

СТАТИКА ВНЕЦЕНТРЕННО СЖАТЫХ СТЕРЖНЕЙ**Бекирова М.М.**, к.т.н., доцент

bekirova.ogasa@gmail.com, ORCID: 0000-0002-6162-9967

Кобринец В.М., к.т.н., доцент

kobrinets.v@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9462-9285

Одесская государственная академия строительства и архитектуры

Аннотация. Предложена новая методика расчета внецентренно сжатых стержней, в соответствии с которой сила учитывается там, где она прикладывается. По расчетным формулам определяются напряжения, расположение нейтральной линии, эксцентриситет. Величину силы находят по заданным напряжениям. Впервые дано определение малому и большому эксцентриситету. По предлагаемой методике можно решать задачи в физически линейной и нелинейной постановке и определять надежность внецентренно-сжатого стержня через характеристику безопасности β .

Ключевые слова: стержень, сила, напряжения, эксцентриситет, нейтральная линия.

Введение. Центально- и внецентренно-сжатые стержни являются весьма распространенными элементами строительных конструкций. Поэтому исследования, направленные на совершенствование методов их расчета, до сих пор являются актуальными.

Начиная с Леонарда Эйлера, основные работы в этой области относились к определению предельной (критической) нагрузки, которую может выдержать стержень. Однако действующие сейчас нормы проектирования не содержат указаний о том, какими будут деформации и прогибы подобных стержней. А этот вопрос очень важен, поскольку при определении предельных нагрузок в нормах учитывается возможность появления в стержнях пластических деформаций.

Центально-сжатые стержни фактически являются внецентренно-сжатыми, так как реальные стержни всегда имеют начальные несовершенства. Применительно к внецентренно-сжатым стержням следует отметить, что в современных нормах методы расчета на устойчивость внецентренно-сжатых стержней (открытого поперечного сечения) недостаточно полно отражают их действительную работу в составе конструкций. Это касается учета граничных условий, эксцентриситетов, формы сечения и т.д., что часто приводит при расчетах к занижению фактической несущей способности.

Постановка задачи. Основные аспекты теории расчета внецентренно-сжатых стержней изложены практически во всех учебниках по сопротивлению материалов [1-4]. Однако в основе этой теории лежит ряд положений, которые, по нашему мнению, вызывают сомнение. В частности, нет четкого определения для малого и большого эксцентриситета, что, как будет показано в дальнейшем, может приводить к ошибочным результатам.

Целью данной работы является разработка новой методики расчета внецентренно сжатых стержней, в соответствии с которой сила учитывается там, где она приложена.

Методика исследования. Сначала определим статус эксцентриситета – малый и большой – по недеформируемой схеме.

Рассмотрим стержень прямоугольного сечения (рис. 1). Если сила F перемещается по оси y и находится справа от оси z , то нейтральная ось располагается слева, когда сила перемещается по оси z и находится сверху от оси y , нейтральная ось располагается снизу.

В зависимости от величины эксцентриситета, нейтральная линия может располагаться в сечении или вне его. Рассмотрим случай, когда нейтральная линия располагается вне сечения (рис. 1, а). Если варьировать величиной эксцентриситета, нейтральная ось может

удаляться или приближаться к сечению. Пусть нейтральная ось приближается к сечению и может коснуться сечения, что на рис. 1, а показано стрелкой, и будет совпадать с линией $A-C$ (рис. 1, б). Такое расположение нейтральной линии назовем граничным – $C_{н.о}^{сп}$.

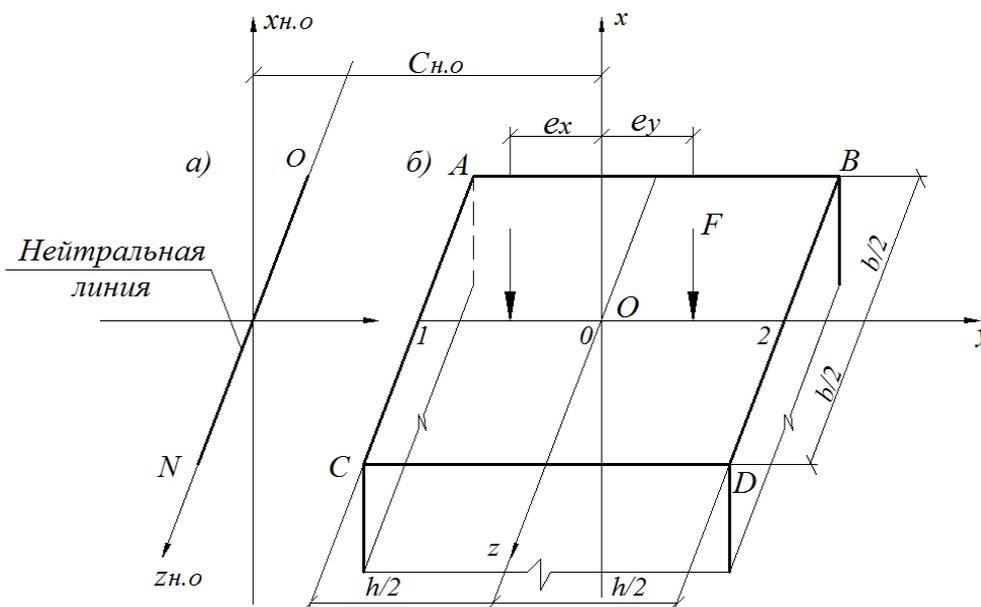


Рис. 1. Схема внецентренно сжатого стержня

Если сила F будет слева, тогда нейтральная линия будет совпадать с линией $B-D$ (рис. 1, б). Если сила F будет по оси z сверху, тогда нейтральная линия будет совпадать с линией $C-D$ (рис. 1, б), а когда сила F будет снизу, тогда нейтральная линия совпадает с $A-B$. Причем, расстояние от оси стержня x до нейтральной линии $C_{н.о}^{сп}$ известно. Для нейтральной линии $C_{н.о}^{сп}$, когда сила F располагается по оси y , расстояние до оси x будет равно $\pm \frac{h}{2}$. Для нейтральной линии $C_{н.о}^{сп}$, когда сила F располагается на оси z , расстояние до оси x равняется $\pm \frac{b}{2}$.

Теперь запишем формулу для расстояния $C_{н.о}$:

$$C_{н.о} = \frac{I_y}{A_0(e_y + e_0 + f_0 + f_{(x)})}. \quad (1)$$

Здесь e_y – конструктивный эксцентриситет; e_0 , f_0 – начальное несовершенство; $f_{(x)}$ – выгиб или выпучивание (по терминологии С.П. Тимошенко). Если в формуле (1) учитывать только e_y , получим:

$$C_{н.о}^{сп} = \frac{I_y}{A \cdot e_y}. \quad (2)$$

Формулу (2) приводят С.П. Тимошенко [1] и Г.С. Писаренко [4]. Однако далее они эту формулу не применяют, хотя, если известно расстояние $C_{н.о}^{сп}$, то по (1) можно определить $e^{сп}$. Для прямоугольного сечения:

$$e_y = \frac{bh^3 \cdot 2}{12bh \cdot h} = \frac{h}{b}. \quad (3)$$

$$e_x = \frac{b^3h \cdot 2}{bh \cdot h} = \frac{b}{b}. \quad (4)$$

Формулы (3) и (4) определяют размеры ядра сечения. Значит, e^{zp} – это малый эксцентриситет, точнее, его максимальное значение.

Теперь можно записать пределы изменения малого эксцентриситета e_{lit} :

$$0 \leq e_{lit} \leq e^{zp} . \quad (5)$$

Если $e_{lit} = 0$, тогда нейтральная ось $C_{н.о} \rightarrow \infty$, а это признак центрально сжатого стержня. Если стержень сдвинуть с этого положения, нейтральная ось из бесконечности будет приближаться к стержню и при e^{zp} упрется в границу y , это контур сечения, дальше она не может двигаться. При малом эксцентриситете в произвольном положении в промежутке от нуля и до e^{zp} нейтральная ось находится как бы в пустоте. И только при e^{zp} нейтральная ось будет касаться напряженного состояния.

Для круглого сечения радиуса r нейтральная линия может коснуться любой точки контура.

Здесь $C_{н.о.}^{zp} = r$, $e^{zp} = \frac{r}{4}$. Ядро сечения – это окружность радиуса $\frac{r}{4}$.

Для равностороннего треугольника $C_{н.о}^{zp} = \frac{h}{3}$, $e^{zp} = \frac{h}{6}$. Ядро сечения – это треугольник со стороной, равной $\frac{h}{6}$.

Теперь рассмотрим, как обстоит дело для прокатных профилей. В качестве примера возьмем I №50 $A = 100 \text{ см}^2$, $I_x = 39727 \text{ см}^4$, $I_y = 1043 \text{ см}^4$.

$$e_x^{zp} = \frac{I_x}{A \cdot C_{н.о.}^{zp}} = \frac{39727}{100 \cdot 25} = 15,89 \text{ см}. \quad e_y^{zp} = \frac{1043}{100 \cdot 17} = 0,59 \text{ см}. \quad C_{н.о.}^{zp} = \frac{h}{2}.$$

Ядро сечения – это ромб с диагоналями $2e_x^{zp} = 31,78 \text{ см}$ и $2e_y^{zp} = 1,18 \text{ см}$.

Было бы целесообразно указать e_x^{zp} , e_y^{zp} в сортаменте.

При малом эксцентриситете (рис. 2) напряжения сжатия преобладают над растягивающими от изгиба. Поэтому эпюра напряжений получается одного знака – сжатие. Тогда такое напряженное состояние называется внецентренным сжатием. Так, например, для I №50 напряжения, определяемые по новой методике:

$$\sigma_i = \sigma_0 \frac{y_{max}}{C_{н.о.}} . \quad (6)$$

$$y_{max} = C_{но}^{zp} + \frac{h}{2}. \quad y_{max} = 25 + 25 = h. \quad \text{Принимаем } \sigma_{max} = 2800 \text{ кг} / \text{см}^2.$$

$$\text{Тогда } \sigma_0 = \sigma_{max} \frac{C_{но}}{y_{max}}. \quad \sigma_0 = 2800 \frac{50}{25} = 1400 \text{ кг} / \text{см}^2.$$

При этом $F = \sigma_0 \cdot A = 1400 \cdot 100 = 140000 \text{ кг}$. Это по недеформированной схеме. Для расчета по деформированной схеме (рис. 3) необходимо определить выгиб. Формулу выгиба для шарнирно опертой стойки возьмем у А.С. Вольмира [5]:

$$f_{(x)} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{e}{\frac{P_{кр}}{F} - 1}. \quad E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг} / \text{см}^2.$$

$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг} / \text{см}^2$ и $l = 7,5 \text{ м}$ – как в примере у С.П. Тимошенко [1]:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EI}{l^2} = \frac{9,87 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 39,727 \cdot 10^3}{56,25 \cdot 10^4} = 1464000 \text{ кг}.$$

При этом выгиб будет $f_{(x)} = 1,273 \cdot \frac{15,89}{\frac{1464}{140} - 1} = 2,237 \text{ см.}$

Вычисляем расстояние $C_{н.о} = \frac{I_x}{A(e + f_{(x)})} = \frac{39727}{100(15,89 + 2,237)} = 21,79.$

$y_{max} = C_{н.о} + \frac{h}{2} = 21,79 + 25 = 46,79 \text{ см.}$ $\sigma_{max} = 2800 \text{ кг / см}^2.$

$\sigma_0 = \sigma_{max} \frac{C_{н.о}}{y_{max}} = 2800 \frac{25}{46,79} = 1496,05 \text{ кг / м}^2.$ $F = 1496,05 \cdot 100 = 1496,05 \text{ кг.}$

Это больше, чем при e^{sp} ($F = 1400,00 \text{ кг}$).

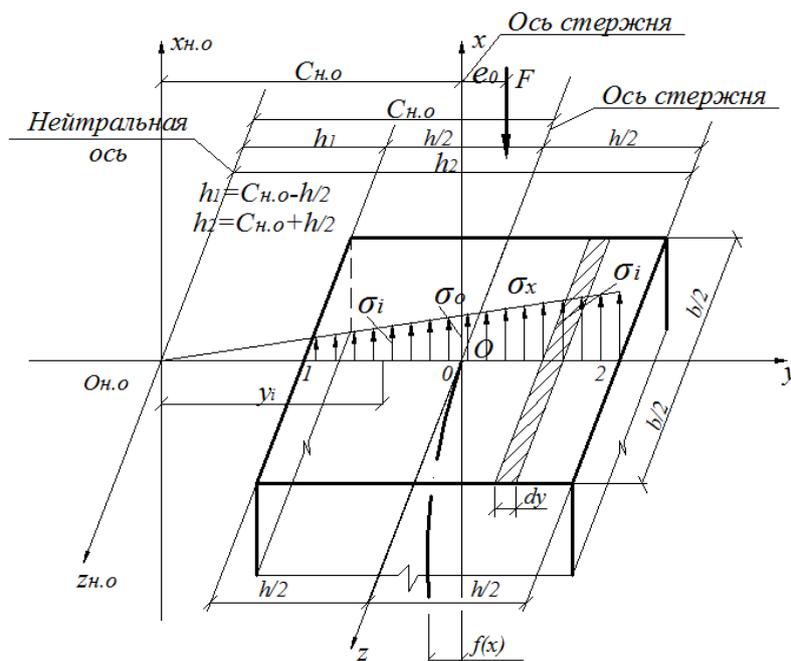


Рис. 2. Напряженное состояние при малом эксцентриситете

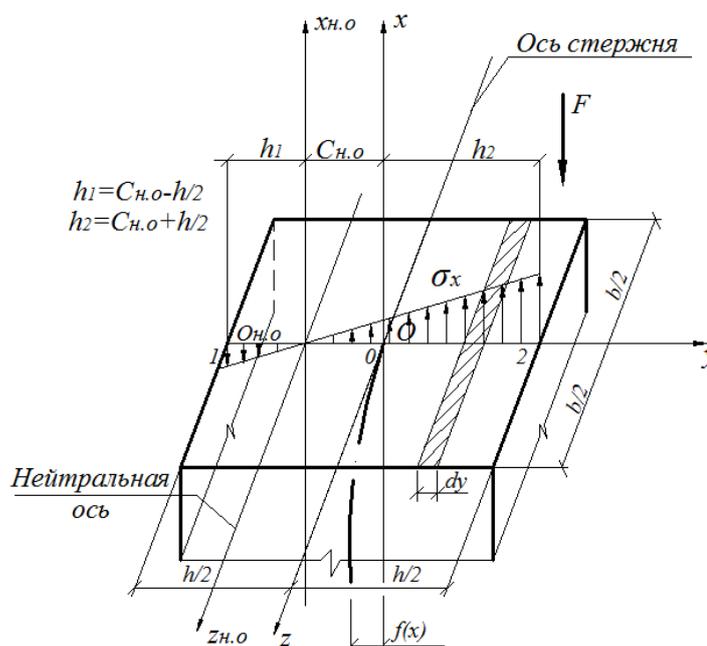


Рис. 3. Напряженное состояние при большом эксцентриситете

Погрешности больше 5%. Значит, при e^{2p} и $\sigma_{max} = \sigma_T$ нужно делать проверку по деформированной схеме.

Результаты исследования. Пример расчета возьмем у С.П. Тимошенко [1]. Двутавр №50 загружается силой $F = 80T$ с эксцентриситетом $e = 5см$. Решим две задачи: сначала определим σ_{max} , а затем определим силу F , когда $\sigma_{max} = \sigma_T = 2800кг / см^2$.

Вычисляем $C_{н.о}$:

$$C_{н.о} = \frac{I_x}{Ae} = \frac{39727}{100 \cdot 5} = 79,454см.$$

Расчет выполняем по недеформируемой схеме, так как сила небольшая и эксцентриситет незначительный.

Вычисляем y_{max} :

$$y_{max} = C_{н.о} + \frac{h}{2} = 79,454 + 25 = 104,454см.$$

Определяем σ_0 :

$$\sigma_0 = \frac{F}{A} = \frac{80000}{100} = 800кг / см^2.$$

Вычисляем σ_{max} :

$$\sigma_{max} = \sigma_0 \frac{y_{max}}{C_{н.о}} = 800 \frac{104,454}{79,454} = 1051,72кг / см^2.$$

С.П. Тимошенко вычисляет напряжения σ_{max} по деформированной схеме.

Вычисляем выгиб:

$$f_{(x)} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{e}{\frac{P_{кр}}{F} - 1} = 1,273 \frac{5}{\left(\frac{1464}{80} - 1\right)} = \frac{6,365}{17,3} = 0,37см.$$

Вычисляем $C_{н.о}$:

$$C_{н.о} = \frac{I_x}{A(e + f_{(x)})} = \frac{39727}{100(5 + 0,37)} = 74,065см.$$

$$y_{max} = 74,065 + 25 = 99,065см. \quad \sigma_{max} = 800 \frac{99,065}{74,065} = 1070,003кг / см^2.$$

Погрешность между σ_{max} по недеформированной схеме и деформированной составляет 1,2%.

Проверка по стандартной методике сопротивления материалов показывает хорошее совпадение с результатами расчета по предлагаемой методике:

$$\sigma^N = \frac{F}{A} = \sigma_0 = 800кг / см^2, \quad \sigma^M = \frac{M}{W} = \frac{80000 \cdot 5}{1589} = 251,73кг / см^2.$$

$$\sigma_{max} = 800 + 251,73 = 1051,73кг / см^2.$$

Переходим к решению второй части задачи – определим силу F , когда $\sigma_{max} = \sigma_T = 2800кг / см^2$.

С.П. Тимошенко определял силу $F = P_T$ методом проб и ошибок, и получил $P_T = 174T$.

Величина $C_{н.о}$ известна – $C_{н.о} = 79,454см$.

Определим σ_0 .

$$\sigma_{max} = \sigma_0 \frac{y_{max}}{C_{н.о}}, \text{ отсюда находим } \sigma_0 = \sigma_{max} \frac{C_{н.о}}{y_{max}} = 2800 \frac{79,454}{104,454} = 2129,85кг / см^2.$$

Вычисляем максимальную силу:

$$F_{max} = P = \sigma_0 A = 212985 \text{ кг} = 212,985 \text{ Т} = 213 \text{ Т}.$$

Результат С.П. Тимошенко:

$$\sigma_0 = \frac{P}{A} = \frac{174000}{100} = 1740 \text{ кг} / \text{см}^2.$$

$$\sigma_{max}^M = \frac{M}{W} = \frac{174000 \cdot 5}{1589} = 547,5 \text{ кг} / \text{см}^2;$$

$$\sigma_{max} = 1740 + 547,5 = 2287,5 \text{ кг} / \text{см}^2 \ll 2800 \text{ кг} / \text{см}^2.$$

Результат новой методики: $F_{max} = 213 \text{ Т}$.

$$\sigma_0 = \frac{213000}{100} = 2130 \text{ кг} / \text{см}^2; \quad \sigma_{max}^M = \frac{213000 \cdot 5}{1589} = 670,23 \text{ кг} / \text{см}^2;$$

$$\sigma_{max} = 2130 + 670,23 = 2800,23 \approx 2800 \text{ кг} / \text{см}^2.$$

Проверка выполняется.

В первом случае напряжения можно было бы определить и по методике сопротивления материалов, но во втором случае без новой методики не обойтись.

Теперь запишем уравнения при малом эксцентриситете (рис. 2).

$$\sum X = 0 \quad P = b \int_{h_1}^{h_2} \sigma_x dy. \quad h_1 = C_{н.о} - \frac{h}{2}, \quad h_2 = C_{н.о} + \frac{h}{2}. \quad (7)$$

После подстановки $\varepsilon = \frac{y}{\rho}$, $\sigma = E \frac{y}{\rho}$ в (7) получим:

$$P = b \int_{h_1}^{h_2} \frac{E y}{\rho} dy = b \frac{E}{\rho} \frac{y^2}{2} \Big|_{h_1}^{h_2} = b \sigma y (h_2 - h_1),$$

и окончательно:

$$\sigma_0 = \frac{P}{bh} = \frac{P}{A}. \quad (8)$$

Через σ_0 определяем напряжения в i -ом волокне (рис. 2), а затем находим:

$$\sigma_i = \sigma_0 \frac{y_i}{C_{н.о}}. \quad (9)$$

Здесь y_i – расстояние до нейтральной линии.

Запишем второе уравнение – сумму моментов относительно нейтральной оси:

$$\sum M_{з.н.о} = 0. \quad P(e_y + C_{н.о}) = \int_{h_1}^{h_2} \sigma_x y_i dy. \quad (10)$$

После аналогичных выкладок получим:

$$\sigma_i = \frac{M_{з.н.о} y_i}{I_{з.н.о}}, \quad (11)$$

где $I_{з.н.о} = I_z + A \cdot C_{н.о}^2$.

Теперь запишем третью формулу:

$$\sigma_i = \frac{P}{A} + \frac{M_z \cdot y}{I_z} = \sigma^N + \sigma^M. \quad (12)$$

Если приравнять (9) и (11), получим расстояние от оси стержня до нейтральной линии:

$$C_{н.о} = \frac{I_x}{A e_y}, \quad (13)$$

или

$$C_{н.о} = \frac{I_x}{A(e_y + f_{(x)} + e_0 + f_0)}. \quad (14)$$

Нижняя граница большого эксцентриситета:

$$e^{zp} < e_{big}, \quad e^{zp} = \frac{I_x}{AC_{но}^{zp}}. \quad (15)$$

Размеры большого эксцентриситета зависят от конструктивного решения.

Для большого эксцентриситета также можно записать два уравнения равновесия – сумму проекций на ось x и сумму моментов относительно нейтральной оси (рис. 3). Формулы для напряжений получаются, как и при малом эксцентриситете.

При большом эксцентриситете нейтральная линия располагается в сечении и делит его на две части – сжатие и растяжение.

При внецентренном действии силы возникает изгибающий момент. При малом эксцентриситете он незначительный, а при большом может быть существенным.

Характерной особенностью продольного изгиба является то, что кривизна нейтральной оси противоположна кривизне оси стрелня.

На рис. 4 показан график изменения $C_{н.о}$ в зависимости от того, малый эксцентриситет или большой.

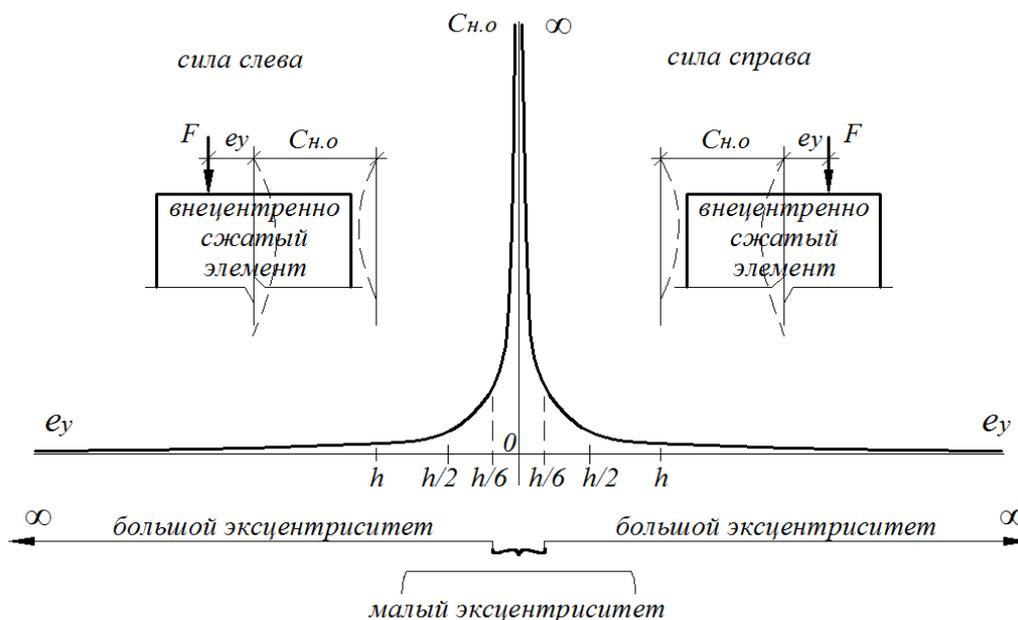


Рис. 4. Изменение $C_{н.о}$ в зависимости от эксцентриситета

Стремление $e_y \rightarrow \infty$ носит только теоретический характер. С практической стороны такого быть не может. Зона малого эксцентриситета значительно меньше, чем большого.

На рис. 5 показаны эпюры напряжений при большом эксцентриситете для прямоугольного сечения. С увеличением эксцентриситета от $0,2h$ до $5h$ (в 25 раз) напряжения тоже увеличиваются в 25 раз. А при увеличении эксцентриситета от h до $10h$ (в 10 раз), напряжения увеличиваются в 12 раз, то есть имеем зависимость, близкую к линейной. Но в действительности это не так, потому что нужно учитывать еще и выгиб. При незначительных больших эксцентриситетах выгиб будет небольшой. Расчет может выполняться по недеформированной схеме.

Первая эпюра (рис. 5) – это последняя от малых эксцентриситетов и первая перед началом больших. При $e_y = \frac{h}{5}$ появляется растянутая зона, что характерно для большого эксцентриситета.

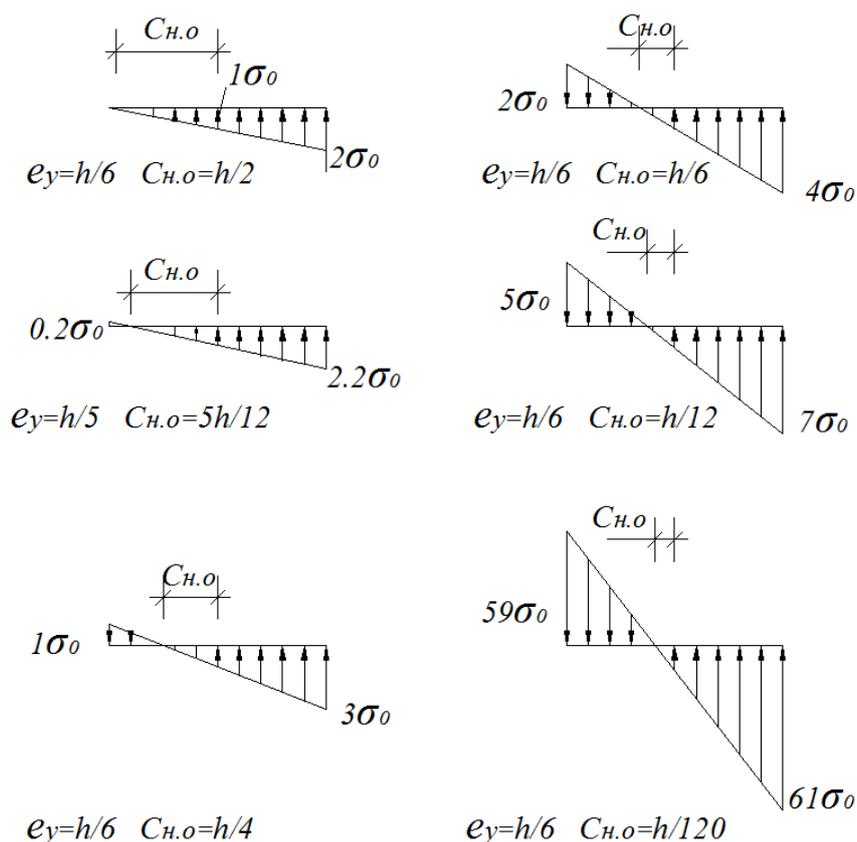


Рис. 5. Эпюры напряжений при большом эксцентриситете

Выводы. Впервые дано определение малого и большого эксцентриситета. При внецентренном приложении силы обе оси координат являются расчетными. Выгиб определяется относительно оси растяжения, а напряжения – относительно нейтральной линии. Показано, что определение напряжений при малом и большом эксцентриситетах следует выполнять по предложенной методике, при этом полное напряжение от сжатия и изгиба определяется не суммой двух величин, а одним числом. Расчет внецентренно-сжатых стержней по новой методике является более точным и при этом связан с меньшими затратами времени для получения конечного результата.

Литература

1. Тимошенко С.П. Сопротивление материалов. Том 1. Элементарная теория и задачи / Изд. 2-е, стереотип., Пер. с англ. В.Н. Федорова. М.: Наука, 1965. 363 с.
2. Тимошенко С.П. Сопротивление материалов. Том 1. Более сложные вопросы теории и задачи / Пер. с англ. В.Н. Федорова под ред. И.К. Снитко. М.: Наука, 1965. 480 с.
3. Тимошенко С.П. Устойчивость стержней, пластин и оболочек. Избранные работы под редакцией Э.Н. Григолюка. М.: Наука, 1971. 808 с.
4. Писаренко Г.С., Агаев В.А., Квитка А.Л., Попков В.Г., Уманский Э.С. Сопротивление материалов. Учебник. – 5-е изд., перераб. и доп. Киев: Вища школа, 1986. 775 с.
5. Вольмир А.С. Устойчивость деформируемых систем. М.: Наука, 1967. 984 с.

References

- [1] S.P. Timoshenko, *Soprotivlenie materialov*. Tom 1. Elementarnaya teoriya i zadachi, Izd. 2-e, stereotip., Per. s angl. V.N.Fedorova. M.: Nauka, 1965.
- [2] S.P. Timoshenko, *Soprotivlenie materialov*. Tom 1. Bolee slozhnyie voprosyi teorii i zadachi, Per. s angl. V.N. Fedorova pod red. I.K.Snitko. M.: Nauka, 1965.
- [3] S.P. Timoshenko, *Ustoychivost sterzhney, plastin i obolochek*. Izbrannyye raboty pod redaktsiey E.N. Grigolyuka. M.: Nauka, 1971.
- [4] G.S. Pisarenko, V.A. Agaev, A.L. Kvitka, V.G. Popkov, E.S. Umanskiy, *Soprotivlenie materialov*. Uchebnik, 5-e izd., pererab. i dop. Kiev: Vischa shkola, 1986.
- [5] A.S. Volmir, *Ustoychivost deformiruemyyih sistem*. M.: Nauka, 1967.

СТАТИКА ВІДЦЕНТРОВО СТИСНУТИХ СТРИЖНІВ

Бекірова М.М., к.т.н., доцент

bekirova.ogasa@gmail.com, ORCID: 0000-0002-6162-9967

Кобринець В.М., к.т.н., доцент

kobrinets.v@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9462-9285

Одеська державна академія будівництва та архітектури

Анотація. Запропоновано нову методику розрахунку відцентрово стиснутих стрижнів, відповідно до якої сила враховується там, де вона прикладається. За розрахунковими формулами визначаються напруження, розташування нейтральної лінії, ексцентриситет. Величину сили знаходять по заданих напруженнях. Вперше дано визначення малому і великому ексцентриситету. За запропонованою методикою можна вирішувати завдання в фізично лінійній і нелінійній постановці і визначати надійність відцентрово стиснутих стрижнів через характеристику безпеки.

Основні роботи в області розрахунку центрально і відцентрово стиснутих стрижнів ставилися до визначення граничного (критичного) навантаження, яке може витримати стрижень. Однак діючі зараз норми проектування не містять вказівок про те, якими будуть деформації і прогини подібних стрижнів. А це питання дуже важливе, оскільки при визначенні граничних навантажень в нормах враховується можливість появи в стрижнях пластичних деформацій.

Центрально-стиснуті стрижні фактично є відцентрово стиснутими, так як реальні стрижні завжди мають початкові недосконалості. Стосовно до відцентрово стиснутих стрижнів слід зазначити, що в сучасних нормах методи розрахунку на стійкість відцентрово стиснутих стрижнів (відкритого поперечного перерізу) недостатньо повно відображають їх дійсну роботу в складі конструкцій. Це стосується обліку граничних умов, ексцентриситетів, форми перерізу та ін., що часто призводить при розрахунках до заниження фактичної несучої здатності.

Показано, що при відцентровому додатку сили обидві осі координат є розрахунковими. Вигин визначається щодо осі розтягування, а напруження – відносно нейтральної лінії. Визначення напружень при малому і великому ексцентриситетах слід виконувати за запропонованою методикою, при цьому повне напруження від стиснення і вигину визначається не сумою двох величин, а одним числом.

Ключові слова: стрижень, сила, напруження, ексцентриситет, нейтральна лінія.

STATICS OF ECCENTRICALLY COMPRESSED RODS

Bekirova M.M., Ph.D., Associate Professor,
bekirova.ogasa@gmail.com, ORCID: 0000-0002-6162-9967

Kobrinets V.M., Ph.D., Associate Professor,
kobrinets.v@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9462-9285
Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture

Abstract. A new method of calculating eccentrically compressed rods is proposed, in accordance with which force is taken into account where it is applied. According to the calculation formulas the voltage, the location of the neutral line, the eccentricity are determined. The magnitude of the force is determined by the specified stresses. For the first time, the definition of small and large eccentricity is given. According to the proposed method, one can solve problems in a physically linear and nonlinear formulation and determine the reliability of eccentrically compressed rods through the safety characteristic.

The main works in the field of calculation of centrally and eccentrically compressed rods related to the determination of the limiting (critical) load that the rod can withstand. However, the current design standards do not contain instructions on what the deformations and deflections of such rods will be. And this question is very important, because when determining the ultimate loads, the standards take into account the possibility of plastic deformations in the rods.

Centrally compressed rods are in fact eccentrically compressed, since real rods always have initial imperfections. With regard to eccentrically compressed rods, it should be noted that in modern standards, the methods for calculating the stability of eccentrically compressed rods (open cross-section) do not fully reflect their actual work in the structure. This concerns consideration of boundary conditions, eccentricities, section shape, etc.), which often leads to an underestimation of the actual bearing capacity in calculations.

It is shown that when an eccentric force is applied, both coordinate axes are calculated. The curvature is determined relative to the axis of tension, and the stress relative to the neutral line. Determination of stresses at small and large eccentricities should be performed according to the proposed method, and the total stress from compression and bending is determined not by the sum of two quantities, but by one number.

Keywords: rod, force, stress, eccentricity, neutral line.

Стаття надійшла 19.03.2019