

Каменский М.Н.
 Новомосковский институт РХТУ имени Д.И. Менделеева
 301665, Тульская область, г. Новомосковск, ул. Дружбы, 8
 MKamensky@yandex.ru

Исследование нагруженности зубчато-реечных механизмов

Анализ современных конструкций машин для бестраншейной прокладки труб показывает, что повышение эффективности их применения в значительной степени зависит от системы подачи исполнительного органа при обеспечении требуемого усилия. Применяемые в настоящее время цепные и гидравлические системы имеют ряд недостатков: различное усилие подачи при проколе скважины и обратном ее расширении, возможность травмирования обслуживающего персонала при разрыве цепи, значительные габариты вспомогательного оборудования.

Необходимость обеспечения конкурентоспособности разрабатываемых установок предполагает устранение указанных недостатков. Применение зубчато-реечных механизмов подачи, позволит устранить указанные отрицательные характеристики. Такое решение обусловлено необходимым усилием подачи – 400...500 кН, успешным опытом применения бесцепных систем подачи, а также повышенной надёжностью зубчатых передач, их неприхотливостью в обслуживании, а также возможностью ликвидации вспомогательного оборудования, имеющего значительные габариты.

Однако необходимость обеспечения минимальных габаритов конструкции и малая дистанция перемещения предопределяет необходимость проведения исследований по определению рациональных параметров системы перемещения. Так тяговый орган может быть выполнен в двух вариантах – цевочная либо зубчатая рейка. С использованием программы АРМ Winmachine была построена конструкция зубчатой рейки (рис. 1) и для проведения ее прочностных исследований разработана твердотельная модель с использованием метода конечных элементов. Проведенный предварительный анализ напряжённо-деформированного состояния зубчатой рейки показал, что при толщине рейки 60 мм и высоте зуба 40 мм напряжения находятся в допустимых пределах.

Проведённый анализ прочностных характеристик цевочных реек (рис. 2) при помощи системы АРМ Winmachine позволил определить наиболее целесообразные места и способы закрепления реек с точки зрения теории устойчивости.

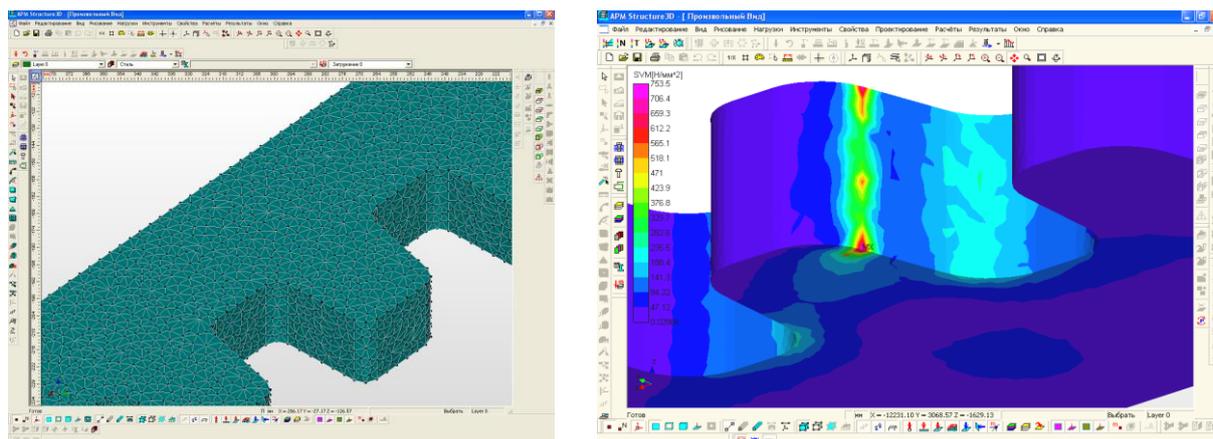


Рис. 1. Твердотельная модель и эквивалентные напряжения в зубчатой рейке

Анализ нагруженности цевочной рейки позволил определить необходимый и достаточный диаметр цевки (30 мм при коэффициенте запаса 1,4).

Расчётная зависимость для определения коэффициента запаса устойчивости системы имеет вид:

$$n_y = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{(\mu l)^2 P} \geq [n_y],$$

где E – модуль упругости первого рода;
 J_{\min} – минимальный момент инерции исследуемой системы;
 l – длина исследуемой системы;
 μ – коэффициент приведения длины;
 F – приложенная нагрузка.

Для цевочной рейки был проведен анализ перемещений в ее элементах (рис. 3), при шаге зацепления 50 мм, в зависимости от места приложения нагрузки (с учётом веса машины, приходящегося на рейку). Это позволяет сделать вывод о том, что при движении зубчатого колеса по рейке могут возникнуть перемещения в её элементах, причём эта зависимость не постоянна и определяется расстоянием точки контакта колеса с цевкой рейки от различного конструктивного расположения опор.

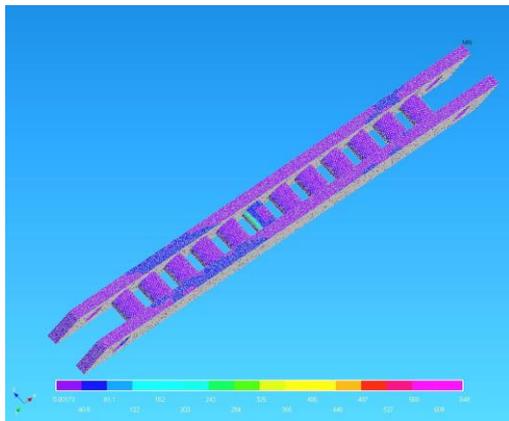


Рис. 2. Эквивалентные напряжения в цевочной рейке

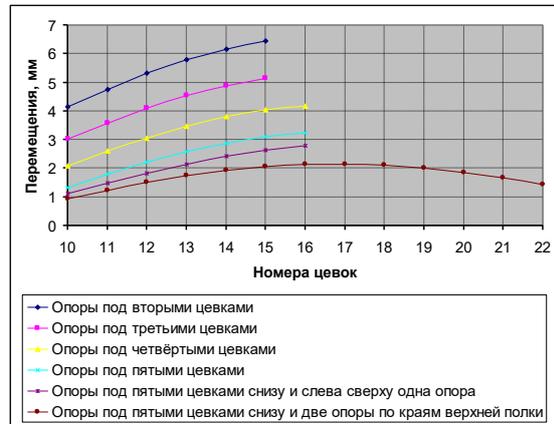


Рис. 3. Зависимость перемещения от места приложения нагрузки

Таким образом, при проектировании тяговых органов реечных систем перемещения машин для бестраншейной прокладки труб необходимо разгружать рейки от восприятия веса машины, вводя дополнительные направляющие.

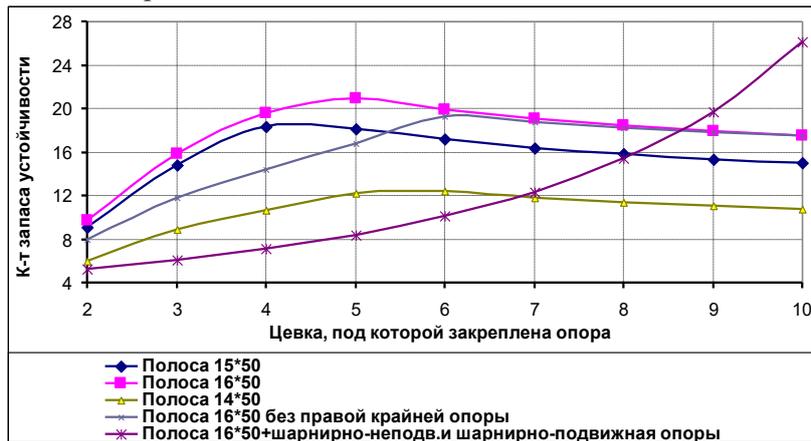


Рис. 4. Зависимость коэффициента запаса устойчивости от положения опор рейки

Анализ рисунка 4 показывает, что наиболее предпочтительным является установка шарнирно подвижных опор под пятыми цевками с краёв при фиксации верхней полки рейки посредством шарнирно неподвижных опор. При этом коэффициент запаса устойчивости возрастает в 1,7 раза при увеличении толщины борта рейки с 14 до 16 мм, соответственно снижается вероятность возникновения простоев из-за отказа оборудования.