

УДК 621.86

Моделирование напряженно-деформированного состояния крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов

И.А. Лагерев

Предложена методика моделирования напряженно-деформированного состояния крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов. Представлены новые конечноэлементные модели гидроцилиндров и шарниров стрелы. Проанализированы результаты, полученные с применением различных моделей.

Ключевые слова: кран-манипулятор, машина для сварки трубопроводов, метод конечных элементов, состояние напряженно-деформированное, нагруженность.

The article presents a method of simulation of stress-strain state in a crane-manipulator of a trunk pipeline welding machine by a finite element method. New finite element models of hydrocylinders and joints are being considered. The results obtained with application of different models have been analysed.

Keywords: crane-manipulator, trunk pipeline welding machine, finite element method, stress-strain state, loading.

Объектом исследования является трехзвенный гидравлический кран-манипулятор машины для сварки трубопроводов (рис. 1). Кран-манипулятор используется для транспортировки палатки сварщика в зону стыка труб и удержания ее над стыком во время сварки. Палатка защищает сварной шов и сварщика от неблагоприятных атмосферных явлений (осадков, ветра, температурных воздействий). На стреле крана-манипулятора с помощью скоб крепятся сварочные кабели.

В настоящее время большое внимание уделяется вопросам совершенствования машин и оборудования, предназначенных для нефтегазовой промышленности. В связи с этим требуется проектирование новых и модернизация (с повышением грузоподъемности) действующих кранов-манипуляторов машин для сварки трубопроводов.

Грузоподъемность эксплуатируемых кранов-манипуляторов увеличивается за счет установки на исходной металлоконструкции с помощью сварных соединений дополнительных стальных элементов [1]. Зоны этих сварных соединений являются концентраторами напряжений и снижают сопротивление усталости конструкции. Поэтому требуется детальная оценка усталостной долговечности модернизированной конструкции, которая невозможна без подробного исследования напряженно-деформированного состояния металлоконструкции крана-манипулятора.



ЛАГЕРЕВ

Игорь Александрович
аспирант кафедры
«Подъемно-транспортные
машины и оборудование»
(Брянский
государственный
технический университет)

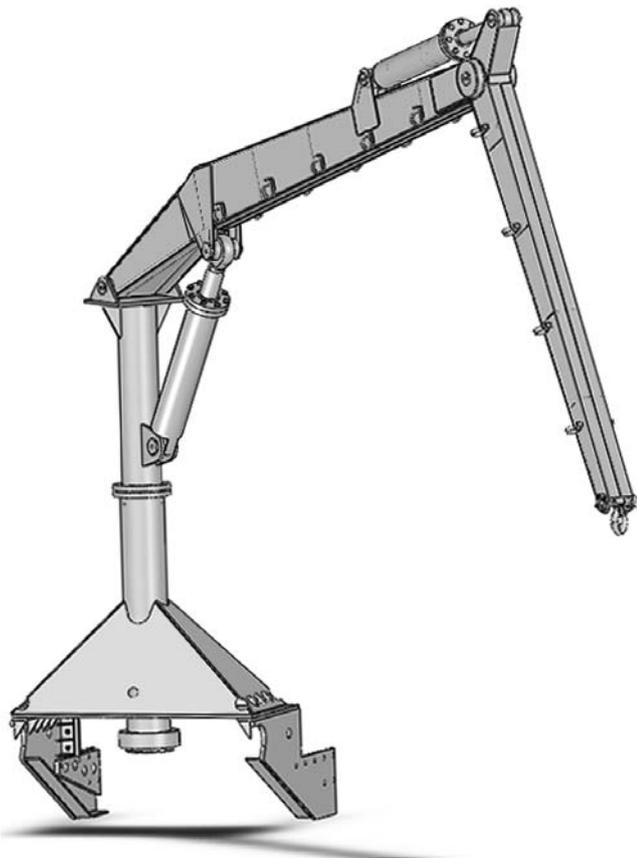


Рис. 1. Кран-манипулятор машины для сварки трубопроводов АСТ-4-А

Для расчета конструкции в целом разработаны два принципиально различных алгоритма конечноэлементного расчета (на основе раздельной и на основе полной конечноэлементных моделей).

Раздельная конечноэлементная модель включает отдельные (несвязанные) модели каждого звена стрелы крана-манипулятора — поворотной колонны, стрелы и рукояти. Влияние остальных частей стрелы на исследуемое звено учитывается введением дополнительных реактивных силовых факторов (сил и моментов). Такой подход позволяет сократить машинное время расчета, но требует дополнительных аналитических вычислений реактивных силовых факторов [1].

Раздельная конечноэлементная модель не подходит для исследования динамической нагруженности конструкции в целом, так как:

— совокупность частот и форм колебаний всей конструкции отличается от совокупности частот и форм отдельных ее элементов;

— модель не учитывает влияние гидроцилиндров на динамику конструкции, хотя гидроцилиндры выполняют роль демпфирующих устройств и поэтому значительно влияют на количественные характеристики динамического процесса в конструкции [2];

— требуется большой объем аналитических вычислений динамически изменяющихся силовых факторов, который невозможно совместить с динамическим конечноэлементным расчетом без создания дополнительных модулей, причем их интеграция в промышленные программные пакеты сопряжена с дополнительными трудностями [3].

Полная конечноэлементная модель содержит все элементы несущей металлоконструкции крана-манипулятора: поворотную колонну, стрелу, рукоять, два гидроцилиндра и шарниры. Вычисление реактивных силовых факторов не требуется, а для расчета напряженно-деформированного состояния всей конструкции достаточно приложить внешние (эксплуатационные) нагрузки. Данная модель эффективна для решения как статических, так и динамических задач.

При построении полной модели необходимо учитывать влияние гидроцилиндров на напряженно-деформированное состояние несущей металлоконструкции крана-манипулятора. В ходе исследования разработаны две модели гидроцилиндров — объемная и плоская.

Объемная модель (рис. 2, а) состоит из объемных конечных элементов (четырёхузловых тетраэдров). Она точно воспроизводит условия работы гидроцилиндра. Шток посредством поршня опирается на рабочую жидкость, которая в свою очередь взаимодействует с неподвижным корпусом. Корпус условно делится на две части:

- 1) основную часть с проушиной и втулкой;
- 2) головную часть с торцевой крышкой.

Условная граница между указанными частями совпадает с крайним положением поршня. Это обеспечивает надежную «сшивку» конечных элементов, моделирующих рабочую жидкость и корпус гидроцилиндра.

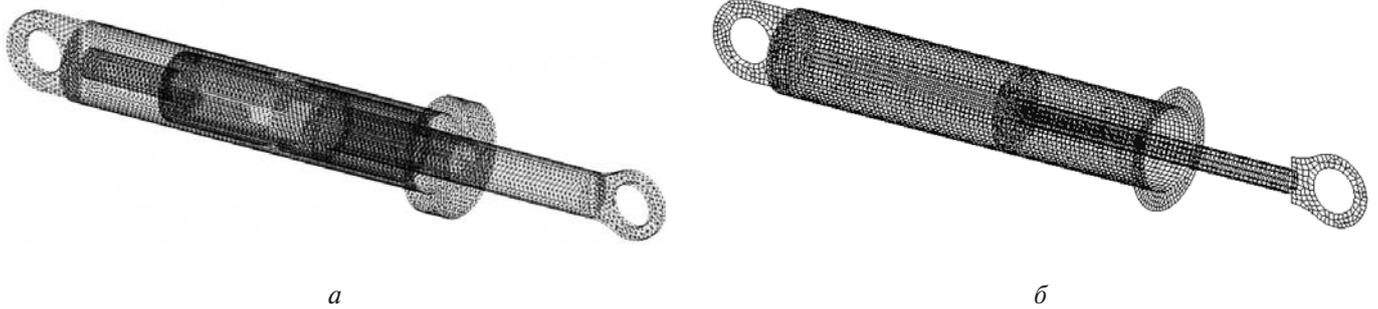


Рис. 2. Объемная (а) и плоская (б) конечноэлементные модели гидроцилиндра

Плоская модель (рис. 2, б) состоит из плоских четырехузловых конечных элементов, моделирующих поведение оболочек. Рабочая жидкость моделируется тонким кольцом, соединяющим поршень и корпус. Оно имеет ширину, равную половине толщины стенки гидроцилиндра в районе рабочей камеры. Толщина конечных элементов принимается равной расстоянию от штока до нижней плоскости рабочей камеры гидроцилиндра. Жесткостные и диссипативные свойства кольца эквивалентны свойствам объема рабочей жидкости [4].

Был проведен сравнительный анализ с целью выбора наиболее эффективной модели, позволяющей снизить вычислительные затраты при сохранении требуемой точности расчета. Для каждой модели выполнены следующие тестовые расчеты:

- линейный статический расчет;
- расчет собственных частот и форм колебаний;
- анализ динамического отклика системы на внешнее воздействие.

Было принято, что гидроцилиндр закреплен по внутренней поверхности проушины корпуса. К проушине штока приложено тестовое

сжимающее усилие величиной 1 Н. Результаты расчета сведены в табл. 1. Они были подтверждены аналитическими расчетами, выполненными по рекомендациям [5].

Анализируя полученные данные, можно сделать следующие выводы. Применение плоской модели позволяет сократить время расчета в 7–8 раз. При этом результаты расчета напряженно-деформированного состояния гидроцилиндра существенно не изменяются (разница не превышает 5%). Погрешность в определении собственных частот составляет 10–15%.

Полная конечноэлементная модель содержит шесть шарниров:

- шарнир соединения поворотной колонны и стрелы;
- шарнир соединения стрелы и рукояти;
- шарниры крепления нижнего гидроцилиндра;
- шарниры крепления верхнего гидроцилиндра.

В ходе исследования разработана модель шарнирного соединения элементов конструкции. При использовании в полной модели шарнирных соединений в обязательном порядке должны применяться модели гидроцилинд-

Таблица 1

Сравнение результатов расчета гидроцилиндра по различным моделям

Модель	Эквивалентные напряжения в характерных зонах, Па			Собственные частоты, рад/с	Время расчета (процессорное), с		
	корпус	поршень	шток		статика	частоты	динамика
Объемная	190...210	160...200	140...160	16, 56, 170, 184, 309	123,7	89,6	319,5
Плоская	200...220	140...160	140...160	14, 54, 150, 164, 298	14,7	13,6	57,1
Аналитика [5]	212	157	155	15,8; 55,6	—	—	—

ров. Если действие гидроцилиндров как в раздельной модели заменить силами, то исследуемая система превратится в механизм. Суть модели шарнирного соединения заключается в следующем. На каждом из соединяемых звеньев в центрах образующих окружностей шарниров добавляются дополнительные узлы, не связанные с другими конечными элементами. Центральный узел каждого звена связывается с узлами конечноэлементной сетки, лежащих на окружности, с помощью элементов, преобразующих степени свободы. Лежащим на окружности узлам разрешено свободно поворачиваться относительно оси шарнира, а другие перемещения зависят от перемещений центрального узла. Центральные узлы соединяются с помощью еще одного дополнительного элемента.

Разработанная модель прошла тестирование. Расчетная схема тестовой задачи показана на рис. 3. Усилие $P = 1$ Н, длина элемента конструкции $l = 1$ м. Сечение стержней прямоугольное шириной $b = 0,01$ м и высотой $h = 0,05$ м.

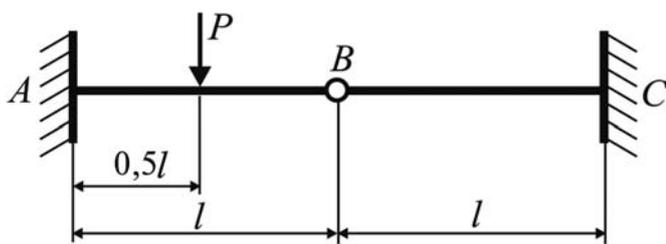


Рис. 3. Расчетная схема тестовой задачи

В качестве альтернативы рассматривалось жесткое соединение звеньев (без наличия шарнира). Для этого на узлах, лежащих на образующих окружностях шарниров, построены дополнительные прямоугольные конечные

элементы с толщиной, равной толщине соединяемых элементов.

С использованием каждой модели выполнены следующие тестовые расчеты: линейный статический расчет, определение собственных частот и форм колебаний, анализ динамического отклика системы на внешнее воздействие. Результаты расчета сведены в табл. 2.

Анализируя полученные данные, можно сделать следующие выводы. Шарнирное соединение позволяет соединяемым звеньям свободно поворачиваться относительно оси шарнира. Это соответствует реальным условиям работы шарнира. Использование жесткого соединения вместо предлагаемой модели практически не оказывает влияния на точность расчета большей части собственных частот и форм колебаний (разница составляет не более 3%). Однако для некоторых частот (например для третьей) погрешность достигает 30–50%. Существенная разница результатов отмечается при анализе напряженно-деформированного состояния. При использовании жесткого соединения погрешность в определении напряжений составляет 15–30%, а в определении прогибов достигает 70–90%. В то же время, погрешность расчета с применением предлагаемой модели напряжений лежит в пределах 7–12%, прогибов — 3–5%.

Рассмотрим особенности предлагаемых конечноэлементных моделей на примере крана-манипулятора самоходной энергетической машины АСТ-4-А грузоподъемностью 750 кг. Несущая металлоконструкция крана-манипулятора является тонкостенной, т. е. переменностью напряжений по толщине стенки можно

Таблица 2

Сравнение результатов расчета шарнира по различным моделям

Модель	Эквивалентные напряжения в характерных зонах, МПа			Прогиб точки В, мм	Собственные частоты, рад/с
	точка А	точка В	точка С		
Предложенная модель шарнира	0,08	0,0005	0,028	0,002	1,3; 4,02; 4,35; 7,3; 12,9; 18,1
Жесткое соединение	0,07	0,014	0,023	0,0012	1,3; 4,3; 6,3; 7,2; 12,9; 17,8
Аналитическое решение	0,09	0	0,03	0,0019	1,3; 4,08

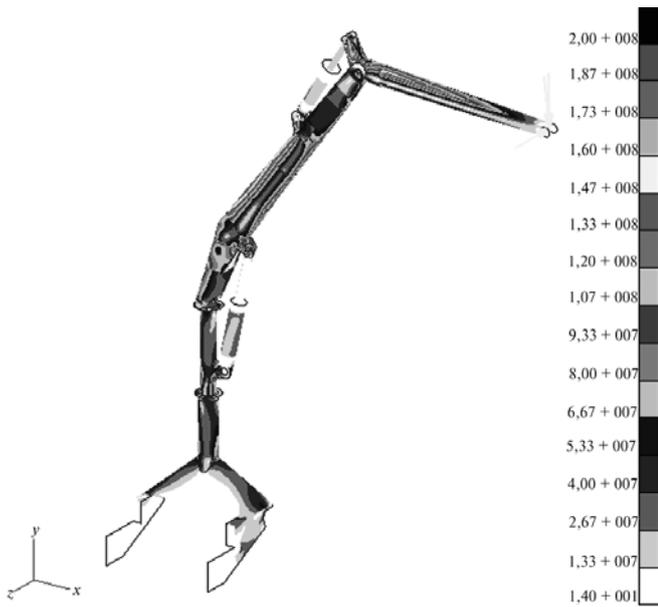


Рис. 4. Эквивалентные напряжения в металлоконструкции, Па

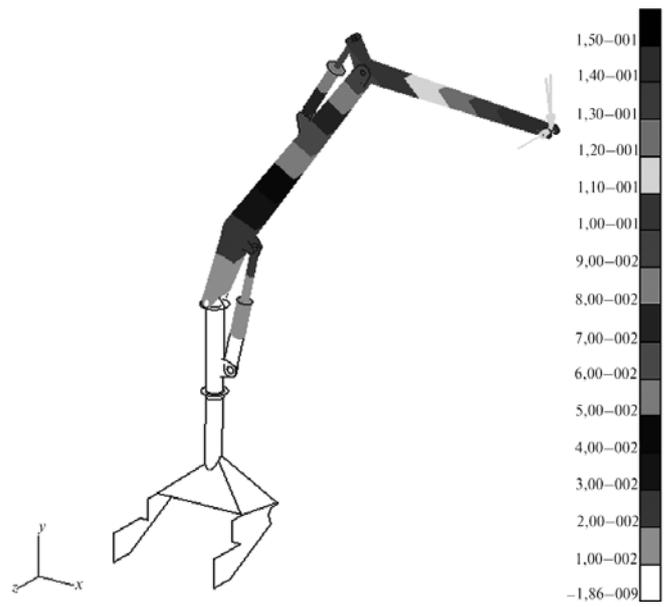


Рис. 5. Суммарные перемещения металлоконструкции, м

пренебречь и считать их постоянными. Поэтому для исследования ее напряженно-деформированного состояния использованы плоские трех- и четырехузловые конечные элементы, моделирующие поведение трехмерных пластин

и оболочек. Для всех элементов крана-манипулятора характерный размер конечного элемента принят равным 5 мм. Полная модель содержит 428 744 конечных элементов, 2 576 232 степеней

Таблица 3

Эквивалентные напряжения по Мизесу

Элемент конструкции	Тип МКЭ-модели	Напряжения, МПа
Пояса рукояти	Полная с моделями шарниров	140...160
	Полная с жестким соединением звеньев	140...160
	Раздельная	180...200
Обечайка и накладка рукояти	Полная с моделями шарниров	250...270
	Полная с жестким соединением звеньев	240...260
	Раздельная	250...270
Пояса головной части стрелы	Полная с моделями шарниров	180...200
	Полная с жестким соединением звеньев	180...200
	Раздельная	240...260
Пояса хвостовой части стрелы	Полная с моделями шарниров	120...140
	Полная с жестким соединением звеньев	120...140
	Раздельная	260...280
Внутренняя труба поворотной колонны	Полная с моделями шарниров	180...200
	Полная с жестким соединением звеньев	180...200
	Раздельная	200...220
Наружная труба поворотной колонны	Полная с моделями шарниров	80...100
	Полная с жестким соединением звеньев	80...100
	Раздельная	100...120

Перемещения конструкции крана-манипулятора

Элемент конструкции	Тип МКЭ-модели	Перемещения, м		
		По оси x	По оси y	По оси z
Рукоять	Раздельная	0,0009	0,0190	0,0070
Стрела	Раздельная	0,0030	0,0646	0,0290
Поворотная колонна	Раздельная	0,0130	0,0018	0,0080
Перемещение точки подвеса крюка	Полная с моделями шарниров	0,0460	0,0904	0,1855
	Полная с жестким соединением звеньев	0,0430	0,0855	0,1280
	Раздельная	0,0170	0,0854	0,0444
	Эксперимент	—	0,0120	—
Перемещение шарнира, соединяющего рукоять и стрелу	Полная с моделями шарниров	0,0480	0,0253	0,1100
	Полная с жестким соединением звеньев	0,0470	0,0235	0,0820
	Раздельная	0,0160	0,0664	0,0364
Перемещение шарнира, соединяющего стрелу и поворотную колонну	Полная с моделями шарниров	0,0080	0,0037	0,0043
	Полная с жестким соединением звеньев	0,0079	0,0032	0,0046
	Раздельная	0,0132	0,0018	0,0080

свободы. Материал несущей металлоконструкции моделировался изотропной средой.

Выполнен статический расчет напряженно-деформированного состояния крана-манипулятора с использованием разработанной методики и конечноэлементных моделей (полной с моделями шарниров, полной с жестким соединением звеньев и раздельной).

На рис. 4 показаны эквивалентные напряжения, а на рис. 5 — суммарные перемещения в полной модели крана-манипулятора с моделями шарниров.

В табл. 3 приведены результаты расчета напряжений, действующих в характерных точках несущей металлоконструкции крана-манипулятора с использованием разработанных конечноэлементных моделей.

В табл. 4 приведены результаты вычисления перемещений характерных точек несущей металлоконструкции крана-манипулятора с использованием разработанных конечноэлементных моделей.

Выводы

1. Результаты расчета подтверждаются известными результатами статических испытаний с грузом 930 кг (125% номинальной грузоподъемности). Величина упругого прогиба составила 0,012 м, что при переводе на номинальную грузоподъемность дает прогиб 0,0096 мм. Таким образом, погрешность в определении вертикального прогиба с использованием полной модели составляет 6%, раздельной — 12%. Несколько больший экспериментальный прогиб объясняется несовершенством реальной конструкции по отношению к модели и погрешностями измерений.

2. Косвенным подтверждением результатов расчета является соответствие напряжений, действующих в наиболее опасных зонах конструкции, допускаемым напряжениям (240...250 МПа в раскосе рукояти при величине допускаемых 268 МПа).

3. Раздельная модель дает завышенные значения напряжений и заниженные значения пе-

ремещений. Это вызвано искажением реальных условий закрепления элементов стрелы, что приводит к увеличению жесткости конструкции.

Напряжения, вычисленные с применением раздельной модели, в целом на 20—30% выше по сравнению с напряжениями, вычисленными с применением полной модели. Наибольшая разница (40—50%) отмечена для хвостовой части стрелы. В то же время, напряжения в элементах поворотной колонны отличаются незначительно (10—15%). Напряжения в обечайке и накладке рукояти практически совпадают (разница не превышает 5%). Причина — наличие областей сильной концентрации напряжений в указанных зонах конструкции.

4. Напряжения, вычисленные с применением полной модели с жестким соединением звеньев, с разницей в 2—5% совпадают с напряжениями, вычисленными для полной модели с моделями шарниров.

5. Перемещения конструкции, вычисленные с применением полной модели с жестким соединением звеньев, отличаются от перемещений, вычисленных для полной модели с моделями шарниров. Жесткие соединения препятствуют свободному перемещению звеньев в шарнирах, поэтому деформации конструкции ниже (вдоль осей x и y на 5—10%; вдоль оси z на 30—50%). Большая разница в результатах деформации вдоль оси z вызвана высокой податливостью шарнира соединения поворотной колонны и стрелы крана-манипулятора, которая не учитывается в модели с жестким соединением звеньев.

6. С учетом изложенного выше, при проектировании металлоконструкции крана-манипулятора рекомендуется использовать полную модель, содержащую модели шарниров.

Время конечноэлементного расчета в большой степени зависит от количества содержащихся в модели степеней свободы, а также от количества конечных элементов, зависящего от характерного размера конечного элемента. Для оценки возможности применения более

крупных конечных элементов в целях сокращения времени расчета при сохранении точности проведены дополнительные статические расчеты для моделей с характерным размером элемента 10 и 20 мм. На основании этих расчетов установлено:

1. При увеличении характерного размера конечного элемента с 5 до 10 мм перемещения и напряжения в большей части конструкции снижаются на 1—3%. Погрешность в определении максимального прогиба увеличивается на 2% (с 6 до 8%). Время расчета сокращается на 45—55%.

2. При увеличении характерного размера конечного элемента с 5 до 20 мм перемещения и напряжения в большей части конструкции снижаются на 2—5%. Погрешность в определении максимального прогиба увеличивается на 4% (с 6 до 10%). Время расчета сокращается на 70—80%. Следует отметить, что в данном случае требуется ручная доработка конечноэлементной сетки. С учетом этого, общие временные затраты сопоставимы с применением конечных элементов размером 10 мм. Поэтому использование характерного размера 20 мм нецелесообразно.

3. При дальнейшем увеличении характерного размера конечного элемента невозможно обеспечить правильное соединение отдельных частей модели. Наибольшие проблемы возникают в районе опирания рукояти на стрелу и стрелы на поворотную колонну, в проушинах гидроцилиндров.

4. В областях модели с большой кривизной (переходы, углы, отверстия) наблюдается сгущение сетки конечных элементов. Это связано с необходимостью точной передачи формы конструкции. Такие неравномерности сетки являются искусственными концентраторами напряжений. При использовании конечных элементов с характерным размером 10 и 20 мм в отдельных областях конструкции наблюдается уменьшение элементов до 5...7 мм. Поэтому конечноэлементная сетка с характерным размером 5 мм более равномерная. Однако прове-

денные исследования показали, что для данной конструкции неравномерность практически не влияет на результаты расчета. Несмотря на это, следует более внимательно относиться к оценке напряжений в наиболее нагруженных зонах (в раскосе стрелы).

5. Обобщая полученные результаты можно сделать вывод, что характерный размер конечного элемента при расчете крана-манипулятора следует принимать равным $1-2\delta$, где δ — толщина поясов рукояти. Полученный результат отличается от существующих рекомендаций [6] по расчету тонкостенных конструкций грузоподъемных машин, согласно которым размер элемента можно принимать равным $2-4\delta$. В работе [7] показано, что для мостовых кранов это соотношение может достигать $5-6\delta$ без потери точности расчета. Однако рекомендуемая полная конечноэлементная модель содержит элементы, линейный размер которых не превышает 20...30 мм (например проушины гидроцилиндров, ряд опорных поверхностей).

Поэтому в данном случае общие рекомендации не подходят, так как более крупные конечные элементы не позволяют точно отразить особенности исследуемой конструкции.

Литература

1. *Лагерев А.В., Лагерев И.А., Говоров В.В.* Модернизация крана-манипулятора самоходной энергетической машины АСТ-4-А // Вестн. БГТУ. 2010. № 4. С. 59—66.
2. *Гасымов Г.Ш., Александров В.А.* Нагруженность валочно-пакетирующих машин на постепенных и выборочных рубках леса: монография. СПб.: Изд-во С.-Петербург. ун-та, 2005. 192 с.
3. *Рыбников Е.К., Володин С.В., Соболев Р.Ю.* Инженерные расчеты механических конструкций в системе MSC. Patran-Nastran. М.: MSC-Corporation, 2003. 130 с.
4. *Попов Д.Н.* Механика гидро- и пневмоприводов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 320 с.
5. *Лагерев А.В.* Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники. Брянск: изд-во БГТУ, 2006. 232 с.
6. *Соколов С.А.* Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. СПб.: Политехника, 2005. 423 с.
7. *Толоконников А.С., Селиверстов Г.В.* Потенциальные места разрушения несущих металлоконструкций мостовых кранов // Тяжелое машиностроение. 2007. № 3. С. 37—39.

Статья поступила в редакцию 18.03.2011 г.