

ОЦЕНКА МОЩНОСТИ ПРИВОДА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ОТРЕЗНОЙ МАШИНЫ В ПРОЦЕССЕ РЕЗАНИЯ ТРУБ БОЛЬШОГО ДИАМЕТРА

Т.Р. Хазиев

В современных тенденциях развития нефтепроводов наблюдается увеличение их пропускной способности, что приводит к росту давления в трубопроводе и как следствие увеличению толщин труб и использование высокопрочных материалов с пределом прочности свыше 60 кг/мм^2 (такие трубы используются на нефтепроводе «Восточная Сибирь – Тихий океан»). При строительстве и ремонте таких магистральных трубопроводов используются машины для безогневой резки труб большого диаметра (далее МРТ) [1, 2, 3]. К конструкциям этих машин предъявляются достаточно жесткие требования: они должны быть высоконадежными, иметь минимальную стоимость, быть простыми в обслуживании, допускать эксплуатацию в сложных климатических условиях, обеспечивать резку труб в широком диапазоне диаметров. От надёжности и производительности МРТ существенно зависит время и стоимость ремонта трубопровода.

Существующие машины не позволяют произвести холодную резку толстостенной трубы за один проход, так как отсутствие регулирования режимов резания приводит к быстрому износу инструмента или к его поломке. Поломка инструмента приводит к возникновению ударных нагрузок и разрушению элементов машины, что существенно увеличивает стоимость

и продолжительность ремонта трубопровода. Применение независимого адаптивного привода перемещения машины позволит автоматически корректировать режимы резания с целью повышения стойкости инструмента, а система защиты вентильных двигателей электромеханических приводов позволит сохранить работоспособность двигателей в случае возникновения перегрузок.

При проектировании современных МРТ типа «Волжанка – 4» одной из важных задач является оценка необходимой мощности для резания и мощности на перемещение машины по трубе. Расчёт мощности для резания рассчитывают по известным формулам теории резания [4]. Мощность необходимая для перемещения машины по трубе зависит от условий закрепления машины, от её углового положения на трубе, от потерь на трение в узлах машины и мощности резания.

В связи с этим целью работы являлась разработка математической модели пригодной для расчёта усилий и определения мощности, необходимой для перемещения машины при резке труб. В работе представлена математическая модель для оценки усилий и потерь мощности при резке труб машиной типа «Волжанка – 4». Эта машина разработана на кафедре «Техническая механика» филиала ГОУ ВПО «ЮУрГУ» в г. Златоусте и в настоящее время серийно производится Томским заводом электроприводов «ТомЗЭЛ».

В ходе работы были решены следующие задачи:

- расчёт внешних сил, действующих на машину;
- теоретическая оценка потерь мощности при работе машины;
- экспериментальное определение потерь мощности при работе машины;
- анализ теоретических и экспериментальных результатов.

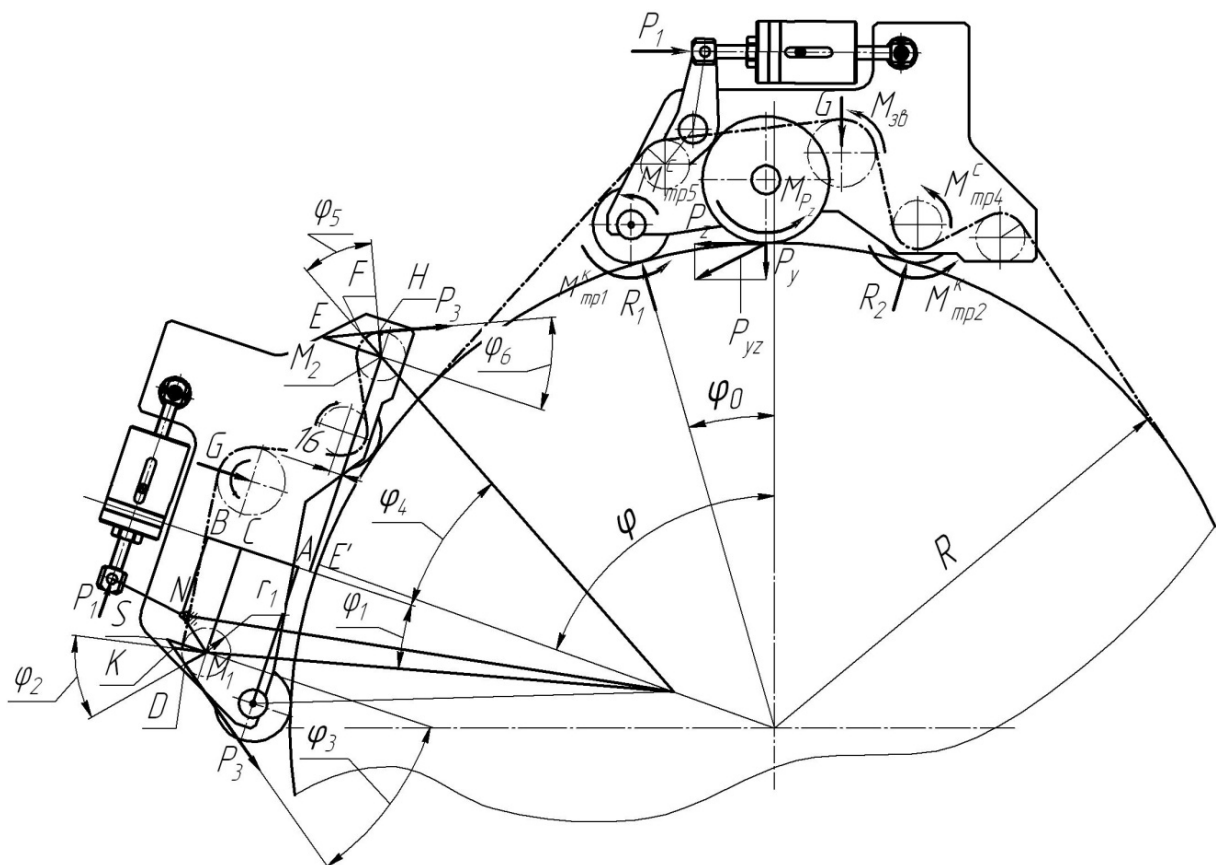
В процессе резания труб разного диаметра и толщины, наблюдается значительно изменение усилий действующих на машину, это связано с изменением радиуса трубы, толщины срезаемого слоя, а также износом режущего инструмента и углового положения машины на трубе.

На начальном этапе определения внешних сил, действующих на машину, необходимо рассчитать углы действия сил натяжения цепей φ_3 и φ_6 в зависимости от радиуса трубы R и затяжки амортизаторов (см. рисунок). Из расчётной схемы, изображённой на рисунке не трудно видеть, что в ΔM_1DS угол φ_3 находится по формуле:

$$\varphi_3 = \frac{\pi}{2} - (\varphi_1 + \varphi_2). \quad (1)$$

Из ΔM_2EH угол φ_6 находится по формуле:

$$\varphi_6 = \frac{\pi}{2} - (\varphi_4 + \varphi_5). \quad (2)$$



Определение внешних сил и потерь в процессе резания

Углы φ_3 и φ_6 используются в уравнениях равновесия при определении сил R_1 и R_2 в опорных роликах машины. Эти уравнения имеют вид:

$$-R_1 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_0 + \varphi)\right) - P_3 \cdot \sin(\varphi_3 + \varphi) + R_2 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_0 - \varphi)\right) + P_3 \cdot \sin(\varphi_6 + \varphi) - P_{yz} \cdot \cos(\varphi + 14^\circ) = 0; \quad (3)$$

$$-R_1 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_0 + \varphi)\right) - P_3 \cdot \cos(\varphi - \varphi_3) + R_2 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_0 - \varphi)\right) - P_3 \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi) - P_{yz} \cdot \sin(\varphi + 14^\circ) - G = 0.$$

Уравнения (3) позволяют определить силы R_1 и R_2 в зависимости от изменения сил резания P_{yz} , радиуса трубы R , от углового положения машины на трубе φ , силы затяжки амортизаторов P_1 .

Найденные значения усилий позволяют вычислить потери на трение, возникающие в элементах и узлах машины.

Для перемещения машины по трубе в процессе резания необходимо создать момент на ведущей звёздочке привода подачи M_{3B} равный сумме момента $M_{P_{yz}}$ от силы резания P_{yz} , момента M_G от веса машины G , а также моментов от сил трения M_{TP} . Таким образом, искомый момент будет равен:

$$M_{3B} = M_{TP} + M_{P_{yz}} + M_G. \quad (4)$$

Результирующий момент от сил трения вычисляется как сумма моментов в элементарных узлах трения скольжения и качения

$$M_{\text{ТР}} = \sum N_i \cdot r_i \cdot f + \sum R_i \cdot k, \quad (5)$$

где N_i – нормальная сила в паре трения скольжения; r_i – радиус в паре трения скольжения; f – коэффициент трения скольжения; R_i – сила реакции в опорных роликах машины; k – коэффициент трения качения.

Момент для преодоления сил резания находится по формуле:

$$M_{P_{yz}} = P_{yz} \cdot \cos \alpha \cdot r_{\phi}, \quad (6)$$

где P_{yz} – результирующая сила резания; α – угол между векторами сил P_{yz} и P_z , r_{ϕ} – радиус фрезы.

Значение момента от веса машины меняет знак в зависимости от углового положения на трубе, находится по формуле:

$$M_G = G \cdot \sin(\varphi) \cdot r_{\text{вз}}, \quad (7)$$

где G – вес машины; $r_{\text{вз}}$ – делительный радиус звёздочки; φ – угол положения машины на трубе.

Таким образом, совокупность формул (1)–(7) представляют собой математическую модель, которая позволяет определить необходимую мощность на перемещение машины с учётом регламентированной величины скорости перемещения при резке труб.

Для проверки достоверности предложенной математической модели были проведены экспериментальные исследования мощности при резке трубы диаметром $D = 720$ мм, толщиной стенки $t = 8$ мм, пределом прочности $\sigma_{\text{в}} = 600$ МПа, диаметром врезы $D_{\text{фр}} = 125$ мм, материалом фрезы Р6М5, подача $S = 18$ мм/мин, коэффициент трения скольжения $f = 0,085$, коэффициент трения качения $k = 0,002$ м [5].

Экспериментальное исследование подтвердило достоверность математической модели при оценке мощности для перемещения машины по трубе. Методика расчёта была использована при проектировании современных машин МРТ с интеллектуальным приводом перемещения машины по трубе.

Библиографический список

1. Патент на полезную модель 44271 Российская Федерация, МПК В 23 D21/06. Устройство для резки труб / Общество с ограниченной ответственностью «Торгово-промышленная компания «Модуль». – № 2004106440; заявл. 09.03.2004; опубл. 10.03.2005, Бюл. № 7. – 3 с.
2. Патент на полезную модель 94497 Российская Федерация, МПК В 23 D21/06. Устройство для резки труб / Общество с ограниченной ответственностью Научно-производственное предприятие «Редуктор». – № 2010104653/22; заявл. 10.02.2010; опубл. 27.05.2010, Бюл. № 15. – 3с.
3. Грешняев, В.А. Машина для безогневой резки труб «Волжанка – 3М» / В.А. Грешняев // Трубопроводный транспорт нефти. – 2009. – № 8. – С. 18–20.

4. Грешняев, В.А. Машина для безогневой резки труб МРТ 325 – 1420 «Волжанка – 2» / Приложение к журналу «Трубопроводный транспорт нефти». – 2001. – № 6. – С. 3–4.

5. Косилова, А.Г. Справочник технолога машиностроителя: в 2 ч. / А. Г. Косилова, Р. К. Мещеряков. – М.: Машиностроение, 1985. – Ч. 2. – 655 с.

6. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Лёликов. – М.: Высшая школа, 1998. – 408 с.