

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ВРАЩАЮЩИХСЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБЕЧАЕК

Д. К. НЕЧАЕВ

В химической промышленности часто используются агрегаты, основными элементами которых являются тонкостенные осесимметричные оболочки, нагруженные избыточным давлением и совершающие в процессе работы вращательное движение с небольшой угловой скоростью. К таким оболочкам можно отнести обечайки вращающихся автоклавов, обечайки печей обжига клинкера, в которых давление отсутствует и др.

Вращающиеся обечайки таких агрегатов подвержены совместному действию изгиба и кручения (рис. 1) и должны рассчитываться с учетом сложного напряженного состояния.

Нагрузки, воспринимаемые деталями оборудования химических производств, можно считать практически постоянными, поскольку вели-

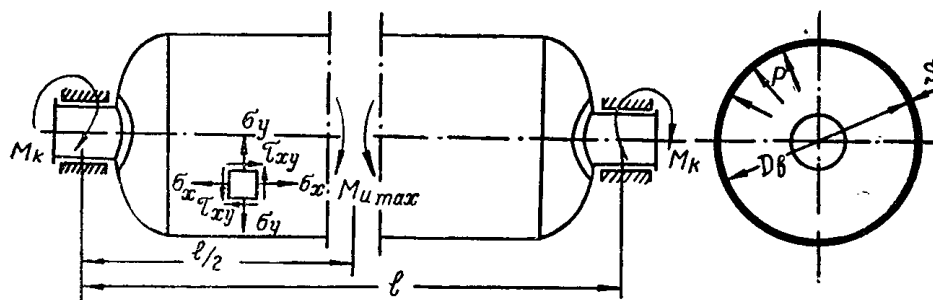


Рис. 1. Схема нагружения обечайки

чина их отклоняется от некоторого среднего значения в пределах $\pm 10 \div 15\%$.

Постоянные по величине нагрузки (от внутреннего давления, собственного веса и веса продукта) вызывают в сечении обечайки как постоянные, так и переменные напряжения. Нагрузки от внутреннего давления, вращаясь вместе с обечайкой (т. е. неподвижны относительно обечайки), вызывают постоянные напряжения в ее сечении. Нагрузки от собственного веса и веса продукта неподвижны в пространстве (т. е. вращаются относительно обечайки) и, следовательно, вызывают в сечении обечайки переменные напряжения.

Таким образом, расчет несущей способности вращающейся обечайки при упомянутом виде ее нагружения должен состоять из расчета статической несущей способности и расчета на выносливость.

Для расчета на прочность обечаек, находящихся в сложном напряженном состоянии, может быть использована методика, предлагаемая [1] для расчета валов на прочность.

Обечайку можно рассматривать как пустотелую балку, нагруженную изгибающим и крутящим моментом, лежащую в подшипниках, как спорах. Подшипники скольжения, применяемые для автоклавов, от нагрузки обечайки деформируются, поэтому она может рассматриваться как балка, лежащая на упругих основаниях.

Расчет обечайки на статическую прочность

Расчет обечайки на статическую прочность следует вести по наибольшим кратковременным нагрузкам с учетом динамических сил и колебаний.

Для привода машин химических производств, как правило, используются обычные электродвигатели трехфазного тока, для которых максимальные развиваемые двигателем вращающие моменты (пусковые, опрокидывающие) составляют примерно удвоенную величину по сравнению с моментами, соответствующими длительной мощности. Это позволяет в первом приближении считать за наибольшую кратковременную нагрузку удвоенную величину длительной нагрузки. В соответствии с этим в общем случае для определения внутренних усилий необходимо вычислять изгибающие и крутящие моменты отдельно для наибольших кратковременных нагрузок и отдельно для наибольших длительно действующих.

Статическая несущая способность обечаек, выполненных из пластичных сталей, определяется предельными нагрузками по деформациям, т. е. нагрузками, при которых наибольшие номинальные приведенные напряжения в сечении обечайки достигают предела текучести. Таким образом, критерием статической несущей способности обечаек следует считать недопущение пластической деформации.

Расчет обечайки на статическую прочность сводится к определению напряжения от вращающихся и невращающихся нагрузок и вычислению запаса прочности по выбранному критерию несущей способности.

Для рассматриваемого случая нагружения обечайки (рис. 1) эквивалентное напряжение в ее сечении согласно энергетической теории прочности может быть найдено из выражения

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_{xy} + 3\tau_{xy}^2}.$$

В нашем случае $\sigma_x = \sigma_1 + \sigma_{ш}$; $\sigma_y = \sigma_2$; $\tau_{xy} = \tau_k$. Значения этих напряжений определяются по формулам:

а) меридиональное (осевое) напряжение в обечайке от внутреннего давления

$$\sigma_1 = \frac{pD_b}{4S\varphi};$$

б) окружное (кольцевое) напряжение в обечайке от внутреннего давления

$$\sigma_2 = \frac{pD_b}{2S\varphi};$$

В этих формулах: p — избыточное давление среды, D_b — внутренний диаметр обечайки, S — толщина стенки обечайки, φ — коэффициент ослабления стенки сварным швом.

в) напряжение от изгиба

$$\sigma_u = \frac{M_{u\max}}{W_u},$$

где $M_{u\max}$ — максимальный кратковременно действующий изгибающий момент,

W_u — момент сопротивления сечения обечайки при изгибе,

г) напряжение от кручения

$$\tau_k = \frac{M_{k\max}}{W_k},$$

где $W_{k\max}$ — максимальный кратковременно действующий крутящий момент,

W_k — момент сопротивления сечения обечайки при кручении.

Таким образом, формула для определения эквивалентного напряжения принимает вид

$$\sigma_3 = \sqrt{(\sigma_1 + \sigma_u)^2 + \sigma_2^2 - (\sigma_1 + \sigma_u)\sigma_2 + 3\tau_k^2}.$$

Запас прочности по пластическим деформациям определяется во формуле

$$n_T = \frac{\sigma_T^t}{\sigma_3} \geq [n_T],$$

где σ_T^t — предел текучести материала обечайки при рабочей температуре,

σ_3 — эквивалентное (максимальное) напряжение в наиболее нагруженном сечении обечайки.

n_T — допускаемый запас прочности

Учитывая приближенную расчетную схему и отсутствие ее надлежащей экспериментальной проверки, величину запаса прочности следует принимать $[n_T] \geq 2$.

Расчет обечайки на усталостную прочность

Расчет обечайки на выносливость следует вести по наибольшей длительно действующей нагрузке с учетом режима нагружения.

За наибольшую длительно действующую нагрузку может быть принята максимальная нагрузка, повторяемость которой за время службы детали не менее 10^3 циклов [1].

В результате совместного действия на обечайку вращающихся и невращающихся нагрузок в ее сечениях возникают напряжения, изменяющиеся по асимметричному циклу (рис. 2). Нагрузки, не вращающиеся по отношению к обечайке (внутреннее давление), создают в ней постоянную составляющую цикла напряжений, т. е. среднее напряжение цикла — σ_c . Нагрузки, вращающиеся по отношению к обечайке (собственный вес, вес продукта), создают в ней переменную составляющую цикла напряжений изгиба — амплитуду цикла σ_a . Таким образом, амплитуда цикла вызывается вращающимися относительно обечайки нагрузками, а среднее напряжение цикла — невращающимися нагрузками.

При действии внешних нагрузок в поперечном сечении обечайки возникают: растягивающее (постоянное) напряжение σ_1 — от внутреннего давления, изгибное (амплитудное) напряжение σ_n — от собственного веса и веса продукта, а также касательное напряжение τ_k — от крутящего момента, изменяющегося от нуля до максимума. Формулы для определения номинального значения этих напряжений приведены выше.

Поскольку наибольшая кратковременная и наибольшая длительно действующая нагрузки пропорциональны одному параметру (изгибающему, крутящему моменту), значения номинальных напряжений кру-

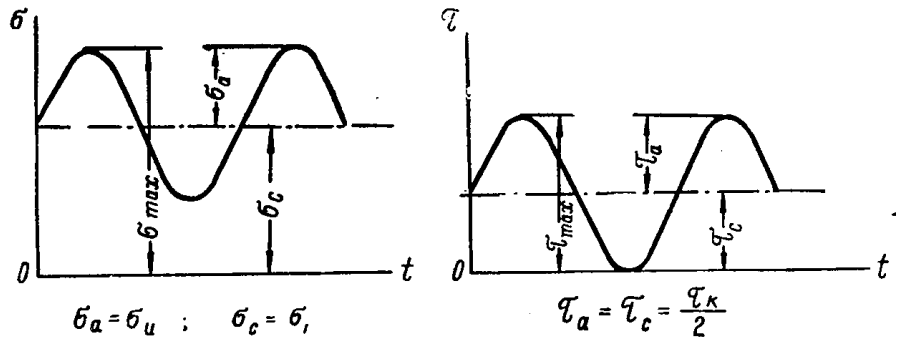


Рис. 2. Графики циклов изменения напряжений.

чения и изгиба для длительно действующих нагрузок можно получить умножением напряжений для кратковременных нагрузок на отношение длительно действующего момента к наибольшему кратковременному моменту.

Расчет на выносливость сводится к определению запаса прочности по пределу усталости в опасных сечениях. Опасными являются сечения обечайки, в которых действуют высокие номинальные напряжения, а также сечения в зоне концентрации напряжений.

При совместном действии изгиба и кручения запас прочности определяется по формуле [1]

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}},$$

где n_σ — коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

n_τ — коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям. Значения этих коэффициентов находятся из выражений:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_c},$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1k}}{\frac{k_\tau}{\epsilon_\tau \beta} \tau_a + \psi_\tau \tau_c}.$$

В этих формулах

σ_{-1} , τ_{-1k} — предел усталости материала при изгибе, соответственно, кручении;

σ_a , τ_a — нормальное, соответственно, касательное амплитудное напряжение;

σ_c, τ_c — нормальное, соответственно, касательное среднее напряжение;
 k_σ, k_τ — эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе, соответственно, кручении;
 $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ — коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (масштабный фактор) при изгибе, соответственно, кручении;
 β — коэффициент, учитывающий состояние поверхности;
 ψ_σ, ψ_τ — коэффициент приведения несимметричного цикла к равноопасному симметричному при изгибе, соответственно кручении.

На сопротивление усталости, как известно, оказывают влияние: абсолютные размеры поперечного сечения детали, концентрация напряжений, состояние поверхностного слоя. При определении запасов прочности по нормальным и касательным напряжениям эти факторы учитываются введением в расчетные формулы (приведены выше) соответствующих коэффициентов.

В литературных источниках данные по коэффициентам концентрации напряжений k_σ, k_τ и масштабному фактору $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ для обечаек отсутствуют.

Концентратором напряжений в обечайки можно считать сварные (поперечные) швы.

Получение сварного соединения неизбежно связано с образованием трех зон: основной металл, металл шва, переходная — околшовая зона. Металл этих трех зон может иметь различные механические свойства и, следовательно, различные характеристики сопротивления усталости, а также чувствительности к концентрации напряжений.

По данным [1], значения теоретического коэффициента, концентрации напряжений для стыковых сварных соединений могут лежать в пределах $1,3 \div 2,5$. Это позволяет при расчете обечаек на усталостную прочность принимать в качестве ориентировочных значений эффективных коэффициентов концентрации напряжений для стыковых сварных швов $k_\sigma = 1,5 \div 2,0$.

Результаты исследований [3] дают основание полагать, что для обечаек, толщина стенки которых не превышает $40 \div 50$ мм, влияние масштабного фактора на сопротивление усталости сказывается незначительно, поскольку у натуральных деталей упомянутой толщины (диаметра) предел выносливости оказался ниже только на $10 \div 15\%$ по сравнению с образцами стандартных размеров (диаметром 10 мм).

Таким образом, при расчете обечаек на выносливость можно принимать значения масштабного фактора примерно равным $\varepsilon_\sigma \approx \varepsilon_\tau \approx 1$,

Влияние состояния поверхности и свойств поверхностного слоя на предел выносливости материала выражено коэффициентом β , равным отношению предела выносливости при наличии каких-либо факторов, связанных с состоянием слоя, к пределу выносливости при их отсутствии. Для малоуглеродистой стали при необработанной поверхности можно полагать $\beta = 0,75$.

При расчете обечайки на прочность рекомендуется придерживаться следующей последовательности:

1. Выяснить исходные данные, необходимые для расчета:
 - а) конструктивные размеры обечайки (внутренний диаметр, толщину стенки, расстояние между опорами);
 - б) наибольшие нагрузки (внутреннее избыточное давление, изгибающий и крутящий моменты);
 - в) механические характеристики материала ($\sigma_B, \sigma_T, \sigma_{-1}, \tau_{-1k}$);

г) специальные условия эксплуатации обечайки (требование повышенной надежности, работа в условиях повышенной температуры, агрессивной среды, ударных нагрузок и др.).

2. Составить расчетную схему обечайки.

3. Построить эпюры изгибающих и крутящих моментов.

4. Вычертить конструктивный эскиз обечайки и выявить опасные сечения.

5. Определить номинальные напряжения в опасных сечениях от максимально кратковременно действующей нагрузки.

6. В опасных сечениях определить коэффициент запаса прочности по статической несущей способности.

7. Определить номинальные напряжения в опасных сечениях от внутреннего давления, изгиба и кручения и затем составляющие цикла напряжений σ_a , τ_a , σ_c , τ_c при максимальных длительно действующих внешних нагрузках.

8. Определить коэффициенты концентрации напряжений k_σ , k_τ , коэффициенты влияния абсолютных размеров ϵ_σ , ϵ_τ и состояния поверхности β .

9. В опасных сечениях определить запасы прочности по пределу усталости.

Величина запаса прочности по пределу усталости должна быть не менее $n = 2,0 \div 2,5$.

ЛИТЕРАТУРА

1. С. В. Серенсен и др. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М., Машгиз, 1963.

2. С. Д. Пономарев и др. Расчеты на прочность в машиностроении. Т. II, Машгиз, 1956.

3. Г. В. Ужик. Масштабный фактор в связи с оценкой прочности металлов и расчетом деталей. Известия ОТН, № 11, 1955.