

6. Hardin J. C., Marson J. P. Broadband noise generation by a vortex model of cavity flow. *AIAA Journal*, 1977, v.15. N5, pp. 632-637.

7. Wang M. B. Wing effect on jet noise propagation. *Journal of Aircraft*, 1981, v.18. N4, pp. 295-302.

УДК 621.005

Ю.И.Кондрашов, П.Ю.Жилкокас, Е.В.Шахматов

#### ДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СО СТОРОНЫ ПОДВИЖНЫХ ЧАСТЕЙ СИСТЕМЫ ЗАТВОР-ПРИВОД

Предложена методика последовательной оценки динамической нагруженности элементов уплотнения и приводятся результаты исследования типа привода на динамику нагружения уплотнителя.

Широкое внедрение автоматических систем управления технологическими процессами при эксплуатации различных машин и механизмов выдвигает одной из основных задач совершенствование известных и создание новых образцов гидропневмоагрегатов для различных отраслей народного хозяйства: нефтяной, химической, авиационной, судостроительной и др. Следует отметить, что именно гидропневмоагрегаты в основном обуславливают надежность и долговечность систем, в которых они установлены.

Ужесточение условий работы агрегатов: рост требований к быстротедействию, большие динамические нагрузки в условиях циклического изменения температур в широком диапазоне, воздействие внешних перегрузок - приводят к быстрому выходу агрегатов из строя.

В общем случае срабатывание любого агрегата, при котором элементы клапанного уплотнения - тарель и седло вступают в контакт, включает в себя два этапа: тарель перемещается под воздействием управляющих сил и сил сопротивления перемещению; тарель прижимается к седлу вследствие ударного процесса, при котором могут наблюдаться отскоки. При этом агрегаты часто подвергаются воздей-

---

Динамические процессы в установках ЛА. Куйбышев, 1990.

нию внешних возмущений, поэтому необходим планомерный тщательный анализ динамических явлений в клапанной паре. На рис. 1 предла-  
гается такая схема анализа динамических явлений в клапанных эле-  
ментах.

Исследование первого этапа срабатывания агрегатов посвящено  
значительное число работ, при этом наибольшее их число относится  
к агрегатам с пневмоприводом [1, 2, 3]. Электромагнитный привод  
в агрегатах освещен слабее [4]. Тем не менее этап движения тарел-  
ки до контакта с седлом удовлетворительно изучен, а при необхо-  
димости может быть заменен экспериментом. Иначе обстоит дело с  
заключительным этапом срабатывания — посадкой тарелки клапана на  
седло.

Конструктивные исполнения агрегатов весьма разнообразны: с  
использованием сильфонов, манжетных уплотнений, с разделением  
масс подвижных частей, с торможением клапана в газовой среде и  
т.д.

С расчетной точки зрения более сложным вопросом является  
определение скорости приведенной массы клапана или его кинетичес-  
кой энергии в момент соударения.

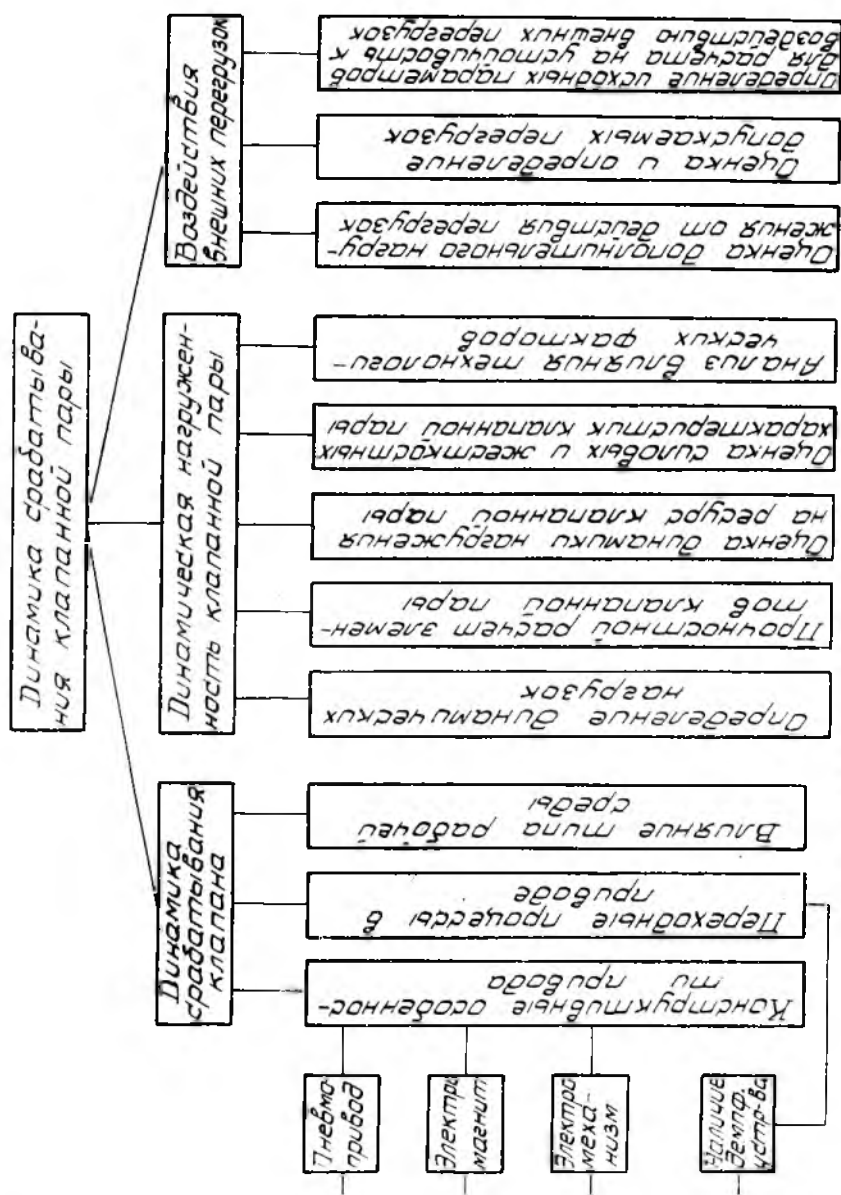
На практике имеет место большое количество влияющих факто-  
ров: конструктивные особенности привода, потери энергии на тре-  
ние в направляющих, потери энергии (или дополнительная энергия),  
связанные с движением клапана в газовой среде, электромагнитные  
явления в приводе и другие. Влияние других факторов можно учесть  
проведением специальных экспериментальных исследований, например,  
газодинамических. В общем виде энергию клапана в момент соударе-  
ния с седлом можно представить в виде функции

$$E = f(E_1, E_2, E_3),$$

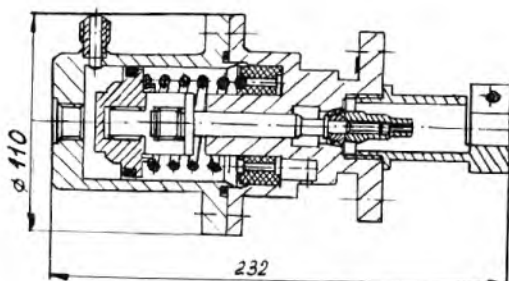
где  $E_1$  — факторы, связанные с силовыми характеристиками приво-  
да;  $E_2$  — факторы, учитывающие потери на трение в направляющих;  
 $E_3$  — факторы, связанные с газодинамическими явлениями при пере-  
жатии струи.

Представляют интерес сравнительные испытания конструкций  
клапанов с различным исполнением пневмопривода и типами уплотне-  
ний подвижных элементов, влияющих на силы трения (рис. 2).

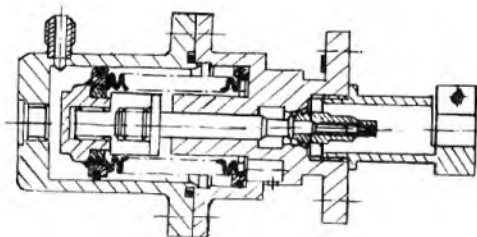
Зависимость величины управляющего давления, необходимой для  
скорости перемещения, является существенной для поршневого при-



Р и с. 1. Схема анализа динамических явлений в клапанной паре при срабатывании агрегата



a

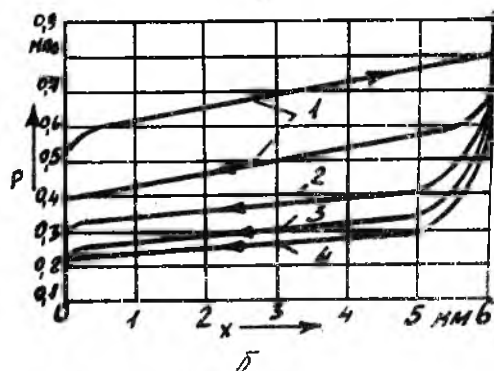
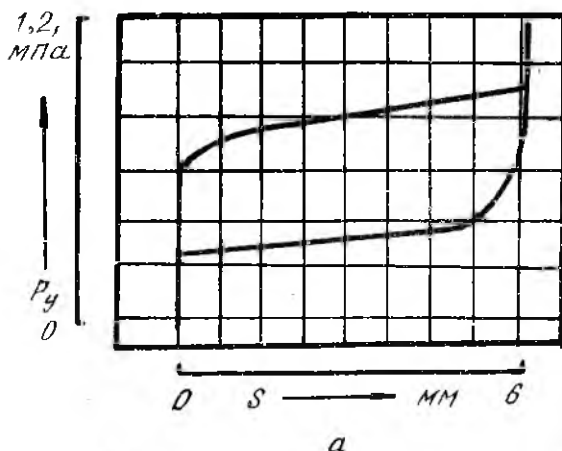


б

Р и с. 2. Варианты сборки клапана для динамических испытаний: а - сборка с резиновым уплотнителем; б - сборка с сальфонным уплотнителем поршня

вода с уплотнением на основе резинового кольца и представлена на рис. 3 для конструктивной схемы клапана, показанного на рис. 2, а. Площадь петли гистерезиса (рис. 3, б), наблюдаемой в диаграмме, при возрастании средней скорости перемещения от 0,001 м/с (кривая 1) до 0,52 м/с (кривая 4), судя только по ходу нижней ветви, соответствующей закрытию, увеличивается больше чем в два раза. Это указывает на то, что при оценке механизма рассеивания энергии в поршневом пневмоприводе кроме инерционных сил и сил сухого трения следует учитывать вязкую составляющую.

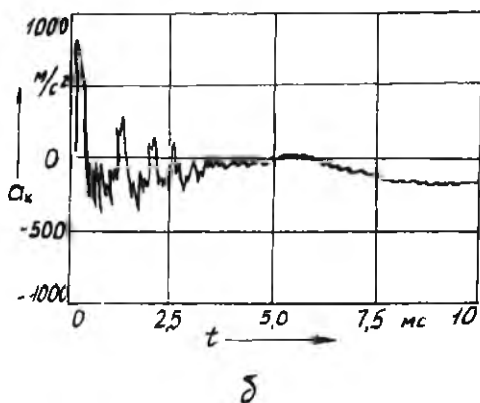
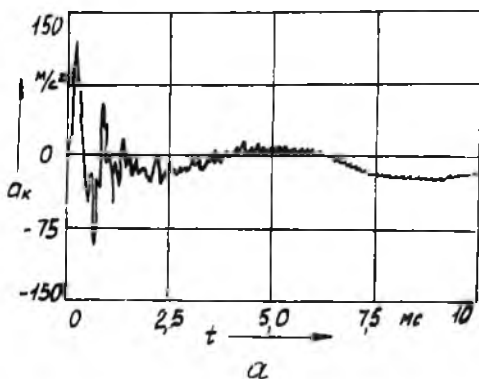
Для случая поршневого пневмопривода управляющее давление из полости над поршнем при закрытии клапана убывает по экспоненциальному закону с незначительной площадкой на кривой (рис. 3, а), соответствующей перемещению поршня. Кривая перемещения поршня с клапаном вначале имеет короткий отрезок разгона. В дальнейшем,



Р и с. 3. Диаграммы "управляющее давление-перемещение затвора" для клапана с резиновыми уплотнителями пневмопривода: а - для средней скорости 0,3 м/с; б - для средних скоростей 0,001 м/с (1), 0,21 м/с (2), 0,3 м/с (3), 0,52 м/с (4)

вплоть до удара клапана о седло, близка к прямой и определение начальной скорости соударения элементов клапанного уплотнения  $V_0$  не представляет затруднений.

Анализ виброграмм корпуса (рис. 4), снятых при срабатывании клапана с поршневым пневмоприводом (рис. 2,а), позволяет определить значение начальной скорости соударения  $V_0$ , при которой наблюдаются отскоки от седла. При скоростях 0,1...0,15 м/с имеет место один отскок, при скоростях свыше 0,25 м/с - два отскока, а свыше 0,5 м/с - три.



Р и с. 4. Виброграмма корпуса: а —  $V_0 = 0,16$  м/с; б —  $V_0 = 0,8$  м/с

Несколько иная картина происходит при использовании в качестве привода многослойного сильфона (см. рис. 2,б). Приблизительно около 70% пути при перемещении клапана проходит с постоянной скоростью и лишь потом замедляется его движение, что вызвано экспоненциальным законом убывания управляющего давления. Из-за достаточно высокой жесткости сильфона и значительного поглощения энергии при его деформировании, отсутствия условий для разгона клапана вследствие прямой зависимости величины его перемещения от уровня управляющего давления широко варьировать скоростью перемещения клапана в таких конструкциях не представляется возможным. Практи-

чески диапазон средних скоростей перемещения клапана составляет 0,001...0,15 м/с. При средней скорости перемещения клапана 0,12 м/с скорость соударения составляет всего 0,041 м/с. Как показали ранее проведенные исследования, отскоки наступают при  $V_0 = 0,2$  м/с [5]. По этой причине отскоки клапана от седла в снятых виброграммах не наблюдались.

Таким образом, динамическая нагруженность уплотнительных элементов существенно зависит от типа применяемого пневмопривода, и она является значительной при использовании поршневого пневмопривода вместо сильфонного.

#### Библиографический список

1. Бугаенко В.Ф. Пневмоавтоматика ракетно-космических систем. М.: Машиностроение, 1979. 168 с.
2. Беллев Н.М., Велик Н.А., Уваров Е.И. Реактивные системы управления космических летательных аппаратов. М.: Машиностроение 1979. 232 с.
3. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмопривода. М.: Машиностроение, 1975. 272 с.
4. Прижалковский А.Л., Щучинский С.Х. Электромагнитные клапаны. Л.: Машиностроение, 1967. 247 с.
5. Жилокас П.Ю., Гедримас Э.А., Кондрашов Ю.И. Определение динамических нагрузок в клапанных уплотнениях //Динамические процессы в силовых и энергетических устройствах летательных аппаратов: Сб. науч. тр. Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1985. с 73-82.