

Расчеты на изгиб.

Классификация видов изгиба. Дифференциальные зависимости между внутренними силовыми факторами при прямом изгибе. Нормальные и касательные напряжения.

Расчет на прочность. Рациональные формы поперечных сечений при изгибе. Перемещение при прямом изгибе. Энергетический метод определения перемещений. Формула Максвелла – Мора.

Расчеты на жесткость.

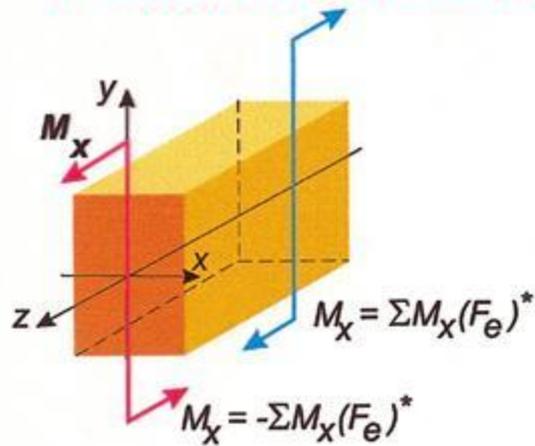
05. Изгиб прямого стержня

ИЗГИБ ПРЯМОГО СТЕРЖНЯ

Изгиб - вид нагружения стержня, при котором в его поперечных сечениях возникают изгибающие моменты M_x и M_y ($N=0$, $T=0$).

Классификация видов изгиба:

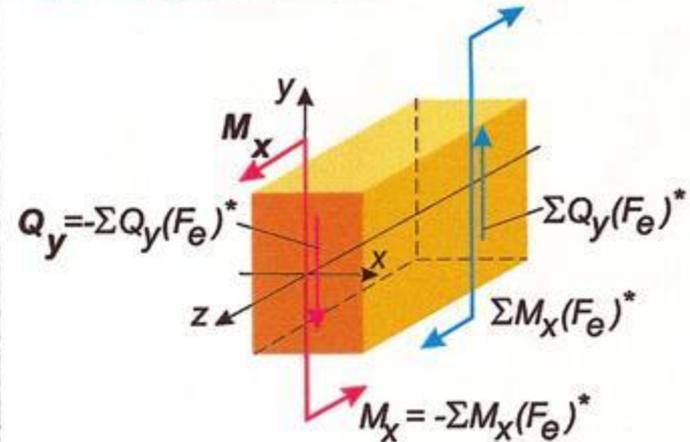
1. Чистый изгиб в плоскости ZOY



в плоскости ZOX

$$M_y = -\sum M_y(F_e)^*$$

2. Поперечный изгиб в плоскости ZOY



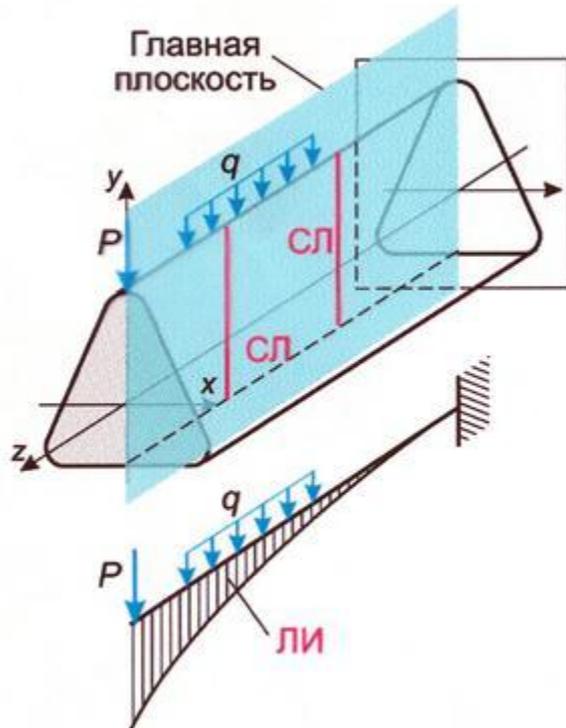
в плоскости ZOX

$$M_y = -\sum M_y(F_e)^* \quad Q_x = -\sum Q_x(F_e)^*$$

Здесь символ $(F_e)^*$ обозначает внешние силы, действующие на отсеченную часть.

05. Изгиб прямого стержня

КЛАССИФИКАЦИЯ ВИДОВ ИЗГИБА



Плоский, прямой и косой изгибы.

Если все нагрузки и реакции связей действуют в одной плоскости, являющейся главной плоскостью стержня, то изгиб называется **плоским**.

Балка - это прямой стержень, работающий при плоском изгибе.

Силовая линия (СЛ) - след пересечения плоскости действия ВСФ (М и Q) с плоскостью поперечного сечения.

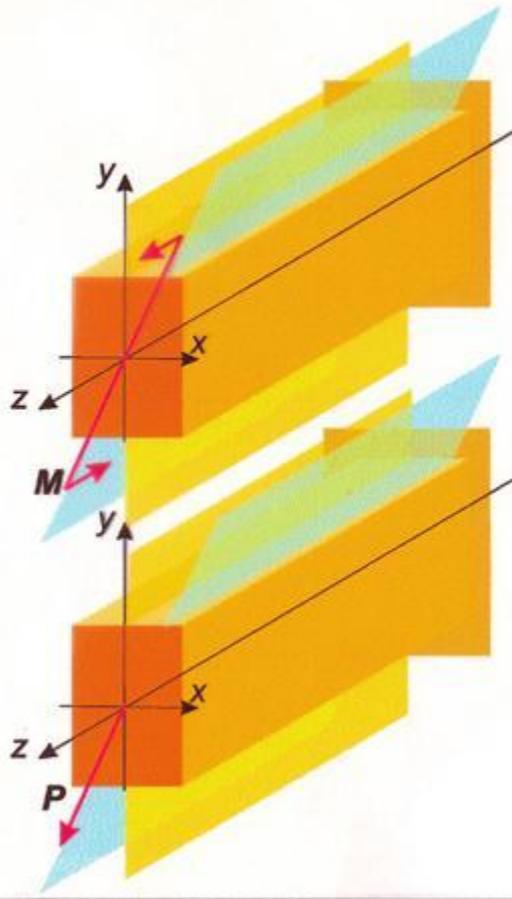
Линия изгиба (ЛИ) - направление перемещения при изгибе точки центра тяжести сечения.

Прямой изгиб - СЛ и ЛИ совпадают.

Косой изгиб - СЛ и ЛИ не совпадают.

05. Изгиб прямого стержня

ПРИМЕРЫ КОСОГО ИЗГИБА



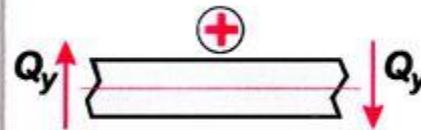
ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР ВНУТРЕННИХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ (ВСФ) В БАЛКЕ

Расчетная схема балки изображается линией, представляющей собой ось стержня. Для наглядного представления ВСФ строят эпюры.

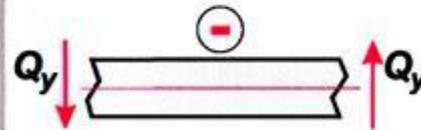
ПРАВИЛО ЗНАКОВ:

для поперечной силы

для изгибающего момента



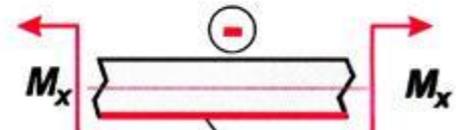
поворот элемента **ПО** часовой стрелке



поворот элемента **ПРОТИВ** часовой стрелки



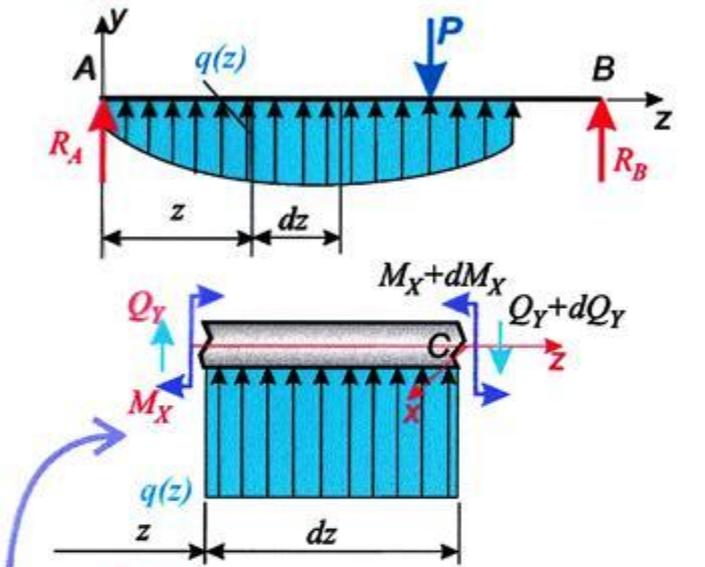
сжаты **верхние** волокна



сжаты **нижние** волокна

05. Изгиб прямого стержня

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ МЕЖДУ ВСФ И ИНТЕНСИВНОСТЬЮ РАСПРЕДЕЛЕННОЙ ПОПЕРЕЧНОЙ НАГРУЗКИ



$q(z), Q_y, M_x$ - положительные.

Дифференциальные зависимости:

$$q = \frac{dQ}{dz}; \quad Q = \frac{dM}{dz}; \quad q = \frac{d^2M}{dz^2};$$

Зависимости для прямого стержня (балки). Балка находится в равновесии под действием системы внешних сил (активных и реактивных).

Условие равновесия для выделенного элемента dz :

$$\sum Y = Q_y + q(z)dz - (Q_y + dQ_y) = 0;$$

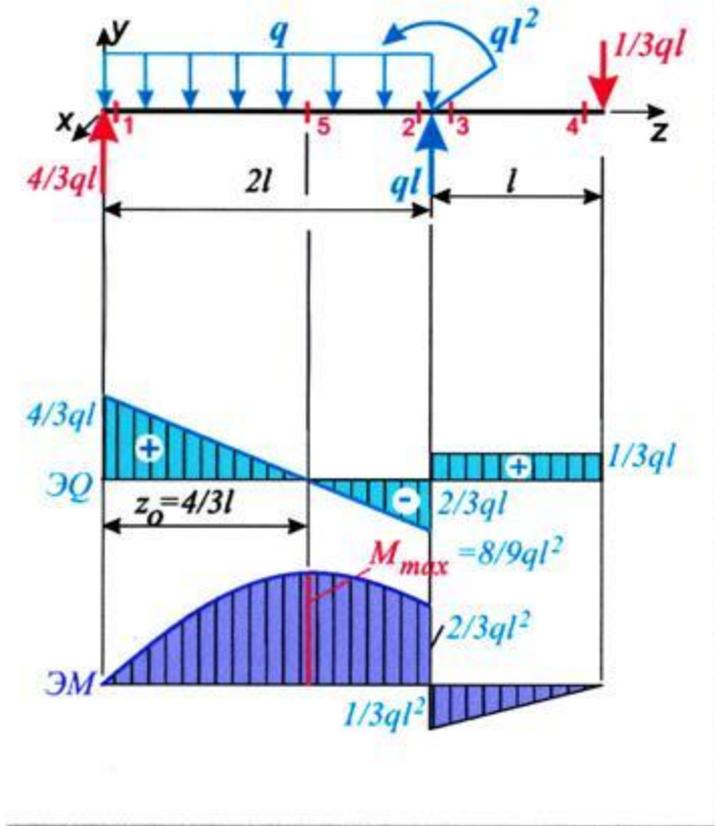
$$\sum M_{xc} = M_x + Q dz + qdz dz/2 - (M_x + dM_x) = 0.$$

Интегральные зависимости:

$$Q(z) = Q(0) + \int_0^z q dz; \quad M(z) = M(0) + \int_0^z Q dz;$$

Здесь $Q(0)$ и $M(0)$ - постоянные интегрирования поперечная сила и изгибающий момент в начале участка ($z=0$)

05. Изгиб прямого стержня



$$q = \frac{dQ}{dz}; \quad Q = \frac{dM}{dz}; \quad q = \frac{d^2M}{dz^2};$$

1) $q=0$;

$$Q(z) = \text{const}; \quad M(z) = az + b;$$

2) $q = \text{const}$;

$$Q(z) = az + b; \quad M(z) = ax^2 + bz + c$$

3) $q = az + b$;

$$Q(z) = az^2 + bz + c; \quad M(z) = az^3 + bz^2 + cz + d;$$

Участок 1-2: $q(z) = q$;

$$Q_{y1} = 4/3 ql; \quad Q_{y2} = 4/3 ql - q \cdot 2l - 2/3 ql;$$

$$M_{x1} = 0; \quad M_{x2} = -ql \cdot 2l - q \cdot 2l \cdot l = 1/3 ql^2;$$

Участок 3-4: $q(z) = 0$; $Q_{x3} = Q_{x4} = 1/3 ql$;

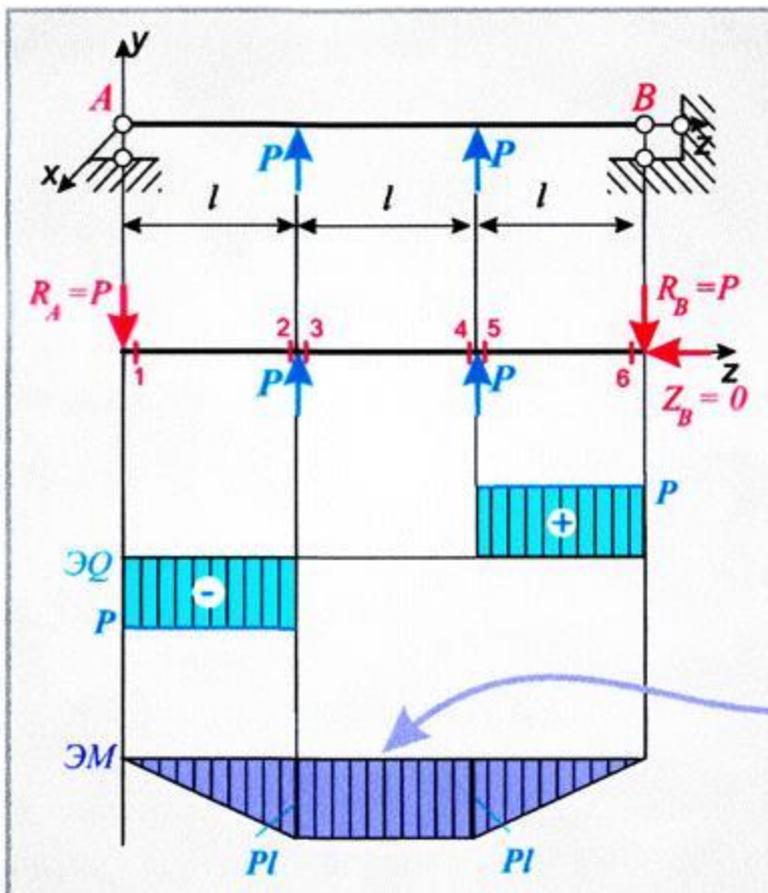
$$M_{x1} = 0; \quad M_{x3} = 1/3 ql \cdot l = 1/3 ql^2.$$

Сжаты нижние волокна.

$$M_{x5} = M_{max} = 4/3 ql \cdot 4/3 l - q \cdot 4/3 l \cdot 1/2 \cdot 4/3 l = 8/9 ql^2.$$

05. Изгиб прямого стержня

ПРЯМОЙ ЧИСТЫЙ ИЗГИБ



$$Q_1 = Q_2 = -P;$$

$$Q_3 = Q_4 = 0;$$

$$Q_5 = Q_6 = P;$$

$$M_{x1} = M_{x3} = Pl;$$

(сжатые - нижние волокна)

$$M_{x4} = M_{x5} = Pl;$$

$$M_{x6} = 0;$$

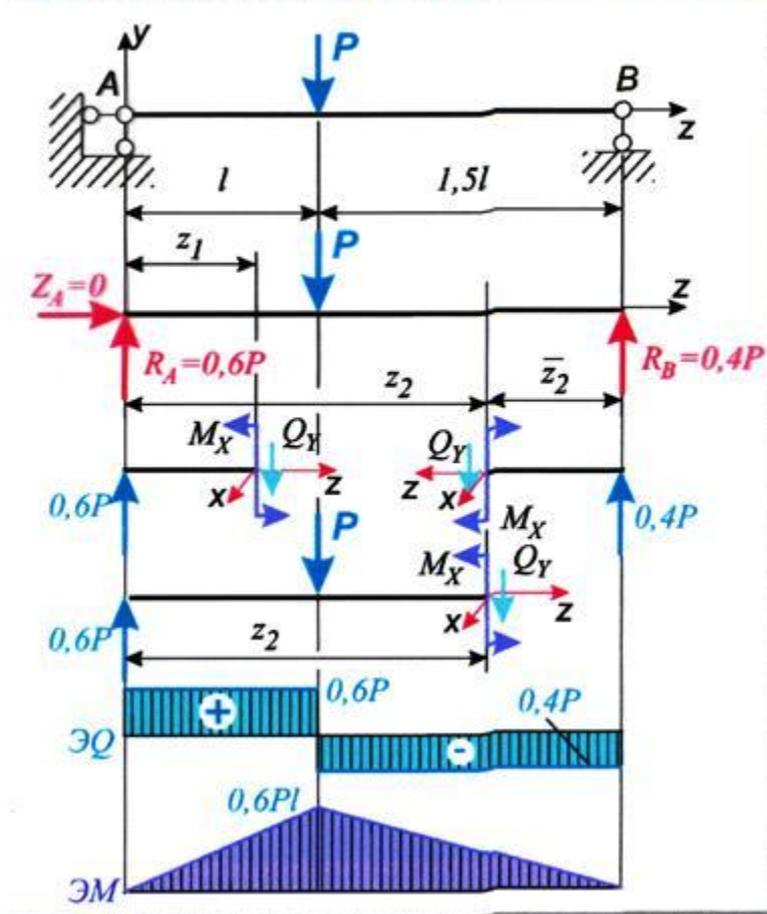
Участок 3-4 находится в условиях прямого чистого изгиба.

$$Q_3 = Q_4 = 0;$$

$$M_{x3} = M_{x4} = Pl = const;$$

05. Изгиб прямого стержня

ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР ПОПЕРЕЧНЫХ СИЛ И ИЗГИБАЮЩИХ МОМЕНТОВ ДЛЯ БАЛКИ



Пример 1. Построить эпюры ВСФ в балке путем определения функций $Q_y=Q_y(z)$ и $M_x=M_x(z)$

$$\sum M_A = P \cdot l - R_B \cdot 2,5l = 0;$$

$$\sum M_B = P \cdot 1,5l - R_A \cdot 2,5l = 0;$$

$$R_B = 0,4P; \quad R_A = 0,6P.$$

Разобьем балку на два участка:

1-й: $0 < z_1 < l$

$$Q_y = 0,6P; \quad M_x = 0,6Pz_1.$$

2-й: $l < z_1 < 2,5l$

$$Q_y = 0,6P - P = -0,4P;$$

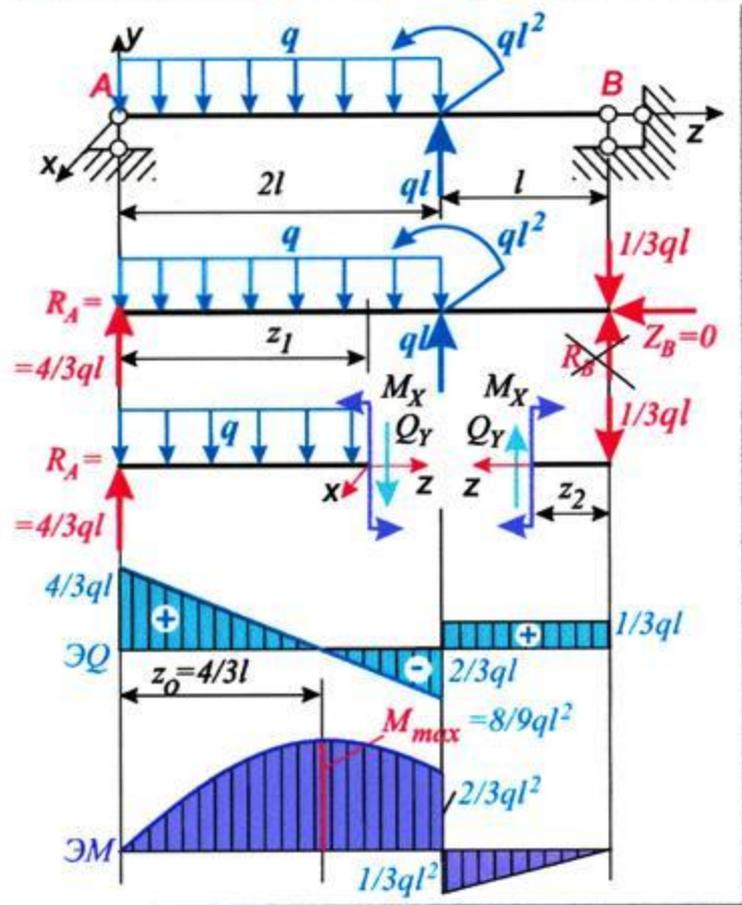
$$M_x = 0,6Pz_2 - P(z_2 - l) = Pl - 0,4Pz_2;$$

$0 < \bar{z}_2 < 1,5l$

$$Q_y = 0,4P; \quad M_x = 0,4Pz_2.$$

05. Изгиб прямого стержня

ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР ПОПЕРЕЧНЫХ СИЛ И ИЗГИБАЮЩИХ МОМЕНТОВ ДЛЯ БАЛКИ



$$\sum M_A = q \cdot 2l \cdot l - ql^2 - ql \cdot 2l - R_B \cdot 3l = 0;$$

$$\sum M_A = R_A \cdot 3l - q \cdot 2l \cdot 2l - ql^2 + ql \cdot l = 0;$$

$$R_B = -1/3ql; R_A = 4/3ql.$$

Проверка:

$$\sum Y = 4/3ql - q \cdot 2l - ql - 1/3ql = 0;$$

1-й участок: $0 < z_1 < 2l$

$$Q_y = 4/3ql - qz_1; M_x = 4/3qlz_1 - qz_1 \cdot 1/2z_1;$$

а) $z_1 = 0; Q_y = 4/3ql; M_x = 0;$

б) $z_1 = 2l; Q_y = -2/3ql; M_x = 2/3ql^2;$

$$Q_o = 4/3ql - qz_o = 0; z_o = 4/3l;$$

$$M_{max} = 4/3ql \cdot 4/3l - q \cdot 4/3l \cdot 1/2 \cdot 4/3l = 8/9ql^2.$$

2-й участок: $0 < z_2 < l$

$$Q_y = 1/3ql = const; M_x = 1/3qlz_2;$$

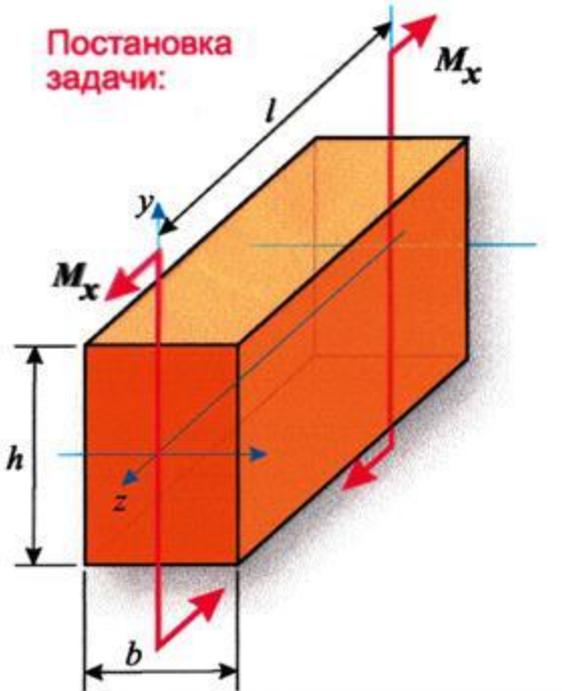
а) $z_2 = 0; M_x = 0;$

б) $z_2 = l; M_x = 1/3ql^2;$

05. Изгиб прямого стержня

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИВИЗНЫ ИЗОГНУТОЙ ОСИ И НАПРЯЖЕНИЙ В ПОПЕРЕЧНОМ СЕЧЕНИИ ПРИ ПРЯМОМ ЧИСТОМ ИЗГИБЕ

Постановка задачи:

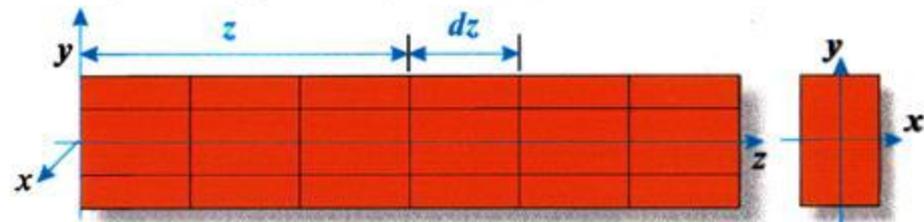


Дано: $M_x = Pl$, l , $b \times h$, E

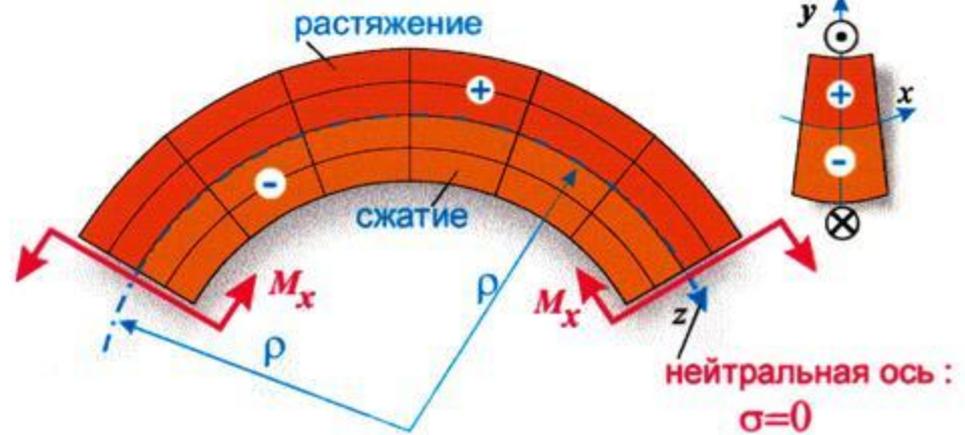
$1/\rho - ?$ $\sigma - ?$ $\tau - ?$

Механизм деформирования:

а) до нагружения (до деформирования)



б) после нагружения (в деформированном виде)



05. Изгиб прямого стержня

МЕХАНИЗМ ДЕФОРМИРОВАНИЯ

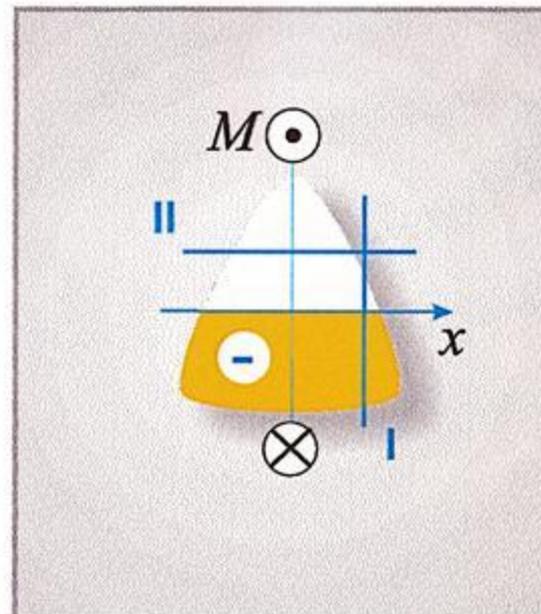
- 1) Каждый слой искривляется:
часть слоев растянута (верхняя),
другая - сжата (нижняя).
НЕЙТРАЛЬНЫЙ СЛОЙ - не деформируется, длина **НС** равна длине стержня до деформации.
- 2) **НЕЙТРАЛЬНАЯ ОСЬ** - линия пересечения **НС** с плоскостью поперечного сечения.
- 3) Поперечные сечения поворачиваются относительно нейтральных осей, оставаясь плоскими.

НЕИЗВЕСТНО:

- 1) Положение **НО** (ось x) по высоте сечения;
- 2) $\sigma = \sigma(x, y)$ - закон распределения напряжений.

ОСНОВНЫЕ ДОПУЩЕНИЯ:

- 1) Материал - сплошной, однородный, изотропный, идеально упругий (закон Гука $\sigma = E\varepsilon$; $E_p = E_c = E$);
- 2) Гипотеза о естественном состоянии материала.
Напряжения в сечениях I и II $\sigma_x = \sigma_y = 0$ -
в этих сечениях нет силовых факторов.
 $\sigma_z = \sigma = \sigma(x, y)$.
- 3) Перемещения поперечных сечений (углы поворота) и точек стержня малы по сравнению с размерами поперечного сечения.

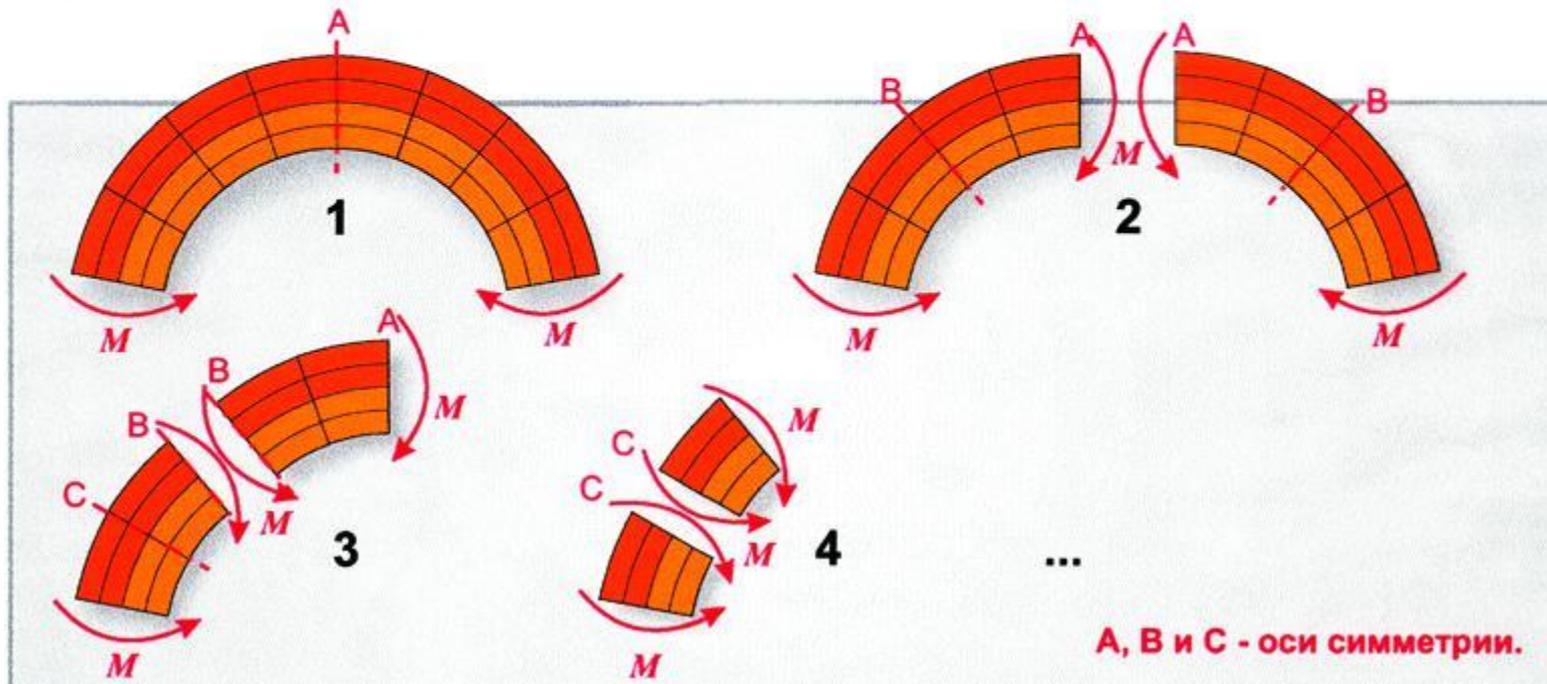


05. Изгиб прямого стержня

МЕХАНИЗМ ДЕФОРМИРОВАНИЯ

- 1) **Гипотеза плоских сечений (гипотеза Бернулли)** - сечения, плоские до деформации и перпендикулярные к оси стержня, остаются плоскими и перпендикулярными к изогнутой оси стержня.

Для стержня постоянного поперечного сечения гипотеза Бернулли доказывается **из симметрии нагружения.**



05. Изгиб прямого стержня

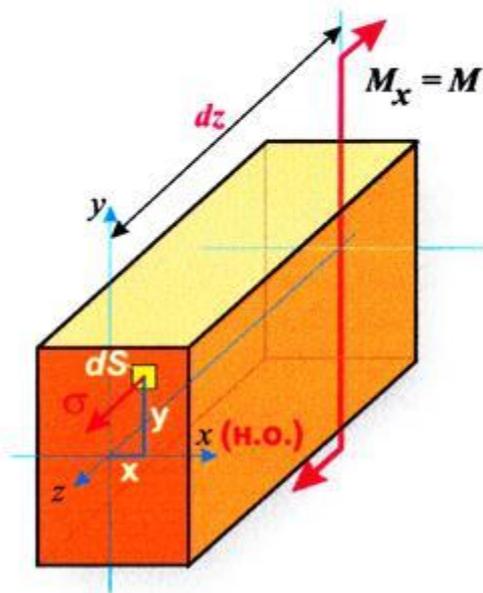
1. СТАТИЧЕСКАЯ СТОРОНА ЗАДАЧИ

Рассмотрим равновесие части стержня (балки) длиной dz :

x - нейтральная ось,

y - силовая линия (линия изгиба)

$\tau = 0$, т.к. $Q_x = Q_y = 0$; $T = 0$.

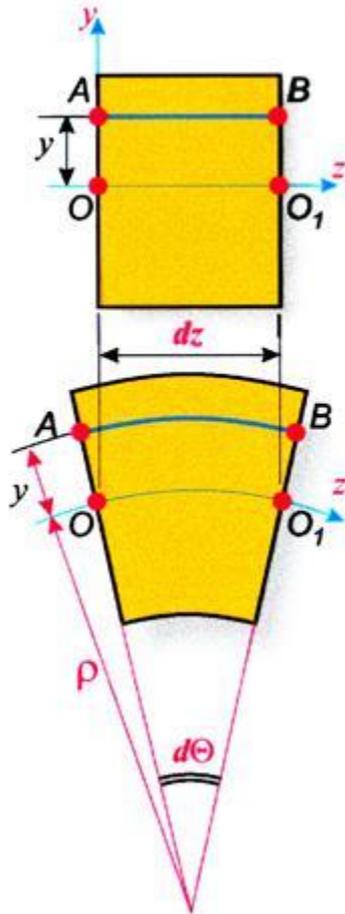


Уравнения равновесия:

$$\left. \begin{array}{l} 1) \sum X \equiv 0; \quad 2) \sum Z = \int_S \sigma dS = 0; \\ 3) \sum Y \equiv 0; \quad 4) \sum M_y = \int_S \sigma \cdot x \cdot dS = 0; \\ 5) \sum M_z \equiv 0; \quad 4) \sum M_x = \int_S \sigma \cdot y \cdot dS = 0. \end{array} \right\} (1)$$

05. Изгиб прямого стержня

2. ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ СТОРОНА ЗАДАЧИ



Рассмотрим элемент dz до и после деформации:

OO_1 - нейтральный слой длиной dz ,

ρ - радиус кривизны нейтрального слоя,

$d\Theta$ - угол поворота сечений;

$$dz = \widehat{OO_1} = \rho \cdot d\theta;$$

$$\Delta(dz) = \widehat{AB} - \widehat{OO_1} = (\rho + y)d\theta - \rho \cdot d\theta;$$

$$\varepsilon_{AB} = \frac{\Delta(dz)}{dz} = \frac{y \cdot d\theta}{\rho \cdot d\theta};$$

Условия совместности деформаций

$$\varepsilon = \frac{y}{\rho} \quad (2) \text{ - линейная функция от } y;$$

Связь между ρ и $d\Theta$:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d\theta}{dz} = \chi(z) \text{ - кривизна нейтрального слоя не зависит от координат произвольной точки } x \text{ и } y.$$

05. Изгиб прямого стержня

3. ФИЗИЧЕСКАЯ СТОРОНА ЗАДАЧИ

Для решения статических уравнений (1) и (2) используем зависимость между напряжениями и деформациями и деформациями (в пределах упругости - закон Гука).

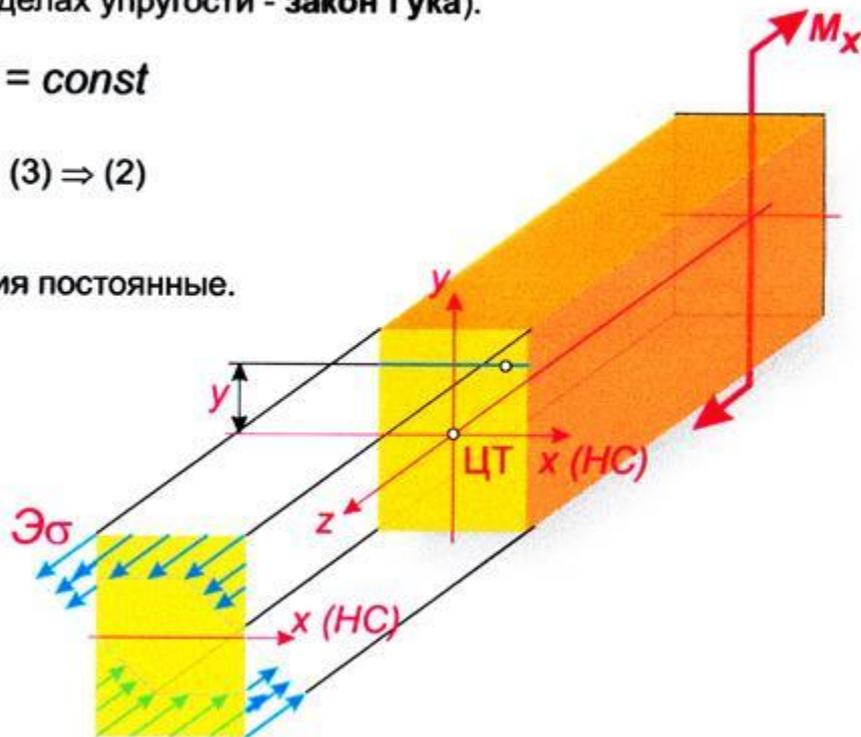
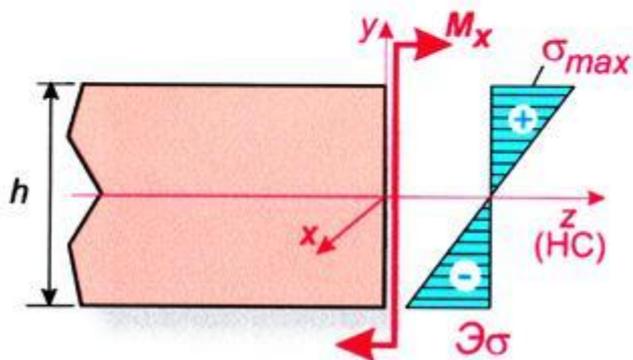
$$\sigma = E \varepsilon \quad (3)$$

$$E = E(x, y) = \text{const}$$

Решение совместно уравнений (1) - (3): $(3) \Rightarrow (2)$

$$\sigma = E \frac{y}{\rho} \quad (4)$$

E и ρ - для сечения постоянные.



05. Изгиб прямого стержня

4. РЕШЕНИЕ УРАВНЕНИЙ (1) - (4)

Подставим выражение (4) в уравнения равновесия (1):

1. в уравнение 3):

$$\int_S \sigma dS = \frac{E}{\rho} \int_S y dS = \frac{E}{\rho} S_x = 0; \quad \frac{E}{\rho} \neq 0;$$

$S_x = 0$ - нейтральная ось X проходит через **центр тяжести сечения**.

2. в уравнение 5):

$$\int_S \sigma \cdot x \cdot dS = \frac{E}{\rho} \int_S x \cdot y dS = \frac{E}{\rho} J_{xy} = 0;$$

$J_{xy} = 0$ - нейтральная ось x и силовая линия y - **главные и центральные оси** поперечного сечения

Оси x и y - взаимно перпендикулярны.

3. в уравнение 6):

$$M = \int_S \sigma \cdot y dS = \frac{E}{\rho} \int_S y^2 dS = \frac{E}{\rho} J_x;$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_x}{EJ_x} \quad (5)$$

EJ_x - жесткость сечения стержня при изгибе в плоскости yOz .

$$M_x = M(z) = \text{const};$$
$$EJ_x = EJ_x(z) = \text{const};$$

$1/\rho = \chi(z) = \text{const}$ - при **чистом изгибе** стержень постоянного сечения изгибается **по дуге окружности**.

05. Изгиб прямого стержня

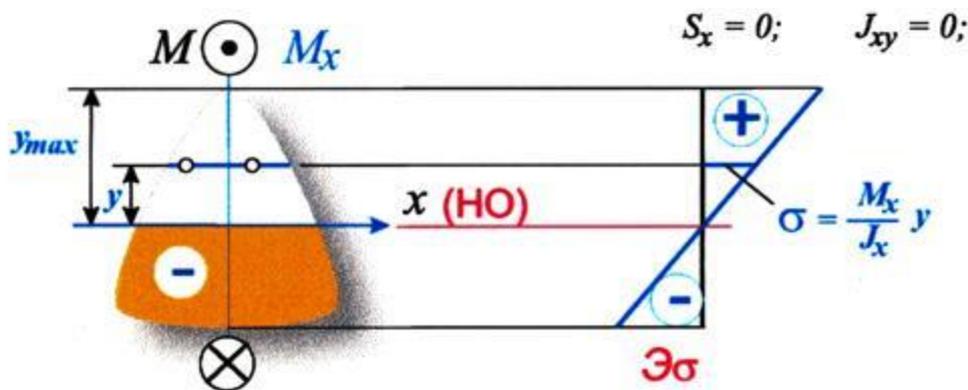
НАПРЯЖЕНИЯ В ПОПЕРЕЧНОМ СЕЧЕНИИ ПРИ ПРЯМОМ ЧИСТОМ ИЗГИБЕ

Выражение (5) \Rightarrow (4): $\sigma = E \frac{y}{\rho} = \frac{EM_x}{EJ_x} y$; $\sigma = \frac{M_x}{J_x} y$ (III)

$\sigma = \frac{M}{J_x} y$ - формула без учета знаков для M и y .

M и y подставляются без знака (по модулю); знак σ определяется по эпюре моментов $ЭМ$ (правило сжатого волокна) и по положению точки (сверху или снизу от оси стержня).

При прямом чистом изгибе **силовая линия** совпадает с одной из **главных центральных осей** сечения, тогда другая **главная центральная ось** будет **нейтральной осью**.



$$\sigma_{max} = \frac{M_x}{J_x} y_{max} = \frac{M_x}{W_x}$$

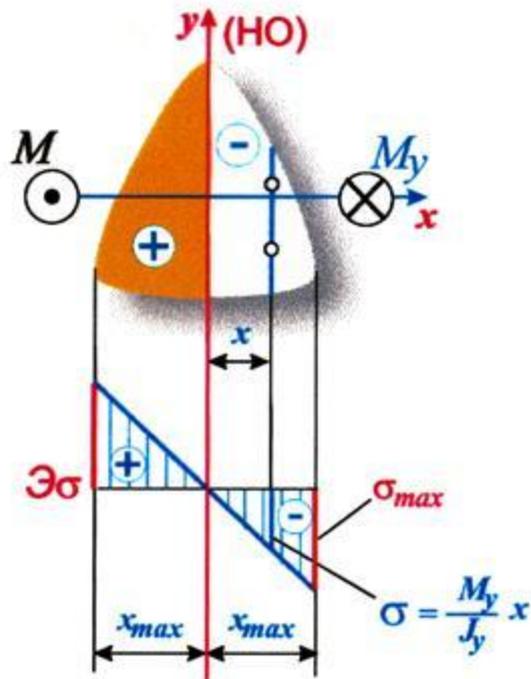
$$W_x = \frac{J_x}{y_{max}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_x}{W_x}$$

05. Изгиб прямого стержня

НАПРЯЖЕНИЯ В ПОПЕРЕЧНОМ СЕЧЕНИИ ПРИ ПРЯМОМ ЧИСТОМ ИЗГИБЕ

При прямом чистом изгибе **силовая линия** совпадает с одной из **главных центральных осей** сечения, тогда другая **главная центральная ось** будет **нейтральной осью**.



$$\sigma = \frac{M_y}{J_y} x \quad (III)$$

$$S_y = 0; \quad J_{xy} = 0;$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_y}{J_y} x_{max} = \frac{M_y}{W_y}$$

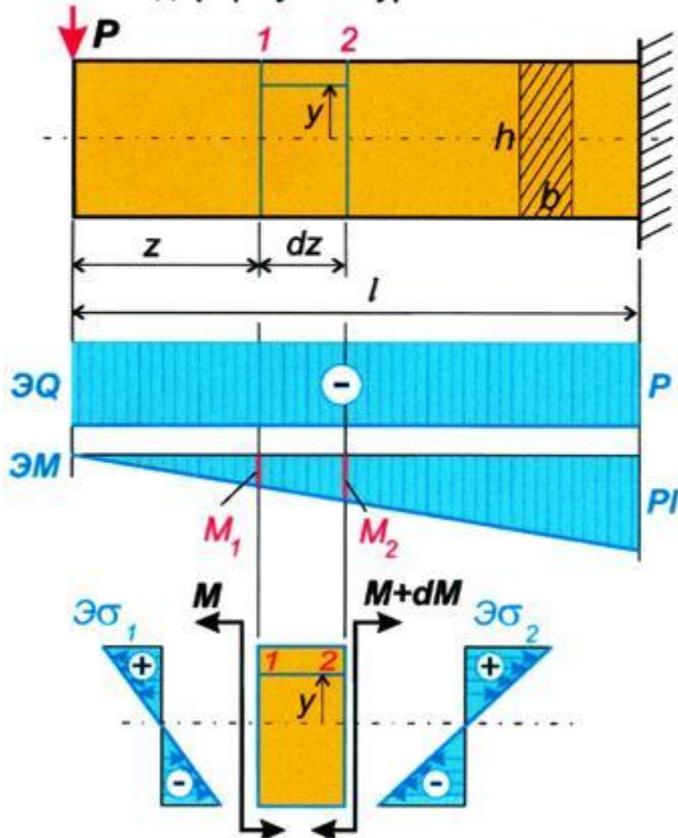
$$W_y = \frac{J_y}{x_{max}} \quad - \text{ момент сопротивления сечения изгибу относительно оси } y.$$

$$\sigma_{max} = \pm \frac{M_y}{W_y}$$

05. Изгиб прямого стержня

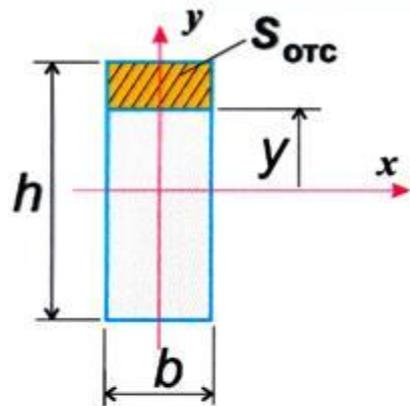
КАСАТЕЛЬНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ИЗГИБЕ

Вывод формулы Журавского:

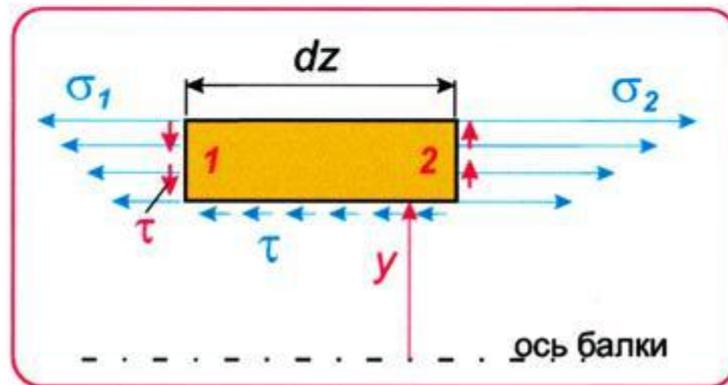


$$M_1 < M_2$$

$$\sigma_1 < \sigma_2$$



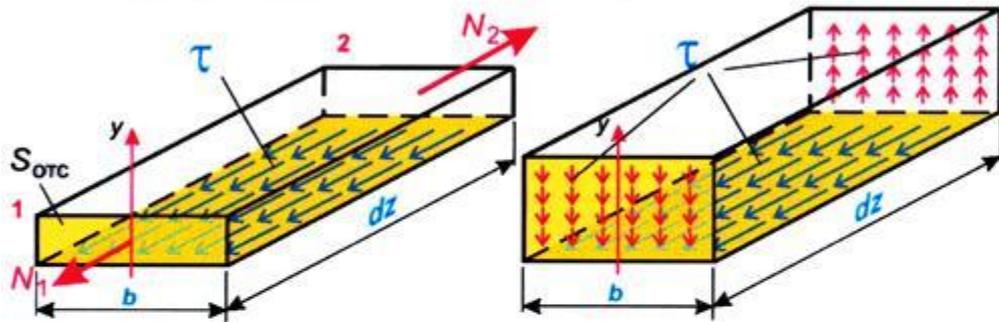
$S_{отс}$ - площадь отсеченной части поперечного сечения



05. Изгиб прямого стержня

КАСАТЕЛЬНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ПОПЕРЕЧНЫХ СЕЧЕНИЯХ

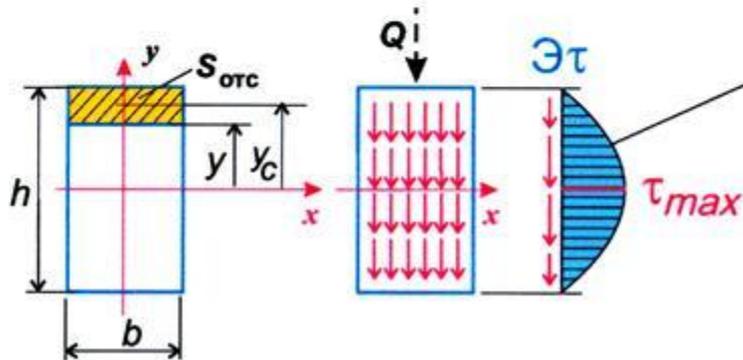
Касательные напряжения в поперечных сечениях равны касательным напряжениям в продольных сечениях, как парные им.



$$\tau = \frac{Q \cdot S_x^{omc}}{J_x \cdot b}$$

$$J_x = \frac{b \cdot h^3}{12}; \quad b = b;$$

$$S_x^{omc} = S_{omc} \cdot y_c = \left(\frac{h}{2} - y\right) \cdot b \cdot \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{h}{2} + y\right) = \frac{h}{2} \left(\frac{h^2}{4} - y^2\right)$$

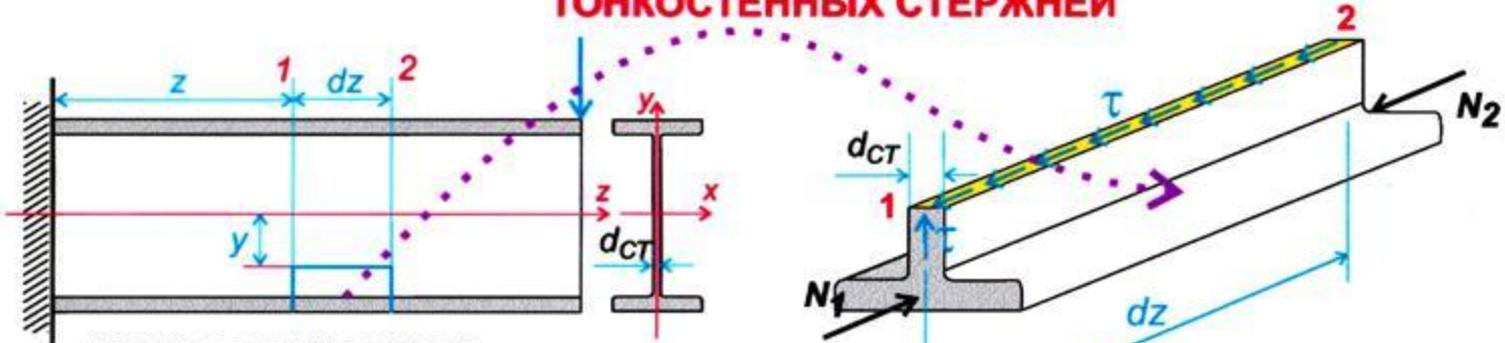


$$\tau = \frac{6 \cdot Q}{b \cdot h^3} \left(\frac{h^2}{4} - y^2\right);$$

$$\tau_{max} = \frac{3}{2} \frac{Q}{bh}$$

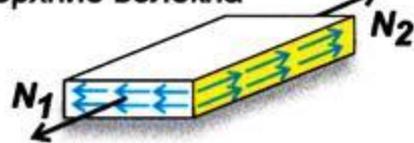
05. Изгиб прямого стержня

КАСАТЕЛЬНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ИЗГИБЕ ТОНКОСТЕННЫХ СТЕРЖНЕЙ

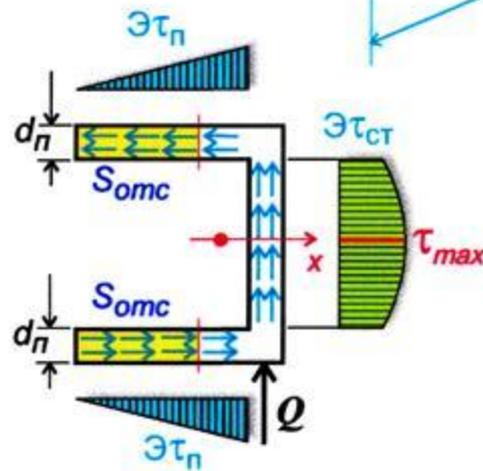
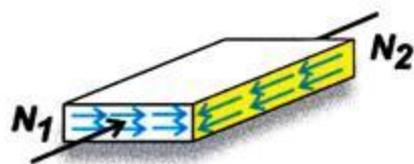


нижние волокна сжаты
 $M_1 > M_2; \sigma_1 > \sigma_2; N_1 > N_2;$

верхние волокна



нижние волокна



$$\tau_{CT} = \frac{Q S_x^{omc}}{J_x d_{CT}}$$

d_{CT} - толщина стенки

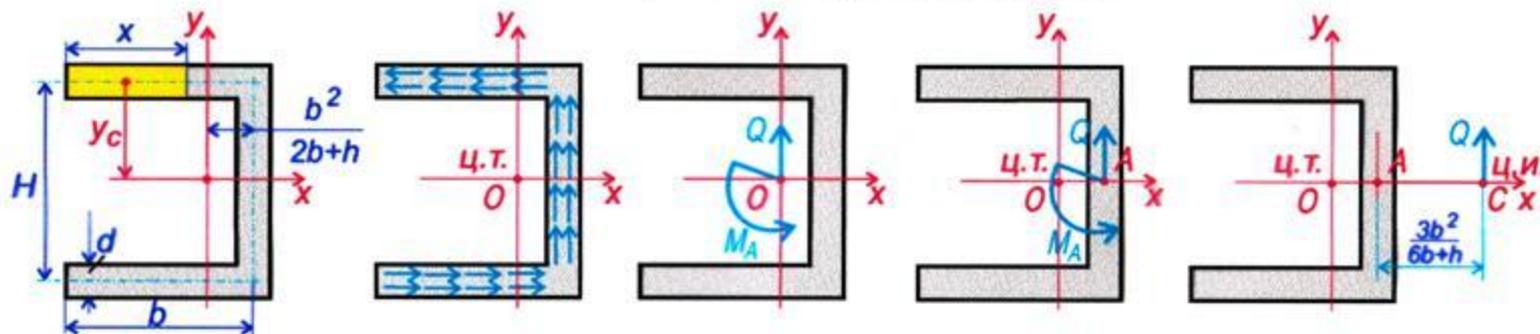
$$\tau_n = \frac{Q S_x^{omc}}{J_x d_n}$$

d_n - толщина полки

05. Изгиб прямого стержня

ПОНЯТИЕ О ЦЕНТРЕ ИЗГИБА

Касательные напряжения в корытном профиле:



Система сил, лежащих в плоскости сечения, может быть приведена к любой точке плоскости в виде равнодействующей и момента.

$$J_x = \frac{dh^2}{12}(h+6b);$$

а) полка:

$$S_x^{\text{отс}} = \frac{h}{2} dx$$

$$\tau_n = \frac{6Qx}{hd(h+6b)};$$

б) стенка:

$$S_x^{\text{отс}} = \frac{d}{2}(bh + \frac{h^2}{4} - y^2);$$

$$\tau_{\text{ст}} = \frac{6Q(bh + \frac{h^2}{4} - y^2)}{h^2 d(h+6b)};$$

$$M_A = h \int_0^b \tau_n d ds;$$

$$M_A = Q \frac{3b^2}{h+6b};$$

Центр изгиба - это точка **С**, относительно которой момент касательных сил в сечении при поперечном изгибе равен **НУЛЮ**.

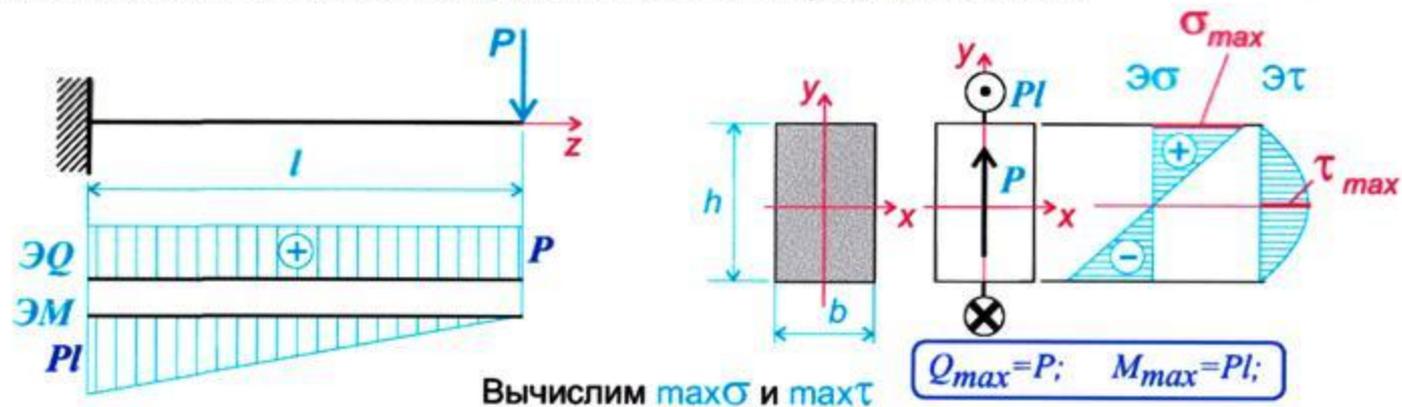
05. Изгиб прямого стержня

УСЛОВИЕ ПРОЧНОСТИ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ИЗГИБЕ

При прямом поперечном изгибе в поперечных сечениях возникают нормальные σ и касательные τ напряжения.

Для сплошных сечений касательные напряжения τ малы по сравнению с нормальными σ .

ПРИМЕР. Консольная балка прямоугольного поперечного сечения.



$$\max\sigma = \max(\sigma_{\max}) = \frac{M_{\max}}{W_x};$$

$$\max\tau = \max(\tau_{\max}) = \frac{Q_{\max} S_x^{\text{отс}}}{J_x b};$$

$$\max\sigma = \frac{6Pl}{bh^2}; \quad \max\tau = \frac{3P}{2bh};$$

$$\frac{\max\sigma}{\max\tau} = \frac{6Pl2bh}{bh^2 3P} = \frac{4l}{h}; \quad \max\tau \ll \max\sigma.$$

УСЛОВИЕ ПРОЧНОСТИ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ИЗГИБЕ

УСЛОВИЕ ПРОЧНОСТИ:

$$\max\sigma \leq [\sigma_{\max}]$$

$$n = \frac{\bar{\sigma}}{\max\sigma} \geq [n]$$

$$\max\sigma = \max(\sigma_{\max})$$

$$[\sigma] = \frac{\bar{\sigma}}{[n]} ;$$

$\bar{\sigma}$ - предельное напряжение,

$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_T - \text{пластичные материалы,} \\ \sigma_B - \text{хрупкие материалы.} \end{array} \right.$

**ПОРЯДОК РАСЧЁТА
НА ПРОЧНОСТЬ**

1. Выбор опасного сечения:

$$\text{ЭQ и ЭM} \rightarrow M_{\max}$$

2. Выбор опасной точки:

$$\text{Э}\sigma \rightarrow \sigma_{\max} \rightarrow \max\sigma$$

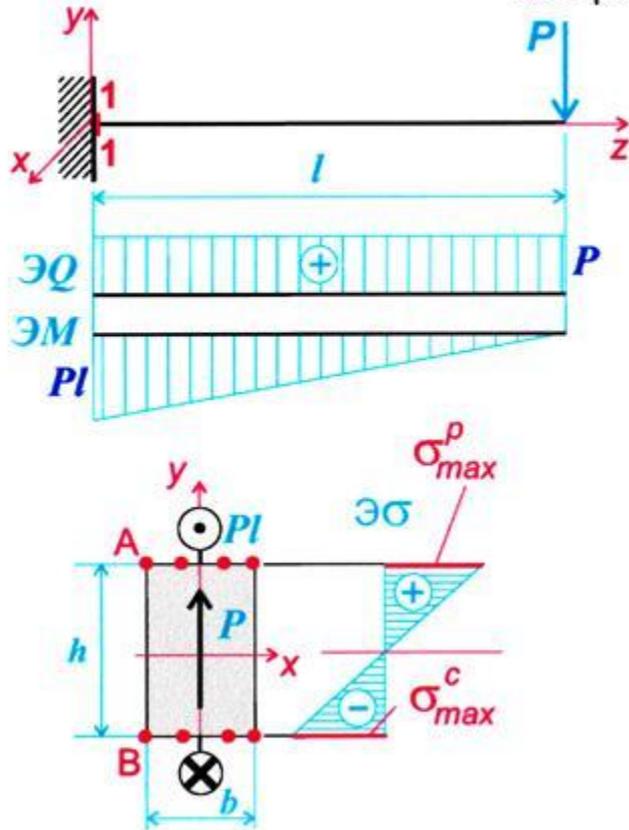
3. Материал.

4. Условие прочности.

05. Изгиб прямого стержня

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

Пример 1. Дано: $P, l, \sigma_T, [n], b, h$. Поперечное сечение имеет две оси симметрии, материал пластичный.



$$[\sigma]_p = [\sigma]_c = [\sigma],$$

1. Опасное сечение 1-1.

$$M_{max} = Pl; \quad Q_{max} = P;$$

Опасные точки т.А и т.В.

$$\sigma_{max}^p = \sigma_{max}^c = \frac{M_{max}}{W_x};$$

3. Материал пластичный - одинаково работает на растяжение и сжатие.

4. Условие прочности

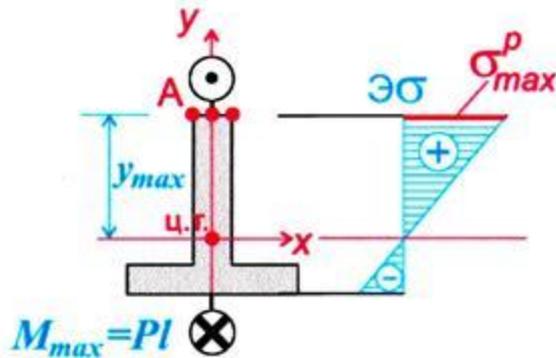
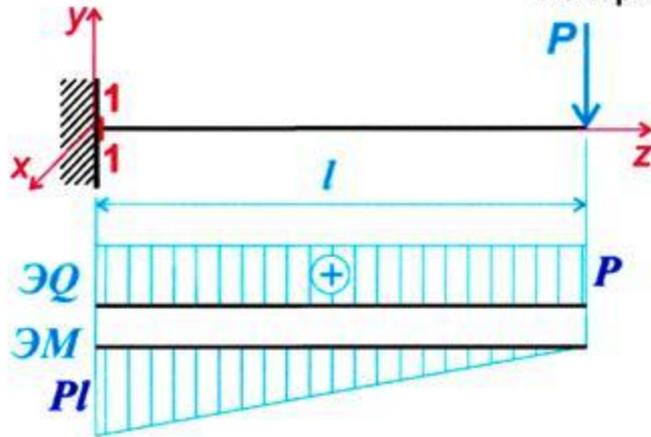
$$\max \sigma = \frac{M_{max}}{W_x} \leq [\sigma];$$

$$\max \sigma = \frac{6Pl}{bh^2} \leq \frac{\sigma_T}{[n]}$$

05. Изгиб прямого стержня

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

Пример 2. Дано: $P, l, \sigma_T, [n]$. Поперечное сечение имеет одну ось симметрии, материал пластичный.



$$[\sigma]_p = [\sigma]_c = [\sigma].$$

1. Опасное сечение 1-1.

$$M_{max} = Pl; \quad Q_{max} = P;$$

Опасная точка т.А

$$\sigma_{max}^p = -\frac{M_{max}}{J_x} y_{max};$$

3. Материал пластичный - одинаково работает на растяжение и сжатие.

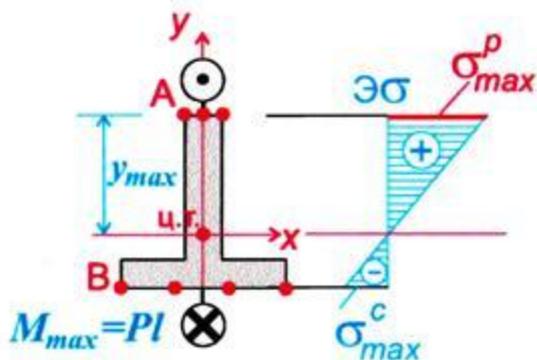
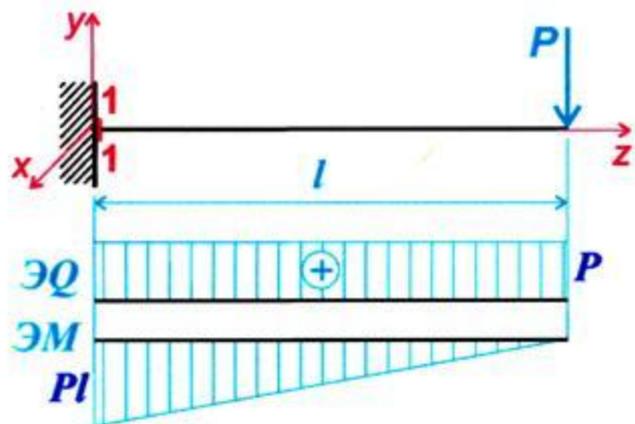
4. Условие прочности

$$\max \sigma = \frac{M_{max}}{J_x} y_{max} \leq [\sigma];$$

$$\max \sigma = \frac{Pl}{J_x} y_{max} \leq \frac{\sigma_T}{[n]}$$

05. Изгиб прямого стержня

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ



Пример 3. Дано: $P, l, [n]$.

Поперечное сечение имеет одну ось симметрии, материал хрупкий (чугун).

$$\sigma_{вр} < \sigma_{вс}; [\sigma]_p < [\sigma]_c;$$

1. Опасное сечение 1-1.

$$M_{max} = Pl; Q_{max} = P;$$

Опасные точки т.А и т.В

$$\sigma_{max}^p > \sigma_{max}^c$$

3. Материал хрупкий

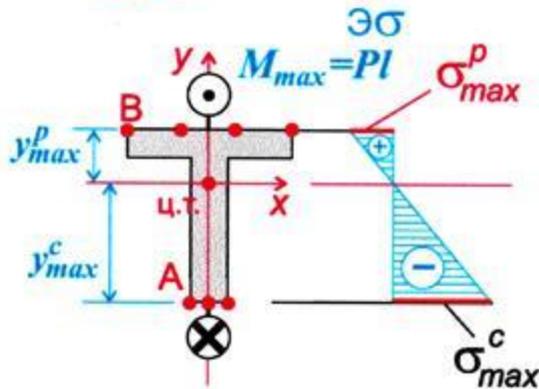
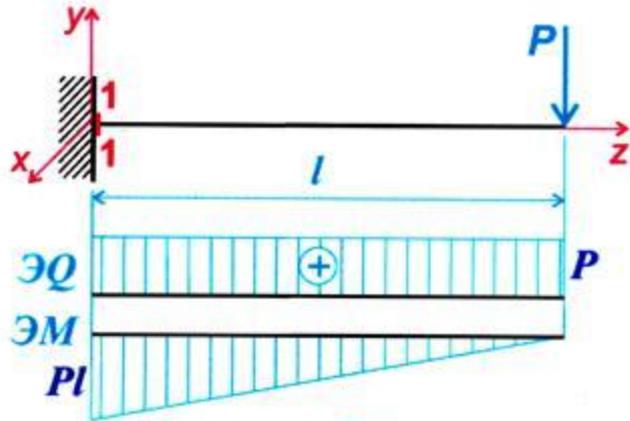
$$[\sigma]_p < [\sigma]_c;$$

Сечение расположено не рационально. Для хрупкого материала выгодно, чтобы $\max \sigma$ были бы напряжениями **сжатия**.

05. Изгиб прямого стержня

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

Пример 3 (продолжение).



Сечение повернуто на 180°

1. Опасное сечение 1-1.

$$M_{max} = Pl; \quad Q_{max} = P;$$

Опасные точки т.А и т.В

3. Материал хрупкий

$$[\sigma]_p < [\sigma]_c;$$

4. Условие прочности

$$\max \sigma_p^B = \frac{M_{max}}{J_x} y_{max}^p \leq [\sigma]_p$$

$$\max \sigma_c^A = \frac{M_{max}}{J_x} y_{max}^c \leq [\sigma]_c$$

Отсюда:

Внешняя нагрузка: $P = \min(P_1^p, P_2^c)$.

Размеры поперечного

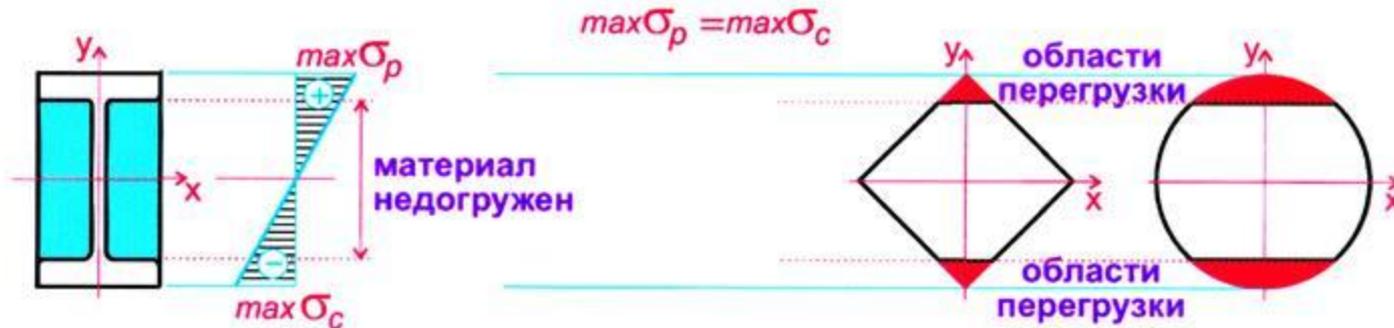
сечения: $S = \max(S_1^p, S_2^c)$.

05. Изгиб прямого стержня

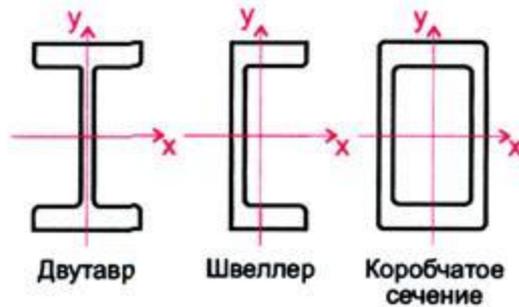
РАЦИОНАЛЬНЫЕ ФОРМЫ ПОПЕРЕЧНЫХ СЕЧЕНИЙ БАЛОК

Материал пластичный $\bar{\sigma} = \sigma_T$ ($\sigma_{Tp} = \sigma_{Tc}$)

Наиболее выгодным будет сечение, симметричное относительно нейтральной оси



Наиболее рациональные тонкостенные симметричные сечения:



Для тонкостенных сечений делается проверка прочности по $max\tau$.

$$max\tau \leq [\tau];$$

$$[\tau] = \frac{\bar{\tau}}{[n]} = (0,5 \dots 0,6)[\sigma]_p$$

Проверка прочности по τ делается также и для анизотропных материалов или для составных сечений (дерево, текстолит, стеклопластик, склеенные сечения и т.п.).