

## ВЫБОР ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

Исполнительные механизмы, непосредственно сочлененные с регулирующими органами (см. рис. 3.1), перемещают последние в соответствии с сигналом, поступающим от устройства, формирующего закон регулирования.

По виду потребляемой энергии они подразделяются на электрические, пневматические и гидравлические. В сельскохозяйственном производстве наиболее распространены электрические исполнительные механизмы, которые, в свою очередь, подразделяют на электромагнитные (соленоидные приводы) и электродвигательные (см. приложения, табл. 8...12).

Соленоидные приводы управляют различными регулирующими и запорными клапанами, вентилями и золотниками, работающими по дискретному принципу "открыто-закрыто". Их выбор сводится к расчету катушки электромагнита по напряжению и развиваемому тяговому усилию.

Электродвигательные исполнительные механизмы подразделяют на одно- и многооборотные. К однооборотным относятся механизмы типа МЭОБ, МЭОК, ДР-М, ДР-1М, ИМ-2/120, ИМТМ-4/2,5, МЭО, МЭК-Б, МЭК-К и другие, а к многооборотным – механизмы вращательного действия типа МЭМ, двигатели постоянного тока типа МИ, СЛ, ДПМ, асинхронные двухфазные двигатели типа ДНД, АДТ, АДП и т. п. Если ход запорно-регулирующих органов прямолинейный, то применяют исполнительные механизмы типа МЭП.

Особенность однооборотных исполнительных механизмов заключается в том, что их выходной вал проворачивается с постоянной скоростью и на угол, не превышающий 360 °С. Так, например, для механизма типа МЭО-4/100 максимальный угол поворота выходного вала составляет 90 или 240°.

Требуемый угол поворота устанавливается при помощи конечных выключателей, которыми также комплектуют однооборотные исполнительные механизмы, оснащаемые, как правило, и датчиками положения выходного вала (токовые, реостатные или индуктивные), реализующие в САУ местную обратную связь.

Электродвигательные исполнительные механизмы выбирают в зависимости от значения момента, необходимого для вращения поворотных заслонок:

$$M_3 = k / (M_p + M_t), \quad (3.94)$$

где  $k$  – коэффициент, учитывающий затяжку сальников и загрязненность трубопровода ( $k = 2...3$ );  $M_p$  – реактивный момент, обусловленный стремлением потока вещества закрыть заслонку;  $M_t$  – момент трения в опорах.

В свою очередь,

$$M_p = 0,07 \Delta P_{p.c} D_y^3, \quad (3.95)$$

где  $\Delta P_{p.c}$  – перепад давления на заслонке (рекомендуется при расчете принимать  $\Delta P_{p.c}$  равным избыточному давлению перед заслонкой);  $D_y$  – диаметр заслонки.

Момент трения в опорах

$$M_t = 0,785 D_y^2 P_{и ш} \lambda. \quad (3.96)$$

Здесь  $P_{и ш}$  – избыточное давление перед заслонкой;  $r_{ш}$  – радиус шейки вала заслонки;  $\lambda$  – коэффициент трения в опорах, равный 0,15.

Момент вращения на валу выбираемого исполнительного механиз-

ма должен быть не меньше момента, необходимого для вращения заслонки:

$$M_d \geq M_3. \quad (3.97)$$

Пневматические и гидравлические исполнительные механизмы, менее распространенные в сельскохозяйственном производстве, применяют в мобильных агрегатах, котельных малой и средней мощности. Пневматические исполнительные механизмы выпускают мембранными и поршневыми. Чаще используют мембранные. Достоинства пневматических и гидравлических исполнительных механизмов заключаются в линейности их статической характеристики, простоте сочленения с регулирующим органом. Однако значительная инерционность существенно влияет на качество переходного процесса САУ, что ограничивает их использование. Иногда для улучшения динамических характеристик таких исполнительных механизмов рекомендуется применять позиционеры.

**Пример 3.8.** Выбрать исполнительный механизм для следящей САУ при условиях:

статический момент нагрузки  $M_H = 0,03724 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , максимальная скорость объекта управления  $\omega_H = 2 \text{ с}^{-1}$ , а его максимальное ускорение  $a_H = 6 \text{ с}^{-2}$ , момент инерции  $I_H = 0,02058 \text{ Н} \cdot \text{м}^2/\text{с}^2$ ; коэффициент полезного действия редуктора  $\eta = 0,7$ .

Многооборотный исполнительный механизм выбирают из следующего условия:

$$\frac{M_{д.н.}}{M_{экв}} \geq 0,8...1,0, \quad (3.98)$$

где  $M_{д.н.}$  – момент на валу двигателя (номинальное значение);  $M_{экв}$  – эквивалентный момент.

Определим по известной зависимости необходимую мощность исполнительного механизма:

$$P = (1,2...1,5) (M_H \omega_H + I_H \omega_H a_H) = 1,5 (0,03724 \cdot 2 + 0,02058 \cdot 2 \cdot 6) = 4,8 \text{ Вт}. \quad (3.99)$$

По таблице 9 приложений выбираем многооборотный двигатель типа АДП-123 со следующими параметрами: номинальная мощность  $P_H = 4,1 \text{ Вт}$ ; номинальный момент вращения  $M_{д.н.} = 9,8 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}$ ; момент трогания  $M_{тр} = 29,4 \cdot 10^{-5} \text{ Н} \cdot \text{м}$ ; номинальная частота вращения  $n_H = 4000 \text{ мин}^{-1}$ ; момент инерции  $I_{д.н.} = 7,84 \cdot 10^{-6}$ .

Очевидно, что к выбранному двигателю нужен редуктор с передаточным отношением:

$$i = \frac{\omega_{д.н.}}{\omega_H} = \frac{\pi n_H / 30}{\omega_H} = \frac{4000 \pi}{30 \cdot 2} = 210.$$

Поскольку номинальная мощность выбранного двигателя несколько меньше потребной, проверим условие (3.98). Для этого рассчитаем эквивалентный момент:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{\left(M_{\text{тр}} + \frac{M_{\text{н}}}{\eta_i}\right)^2 + \left(\frac{I_{\text{н}}}{\eta} + \frac{I_{\text{н}}}{\eta^2 i^2}\right) \frac{a_{\text{н}}^2 i^2}{2}} = \sqrt{\left(29,4 \cdot 10^{-5} + \frac{0,03724}{0,7 \cdot 210}\right)^2 + \left(\frac{7,84 \cdot 10^{-6}}{0,7} + \frac{0,02058}{0,7^2 \cdot 210^2}\right)^2 \frac{6^2 \cdot 210^2}{2}} = 140,14 \cdot 10^{-5} \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (3.100)$$

Так как  $\frac{M_{\text{дв}}}{M_{\text{экв}}} = \frac{9,8 \cdot 10^{-3}}{1,4 \cdot 10^{-3}} \approx 7 > 0,8 \dots 1,0$ , то двигатель АПП-123 может быть использован в качестве исполнительного механизма рассматриваемой системы.