



УДК 629.735.064

Буцько В.С., к.т.н., доц., Могила А.В., инж.

Национальный авиационный университет, г. Киев, Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОМАТОВ РАЗГРУЗКИ ЗОЛОТНИКОВОГО ТИПА

В современном авиационном (самолетном и вертолетном) строении применяют автоматы разгрузки разных типов.

Автомат разгрузки шарикового типа имеет следующие недостатки: «зависание» шарика, резкий стук, срабатывание за пределами необходимых давлений, неплавное срабатывание, повышенные утечки (в результате деформации седла, скола седла, попадания посторонних частиц между шариком и седлом и т.д.), небольшой ресурс работы автомата и др.

Вышеуказанные и другие недостатки регуляторов давления шарикового типа привели к замене их более совершенными регуляторами золотникового типа.

Преимуществами золотниковых автоматов разгрузки являются: уменьшенные склонности к «зависанию» подвижных частей автомата, более надежная работа при условии хорошей фильтрации жидкости в гидросистеме, более плавное включение, отсутствие резкого стука при разгрузке насосов и др. Автомат разгрузки золотникового типа работает также совместно с гидроаккумулятором.

При повышении давления в гидросистеме от нуля до величины, соответствующей силе предварительного натяжения пружины, золотник находится в покое, так как он пружиной прижимается в крайнее левое положение. При дальнейшем повышении давления пружина начинает сжиматься, и золотник перемещается вправо. Перемещение золотника прямо пропорционально изменению давления в гидросистеме, так как деформация



пружини соответствует нарастанію силы на площадь торца с левой стороны золотника.

Сравнивая два положения золотника нетрудно убедиться, что в промежутке изменения от давления разгрузки насоса до давления включения насоса на нагрузку золотник перемещается на расстояние, равное разности длины между кромками отверстий в золотнике и ширины расточки в гильзе золотника. Следовательно изменение силы натяжения пружины равно разности сил от давления жидкости на левую площадь торца золотника.

Изменение натяжения пружины пропорционально жесткости пружины:

$$\frac{G d_0^4}{8D^{3n}},$$

где d_0 – диаметр проволоки пружины, G – модуль упругости металла при сдвиге, D – средний диаметр витка пружины, n – число витков пружины, ΔP – и $\Delta \lambda$ – соответственно изменение усилия и изменение обжатия пружины.

Математически выраженную ранее мысль можно записать так: , где d – диаметр золотника. Отсюда. . Из этой зависимости вытекает, что установка более жесткой пружины ведет к расширению пределов включения (P_1) и выключения (P_2) насосов. Необходимо также заметить, что величина $\Delta \lambda = A - B$ будет увеличиваться, при увеличении скорости падения или возрастания давления в гидросистеме. Равенство $\lambda = A - B$ будет справедливо только при очень плавном нарастании или падении давления, а также при небольшой вязкости жидкости. Это в свою очередь, согласно равенству, приведет к значительному расширению $P_1 - P_2$ при больших скоростях изменения давления, особенно при низких температурах, то-есть с увеличением вязкости рабочей жидкости.

Список литературы:



Міжнародна науково-технічна конференція "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці"
Секція 2
"Гідропневмоприводи системи механотроніки"

1. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др «Гидравлика, гидромашины и гидроприводы» .-М.:Машиностроение, 1982.-423 с.