

Гидродинамический расчёт системы охлаждения электроники *MicroMEGAS*

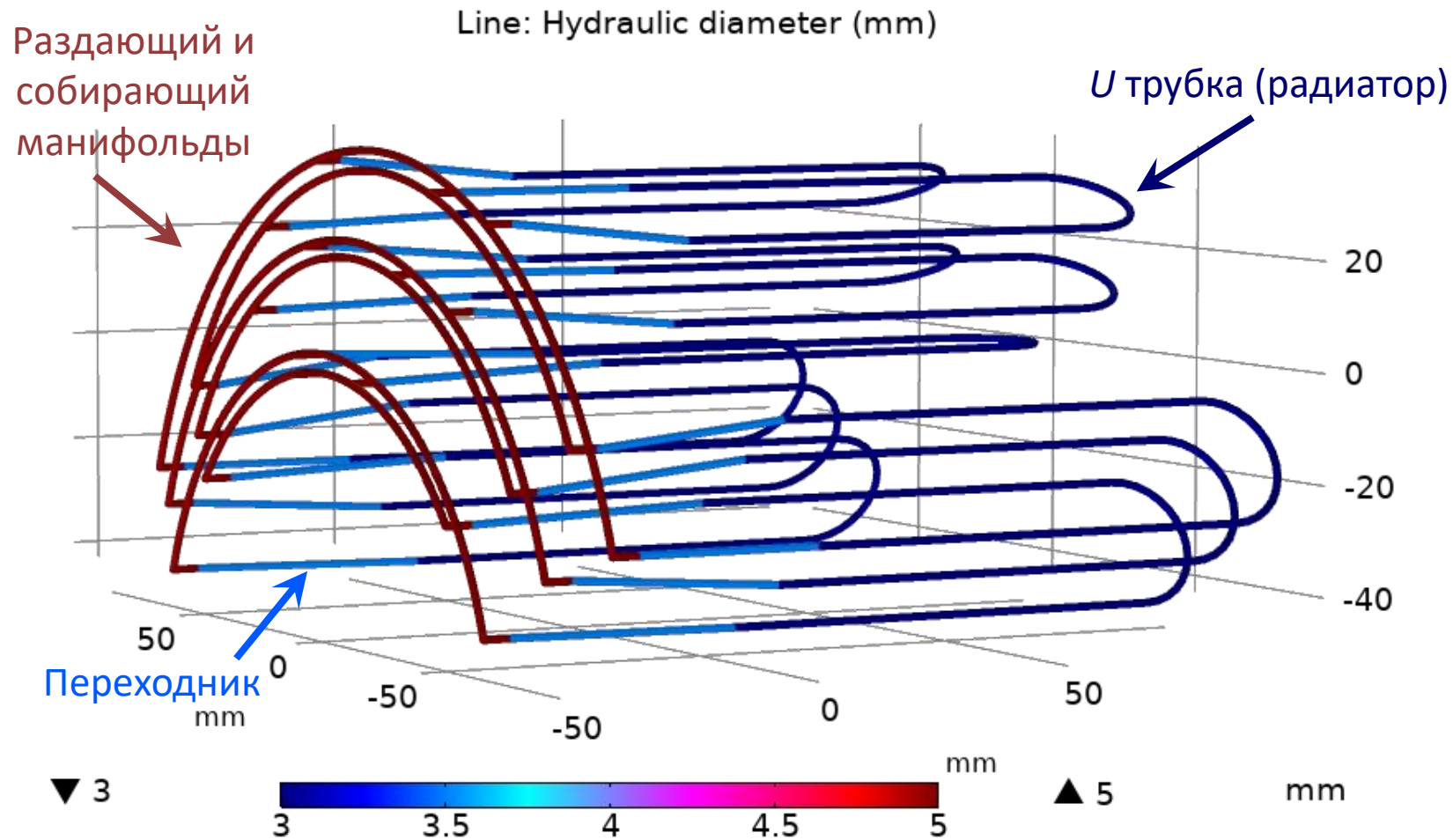
25.03.2025

Зур Илья Александрович
Федотов Александр Сергеевич

Три независимых контура

Каждый «слой» манифольдов подключаются *отдельно*

Радиаторы подключаются к манифольдам *параллельно*



- Форма манифольдов – дуга

- Внутренний диаметр труб (из письма Дмитрия):

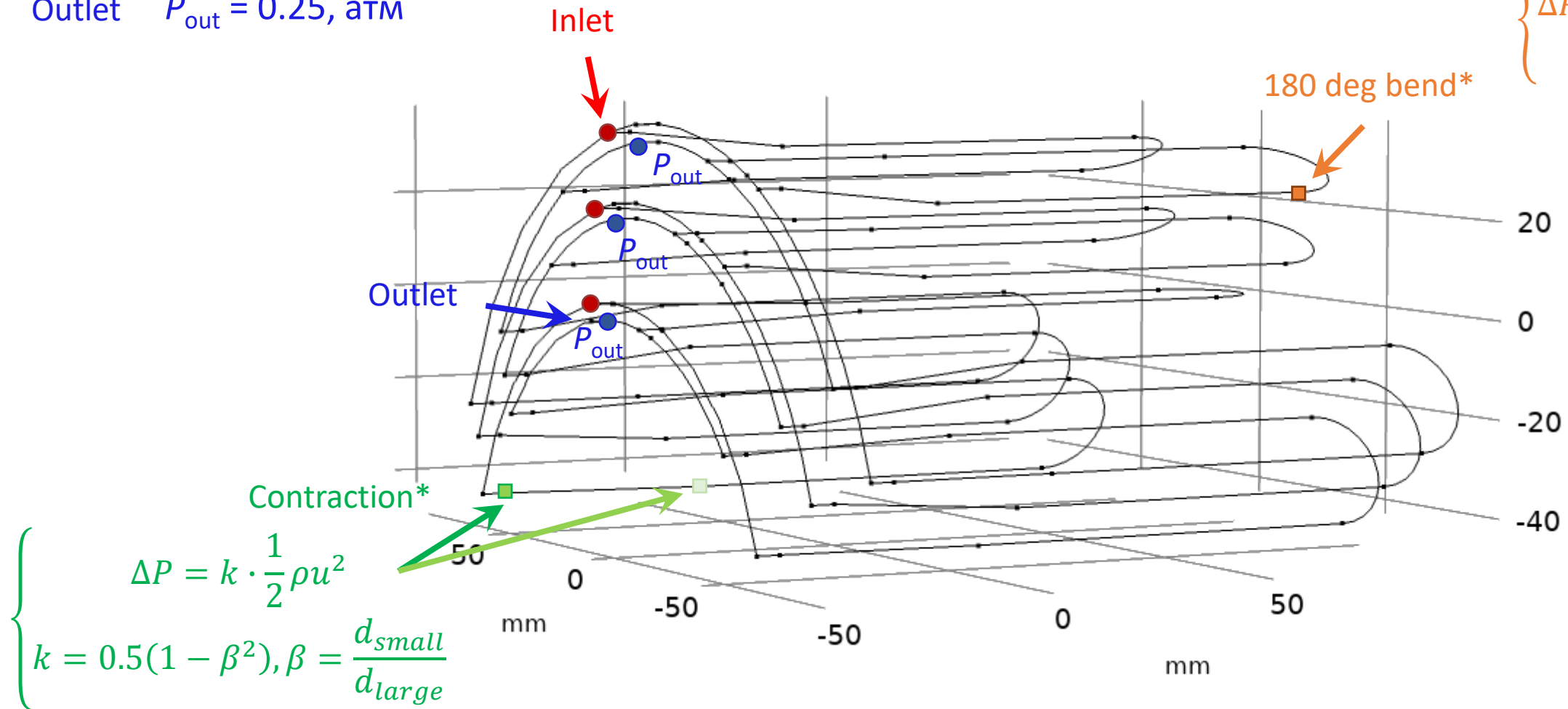
- манифольд - 5,0 мм;
- переходник - 3,5 мм;
- **радиатор - 3,0 мм.**

Граничные условия. Локальные падения давления

Inlet $Q = q \cdot N, \text{ м}^3/\text{ч}$ $q = 0.07, \text{ м}^3/\text{ч}$ $N = 4,3,3$

Outlet $P_{\text{out}} = 0.25, \text{ атм}$

$$\begin{cases} \Delta P = k \cdot \frac{1}{2} \rho u^2 \\ k = 1.2 \end{cases}$$

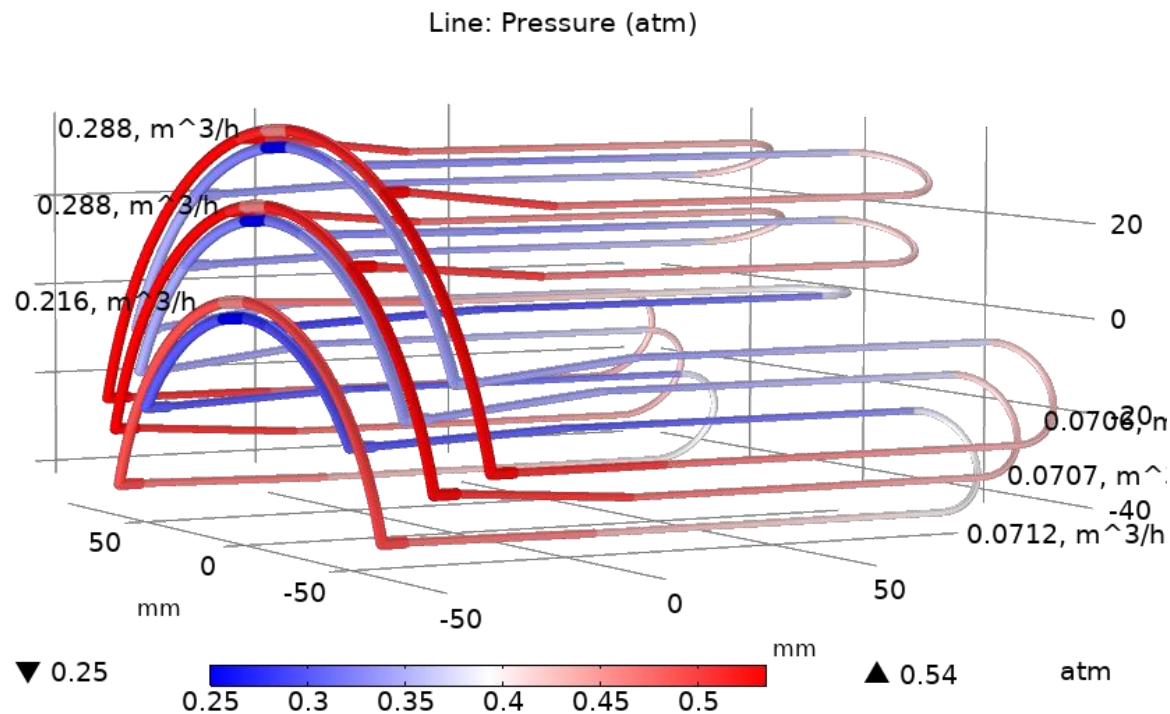


* <https://doc.comsol.com/5.3/doc/com.comsol.help.pipe/PipeFlowModuleUsersGuide.pdf>

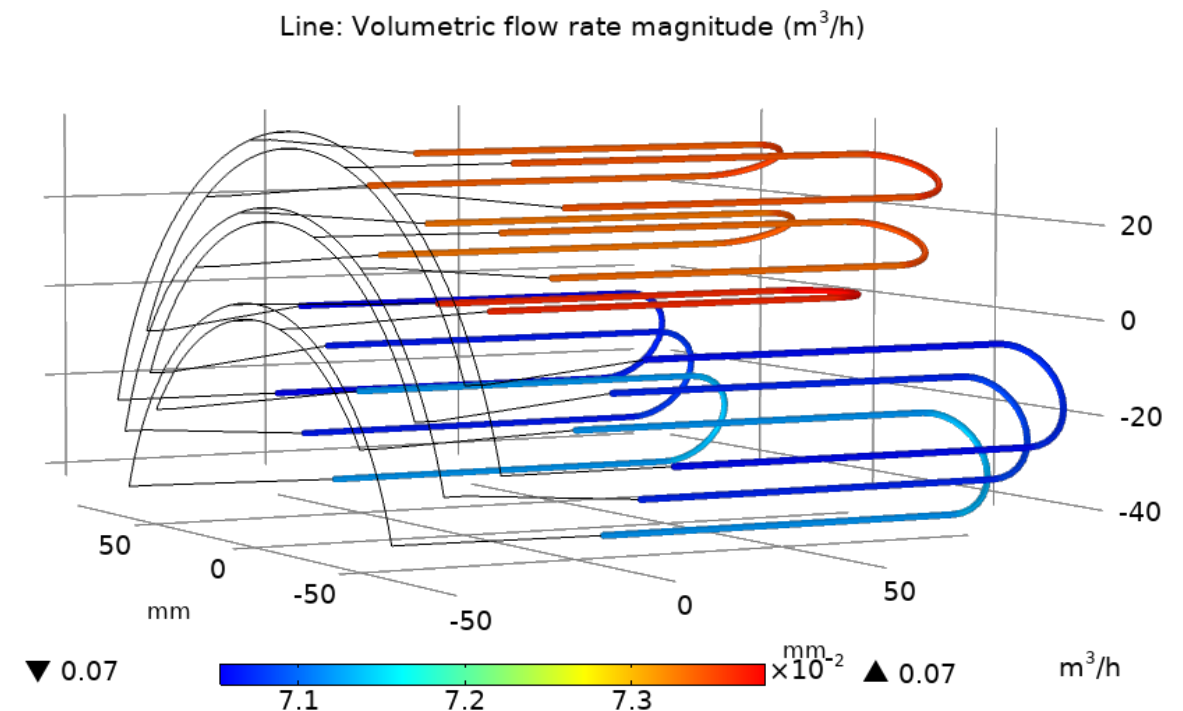
Результаты. Распределение давления и расхода в радиаторах

При расходе хладоносителя на один радиатор $q \approx 0,07 \text{ м}^3/\text{ч}$ перепад давления на три манифольда $\Delta P \approx 0,3 \text{ атм}$

Расход распределяется «более-менее» однородно по контурам



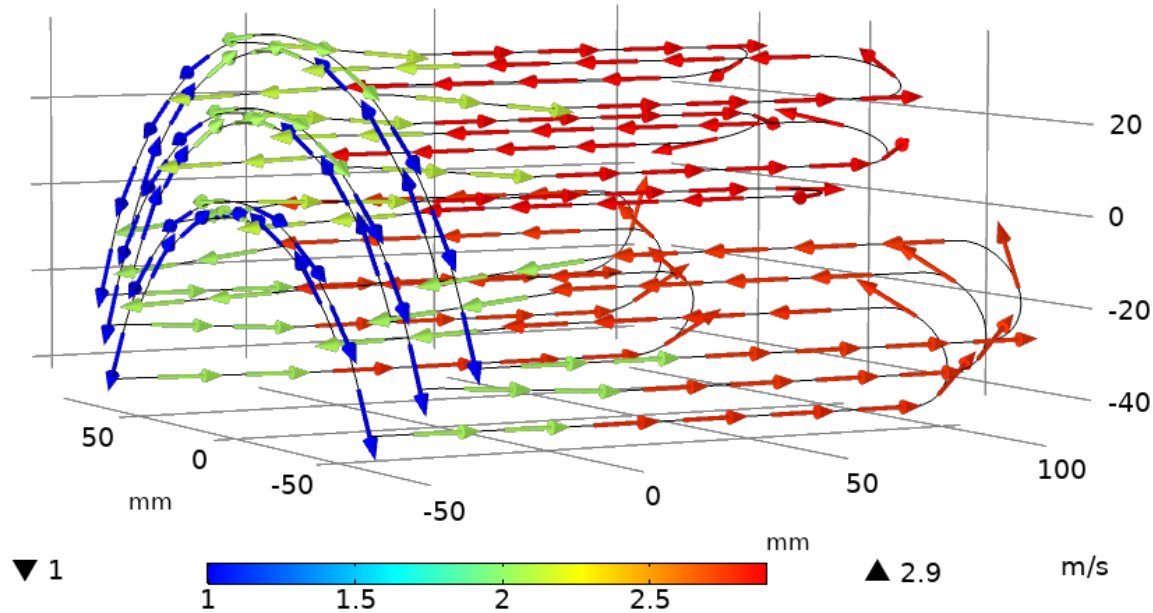
Распределение давления в манифольдах, переходниках и трубках радиатора



Распределение расхода по трубкам радиатора

Скорость циркуляции хладоносителя в трубах радиатора ≈ 3.0 м/с

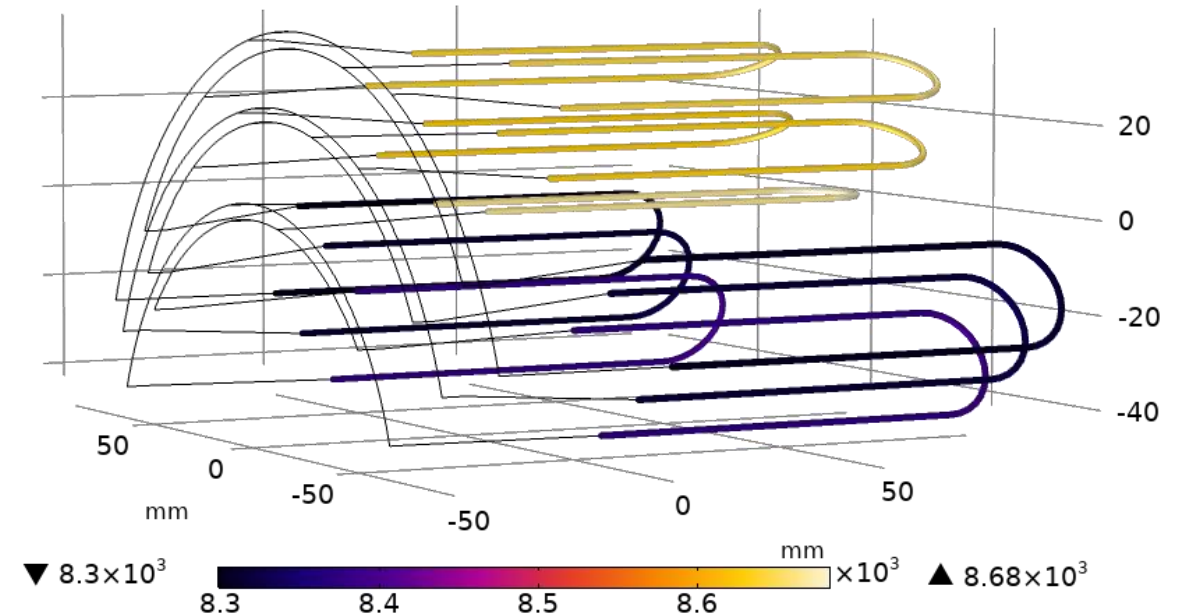
Arrow Line: Velocity



Векторы скорости воды в манифольдах, переходниках и трубах радиатора

$Re \approx 8.4 \cdot 10^3$ соответствует турбулентному течению

Line: Reynolds number (1)



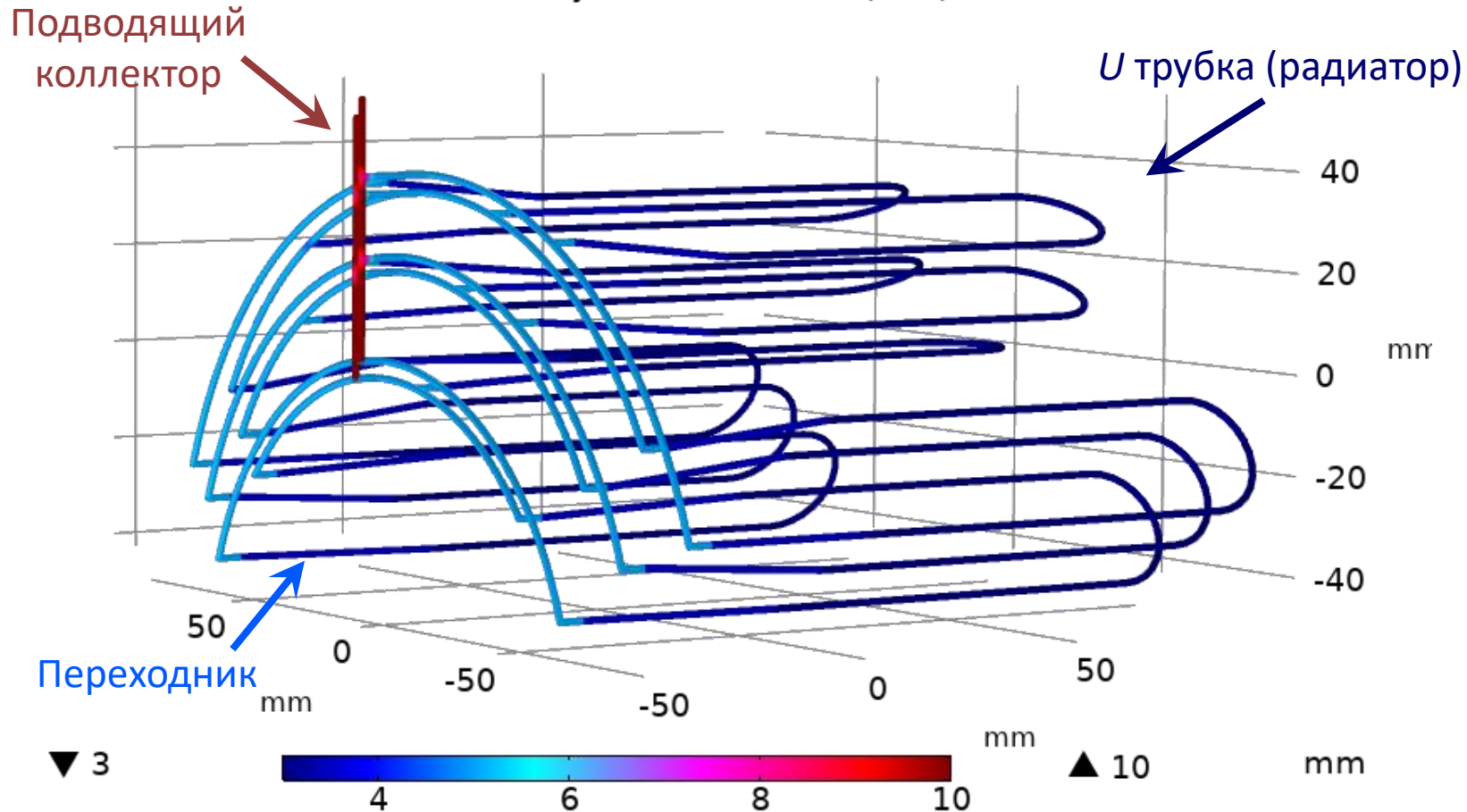
Распределение числа Рейнольдса в манифольдах, переходниках и трубах радиатора

Один общий коллектор, три манифольда

Все «слои» манифольдов подключаются к *одному* коллектору

Радиаторы подключаются к манифольдам *параллельно*

Line: Hydraulic diameter (mm)



- Форма манифольдов – дуга

- Внутренний диаметр труб (из письма Дмитрия):

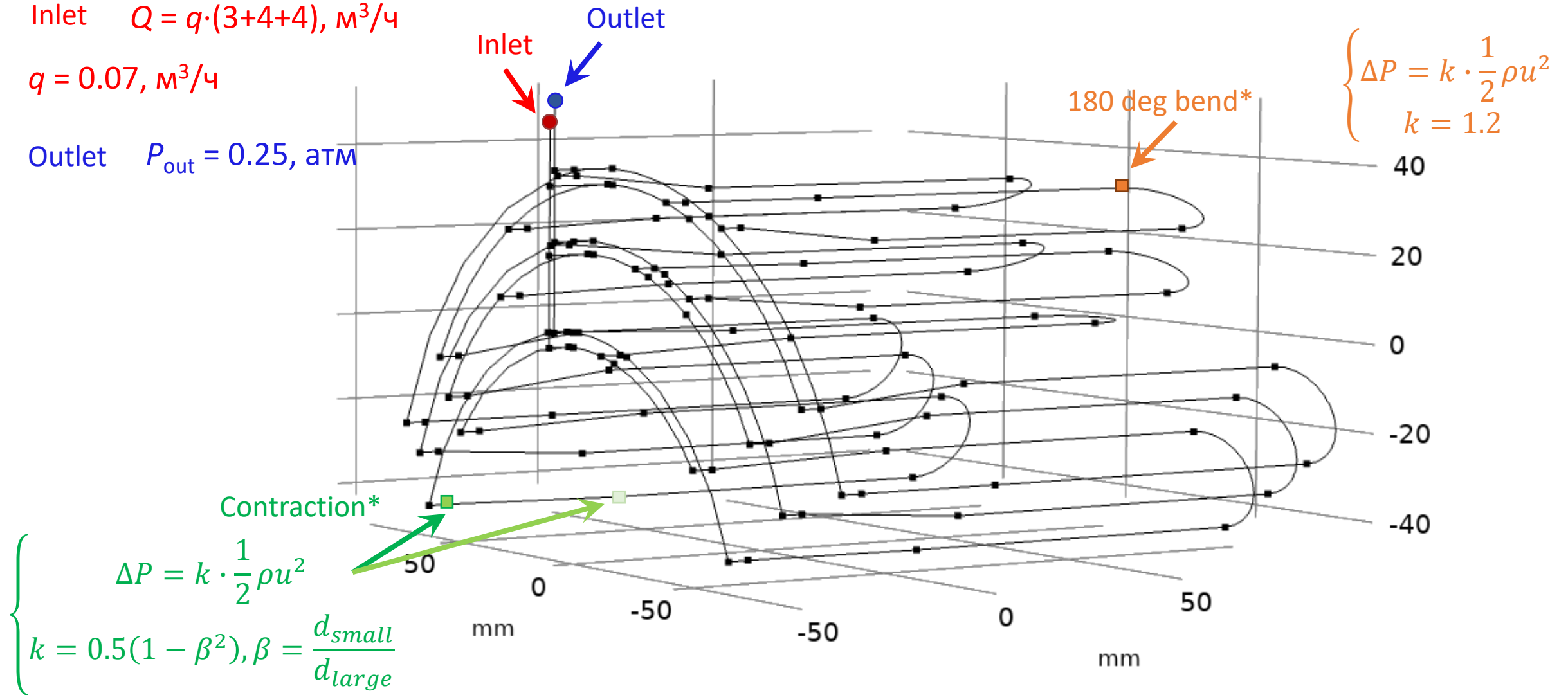
- коллектор - 10,0 мм;
- манифольд - 5,0 мм;
- переходник - 3,5 мм;
- **радиатор - 3,0 мм.**

Граничные условия. Локальные падения давления

Inlet $Q = q \cdot (3+4+4), \text{ м}^3/\text{ч}$

$q = 0.07, \text{ м}^3/\text{ч}$

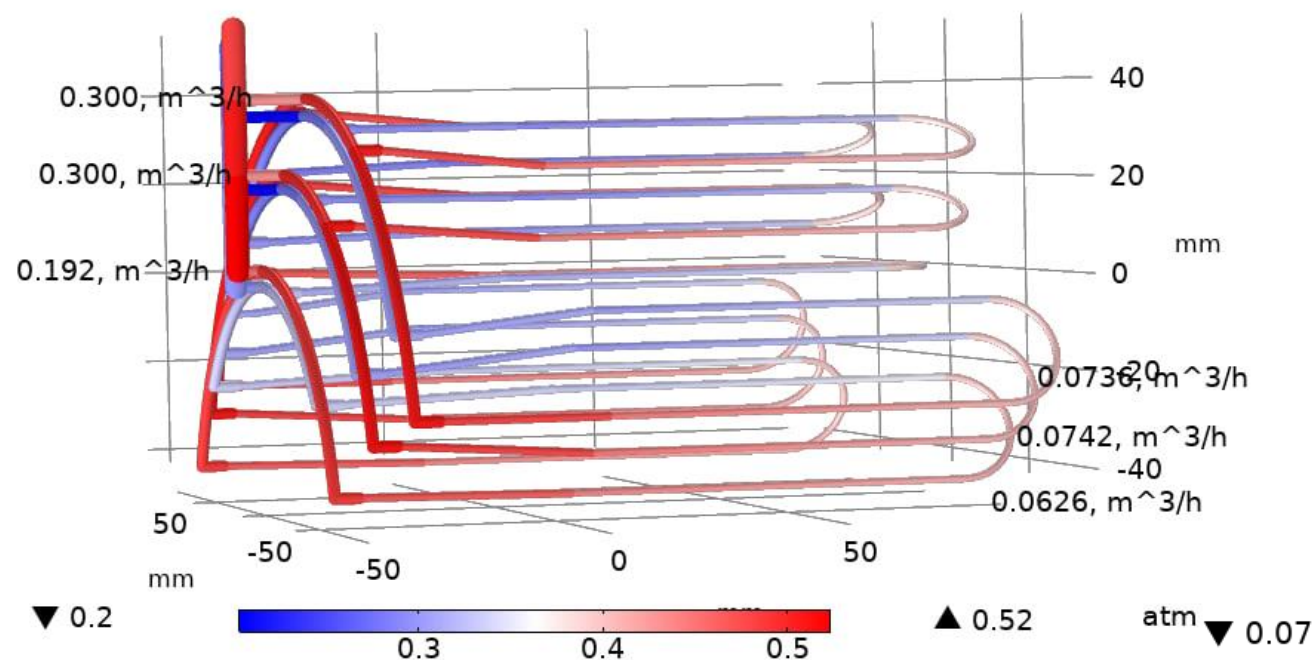
Outlet $P_{\text{out}} = 0.25, \text{ атм}$



Результаты. Распределение давления и расхода в радиаторах

При расходе хладоносителя на один радиатор $q \approx 0,07 \text{ м}^3/\text{ч}$ перепад давления на три манифольда $\Delta P \approx 0,3 \text{ атм}$

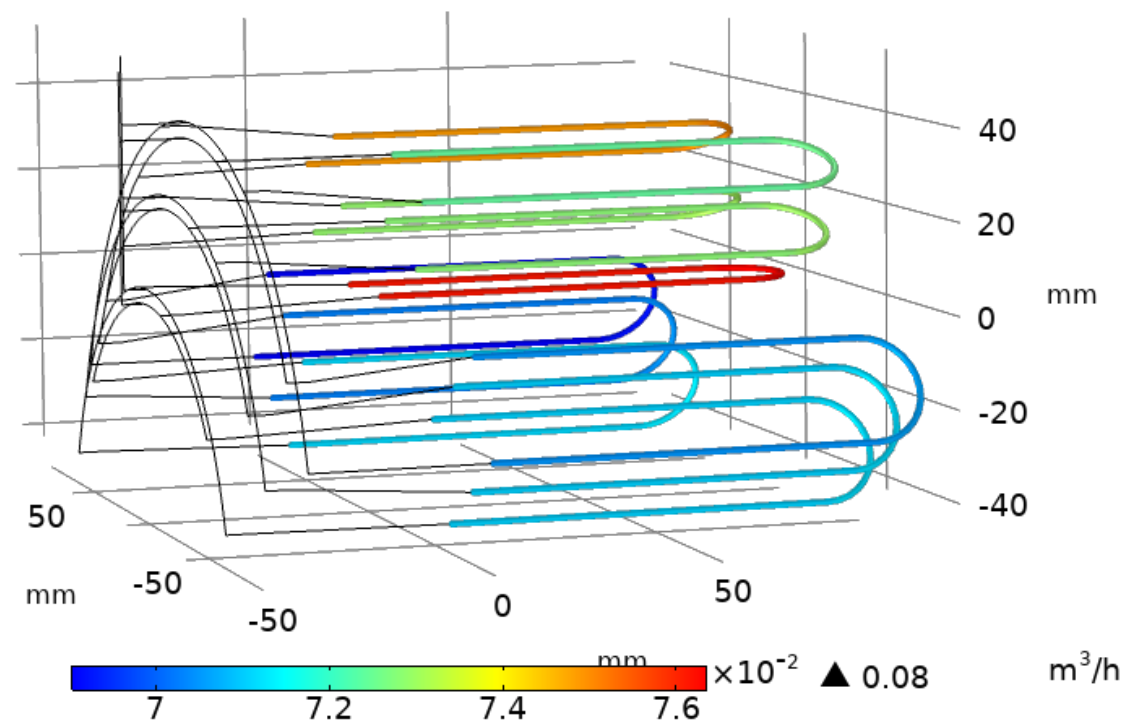
Line: Pressure (atm)



Распределение давления в манифольдах, переходниках и трубках радиатора

Расход распределяется **НЕоднородно** по контурам

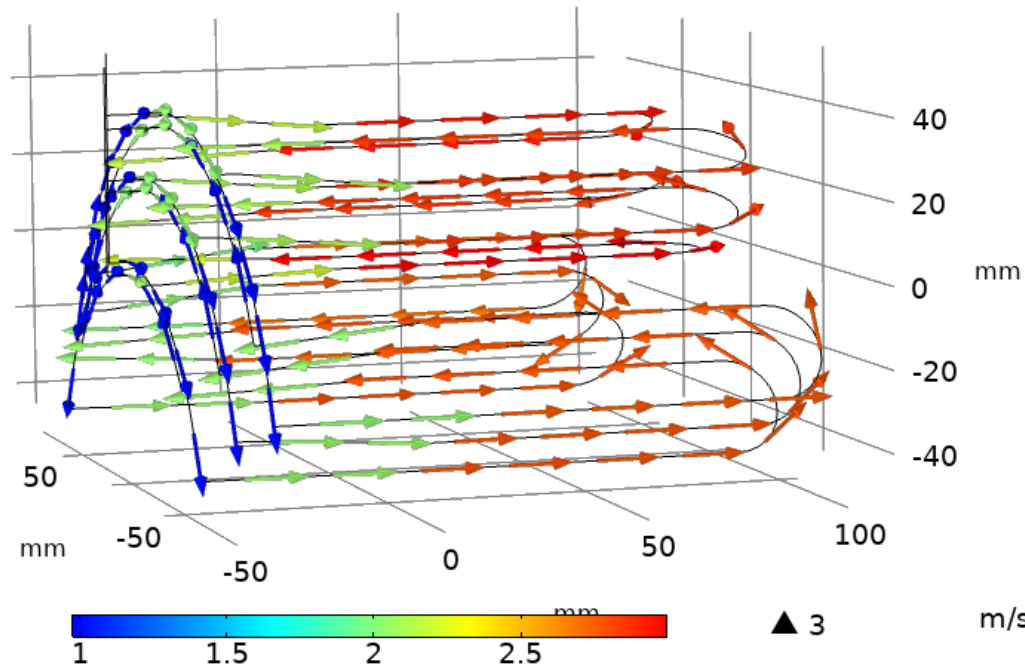
Line: Volumetric flow rate magnitude (m³/h)



Распределение расхода по трубкам радиатора

Скорость циркуляции хладоносителя в
трубках радиатора ≈ 3.0 м/с

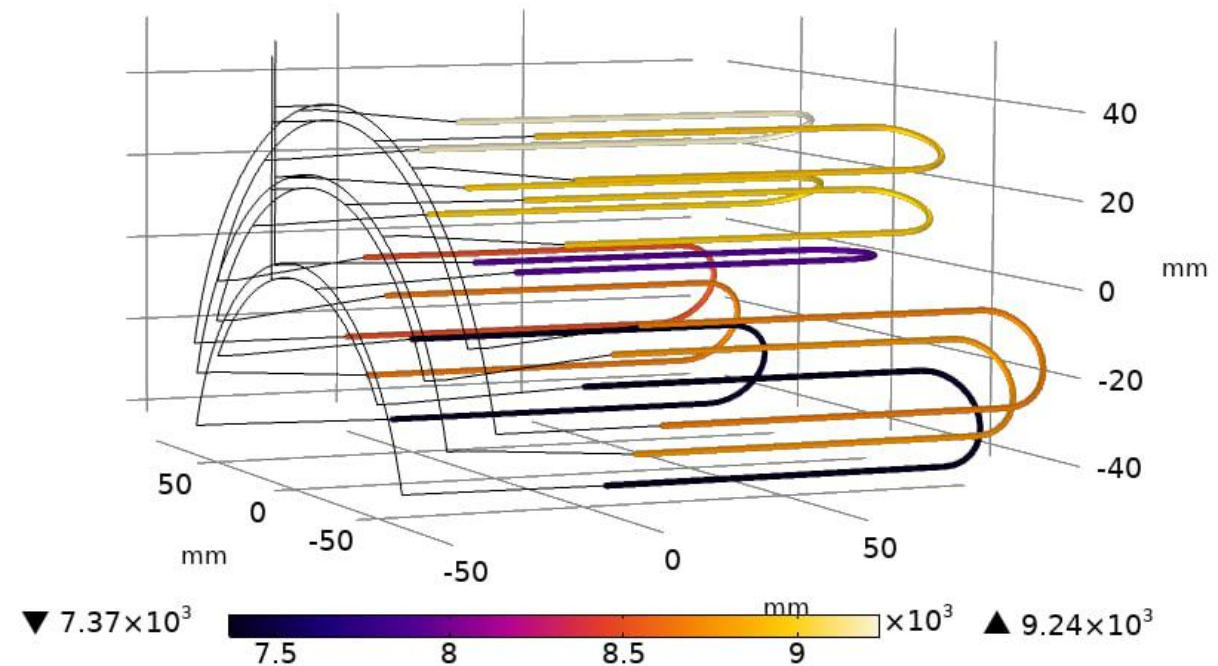
Arrow Line: Tangential vector



Векторы скорости воды в манифольдах,
переходниках и трубках радиатора

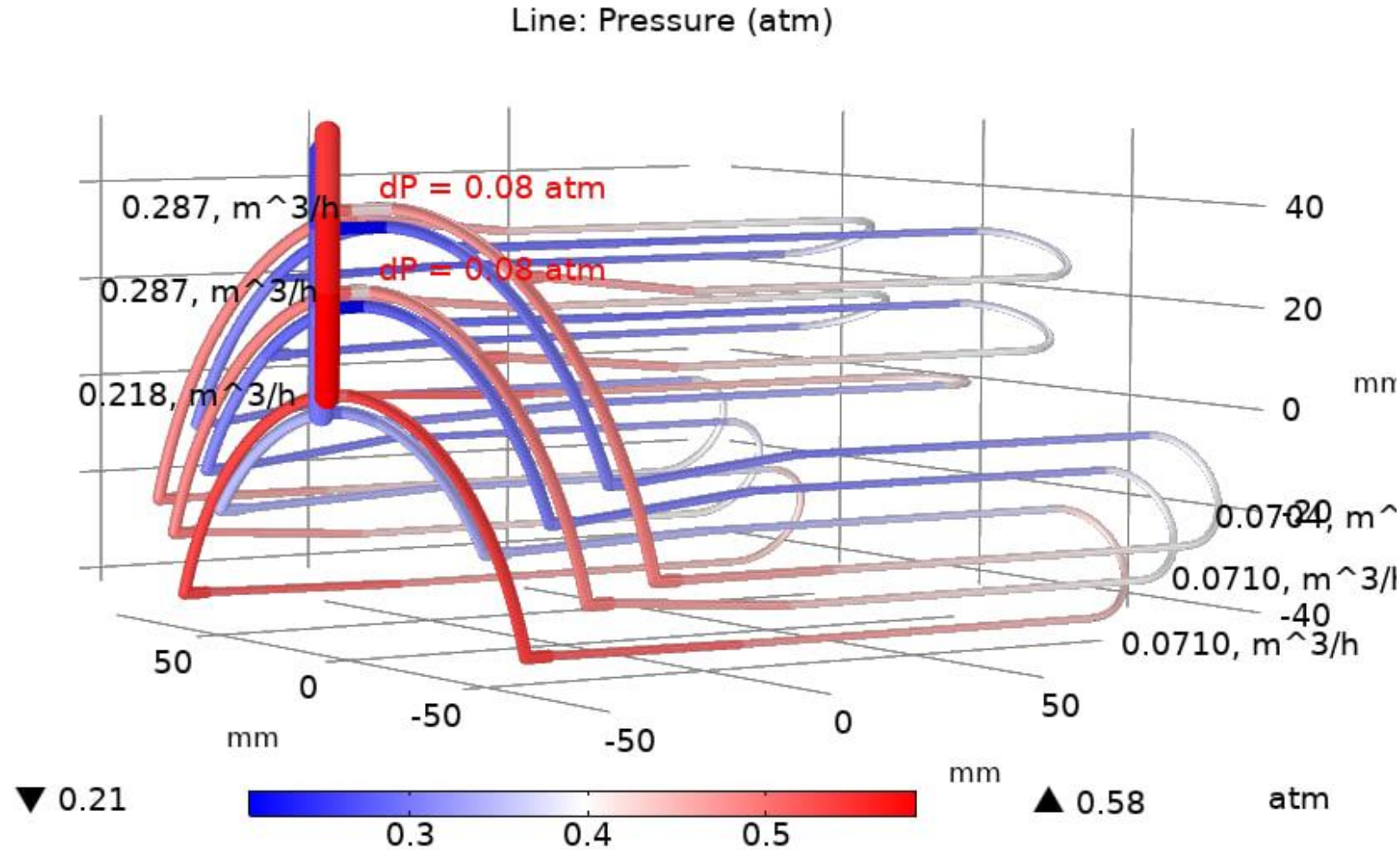
$Re \approx (7.4-9.2) \cdot 10^3$ соответствует
турбулентному течению

Line: Reynolds number (1)



Распределение числа Рейнольдса в
манифольдах, переходниках и трубках
радиатора

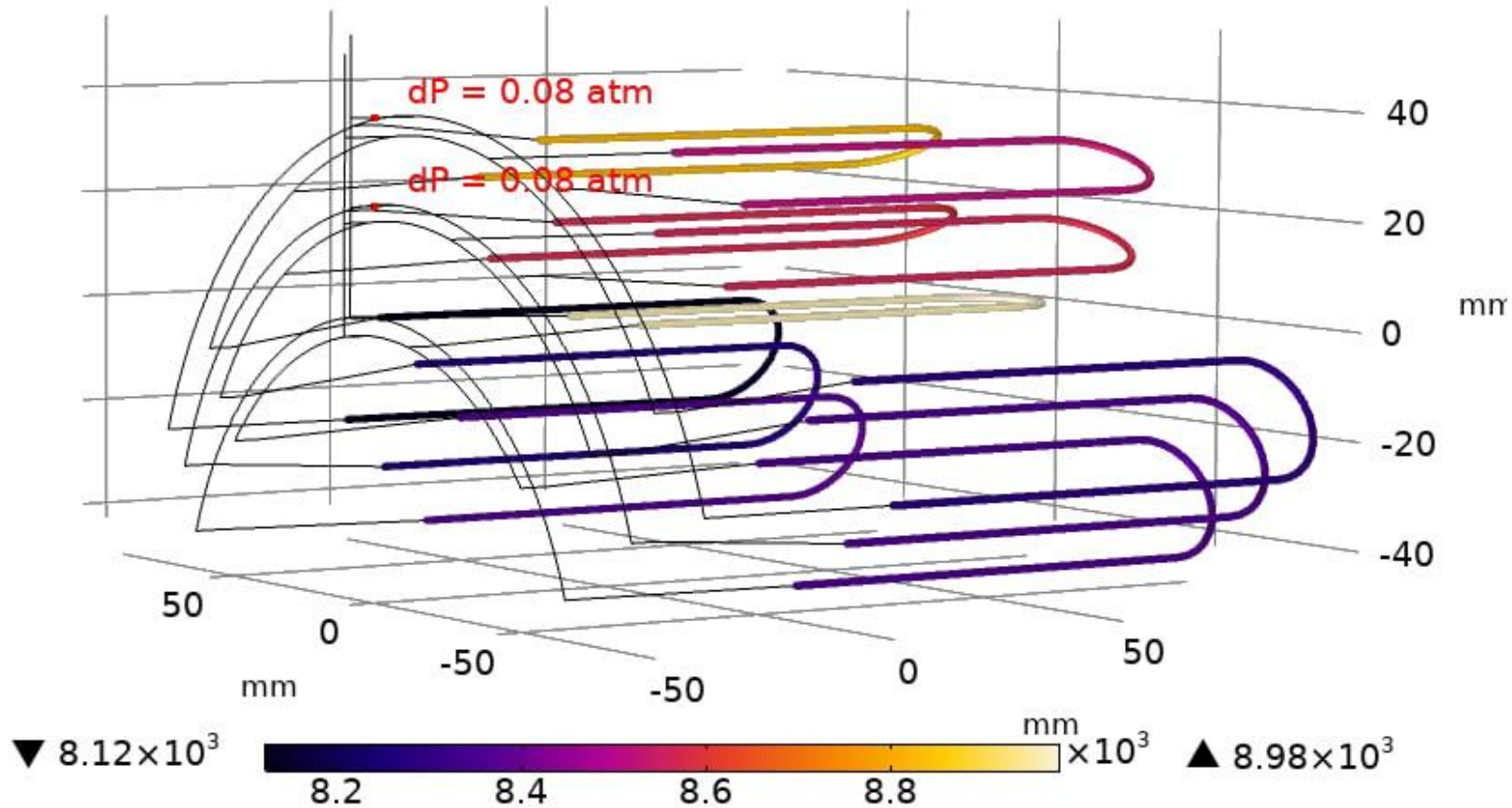
Один общий коллектор, три манифольда. **Балансировочное сопротивление**



В трубках внешнего и среднего манифольдов задаётся падение давления 0,08 атм с целью «балансировки» гидравлического сопротивления и «выравнивания» расходов.

Распределение давления в манифольдах, переходниках и трубках радиатора

Line: Reynolds number (1)



Расход и число Рейнольдса
распределяется **более**
однородно:
 $(7.4-9.2) \cdot 10^3$
vs
 $(8.1-8.9) \cdot 10^3$

Распределение числа Рейнольдса в манифольдах,
переходниках и трубках радиатора

- Перепад давления ΔP на каждый **отдельный манифольд** для 3-х и 4-х радиаторов составляет $\approx 0,3$ атм при расходе на радиатор $q \approx 0,07$ м³/ч;
- $Re \approx 8.4 \cdot 10^3$ (при $d = 3,0$ мм) соответствует **турбулентному** режиму течения воды при q на радиатор $0,07$ м³/ч и $0,792$ м³/ч на четверть системы;
- Общий подвод хладоносителя к манифольдам приводит к **неравномерному** распределению расхода и числа Рейнольдса в радиаторах $(7.4-9.2) \cdot 10^3$;
- Добавление на средний и внешний манифольд **балансирующего сопротивления $0,08$ атм** позволяет реализовать более **равномерное** распределение q и Re $(8.1-8.9) \cdot 10^3$.

Математическая модель

Математическая модель. Уравнения тепло – и массопереноса

Динамика течения хладоносителя описывалась уравнениями Навье–Стокса для вязкой несжимаемой жидкости в гравитационном поле.

Гидродинамический анализ

$$\begin{cases} \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = -\frac{\nabla P}{\rho} - \frac{1}{2} f_D \frac{|u| \vec{u}}{d} + \vec{f}, & \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \\ \rho c \left(\frac{\partial T_l}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla T_l \right) = \nabla \cdot (\lambda \cdot \nabla T_l) + \frac{1}{2} f_D \frac{\rho |u| \vec{u}}{d} + Q_{\text{wall}} \\ Q_{\text{wall}} = P_{\text{heat}} \end{cases}$$

Тепловой анализ

где \vec{u} и ∇P – локальная скорость и градиент давления жидкости, f_D – фактор Дарси; \vec{f} – поле объёмных сил (сила тяжести), T_l – локальная температура теплоносителя (воды); $f_D \frac{|u| \vec{u}}{d}$ – слагаемое, описывающее вязкое трение и потери давления на шероховатостях стенок трубки при развитом параболическом профиле скорости в сечении; $\rho c \frac{\partial T_l}{\partial t}$ – слагаемое, отражающее временную зависимость температуры воды; $\rho c (\vec{u} \cdot \nabla T_l)$ – конвективный член, учитывает перенос теплоты за счет движения среды; $\nabla \cdot (\lambda \cdot \nabla T_l)$ – диффузионный член уравнения – учитывает перенос теплоты теплопроводностью; $Q_{\text{wall}} (P_{\text{heat}})$ – источниковый член для описания тепловыделения электроники.

Математическая модель. Коэффициент трения Дарси

Для описания потерь давления на вязкое трение и потери давления на шероховатостях стенок трубки при развитом параболическом профиле скорости в сечении использовалось уравнение Хааланда ($4 \cdot 10^3 < Re < 1 \cdot 10^8$)^{*1,*2}

$$\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -1.8 \log \left(\left(\frac{\varepsilon}{3.7d} \right)^{1.1} + \frac{6.9}{Re} \right)$$

где $\varepsilon = 0.015$ мм – шероховатость внутренней поверхности стенок трубы;

d – внутренний диаметр трубы;

Re – локальное число Рейнольдса в потоке.

- ❖ Система 1D дифференциальных уравнений решалась методом конечных элементов с линейными базисными функциями для давления p и скорости \mathbf{u} .

*1 <https://doc.comsol.com/5.3/doc/com.comsol.help.pipe/PipeFlowModuleUsersGuide.pdf>

*2 S.E. Haaland, "Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent flow," J. Fluids Engineering (ASME), vol. 103, no. 5, pp. 89–90, 1983.

Математическая модель. Критерий Нуссельта

Для описания теплообмена при вынужденной внутренней турбулентной конвекции используется критерий Нуссельта, который для диапазона чисел Рейнольдса ($3 \cdot 10^3 < Re < 6 \cdot 10^6$)^{*1,*3} описывается формулой Гнелинского:

$$Nu_{\text{Turb}} = \frac{(f_D/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{f_D/8}(Pr^{2/3} - 1)}$$

где f_D – фактор Дарси;

Re – локальное число Рейнольдса в потоке;

Pr – число Прандтля (характеристика жидкости).

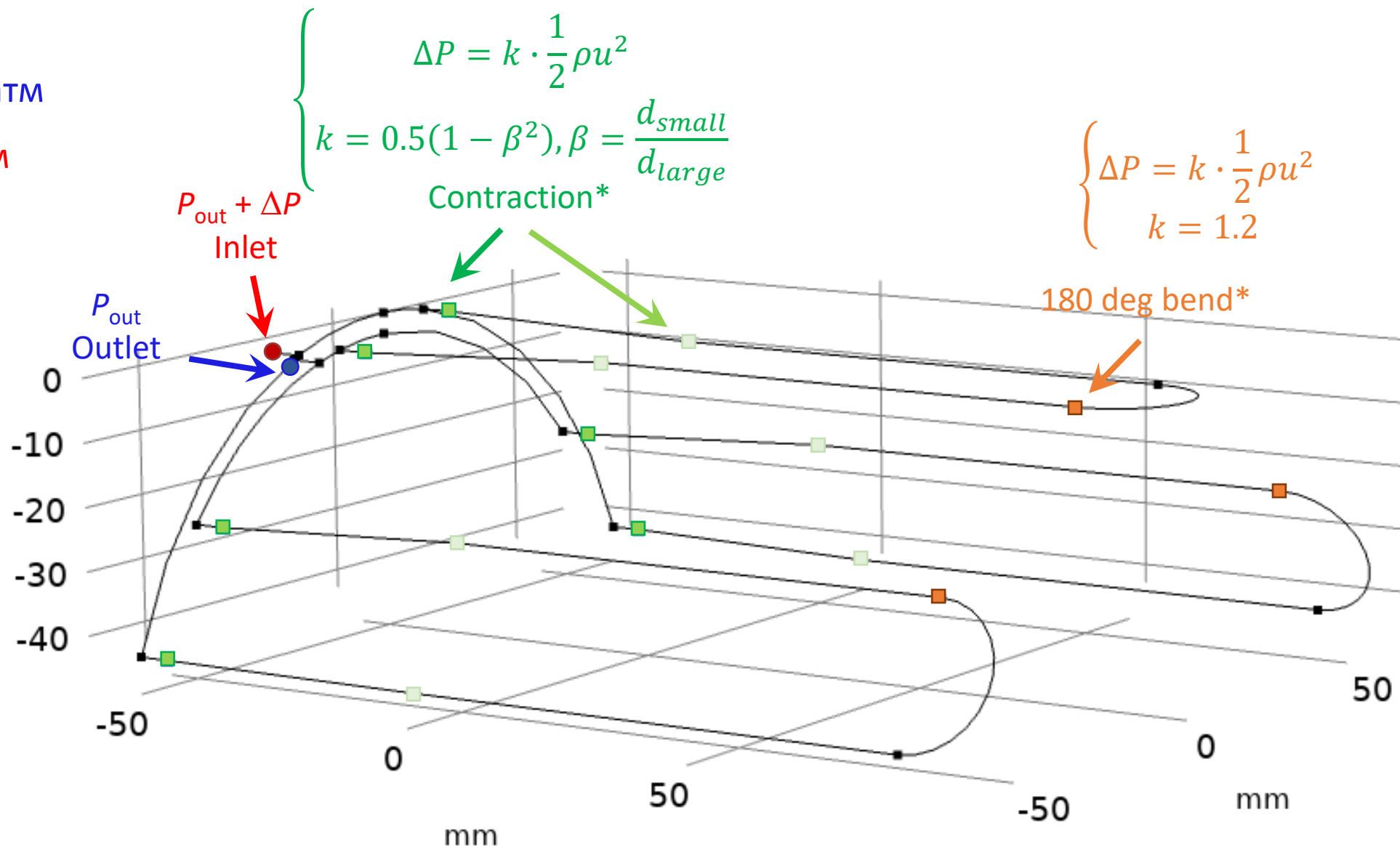
*1 <https://doc.comsol.com/5.3/doc/com.comsol.help.pipe/PipeFlowModuleUsersGuide.pdf>

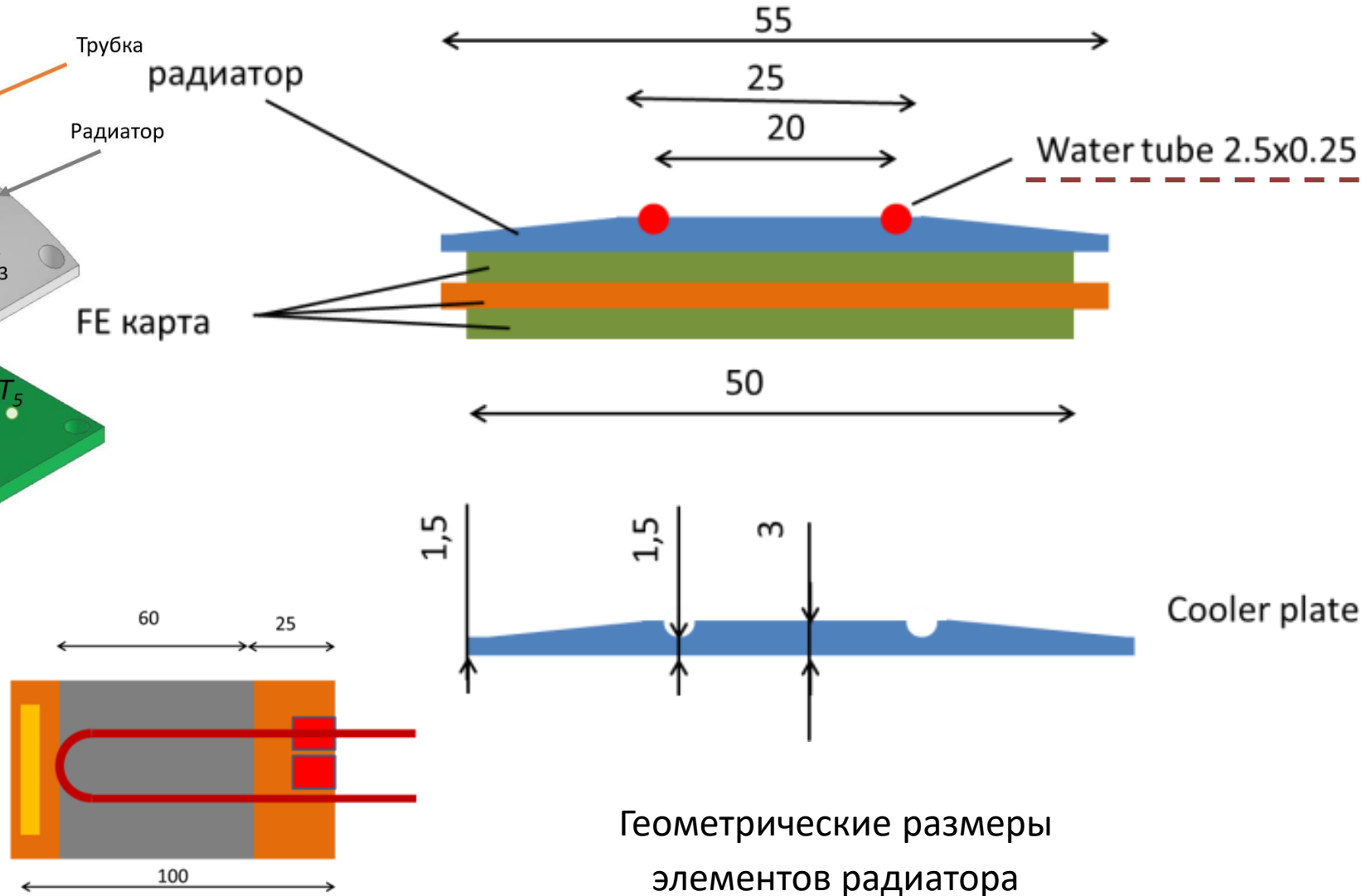
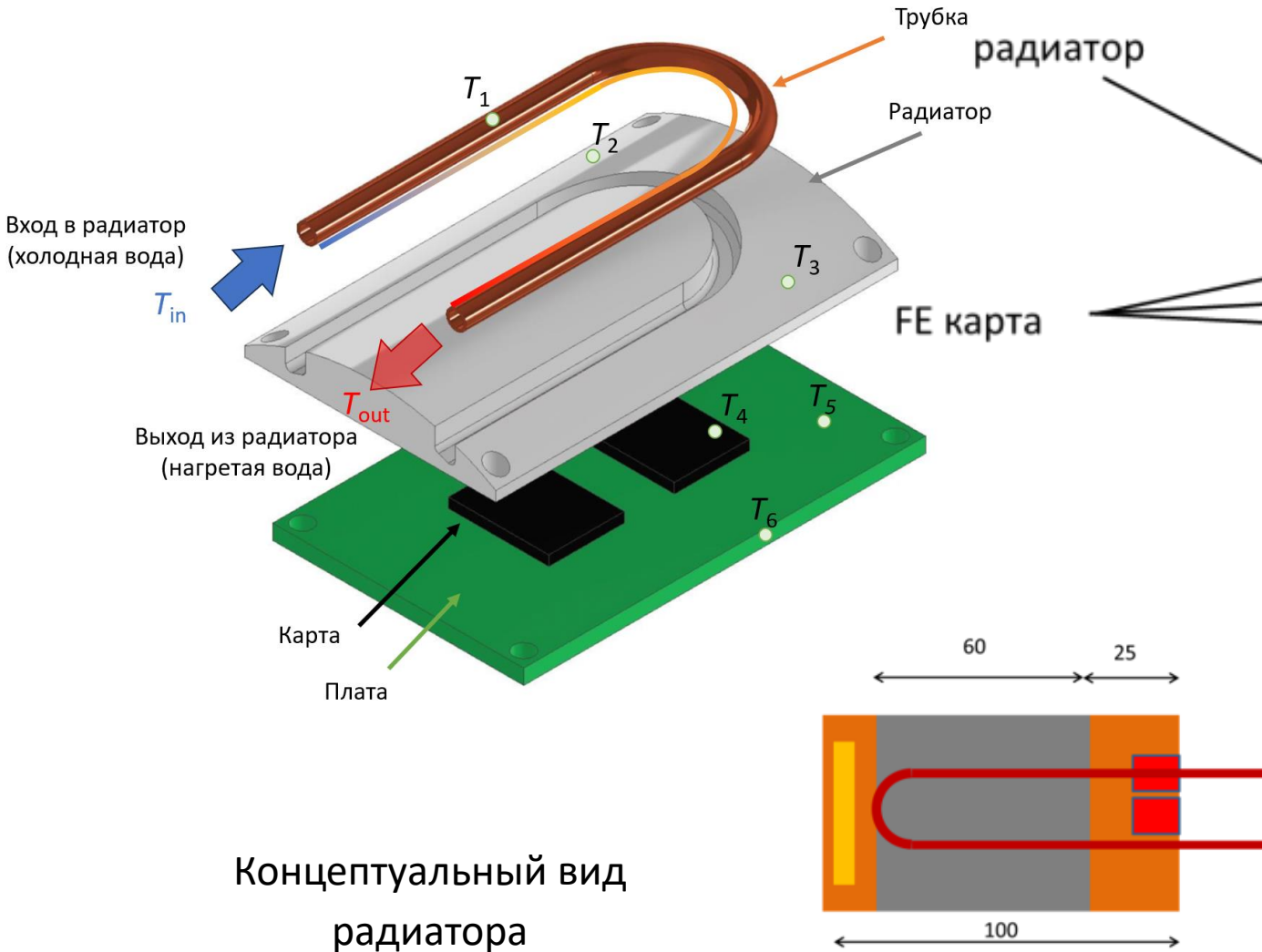
*3 V. Gnielinski, “New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow,” Int. Chem. Eng, vol. 16, pp. 359–368, 1976

Граничные условия. Локальные падения давления

$$P_{\text{out}} = 0.25 \text{ атм}$$

$$\Delta P = 0.5 \text{ атм}$$



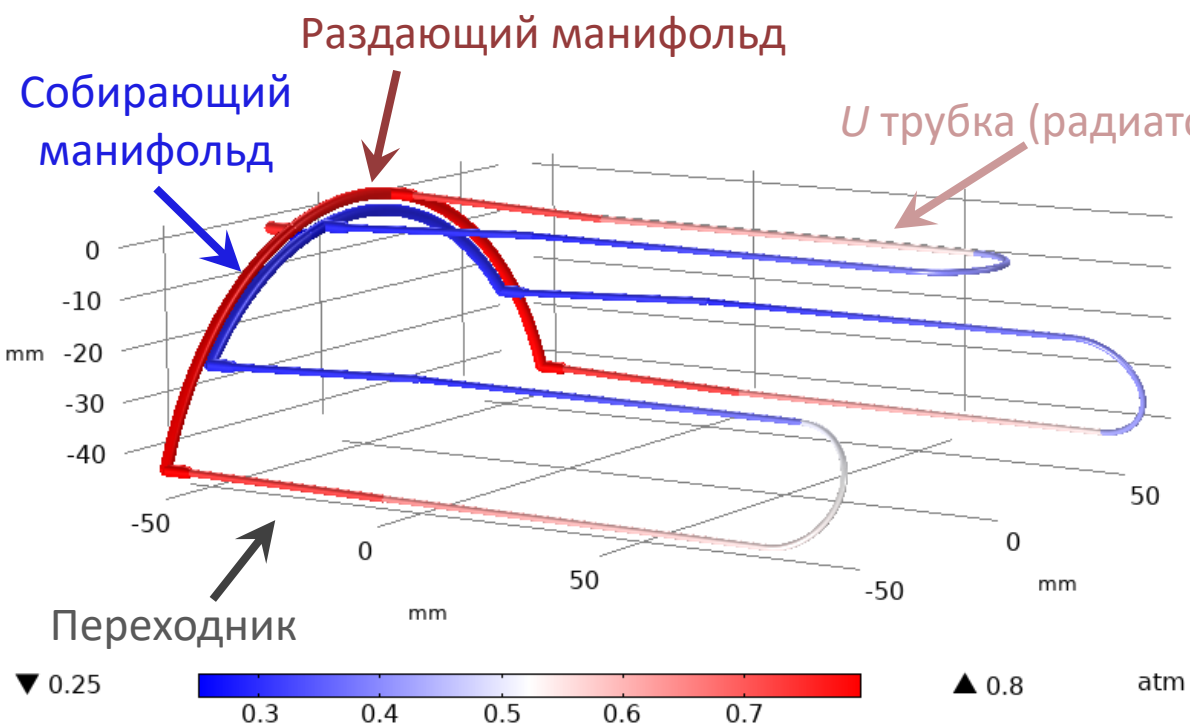


Результаты предыдущих расчётов

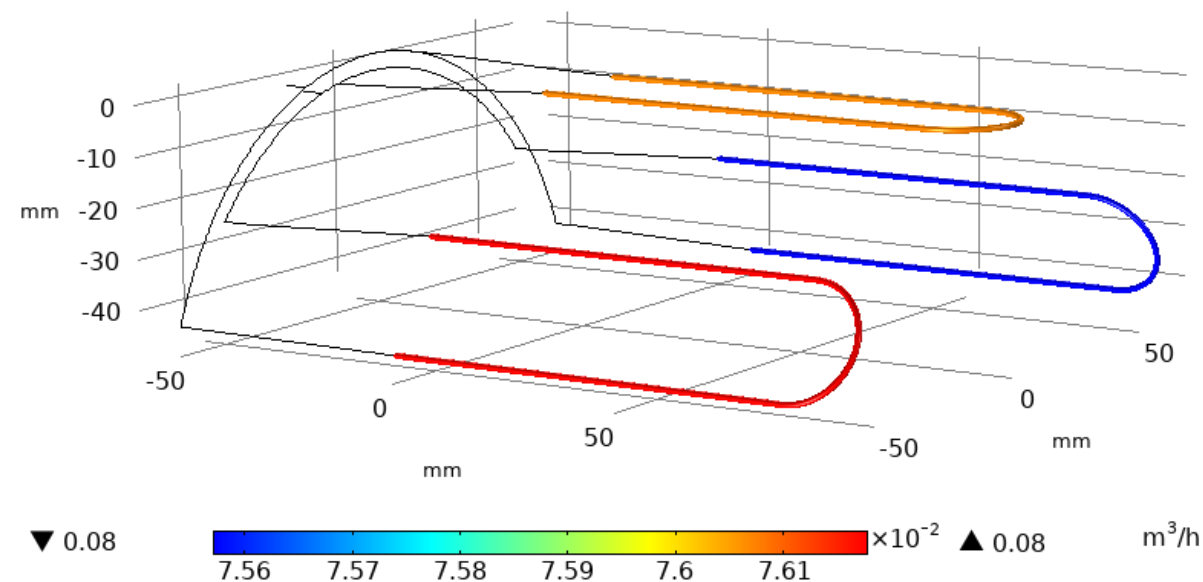
Результаты. Распределение давления и скорости в радиаторах

При $\Delta P = 0,5$ атм расход хладоносителя
 $Q \approx 0,22$ м³/ч (0,063 кг/с)

Расход распределяется достаточно
 однородно по контурам



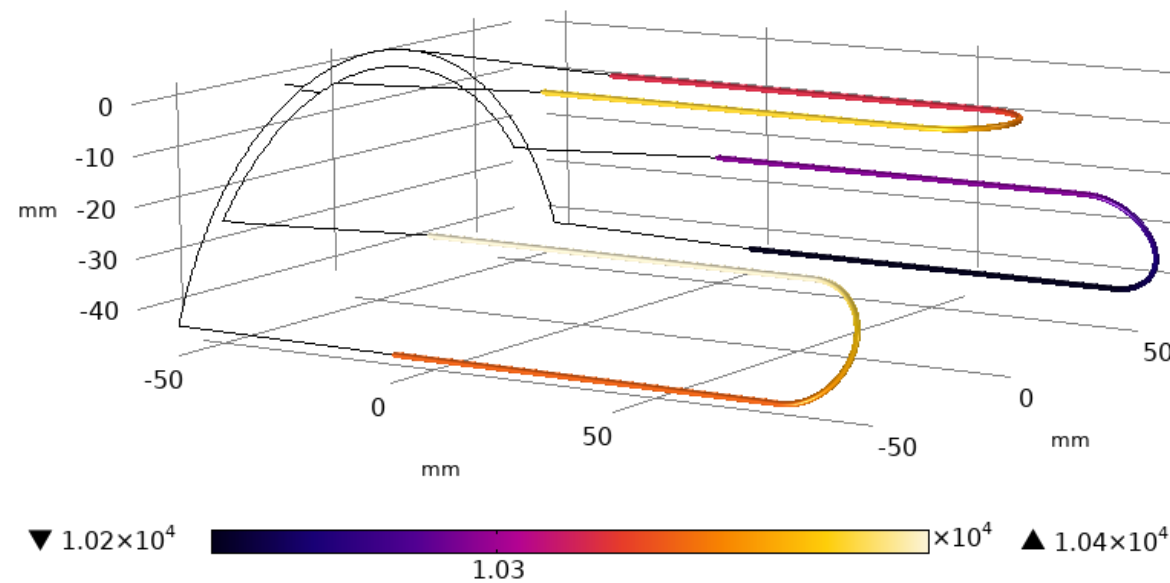
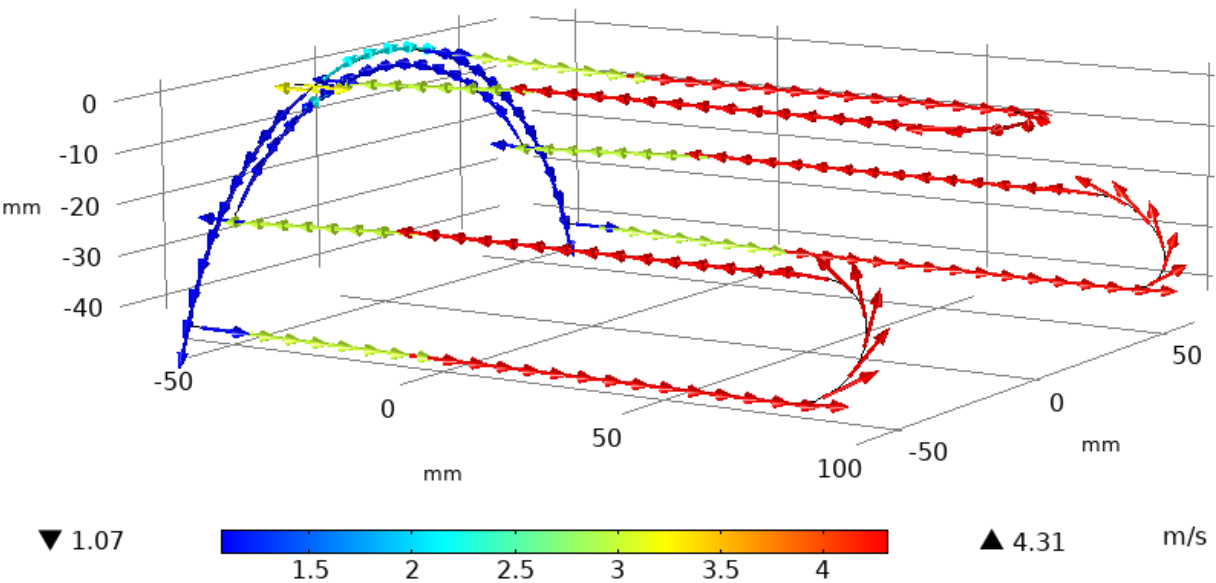
Распределение давления в manifoldах,
 переходниках и трубках радиатора



Распределение расхода по трубкам
 радиатора

Скорость циркуляции хладоносителя в трубках радиатора ≈ 4.3 м/с

$Re \approx 1 \cdot 10^4$ соответствует турбулентному течению



Векторы скорости воды в манифольдах, переходниках и трубках радиатора

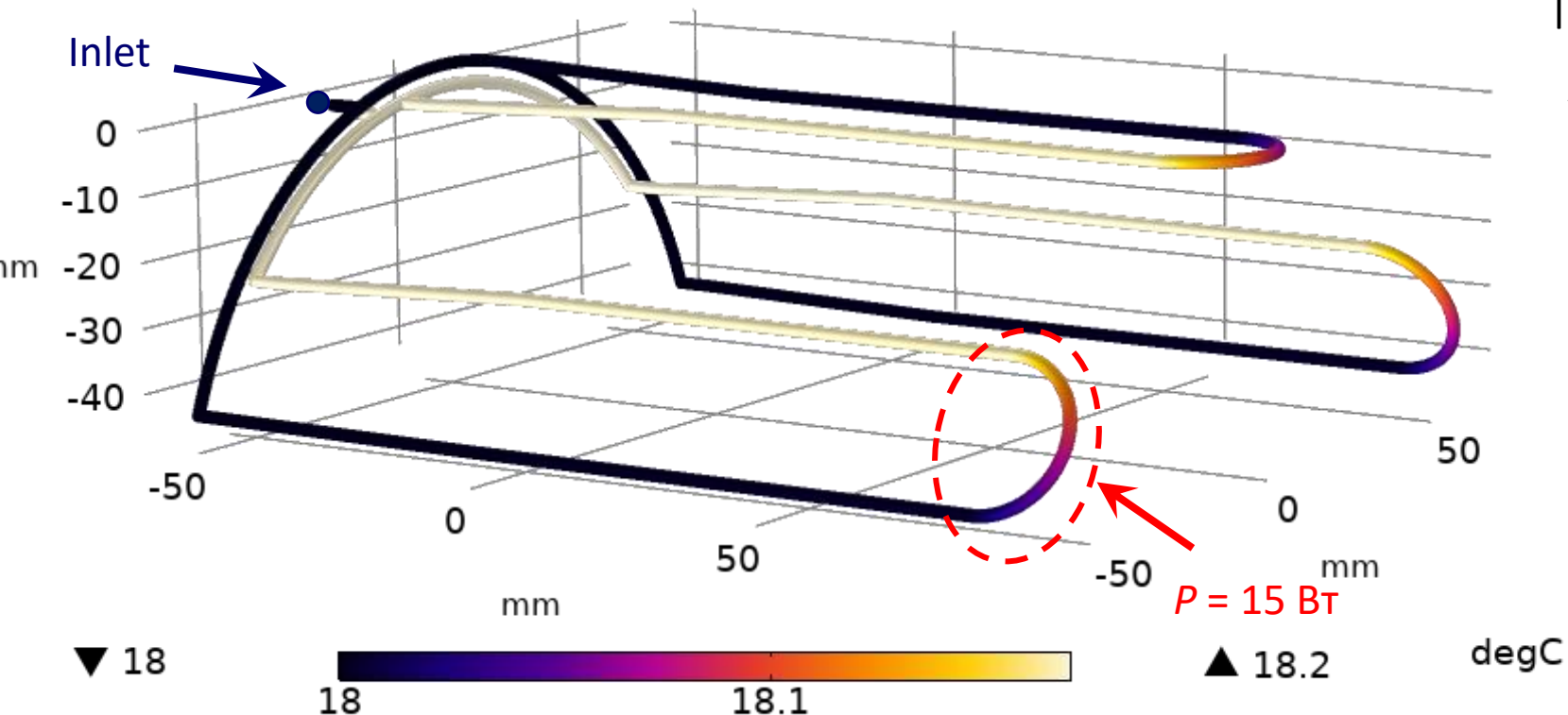
Распределение давления в манифольдах, переходниках и трубках радиатора

Результаты. Нагрев воды

$$T_{in} = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{heat} = 15\text{ Вт}$$

Line: Temperature (degC)



При $Q \approx 0,08\text{ м}^3/\text{ч}$ на радиатор и *полном поглощении* тепловой мощности $P = 15\text{ Вт}$ перегрев воды ΔT составил $0,19\text{ }^{\circ}\text{C}$

Это не гарантирует
эффективность охлаждения
электроники

Распределение температуры воды в
манifoldах, переходниках и трубках радиатора.

При мощности 15 Вт на радиатор

Уносимая водой тепловая мощность:

$$W = G\Delta T = jc_p \Delta T$$

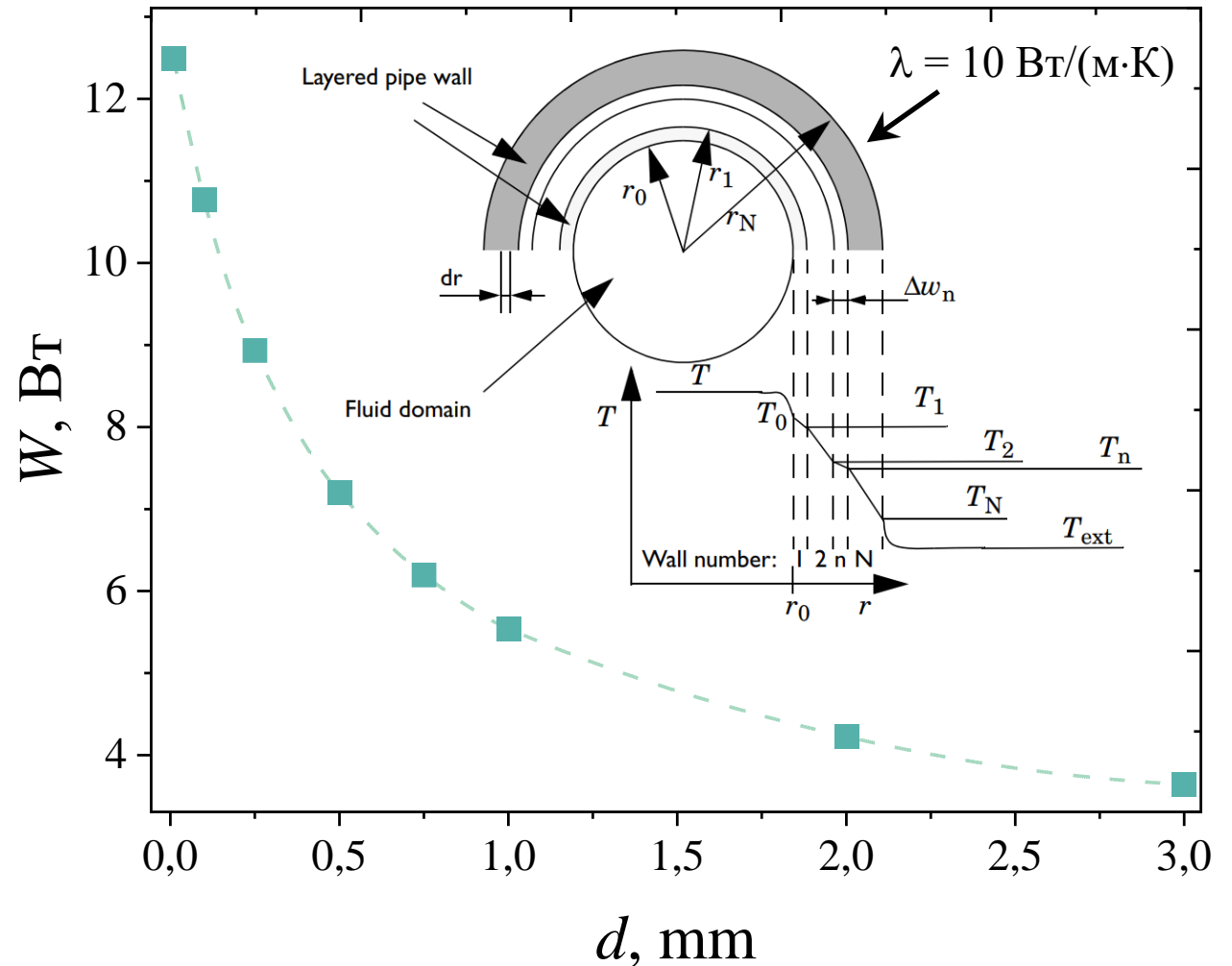
$$W \sim Nu \sim \lambda$$

где G – фактор Дарси;

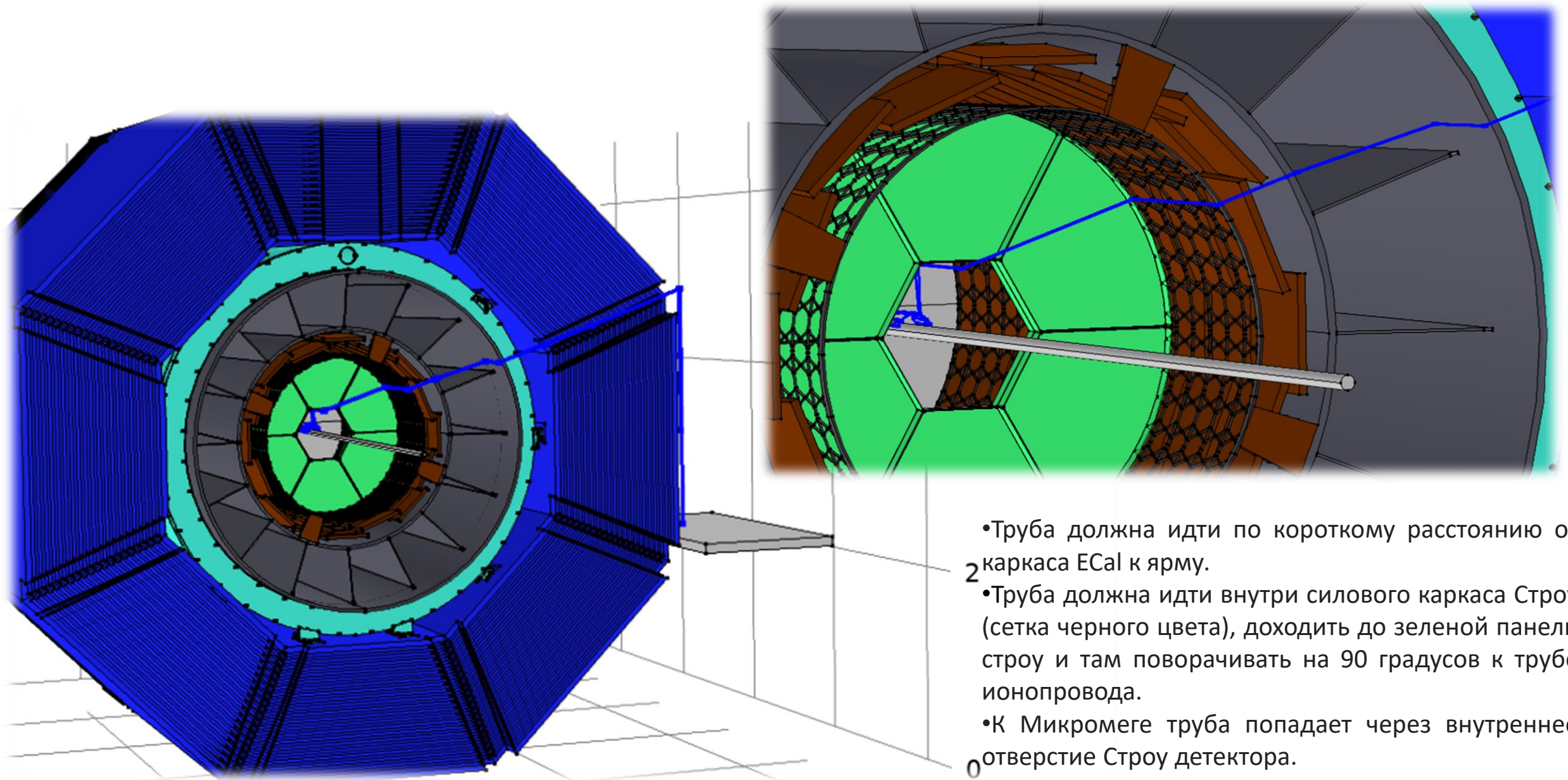
j – массовый расход воды;

c_p – изобарная теплоёмкость воды.

Для достижения эффективного охлаждения электроники необходимо обеспечить хороший тепловой контакт (уменьшать толщину и/или увеличивать теплопроводность термоинтерфейса)

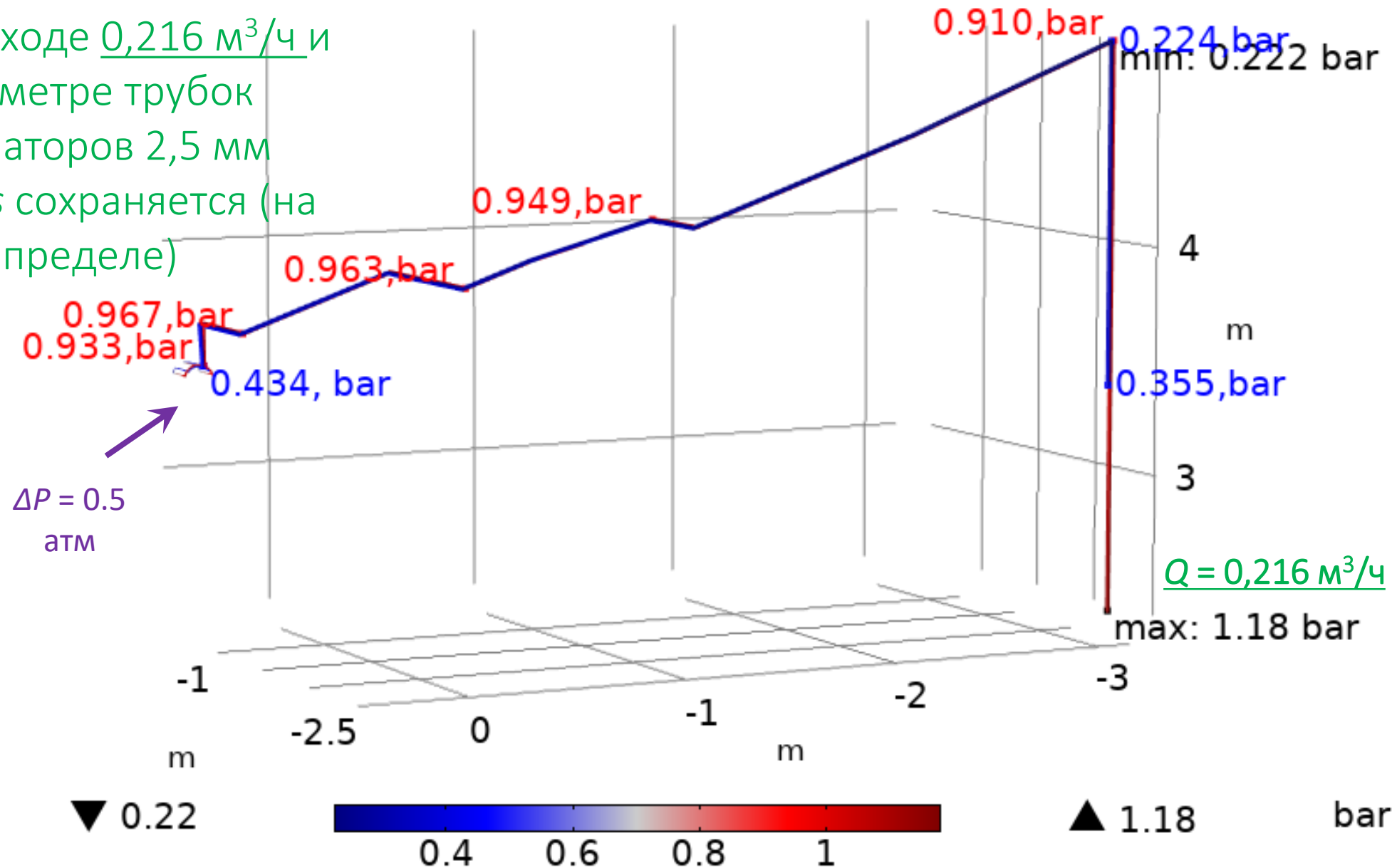


Зависимость уносимой водой тепловой мощности W от толщины терморасты d с теплопроводностью $\lambda = 10 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$



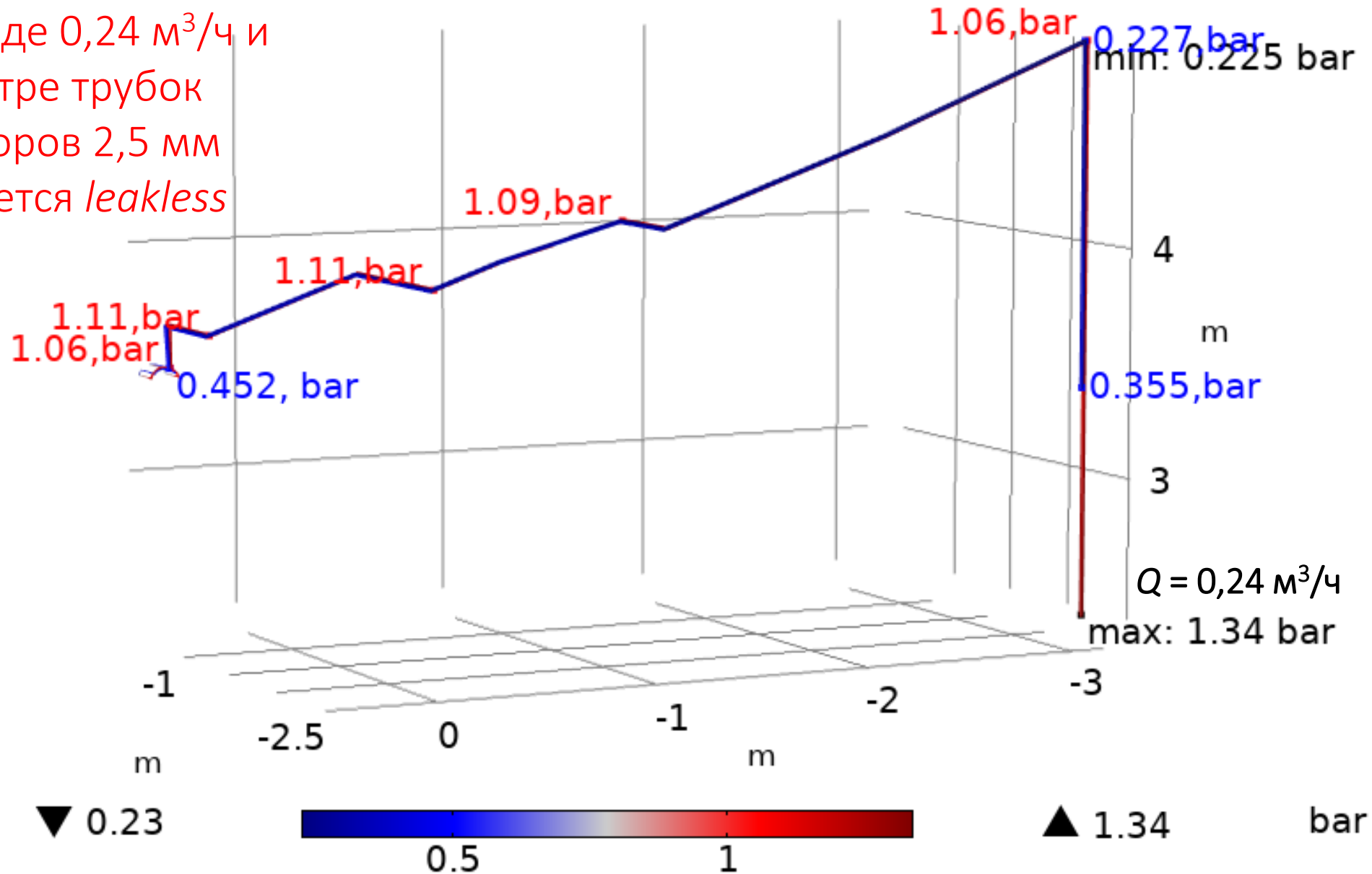
Результаты. Распределение давления в системе, $d_{rad} = 2.5$ мм, $d_{in} = 10$ мм

При расходе $0,216$ м³/ч и диаметре трубок радиаторов $2,5$ мм *leakless* сохраняется (на пределе)



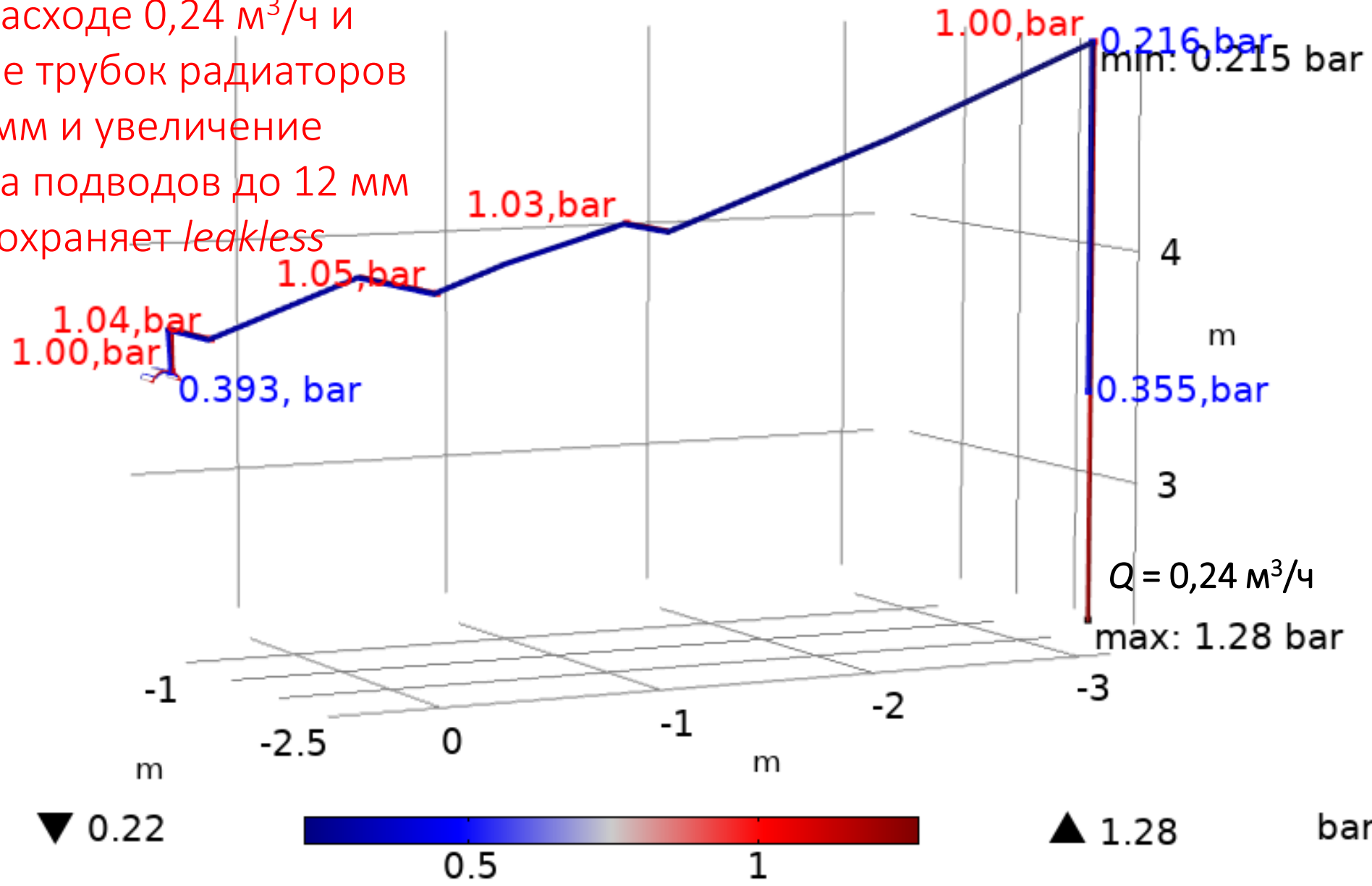
Результаты. Распределение давления в системе, $d_{\text{rad}} = 2.5 \text{ мм}$, $d_{\text{in}} = 10 \text{ мм}$

При расходе $0,24 \text{ м}^3/\text{ч}$ и диаметре трубок радиаторов $2,5 \text{ мм}$ нарушается *leakless*



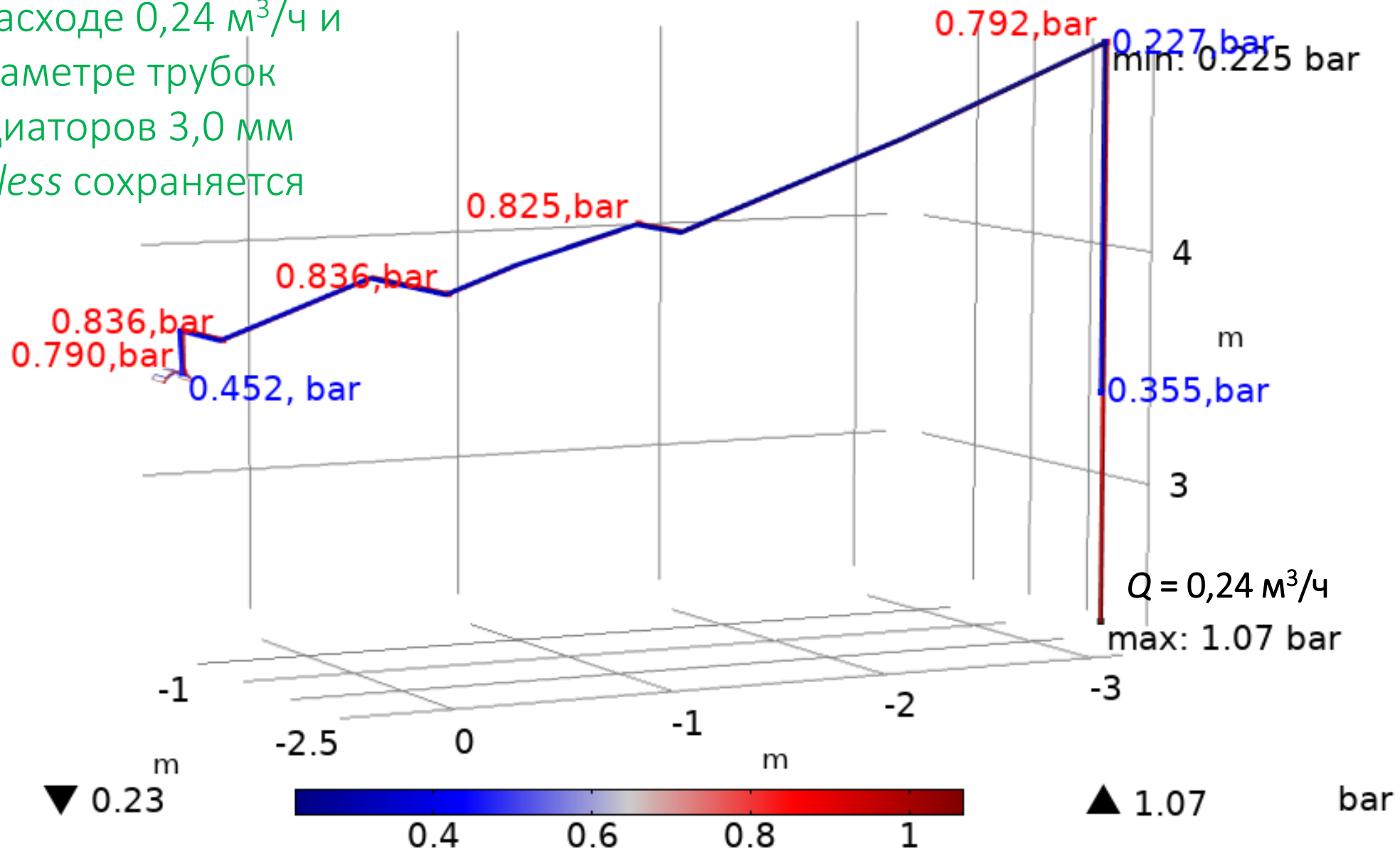
Результаты. Распределение давления в системе, $d_{rad} = 2.5 \text{ мм}$, $d_{in} = 12 \text{ мм}$

При расходе $0,24 \text{ м}^3/\text{ч}$ и диаметре трубок радиаторов $2,5 \text{ мм}$ и увеличение диаметра подводов до 12 мм не сохраняет *leakless*



Результаты. Распределение давления в системе, $d_{\text{rad}} = 3.0 \text{ мм}$, $d_{\text{in}} = 10 \text{ мм}$

При расходе $0,24 \text{ м}^3/\text{ч}$ и диаметре трубок радиаторов $3,0 \text{ мм}$ *leakless* сохраняется



- При расходе воды $0,24 \text{ м}^3/\text{ч}$ на систему, диаметре подводящих и отводящих трубок 10 мм и трубок радиаторов $2,5 \text{ мм}$ падение давления на них приводит к **нарушению режима *leakless*** внутри установки;
- внутренний диаметр трубок радиаторов $2,5 \text{ мм}$ позволяет реализовать **турбулентный** режим течения воды ($Re \approx 1 \cdot 10^4$) при расходе на радиатор $0,072 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($0,216 \text{ м}^3/\text{ч}$ на систему);
- перегрев воды ΔT при *полном поглощении* тепловой мощности $P = 15 \text{ Вт}$ составил **$0,19^\circ\text{C}$** ;
- система будет функционировать **на пределе** по давлению и **непригодна** для **модификаций**: смена параллельного соединения на последовательное, подключение дополнительных элементов, увеличение тепловой мощности.