

Горячев Е.М.,

магистрант

Институт нефтегазового инжиниринга и цифровых технологий

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной

технический университет»

Россия, г. Уфа

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕКОСА ОПОР И КОРРОЗИОННОГО ИЗНОСА НА НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ОБЕЧАЙКИ ЕМКОСТИ

***Аннотация:** В статье рассмотрено влияние отклонения седловых опор от проектного положения и коррозионного утонения стенки на напряженно-деформированное состояние корпуса технологической емкости. Показано, что перекос подвижной опоры сильнее влияет на максимальные напряжения, чем аналогичное смещение неподвижной опоры. Отдельно проанализирован неблагоприятный вариант с одновременным смещением кромок, перекосом опоры и уменьшением толщины стенки до отбраковочного значения. Для снижения напряжений рассмотрено применение колец жесткости разного профиля и расположения.*

***Ключевые слова:** емкостное оборудование, осадка грунта, перекос опор, коррозионный износ, кольцо жесткости, обечайка, НДС.*

***Annotation:** The article considers the influence of saddle support deviation from the design position and corrosion thinning of the wall on the stress-strain state of a process vessel shell. It is shown that movable support misalignment affects maximum stresses more strongly than a similar displacement of the fixed support. A critical variant with simultaneous edge displacement, support misalignment and wall thickness reduction to the rejection value is analyzed separately. To reduce stresses, stiffening rings of different profiles and locations are considered.*

Key words: vessel equipment, soil settlement, support misalignment, corrosion wear, stiffening ring, shell, stress-strain state.

Горизонтальные технологические емкости обычно воспринимаются как достаточно простые конструкции: цилиндрический корпус, днища, штуцеры и седловые опоры. На практике их работа сложнее. Корпус воспринимает внутреннее давление, температурное воздействие, вес продукта, нагрузки от трубопроводов и реакции опор. Если одна из опор меняет положение из-за неравномерной осадки грунта, в корпусе возникает дополнительный изгиб. В сочетании с коррозионным утонением стенки это может резко уменьшить запас прочности, даже если при проектной толщине напряжения казались безопасными.

В курсовой был рассмотрен горизонтальный сосуд внутренним диаметром 2400 мм с толщиной стенки 14 мм. Материалом корпуса является сталь 09Г2С-14. Расчетная температура принята 200 °С, давление - 0,1 МПа. Корпус установлен на двух седловых опорах. Левая опора является подвижной, правая - неподвижной. Такая схема часто применяется для компенсации температурных деформаций, но при осадке основания она может привести к неравномерному распределению реакций и дополнительным местным напряжениям.

Отклонение опор от проектного положения рассматривалось как вертикальное смещение одной опоры относительно другой. Были заданы значения 10, 20, 30, 50, 100 и 150 мм. Отдельно анализировалось смещение подвижной опоры относительно неподвижной и смещение неподвижной опоры относительно подвижной. Такой подход позволяет понять, одинаково ли корпус реагирует на перекося разных опор. В расчет также включались нагрузки на штуцеры, равные 50 % и 100 % от допускаемых значений.

Расчетная модель строилась в ПК «КОМПАС-3D» с использованием конечно-элементной системы АРМ FEM. Геометрия корпуса была задана с

учетом технологических штуцеров и опор. При такой постановке расчет отражает не только общую работу цилиндрической обечайки, но и влияние местных элементов. Особенно важны штуцеры большого диаметра, поскольку рядом с ними оболочка теряет часть равномерности, а нагрузка от трубопроводной обвязки передается в корпус через ограниченную зону.

При отсутствии перекоса опор максимальные напряжения по Мизесу составляли 28,2 МПа без нагрузок на штуцеры, 47,5 МПа при 50 % нагрузок и 109,3 МПа при 100 % нагрузок. Эти значения можно принять как базовый уровень для сравнения. Дальнейшее увеличение отклонения опор приводило к росту напряжений. Причем более выраженное влияние было получено для подвижной опоры. Это связано с тем, что в левой части корпуса расположено больше технологических штуцеров большого диаметра, а значит локальная жесткость и схема передачи нагрузок отличаются от правой части.

Таблица 1.

Максимальные напряжения при вертикальном смещении подвижной опоры

Смещение опоры, мм	Без нагрузок, МПа	50 % нагрузок, МПа	100 % нагрузок, МПа
0	28,2	47,5	109,3
10	30,3	49,6	119,3
20	31,8	53,2	123,1
30	34,9	58,3	124,6
50	43,3	73,1	126,9
100	48,8	83,9	148,7
150	59,5	90,5	167,3

Таблица 2.

Максимальные напряжения при вертикальном смещении неподвижной опоры

Смещение опоры, мм	Без нагрузок, МПа	50 % нагрузок, МПа	100 % нагрузок, МПа
0	28,2	47,5	109,3
10	31,1	47,7	117,6
20	32,3	52,1	121,0
30	36,2	56,1	121,6
50	38,9	56,3	122,1

100	48,9	71,5	125,6
150	59,4	80,2	145,8

Сравнение таблиц 1 и 2 показывает, что при одинаковой величине вертикального смещения максимальные напряжения в большинстве случаев выше для подвижной опоры. При смещении 150 мм и 100 % нагрузок на штуцеры максимальное напряжение достигло 167,3 МПа для подвижной опоры и 145,8 МПа для неподвижной. Разница составляет 21,5 МПа. Для корпуса, который дополнительно может иметь коррозионное утонение или локальные дефекты сварных соединений, такой разрыв уже нельзя считать незначительным.

Рост напряжений при перекосе опор объясняется дополнительным изгибом корпуса. Если опоры находятся на разных высотах, цилиндрическая обечайка начинает работать не только как сосуд под давлением, но и как балка на неравномерных опорах. В местах изменения жесткости, около седловых опор и рядом со штуцерами, появляются зоны с более высоким уровнем эквивалентных напряжений. Чем больше смещение, тем заметнее становится этот эффект. При этом зависимость не всегда линейная, потому что на распределение напряжений влияет вся геометрия корпуса.

Особенно опасным является сочетание нескольких факторов. В курсовой отдельно рассмотрен вариант, при котором одновременно присутствуют смещение кромок центральной обечайки вниз на 2,4 мм, вертикальное смещение подвижной опоры на 150 мм и нагрузки на штуцеры. Для проектной толщины 14 мм максимальное напряжение при таком сочетании и 100 % нагрузок составило 169 МПа. Это значение еще ниже предела текучести стали 09Г2С-14 при расчетной температуре, но уже заметно выше базового варианта 109,3 МПа.

Следующий шаг был связан с учетом коррозионного износа. Толщина стенки была уменьшена до 4 мм, то есть до отбраковочного значения. При

такой толщине даже без смещения кромок и перекоса опор максимальное напряжение при 100 % нагрузок на штуцеры достигло 363,8 МПа. При одновременном наличии неблагоприятных геометрических факторов и той же нагрузке значение увеличилось до 441,7 МПа. Оба значения превышают расчетный предел текучести материала, что указывает на недопустимость дальнейшей нормальной эксплуатации в таком состоянии.

Таблица 3.

**Влияние толщины стенки и неблагоприятных отклонений на
максимальные напряжения**

Вариант	Без нагрузок, МПа	50 % нагрузок, МПа	100 % нагрузок, МПа
Без отклонений, 14 мм	28,2	47,5	109,3
Без отклонений, 4 мм	67,3	130,0	363,8
Неблагоприятные отклонения, 14 мм	61,3	91,4	169,0
Неблагоприятные отклонения, 4 мм	104,9	149,4	441,7

Таблица 4.

**Снижение максимальных напряжений при использовании колец
жесткости**

Вариант усиления	Максимальное напряжение, МПа
Без кольца жесткости	441,7
Кольцо из уголка на расстоянии 970 мм	223,7
Кольцо из уголка на расстоянии 2000 мм	235,2
Два кольца из уголка	219,8
Кольцо из тавра на расстоянии 970 мм	180,4
Кольцо из тавра на расстоянии 2000 мм	236,4
Два кольца из тавра	175,4

Данные таблицы 3 показывают, что уменьшение толщины стенки оказывает более сильное влияние, чем одно только наличие геометрических отклонений при проектной толщине. При толщине 4 мм и 100 % нагрузок на штуцеры напряжения в варианте без отклонений выросли более чем в три раза по сравнению с толщиной 14 мм. При неблагоприятном сочетании факторов рост также оказался резким. Это подтверждает, что коррозионное утонение

нельзя рассматривать отдельно от монтажных и эксплуатационных отклонений.

Для снижения максимальных напряжений были рассмотрены кольца жесткости, устанавливаемые на наружной стороне цилиндрической обечайки. Варианты включали кольца из уголка и тавра с различным расположением, а также установку двух колец. Размеры профилей принимались по АТК 24.218.02-90 [3]. Сравнение показало, что сами по себе кольца жесткости могут заметно изменить работу корпуса, но результат зависит от профиля и места установки. Нельзя просто поставить усиление в произвольном месте и ожидать одинакового эффекта.

По таблице 4 видно, что в исходном неблагоприятном варианте без кольца жесткости максимальное напряжение составляло 441,7 МПа. Использование одного кольца из уголка снижало напряжение до 223,7 или 235,2 МПа в зависимости от расположения. Два кольца из уголка дали значение 219,8 МПа. Более эффективным оказался тавровый профиль: одно кольцо на расстоянии 970 мм снизило максимум до 180,4 МПа, а два кольца из тавра - до 175,4 МПа. Это уже ниже расчетного предела текучести стали 09Г2С-14.

Полученный результат показывает, что усиление корпуса должно подбираться под конкретную геометрию и конкретное расположение зоны перегрузки. Если кольцо жесткости устанавливается далеко от опасного участка, эффект может быть слабее. Если профиль недостаточно жесткий, часть напряжений останется в той же зоне. В то же время чрезмерное усиление без расчетного обоснования тоже нежелательно, потому что оно меняет распределение жесткости корпуса и может перенести максимум в другое место.

Результаты согласуются с работами, где рассматривалось влияние геометрических отклонений опор и соседних технических устройств на напряженное состояние элементов оборудования [4, 5]. В таких задачах важно

учитывать фактическую схему монтажа. Даже небольшое отличие от проектного положения может становиться заметным, если оно действует вместе с нагрузками от трубопроводов или с коррозионным износом. Для опасных производственных объектов такой подход особенно важен, потому что последствия повреждения емкости могут быть серьезными.

Практический вывод из выполненной оценки связан с выбором зон контроля. При техническом диагностировании корпуса нужно обращать внимание на области возле седловых опор, зоны приварки штуцеров, кольцевые сварные соединения и участки с уменьшенной толщиной стенки. Если эти признаки совпадают, зона должна рассматриваться как потенциально опасная. Для нее требуется не только измерение толщины, но и оценка фактического положения опор, фиксация направления перекоса и проверка нагрузок, передаваемых от трубопроводной обвязки.

Для стадии эксплуатации была сформирована логика работы с подобными отклонениями. Сначала собираются паспортные данные и результаты натурного обследования. Затем уточняется трехмерная модель корпуса с учетом фактической толщины стенки, положения опор и расположения штуцеров. После этого выполняется расчет НДС при действующих нагрузках. По результатам расчета выделяются зоны с повышенными напряжениями. Именно эти участки целесообразно включать в план дополнительного контроля или рассматривать как места установки усиления.

Отдельного внимания заслуживает коррозионное утонение. Если толщина стенки приближается к отбраковочному значению, запас прочности может быстро исчезнуть даже без резкого изменения внешних нагрузок. При этом наличие перекоса опор или смещения кромок ускоряет переход от условно безопасного состояния к недопустимому. Поэтому допустимая толщина стенки должна определяться не только по общей формуле, но и с учетом фактической геометрии корпуса и его нагружения.

В итоге было показано, что перекос опор и коррозионный износ являются одними из наиболее значимых факторов для рассматриваемой емкости. Подвижная опора при вертикальном смещении 150 мм дала более высокий рост максимальных напряжений, чем неподвижная. При уменьшении толщины стенки до 4 мм напряжения превысили предел текучести материала, особенно при совместном действии неблагоприятных отклонений и нагрузок на штуцеры. Применение колец жесткости позволило снизить максимальные напряжения, причем наиболее эффективным оказался вариант с тавровым профилем. Это позволяет рассматривать расчетный подбор усиления как один из рабочих способов повышения надежности емкостного оборудования.

Использованные источники:

1. ГОСТ 34233.1-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования. - М.: Стандартинформ, 2018. - 44 с.
2. ГОСТ 34347-2017. Сосуды и аппараты стальные сварные. Общие технические условия. - М.: Стандартинформ, 2018. - 73 с.
3. АТК 24.218.02-90. Кольца жесткости сосудов и аппаратов. Конструкция, размеры и технические требования. - М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1990. - 28 с.
4. Rubtsov A.V., Kulakov P.A., Mukhametzyanov Z.R., Farshatov A.R., Bayazitov M.I., Kovshova Yu.S., Gimaltdinov I.K. Stress-deformed state of a fixed support of the unit with account of influence of near back technical devices with geometric deviations // Journal of Physics: Conference Series. - 2020. - Vol. 1661. - 012077. DOI: 10.1088/1742-6596/1661/1/012077.
5. Rubtsov A.V., Arkhipova K.S., Kulakov P.A., Afanasenko V.G., Zubkova O.E., Mukhametzyanov Z.R. Modeling of the stress-deformed state of a capacitive apparatus with geometric deviations when mounting on a foundation // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. - 2021. - Vol. 1181. - 012022. DOI: 10.1088/1757-899X/1181/1/012022.

6. Rubtsov A.V., Kulakov P.A., Arkhipova K.S., Mukhametzyanov Z.R., Zakirnichny E.G. Stress-deformed state of the container with the presence of an displacement of the butt edges in the ring welded joint of the body // Journal of Physics: Conference Series. - 2021. - Vol. 1889. - 042077. DOI: 10.1088/1742-6596/1889/4/042077.

7. Kulakov P.A., Rubtsov A.V., Abushakhmin A.A., Yakubova P.R., Greb A.V. Investigation of stress-strain state of pipeline hoist taking into account installation displacements // Journal of Physics: Conference Series. - 2022. - Vol. 2373. - 082026. DOI: 10.1088/1742-6596/2373/8/082026.