

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В СТРЕЛОВЫХ ГИДРОЦИЛИНДРАХ ПОГРУЗЧИКА ПРИ ПОДЪЕМЕ СТРЕЛЫ В ДИНАМИКЕ

Смирнов А.Н., к.т.н., доцент, Авраменко П.В., к.т.н., доцент,
Серевбрякова Н.Г., к.п.н., доцент, Татаринов В.И., Лавникович А.В.
БГАТУ, г. Минск, Республика Беларусь

Существующие методики основаны на статическом расчете, где не учитывается динамика при подъеме погрузочного оборудования. Все погрузочное оборудование движется с ускорением, так как плечи стреловых гидроцилиндров вверху меньше, чем внизу. Возникают инерционные нагрузки, что не учитывают существующие расчеты. Погрузочное оборудование представляет собой два четырехзвенника, которые не являются параллелограммами, поэтому движение ковша не является поступательным. Разность углов запрокидывания ковша при подъеме достигает 20° , а ГОСТ регламентирует 15° не более. По существующим методикам нельзя с достаточной точностью предельно давление в стреловых гидроцилиндрах при подъеме стрелы. Современные компьютерные технологии (например, КОМПАС 3D) позволяют определить точные массы сборочных единиц, входящих в погрузочное оборудование и координаты их центров масс. Это значительно облегчает динамический расчет.

Уравнение движения поршня стрелового гидроцилиндра, согласно принципа Даламбера [1], имеет вид:

$$m_{\text{пп}} d^2 S_{\text{п}} / dt^2 + k_B S_{\text{п}} / dt = p_{\text{п}} f_{\text{п}} - F_{\text{пп}} - F_C, \quad (1)$$

где $m_{\text{пп}}$ – приведенная масса к поршню стрелового гидроцилиндра, кг; $S_{\text{п}}$ – текущий ход поршня, м; $S_{\text{п}} / dt^2$ – полное ускорение поршня, $\text{м}/\text{с}^2$; $S_{\text{п}} / dt$ – скорость поршня, $\text{м}/\text{с}$; k_B – коэффициент вязкого трения штока и поршня, $\text{Н}/\text{с}$; $p_{\text{п}}$ – давление в поршневой полости, Па; $f_{\text{п}}$ – площадь поршневой полости, м^2 ; $F_{\text{пп}}$ – приведенная сила к поршню стрелового гидроцилиндра, Н; F_C – сила противодействия на поршень со стороны сливной магистрали, Н; t – время, с.

В выражении (1) $m_{\text{пп}}$ и $F_{\text{пп}}$ переменны (имеют сложную зависимость от t). Данное линейное неоднородное дифференциальное уравнение второго порядка с переменными коэффициентами можно решить только на ЭВМ численным методом.

Поэтому для динамического расчета и его практического применения можно предложить более простой и практичный, но не менее точный графоаналитический метод кинестатического расчета путем построения планов положений и скоростей звеньев, где векторные уравнения решаются легко и в решении сложных математических формул нет необходимости.

При этом необходимость построения плана ускорений отпадает, так как ускорение поршня (ведущего звена) относительно цилиндра задано (обычно принимается равным нулю, так как скорость поршня постоянна), а его кориолисово (поворотное) ускорение определяется по формуле

$$\bar{a}^k = 2\bar{\omega} \cdot \bar{V}, \text{ м}/\text{с}^2,$$

где ω – угловая скорость ведущего звена, ($\text{рад}/\text{с}$); V – линейная скорость поршня относительно цилиндра, $\text{м}/\text{с}$.

Методика графоаналитического расчета осуществляется в следующей последовательности.

Усилие $F_{\text{п}}$ (Н) в поршневых полостях стреловых гидроцилиндров при подъеме стрелы:

$$F_{II} = (F_{II}^H + F_{III} + F_C) / z \eta_{MC} \eta_{II}, \quad (2)$$

где F_{II}^H – сила инерции погрузочного оборудования и ковша с грузом, приведенная к поршню стрелового гидроцилиндра, Н; F_{III} – приведенная сила от веса погрузочного оборудования и коша с грузом, Н; F_C – сила противодействия на поршень со стороны сливной магистрали (потери давления в гидрораспределителе, фильтре, трубопроводах), Н.

При номинальной подаче насоса $F_C \approx 0,2 p_{II}$; z – число стреловых гидроцилиндров ($z=2$); η_{MC} – механический КПД гидроцилиндра, учитывающий потери на внутреннее трение штока и поршня ($\eta_{MC} = 0,94$); η_{II} – механический КПД, учитывающий потери на трение в шарнирах рычажного механизма ($\eta_{II} = 0,9$).

Строятся планы положений рычажного механизма (например, нижнее, среднее и верхнее) и планы скоростей их центров масс.

Из равенства мгновенных мощностей, развиваемых стреловыми гидроцилиндрами и силами тяжести звеньев рычажного механизма определяется приведенного к поршню стрелового гидроцилиндра усилие F_{III} .

Из равенства кинетической энергии точки приведения (поршня) и суммы кинетических энергий звеньев механизма с переменными передаточными функциями определяется приведенная к поршню стрелового гидроцилиндра масса m_{III} .

Зная приведенную массу m_{III} и кориолисово (поворотное) ускорение a^k определяется приведенная сила инерции F_{II}^H , направленная вдоль штока.

Подставляя полученные значения в выражение (2), находится усилие в поршневых полостях стреловых гидроцилиндров F_{II} .

Давление в стреловых гидроцилиндрах равно

$$p_{II} = F_{II} / f_{II}; \quad f_{II} = \pi D^2 / 4,$$

где D – диаметр поршня гидроцилиндра.

Расчеты, проведенные по данной методике для погрузчика Амкодор 333 показывают, что давление в верхнем положении стрелы почти в 2 раза больше, чем в нижнем. Это не обеспечивает стабильную работу двигателя погрузчика, заставляет на этапе проектирования устанавливать гидроцилиндры большего диаметра или с большим ходом штока, может затруднить их компоновку на машине, резко уменьшает срок службы гидрооборудования (в частности, срок службы рукавов высокого давления обратно пропорционален кубу давления [2]), приводит к повышенным энергозатратам.

Литература

1. Яблонский А.А. Курс теоретической механики, Ч. II, Динамика, Изд. 4-е, дополн., Учебник для высших учебных заведений. М., «Высшая школа», 1971. – 488 с.
2. Смирнов А.Н., Автушко В.П. Оптимизация давления в стреловых гидроцилиндрах погрузчиков с позиции долговечности гидрооборудования / Белорус. госуниверситет. – Минск, 1995. – 9 с. – Деп. в ин-те Белформпрогноз 1995. – Д199511 // Журн. Человек и экономика. – 1995. – №4. – с.53.