

# Coupled Simulation of the Fluid Flow and Conjugate Heat Transfer in Press Hardening Process with LS-Dyna

Bruno Boll  
DYNAmore GmbH

24 March 2014, Stuttgart

## contents

### [1. introduction](#)

### [2. preliminaries](#)

#### [2.1 laminar pipe flow \(Hagen-Poiseuille\)](#)

#### [2.2 real cooling circuit \(section\)](#)

### [3. boundary conditions](#)

#### [3.1. LS-Dyna Model Setup](#)

### [4. results CFD](#)

#### [4.1 velocity at inlet and outlet](#)

#### [4.2 velocity and static pressure \(all segments\)](#)

#### [4.3 summary and analysis of CFD results](#)

### [5. segment 4 – coupled simulation CFD - Thermal \(conjugate heat transfer\)](#)

#### [5.1 segment 4 \(complete\)](#)

#### [5.2 segment 4 \(section\)](#)

### [6. summary](#)

# 1. introduction

## motivation and background - press hardening process

- Bei der Herstellung von Bauteilen, die höchste Anforderungen bzgl. Festigkeit und Steifigkeit zu erfüllen haben, kommt im Automobilbau in zunehmendem Maße das Presshärten zum Einsatz.
- Mit der beim Presshärten angestrebten vollständigen martensitischen Gefügeumwandlung des Werkstoffes 22MnB5 können Festigkeiten von bis zu 1.5 GPa erreicht werden.
- Zur Erzielung der angestrebten martensitischen Gefügeumwandlung ist zunächst eine Erwärmung des Bauteiles oberhalb der Austenitisierungstemperatur von ca. 850 °C und eine anschließende Abkühlung mit einer bestimmten Abkühlrate erforderlich.
- Die Umformung des Bauteils erfolgt ausschliesslich oder zu einem überwiegenden Teil im austenitischen Zustand. Die Werkzeuge bleiben für die sich direkt an die Umformung anschließende Abkühlung der Platine so lange geschlossen, bis die martensitische Gefügeumwandlung abgeschlossen ist.
- Die schnelle Abkühlung der Platine wird erreicht durch einen hohen Wärmestrom von Platine zu Werkzeug. Zur Erreichung der geforderten Abkühlrate ist eine Kühlung des Werkzeugs notwendig. Diese funktioniert in der Regel derart, daß das Werkzeug von einem Fluid (z.B. Wasser) durchströmt wird.

## motivation and background – thermal and fluid dynamics

- Um einen ausreichend hohen Abtransport von Wärme aus dem Werkzeug zu gewährleisten ist u.a. eine ausreichend hohe Geschwindigkeit des zur Kühlung eingesetzten Fluids sicherzustellen. Diese ergibt sich, bei vorgegebenen Fluideigenschaften, aus der Druckdifferenz an Ein- und Austritt und den Strömungsverlusten.
- Im eingeschwungenen Zustand kann - über die verschiedenen Zyklen hinweg betrachtet - von einem thermischen Gleichgewicht gesprochen werden. Das bedeutet, daß im eingeschwungenen Zustand die während eines Zyklus im Fluid abtransportierte Wärmemenge der durch die Platine in das Werkzeug eingebrachten Wärmemenge entspricht.
- Möglicherweise gibt es Bereiche der Platine, in denen zu Gunsten einer höheren Duktilität eine andere Gefügestruktur als eine rein martensitische angestrebt wird. Dies kann entweder durch ein partielles Erwärmen (keine Austenitisierung bestimmter Bereiche der Platine), partielles Anlassen (an den Härteprozess anschließende Wärmebehandlung bestimmter Bereiche der Platine) oder durch partiell unterschiedliche Abkühlraten während des Härtens erreicht werden.
- Nachdem sichergestellt ist, daß durch die Kühlung die ausreichende Wärmemenge abtransportiert wird, muß ausserdem durch eine entsprechende Anordnung der Kühlkanäle sichergestellt werden, daß in allen Bereichen der Platine die für die dort gewünschte Gefügeumwandlung notwendige Abkühlrate erreicht wird.

## general approach

### 1) reine Strömungssimulation (CFD; fluid only)

nur Kühlkreisläufe (ohne Werkzeug, ohne Platine)

alle 4 Segmente

### 2) rein thermische Berechnung (Thermal; solid only)

Wärmeübergang Platine – Werkzeug

konstante Temperatur an Oberfläche der Kühlkanäle

mehrere Zyklen

nur Segment 4

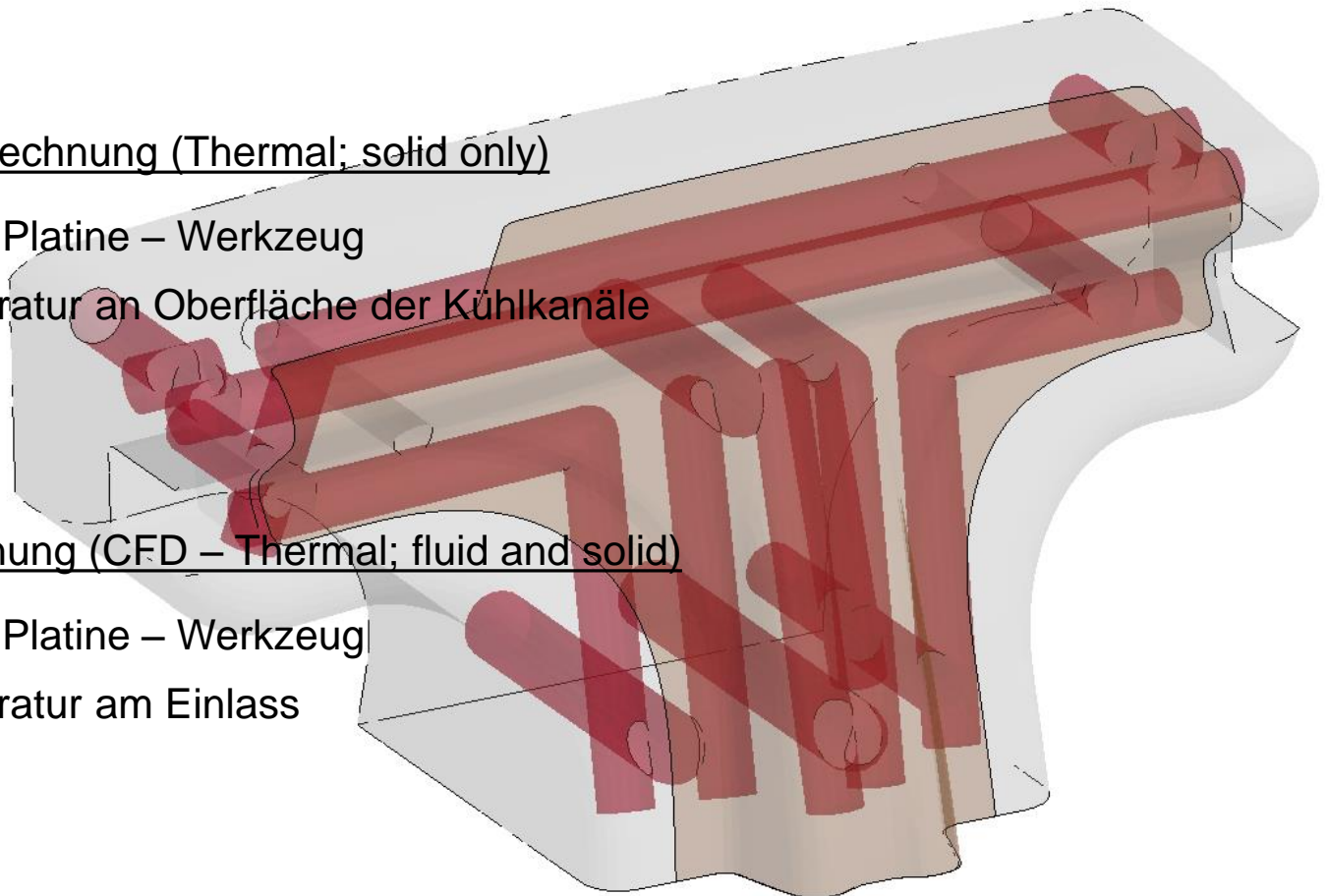
### 3) gekoppelte Berechnung (CFD – Thermal; fluid and solid)

Wärmeübergang Platine – Werkzeug

konstante Temperatur am Einlass

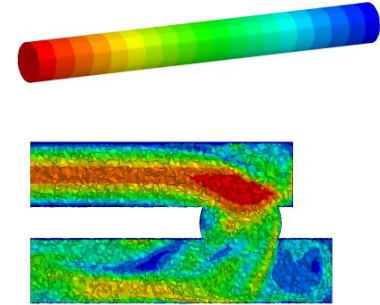
1 Zyklus

nur Segment 4



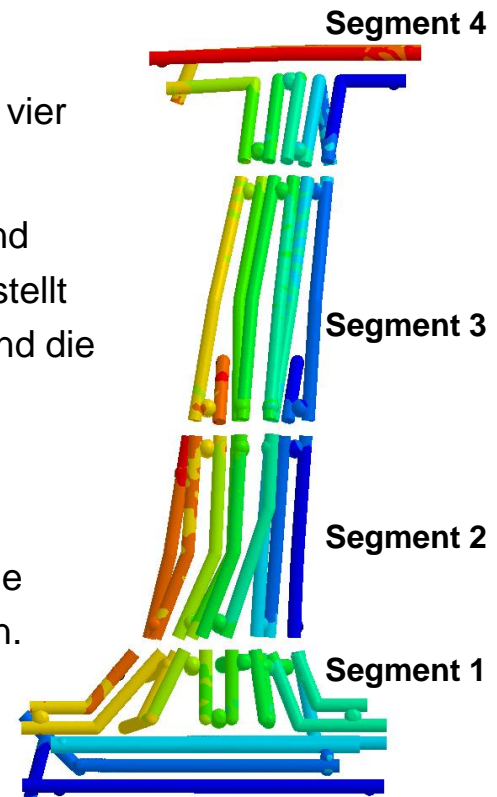
## preliminaries

- Netzkonvergenz und Zeitschrittweite werden untersucht an laminarer Rohrströmung mit analytischer Lösung (Hagen-Poiseuille).
- Untersuchung von Netzfeinheit und Zeitschrittweite ausgehend von oben gefundenen Werten für einen Ausschnitt des realen Kühlkreislaufts (mit Strömungsumlenkung).

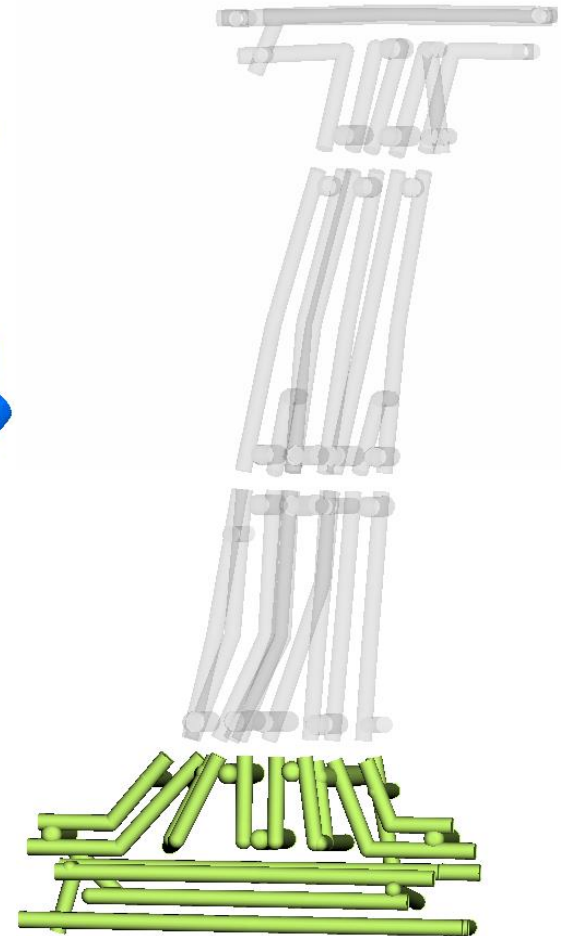
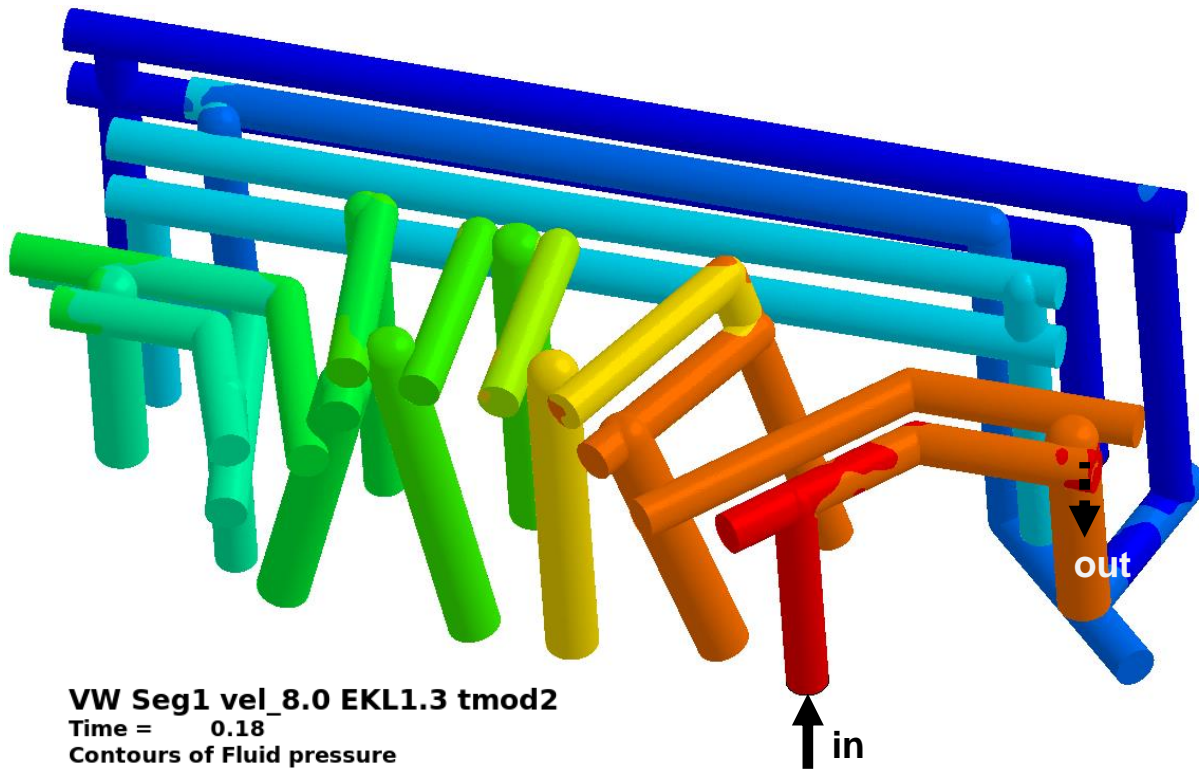


## calculation of the fluid flow in all four cooling circuits of the forming tools (punch only)

- Übergang auf die Berechnung der Kühlkreisläufe des Umformwerkzeuges. Die vier Kühlkreisläufe (Segmente) werden unabhängig voneinander betrachtet.
- Variation der Geschwindigkeit am Eintritt  $v_{in\_max}$  bis der Druck am Eintritt  $p_{in}$  (und damit die Druckdifferenz zw. Eintritt und Austritt  $p_{in} - p_{out}$ ) =  $\Delta p$  beträgt. Dies stellt eine inverse Vorgehensweise dar, da tatsächlich die Druckdifferenz gegeben und die sich einstellende Strömungsgeschwindigkeit eine der gesuchten Größen ist (schlechte Konvergenz bei Druck-Druck Randbedingungen).
- Alle drei in LS-Dyna ICFD zur Verfügung stehenden Turbulenzmodelle *VMA* (variational multiscale approach), *k-ε* (RANS k-ε) und *LES* (Smagorinsky Large Eddy Simulation) werden eingesetzt und die Ergebnisse miteinander verglichen.
- Eine geometische Vereinfachung der jeweiligen Modelle zur Reduktion der Simulationsdauer wird untersucht.



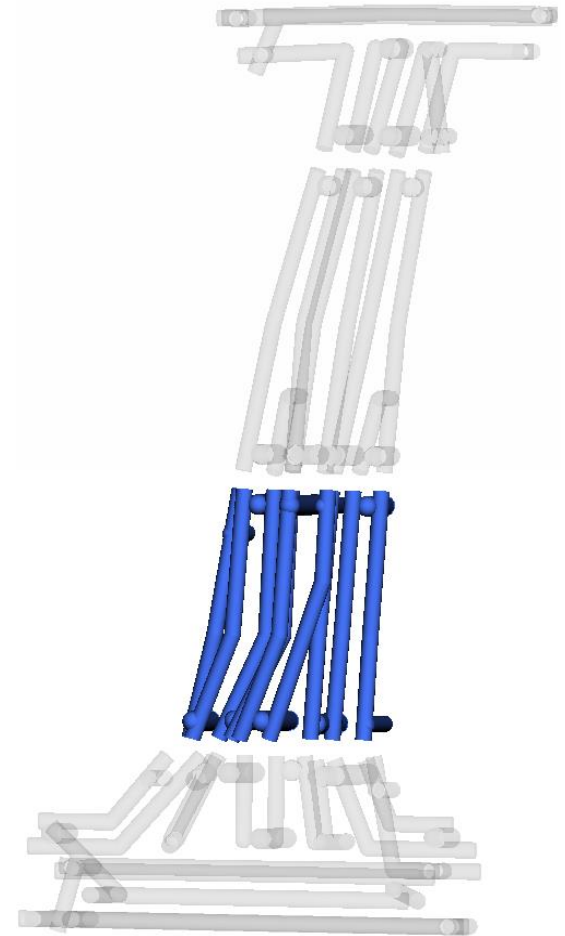
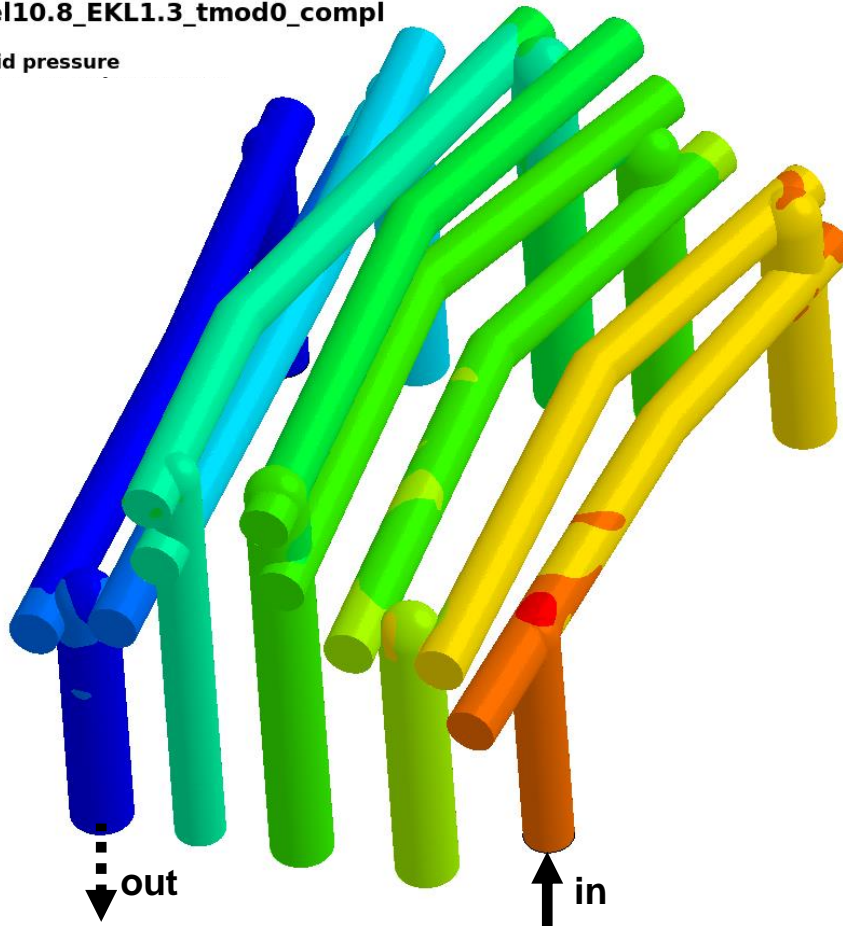
## Segment 1: statischer Druck an Oberfläche des Kühlkanals (komplettes Modell)





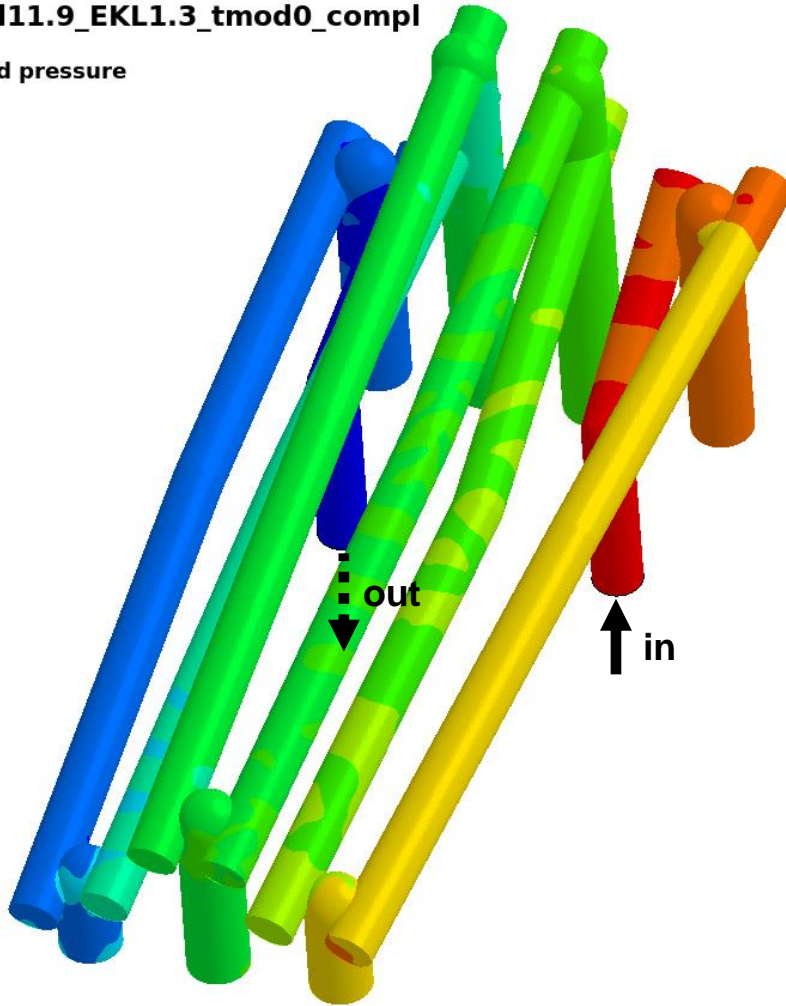
## Segment 2: statischer Druck an Oberfläche des Kühlkanals (komplettes Modell)

VW\_Seg2\_vel10.8\_EKL1.3\_tmod0\_compl  
Time = 1  
Contours of Fluid pressure



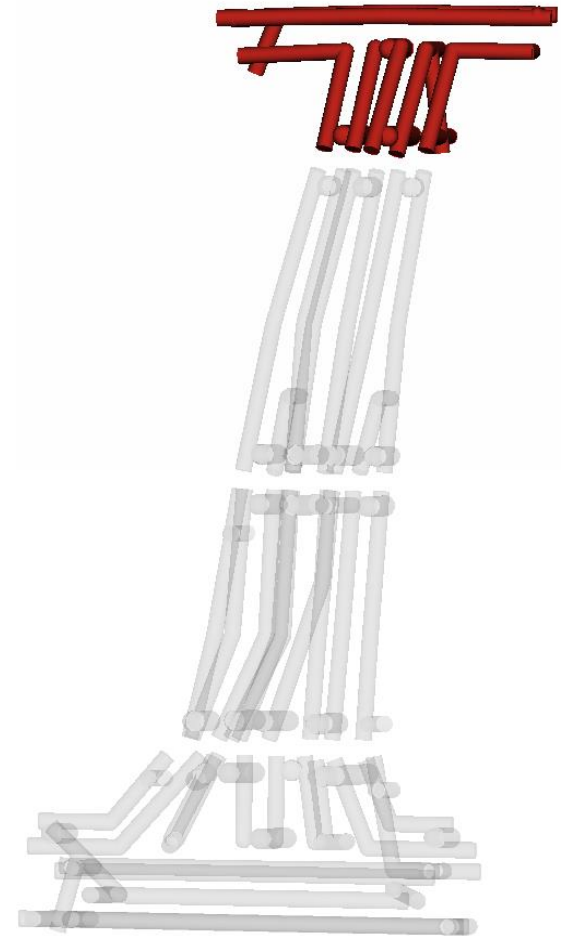
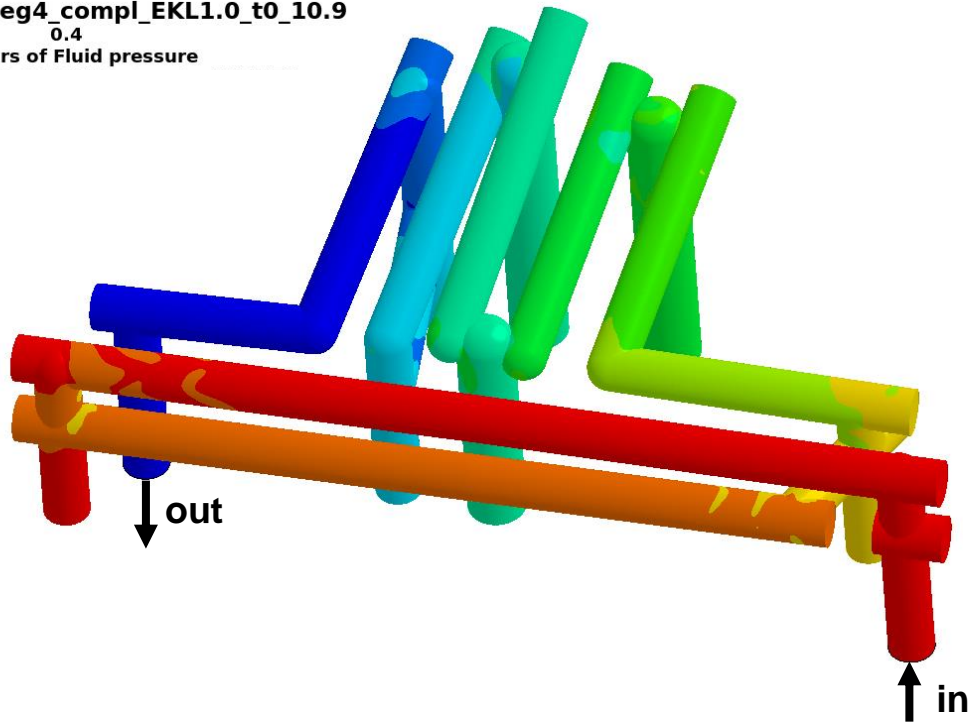
### Segment 3: statischer Druck an Oberfläche des Kühlkanals (komplettes Modell)

VW\_Seg3\_vel11.9\_EKL1.3\_tmod0\_compl  
Time = 1  
Contours of Fluid pressure



Segment 4: statischer Druck an Oberfläche des Kühlkanals (komplettes Modell)

VW\_Seg4\_compl\_EKL1.0\_t0\_10.9  
Time = 0.4  
Contours of Fluid pressure



## 2. preliminaries (CFD)

### 2.1 laminar pipe flow (Hagen-Poiseuille)

### 2.2 real cooling circuit (section)

allgemeine Kennzahlen des Strömungsproblems:

$Re \sim 100\,000$

$Ma \sim 0.005$

### Abschätzung Zeitschritt

$$\Delta t_{CFL} = \frac{l}{v} = \frac{EKL}{v} = \frac{1.0}{5000} = 0.2e^{-3} \text{ s}$$

Da implizit gerechnet wird, ist die CFL Bedingung kein limitierender Faktor wie bei expliziten Berechnungen, ist aber ein guter Startwert bei der Bestimmung eines geeigneten Zeitschritts.

## 2.1 laminar pipe flow (Hagen-Poiseuille)

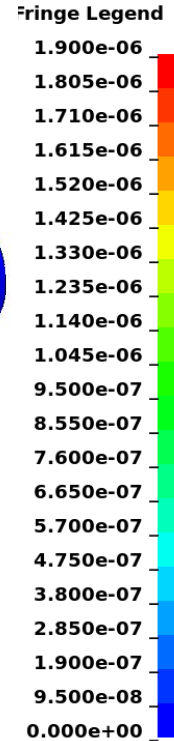
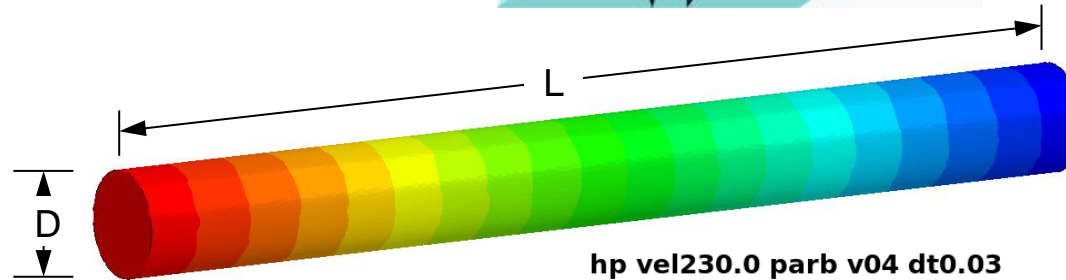
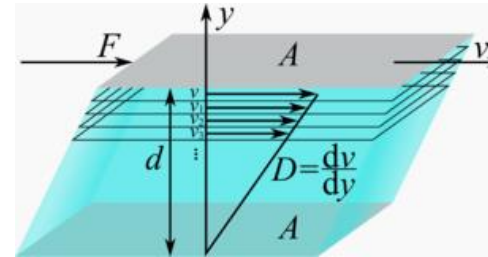
Newtonscher Schubspannungsansatz  $\tau = \eta \frac{dv}{dy}$   
 (gültig für *Newtonsche Fluide*)

$\eta, \mu$  dynamische Viskosität

$$[Pa \cdot s] \left[ \frac{kg}{m \cdot s} \right]$$

$\nu$  kinematische Viskosität

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \left[ \frac{m^2}{s} \right]$$



hp vel230.0 parb v04 dt0.03  
 Time = 7.98  
 Contours of Fluid pressure  
 min = -1.90821e-08, at node #17206  
 max = 1.88157e-06, at node #4957

Rohrströmungen sind im allgemeinen laminar bei  
 Reynoldszahlen bis  $Re = 2300$  <sup>1)</sup>

$$D = 20 \text{ mm}$$

$$L = 200 \text{ mm}$$

$$\rho = 1.0e-09 \text{ t/mm}^3$$

$$\eta = 1.0e-09 \text{ t/mm s}$$

$$Re_{krit} = \frac{v_{krit} \cdot D}{\nu} = \frac{v_{krit} \cdot D \cdot \rho}{\eta} = 2300$$

$$\bar{v}_{krit} = \frac{Re_{krit} \cdot \eta}{D \cdot \rho} = \frac{2300}{20} = 115.0 \frac{mm}{s}$$

bei parabolischem Geschwindigkeitsprofil : maximale Geschw. in Rohrachse ( $r=0$ ) :

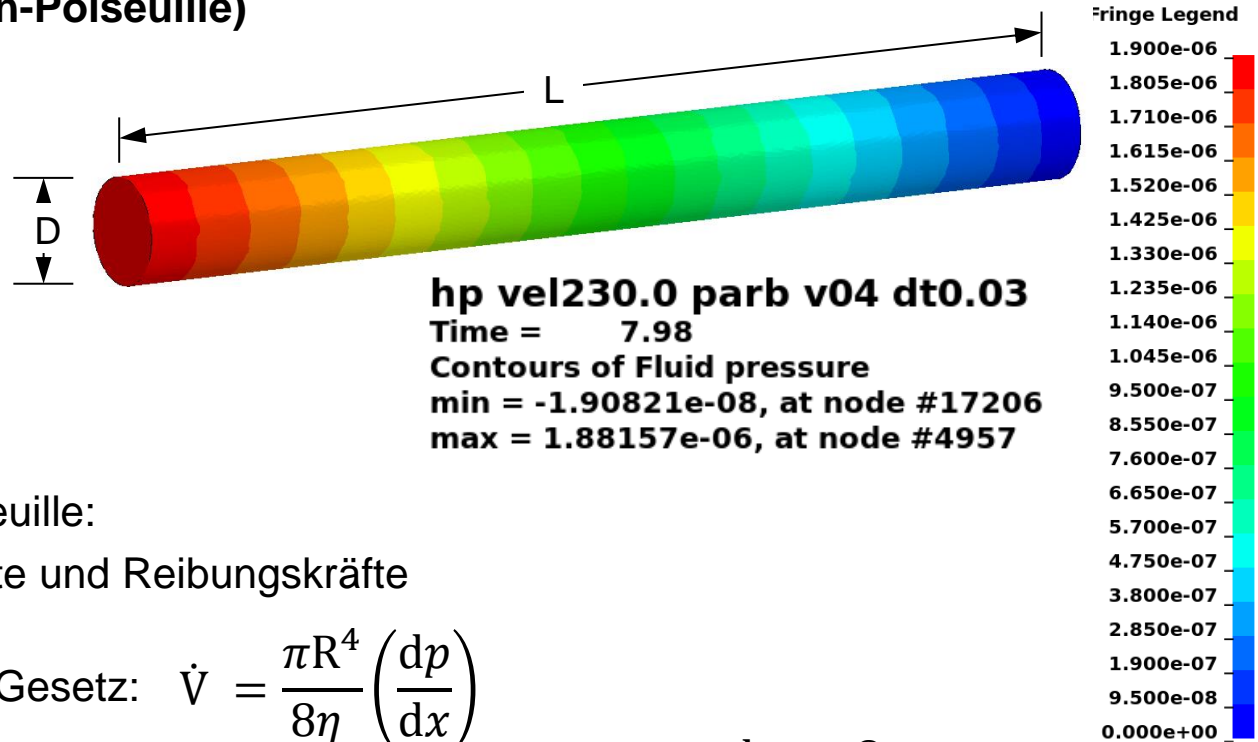
$$v_{max} = 2 \cdot \bar{v}$$

$$v_{max krit} = 2 \cdot \bar{v}_{krit} = 230.0 \frac{mm}{s}$$

1) bei besonderer experimenteller Sorgfalt kann es gelingen, die Strömung bis  $Re=50.000$  laminar zu halten

## 2.1 laminar pipe flow (Hagen-Poiseuille)

$D = 20 \text{ mm}$   
 $L = 200 \text{ mm}$   
 $\rho = 1.0e-09 \text{ t/mm}^3$   
 $\eta = 1.0e-09 \text{ t/mm s}$   
 $\bar{v} = 115 \text{ mm/s}$



Ansatz von Hagen und Poiseuille:

Gleichgewicht zw. Druckkräfte und Reibungskräfte

Hagen-Poiseuillesches Gesetz:  $\dot{V} = \frac{\pi R^4}{8\eta} \left( \frac{dp}{dx} \right)$

mit  $\dot{V} = \bar{v} \cdot \pi \cdot R^2 \Rightarrow \frac{dp}{dx} = \frac{8 \bar{v} \eta}{R^2}$

=> Druckdifferenz zw. Ein- und Austritt:

$$\Delta p = \frac{8 \bar{v} \eta L}{R^2} = \frac{8 \cdot 115 \cdot 1.0e^{-9} \cdot 200}{10^2} = 1.84e^{-6} \left[ \frac{t}{mm \ s^2} \right] \left[ 1.0e^6 \frac{kg}{m \ s^2} \right] [1.0e^6 \ Pa]$$

$$\Delta p = 1.84 \text{ Pa} = 1.84e^{-5} \text{ bar} = 0.0184 \text{ mbar}$$

## 2.1 laminar pipe flow (Hagen-Poiseuille)

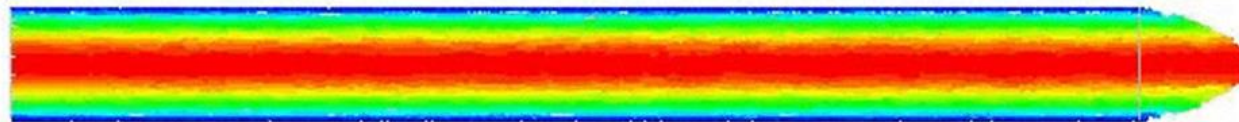
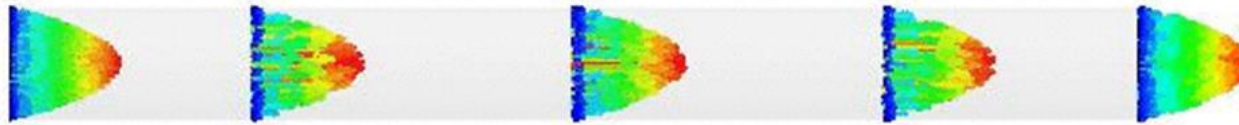
hp vel230.0 parb v04 dt0.02

Time = 6.24

Vector of Fluid velocity

min=0, at node# 13789

max=231.786, at node# 30760



Fringe Levels

2.318e+02

2.202e+02

2.086e+02

1.970e+02

1.854e+02

1.738e+02

1.622e+02

1.507e+02

1.391e+02

1.275e+02

1.159e+02

1.043e+02

9.271e+01

8.112e+01

F 6.954e+01

5.795e+01

4.636e+01

3.477e+01

2.318e+01

1.159e+01

0.000e+00

hp vel230.0 parb v04 dt0.02

Time = 6.24

Isosurfaces of Fluid velocity (magnitude)

min = 0, at node #13789

max = 231.786, at node #30760



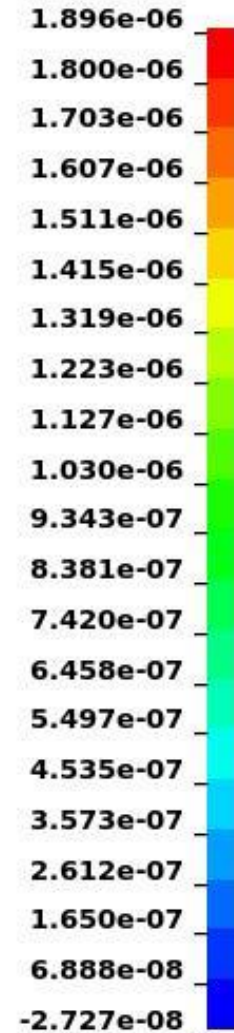
Isosurface v = 200 mm/s

## 2.1 laminar pipe flow (Hagen-Poiseuille)

hp vel230.0 parb v04 dt0.02  
 Time = 8  
 Contours of Fluid pressure  
 min = -2.72692e-08, at node #17206  
 max = 1.89581e-06, at node #4957



Fringe Legend





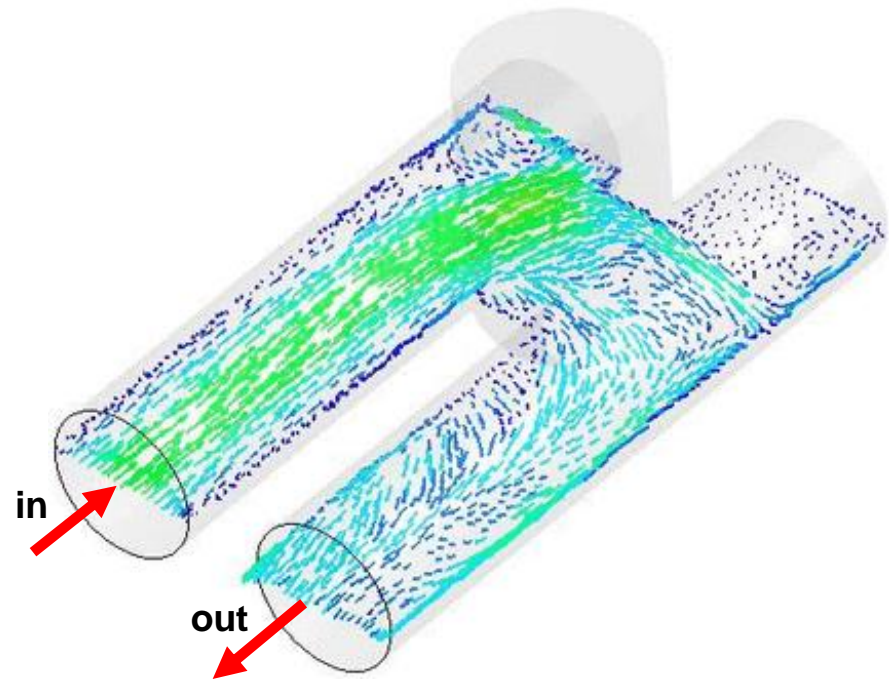
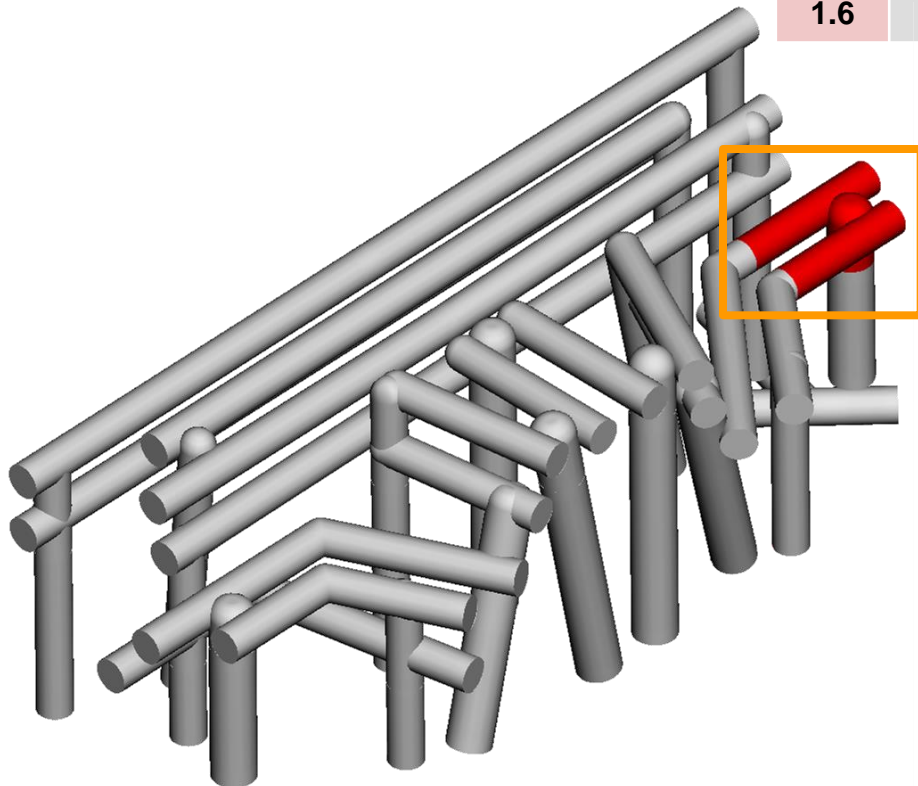
## 2.2 real cooling circuit (section segment 1) – Rechendauer bei unterschiedlicher Netzfeinheit

Turbulenzmodell *LES*

dt = 1 ms

EKL <sup>1)</sup>	Vol.elem.		dt	$\Delta p^{2)}$		$\Delta p^{3)}$		$t_{\text{Sim}}^{4) 5)}$	
[mm]	[ ]	[%]	[s]	[bar]	[%]	[bar]	[%]	[h:m:s]	[%]
<b>0.6</b>	1 650 924	100	<b>0.001</b>	<b>0.250</b>	100	<b>0.248</b>	100	<b>3:56:48</b>	100
<b>0.8</b>	822 217	50	<b>0.001</b>	<b>0.248</b>	100	<b>0.248</b>	100	<b>1:35:40</b>	40
<b>1.0</b>	475 090	29	<b>0.001</b>	<b>0.238</b>	97	<b>0.240</b>	97	<b>0:37:27</b>	16
<b>1.3</b>	254 162	15	<b>0.001</b>	<b>0.243</b>	92	<b>0.229</b>	92	<b>0:14:22</b>	6
<b>1.6</b>	164 778	10	<b>0.001</b>	<b>0.241</b>	94	<b>0.232</b>	94	<b>0:07:48</b>	3

- 1) Oberflächenelemente
- 2)  $p_{\text{in}} - p_{\text{out}}$  gemittelt im Intervall  $0.75s < t < 1.0s$
- 3)  $p_{\text{in}} - p_{\text{out}}$  gemittelt im Intervall  $4.0s < t < 5.0s$
- 4) 8 CPU's (dmore61/62/63)
- 5) für 1.0 s phys. Zeit



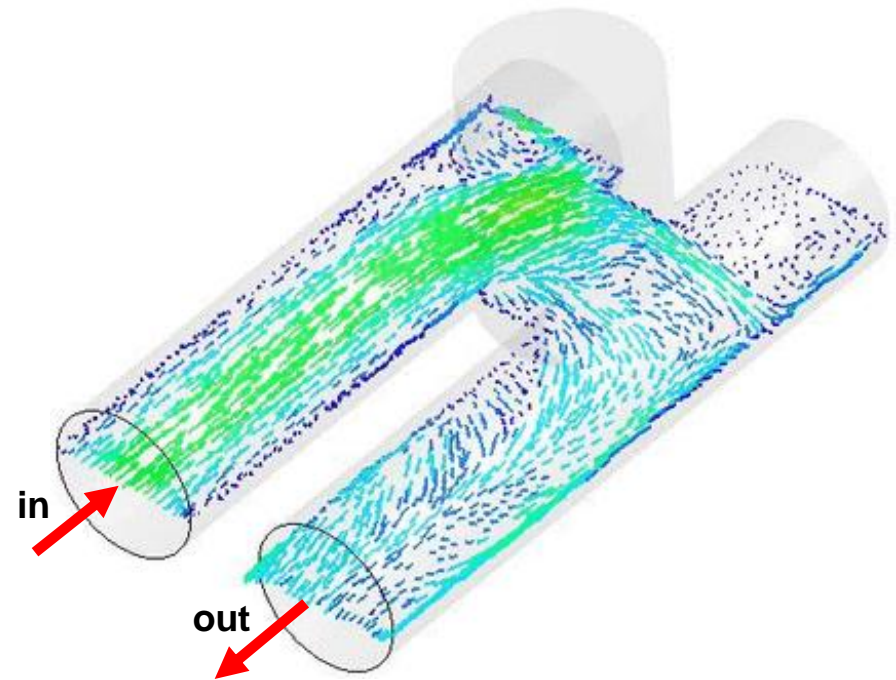
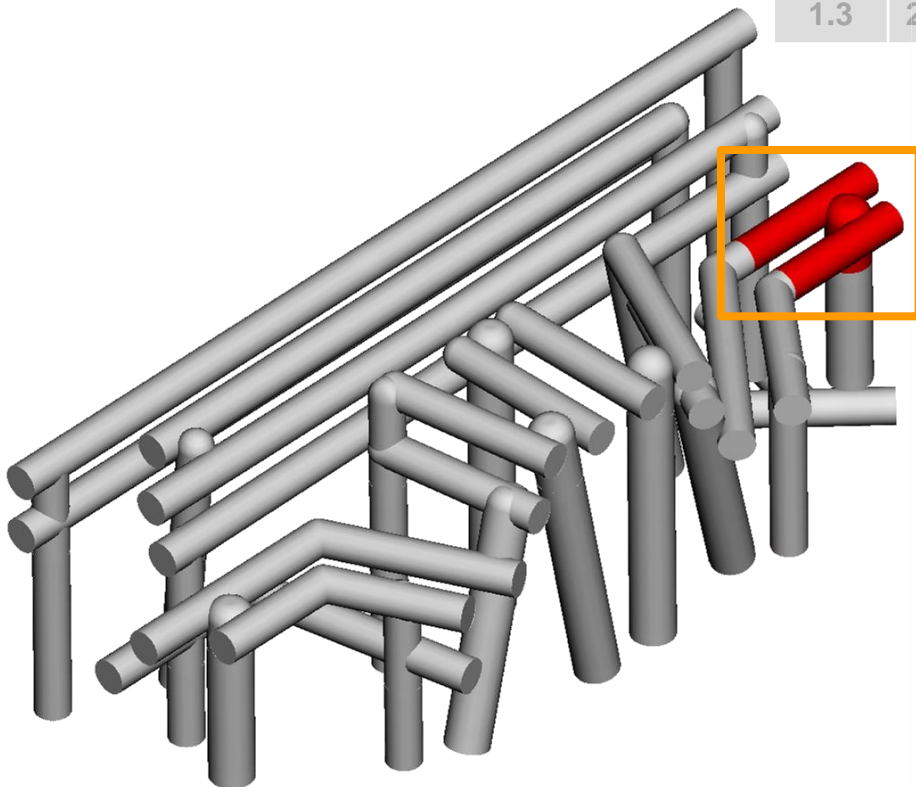
## 2.2 real cooling circuit (section segment 1) – Rechendauer bei unterschiedlichem Zeitschritt

Turbulenzmodell *LES*

EKL 1.3 mm

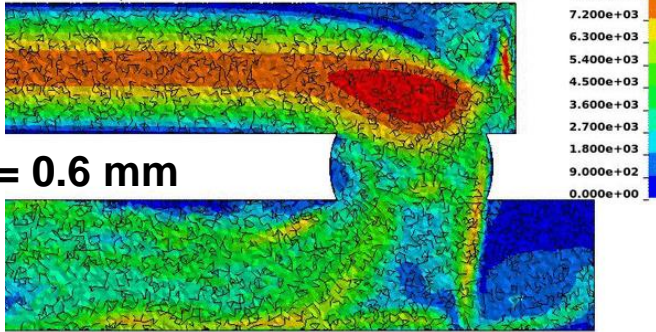
EKL <sup>1)</sup>	Vol.el.	dt	$\Delta p^{2)}$		$\Delta p^{3)}$		$t_{sim}^{4) 5)}$	
[mm]	[ ]	[s]	[bar]	[%]	[bar]	[%]	[h:m:s]	[%]
1.3	254 162	<b>0.0002</b>	<b>0.323</b>	133	<b>0.336</b>	147	<b>1:11:02</b>	494
1.3	254 162	<b>0.0005</b>	<b>0.327</b>	135	<b>0.316</b>	138	<b>0:26:45</b>	186
1.3	254 162	<b>0.0010</b>	<b>0.243</b>	100	<b>0.229</b>	100	<b>0:14:22</b>	100
1.3	254 162	<b>0.0015</b>	<b>0.205</b>	84	<b>0.206</b>	90	<b>0:10:13</b>	71
1.3	254 162	<b>0.0020</b>	<b>0.186</b>	77	<b>0.188</b>	81	<b>0:08:08</b>	57

- 1) Oberflächenelemente
- 2)  $p_{in} - p_{out}$  gemittelt im Intervall  $0.75s < t < 1.0s$
- 3)  $p_{in} - p_{out}$  gemittelt im Intervall  $4.0s < t < 5.0s$
- 4) 8 CPU's (dmore61/62/63)
- 5) für 1.0 s phys. Zeit



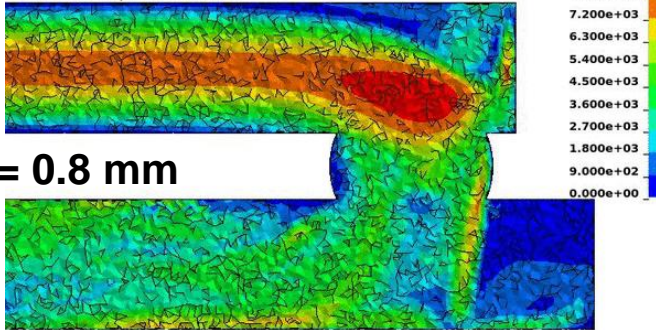
## 2.2 real cooling circuit (section) velocity (fringe plot)

Seg1-mc\_vel\_7.8\_0.6mm\_t2  
Time = 0.02  
Contours of Fluid velocity (magnitude)  
min = 0, at node #32066  
max = 19370.5, at node #241926



**EKL = 0.6 mm**

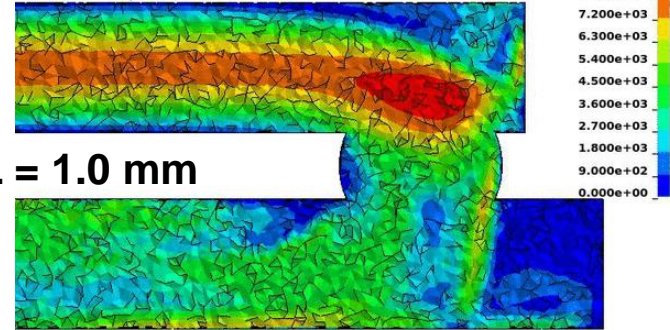
Seg1-mc\_vel\_7.8\_0.8mm\_t2  
Time = 0.02  
Contours of Fluid velocity (magnitude)  
min = 0, at node #20553  
max = 16842.6, at node #123091



**EKL = 0.8 mm**

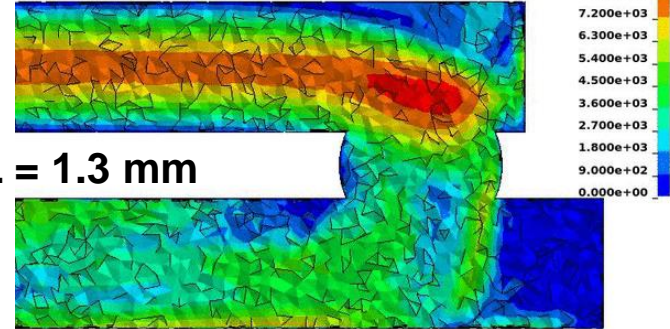


Seg1-mc\_vel\_7.8\_1.0mm\_t2  
Time = 0.02  
Contours of Fluid velocity (magnitude)  
min = 0, at node #10122  
max = 17037.2, at node #67567



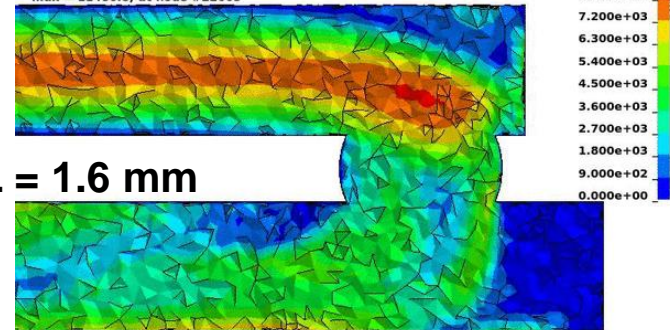
**EKL = 1.0 mm**

Seg1-mc\_vel\_7.8\_1.3mm\_t2  
Time = 0.02  
Contours of Fluid velocity (magnitude)  
min = 0, at node #6693  
max = 14822.9, at node #31936



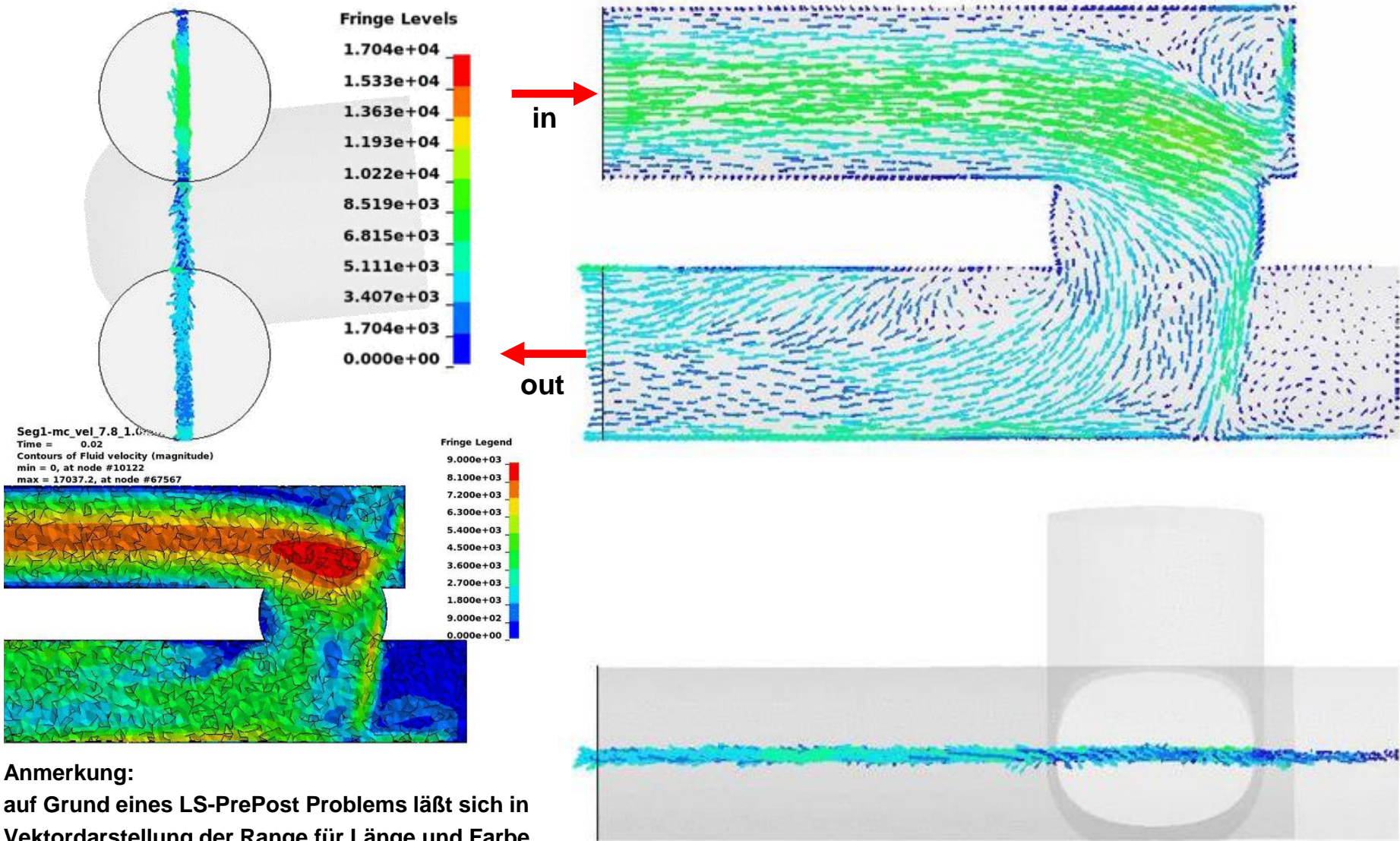
**EKL = 1.3 mm**

Seg1-mc\_vel\_7.8\_1.6mm\_t2  
Time = 0.02  
Contours of Fluid velocity (magnitude)  
min = 0, at node #3401  
max = 11486.8, at node #22665



**EKL = 1.6 mm**

2.2 real cooling circuit (section) - EKL=1.0mm - velocity (y-Ebene)



**Anmerkung:**  
auf Grund eines LS-PrePost Problems lässt sich in Vektordarstellung der Range für Länge und Farbe der Vektorpfeile nicht fixieren

### 3. boundary conditions

## t-mm-s Einheitensystem

Fluideigenschaften (Wasser bei  $p = 1 \text{ bar}$ ):

Dichte	$\rho = 1.0\text{e-}09 \text{ t/mm}^3$
dynamische Viskosität	$\eta = 0.89\text{e-}09 \text{ t/mm s}$
Wärmeleitfähigkeit	$\lambda = 0.607 \text{ t mm/s}^3 \text{ K}$
sp. Wärmekapazität	$c_p = 4.18\text{e}09 \text{ mm}^2/\text{K s}^2$
Wärmeausdehnungskoeff.	$\beta = 0.259\text{e-}03 \text{ K}^{-1}$



VW Seg1 vel\_7.3 EKL1.3 tmod0  
Time = 0.18  
Contours of Fluid pressure

Inlet velocity (var.) - parabolisches Geschwindigkeitsprofil <sup>1)</sup>  
temperature  $T_{in}$

Outlet pressure  $p_{out} = 0.0$

Wall nonslip

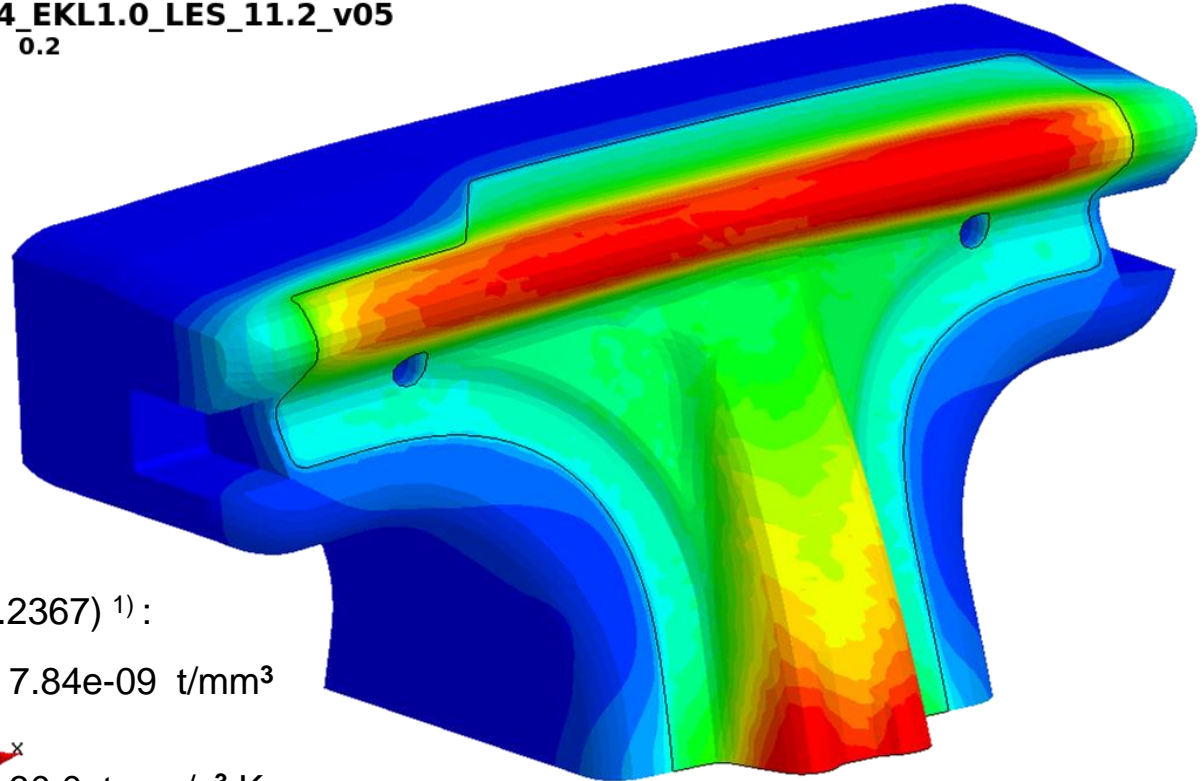
### Hinweise:

In LS-Dyna ICFD Solver derzeit keine Möglichkeit, eine Abhängigkeit der Fluideigenschaften ( $\rho, \eta, \lambda, c_p, \beta$ ) von der Temperatur anzugeben.

Geschwindigkeit am Eintritt in y-Richtung ( $v_x = 0.0; v_z = 0.0$ ). Tatsächlich sind die Rohrstücke am Ein- und Austritt leicht gegenüber der y-Achse geneigt.

1) definiert in LS-Dyna ICFD 3D wird  $v_{in\_max}$  ( $\Rightarrow$  mittl Geschw.  $\bar{v} = v_{in\_max} / 2$ )

VW\_Seg4\_EKL1.0\_LES\_11.2\_v05  
Time = 0.2



## t-mm-s Einheitensystem

Werkzeugeigenschaften (Stahl 1.2367) <sup>1)</sup>:

Dichte <sup>2)</sup>

$$\rho = 7.84e-09 \text{ t/mm}^3$$



Wärmeleitfähigkeit <sup>3)</sup>

$$\lambda = 30.0 \text{ t mm/s}^3 \text{ K}$$

sp. Wärmekapazität <sup>2)</sup>

$$c = 4.65e08 \text{ mm}^2/\text{K s}^2$$

Wärmeausdehnungskoeff. <sup>4)</sup>

$$\beta = 12.0e-06 \text{ K}^{-1}$$

E-Modul (~80°C)

$$E = 210e03 \text{ t mm/s}^2$$

1) Böhler W303

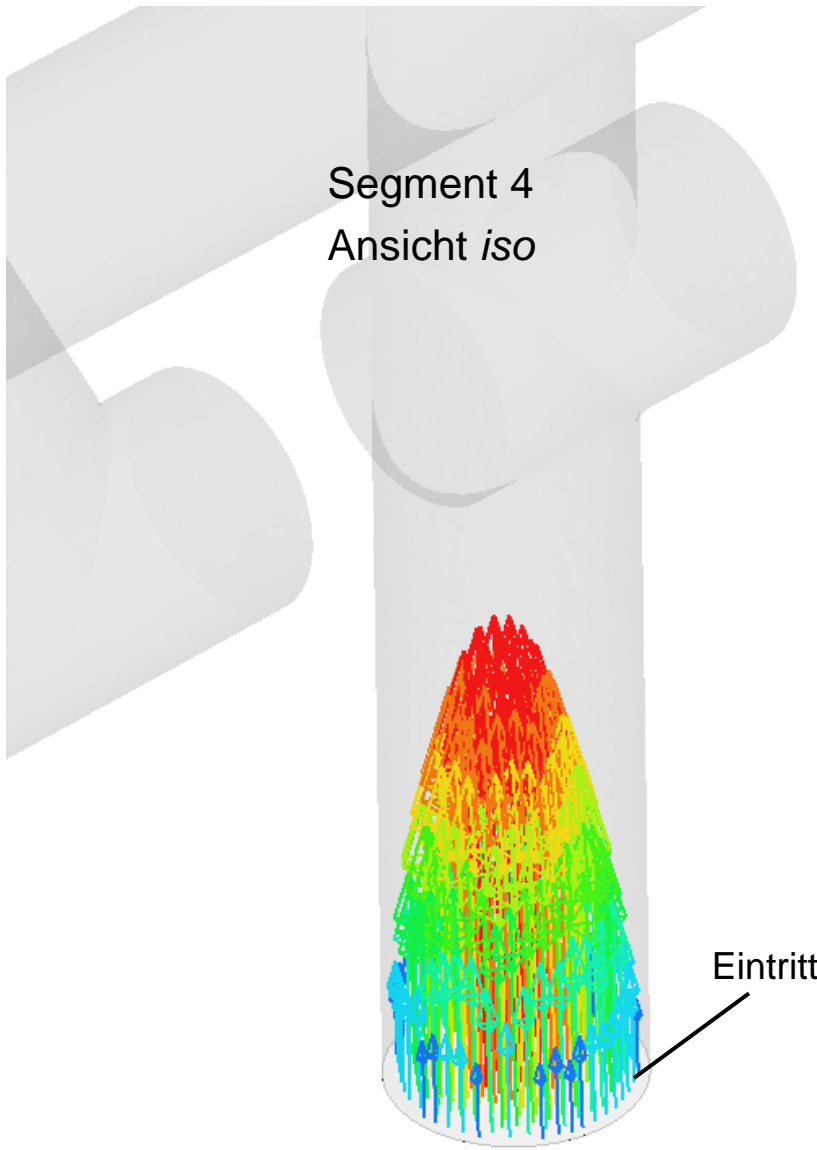
2) bei T ~ 50°C

3) mittlerer Wert

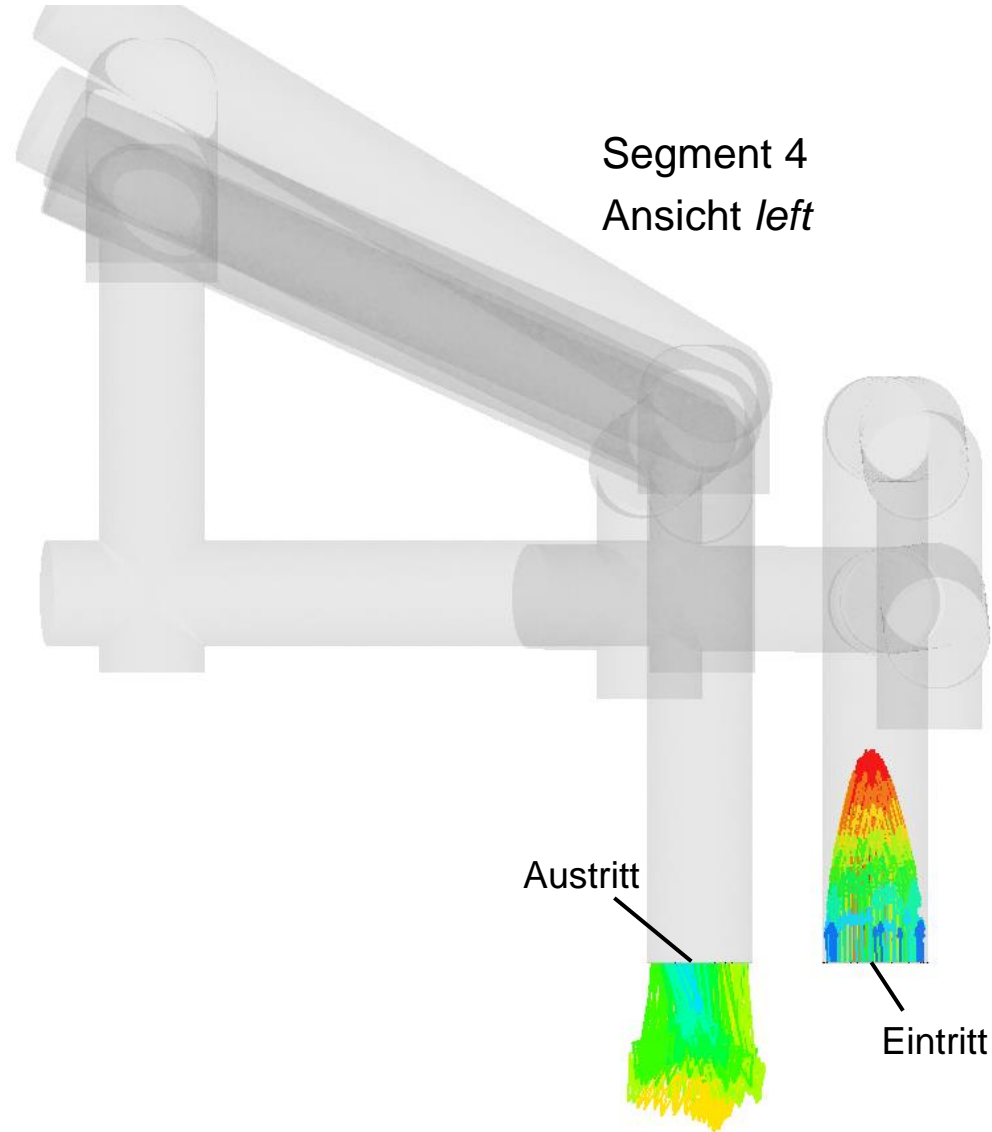
4) zwischen 20°C und 200°C

Randbedingungen (CFD): parabolisches Geschwindigkeitsprofil am Eintritt

Segment 4  
Ansicht iso

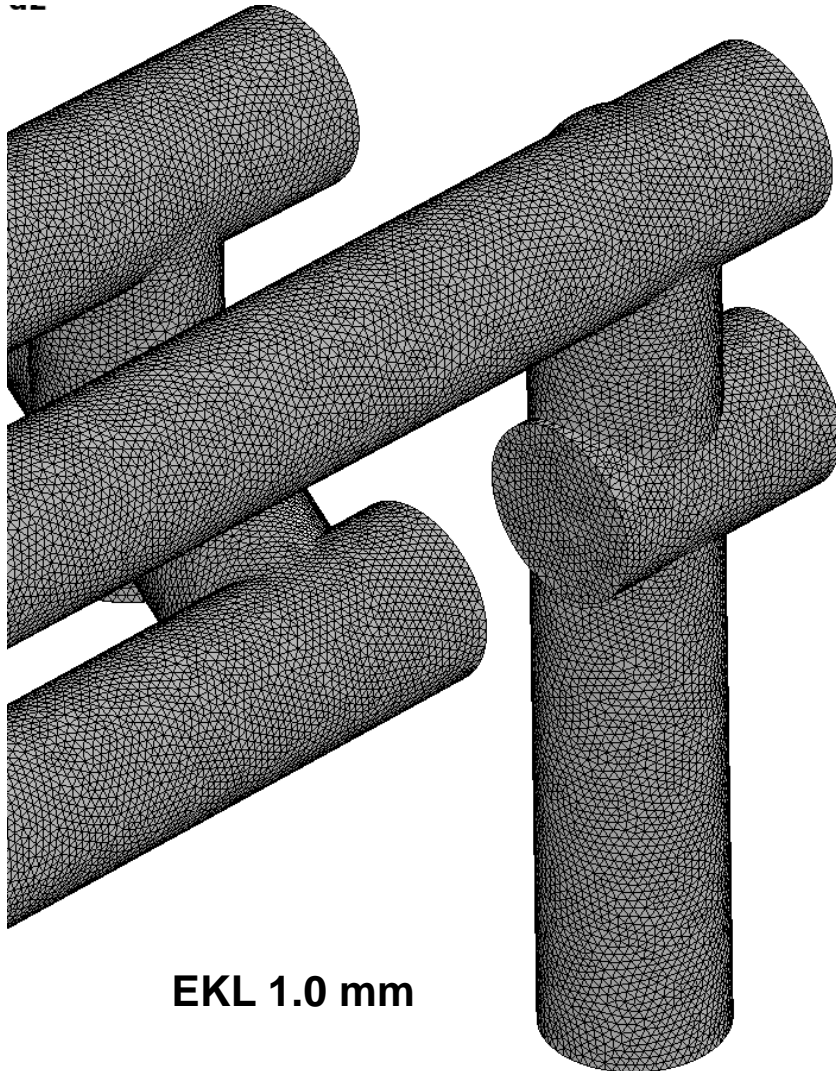


Segment 4  
Ansicht left

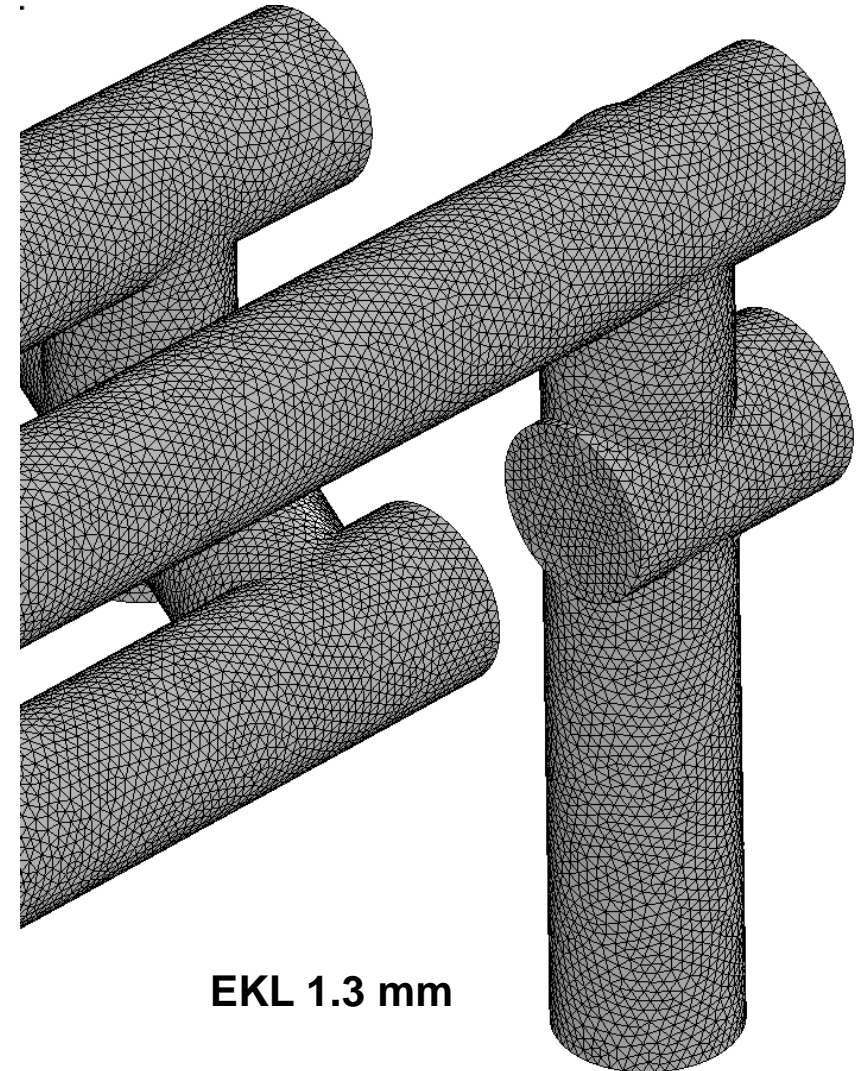




Randbedingungen (CFD): Gegenüberstellung EKL (Elementkantenlänge) 1.0 vs. 1.3 mm  
Oberflächennetz



**EKL 1.0 mm**

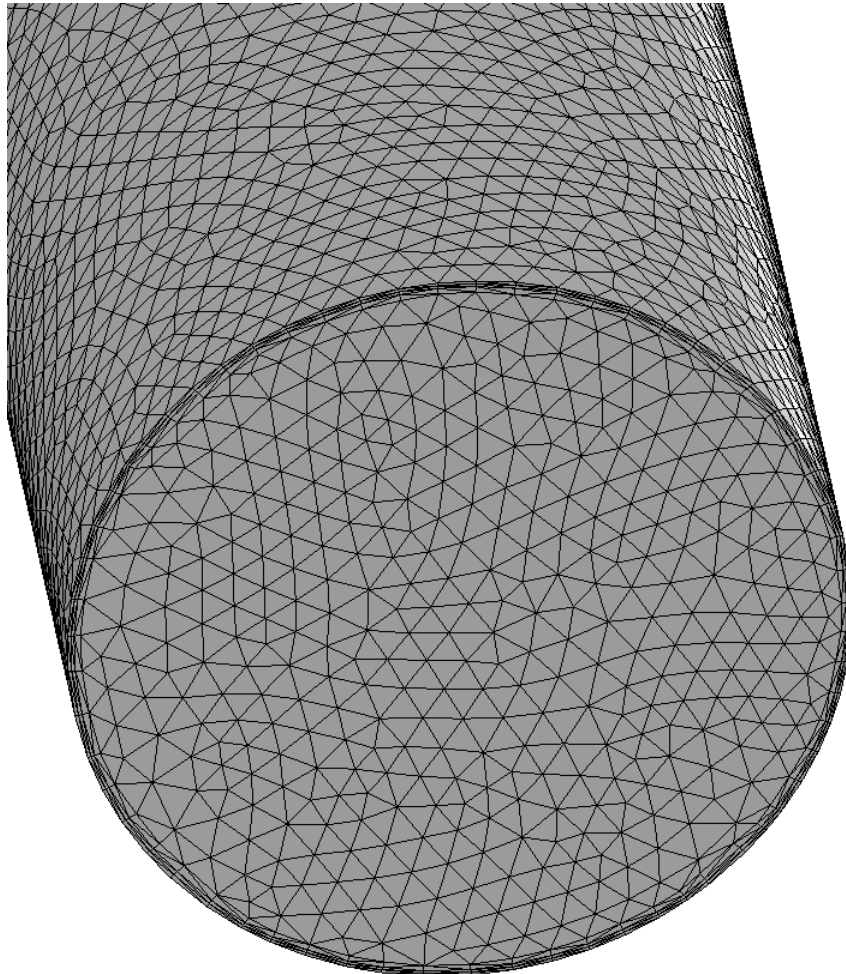


**EKL 1.3 mm**

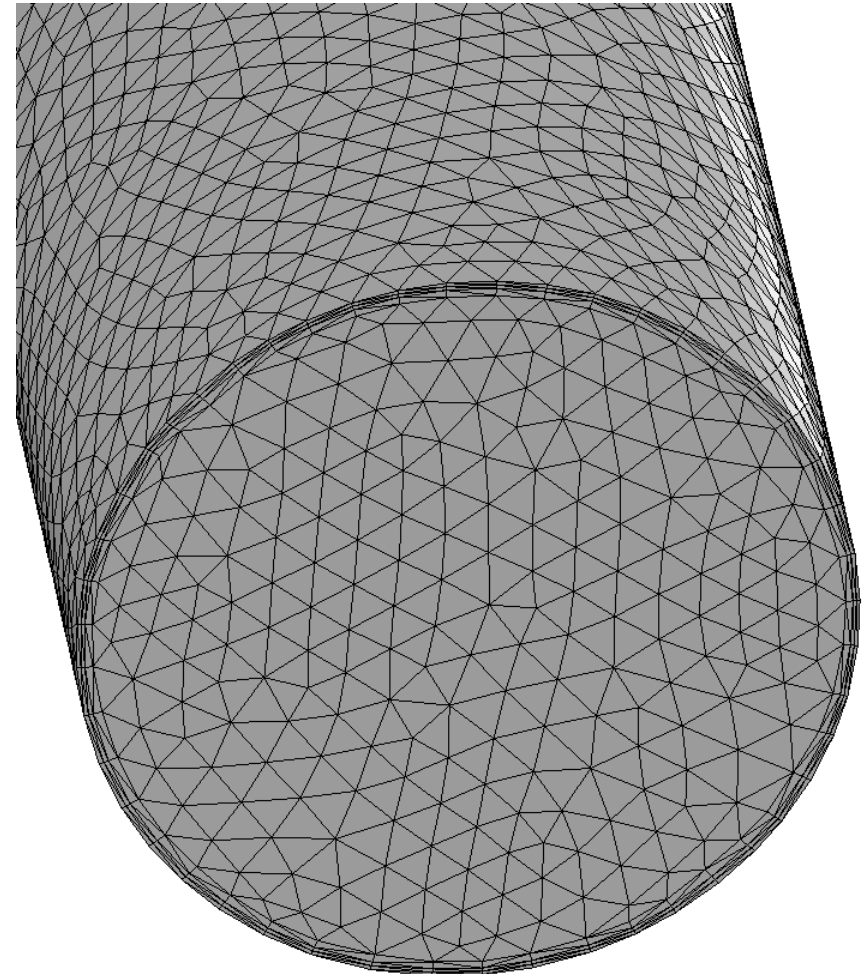
\*ICFD\_CONTROL\_SURFMESH -> RSRF=1 => surface remeshing eingeschaltet

Randbedingungen (CFD): Gegenüberstellung EKL (Elementkantenlänge) 1.0 vs. 1.3 mm  
Oberflächennetz an Eintritt mit Darstellung des Rechnetzes entlang der Grenzschicht

\*MESH\_BL -> NELTH=2      => 2 Elemente (effektiv 3) normal zur Oberfläche zur Auflösung der Grenzschicht

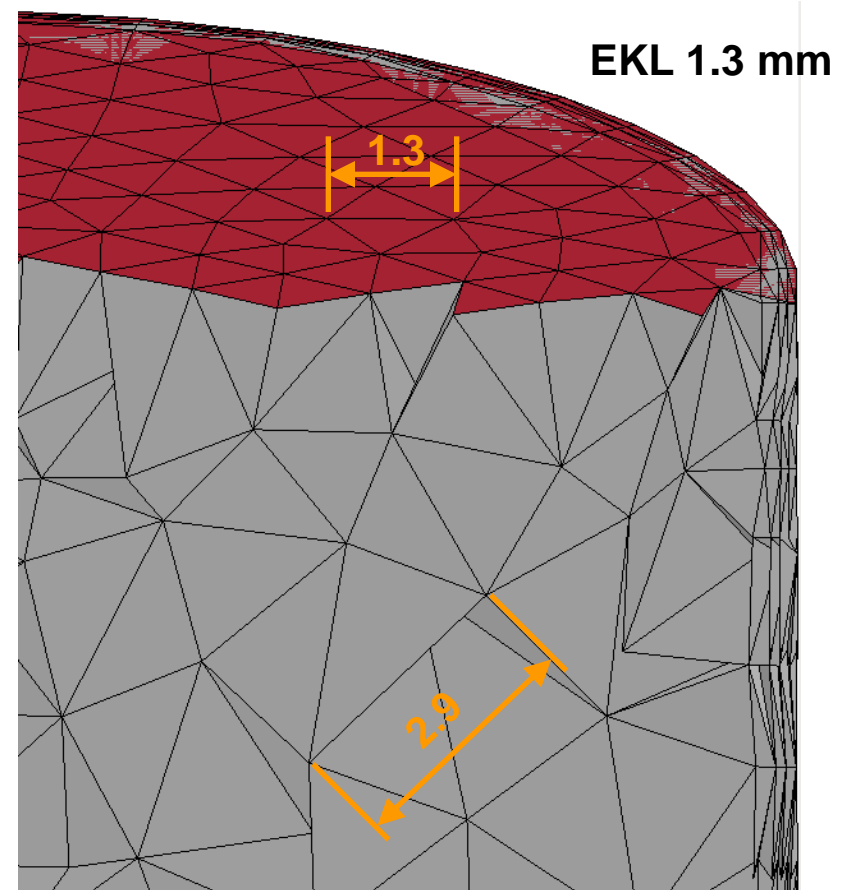
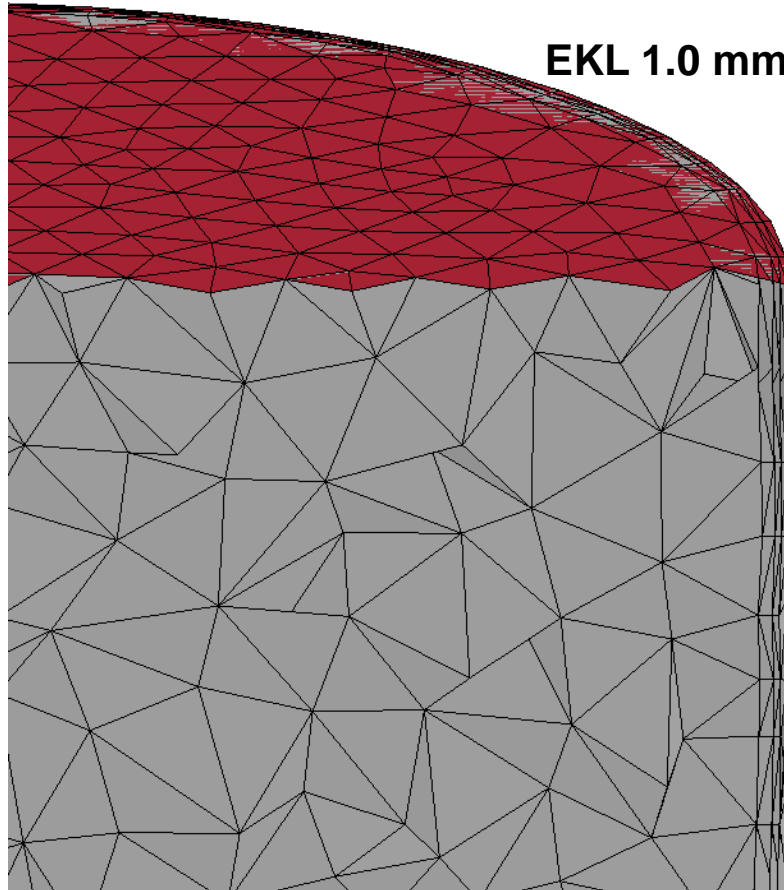


**EKL 1.0 mm**



**EKL 1.3 mm**

Randbedingungen (CFD): Gegenüberstellung EKL (Elementkantenlänge) 1.0 vs. 1.3 mm  
Volumennetz an Eintritt mit Darstellung des Rechenetzes entlang der Grenzschicht



Anmerkung:

Die Angabe EKL=1.0 mm bzw. EKL=1.3 mm bezieht sich auf das Oberflächennetz. Die Elemente des Volumennetzes haben teilweise deutlich größere Elementkantenlängen.

\*ICFD\_CONTROL\_MESH -> MGSF=1.41 (default) => growth factor

## grundsätzliche Größen und Begriffe der Wärmeübertragung (heat transfer)

Wärme, Wärmemenge, Wärmeenergie (heat)

$$Q \quad [J]$$

Wärmestrom, Wärmefluss (heat flow)

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt} \quad [W]$$

Wärmestromdichte (heat flux)

$$\dot{q} = \frac{d\dot{Q}}{dA} \quad \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

Wärmeübergangskoeffizient (heat transfer coefficient, heat transfer conductance)

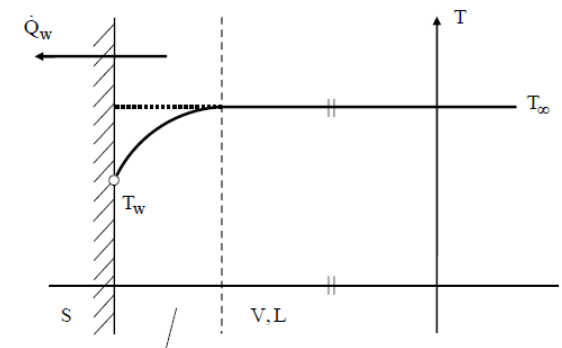
$$h = \frac{\dot{Q}}{A \cdot \Delta T} \quad \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad \left[ \frac{kg}{s^3 \cdot K} \right]$$

Wärmeübergang : Wärmeübertragung über eine Systemgrenze (Grenzfläche)  
*Fluid-Festkörper, Fluid-Fluid oder Festkörper-Festkörper*

$h, \alpha$  Wärmeübergangskoeffizient

$A$  Kontaktfläche

$\Delta T$  Temperaturdifferenz ( $T_\infty - T_w$ )



## grundsätzliche Größen und Begriffe der Wärmeübertragung (heat transfer)

### Mechanismen der Wärmeübertragung

- Wärmeleitung (Konduktion, Diffusion)      Festkörper und Fluid
- Konvektion      nur Fluid
- Strahlung      Vakuum oder transparente Körper (Festkörper und Fluid)
- Advektion

Wärmestromdichte auf Grund von Wärmeübertragung durch Diffusion (allg. 3D)       $\vec{q} = -\lambda \cdot \nabla T$

(spezifische) Wärmeleitfähigkeit (1D; 3D isotrop)       $\lambda = \frac{\dot{Q} \cdot l}{A \cdot \Delta T} \quad \left[ \frac{W \cdot m}{m^2 \cdot K} \right] \quad \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right] \quad \left[ \frac{kg \cdot m}{s^3 \cdot K} \right]$

Wärmeleitung : Wärmetransport innerhalb eines (homogenen) Stoffes (Festkörper oder Fluid) durch „Weiterreichen von Wärme“ auf atomarer oder molekularer Ebene

- Gase: kinetische Energie von Molekül zu Molekül
- Flüssigkeiten und nichtmetallische Festkörper: Schwingungsenergie von Atom zu Atom
- Metalle: durch Leitungselektronen

$\lambda$  ,  $k$  : (spezif.) Wärmeleitfähigkeit, Wärmeleitzahl, thermal conductivity (TC)

spezifische Wärmekapazität       $c_p$

Wärmeausdehnungskoeffizient       $\beta$

1) Wärmeübergang Platine – Werkzeug (Festkörper – Festkörper)

$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot \Delta T$$

Material Platine : Vergütungsstahl 22MnB5 (phs-ultraform ®, Usibor ®, MBW ®, Docol ®, 22MnB5,...)  
ohne oder mit je nach Hersteller unterschiedlicher Beschichtung (Fe-Zn, Al-Si, ...)

Material Werkzeug : Warmarbeitsstahl 1.2367 (z.B. Böhler W303)

Wärmeübergangskoeffizient h abhängig von Materialpaarung, Anpressdruck, Oberflächenbeschaffenheit, Medium zwischen den Kontaktpartnern. Bei den im Rahmen dieser Präsentation durchgeführten Rechenläufen wurde mit einem über die gesamte Platine einheitlichen Wärmeübergangskoeffizienten gerechnet.

bei Flächenpressung  $\approx 30$  MPa :  $h \approx 3000 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \left[ \frac{kg}{s^3 \cdot K} \right]$

\*CONTACT\_SURFACE\_TO\_SURFACE\_THERMAL\_ID

```

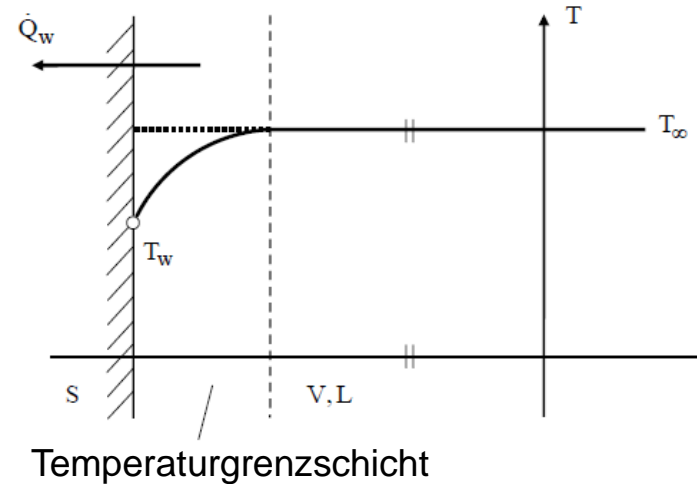
$:  label          title
    1 Waermeuebergangskontakt
$:  ssid          msid          sstyp          mstyp          sboxid          mboxid          spr          mpr
    10010         10004         3             3             0             0             1             1
$:  fs            fd            dc            vc            vdc            penchk          bt            dt
    0.0           0.0           0.0           0.0           0.0           0             0.0           0.0
$:  sfs           sfm           sst           mst           sfst           sfmt           fsf           vsf
    0.0           0.0           0.0           0.0           0.0           0.0           0.0           0.0
$:  k             rad            h             lmin          lmax          chlm           bc_flg        algo
    0.0           0.0           3.0           1.2           1.2           0.0           0             0
    
```

## 2) Wärmeübergang Werkzeug – Kühlflüssigkeit (Festkörper – Fluid)

h keine Materialkonstante, sondern - neben den Materialeigenschaften von Solid und Fluid - abhängig von:

- Strömungsgeschwindigkeit  $v$
- Art der Strömung (laminar oder turbulent)
- geometrischen Verhältnissen
- Oberflächenbeschaffenheit
- Temperaturbereich

$$\dot{Q}_W = h \cdot A \cdot (T_\infty - T_W)$$



- ⇒ Wärmeübergangskoeffizient wird nicht wie bei Wärmeübergang Platine – Werkzeug vorgegeben, sondern von ICFD Solver berechnet.
- ⇒ bei instationärer Strömung ist h eine Funktion von Ort und Zeit.
- ⇒ Annahme: h als gemittelte Ergebnisgröße einer gekoppelten Berechnung über eine relativ kurze Simulationsdauer (z.B. 0.5 s) und  $T_\infty$  als Randbedingung sollten für eine thermische Berechnung des Werkzeugs über die gesamte Zyklusdauer (z.B. 20 s) ausreichen.

3) Wärmeübergang Werkzeug – Luft  
wird vernachlässigt



## Definition der Kopplung (CFD - thermisch) in LS-Dyna:

```
*ICFD_CONTROL_FSI
```

```
$:   owc      bt      dt
      1
```

```
*ICFD_BOUNDARY_FSI
```

```
$:   pid
      43
```

```
*ICFD_BOUNDARY_CONJ_HEAT
```

```
$:   pid
      43
```

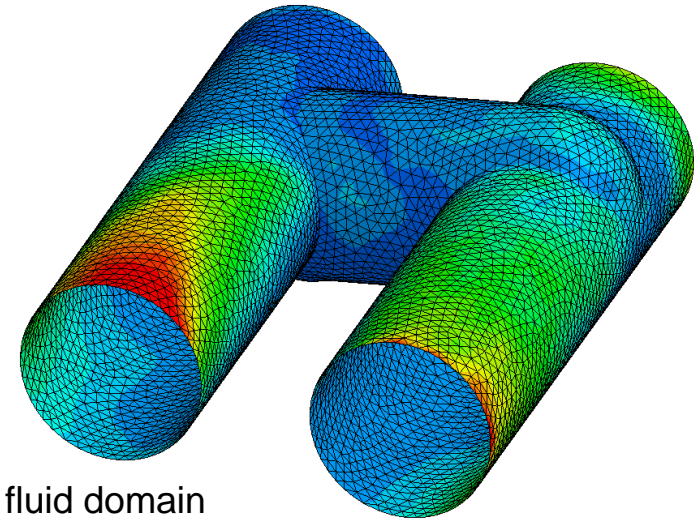
PID 43:  
outer surface of fluid domain

OWC Indicates the coupling direction to the solver.

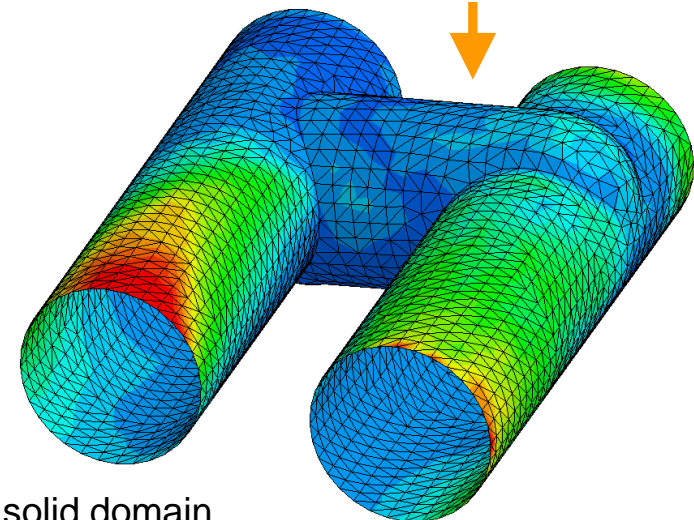
EQ. 0: two-way coupling. Loads and displacements are transferred across the FSI interface and the full non-linear problem is solved.

EQ. 1: one-way coupling. The solid solver transfers displacements to the fluid solver.

EQ. 2: one-way coupling. The fluid solver transfers stresses to the solid solver.



**strong (monolithic) coupling**



PID 10005:  
inner surface of solid domain

### 4. results (CFD)

- 4.1 velocity at inlet and outlet (vector plot)
- 4.2 velocity and static pressure (all segments)
- 4.3 summary and analysis of CFD results

## 4.1 velocity at in- and outlet (vector plot)

Eintritt:

Randbedingung (parabolisches Geschwindigkeitsprofil)

Austritt:

Ergebnisgröße

VW\_Seg4\_redcd\_EKL1.3\_t2\_11.2

Time = 0.6

Vector of Fluid velocity

min=0, at node# 90579

max=11134, at node# 14011

Fringe Levels

1.113e+04

1.002e+04

8.907e+03

7.794e+03

6.680e+03

5.567e+03

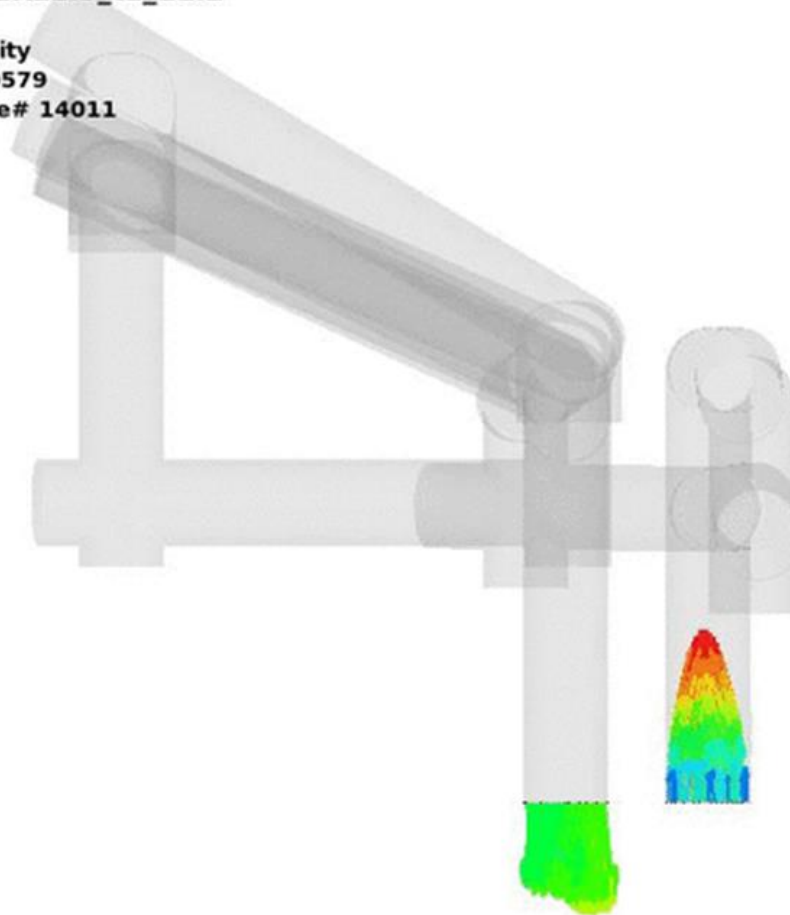
4.454e+03

3.340e+03

2.227e+03

1.113e+03

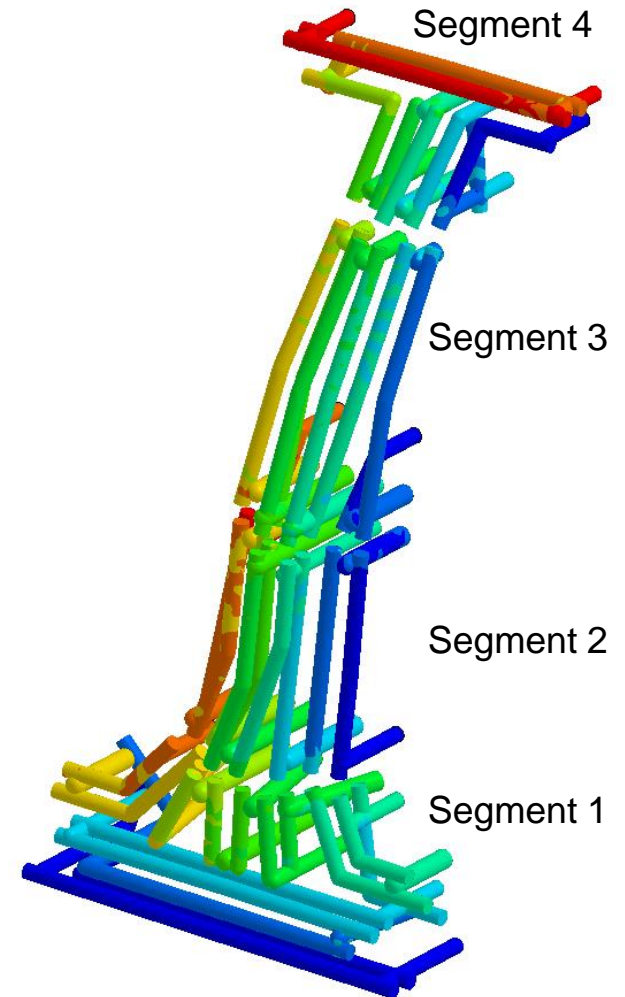
0.000e+00



## 4.2 velocity and static pressure of cooling circuits (all segments)

turbulence models VMA,  $k-\varepsilon$ , LES

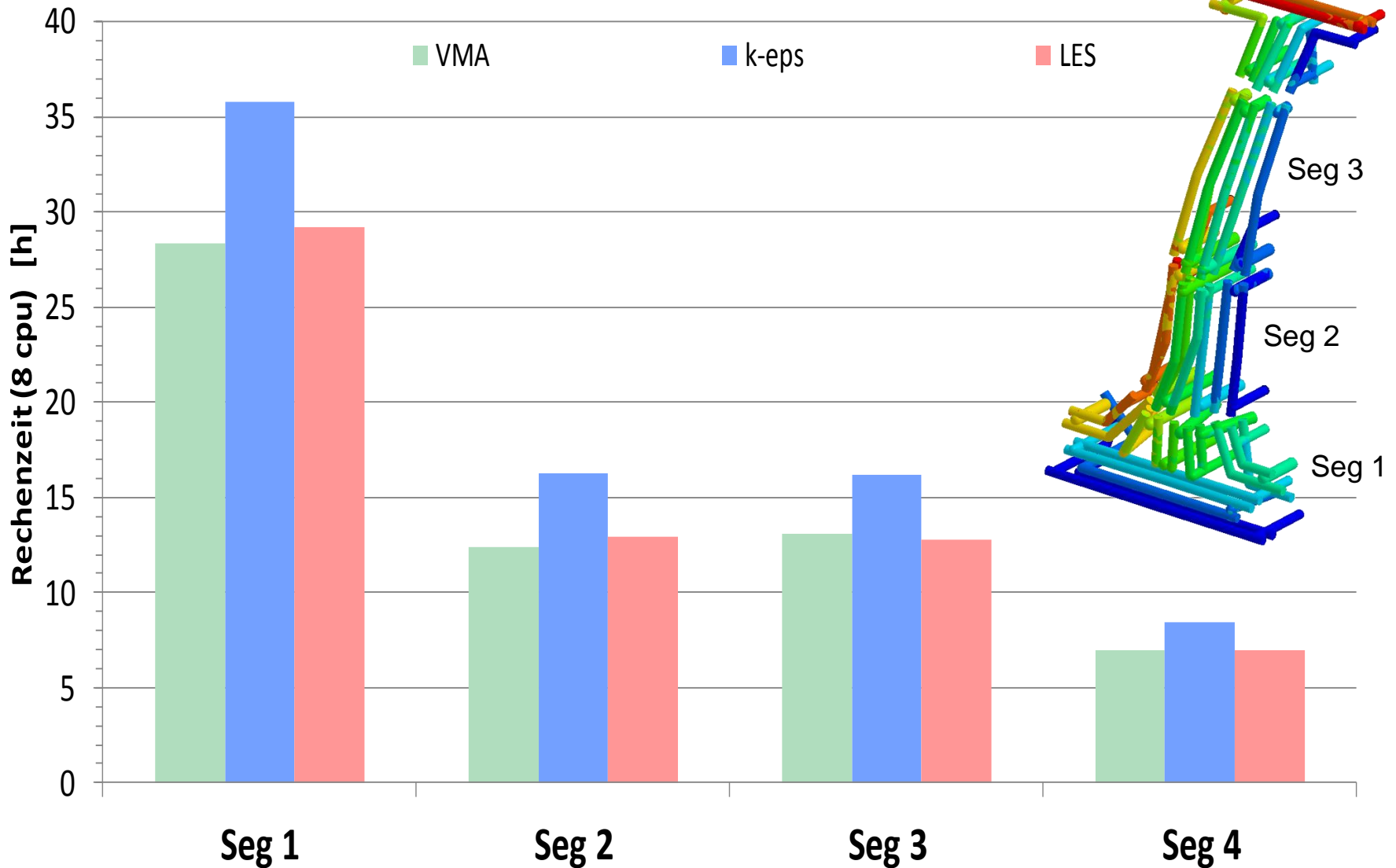
Turb. Modell	Segment		Geschw. $\bar{v}$ <sup>1)</sup>	Zeitschritt	Rechenzeit		
	Nr.	Abstr.			$t_{sim}$ <sup>2)</sup>	[h] <sup>3)</sup>	[%]
			[%]	[s]			
VMA	1	reduz.	61.3	0.001	28.4	100	100
	2	reduz.	90.8	0.001	12.4	100	44
	3	kompl.	100.0	0.001	13.1	100	46
	4	reduz.	94.1	0.001	7.0	100	25
$k-\varepsilon$	1	reduz.	61.3	0.001	35.8	126	100
	2	reduz.	90.8	0.001	16.3	131	46
	3	kompl.	100.8	0.001	16.2	124	45
	4	reduz.	94.1	0.001	8.4	120	23
LES	1	reduz.	65.5	0.001	29.2	103	100
	2	reduz.	95.8	0.001	12.9	104	44
	3	kompl.	103.4	0.001	12.8	98	44
	4	reduz.	99.2	0.001	7.0	100	24



Geschwindigkeit: Randbedingung  
 Druckdifferenz: Ergebnisgröße (Zielgröße)

- 1) mittl. Geschw. am Eintritt  $\bar{v} = v_{in\_max} / 2$
- 2) 8 CPU's (dmore60 Cluster)
- 3) für 1.0 s phys. Zeit

simulation time (all segments) turbulence models *VMA*, *k-ε*, *LES*



8 CPU's (dmore60 Cluster) 1.0 s phys. Zeit

### 4.3 summary and analysis of CFD results

- Ein Vergleich der mittleren Geschwindigkeiten in den einzelnen Segmenten kann als qualitatives Maß für die Strömungsverluste betrachtet werden (je geringer die Geschw. umso höher die Strömungsverluste).
- Für eine möglichst effektive Kühlung ist grundsätzlich anzustreben:
  - große Oberfläche (-> langer Kühlkreislauf mit vielen Windungen)
  - hoher Massenstrom (-> hohe Fluidgeschwindigkeit)
  - hoher Wärmeübergangskoeffizient möglichst auf der gesamten Oberfläche der Kühlkanäle  
(-> keine Strömungsablösungen, keine Rezirkulationszonen)
  - hohe Temperaturdifferenz  $\Delta T$  (-> niedrige Fluidtemperatur; gegeben durch  $T_{in}$  )

## comparison of velocity and static pressure of the four different cooling circuits

- Es stellt sich ein nicht stationärer Strömungszustand ein. Die Strömungsgrößen zeigen starke zeitliche Schwankungen und werden deshalb zeitlich gemittelt ausgewertet.
- Die Strömungsverluste in den vier Segmenten werden anhand der sich einstellenden Fluidgeschwindigkeit bewertet und gegenübergestellt. Es zeigt sich, daß die Strömungsverluste in den Segmenten 2 bis 4 auf einem ähnlichen Niveau liegen, während in Segment 1 (Schwellerbereich) höhere Strömungsverluste auftreten als in den übrigen drei Segmenten.

## comparison of runtime of the four different cooling circuits

- Die Rechenzeiten für die Segmente 1 – 2 – 3 – 4 verhalten sich etwa im Verhältnis 4 : 2 : 2 : 1

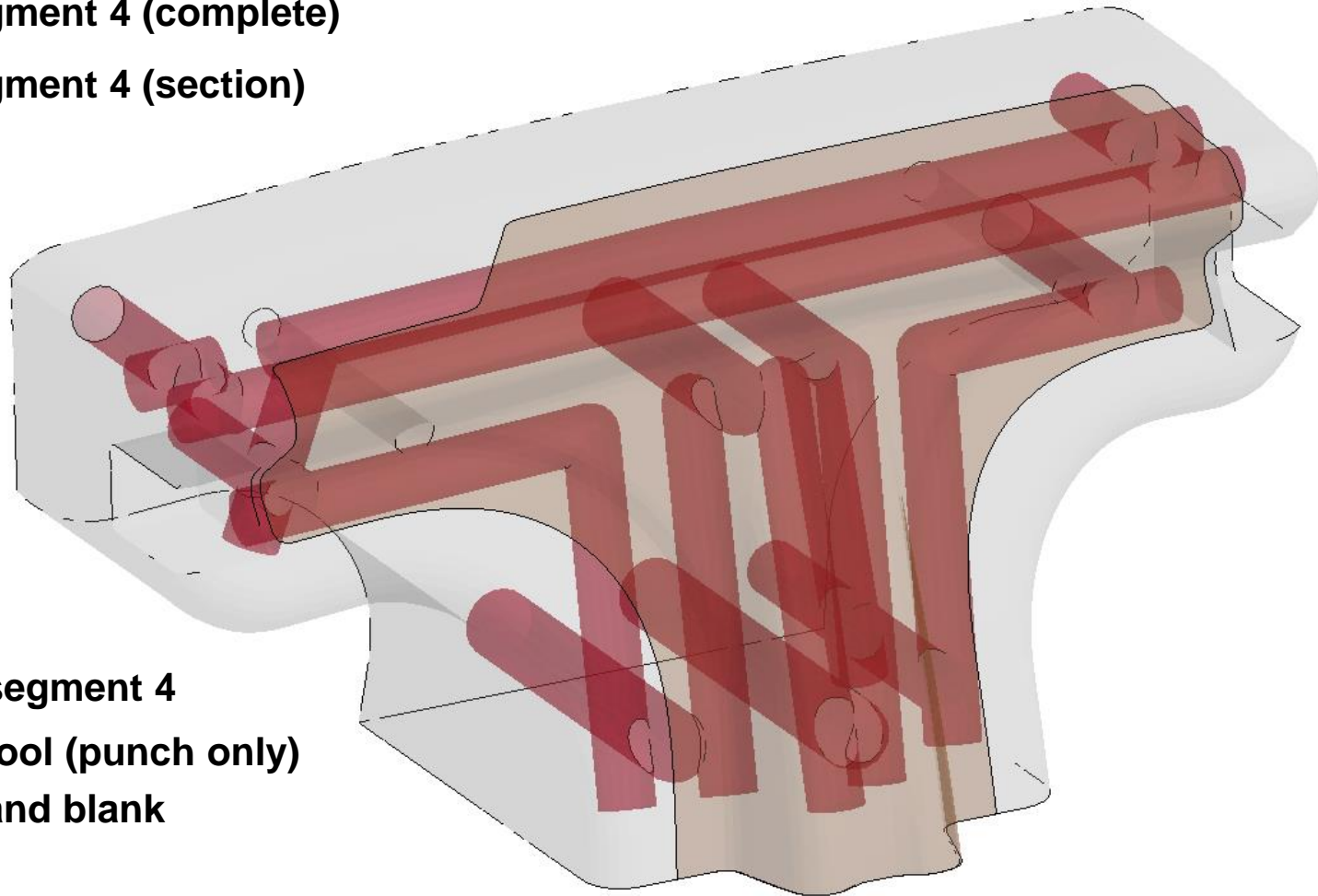
## comparison of results and runtime of simulations with three different turbulence models

- Strömungsverluste mit Turbulenzmodellen *VMA* und *k-ε* nahezu identisch
- Strömungsverluste mit Turbulenzmodell *LES* geringer als mit Turbulenzmodellen *VMA* und *k-ε*
- Rechendauer mit Turbulenzmodellen *VMA* und *LES* nahezu identisch
- Rechendauer mit Turbulenzmodell *k-ε* um 20 – 30% höher als mit Turbulenzmodellen *VMA* und *LES*

## 5. segment 4 – coupled simulation CFD - Thermal (conjugate heat transfer)

5.1 segment 4 (complete)

5.2 segment 4 (section)

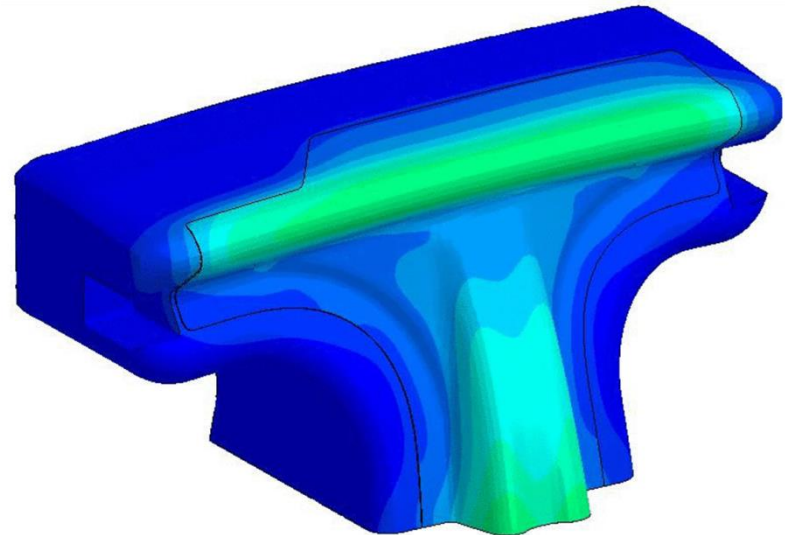
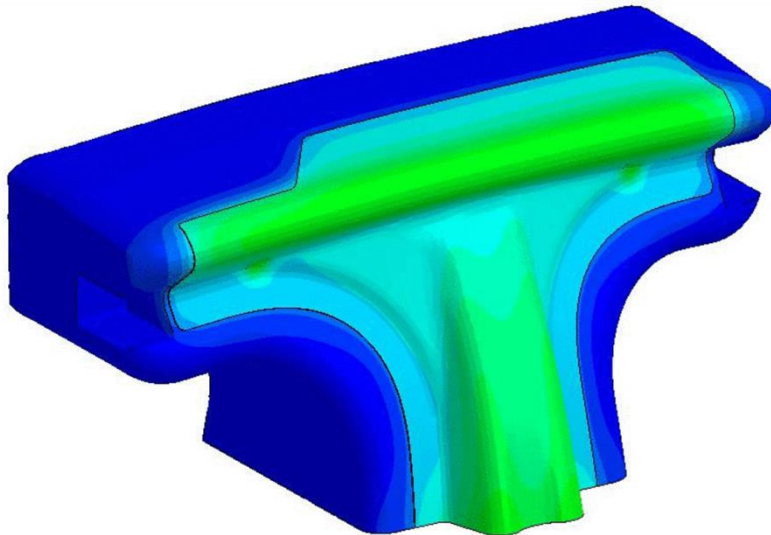
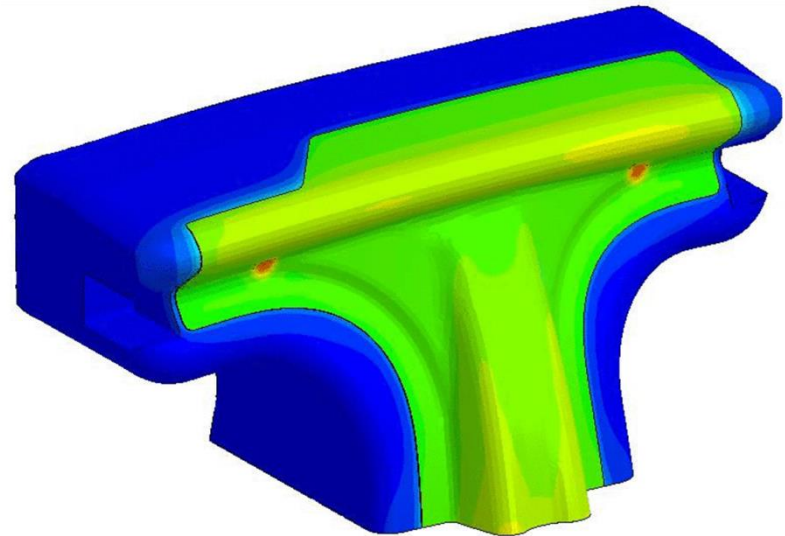
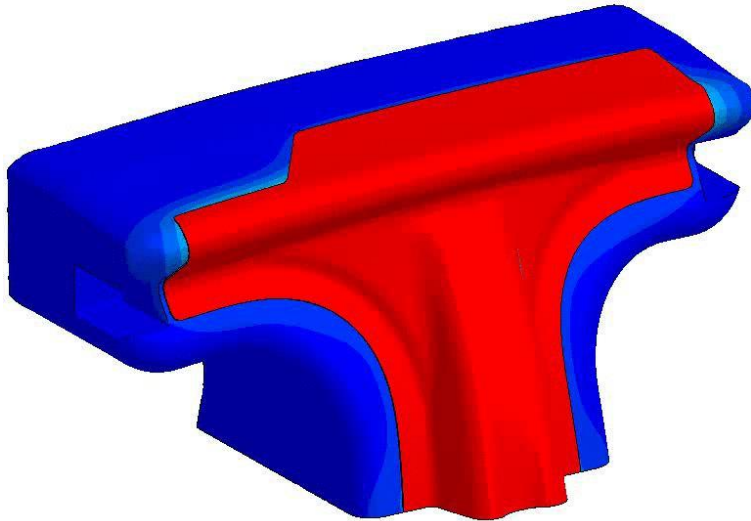


**segment 4  
tool (punch only)  
and blank**



temperature tool surface and blank

VW\_Seg4\_EKL2.0\_thermal\_cycle04.key

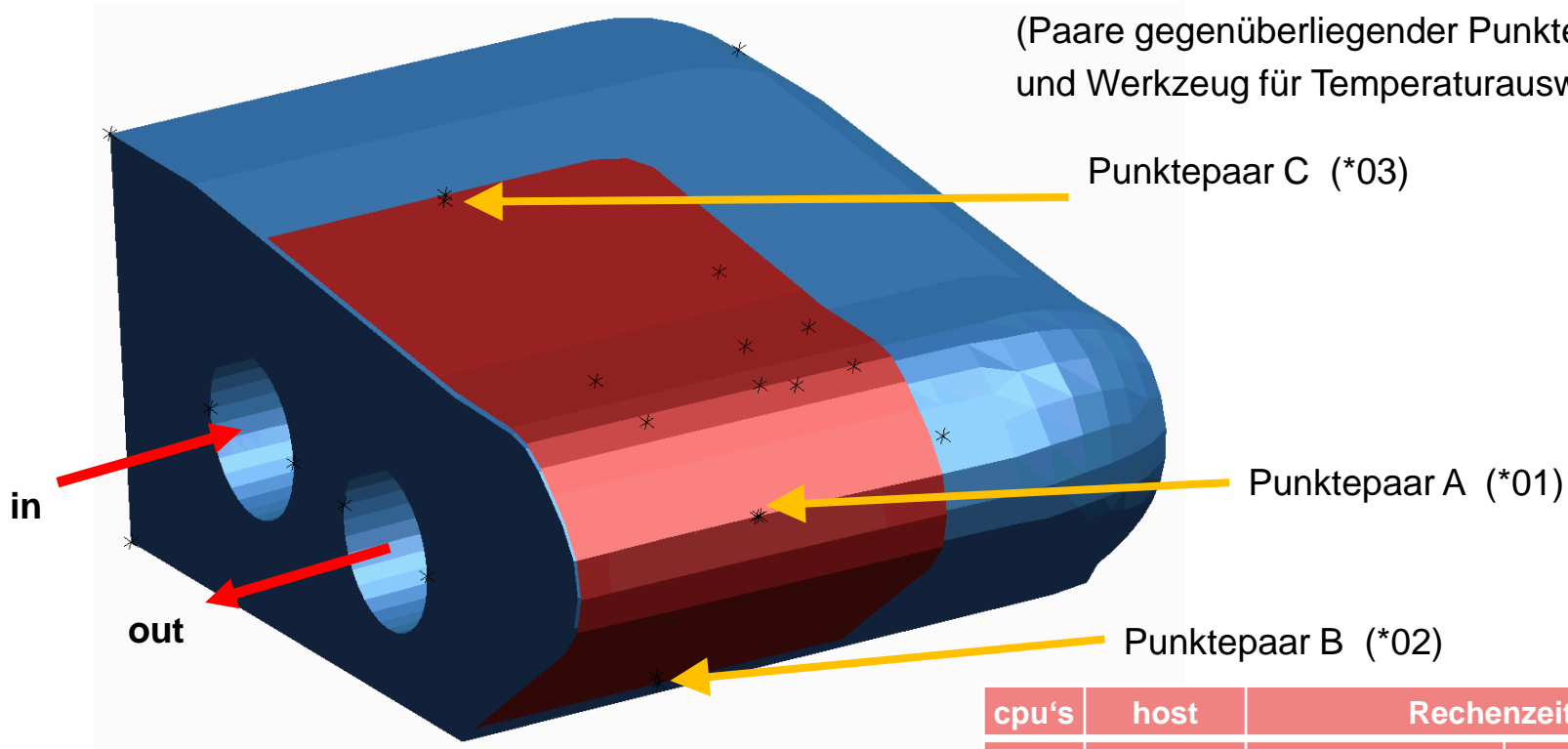


## Ausschnitt aus Gesamtwerkzeug (Segment 4)

Turbulenzmodell *LES*

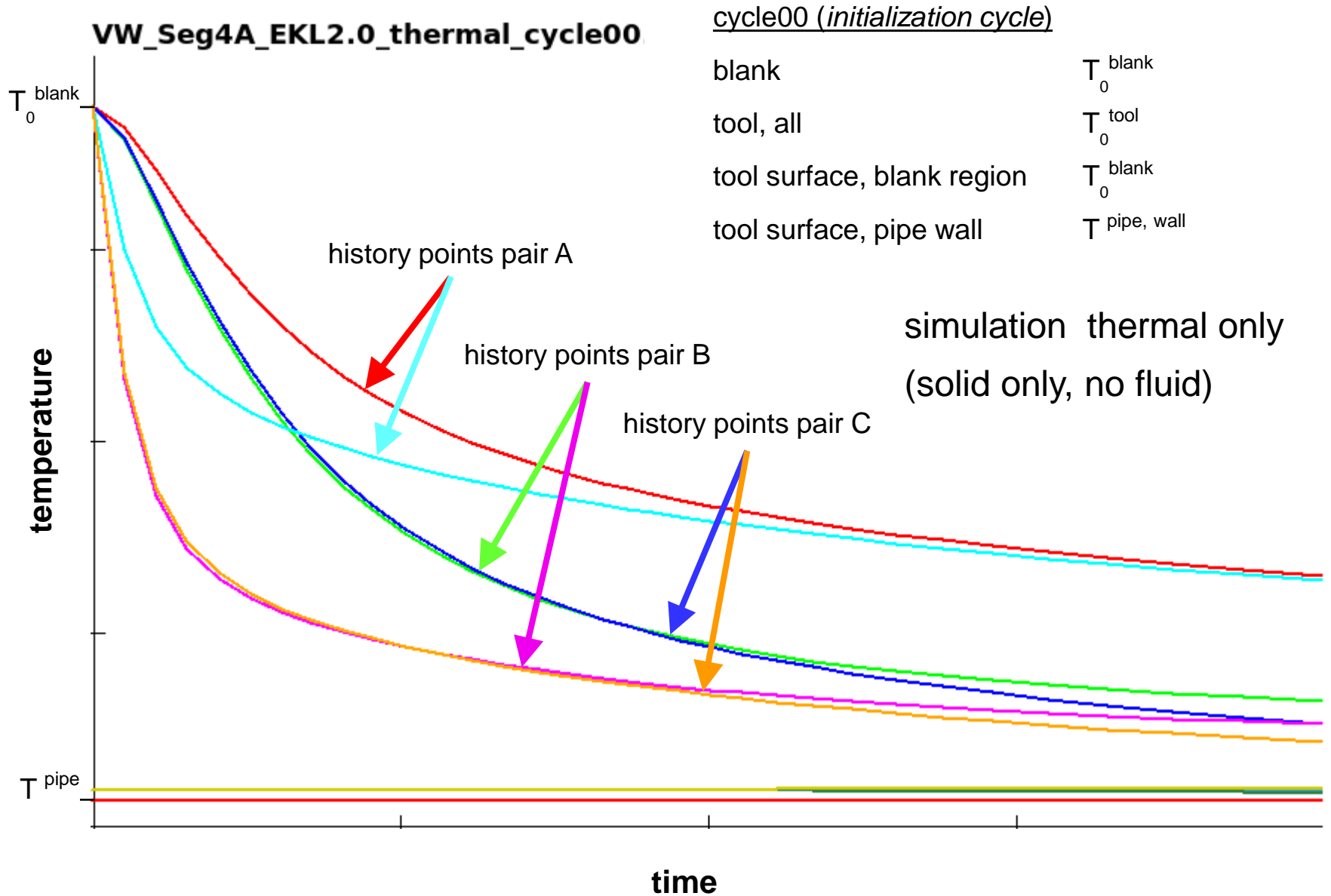
Fluid EKL=1.3 mm (Surface)

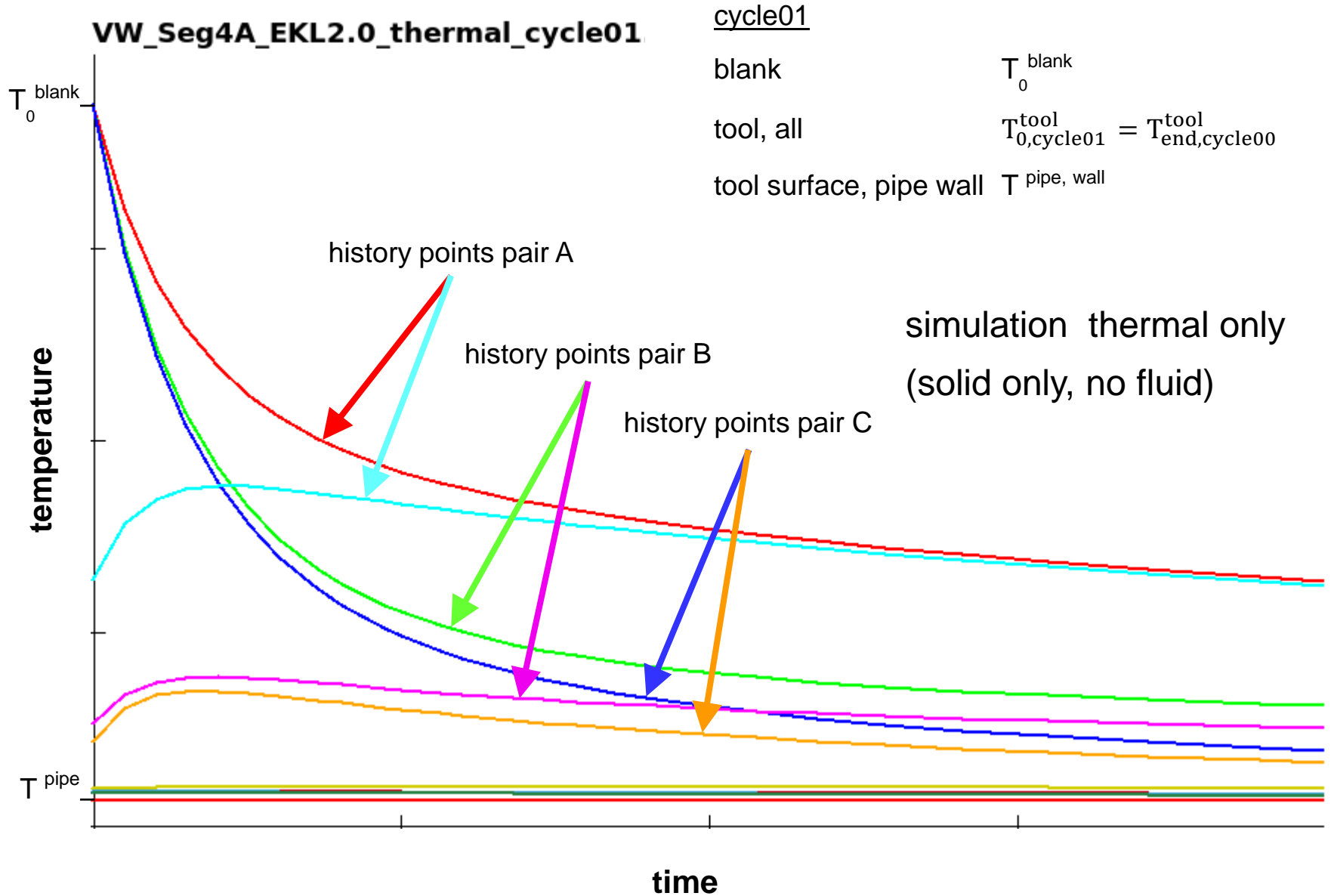
Solid EKL=2.0 mm (Surface Kühlkanäle); 4.0 mm (Rest)

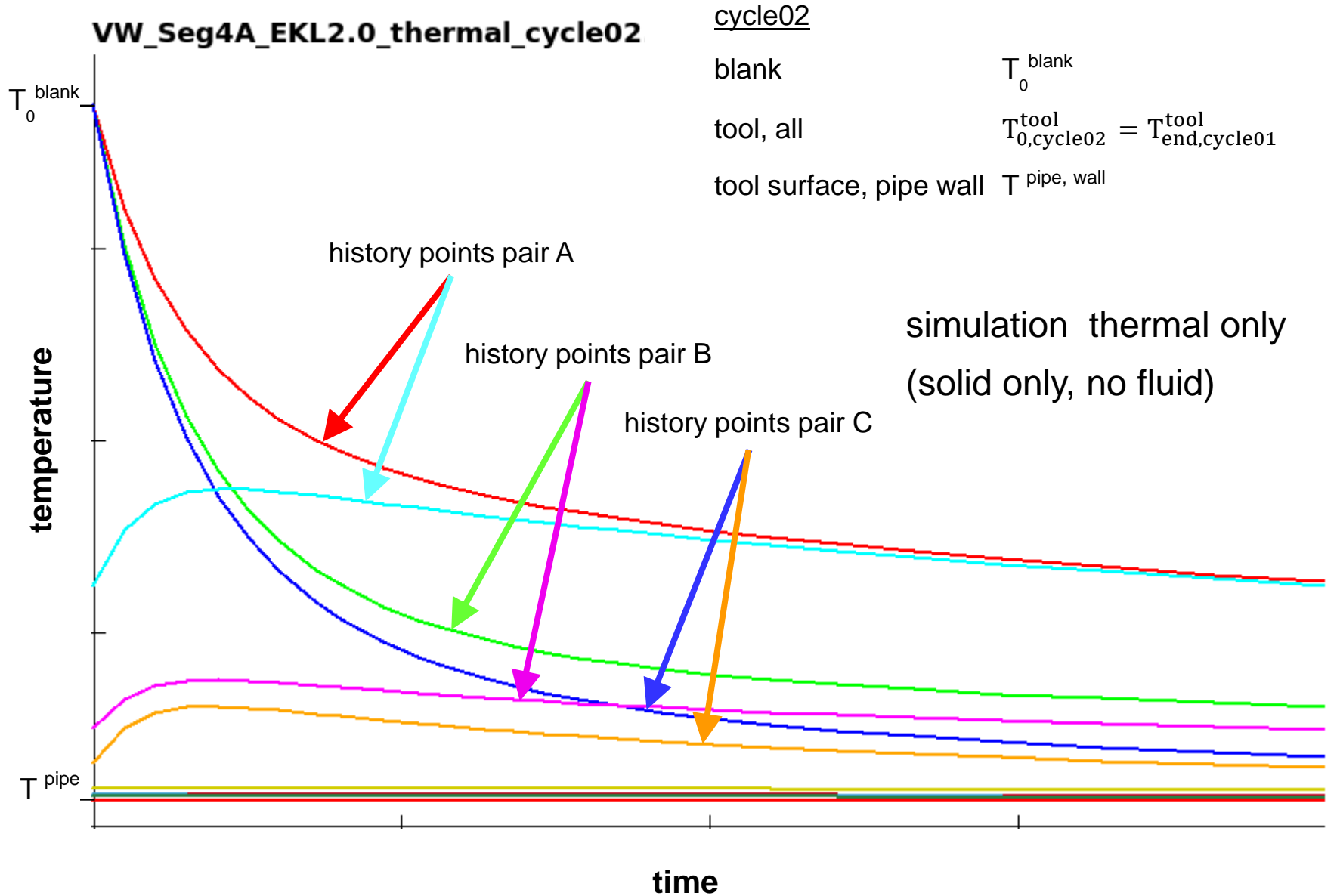


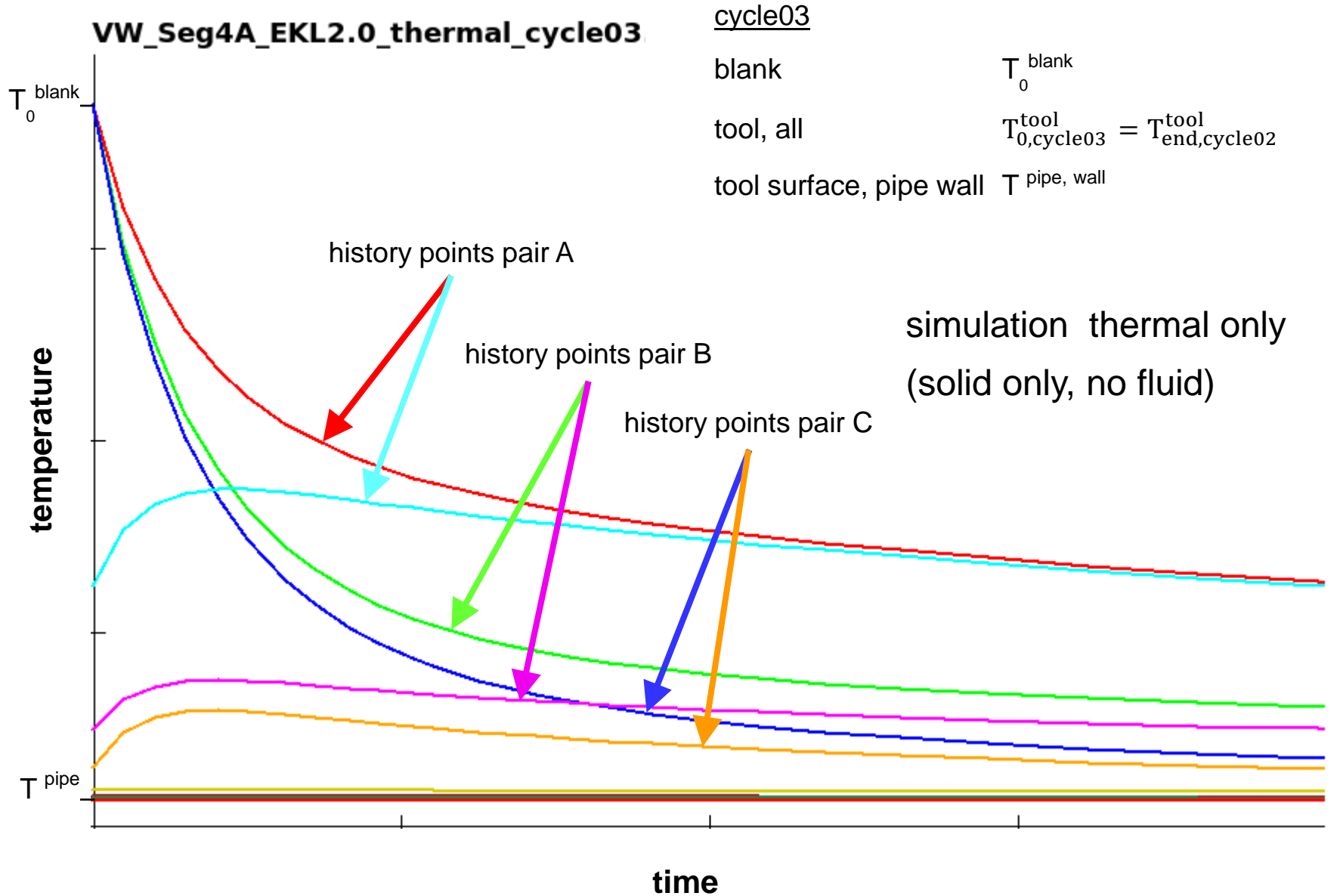
Korrespondierende Auswertepunkte  
(Paare gegenüberliegender Punkte auf Platine  
und Werkzeug für Temperatursauswertung)

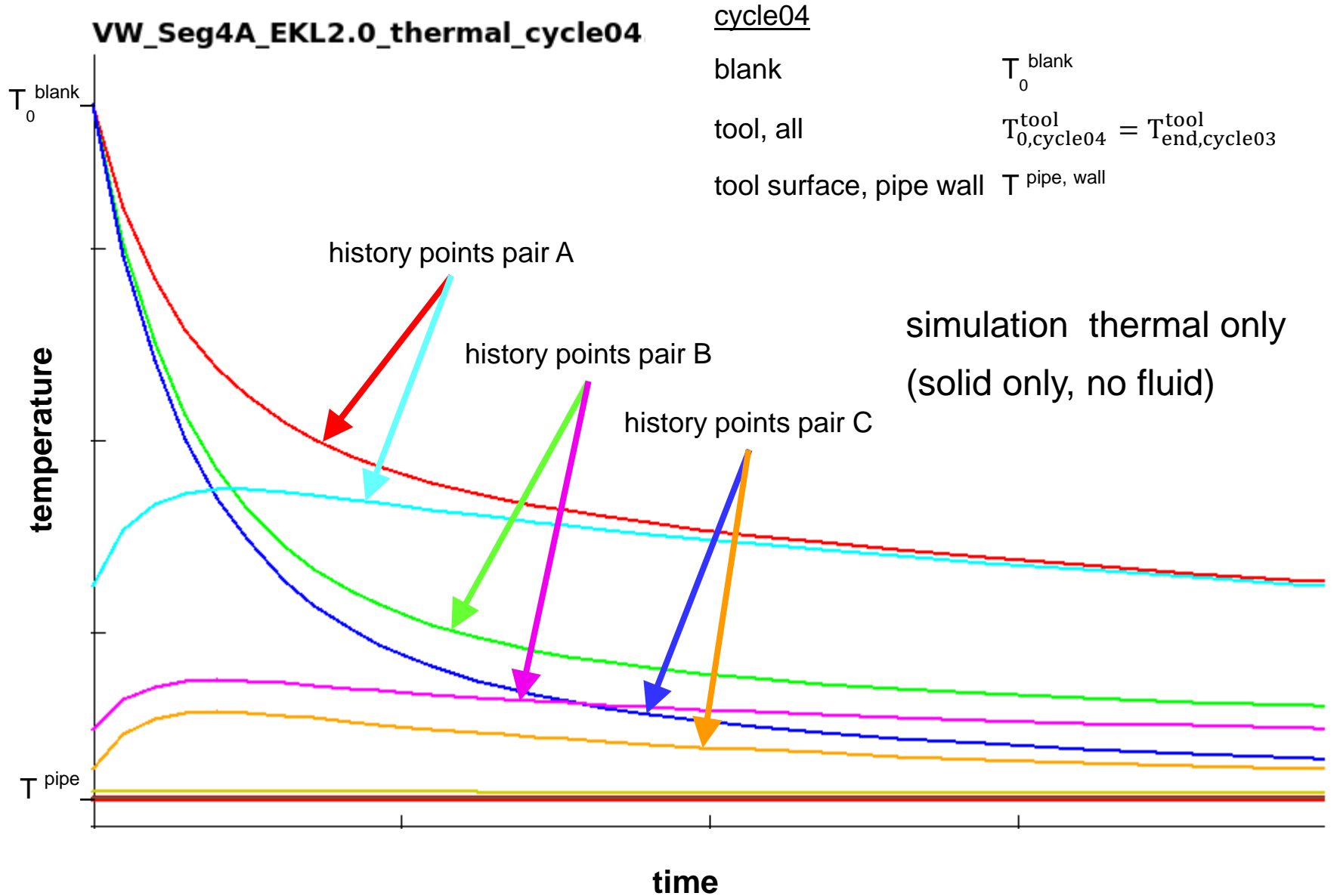
cpu's	host	Rechenzeit <sup>1)</sup>	
		nur thermisch	gekoppelt
[ ]		[h:min:sec]	[h:min:sec]
4	dmore26	00:00:12	22:47:00
16	dmore70		11:25:00

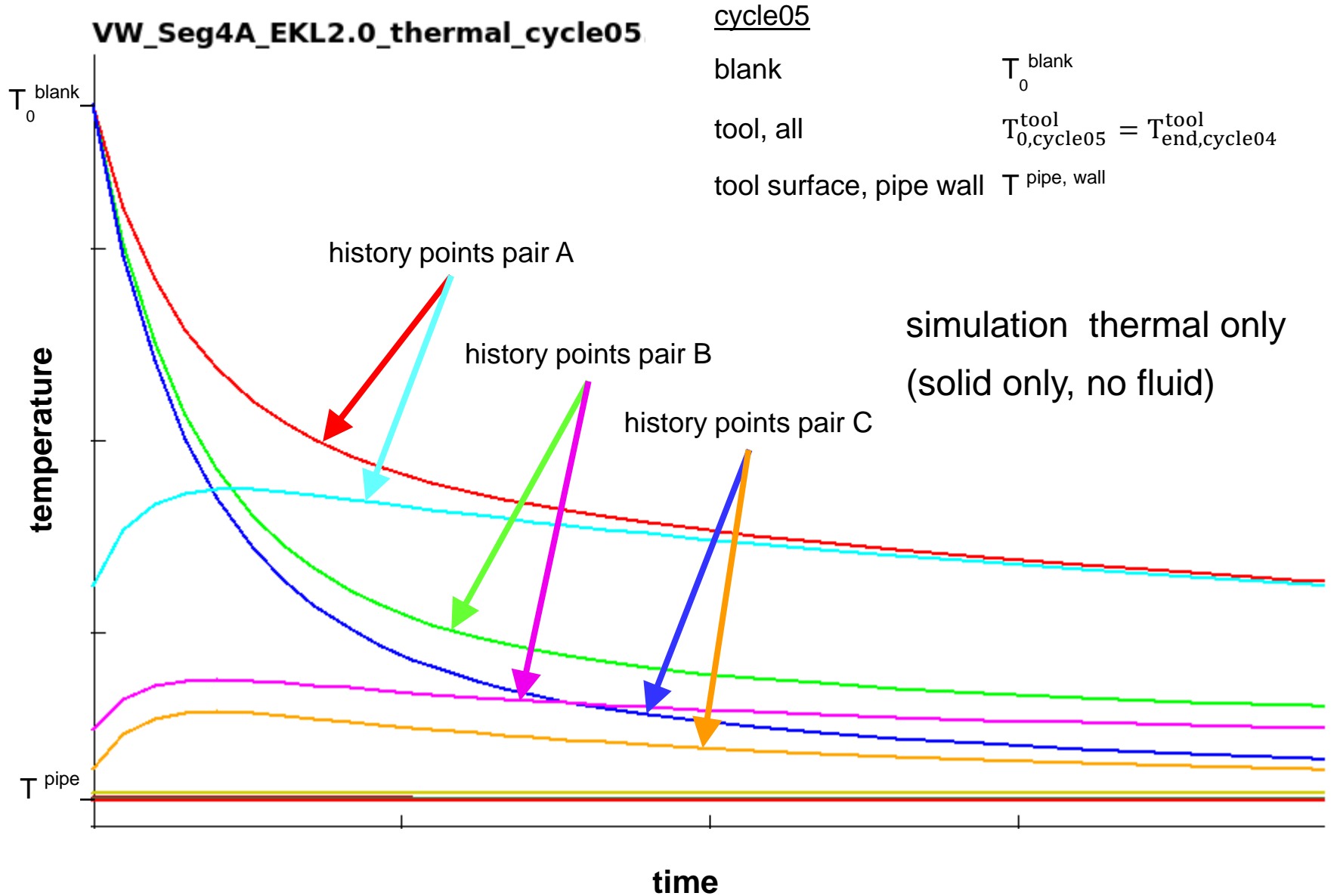




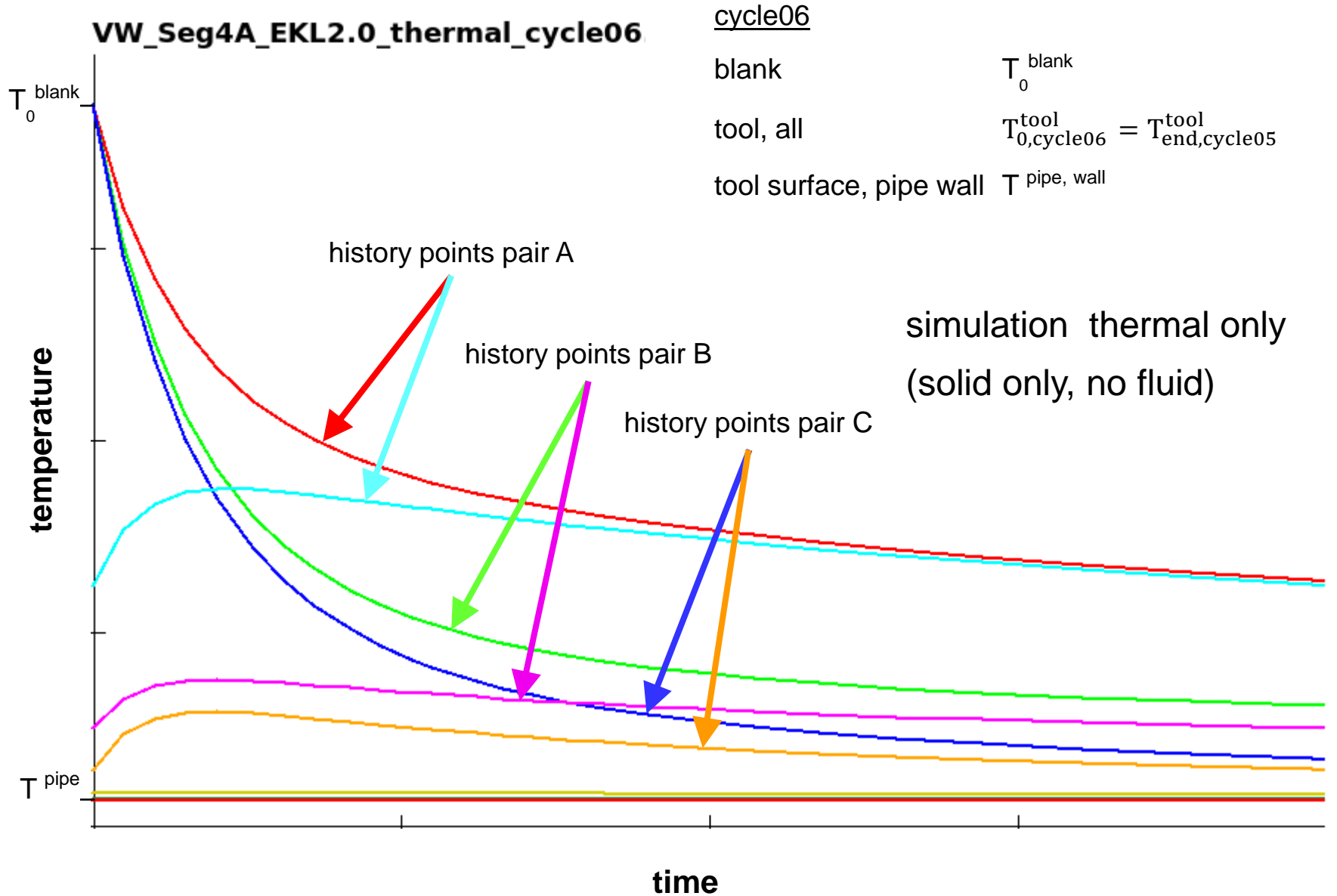


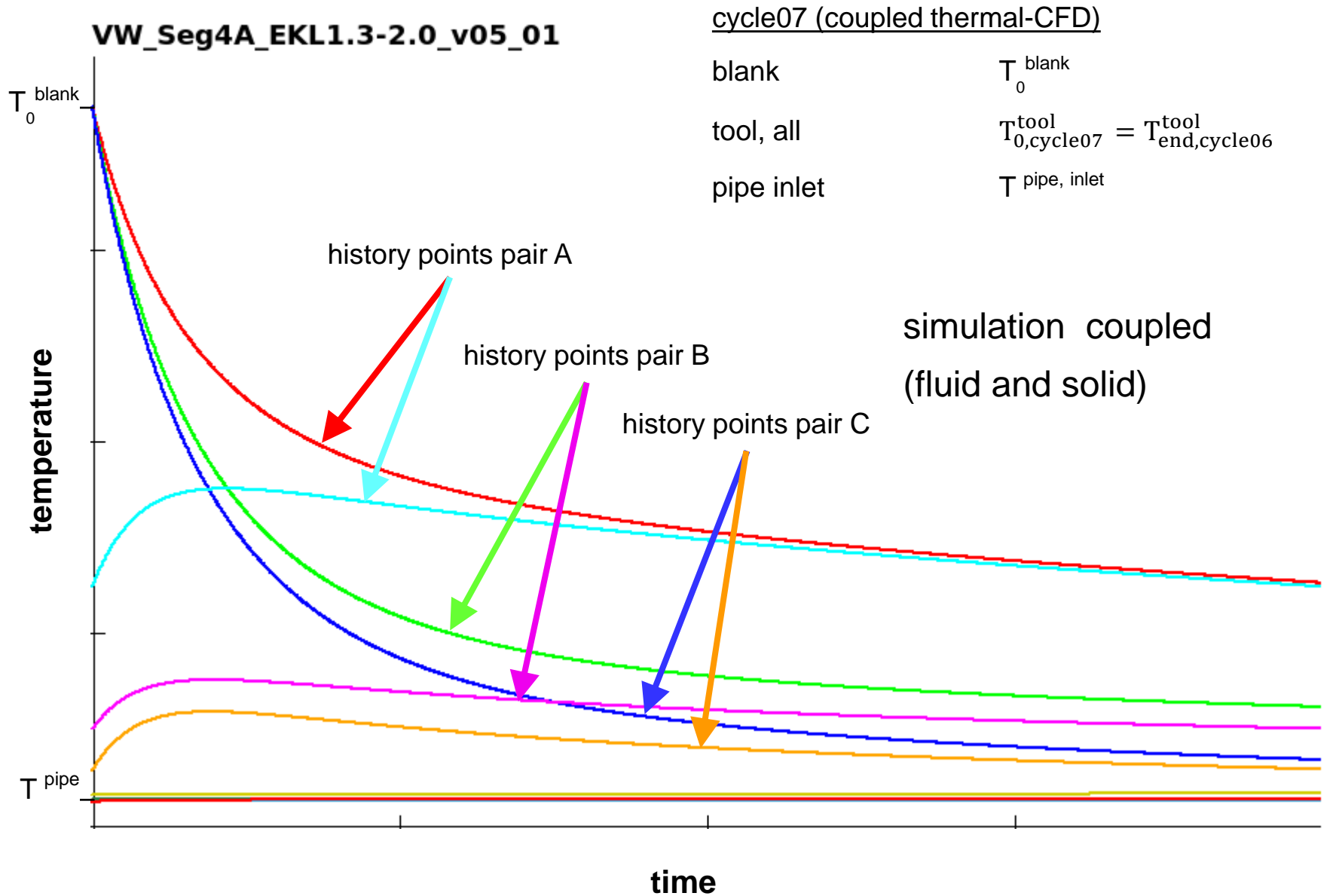




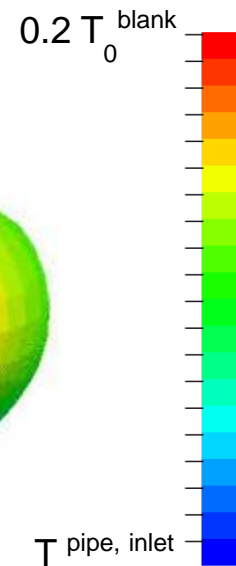
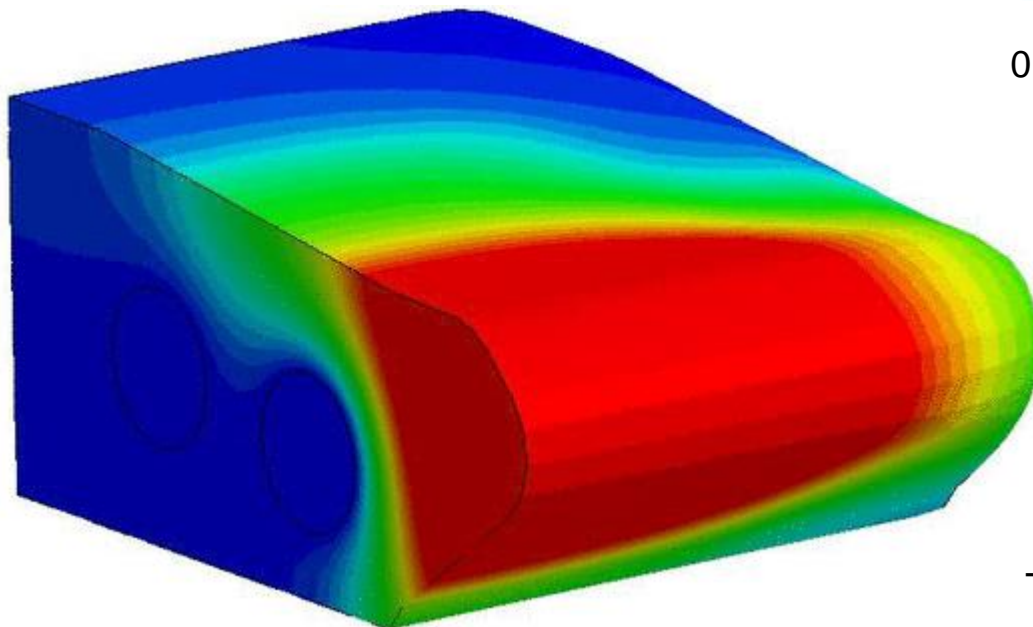
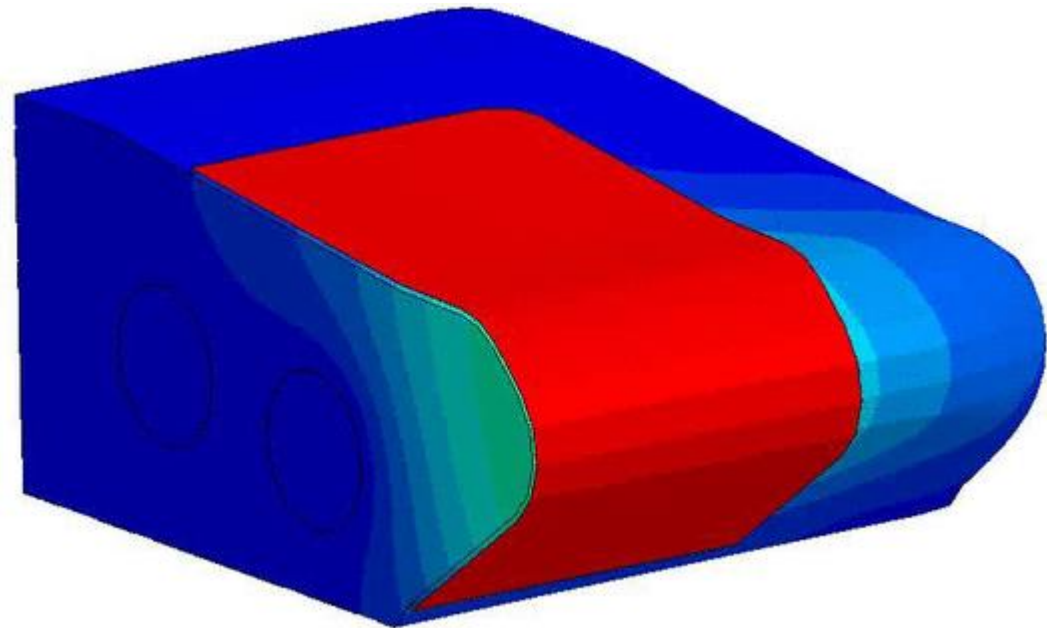
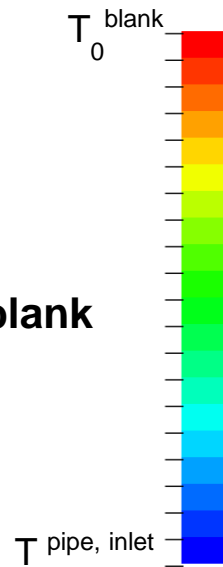




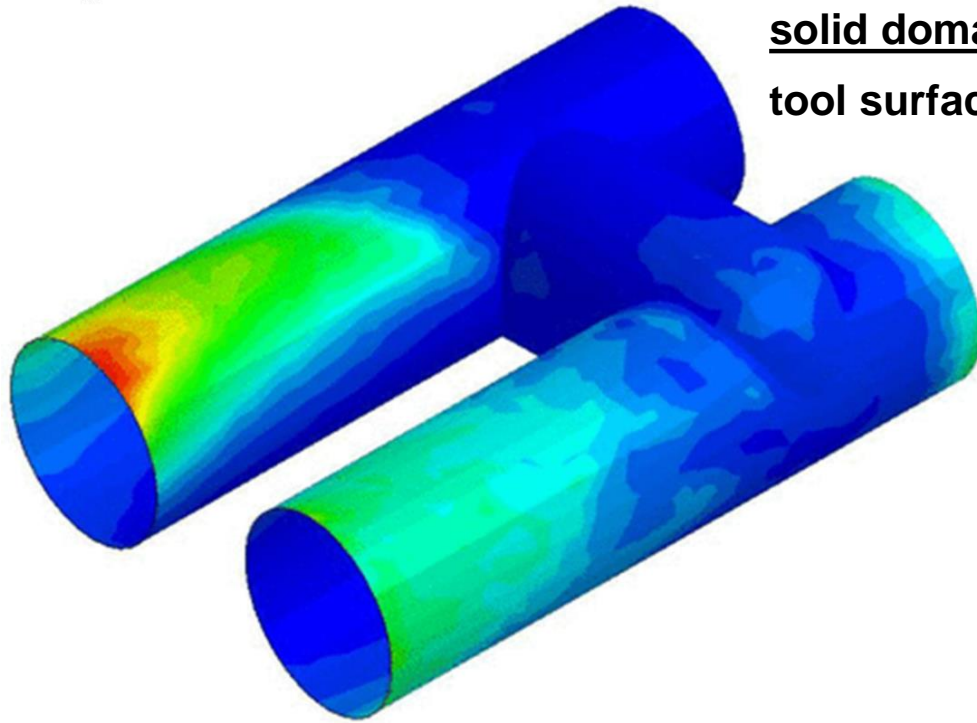




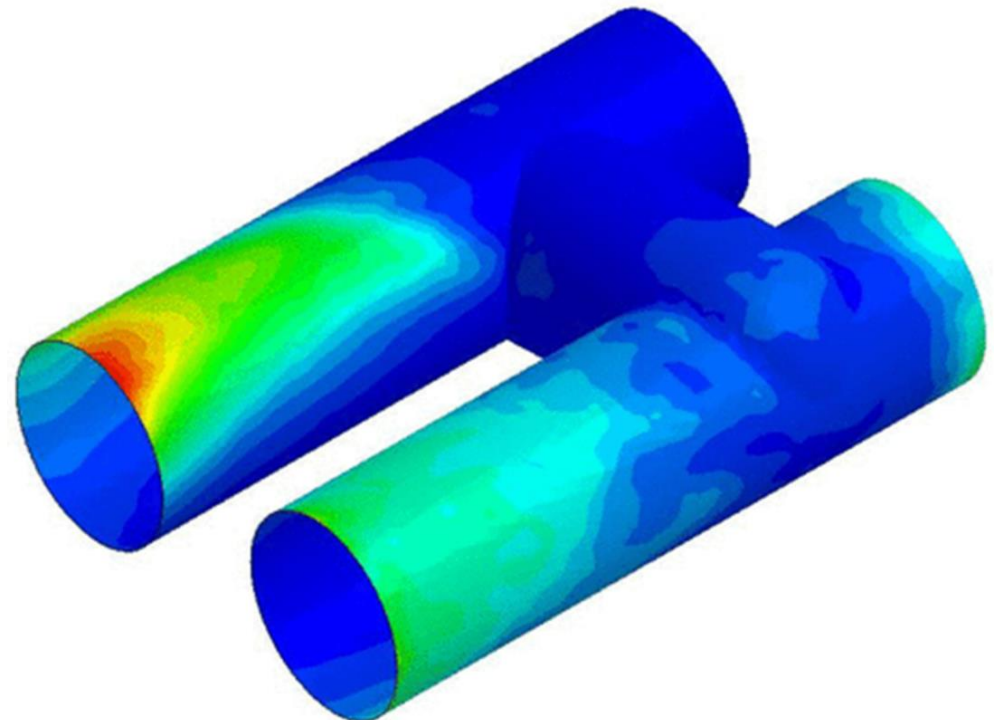
temperature  
tool surface and blank



temperature  
tool surface

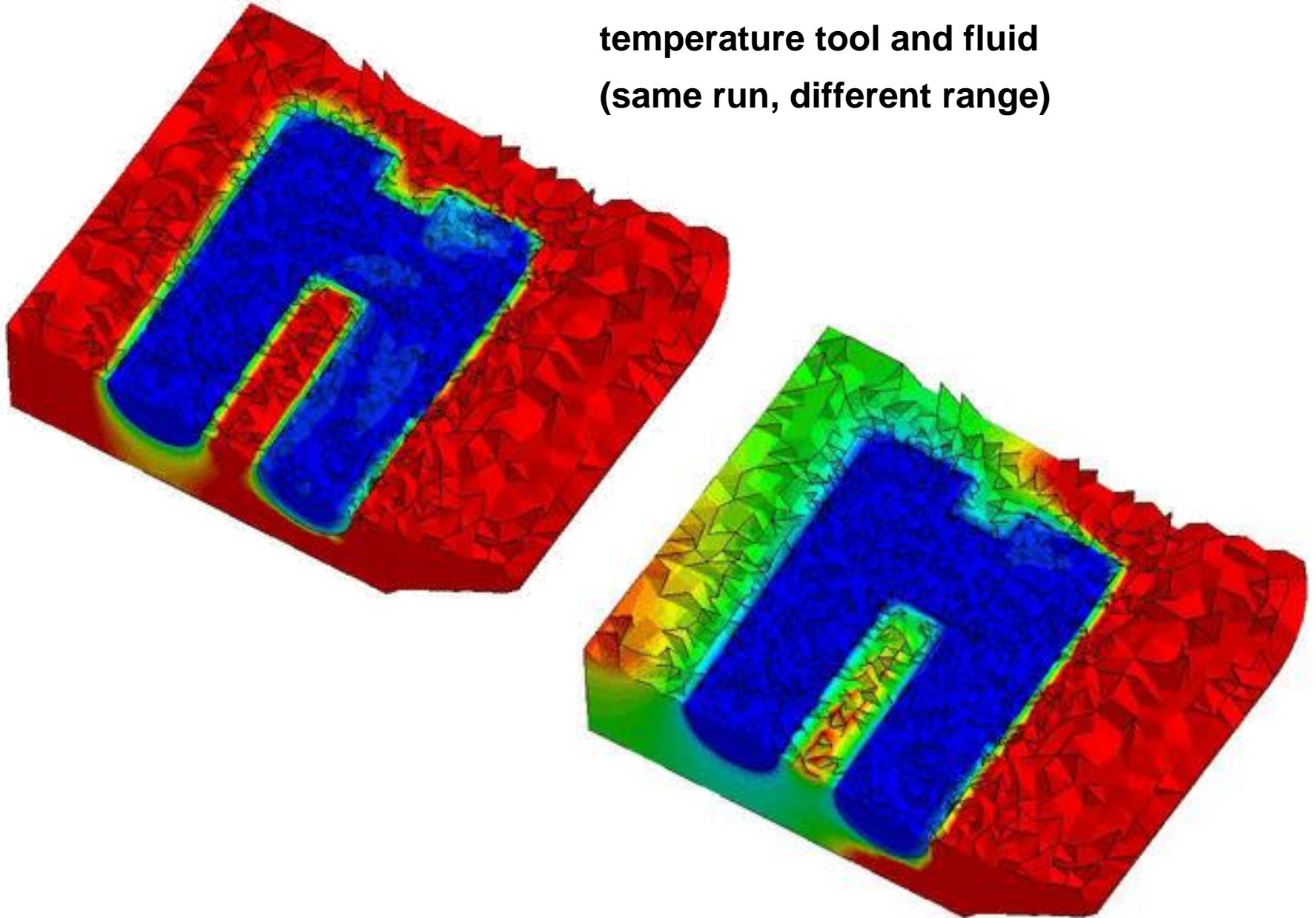


solid domain temperature  
tool surface (pipe wall)

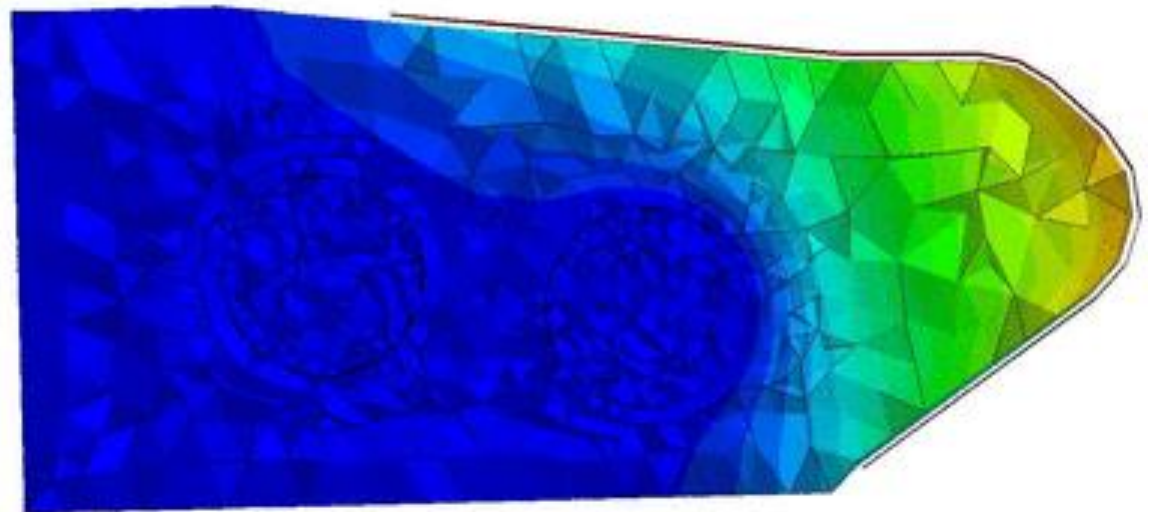
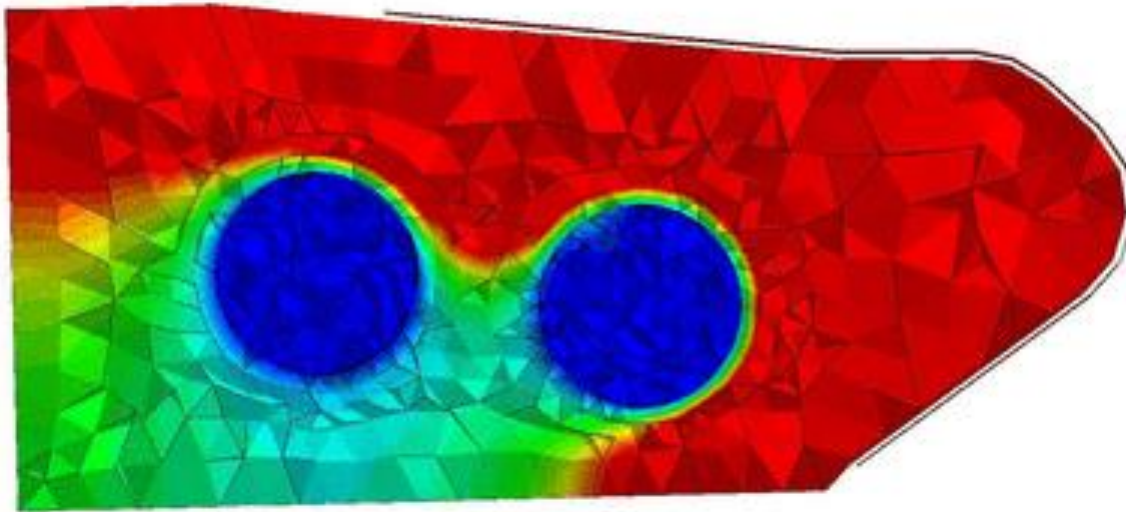


fluid domain temperature  
pipe surface (pipe wall)

temperature tool and fluid  
(same run, different range)



temperature tool and fluid  
(same run, different range)



## 6. summary

## summary

- Die Strömung durch vier verschiedene Rohrsysteme eines Werkzeugs zum Presshärten einer B-Säule wurde mit Hilfe des inkompressiblen Strömungslösers des Programmpakets LS-Dyna in einer zunächst reinen Strömungssimulation berechnet.
- Hierbei wurde die Geschwindigkeit am Eintritt so lange variiert, bis sich die Druckdifferenz  $\Delta p$  zwischen Ein- und Austritt einstellt.
- Für das Segment 4 wurde außerdem eine gekoppelte fluiddynamisch-thermische Simulation des Werkzeugs (nur Stempel) mit Durchströmung der Kühlkanäle durchgeführt.
- Bei der Kopplung handelt es sich um eine *starke* oder *monolithische* Kopplung, d.h. daß für Fluid und Solid ein gemeinsames Gleichungssystem aufgestellt und gelöst wird.
- Hierbei wurde so vorgegangen, daß zunächst in einer rein thermischen Simulation des Werkzeugs einige Umformzyklen berechnet wurden, um die Temperaturverteilung im Werkzeug im eingeschwungenen Zustand zu ermitteln, um diese als Anfangsrandbedingung für die gekoppelte Berechnung zu verwenden.
- Als Wärmeübergangskoeffizient zwischen Platine und Werkzeug wurde in den bislang durchgeführten Rechenläufen ein einheitlicher Wert angenommen.
- Die thermische Kopplung funktioniert problemlos, wenn bestimmte modellierungstechnische Anforderungen eingehalten werden. Die Ergebnisse sehen durchweg plausibel aus, wurden aber bislang nicht mit experimentellen Daten abgeglichen.