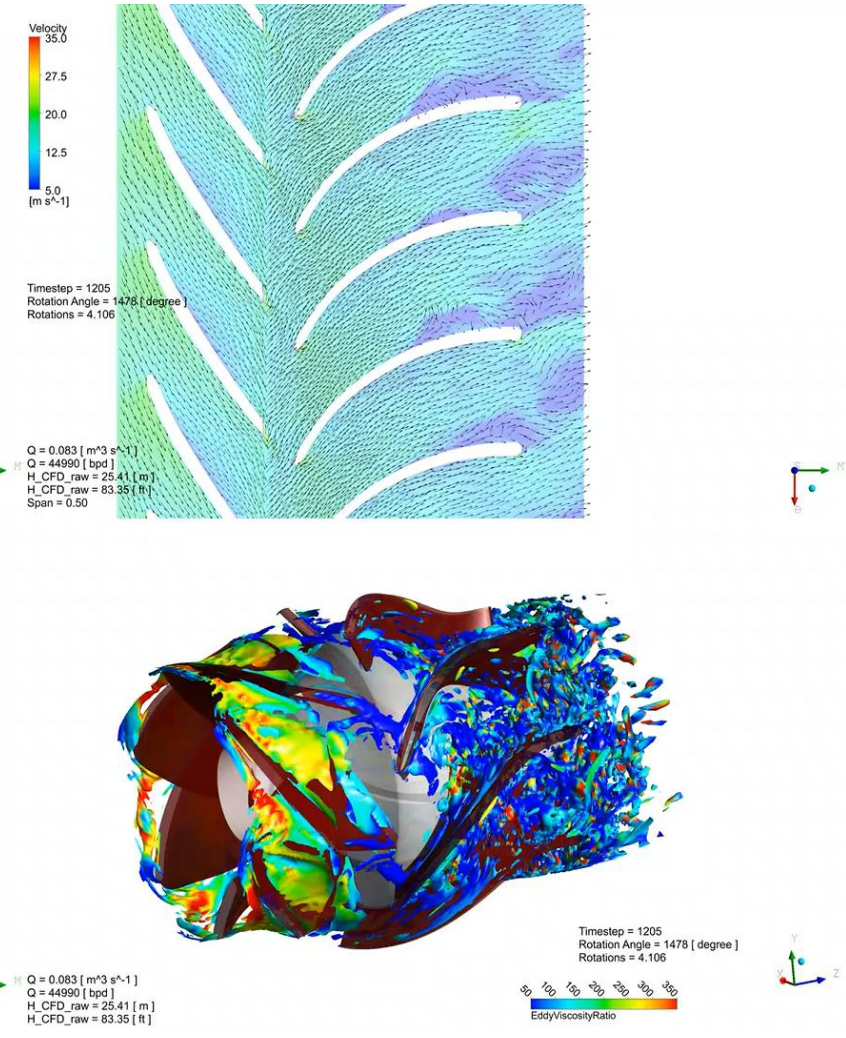
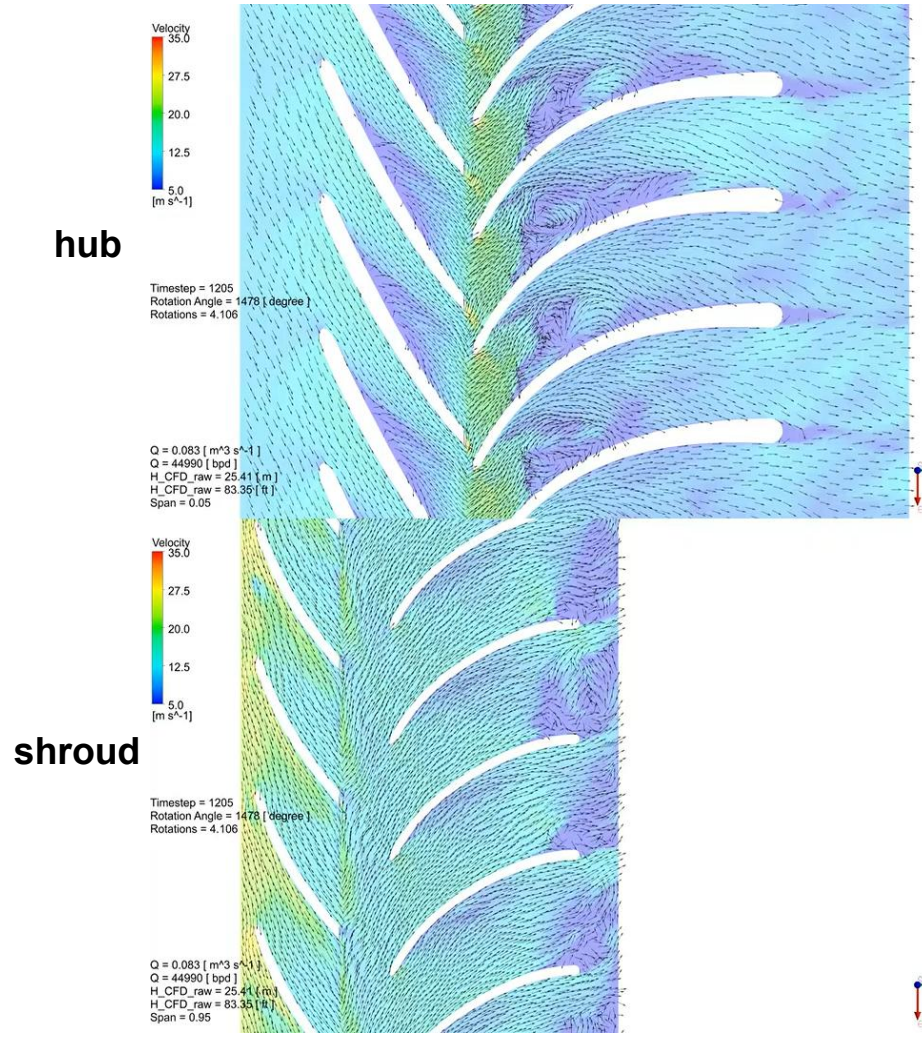
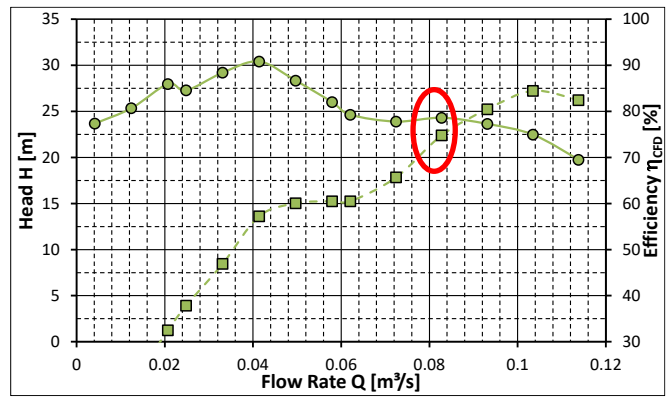
Bright green: simple model;

Coloured markers with black lines: full model 1 stage;

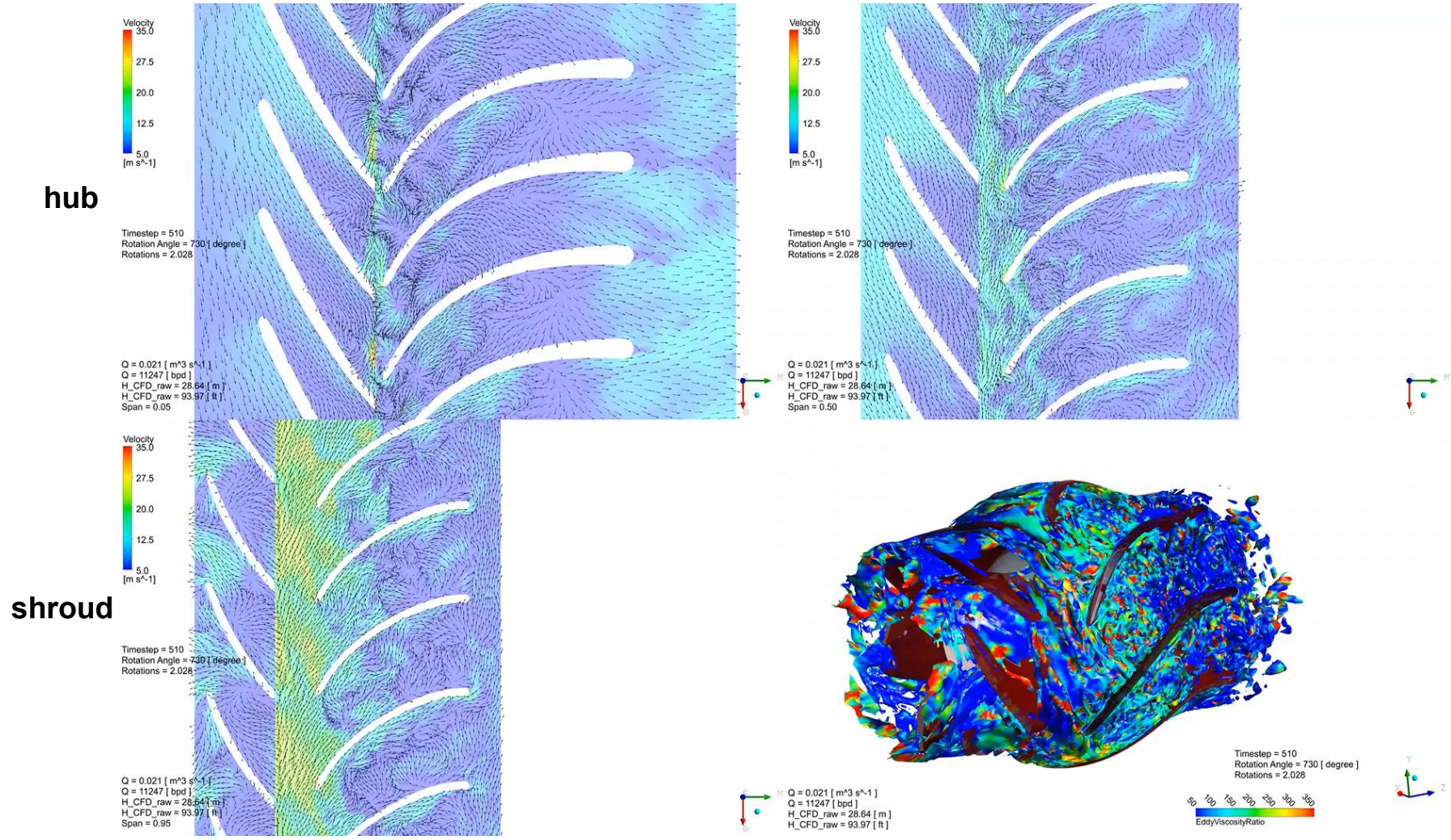
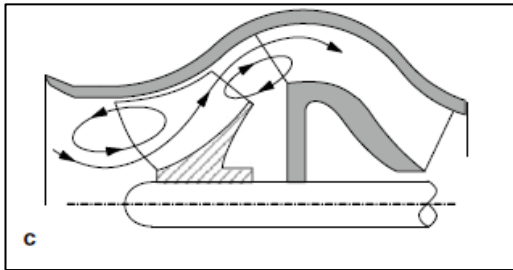
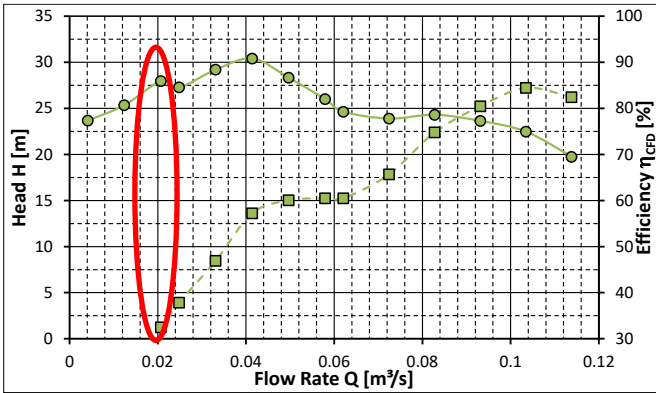
Blank markers with green lines: full model 2 stage;



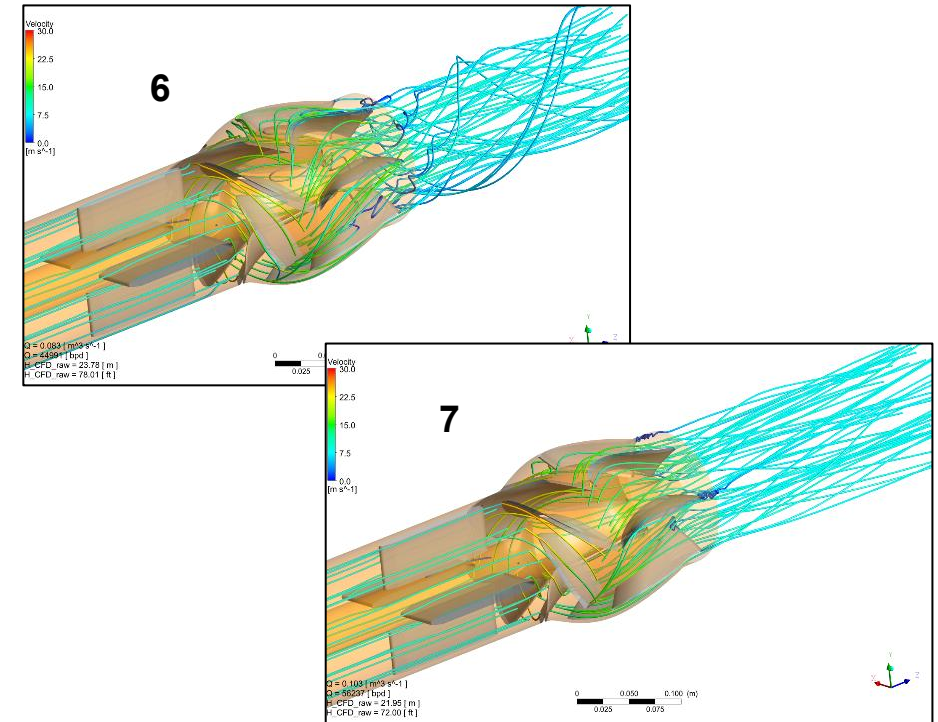
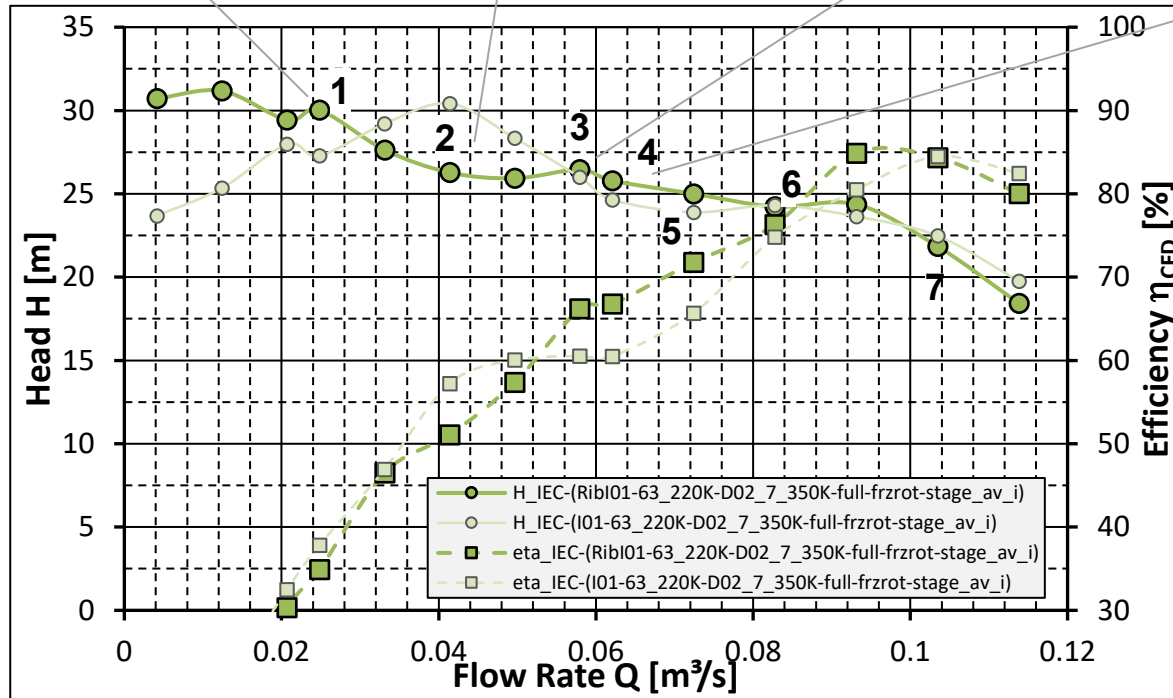
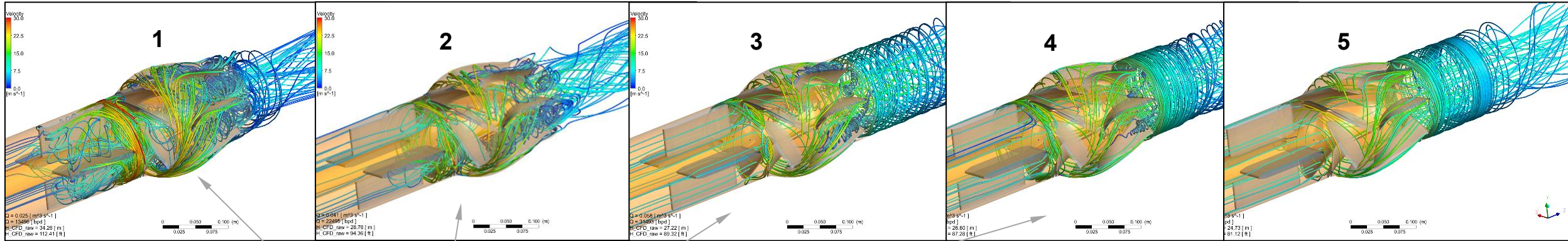
Transient CFD: Q_{Design}



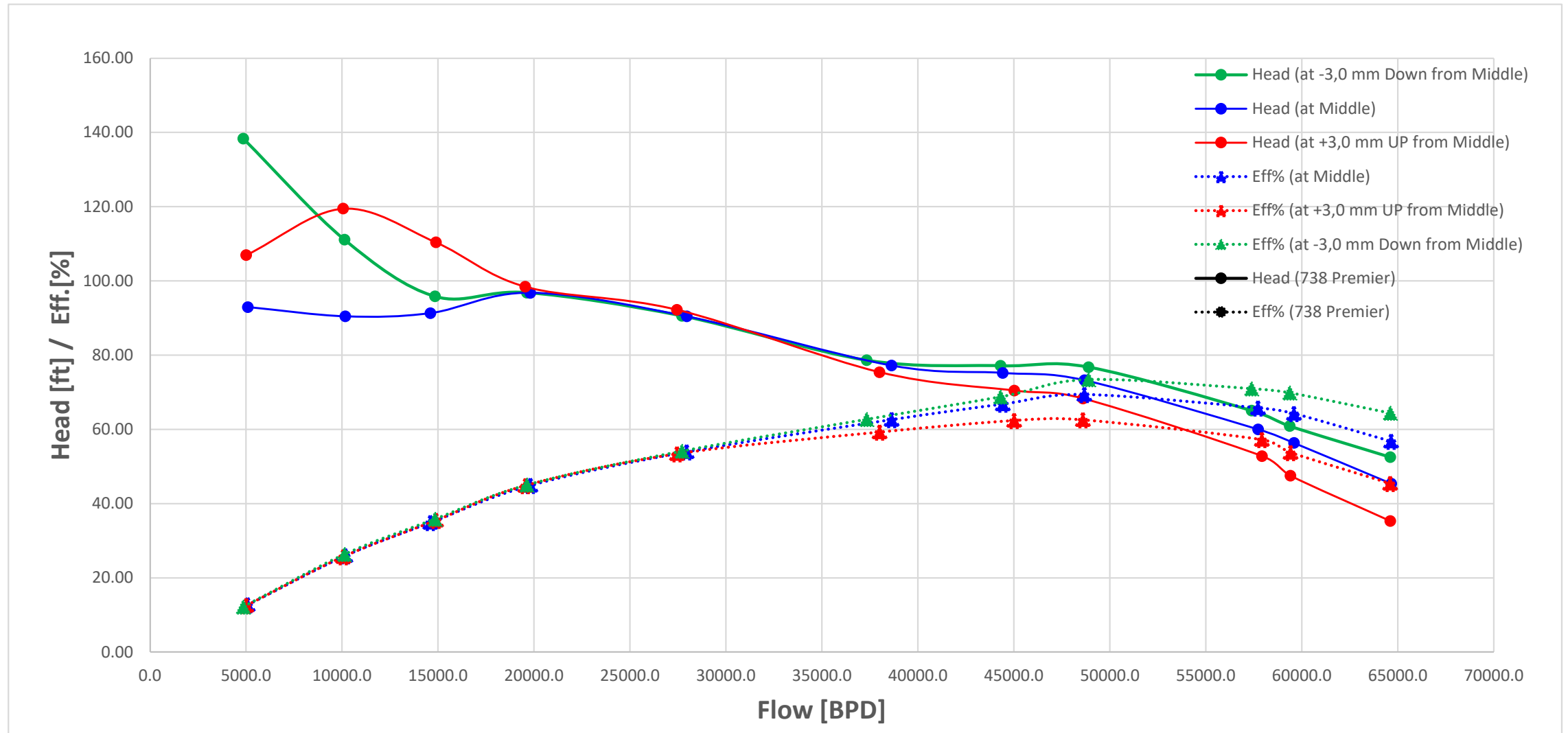
Transient CFD: Deep Part-Load



Pre-swirl suppression at part load with flow straightener at inlet



Gemessene Pumpenkennlinie bestätigt die Auslegung



No Stable Head

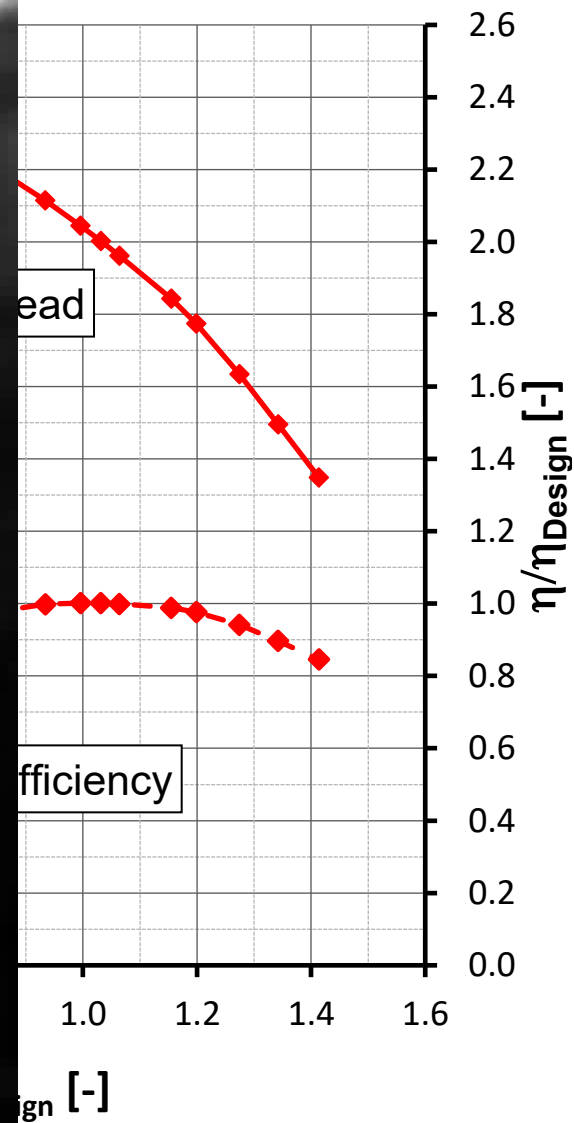
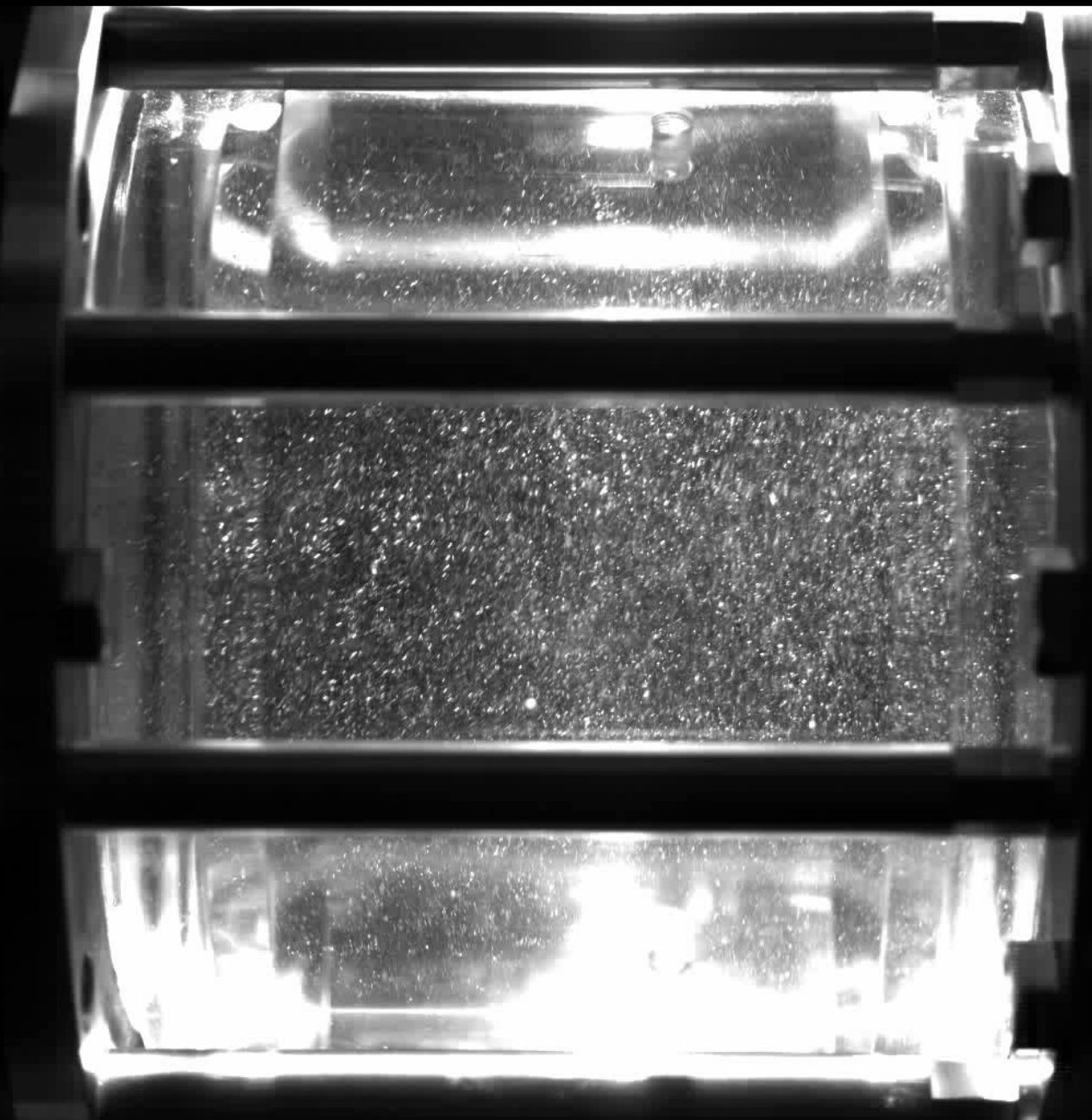
FASTCAM SA1.1 model 675K...
 1/4000 sec
 frame : 370
 Time : 12:05

1024 x 1024
 +92.50 ms
 Hyosung|Q20|short Hub

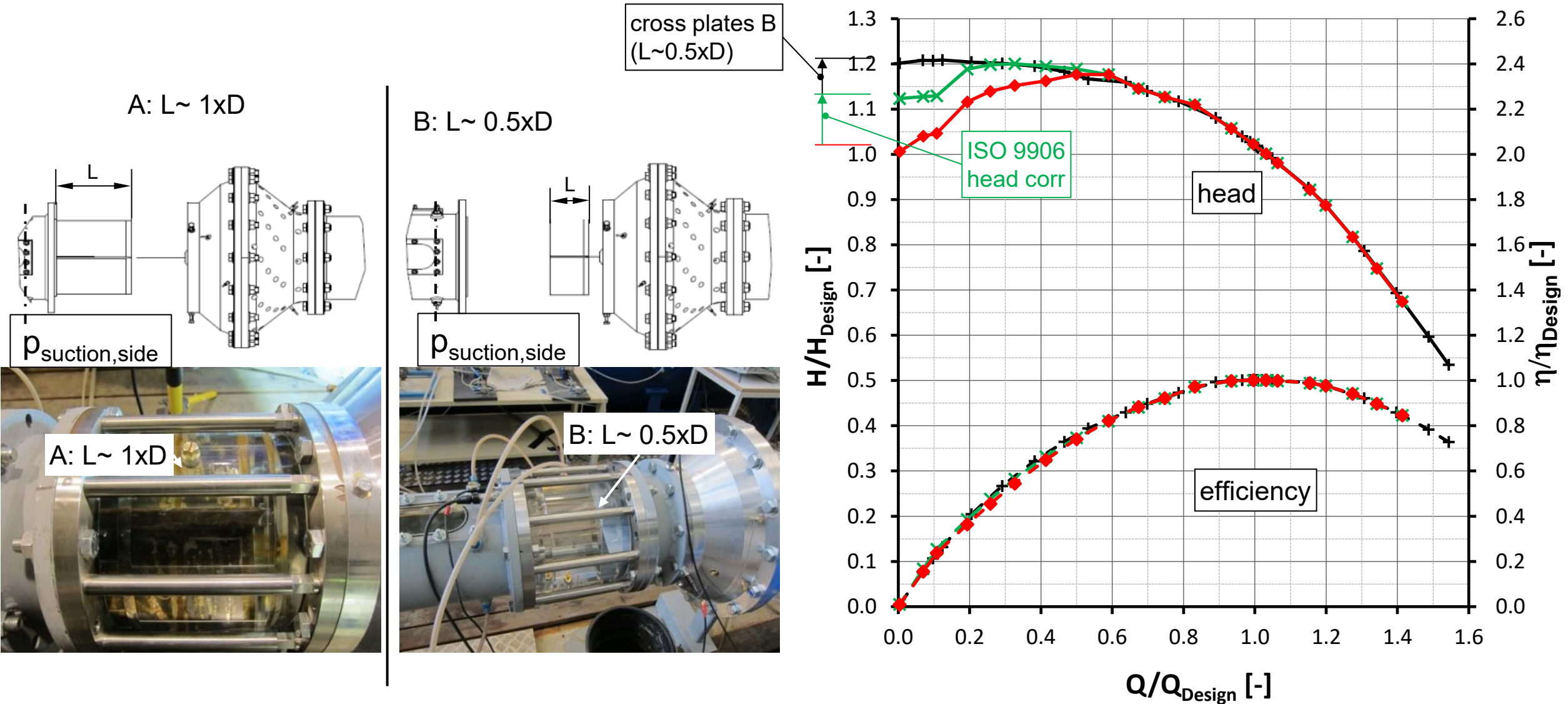
4000 fps
 Start
 Date : 2015/3/3



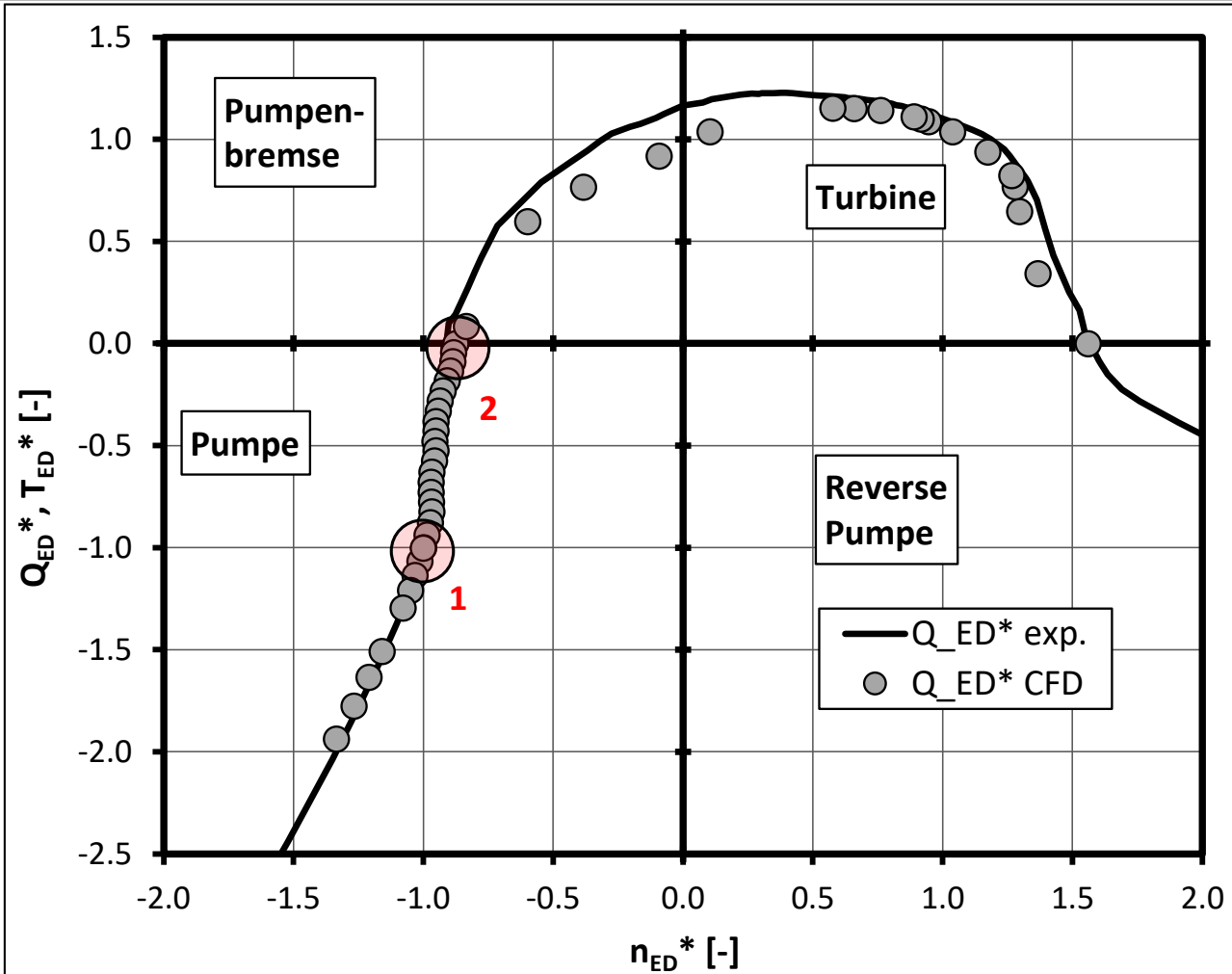
$Q < 0.2 Q_{Design}$
 Length of part load pre-swirl



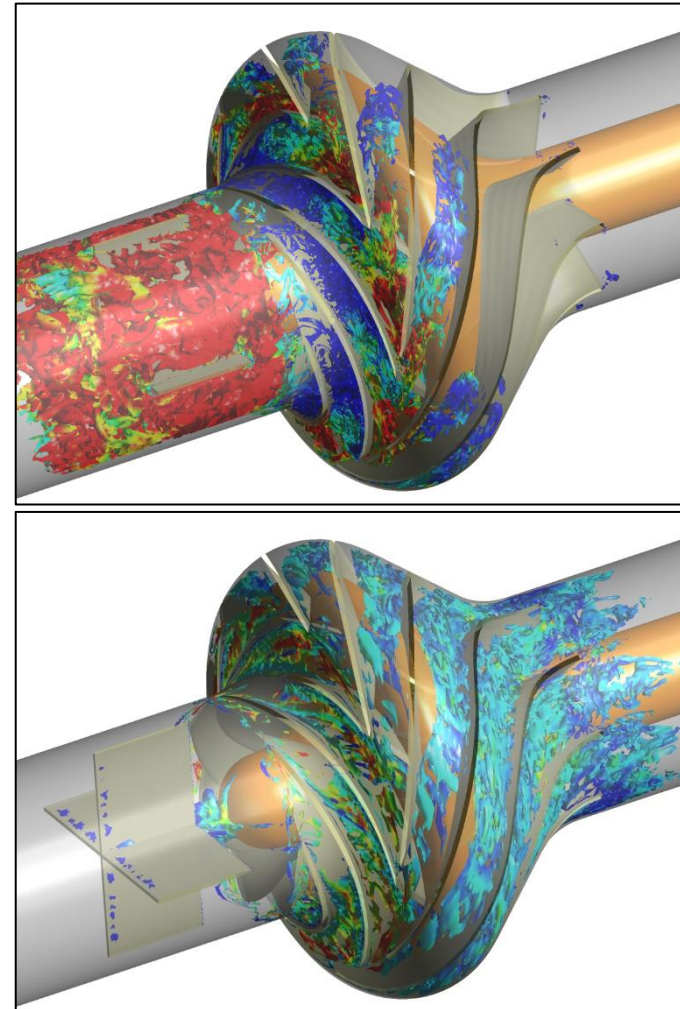
Pre-Swirl Suppression to Stabilize Head Curve



Vergleich: CFD und Experiment: 4-Q-Verhalten Radialpumpe

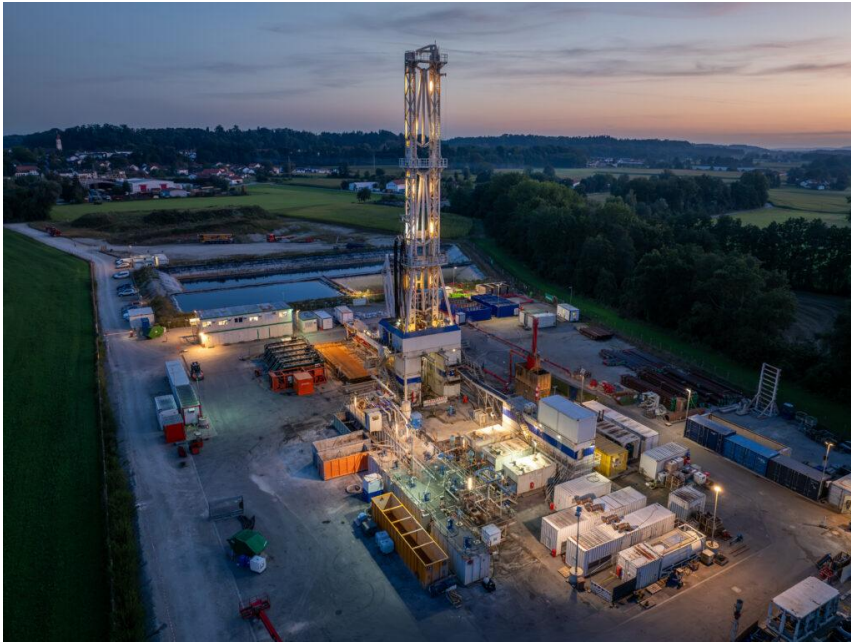


Nahezu perfekte Übereinstimmung zwischen CFD und Experiment in allen 4 Quadranten!

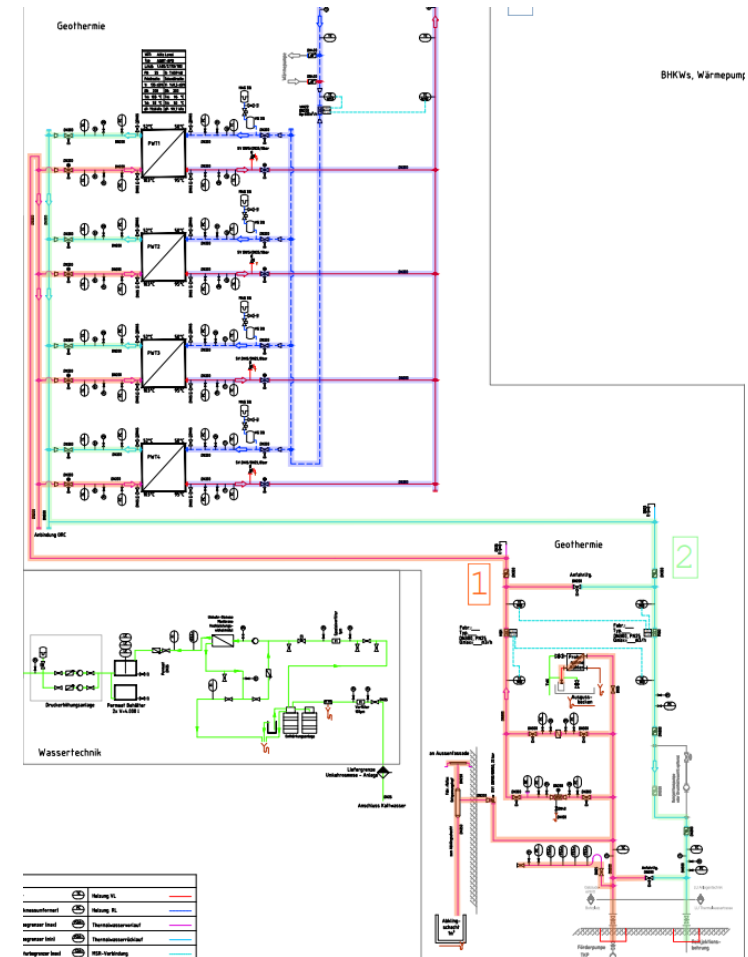


Visualisierung von Wirbelstrukturen

Druckstoßanalyse einer Tiefen-Geothermieanlage

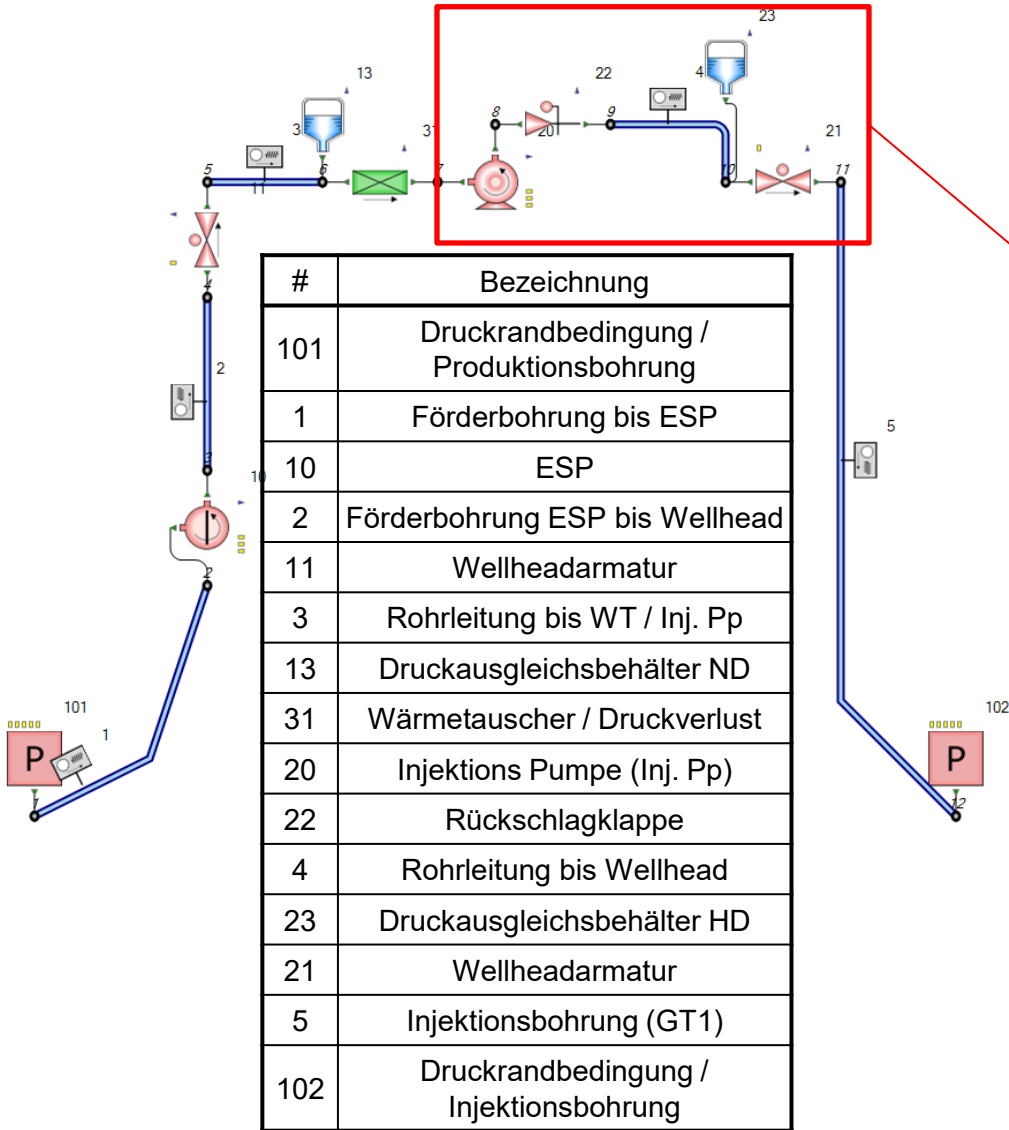


- Numerische Nachbildung des gesamten Thermalwasserkreises inklusive der beiden dazugehörigen Tiefenbohrungen (Produktions- und Injektionsbohrung)
- Nachweis eines Sicheren Anlagenbetriebs anhand ausgewählter Lastfälle



Wie ist das dynamische Verhalten der Bohrlöcher? (reservoir-geologische Eigenschaften)

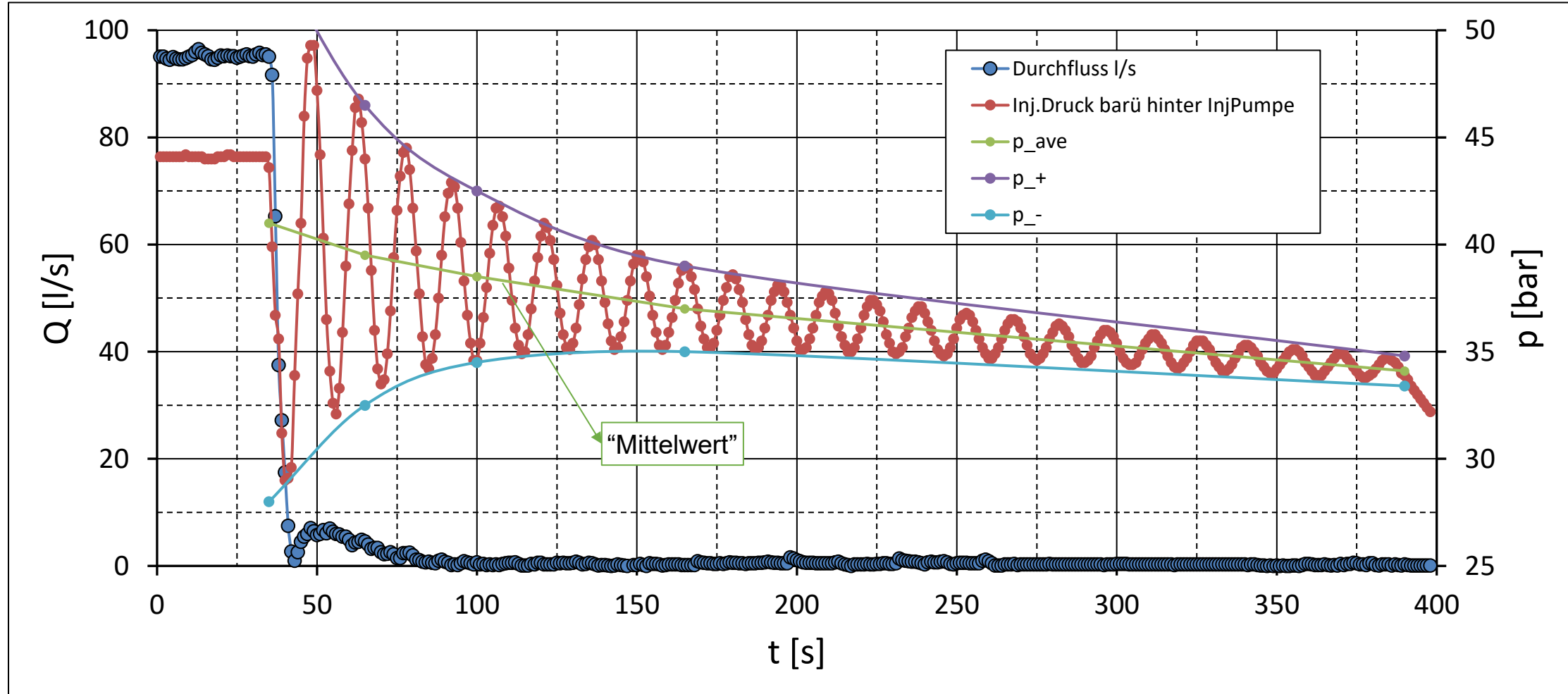
Simulationsmodell der Referenzanlage



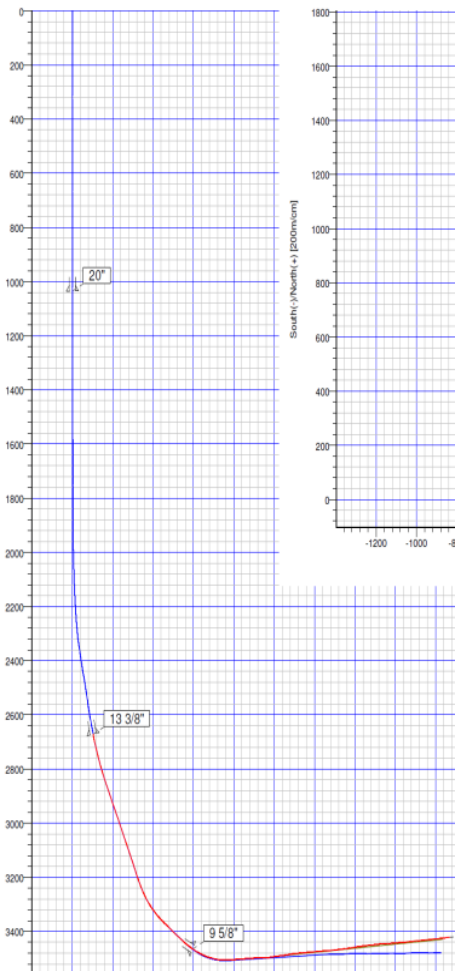
Parameter		Angabe	Rechenergebnis bzw. Eingabegröße (E)
Durchfluss	l/s	95.4	95.3
Drehzahl ESP bei Wellheaddruck 19 barü ca.	Hz	55	3440 rpm / 57.3 Hz (E)
Produktionsdruck am Produktionswellhead	barü	19	19.05
Betriebsdruckregelung vor der Injektionsbohrung	barü	16.1	16.11
Förderhöhe Injektionspumpe ca.	barü	28	28.3
Drehzahl Inj-Pp bei Injektionsdruck ca. 44 barü ca.	Hz	48	2420 rpm / 40.33 Hz (E)
Injektionsdruck hinter der Injektionspumpe	barü	44.1	44.25

Dynamisches Druckverhalten der Bohrlöcher

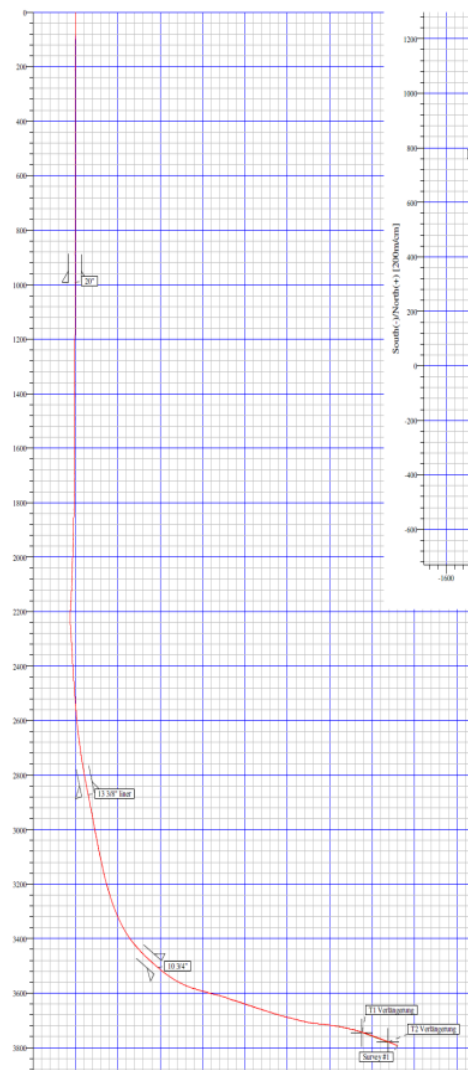
Gemessener Druckverlauf nach der Injektionspumpe bei einem Pumpenausfall (Bohrloch einer Referenzanlage)



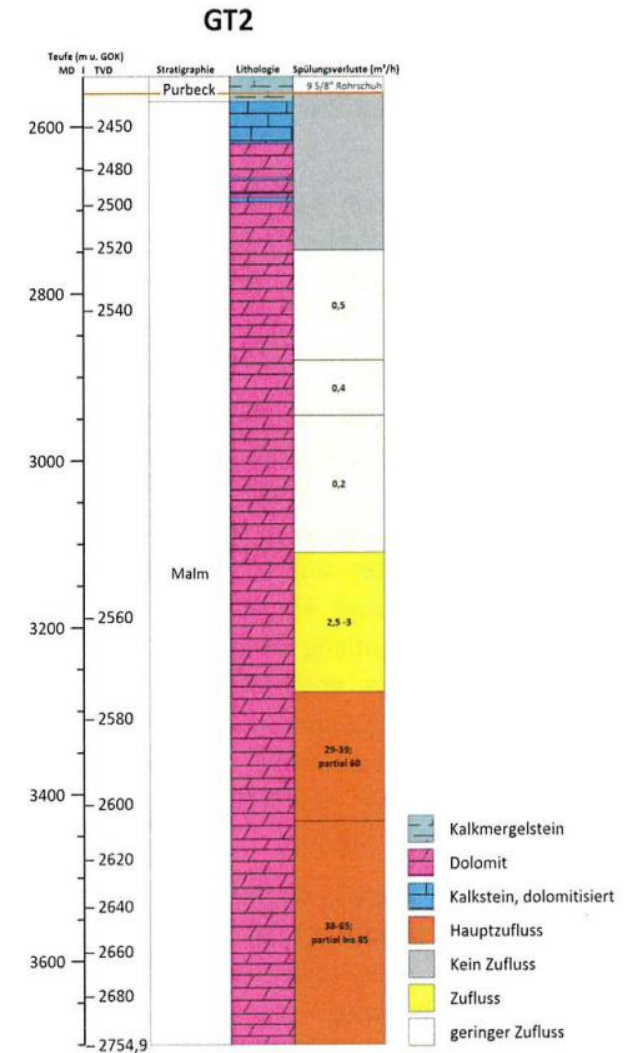
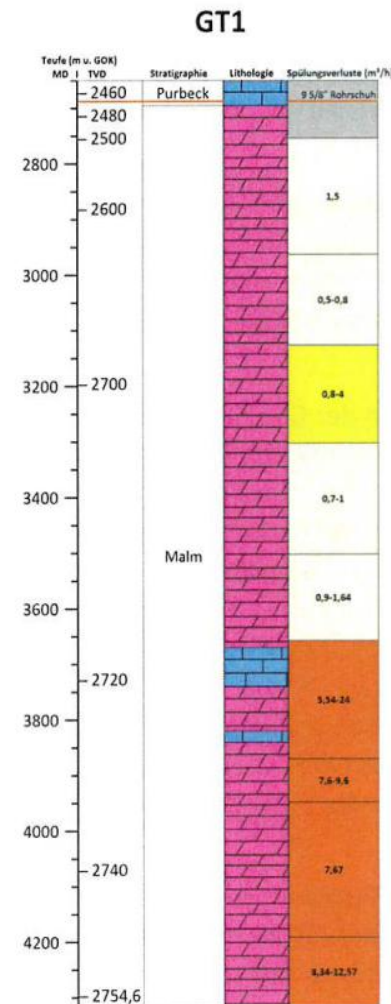
Referenzanlage – geologische Eigenschaften der Bohrlöcher



Förderbohrung

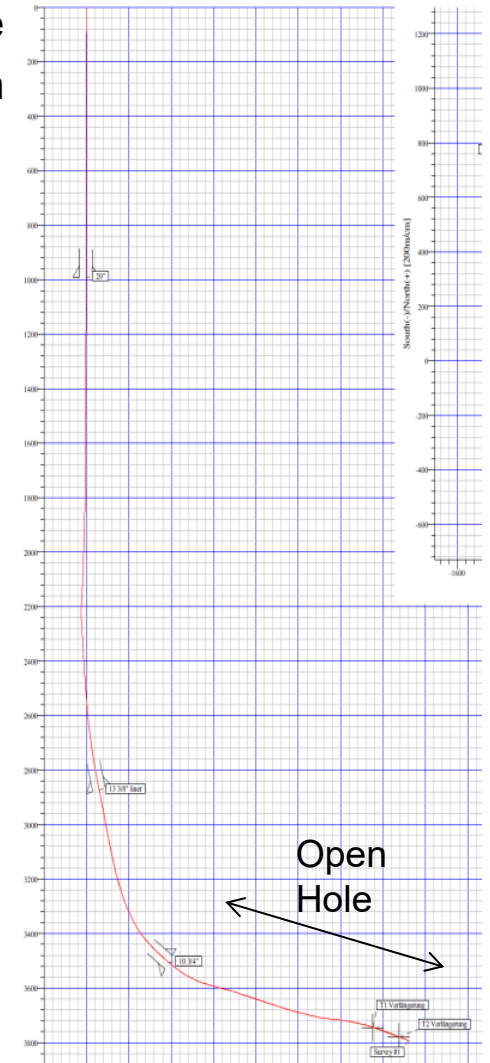
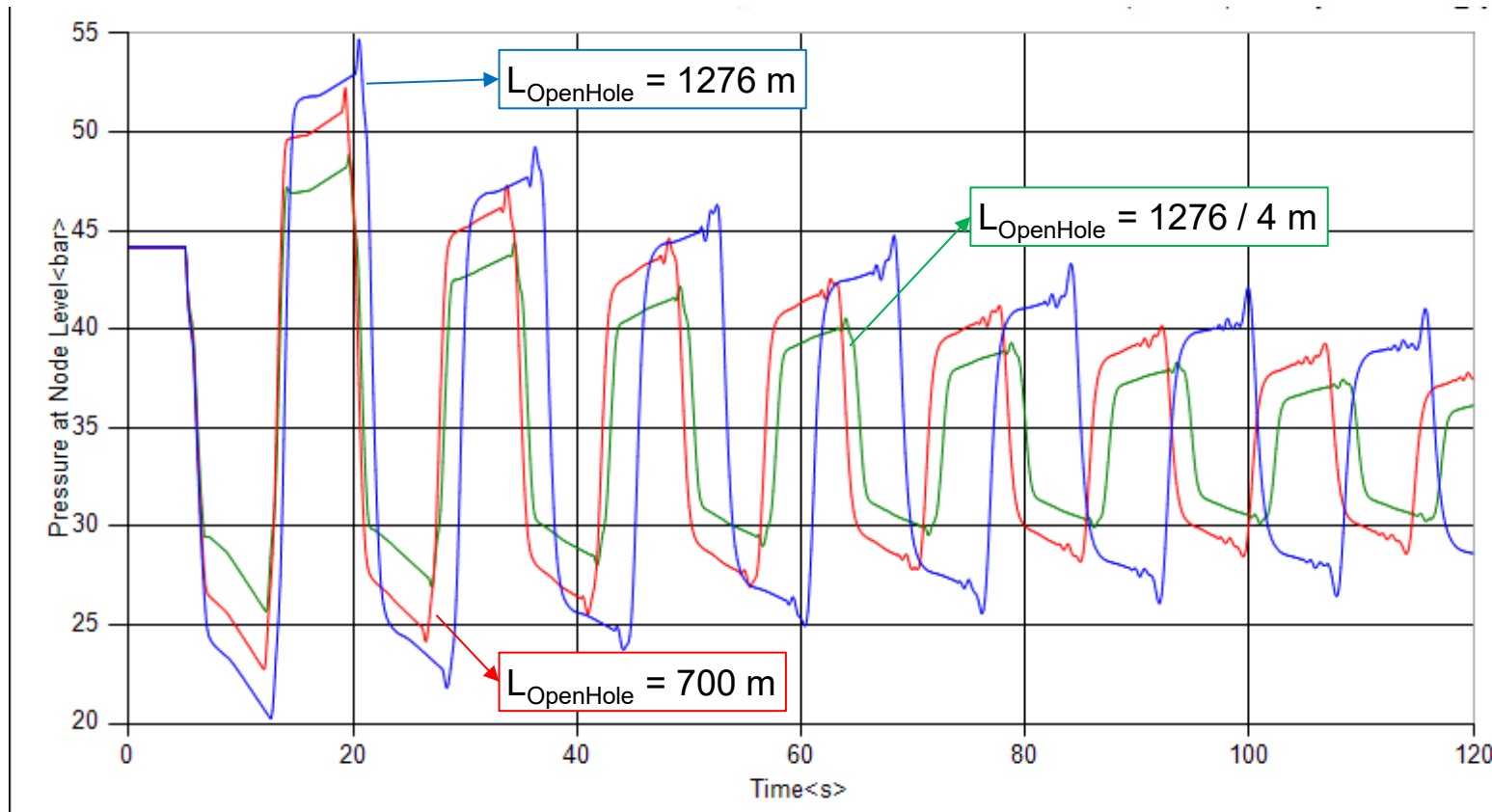


Injektionsbohrung



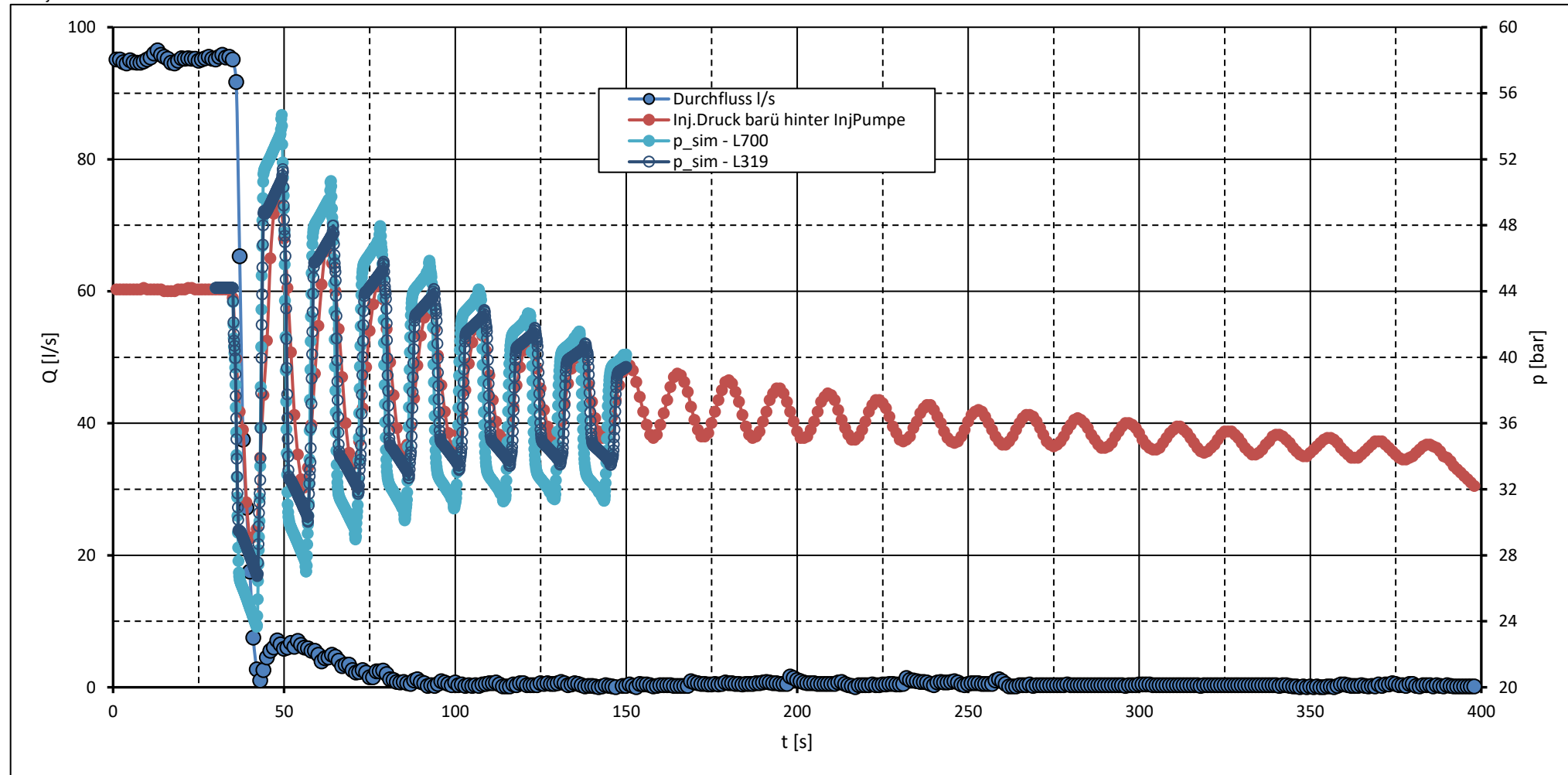
Wie "lange" ist das Bohrloch?

Die „schwingende Länge“ der Injektionsbohrung im Bereich Open Hole beeinflusst die berechnete Druckschwingung sowohl hinsichtlich der Amplitude als auch der Frequenz. Dies zeigt der unten dargestellte Vergleich von Berechnungsergebnissen mit unterschiedlichen Bohrlochlängen deutlich.

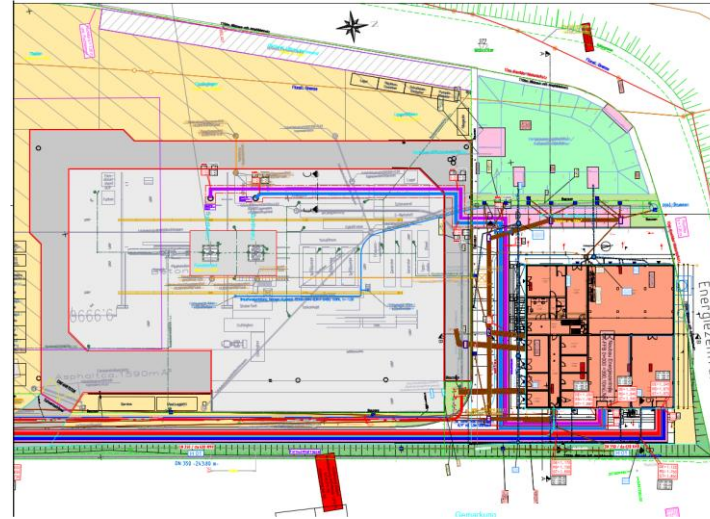
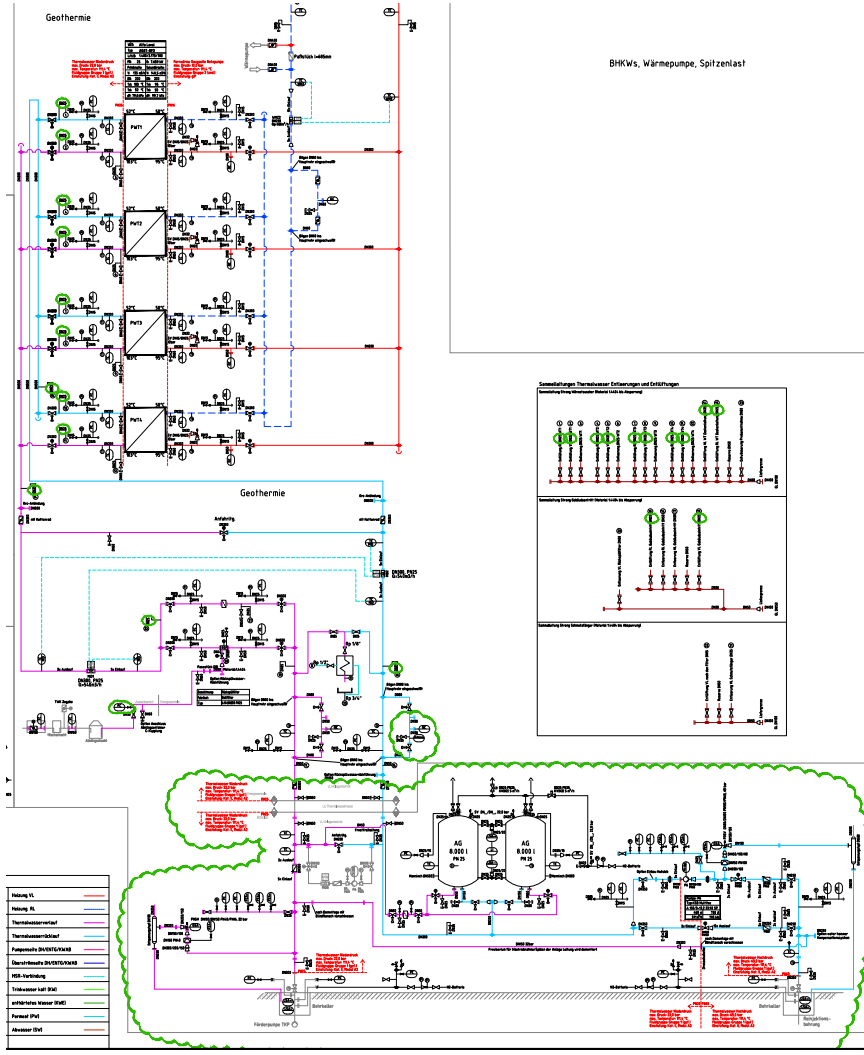


Vergleich Messung / Simulation

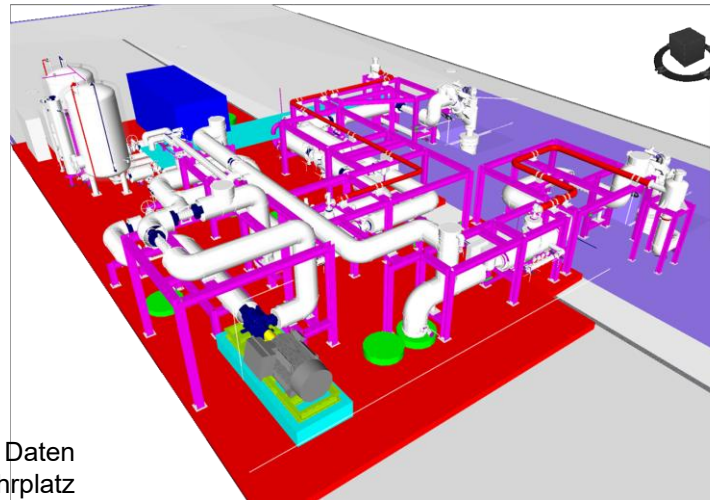
Vergleich der Messwerte „Inj.Druck“ mit den Berechnungsergebnissen der Simulation „alle Komponenten aktiv“ - $L_{\text{OpenHole}} = 319 \text{ m } (\pm 1/4)$;
 $a_{\text{Inj}} = 1100 \text{ m/s}$:



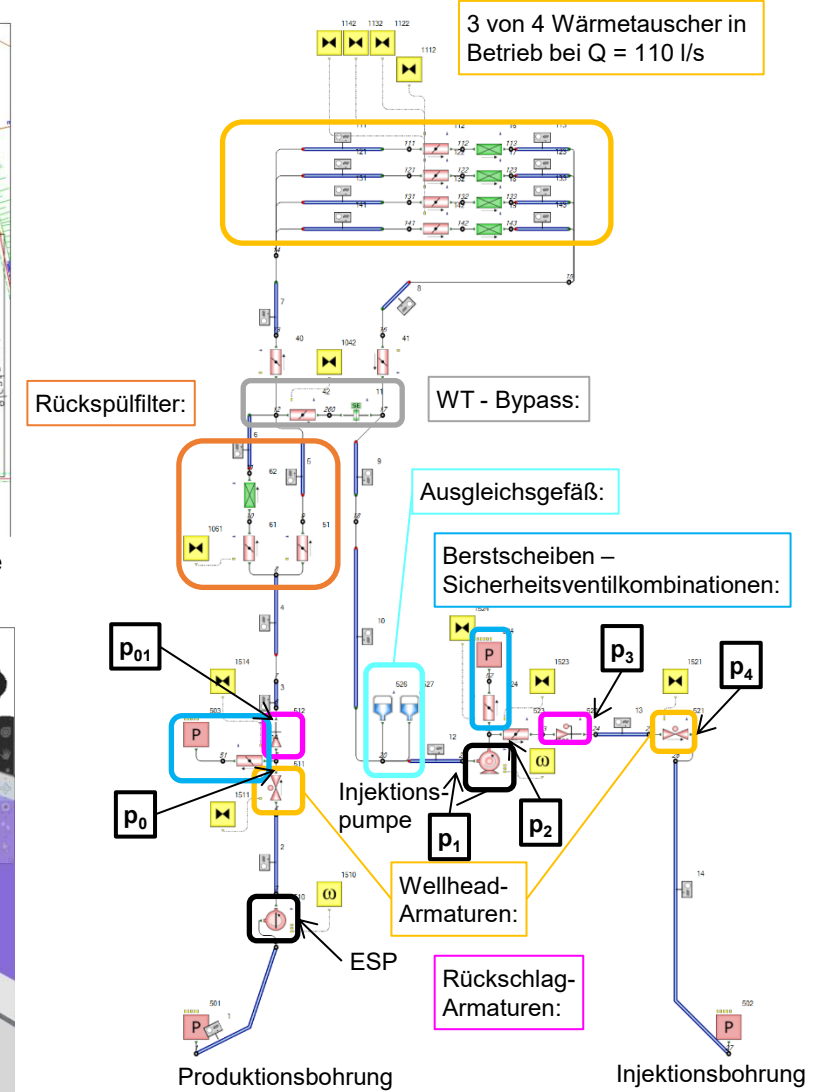
Thermalwasserkreis Polling - Datenaufbereitung



Übersichtslageplan Thermalwassertrasse



3D Daten Bohrplatz



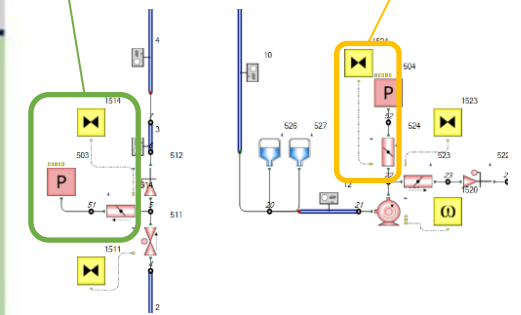
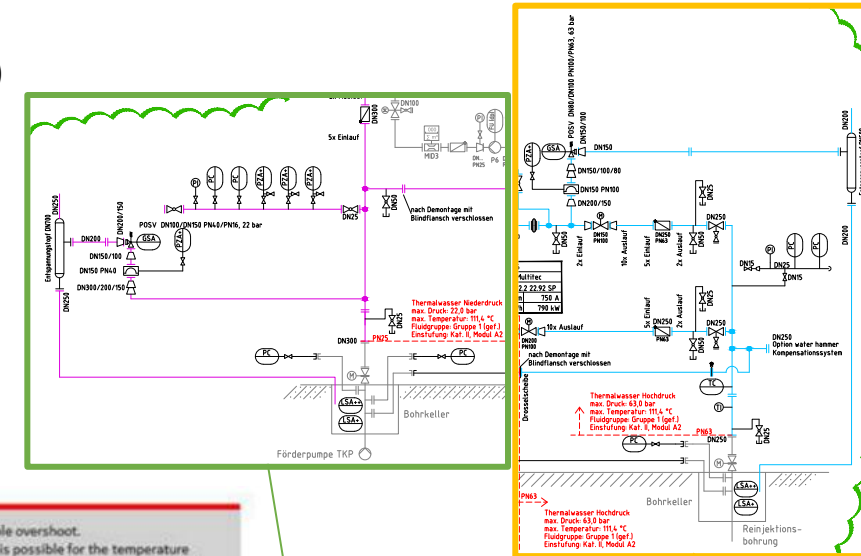
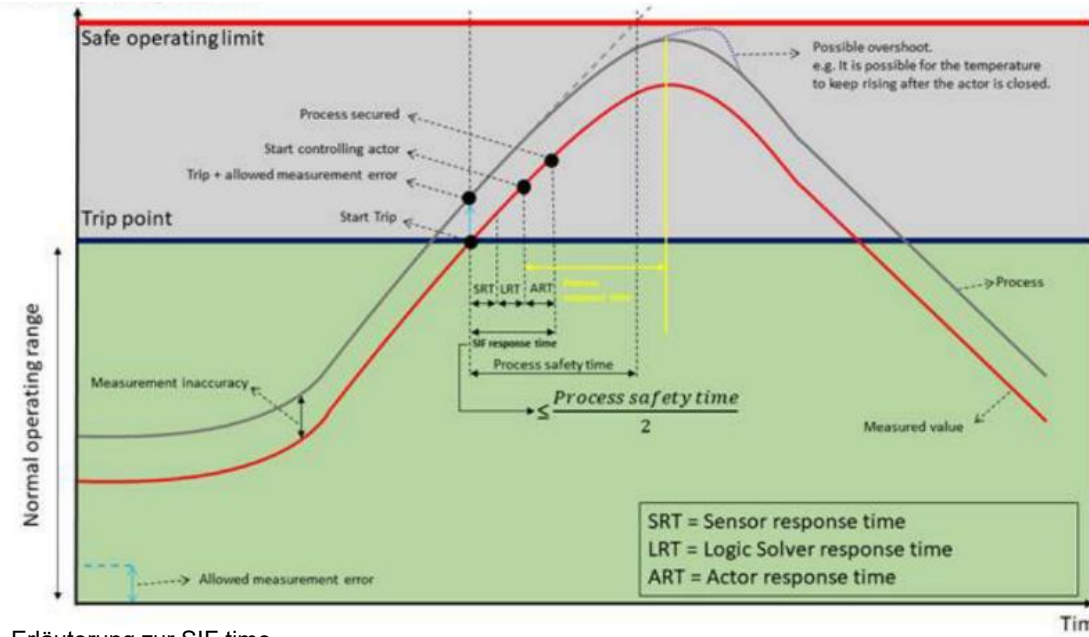
Analysierte Lastfälle / Berücksichtigung des Sicherheitskonzepts

- LF1: Ausfall Tiefkreispumpe in Förderbohrung und Injektionspumpe (Stromausfall)
- LF2: Schließen Auf-/Zu-Ventil vor Rückspülfilter
- LF3: Schließen Regelventil nach Injektionspumpe
- LF4: Schließen WT-Automatikventil bei Betrieb mit 2 WT (BP-B)
- LF5: Schließen Wellheadarmatur Injektionsbohrung

Das Sicherheitskonzept der Anlage wird soweit möglich im Simulationsmodell berücksichtigt.

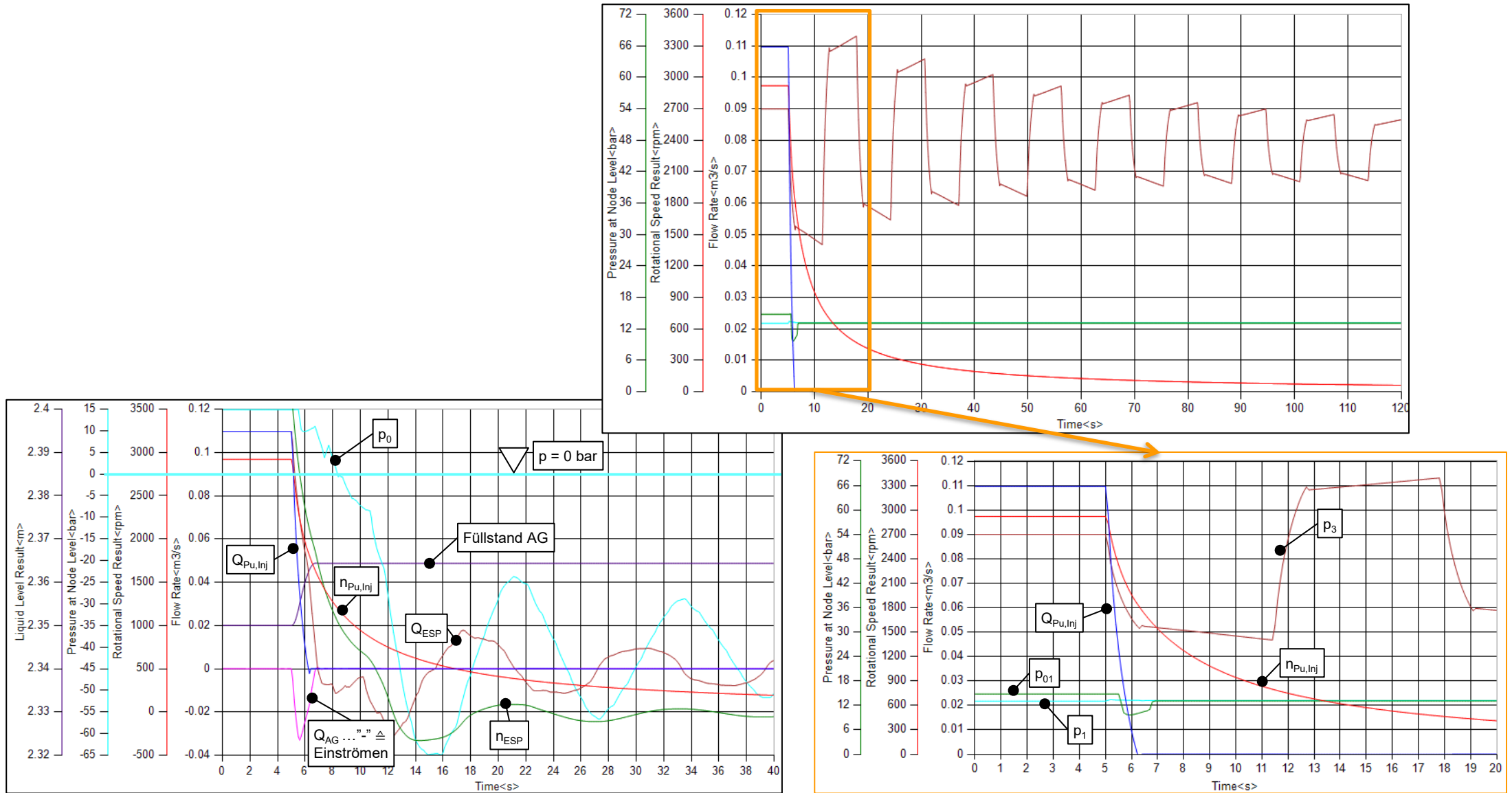
Die Regelung der Pumpendrehzahlen bei Erreichen gewisser Alarm-Messwerte wird unter Berücksichtigung einer „Safety Instrument Function (SIF) - Response time“ modelliert.

Das Ansprechen von Sicherheitsventilen und Berstscheiben an den Wellheads wird im Modell ebenso abgebildet.



Modellierung der Berstscheiben

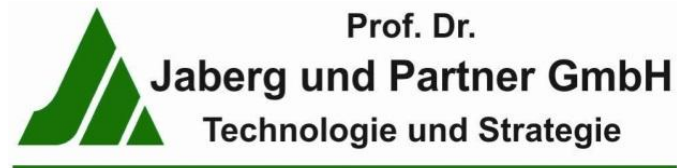
Beispielhaftes Ergebnis: LF1 – Stromausfall



Prof. Dr.

Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!

Stefan.Hoeller@JabergundPartner.com



www.JabergundPartner.com