



ПРОТИВ МАТЕРИАЛОВ

Диафильм в 3 частях

Издано Фабрикой экранных учебно-наглядных пособий
Всесоюзного треста по производству учебно-наглядных пособий
Государственного комитета Совета Министров СССР по профтехобразованию
ЛЕНИНГРАД
-1967-

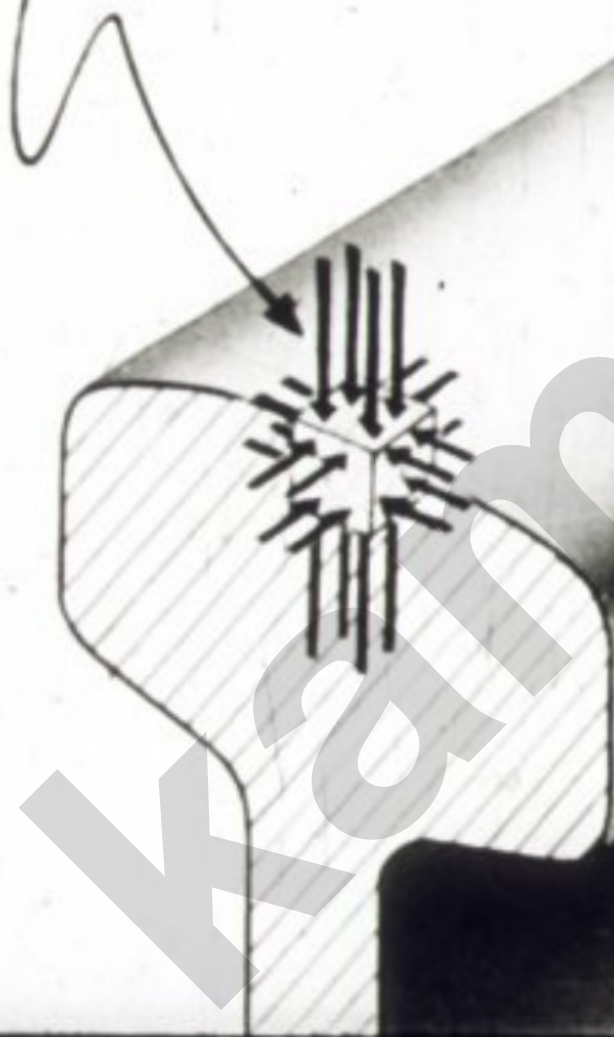
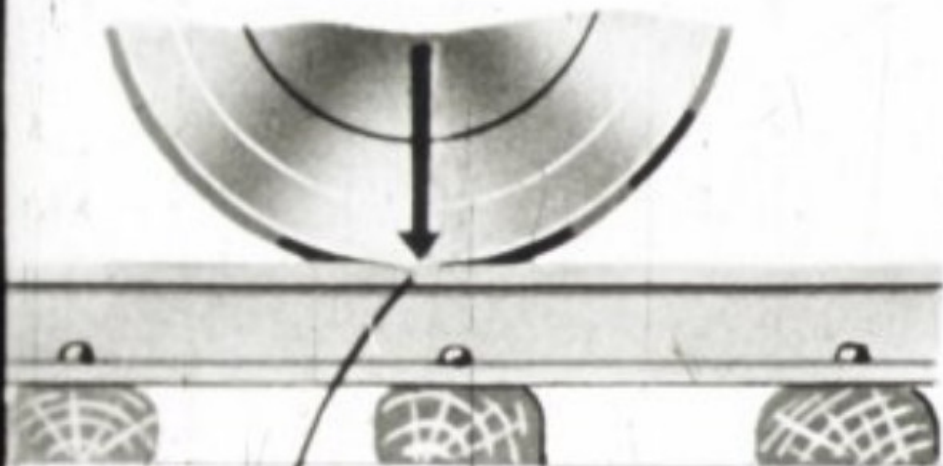
Часть вторая :

Смятие

Сдвиг

Кручение

Местное смятие головки рельса ободом колеса



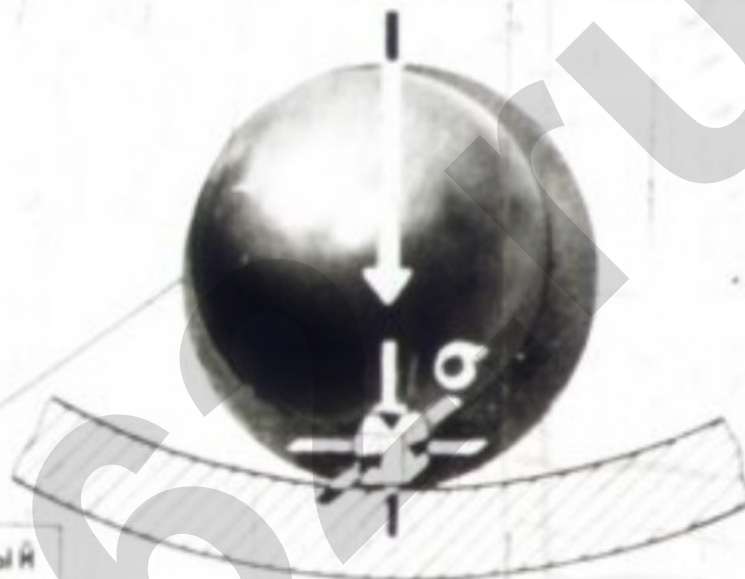
Местное смятие вызывается давлением, передающимся через небольшую площадь.

Материал испытывает сжатие по трем направлениям.

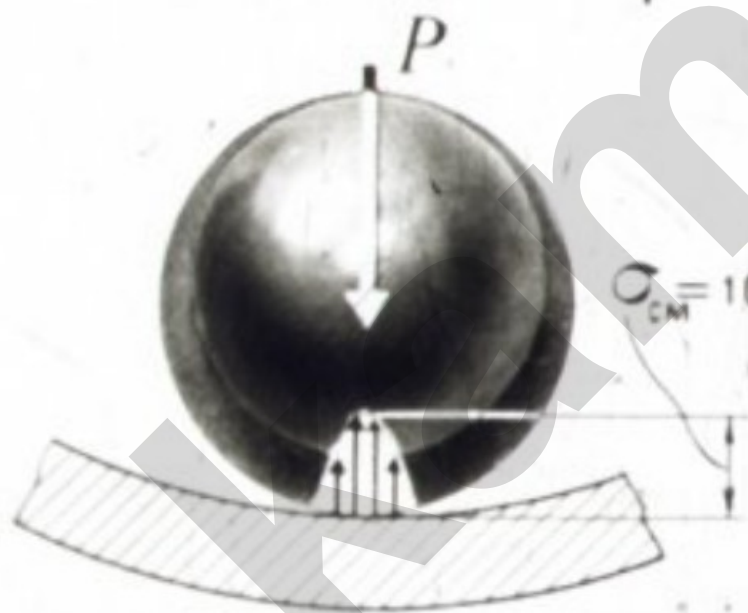
Местное смятие шарика в радиальном шарикоподшипнике



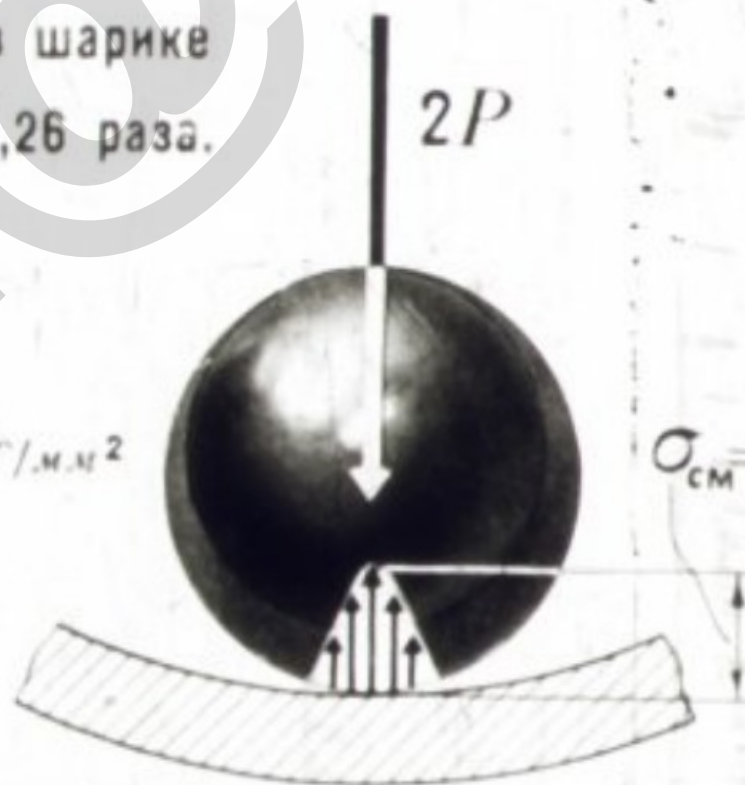
Наиболее нагруженный шарик



Если увеличить нагрузку на подшипник вдвое, то сминающее напряжение в шарике увеличивается в $\sqrt[3]{2} = 1,26$ раза.



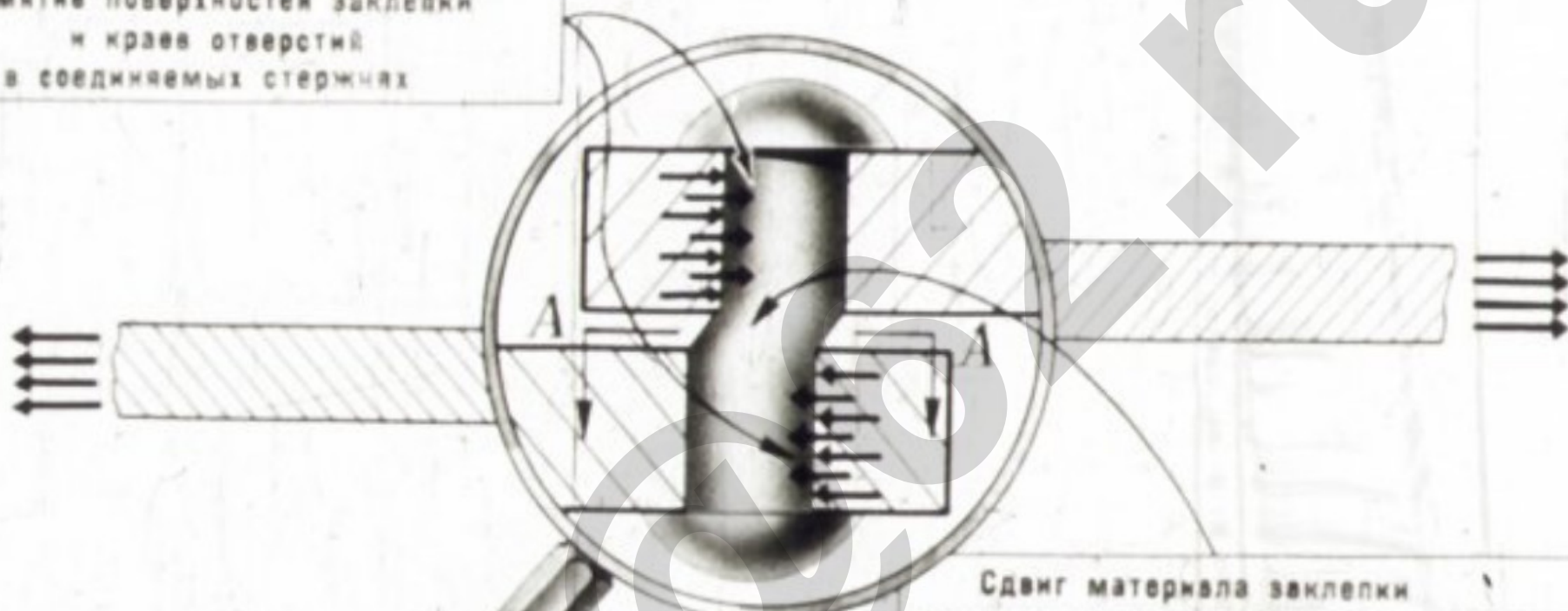
$$\sigma_{см} = 100 \text{ кг/мм}^2$$



$$\sigma_{см} = 126 \text{ кг/мм}^2$$

Смятие и сдвиг в заклепочном соединении

Смятие поверхностей заклепки
и краев отверстий
в соединяемых стержнях

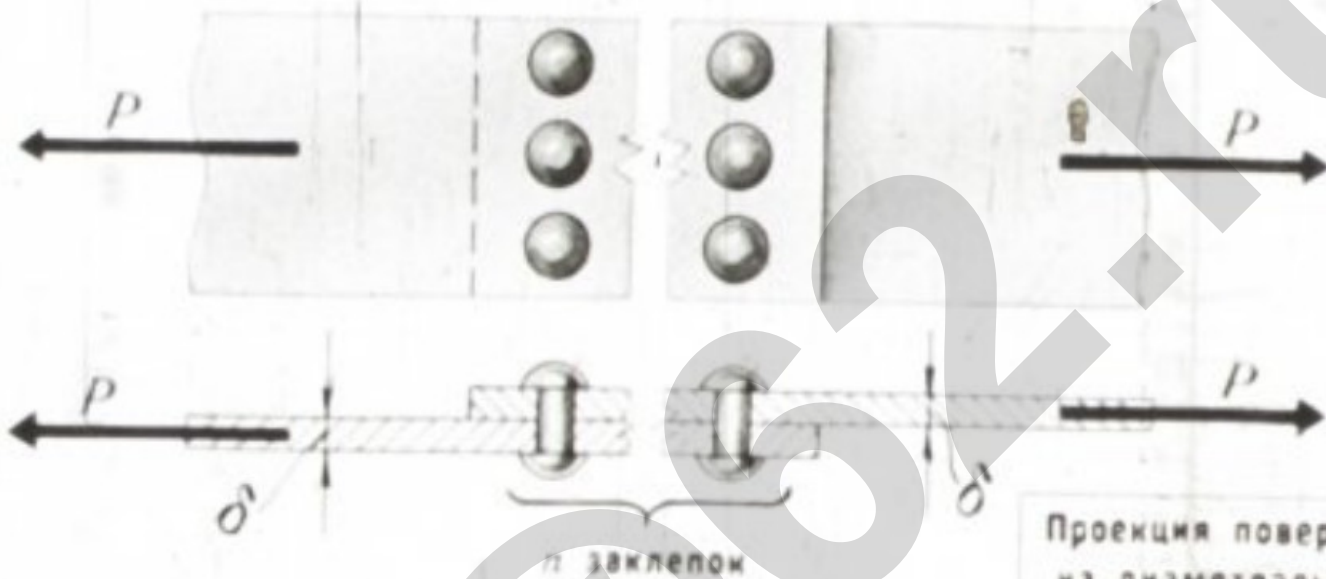


Сдвиг материала заклепки
в зазоре между соединяемыми стержнями

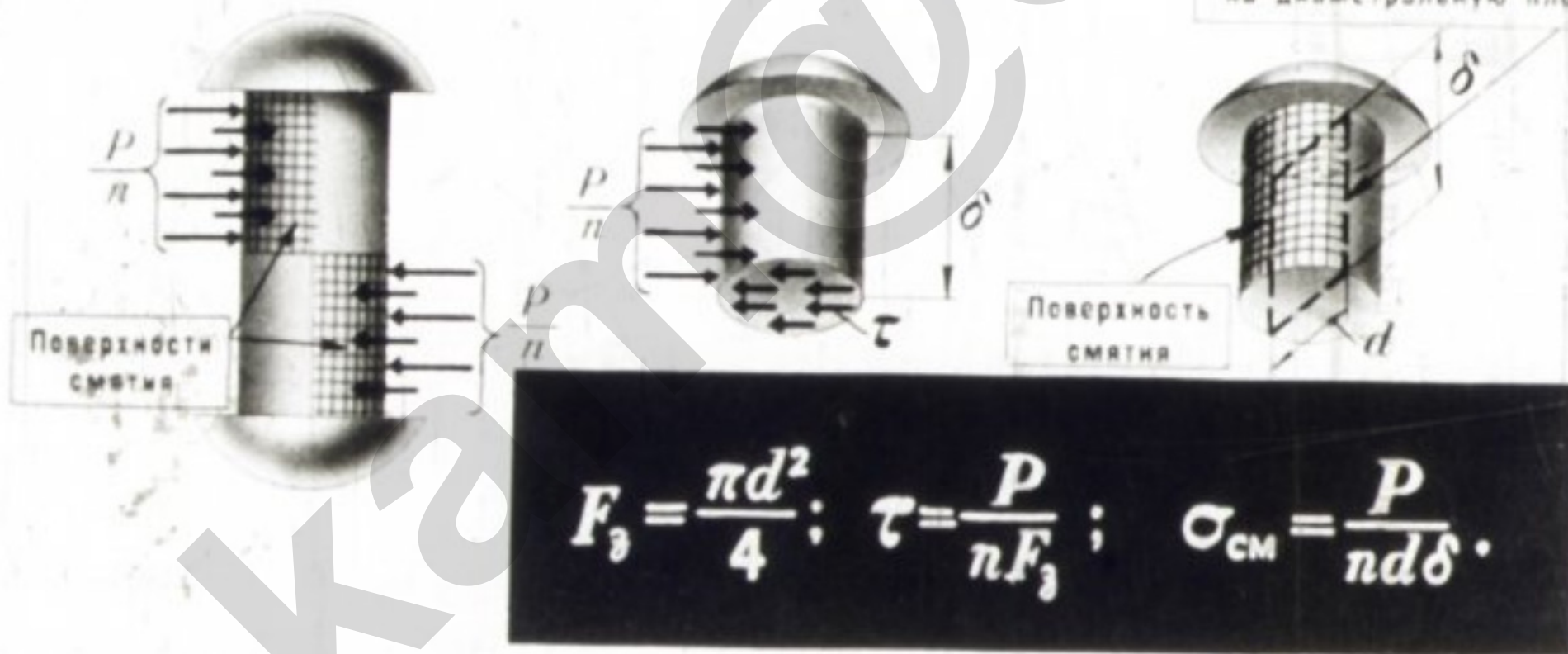


Касательные напряжения $[\tau]$
в плоскости сдвига заклепки

Расчет сдвигающих и сминающих напряжений в „односрезной“ заклепке

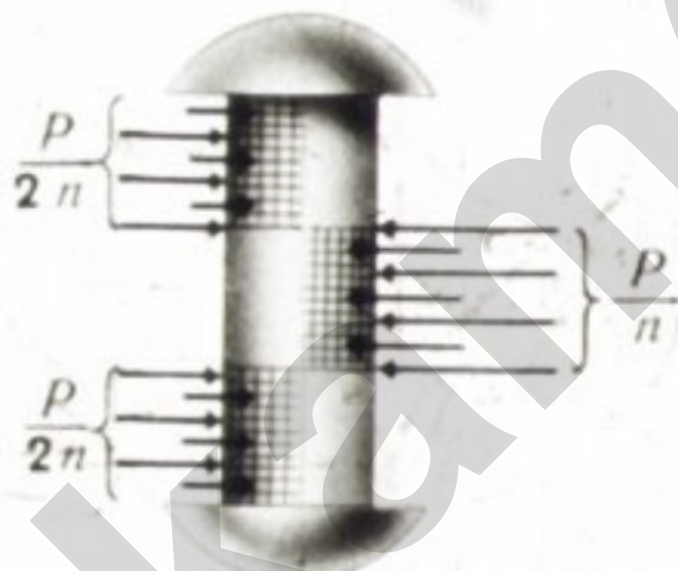
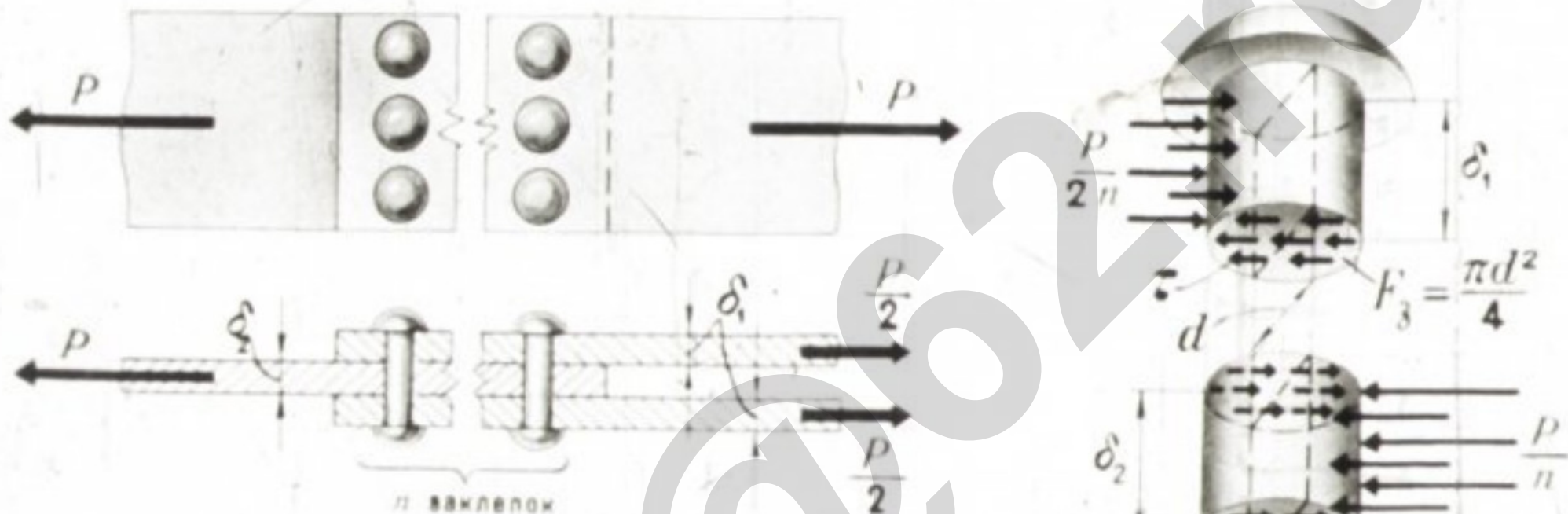


Проекция поверхности смятия
на диаметрально плоскость



$$F_s = \frac{\pi d^2}{4}; \quad \tau = \frac{P}{n F_s}; \quad \sigma_{см} = \frac{P}{n d \delta}.$$

Расчет сдвигающих и сминающих напряжений в „двухсрезной“ заклепке



$$\tau = \frac{P}{2nF_3} ;$$

$$\sigma_{см1} = \frac{P}{2nd\delta_1} ;$$

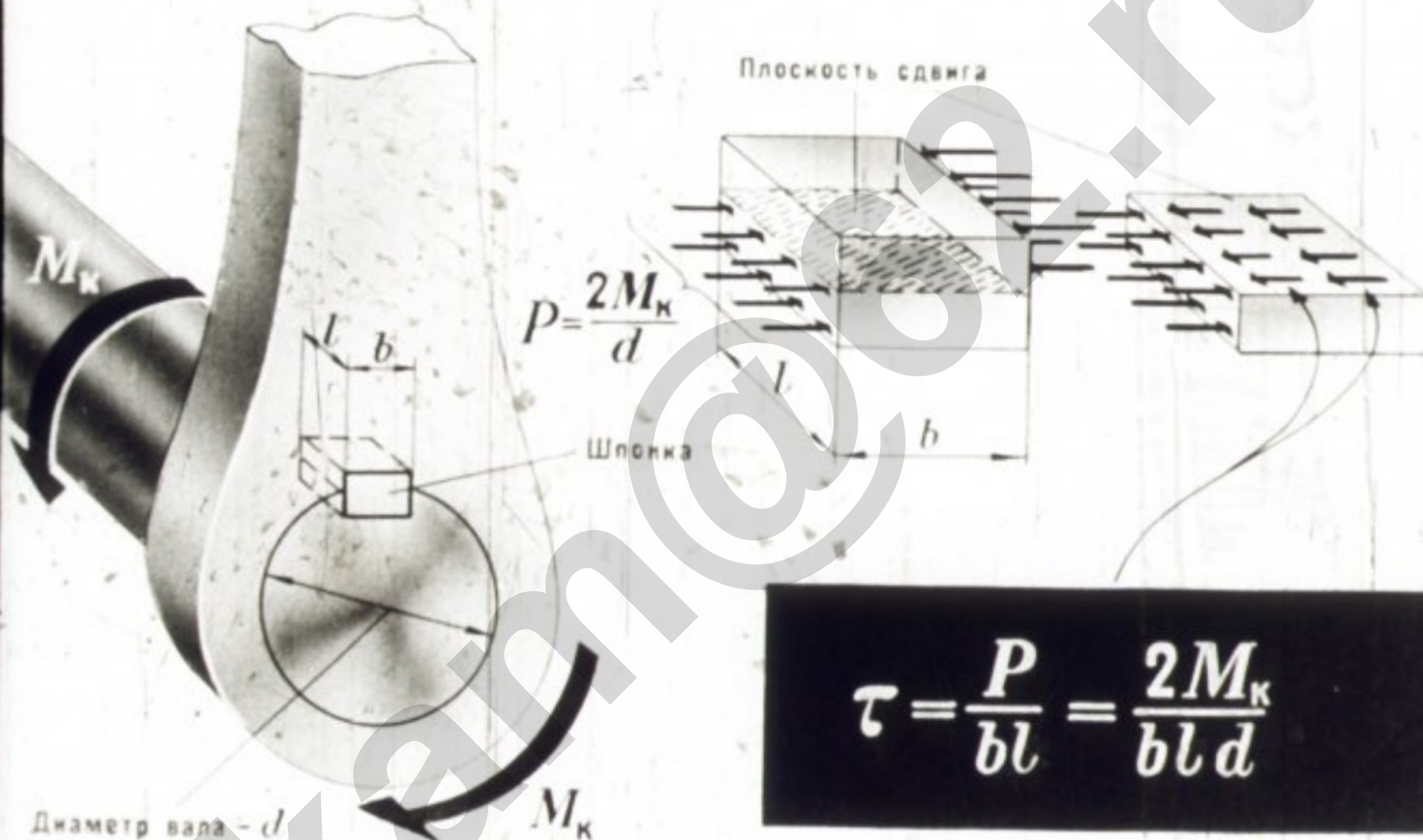
$$\sigma_{см2} = \frac{P}{nd\delta_2} .$$

Расчет касательных напряжений в сварном фланговом шве



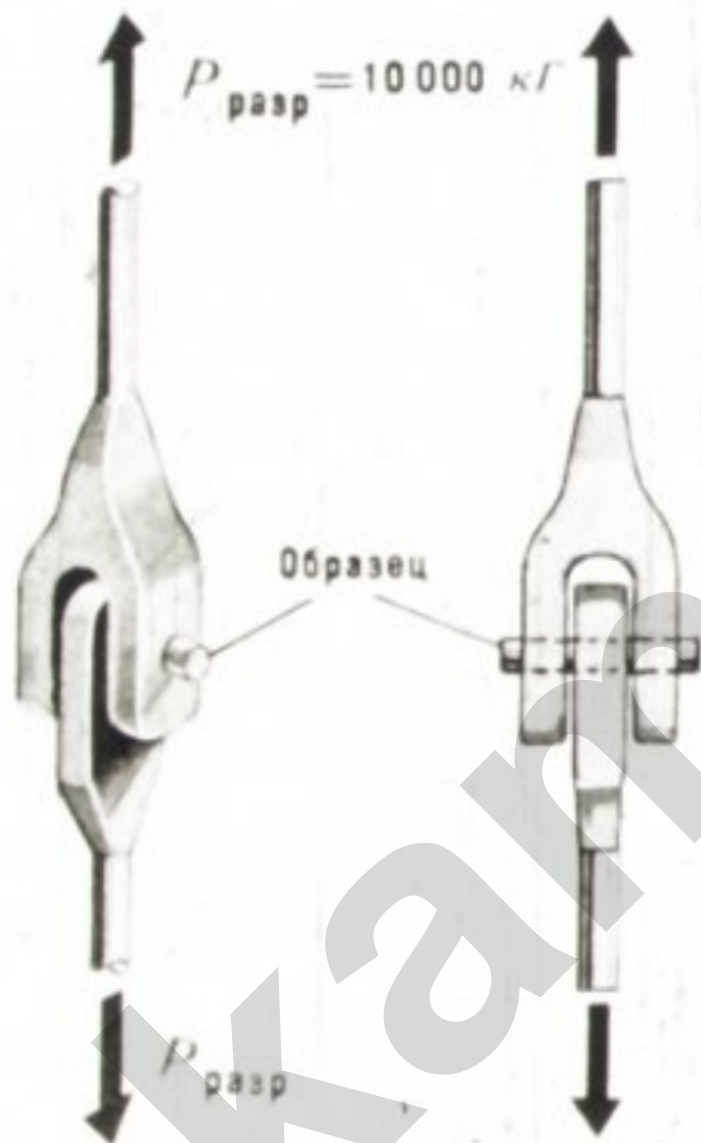
$$\tau = \frac{P}{0.707\delta(l_1 + l_2)}$$

Расчет касательных напряжений в шпонке



Определение разрушающего $\tau_{\text{разр}}$ и допускаемого $[\tau]$ касательных напряжений для стали

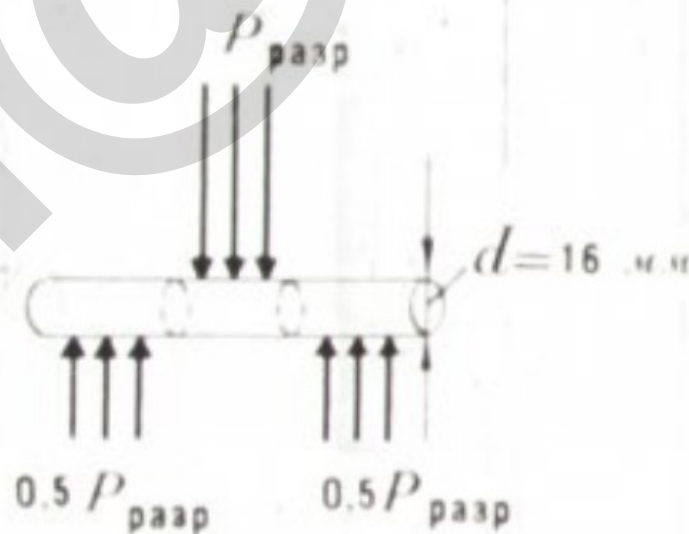
Испытание на двойной срез



$$\tau_{\text{разр}} = \frac{P_{\text{разр}}}{2 \frac{\pi d^2}{4}} = 2500 \text{ кг/см}^2;$$

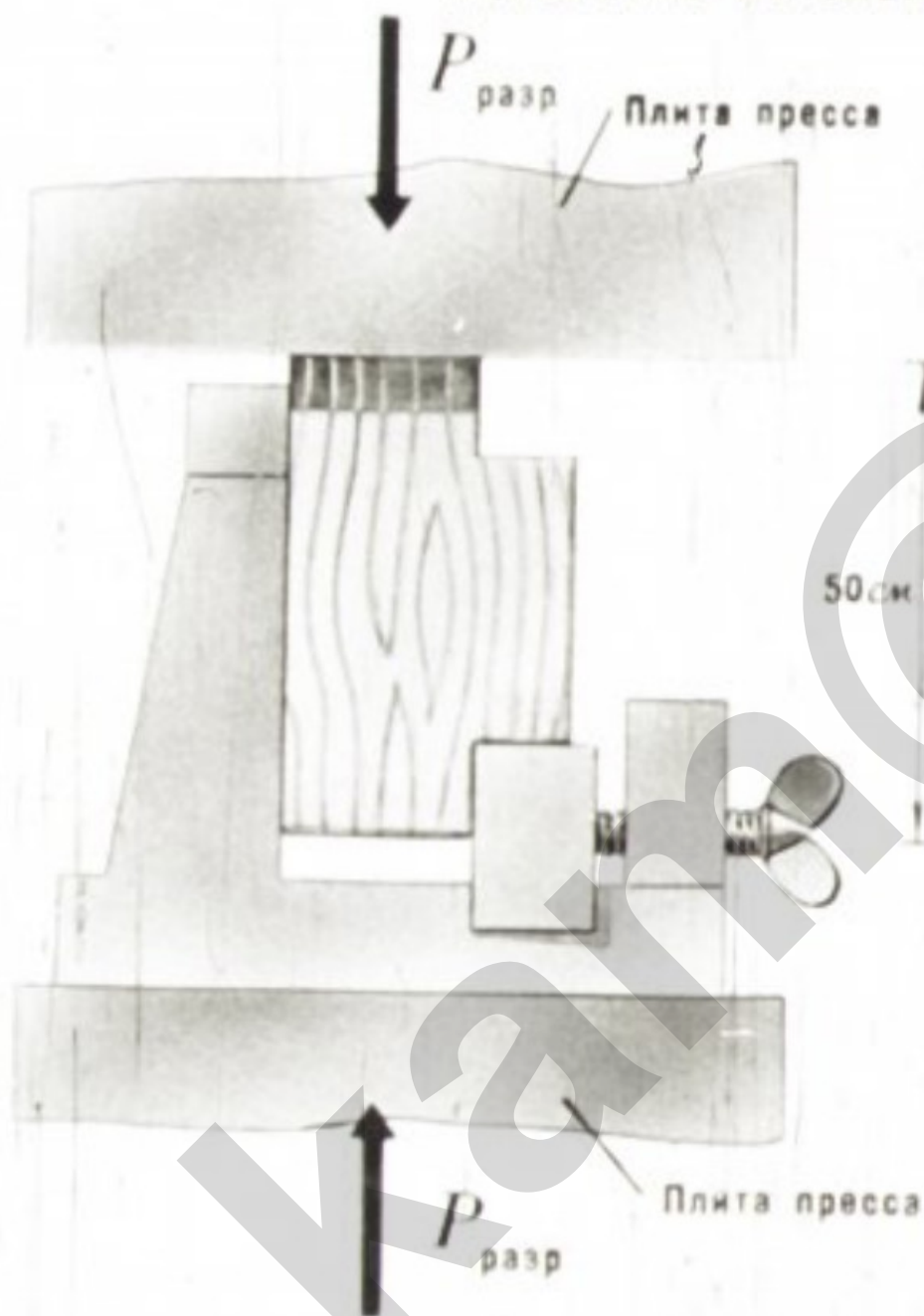
если принять $K = 2,5$, то

$$[\tau] = \frac{2500}{2,5} = 1000 \text{ кг/см}^2.$$



Определение разрушающего и допускаемого касательных напряжений для дерева

Испытание на скалывание



$P_{\text{разр}} = 15\,000 \text{ кг}$

20 см

50 см

20 см

$P_{\text{разр}}$

$$\tau_{\text{разр}} = \frac{15\,000}{20 \cdot 30} = 25 \text{ кг/см}^2;$$

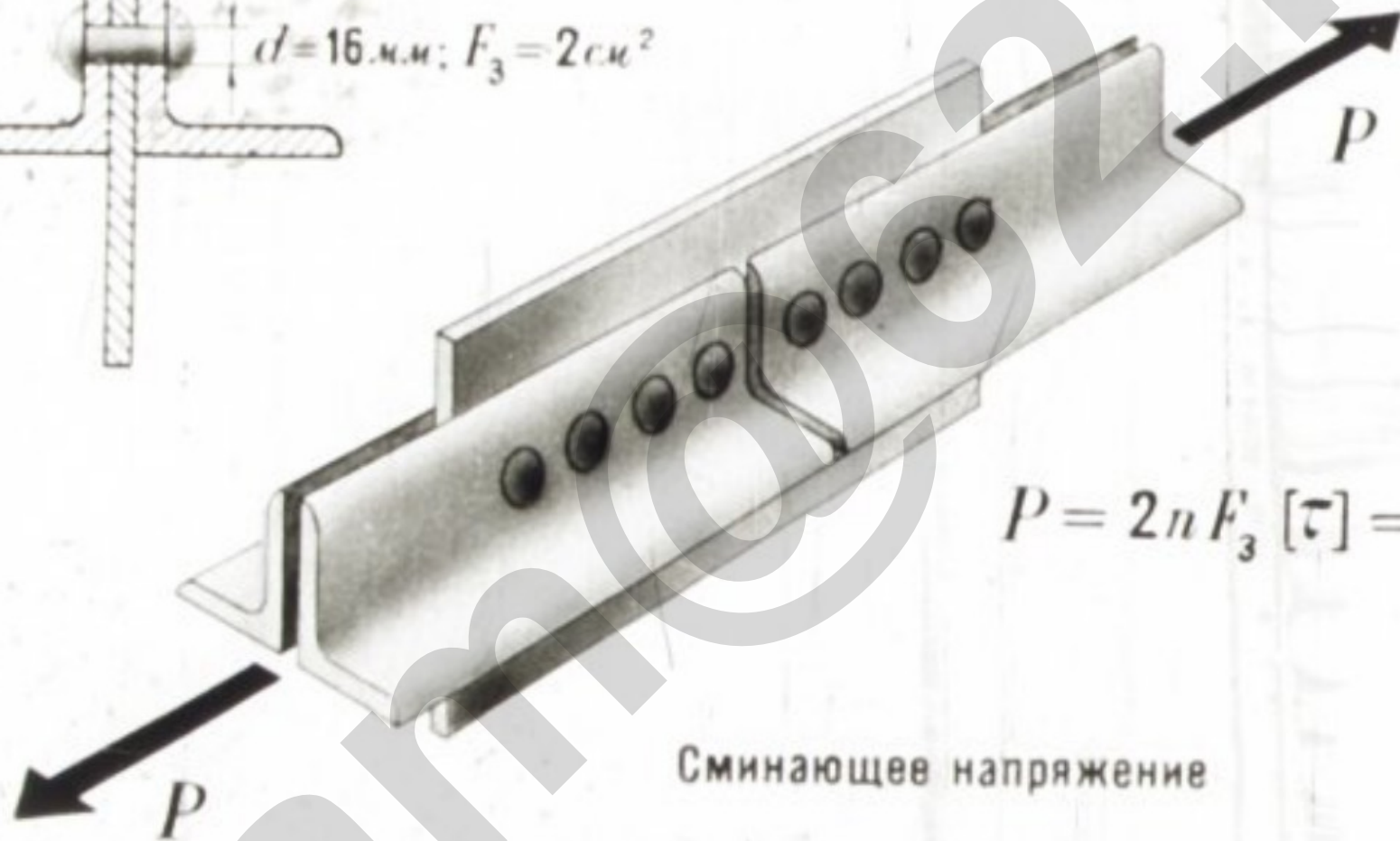
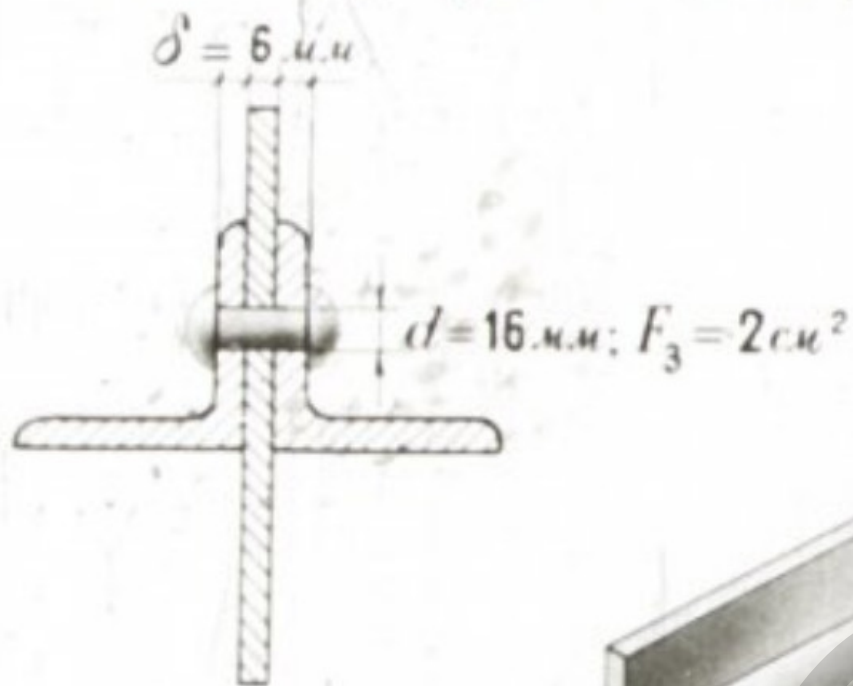
если принять $K = 2,5$, то

$$[\tau] = \frac{25}{2,5} = 10 \text{ кг/см}^2.$$

10 см

30 см

Расчет допускаемой нагрузки на заклепочное соединение

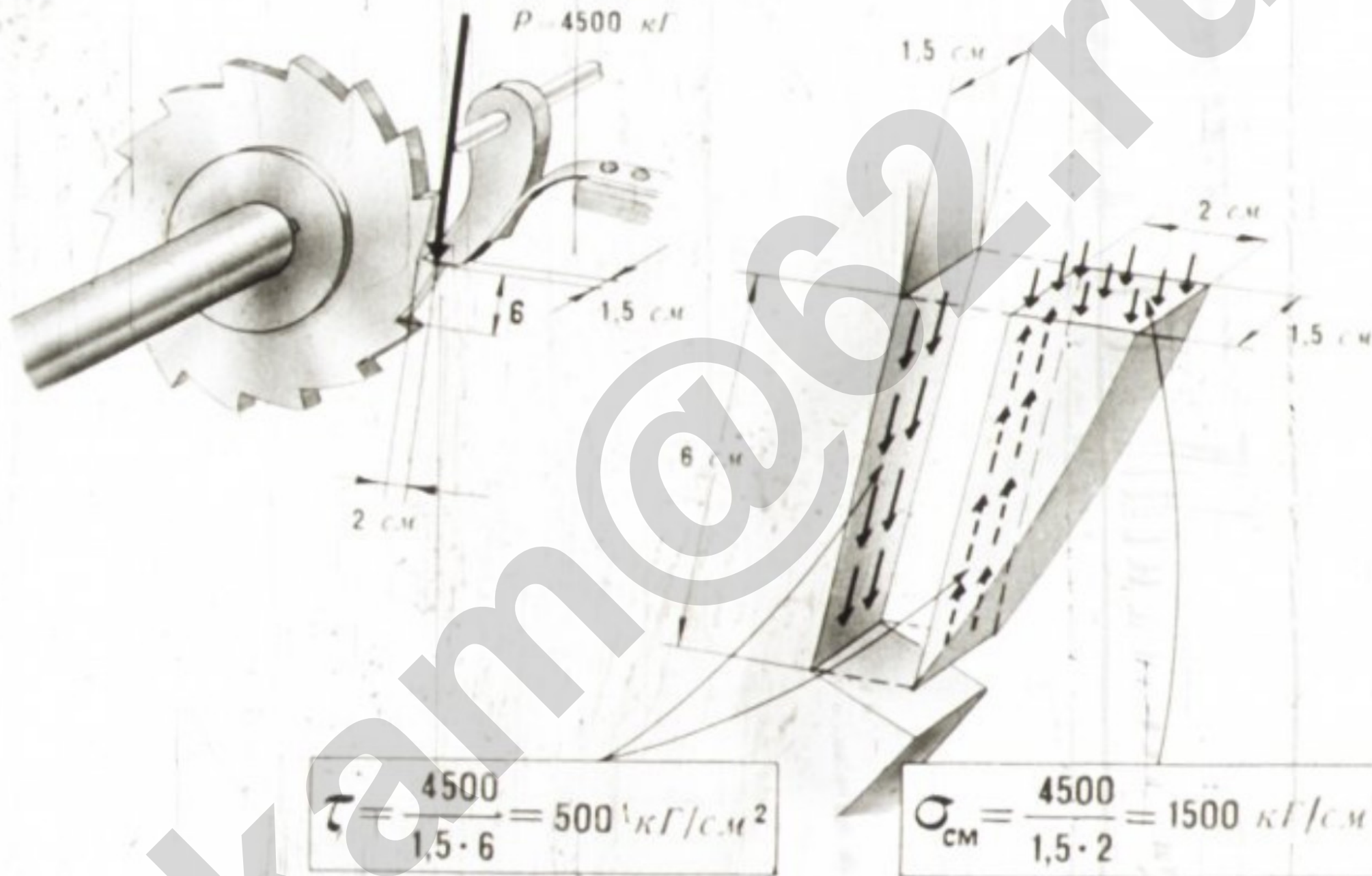


$$P = 2n F_3 [\tau] = 1600 \text{ кг}$$

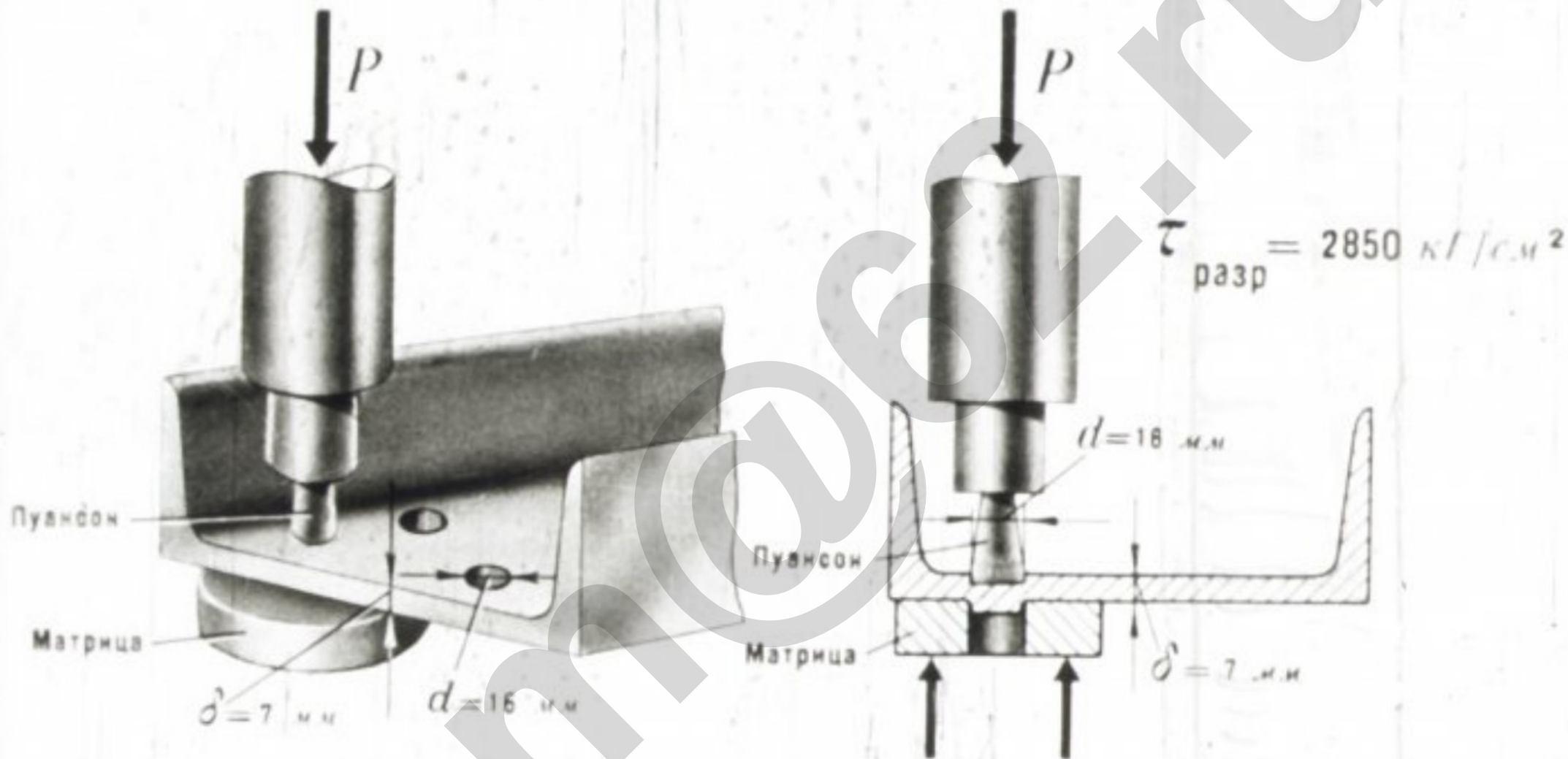
Сминающее напряжение

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{2nd\delta} = 2080 \text{ кг/см}^2.$$

Смятие и сдвиг в зубце храповика

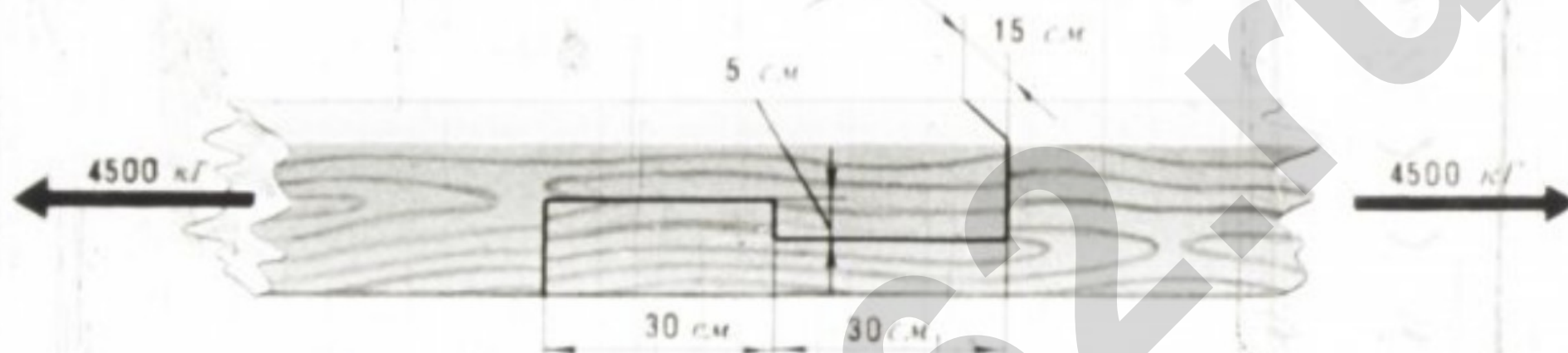


Расчет силы, необходимой для продавливания отверстия



$$P = \tau_{\text{разр}} \pi d \delta = 10000 \text{ кг}$$

Расчет сминающего и скалывающего напряжений в соединении деревянного бруса „зубом“

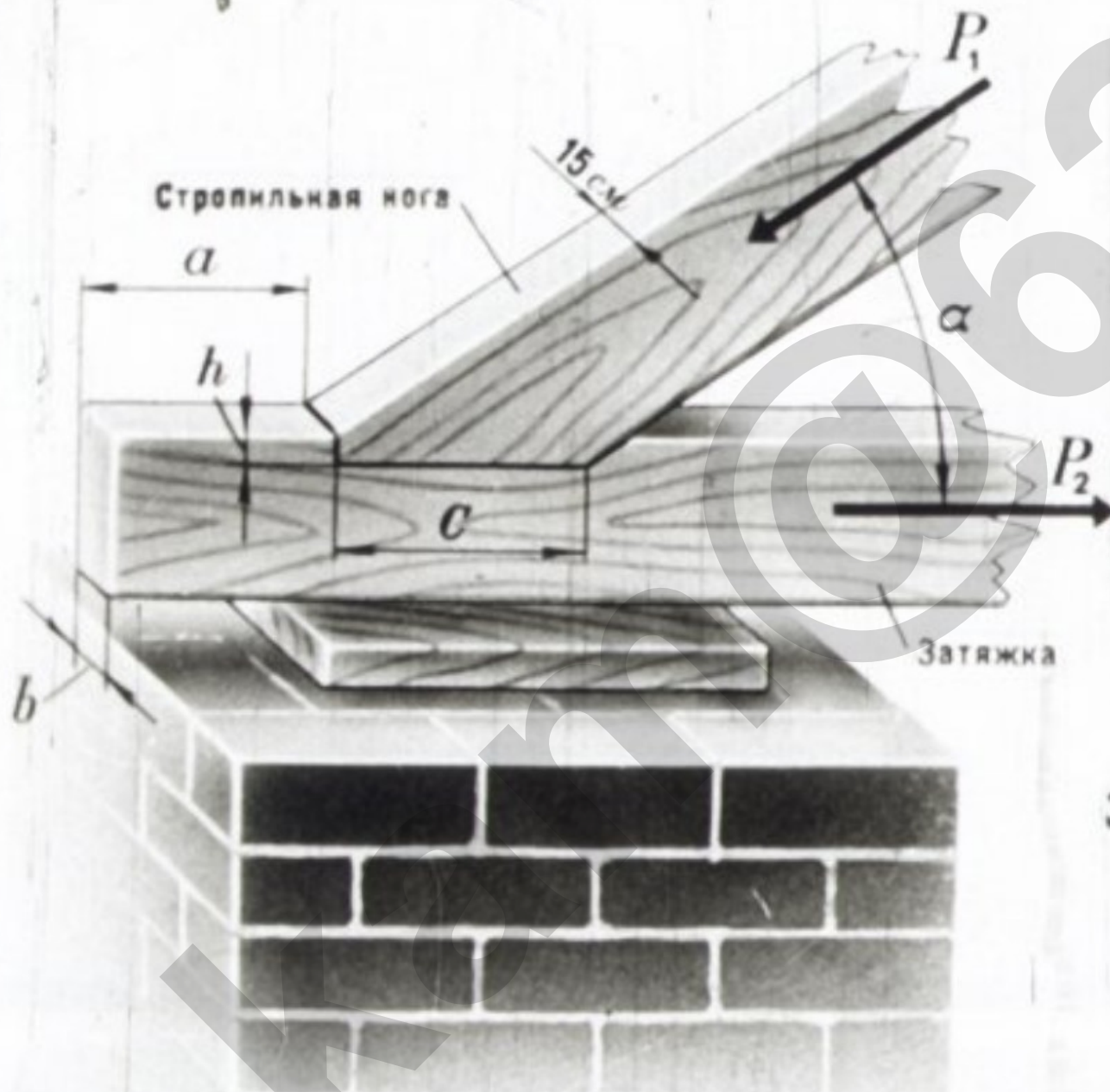


$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4500}{5 \cdot 15} = 60 \text{ кг/см}^2$$



$$\tau = \frac{4500}{15 \cdot 30} = 10 \text{ кг/см}^2$$

Данные для проверки прочности врубки



Допускаемые напряжения:

- 1) на скалывание
вдоль волокон

$$[\tau]_0:$$

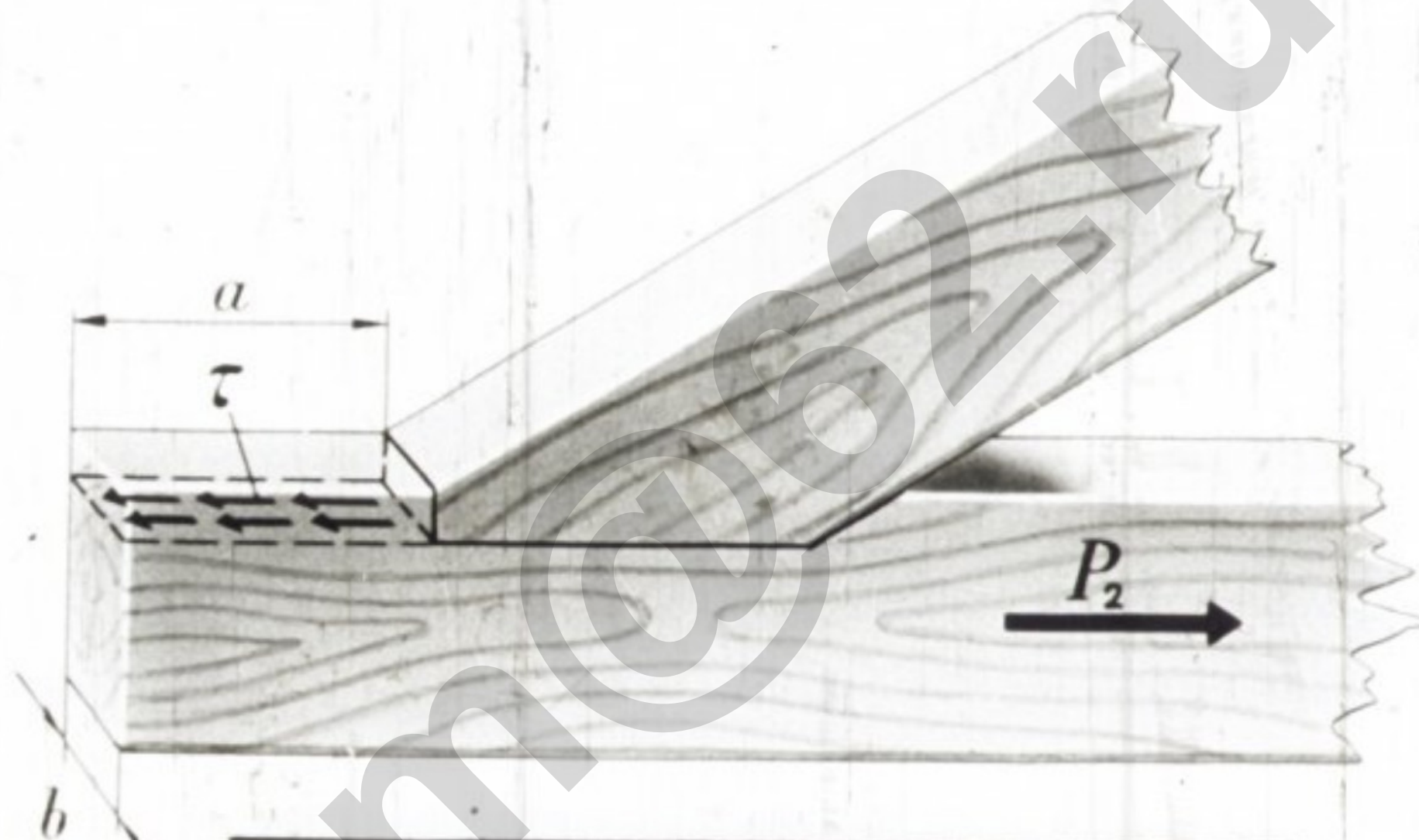
- 2) на смятие под углом α
к направлению волокон

$$[\sigma_{\text{см}}]_{\alpha}:$$

- 3) на смятие поперек
волокон

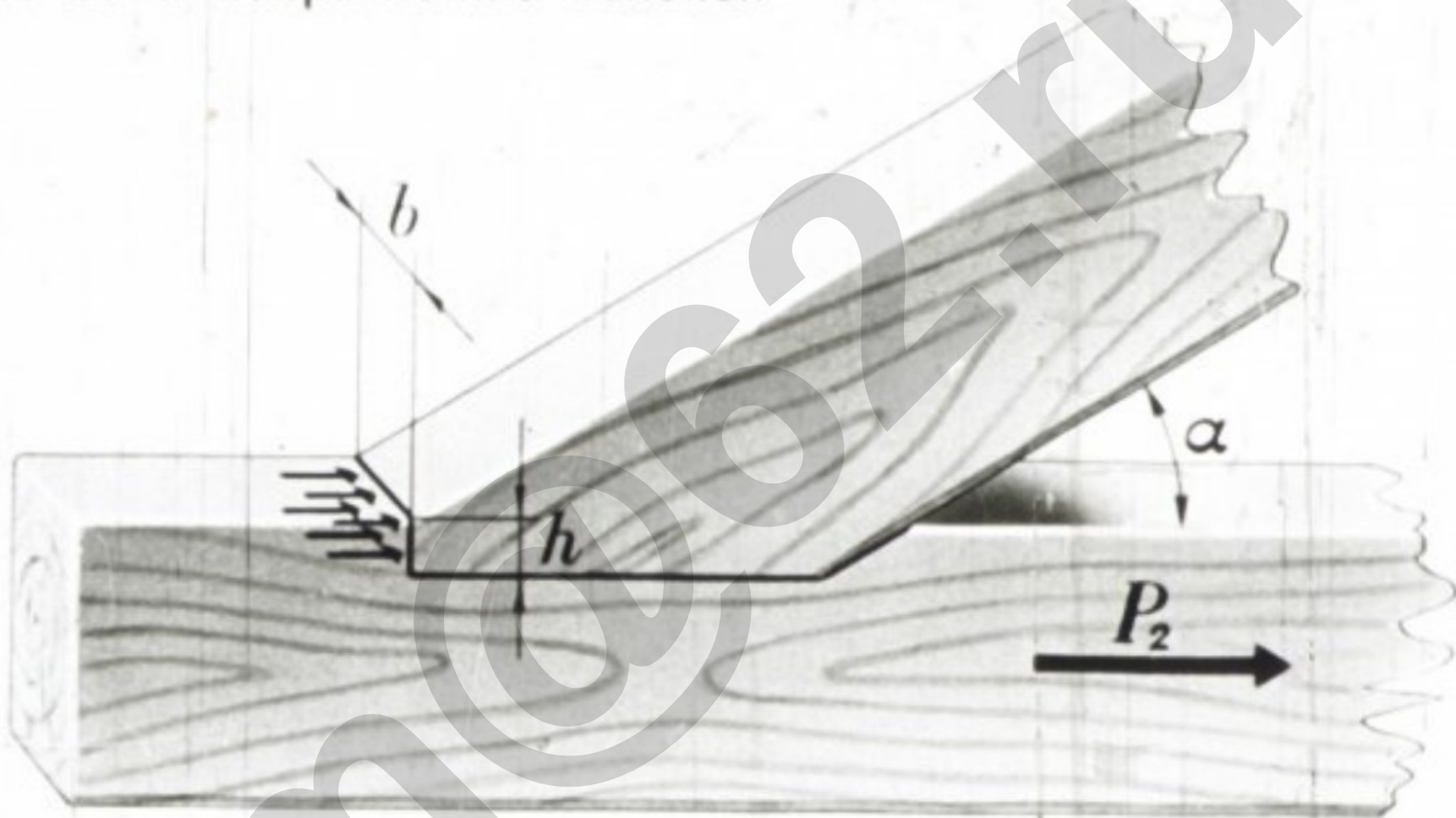
$$[\sigma_{\text{см}}]_{90}.$$

1) Проверка прочности врубки на скалывание вдоль волокон



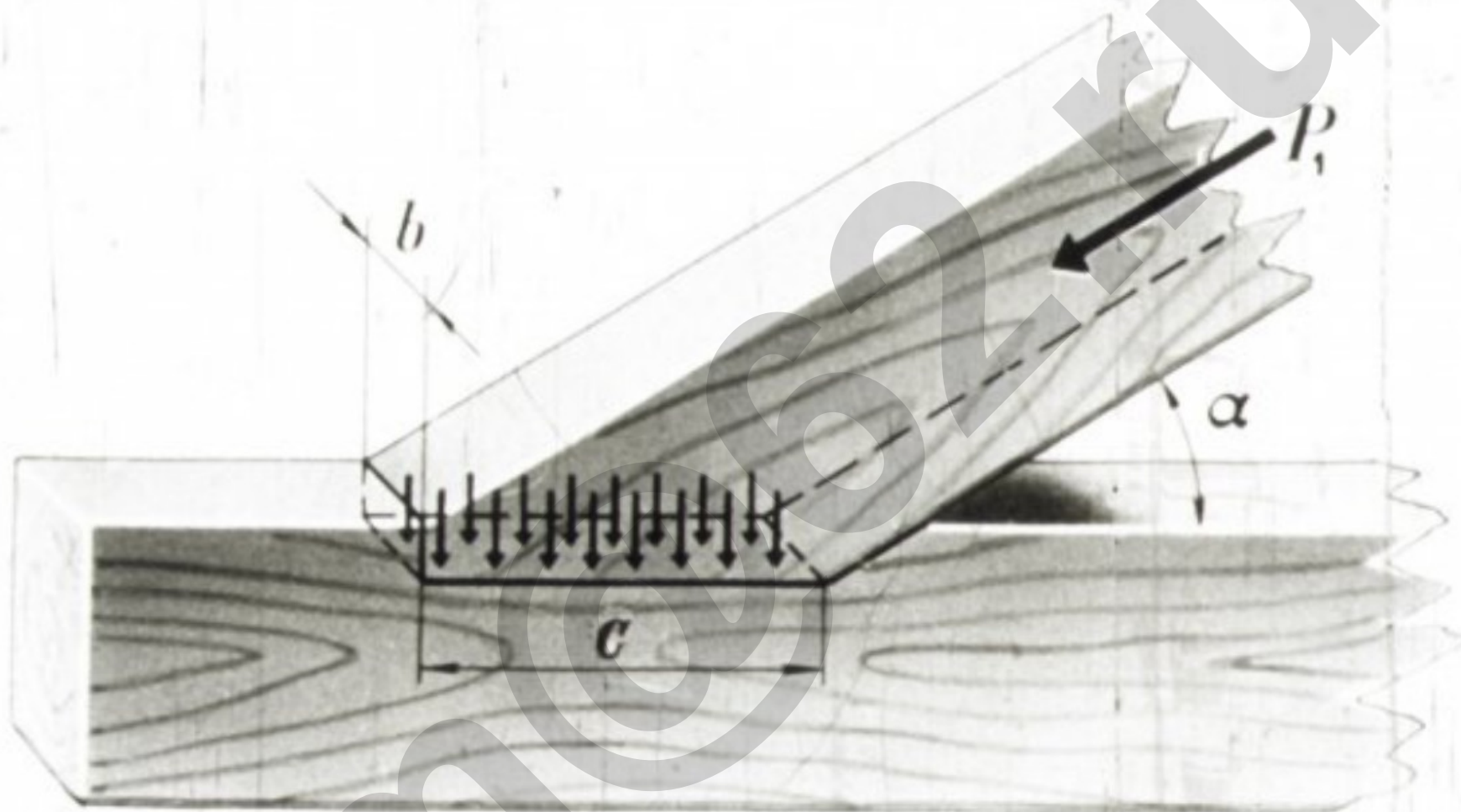
$$\tau = \frac{P_2}{ba} \leq [\tau]_0$$

2) Проверка прочности стропильной ноги на смятие под углом α к направлению волокон



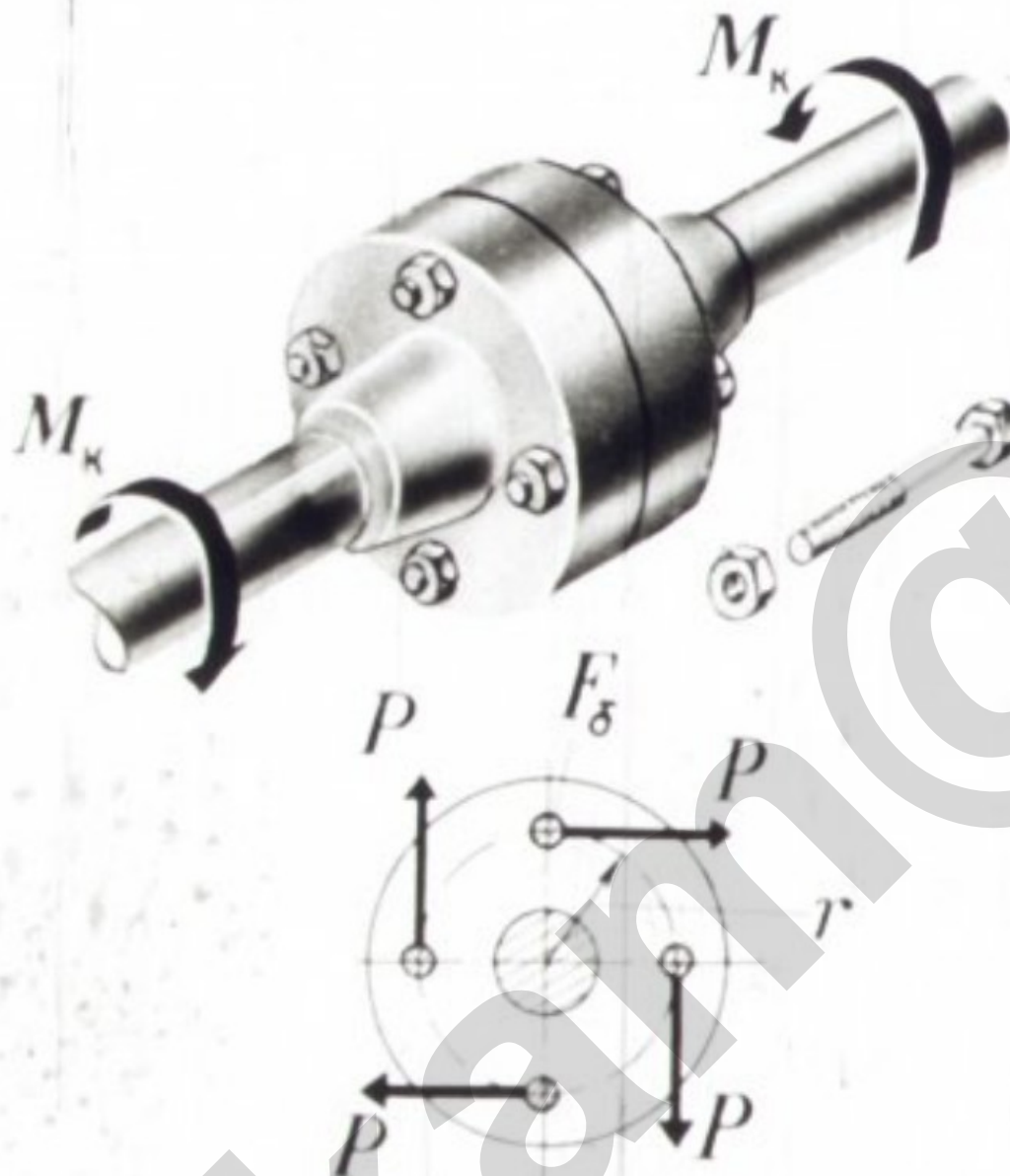
$$\frac{P_2}{bh} \leq [\sigma_{\text{см}}]_{\alpha}$$

3) Проверка прочности затяжки на смятие поперек волокон



$$\frac{P, \sin \alpha}{bc} \leq [\sigma_{\text{см}}]_{90}$$

Расчет касательных напряжений
в болтах фланцевого соединения вала при кручении



Если число болтов n , то

$$M_k = nPr.$$

Сила, стремящаяся срезать
один болт,

$$P = \frac{M_k}{nr}.$$

Касательное напряжение
в плоскости сдвига болта

$$\tau = \frac{P}{F_\delta} = \frac{M_k}{nF_\delta r} = \frac{M_k}{W_k}.$$

Момент сопротивления кручению

$$W_k = nF_\delta r \text{ (см}^3\text{)}.$$

Касательные напряжения в скручиваемой тонкой трубе



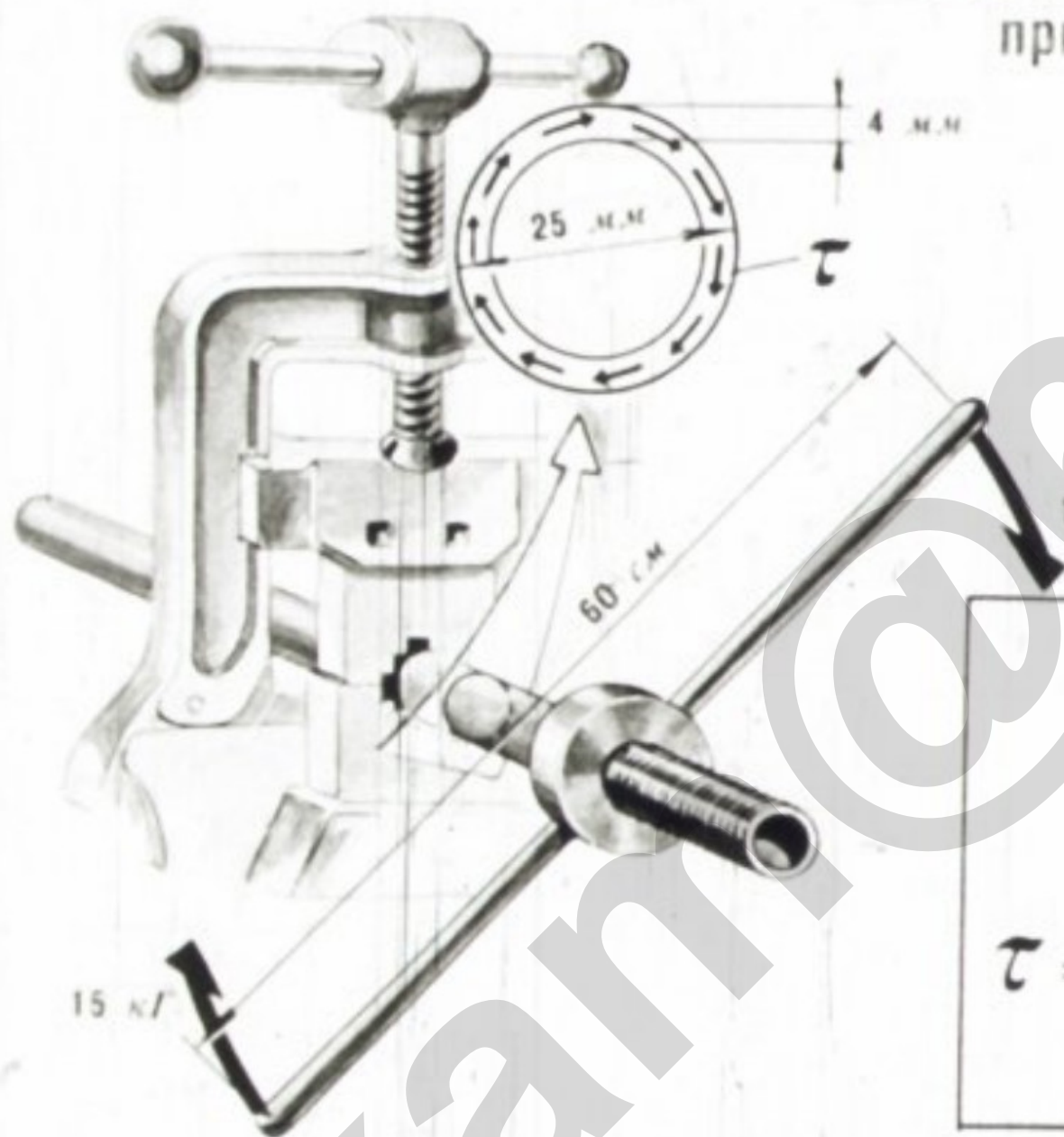
Каждая частица площади поперечного сечения трубы сопротивляется сдвигу подобно болту во фланцевом соединении. Поэтому

$$\tau = \frac{M_k}{W_k}.$$

Площадь сдвига болтов nF_δ заменяется площадью сечения трубы $2\pi r\delta$. Поэтому

$$W_k = 2\pi r^2\delta.$$

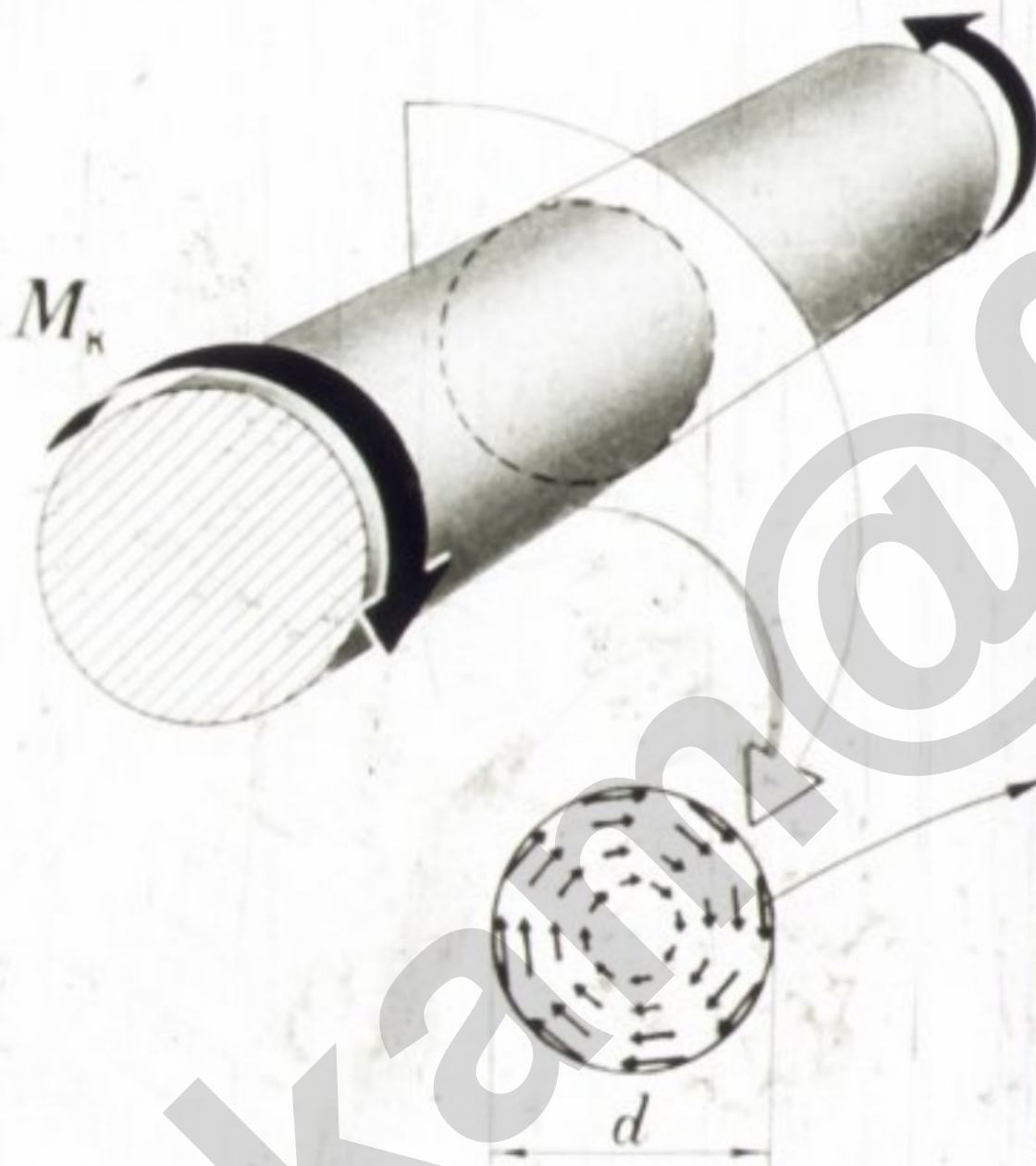
Расчет напряжения в трубе при нарезании резьбы



$$M_k = 15 \cdot 60 = 900 \text{ кгсм.}$$

$$\tau = \frac{900}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,25^2 \cdot 0,4} = 208 \text{ кг/см}^2.$$

Касательные напряжения в скручиваемом стержне круглого поперечного сечения



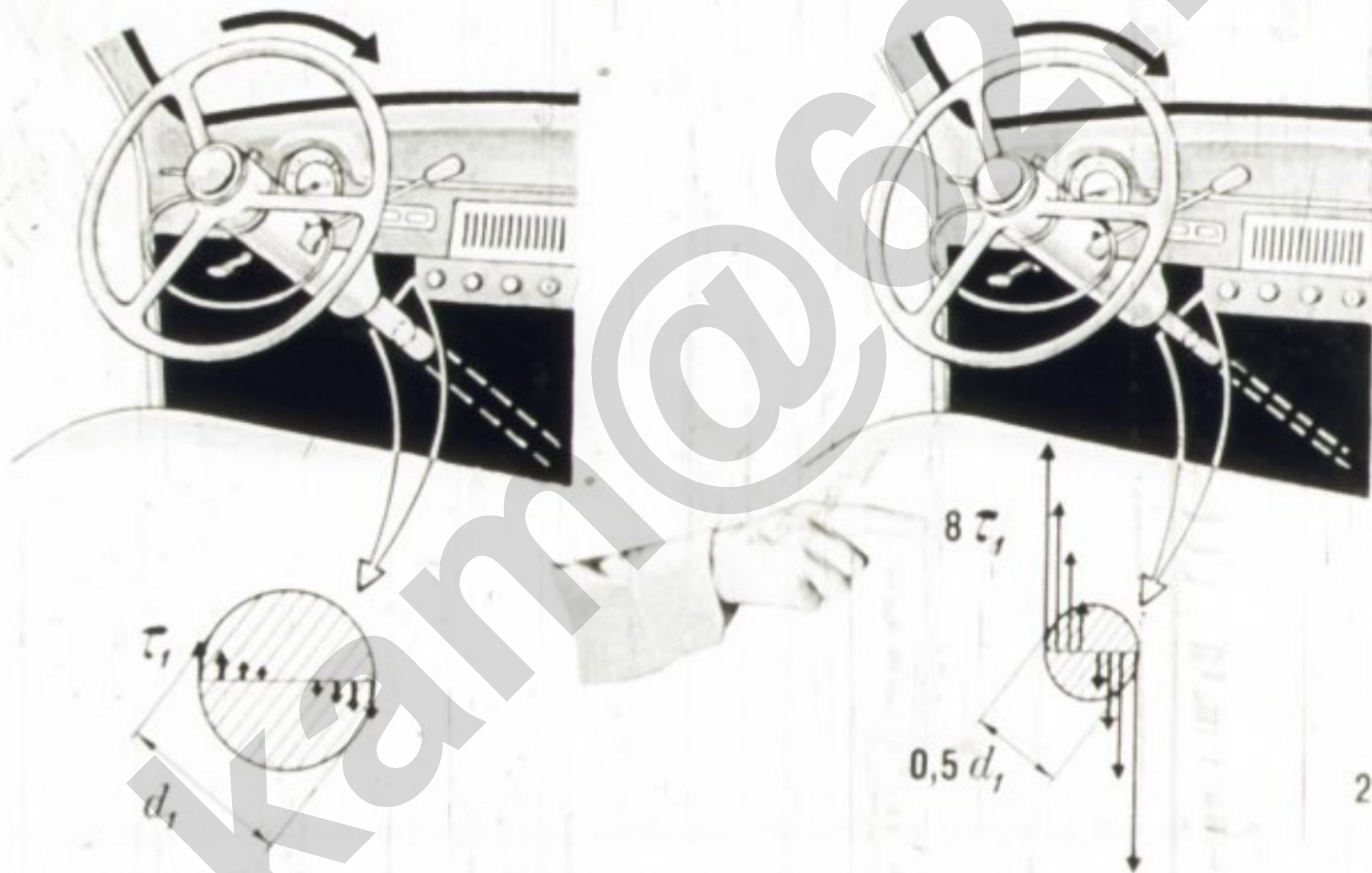
В центре сечения касательного напряжения нет. Напряжение прямо пропорционально расстоянию точки от центра. Максимальное напряжение возникает на контуре сечения:

$$\tau_{\text{макс}} = \frac{M_k}{W_k} \cdot$$

Момент сопротивления кручению

$$W_k \approx 0,2 d^3.$$

Если уменьшить диаметр скручиваемого стержня вдвое, то максимальное касательное напряжение в нем увеличится в 8 раз.



Величина $\tau_{\text{макс}}$ для поперечных сечений других форм

$$\tau_{\text{макс}} = \frac{M_{\kappa}}{W_{\kappa}}$$



$$W_{\kappa} = 0,2 D^3 \left(1 - \frac{d^4}{D^4} \right)$$



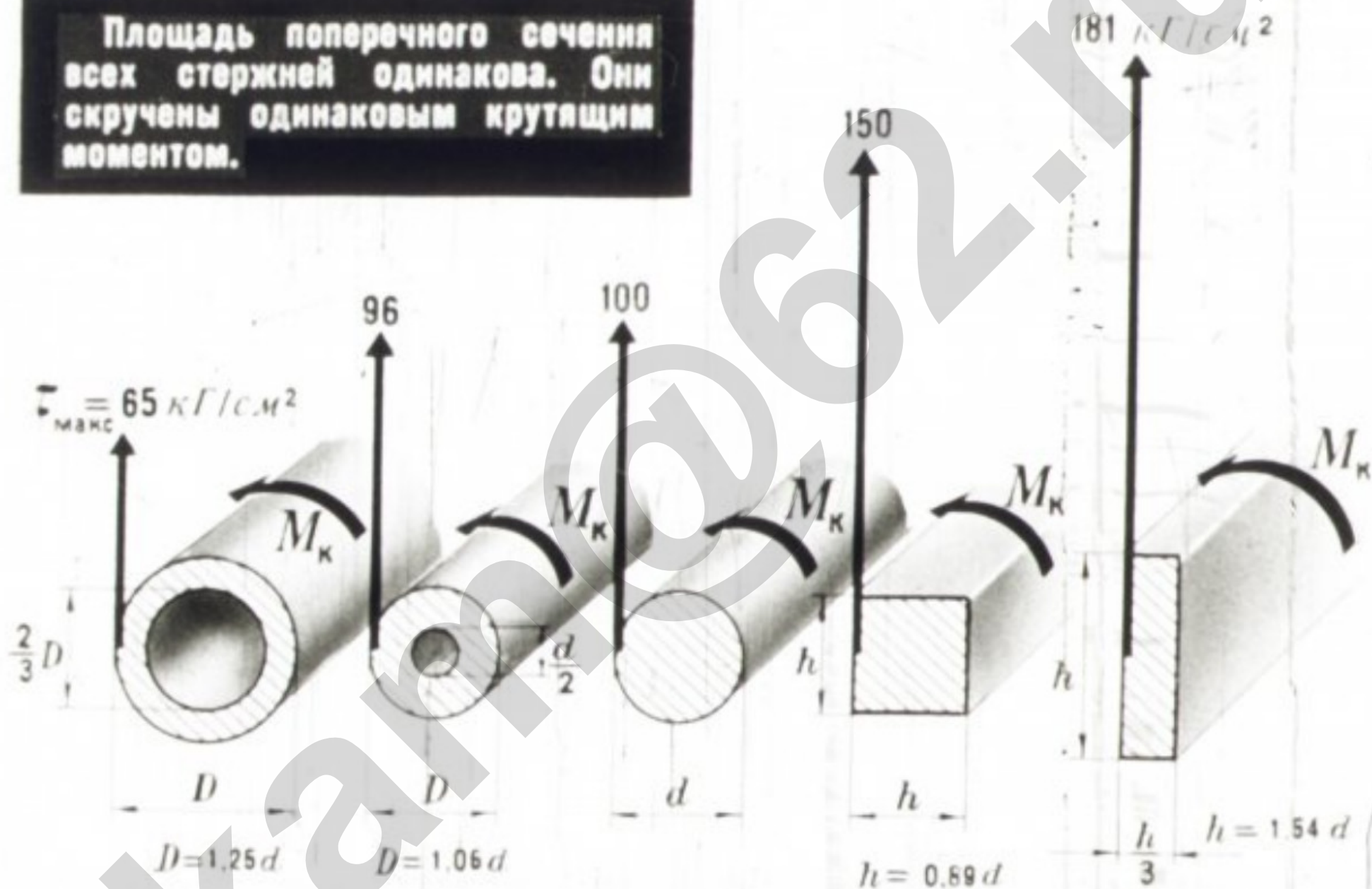
$$W_{\kappa} = 0,208 h^3$$



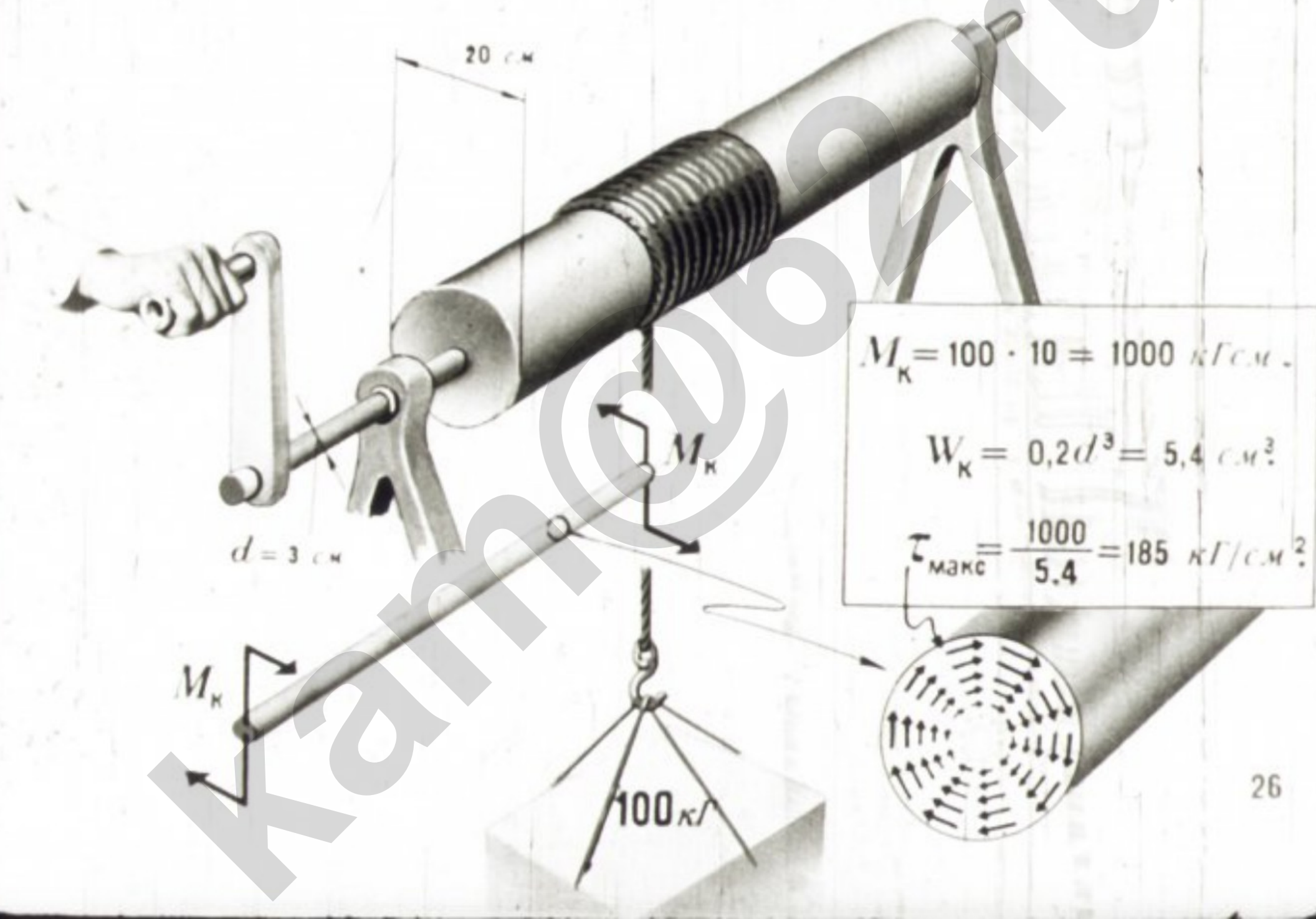
$$W_{\kappa} = \frac{h \delta^2}{3}$$

Зависимость величины $\tau_{\text{макс}}$ от формы поперечного сечения

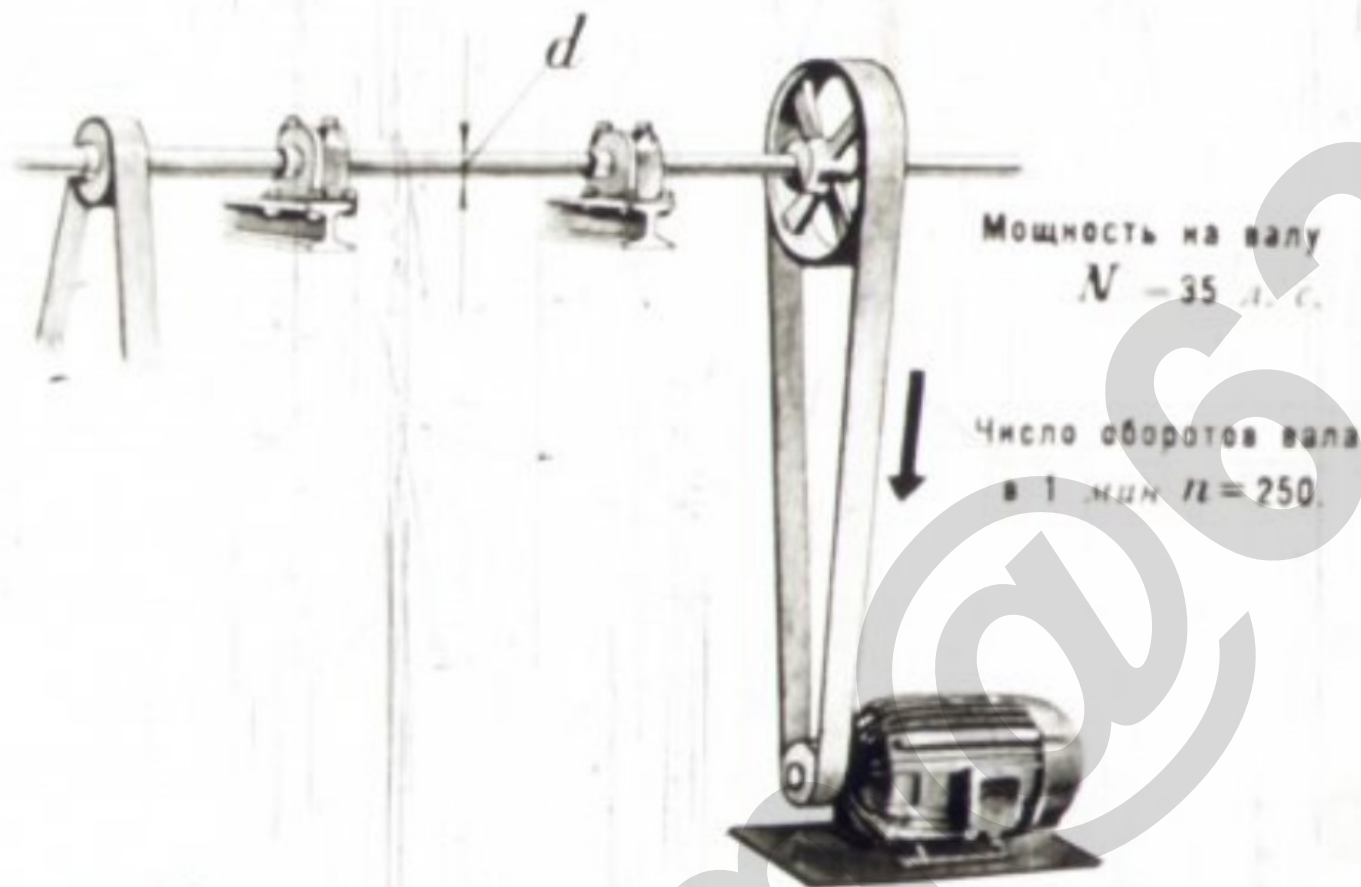
Площадь поперечного сечения всех стержней одинакова. Они скручены одинаковым крутящим моментом.



Расчет $\tau_{\text{макс}}$ для стального валика ворота



Расчет диаметра трансмиссионного вала по заданному допускаемому касательному напряжению $[\tau]$



$$[\tau] = 400 \text{ кг/см}^2.$$

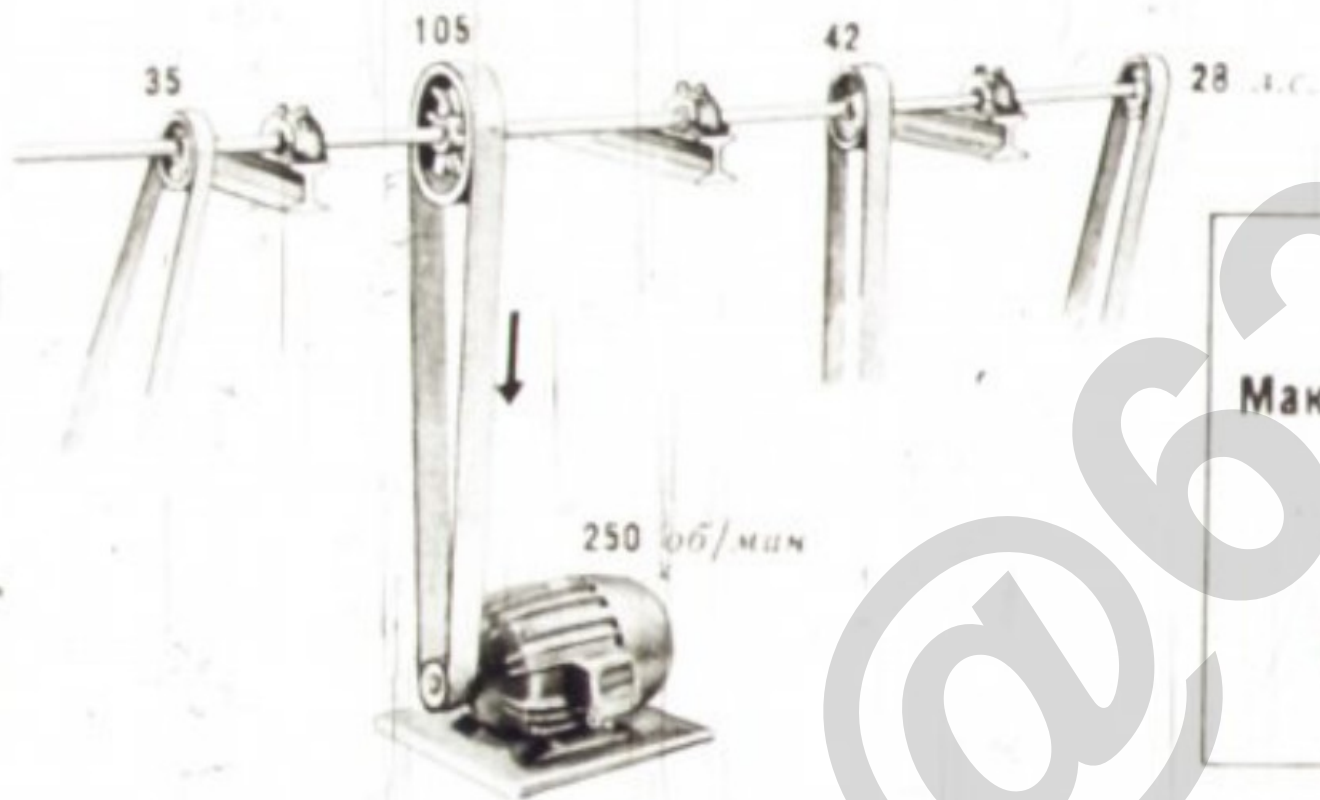
Из условия прочности

$$\tau_{\text{макс}} = \frac{M_K}{0,2 d^3} = [\tau].$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_K}{0,2 [\tau]}} = 3,5 \text{ см.}$$

$$M_K = 71620 \frac{N}{n} = 10\,000 \text{ кгсм.}$$

Расчет диаметра трансмиссионного вала с несколькими ведомыми шкивами

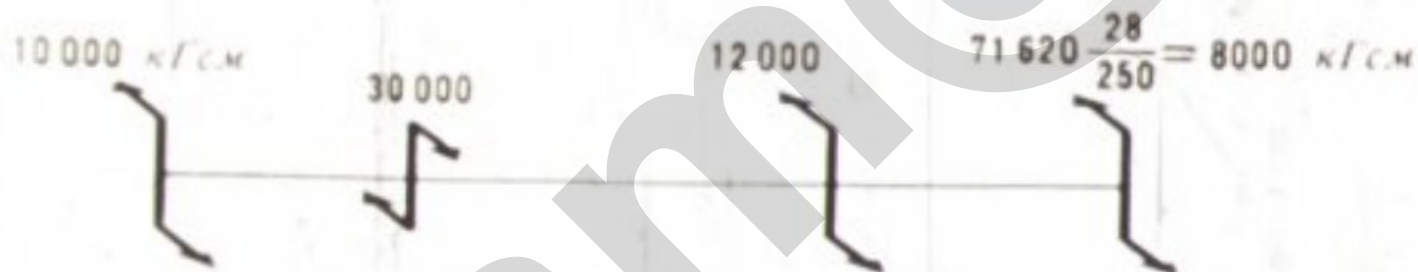


$$[\tau] = 400 \text{ кг/см}^2.$$

Максимальный крутящий момент

$$M_k = 20000 \text{ кгсм};$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2 [\tau]}} = 5 \text{ см.}$$



Расчет мощности (N), передаваемой с электродвигателя на вал



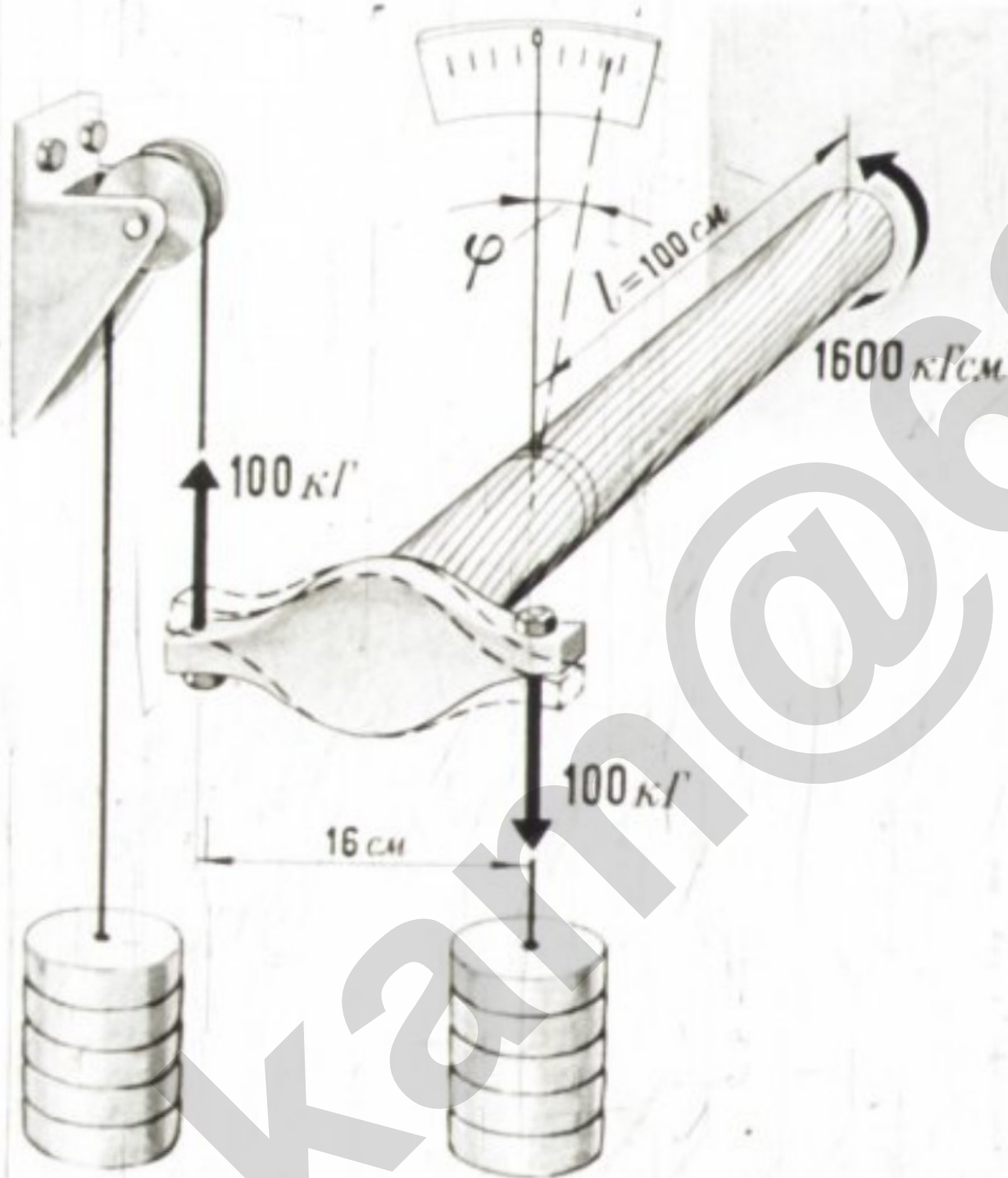
$$[\tau] = 400 \text{ кг/см}^2.$$

Из условия прочности

$$\frac{M_k}{0,2 d^3} = \frac{71620 \frac{N}{n}}{0,2 d^3} = [\tau].$$

$$N = \frac{0,2 d^3 [\tau]}{71620} = 35 \text{ л. с.}$$

Мера деформации кручения — угол закручивания



$$\varphi = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M_K l}{G J_P}$$

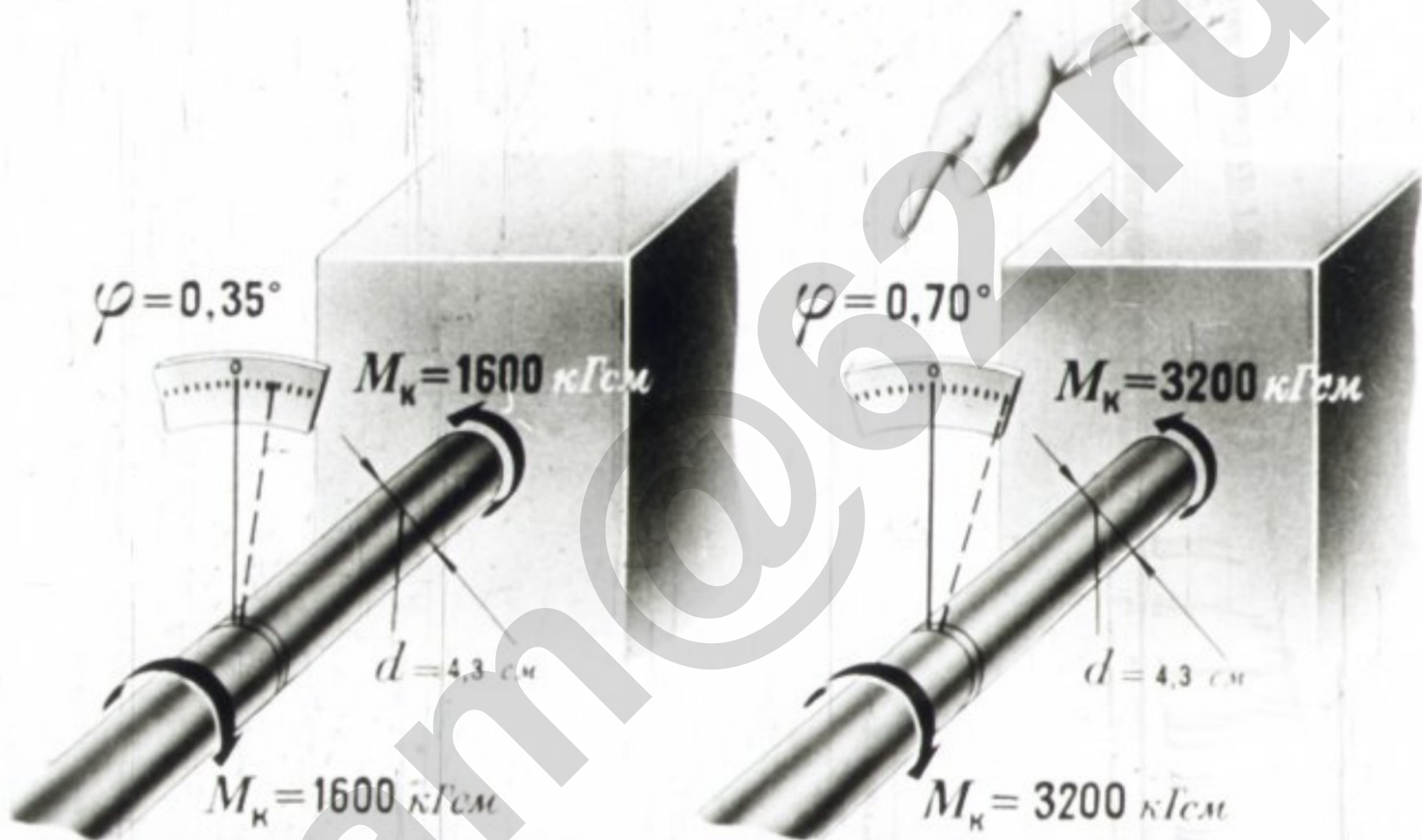
$$d = 4,3 \text{ cm};$$

$$G = 800\,000 \text{ kgf/cm}^2;$$

$$J_P = \frac{\pi d^4}{32} \approx \frac{d^4}{10} = 33,5 \text{ cm}^4;$$

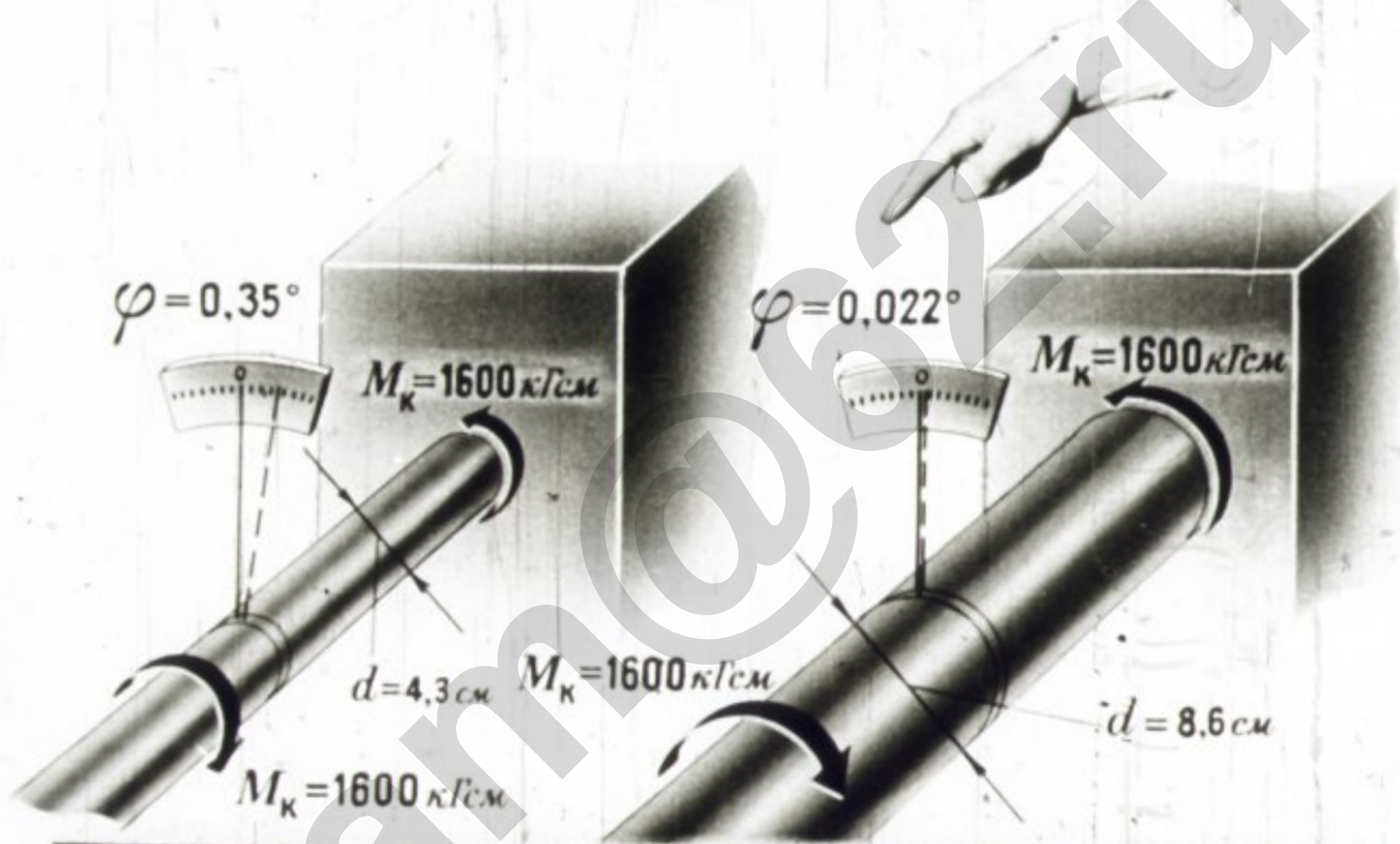
$$\varphi = 0,35^\circ.$$

Зависимость угла закручивания от крутящего момента



Угол закручивания прямо пропорционален крутящему моменту.

Зависимость угла закручивания от диаметра стержня



Угол закручивания обратно пропорционален четвертой степени диаметра.

Зависимость угла закручивания от модуля сдвига

Стержень

Стальной

$$G = 800\,000 \text{ кг/см}^2$$

Латунный

$$G = 400\,000 \text{ кг/см}^2$$

$$\varphi = 0,35^\circ$$

$$M_K = 1600 \text{ кгсм}$$

$$d = 4,3 \text{ см}$$

$$M_K = 1600 \text{ кгсм}$$

$$\varphi = 0,70^\circ$$

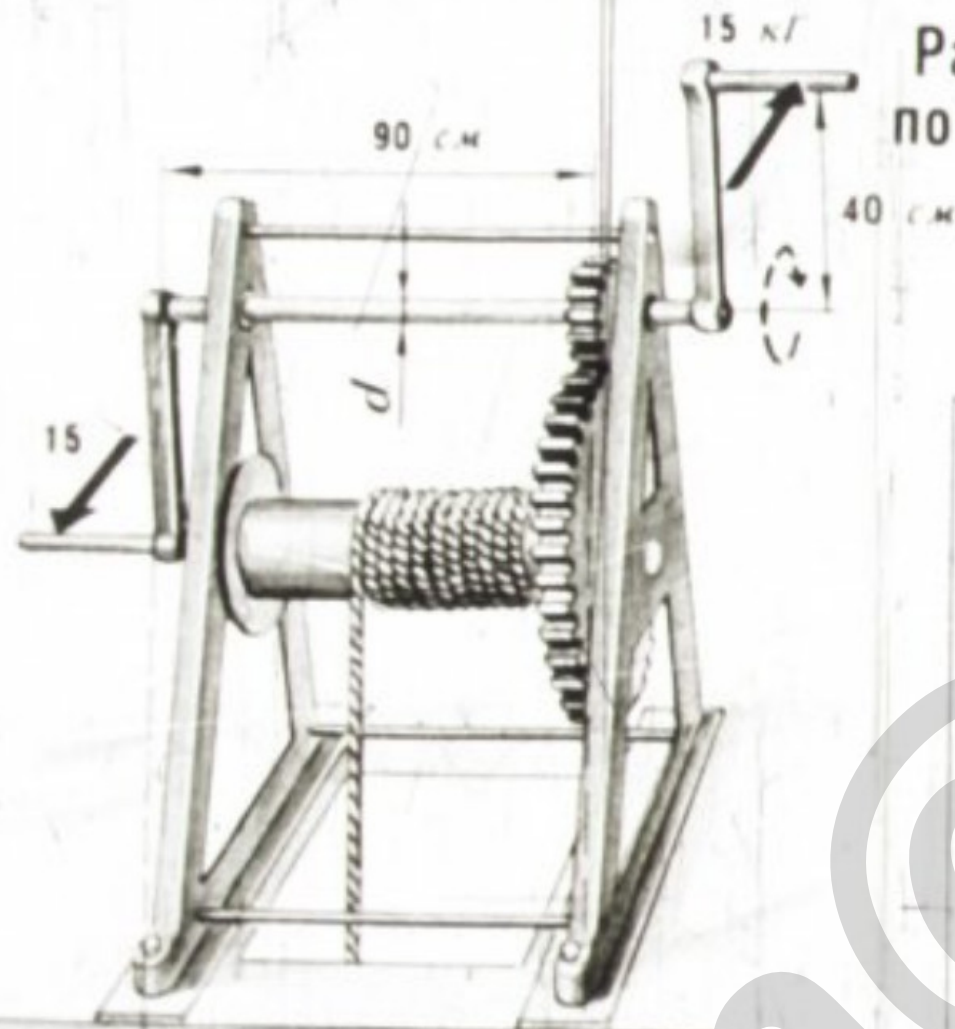
$$M_K = 1600 \text{ кгсм}$$

$$d = 4,3 \text{ см}$$

$$M_K = 1600 \text{ кгсм}$$

Угол закручивания обратно пропорционален модулю сдвига материала (G).

Расчет диаметра скручиваемого стержня
по допускаемому углу закручивания $[\varphi]$



$$[\varphi] = 0,3^\circ;$$

$$G = 800\,000 \text{ кг/см}^2.$$

Из условия жесткости

$$\frac{180}{\pi} \frac{M_k l}{G J_p} \approx \frac{1800}{\pi G d^4} M_k l = [\varphi].$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{1800}{\pi} \frac{M_k l}{G [\varphi]}} = 3,4 \text{ см.}$$

Напряжения и деформации в пружине



Максимальное касательное напряжение в поперечном сечении стержня

$$\tau_{\text{макс}} = \frac{P}{F} \left(1 + 2 \frac{D}{d} \right).$$

Осадка пружины

$$\lambda = 8 \frac{P n D^3}{G d^4}.$$

Расчет $\tau_{\text{макс}}$ в пружине предохранительного клапана
парового котла

$D = 60 \text{ мм}$

24 витка

$d = 10 \text{ мм}$

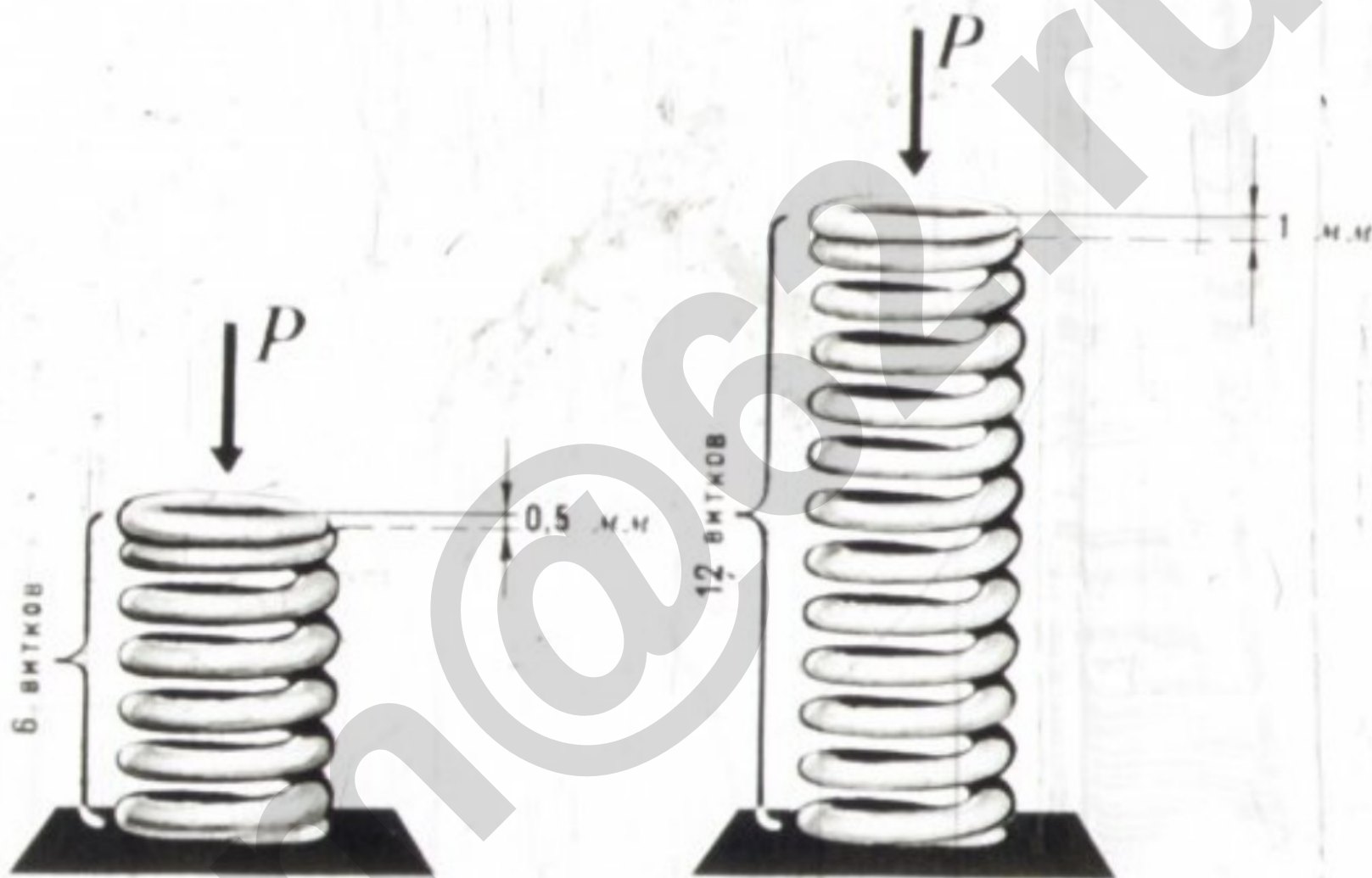
$$F = \frac{\pi d^2}{4} = 0,785 \text{ см}^2$$

$$\tau_{\text{макс}} = \frac{P}{F} \left(1 + 2 \frac{D}{d}\right) = 5600 \text{ кг/см}^2.$$

$P = 340 \text{ кг}$

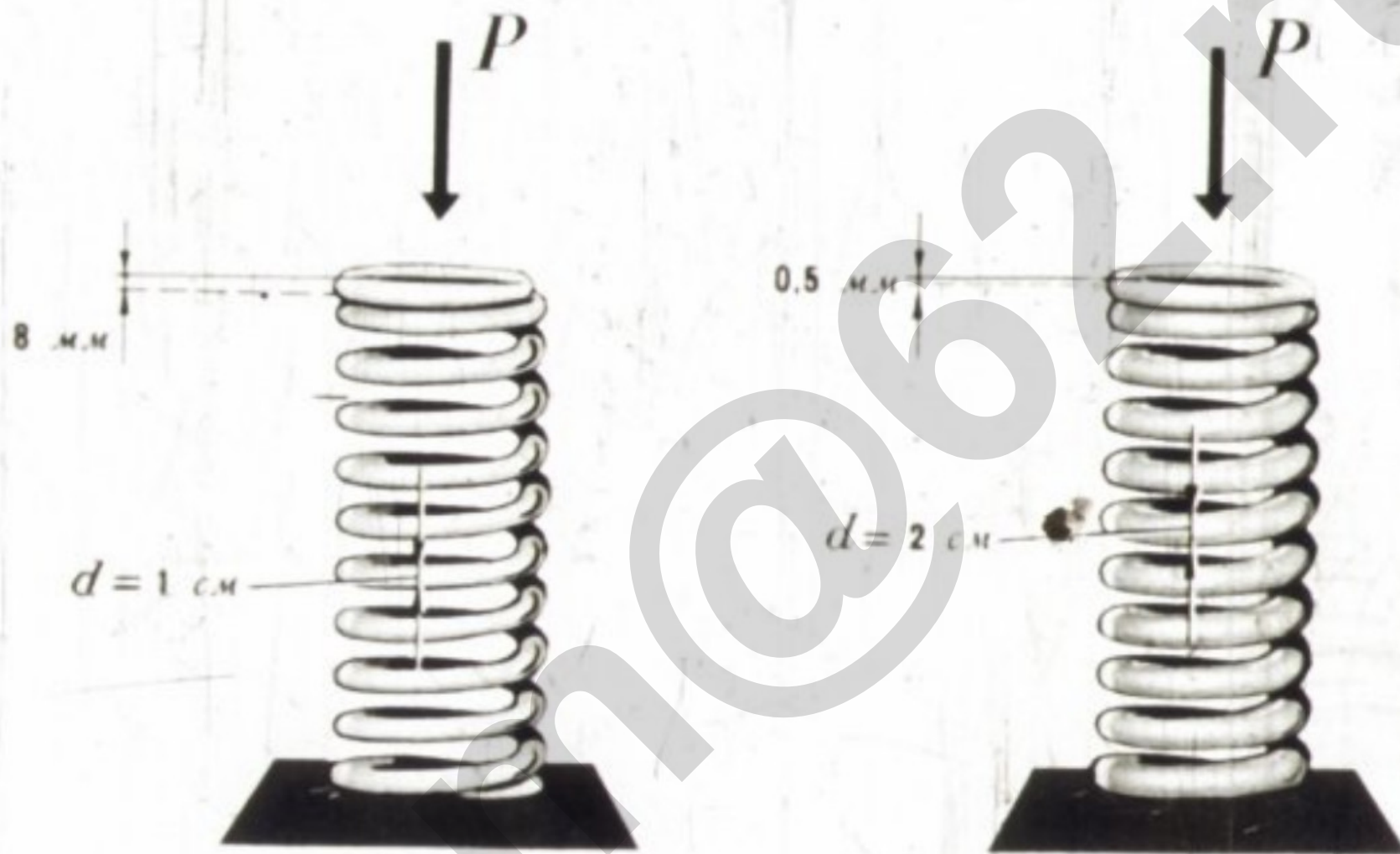
при давлении пара в котле 12 атм

Зависимость осадки пружины от количества витков



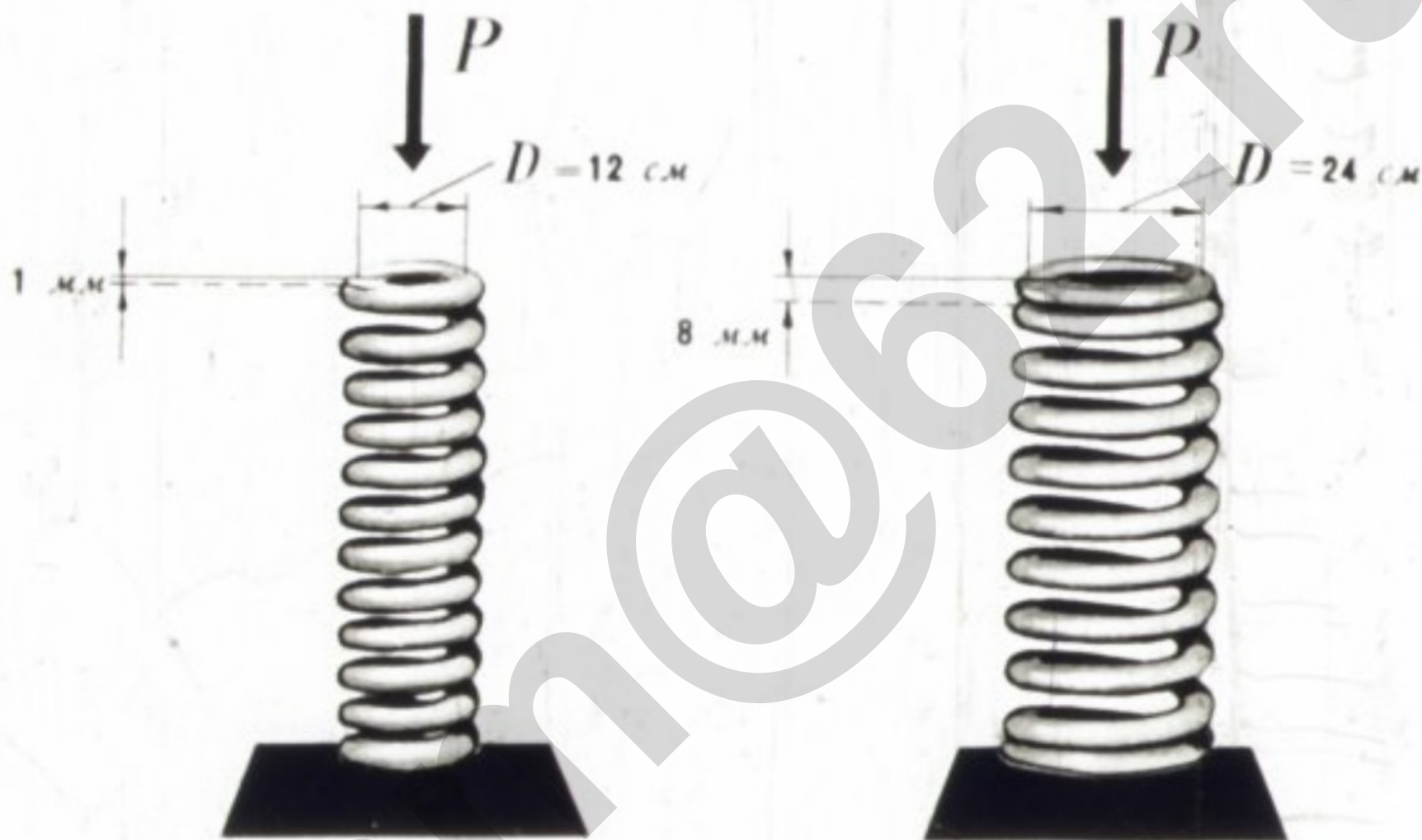
Осадка пружины прямо пропорциональна количеству витков.

Зависимость осадки пружины от диаметра стержня



Если увеличить вдвое диаметр стержня пружины, то ее осадка уменьшится в 16 раз.

Зависимость осадки пружины от диаметра витка



Если увеличить вдвое диаметр витка, то осадка пружины увеличится в 8 раз.

Конец второй части