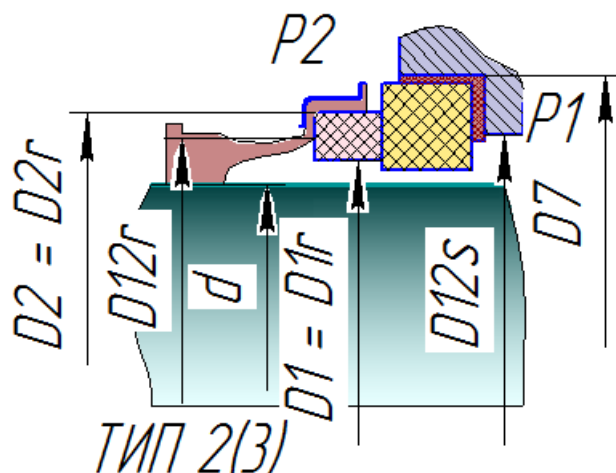


**Результаты расчета торцевого уплотнения вала циркуляционного насоса автомобильного двигателя  
\* решение уравнения Рейнольдса методом МКМ \*  
[ двумерная постановка задачи с учётом волнистости рабочей поверхности колец пары трения ]**

**Рабочая жидкость - Тосол 40, пара трения Графит - Керамика  $Al_2O_3$   
(расчёт в программном комплексе MSLC в Mathcad)**



### Исходные данные:

$$p_{air} = 0.991 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \quad \text{- давление окружающей среды (атмосферы)}$$

$$t_{air} = 20 \quad ^\circ\text{C} \quad \text{- температура окружающей среды}$$

$$p_1 = 0.991 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \quad \text{- давление рабочей среды на диаметре } D1 \text{ (у вала)}$$

$$p_2 = 1.5 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \quad \text{- давление рабочей среды на диаметре } D2 \text{ (снаружи уплотнения)}$$

$$F_{spring} = 0.82 \quad \text{кгс} \quad \text{- установочная сила пружины сжатия, обеспечивающая начальное контактное давление в паре трения уплотнения}$$

$$n = 4000 \quad \text{мин}^{-1} \quad \text{- скорость вращения вала}$$

$$t_{inp\_D1} = 20 \quad ^\circ\text{C} \quad \text{- температура рабочей среды со стороны диаметров } D1r \text{ и } D1s \text{ (значение на входе - начальное значение)}$$

$$t_{inp\_D2} = 75 \quad ^\circ\text{C} \quad \text{- температура рабочей среды со стороны диаметров } D2r \text{ и } D2s \text{ (значение на входе - начальное значение)}$$

$$d = 0.8 \quad \text{см} \quad \text{- диаметр вала под установку торцового уплотнения (под кольцами пары трения) } d < D1$$

$$i_{wave} = 2 \quad \text{шт} \quad \text{- количество волн в паре трения с амплитудой} \\ A_{wave} = 0.1 \quad \text{мкм}$$

**Основные определяющие размеры для вращающегося кольца (r):**

- $D_{1r} = 1.09$     **см**    - рабочий внутренний диаметр вращающегося кольца
- $b_{1r} = 0.18$     **см**    - ширина рабочего пояска пары трения вращающегося кольца
- $h_r = 0.6$     **см**    - общая длина вращающегося кольца
- $Y_r = 0.2$     **см**    - длина наружной поверхности вращающегося кольца в контакте с рабочей средой на диаметре  $D_2$

**Основные определяющие размеры для неподвижного кольца (s):**

- $D_{1s} = D_{1r}$     **см**    - рабочий внутренний диаметр неподвижного кольца (не всегда может совпадать с  $D_{1r}$ )
- $D_{2r} = 1.45$     **см**    - рабочий наружный диаметр контркольца
- $h_s = 0.58$     **см**    - общая длина контркольца
- $Y_s = 0.18$     **см**    - длина наружной поверхности контркольца в контакте с рабочей средой на диаметре  $D_2$

## Основные результаты расчётов торцового уплотнения

$$v = 2.66 \quad \frac{\text{М}}{\text{с}} \quad \text{- скорость скольжения на среднем диаметре пояска пары трения}$$

$$S_c = 0.718 \quad \text{см}^2 \quad \text{- площадь пояска пары трения}$$

$$K = 1.599 \quad \text{- коэффициент гидравлической нагрузки}$$

$$K' = 3.84 \quad \text{- эффективный коэффициент гидравлической нагрузки}$$

$$a_f = 1.582 \quad \text{- коэффициент распределения полного давления в зазоре пары трения (с учётом гидродинамики)}$$

$$G = 4.24 \cdot 10^{-7} \quad \text{- фактор нагрузки}$$

$$p_{avc} = 0.805 \quad \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \quad \text{- среднее давление рабочей жидкости в зазоре пары трения}$$

$$p_c = 1.11 \quad \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \quad \text{- контактное давление с учётом гидродинамической силы}$$

$$f_{fm} = 0.076 \quad \text{- оценочный коэффициент трения}$$

$$Q_c = 1.64 \quad \text{Вт} \quad \text{- тепловыделение в паре трения}$$

$$t_c = 79.79 \quad \text{°С} \quad \text{- максимальная температура в паре трения}$$

$$V_{min\_D2\_lmin} = 0.0113 \quad \frac{\text{л}}{\text{мин}} \quad \text{- циркуляция рабочей жидкости через уплотнительную камеру циркуляционного насоса}$$

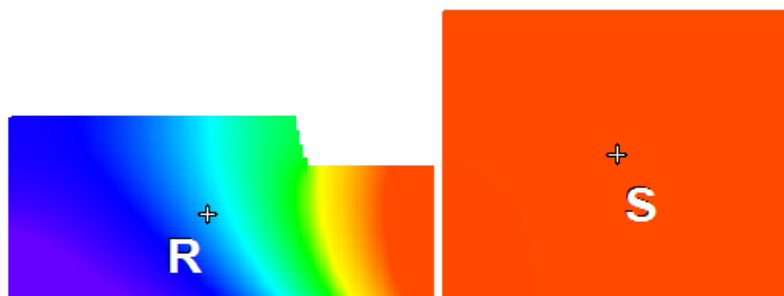
## Поля температур в сечениях колец пары трения

© Шепелёв В.А | [www.HighExpert.RU](http://www.HighExpert.RU) | [www.Seals.HighExpert.RU](http://www.Seals.HighExpert.RU) | e-mail: [highexpert@gmail.com](mailto:highexpert@gmail.com) / [highexpert@yandex.ru](mailto:highexpert@yandex.ru)

= Mechanical Seals Library (MSLx64) = | Программный комплекс MSLC

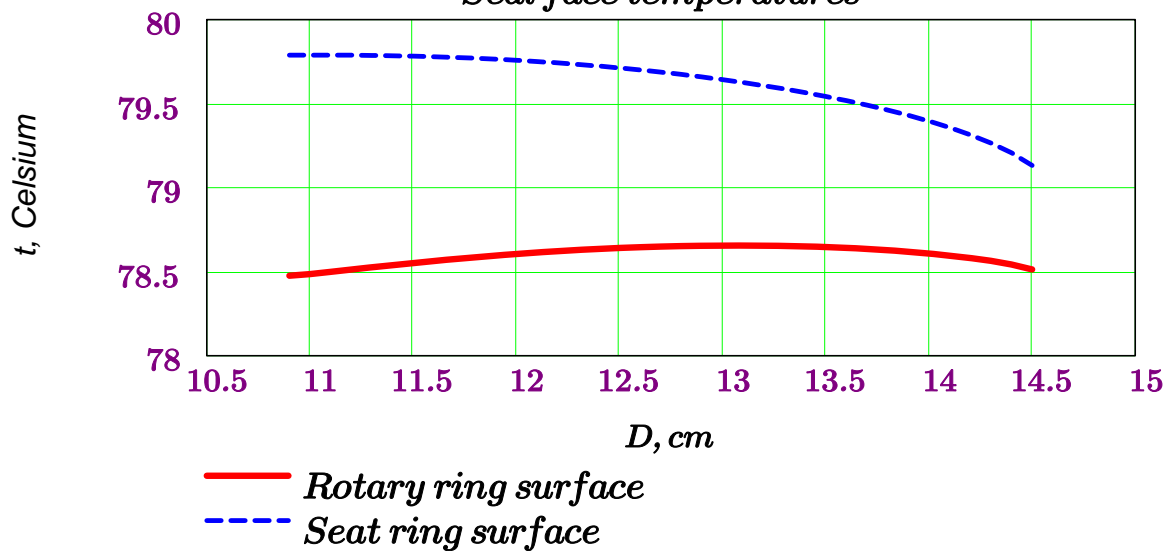
HTC\_FDM версия 2.1 | Дата: 6.4.2023, Время: 18:18:50

VIS GDI Module версия 2.12 | VIS parameters: ScaleXY = 2,2 Width = 975 Height = 600

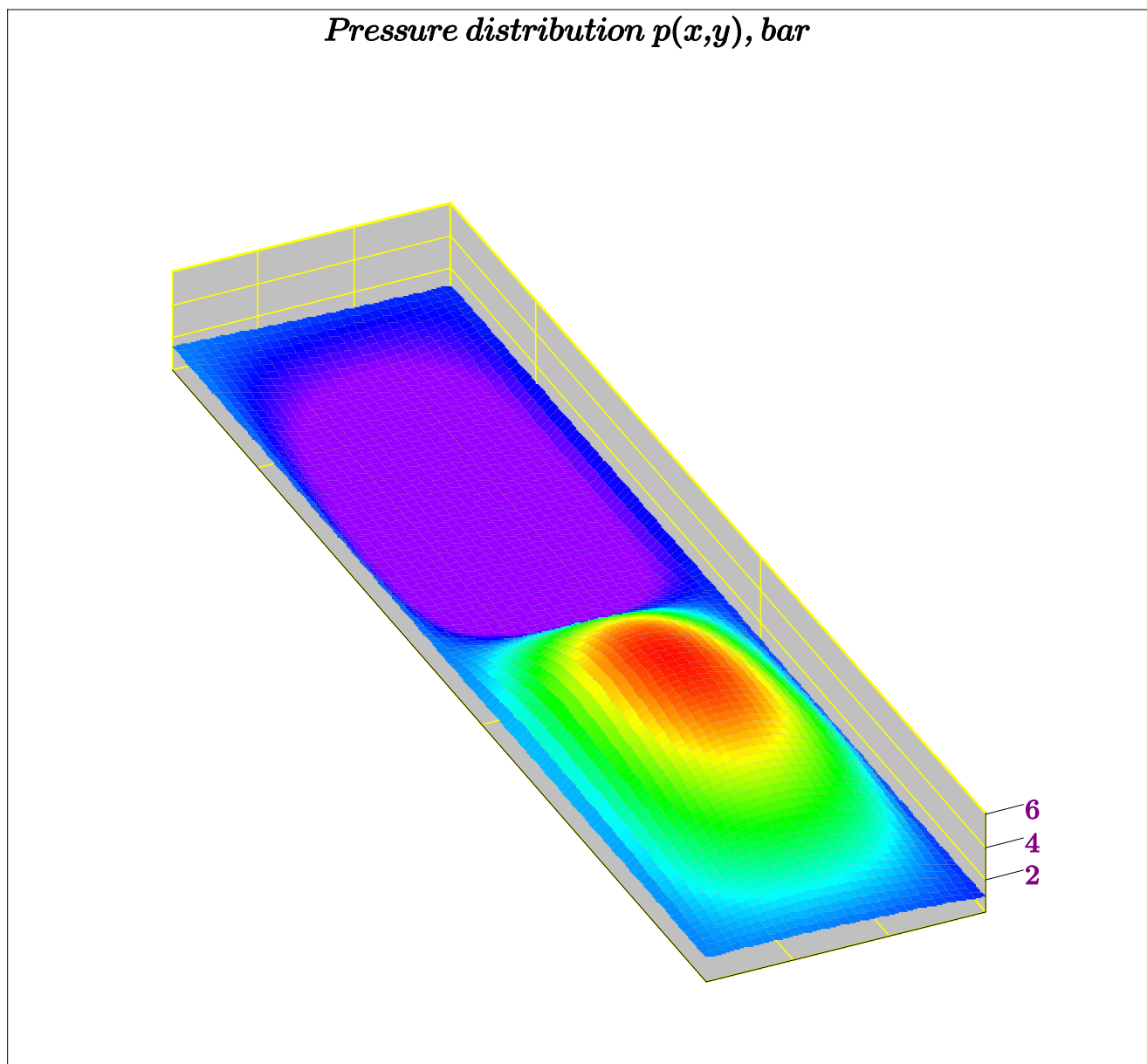


## Изменение температуры в зазоре пары трения

*Seal face temperatures*



**Распределение полного давления в зазоре пары трения  
с учётом волнистости рабочих поверхностей  
колец пары трения**



*Mp Seal<sup>T</sup>*

**Осевая сила от действия давления жидкости, прижимающая рабочие поверхности колец пары трения друг к другу**

$$W_{closing} = 1.4047 \quad \text{кгс}$$

**Осевая сила от действия статического давления жидкости с учётом гидродинамической силы, разделяющая рабочие поверхности колец пары трения**

$$W_f = 0.5782 \quad \text{кгс}$$

**Осевая сила при контакте рабочих поверхностей колец пары трения**

$$W_m = 0.7975 \quad \text{кгс}$$

**Баланс осевых сил:**  $W_m + W_f - W_{closing} = -0.029 \quad \text{кгс}$

**Осреднённая окружная сила трения, возникающая при окружном движении рабочей жидкости в зазоре пары трения**

$$F_f = 0.027 \quad \text{кгс}$$

**Окружная сила трения, возникающая при контакте рабочих поверхностей колец пары трения**

$$F_m = 0.08 \quad \text{кгс}$$

**Оценочный средний зазор в паре трения торцового уплотнения**

$$h_{f\_mid} = 0.7725 \quad \text{МКМ} \quad h_{min} = 0.6668 \quad \text{МКМ}$$

**Прогнозируемая величина утечки рабочей жидкости через пару трения, диаметр капли  $d_{drop} = 0.3 \quad \text{см}$**

$$U = 0.148 \quad \frac{\text{см}^3}{\text{час}} \quad U_{drop} = 0.1 \quad \frac{\text{капель}}{\text{минуту}}$$