

пространстве. Площадь контакта зерен токопроводящего абразивного круга с обрабатываемой поверхностью увеличивается. Количество контактных мостиков увеличивается, температура при этом возрастает.

### ВЫВОДЫ

1. Получены зависимости температуры  $T$  от технологических факторов МЭШ ( $I, B, S, t, v$ ).

2. Установлено наличие термических зон МЭШ.

3. Выделение теплоты в зоне обработки МЭШ происходит в основном за счет влияния технологического тока. Действие технологических параметров МЭШ на температуру в зоне обработки можно расположить в следующем порядке:  $I \rightarrow t \rightarrow v \rightarrow S \rightarrow B$ .

4. Изменение температуры в зоне МЭШ оказывает влияние на производительность процесса МЭШ и качество поверхностного слоя покрытия.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Дмитриченко, Э. И. Роль режимов магнитно-электрического шлифования на теплообразование в зоне контакта / Э. И. Дмитриченко // *Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы междунар. науч.-техн. конф.: в 3 ч. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Могилевский облисполком., Нац. акад. наук Беларуси, Бел.-Рос. ун-т; редкол.: И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]*. – Могилев: Бел.-Рос. ун-т, 2006. – Ч. 1. – С. 50–51.

2. Резников, А. Н. Теплофизика процессов механической обработки материалов / А. Н. Резников. – М.: Машиностроение, 1981. – 279 с.

Поступила 10.10.2007

УДК 621.225.7

## УСТОЙЧИВОСТЬ РОТОРА АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОЙ ГИДРОМАШИНЫ

*Асп. МАКОВСКИЙ М. А., докт. техн. наук, проф. ШЕВЧЕНКО В. С.,  
канд. техн. наук, доц. КОРОЛЬКЕВИЧ А. В.*

*Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси*

Мощность гидромашин определяется по известной формуле

$$N = pV_0n,$$

где  $p$  – рабочее давление;  $V_0$  – рабочий объем гидромашин;  $n$  – частота вращения вала гидромашин.

Повышение давления ограничивается такими факторами, как долговечность, надежность, КПД, прочность, динамическая нагруженность и др. Увеличение рабочего объема влечет рост габаритов, веса, стоимости.

Увеличение частоты вращения приводит к таким негативным явлениям, как:

- неустойчивость ротора, т. е. полная потеря герметичности гидромашин из-за отрыва блока цилиндров от распределителя;

- увеличение скорости движения рабочей жидкости в окнах распределителя из-за повышения расхода и окружной скорости ротора;

- снижение КПД из-за более интенсивного перемешивания рабочей жидкости в корпусе гидромашин.

Расход рабочей жидкости в системе определяется насосом. Окружная скорость ротора в зоне распределителя может быть снижена за счет уменьшения его радиуса. В случае применения плоских распределителей такое уменьшение приводит к тому, что результирующий вектор сил прижима и отжима ротора находится на значительном расстоянии от оси вращения ротора и зазор в паре «ротор – распределительный диск» становится клиновым, что существенно уменьшает долговечность пары

и гидромашин в целом. Это подтвердили экспериментальные исследования [1].

Предложено также выполнять торцовый распределитель гидромашин сферическим [2]. Вместо баланса сил прижима и отжима в этом случае удобнее использовать баланс моментов относительно точки опоры ротора на его оси. Уменьшение радиуса распределителя уменьшает периметр утечек и радиус трения пары распределителя, а также позволяет увеличить ширину окон распределителя. При повышении угловой скорости ротора желательно удалить жидкость из зоны вращения ротора, вследствие чего несколько возрастает КПД гидромашин.

На рис. 1 представлена схема сил и моментов, действующих на ротор гидромашин при ее работе. Отжать ротор от распределителя стремятся моменты: от динамической неуравновешенности ротора –  $M_F$ , гироскопический –  $M_G$ , от боковых сил, действующих на поршни, –  $M_N$ . Момент  $M_F$  возникает вследствие того, что поршни находятся в роторе на различной высоте относительно его основания. Боковые силы появляются в результате отклонения шатунов от оси цилиндров ротора.

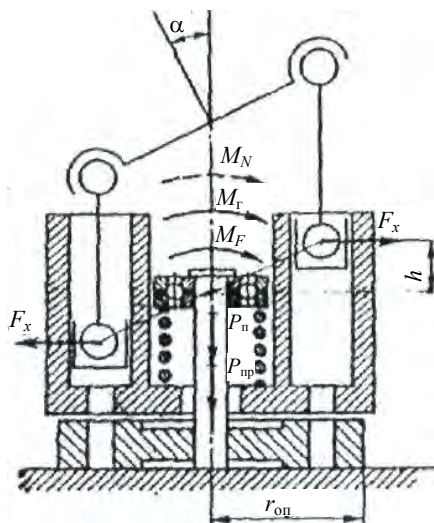


Рис. 1. Схема сил и моментов, действующих на ротор гидромашин

В рабочем положении ротор удерживается силой  $P_y = P_{пр} + P_n$ , где  $P_{пр}$  – усилие пружины;  $P_n$  – результирующая сила гидравлического прижима и отжима ротора. При этом пренебрегаем силами трения и неуравновешенностью масс жидкости в цилиндрах ротора.

Момент  $M_F$  может быть определен по зависимости [3]

$$M_F = m\omega^2 r^2 \operatorname{tg} \alpha \sum_{i=1}^{i=z} \sin^2 \varphi,$$

где  $m$  – масса поршня и часть массы шатуна, приведенная к поршневой головке;  $\omega$  – угловая скорость ротора;  $r$  – радиус вращения поршней;  $\alpha$  – угол наклона ротора относительно вала;  $\varphi$  – то же поворота ротора;  $z$  – количество поршней.

Гироскопический момент

$$M_G = J\omega\omega_l,$$

где  $J$  – момент инерции блока;  $\omega_l$  – угловая скорость поворота люльки ротора.

Момент боковых сил

$$M_N = \frac{\pi d^2}{4l} (r - r_b \cos \alpha) r \operatorname{tg} \alpha \times \left( p_n \sum_{i=1}^{i=\frac{z+1}{2}} \sin^2 \varphi + p_{пн} \sum_{i=\frac{z+1}{2}+1}^{i=z} \sin^2 \varphi \right),$$

где  $r_b$  – радиус расположения опор шатунов во фланце вала;  $p_n$  и  $p_{пн}$  – давления нагнетания и подпитки соответственно;  $d$  – диаметр поршня;  $l$  – длина шатуна.

Для гидромашин с рабочим объемом  $V_0 = 250 \text{ см}^3$  численные значения моментов составили:  $M_F = 43,20 \text{ Нм}$ ;  $M_G = 4,55 \text{ Нм}$ ;  $M_N = 0,56 \text{ Нм}$ .

Гироскопический момент  $M_G$  действует в плоскости, перпендикулярной плоскости момента  $M_F$ , и при векторном сложении его роль невелика, мал и момент  $M_N$ . Для упрощения расчетов отнесем их к коэффициенту неучтенных нагрузок  $\lambda$ . Для упомянутой гидромашин  $V_0 = 250 \text{ см}^3$  при частотах вращения ротора до  $n = 3000 \text{ об/мин}$  можно принять коэффициент  $\lambda = 1,12$ .

С учетом замены малых величин моментов коэффициентом  $\lambda$  опрокидывающий момент для насоса

$$M_{\text{опр.н}} = \lambda m\omega^2 r^2 \operatorname{tg} \alpha \sum_{i=1}^{i=z} \sin^2 \varphi.$$

Для гидромотора с учетом того, что  $\omega = \omega_{\alpha_{\max}} \frac{\sin \alpha_{\max}}{\sin \alpha}$ , и для небольших углов  $\operatorname{tg} \alpha \cong \sin \alpha$ , запишем это выражение в виде линейной зависимости

$$M_{\text{опр.м}} = \lambda m \omega \alpha_{\text{max}} \sin \alpha_{\text{max}} r^2 \times \sum_{i=1}^{i=z} \sin^2 \varphi = F(\omega),$$

где  $\omega_{\alpha_{\text{max}}}$  – угловая скорость вала гидромотора при  $\alpha = \alpha_{\text{max}}$ .

Заменим опрокидывающие моменты  $M_{\text{опр.н}}$  и  $M_{\text{опр.м}}$  открывающими блок от распределителя силами  $P_{\text{опр.н}}$  и  $P_{\text{опр.м}}$

$$P_{\text{опр}} = \frac{M_{\text{опр}}}{r_{\text{оп}}},$$

где  $r_{\text{оп}}$  – наружный радиус распределителя.

На рис. 2 представлены зависимости  $P(n)$ .

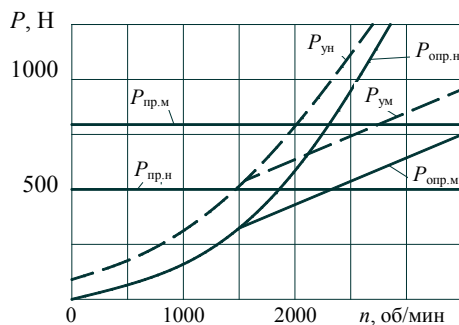


Рис. 2. Зависимости отрывающих и удерживающих усилий от угловой скорости:  $P_{\text{опр.н}}$  и  $P_{\text{опр.м}}$  – усилия, отрывающие блок от распределителя насоса и гидромотора;  $P_{\text{пр.н}}$  и  $P_{\text{пр.м}}$  – усилия пружин;  $P_{\text{ун}}$  и  $P_{\text{ум}}$  – усилия, создаваемые центробежными механизмами прижима роторов насоса и гидромотора

Центральная пружина блока создает большое усилие при пуске гидромашин и перестает удерживать блок в рабочем состоянии при  $\omega = \omega_{\text{крит}}$ .

Критическую угловую скорость ротора, выше которой произойдет отжим ротора от распределителя, можно вычислить по формуле [4]

$$\omega_{\text{кр}} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a},$$

где  $a = mr^2 \text{tg} \alpha \sum_{i=1}^{i=z} \sin^2 \varphi$ ;  $b = J\omega_{\text{л}}$ ;  $c = \frac{P_{\text{уд}} r_{\text{оп}}}{\lambda}$ .

При выборе частоты вращения вала гидромашин  $n$  воспользуемся коэффициентом запаса по частоте

$$k_{\text{п}} = \frac{n_{\text{кр}}}{n} = \frac{\omega_{\text{кр}}}{\omega}.$$

При выборе частоты вращения вала гидромашин можно воспользоваться коэффициентом запаса по усилию

$$k_F = \frac{P_y}{P_{\text{опр}}}.$$

Соотношение этих коэффициентов вытекает из функциональной зависимости  $P = f(\omega^2)$

$$k_F = k_{\text{п}}^2.$$

Силы, удерживающие блок в рабочем положении, следует определять по характеристикам  $P_{\text{ун}}$  и  $P_{\text{ум}}$ . Такими характеристиками обладают центробежные механизмы. Для автоматического уравнивания ротора предложен оригинальный механизм [5]. Апробирование грузового центробежного механизма показало хорошие результаты.

## ВЫВОД

Проведен анализ повышения мощности аксиально-поршневых гидромашин. При увеличении угловой скорости вала гидромашин возникает потеря устойчивости ротора, что приводит к полному отказу гидромашин. Рассмотрены основные факторы, отрывающие ротор от распределителя, и способы удержания ротора в рабочем состоянии, в том числе с помощью центробежного механизма. Такой механизм был изготовлен, испытан на Минском тракторном заводе и показал хорошие результаты.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Пасынков, Р. М. Исследование торцового распределителя аксиально-поршневого насоса НПА-64 / Р. М. Пасынков // Вестник машиностроения. – 1964. – № 4. – С. 13–15.
2. Thoma, H. Physical Research Applied to Machine Design / H. Thoma // Engineering, December 20, 1957(778–781).
3. Королькевич, А. В. Об устойчивости блока цилиндров аксиально-поршневого гидромотора / А. В. Королькевич // Тракторы и сельхозмашины. – 1970. – № 7. – С. 10–12.
4. Королькевич, А. В. Обеспечение устойчивости блока цилиндров гидромашин трансмиссии трактора / А. В. Королькевич // Тракторы и сельхозмашины. – 1977. – № 6. – С. 10–12.
5. Центробежный механизм прижима блока цилиндров аксиально-поршневой гидромашин: а. с. № 397673 СССР / А. В. Королькевич [и др.] // Бюл. изобр. – 1973. – № 37.

Поступила 26.06.2007