РАЗДЕЛ X. МАШИНОСТРОЕНИЕ

Волков Г.В., Савин В.Ю.

Особенности расчета пластинчатого гидромотора с разгрузкой пластин

КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана
(Россия, Калуга)

doi: 10.18411/lj-06-2020-55

idsp: ljjournal-06-2020-55

Аннотация

В данной работе рассматриваются особенности расчета пластинчатого гидромотора с разгрузкой пластин. Был исследован способ разгрузки пластин, заключающийся в использовании двойной пластины в пазу ротора. Получены результаты зависимости нагрузки, действующей на пластину от ее длины и от угла наклона пластины. Зависимости представлены в виде графиков.

Ключевые слова: разгрузка пластин в гидромоторах двойного действия, усилия, действующие на пластину, зависимость нагрузки от ее длины и от угла наклона пластины.

Abstract

In this paper, we consider the features of calculating a plate hydraulic motor with plate unloading. A method for unloading plates, consisting of using a double plate in the rotor groove, was investigated. The results of the dependence of the load acting on the plate on its length and on the angle of inclination of the plate are obtained. Dependencies are represented as graphs.

Keywords: plate unloading in double-acting hydraulic motors, forces acting on the plate, dependence of the load on its length and on the angle of inclination of the plate.

Уникальные свойства пластинчатых гидромоторов послужили причиной централизованно изготовления их в больших количествах на специализированных предприятиях.

Разгрузка пластин от давления рабочей жидкости уменьшает износ и повышает долговечность гидрооборудования при работе на давлении, достигающем 24 МПа.

В гидромоторах двойного действия пластины располагаются радиально и поджимаются к статорному кольцу давлением жидкости [1].

Для повышения долговечности работы гидроаппаратов следует уменьшать действующие контактные напряжения.

Упрощенная схема конструкции с разгруженными пластинами показана на рисунке 1.

Отличительной чертой данной схемы является установка в каждом пазу ротора двух пластин (рисунок 2), имеющих скошенные кромки, примыкающих к боковым дискам и к статору, уплотнение в таком случае осуществляется двумя кромками, между полостями всасывания и нагнетания.

Пластины производят всасывание и нагнетание рабочей жидкости, подобно поршням в роторно-поршневых насосах, причем эта подача прибавляется к основному потоку, нагнетаемому из камер между пластинами [2].

Рис. 1. Упрощенная схема пластинчатого гидромотора, в котором используется двоянная пластина в пазу ротора.

Отличительной чертой данной схемы заключается в установке в каждом пазу ротора двух пластин (рисунок 2). Пластины имеют скошенные кромки, примыкающие к боковым дискам (А—А) и к статору.

Рис. 2. 3D модель пластины.

С вращением ротора пары пластины проходят полости всасывания, пространство под пластинами соединяется с всасывающей магистралью, а при прохождении пластинами полости нагнетания пространство под пластинами соединяется с напорной магистралью, вследствие чего они разгружены в радиальном направлении от давления рабочей жидкости [1].

Рис. 3. Воздействие давления жидкости на поверхности пластин при различных положениях.

Для того, чтобы уменьшить разрежения внизу пластин возможно просверлить трубчатые каналы, сквозь которые рабочая жидкость проходит под пластину. Окна для нагнетания в дисках и скосы на гранях пластин следует делать возможно большими.

При расположении пластин в позиции, показанной на (рисунок 3, а) давление со всех сторон пластин равно давлению всасывания $P_{вс}$. С вращением ротора пластины проходят уплотняющую перемычку между окнами всасывания и нагнетания.

При положении, когда камера под пластинами не соединена ни с окном всасывания, ни с окном нагнетания, и между рассматриваемой парой пластин и основным окном нагнетания нет другой пары пластин (рисунок 3, б), на правую пластину воздействует отжимающая сила

$$P_{отж} = \frac{p_n B c}{4} \quad (1)$$

где c – ширина выступающей из ротора пластины.

Найдем нагрузку действующую на пластины и зависимость ее от длины.

Длину пластины представим в виде суммы (рисунок 4)

$$l = l_1 + l_2 \quad (2)$$

l_1 – длина выступающей части пластины из ротора;

l_2 – длина, находящейся в пазу ротора пластины.

Рис. 4. Схема для расчета нагрузок, действующих на пластину.

Силы P_1 и P_2 зависят от выбора размера l_2 . Эти силы действуют на пластину при работе гидромотора. Возникающая в результате реакции стенки паза сила P_1 действует в точке А на пластину перпендикулярно ее направлению. В точке В, где пластина опирается о край ротора, действует сила P_2 , направленная перпендикулярно пластине. Вдоль пластины действует сила:

$$P = p_n B b \quad (3)$$

где p_n - давление нагнетания.

В точке С сила P_3 действует по нормали к внутренней поверхности статора. Сила трения Т направлена по касательной к внутренней поверхности статора:

$$T = \mu P_3 \quad (4)$$

Рассмотрим выступающую из ротора часть пластины ВС. Распределенную нагрузку, вызванную давлением жидкости, можно выразить в точке D:

$$P_q = p_n B l_1 \quad (5)$$

Ось Y расположим через пластину. Ось X — перпендикулярно пластине. Уравнение равновесия всех сил на ось X:

$$T \cos \zeta + P_q - P_2 + P_1 - P_3 \sin \zeta \quad (6)$$

где $\zeta = \arcsin\left(\frac{r_p}{R} \sin \theta\right)$

θ – угол наклона пластины.

Уравнение равновесия всех сил на ось Y:

$$T \sin \zeta - P + P_3 + P_a \cos \zeta = 0 \quad (7)$$

Третье уравнение равновесия получим, приравняв нулю сумму моментов всех сил относительно точки С:

$$P_q \frac{l_1}{2} - P_2 l_1 + P_1 l_1 = 0 \quad (8)$$

Выразим величину P_3 , подставив вместо Т его значение из уравнения (4):

$$P_3 = \frac{P}{\mu \sin \zeta + \cos \zeta} \quad (9)$$

В уравнении (8) определим P_2 через P_1 :

$$P_2 = \frac{P_q \frac{l_1}{2} + P_1 l_1}{l_1} \quad (10)$$

Подставим в уравнение (6) значения P_2 из уравнения (10), Т—из уравнения (4) и P_3 из уравнения (9). Получим следующее выражение:

$$P_1 = \left(\frac{P(\mu \cos \zeta - \sin \zeta)}{\mu \sin \zeta + \cos \zeta} + \frac{P_q}{2} \right) \frac{l_1}{l_2} \quad (11)$$

Подставим в (10) значение силы P_1 полученным выражением:

$$P_2 = \frac{P(\mu \cos \zeta - \sin \zeta)}{\mu \sin \zeta - \cos \zeta} + P_q + \left(\frac{P(\mu \cos \zeta - \sin \zeta)}{\mu \sin \zeta + \cos \zeta} + \frac{P_q}{2} \right) \frac{l_1}{l_2} \quad (12)$$

Рис. 5. Зависимость P_1 , P_2 , действующих на пластину от отношения $\frac{l_1}{l_2}$ при $\beta = 8^\circ$, $b = 2$ мм,

$B = 24$ мм, $p_n = 6,27$ МПа, $l_2 = 5,5$ мм.

Рис. 6. Зависимость усилий P_1 , P_2 , действующих на пластину от угла ζ наклона пластины при $\mu = 0,08$, $b = 2$ мм, $B = 24$ мм, $p_n = 6,27$ МПа, $l_1 = 5,5$ мм, $l_2 = 6$ мм

Построенные графики изменения сил P_1 и P_2 в зависимости от изменения отношения $\frac{l_1}{l_2}$ при постоянной величине l_1 (рисунок 5).

Увеличение зависимости $\frac{l_1}{l_2}$ так же увеличивает значения силы P_1 и P_2 , что, связано с увеличением износа деталей гидромотора (пластин и пазов ротора); Чтобы избежать этого, отношение $\frac{l_1}{l_2}$ стоит выбирать возможно меньшим. В конструкциях гидромоторов отношение $\frac{l_1}{l_2}$ допускается в пределах 0,74—0,89.

С уменьшением значения угла ζ (угол наклона пластины) силы воздействия P_1 и P_2 увеличиваются (рисунок 6). Из треугольника ОВС получим зависимость между углами ζ и θ (рисунок 4). Зависимость выглядит следующим образом: $\sin \zeta = \frac{r_p}{R} \sin \theta$. В итоге можно сделать вывод, исходя из уравнений (11) и (12), что линейное увеличение сил P_1 и P_2 происходит при увеличении давления нагнетания.

1. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник. 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982. - 423 с.
2. Зайченко И.З., Мышлевский Л.М. Пластинчатые насосы и гидромоторы. М.: Машиностроение, 1970. 229 с. Машиностроительный гидропривод: учеб. пособие / под ред. В.Н. Прокофьева. М.: Машиностроение, 1978. 495 с.