

УДК 62.522:62.387

К СНИЖЕНИЮ КОЛЕБАНИЙ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ПЛАСТИНЧАТОГО ПНЕВМОМОТОРА

© Виктор Маирович Бозров, Владимир Исаакович Ивлев

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, Москва, Россия
vmbzrv@bk.ru

Аннотация. Рассматривается задача определения взаимосвязи характеристик пластинчатого пневмомотора, таких как амплитуда и частота колебаний крутящего момента и удельный расход сжатого воздуха (энергоэффективность). Решение задачи осуществлялось на основе математической модели пневмомотора, основные параметры которой определялись методом векторной идентификации. В качестве критериев приняты разности расчетных и экспериментальных механических и расходных характеристик для различных давлений питания пневмомотора. Такой подход позволяет существенно снизить объем дорогостоящих экспериментальных работ при проектировании конструкции пневмомотора с заданными показателями.

Ключевые слова: пластинчатый пневмомотор, колебания крутящего момента, энергоэффективность.

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 16-29-04401 офу_м).

CONCERNING AIR VANE MOTOR TORQUE RIPPLE REDUCTION

© V.M. Bozrov, V.I. Ivlev

Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute of RAS, Moscow, Russia
vmbzrv@bk.ru

Abstract. The problem of determining characteristics of a vane air motors, such as torque ripple and energy efficiency is considered. The solution of the problem was carried out on the basis of a mathematical model vane air motor, the main parameters of which were determined by the method of vector identification. This approach can significantly reduce the amount of expensive experimental work when designing a vane air motors with specified parameters.

Key words: air vane motor, torque ripple, energy efficiency.

Acknowledgements. The research was supported by Russian Foundation for Basic Research, project no. № 16-29-04401 офу_м.

Введение. Среди пневмомоторов (ПМ) объемного принципа действия, пластинчатые ПМ получили наиболее широкое распространение: они занимают более 75% рынка ПМ в диапазоне мощностей от 0,1 до 18 кВт. Это объясняется простотой и надежностью их

конструкции, относительно низкой стоимостью и высокой развиваемой мощностью на единицу веса и объема. Наиболее массовый сегмент использования пластинчатых ПМ – это ручной механизированный инструмент (винто- и гайковерты, шлифовальные машины, дрели, миксеры и т.д.). Применяются пластинчатые ПМ в фармацевтической и пищевой промышленности, т.к. этот тип ПМ может подвергаться мойке и стерилизации, а ПМ в специальном немагнитном исполнении используются в составе сервоприводов для работы в сильных магнитных полях магниторезонансных томографов [1].

При этом требования к техническим и эксплуатационным показателям пластинчатых ПМ постоянно повышаются. Одной из проблем, связанной с использованием пластинчатого ПМ для некоторых приложений, является наличие колебаний или пульсаций крутящего момента в пределах одного оборота вала. Возникновение этих колебаний связано с конечным числом рабочих камер ПМ, а также с резким изменением давления в камерах при их соединении с питающей или выхлопной магистралями. Колебания крутящего момента могут вызывать вибрации, которые негативно сказываются как на ресурсе самого ПМ, так и устройства, где он установлен. Так, для ручного механизированного инструмента, например, пневмошлифовальных машин и пневмодрелей возможно снижение качества обрабатываемых изделий, а также вредное влияние на рабочий персонал [2].

Отметим, что аналогичные проблемы с колебаниями крутящего момента характерны и для различных типов электромоторов (синхронных, асинхронных, постоянного тока) [3, 4]. Здесь для снижения амплитуды указанных колебаний используют как конструктивные решения, например, изменение формы и числа полюсов, так и более распространенные решения, основанные на формировании определенного закона изменения тока в обмотках электромотора с помощью питающего устройства.

Для решения поставленной задачи для пластинчатых ПМ, по аналогии с электромоторами, возможны только конструктивные решения, т.к. быстродействие современной пневматической арматуры не позволяет решать эту задачу на уровне управления давлением и расходом сжатого воздуха на входе в ПМ. Спектр конструктивных решений, направленных на снижение амплитуды колебаний крутящего момента, также весьма ограничен. Например, в [5] рассматривается конструкция пластинчатого ПМ с некруглым статором, геометрия которого рассчитывается из условия минимизации колебаний крутящего момента. Но это приводит к определенным технологическим проблемам, а также к повышенной нагрузке на пластины и сокращению их ресурса. Наиболее простое и часто используемое здесь решение – это увеличение числа пластин и соответственно числа рабочих камер ПМ. Но это, в свою очередь, приводит к росту потерь на трение пластин о статор и некоторому снижению рабочего объема камер, что снижает энергоэффективность ПМ. Таким образом, показатель, характеризующий колебания крутящего момента и показатель энергоэффективности, являются противоречивыми критериями качества работы пластинчатого ПМ.

Постановка задачи. Целью настоящей статьи является изложение методики решения задачи по снижению амплитуды колебаний крутящего момента без существенного уменьшения показателя энергоэффективности.

В каталогах продукции ведущих фирм – производителей пластинчатых ПМ (Atlas Copco, Ingersoll Rand, Deprag и т.д.) обычно приводятся их механические и расходные характеристики, т.е. зависимости развиваемого момента, мощности и расхода сжатого воздуха от установившейся угловой скорости при заданном давлении питания. Значения амплитуды колебаний крутящего момента для каждой конкретной модели не приводится; т.е.

этот показатель не регламентирован. Заказчик может выбрать только модель с тем или иным количеством пластин.

Для получения желаемых характеристик при конструировании новых устройств с пластинчатыми ПМ, приходится делать несколько прототипов ПМ и выполнить достаточно большой объем дорогостоящих экспериментальных исследований. Для снижения затрат и объема этих работ получили развитие методы математического моделирования, позволяющие прогнозировать характеристики пластинчатых ПМ в зависимости от его геометрических параметров и давления питания [6–9]. При этом модели в указанных источниках отличаются степенью детализации как конструктивных деталей, так и в описании термодинамических процессов в рабочих камерах.

Поэтому решение поставленной задачи проводилось в следующей последовательности:

- определение механических и расходных характеристик конкретной модели ПМ на типовом экспериментальном стенде;
- получение адекватной математической модели пластинчатого ПМ;
- проведение процедуры векторной идентификации величин эффективных сечений питающего, выхлопного каналов и каналов перетечек и утечек, а также коэффициентов трения пластин о статор и пазы ротора;
- определение пульсаций крутящего момента и энергоэффективности ПМ с различным числом пластин и параметрами, определенными в процессе процедуры идентификации.

Понятно, что экспериментальное определение параметров ПМ, указанных в третьем пункте, представляет собой достаточно сложную задачу.

Экспериментальный стенд. Конструктивная схема механической части стенда показана на рис.1. Стенд состоит из жесткой металлической рамы, на которой соосно закреплены пневмомотор РП42-55, датчик крутящего момента и угловой скорости ТМ-307, а также нагружающее устройство – электромагнитный тормоз с воздушным охлаждением АНВ-12. Валы ПМ, датчика и тормоза соединены при помощи компенсирующих муфт МС-5-2470. Датчик, тормоз и муфты – изделия фирмы ‘Magtrol’ (ФРГ).

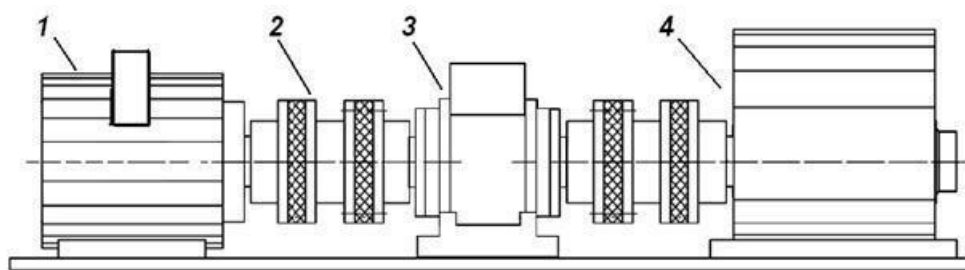


Рис.1. Механическая часть экспериментального стенда. 1 – пневмомотор, 2 – компенсирующая муфта, 3 – датчик крутящего момента и угловой скорости, 4 – электромагнитный тормоз.

Сигнал с датчика подавался на регистрирующее устройство ОВЕН ТРМ136-К.Щ7 (Россия), с которого считывались установившиеся значения крутящего момента и угловой скорости. Пневматическая часть стенда (на схеме не показана) состоит из фильтра – осушителя, регулятора давления, лубрикатора, маслоотделителя, установленного на выхлопе ПМ. Расход сжатого воздуха измерялся расходомером “Testo-6460” (ФРГ). Эксперименты проводились при настройке маслораспылителя на подачу 35 – 40 мм³ масла “BEZAN- пневмо” на 1 м³

сжатого воздуха (в пересчете на нормальные условия). Снятие показаний проводилось в диапазоне угловых скоростей от 400 до 1800 с⁻¹ для давлений питания 0,5 МПа и 0,6 МПа. Мощность определялась как произведение измеряемого крутящего момента на угловую скорость ω .

На рис.2 представлены экспериментальные (отмечены маркерами и соединенные линиями) механические и расходные характеристики – зависимости развиваемой мощности N и потребляемого расхода сжатого воздуха G от установившейся угловой скорости, а также удельного расхода q (расход на единицу развиваемой мощности), который позволяет судить об энергоэффективности ПМ. Кривые 1; 2; 3 – соответственно мощность, расход и удельный расход для ПМ при давлении питания 0,5 МПа. Кривые 4; 5; 6 – аналогичные зависимости при давлении питания 0,6 МПа.

Полученные экспериментальные данные использовались для проведения процедуры идентификации параметров ПМ, входящих в его математическую модель.

Математическая модель пластинчатого ПМ (схема показана на рис.3 и рис.4) состоит из следующей системы уравнений и соотношений:

- двух дифференциальных нелинейных уравнений первого порядка переменной структуры, описывающих изменения давления и температуры в каждой рабочей камере ПМ, полученных соответственно на основании закона сохранения энергии для сжатого воздуха в рабочей камере и уравнения состояния в дифференциальной форме. Каждая рабочая камера ПМ рассматривается как проточная полость переменного объема с изменяемыми проходными сечениями на впуске и выхлопе;
- геометрических соотношений, описывающих закон изменения объема рабочих камер, положение центра тяжести пластин как функцию угла поворота вала ПМ;
- соотношений Сен-Венана для расходов сжатого воздуха на входе в ПМ и на выхлопе, а также для расходов перетечек сжатого воздуха через зазоры между камерами и утечек в атмосферу;
- логических соотношений, описывающих условие подключения каждой рабочей камеры к напорной магистрали и выхлопу, как функцию угла поворота вала и углов воздудораспределения;
- уравнение движения вала ПМ;
- соотношений, описывающих потери на трение в подшипниках, а также сил, действующих на пластину, при ее движении в пазах ротора.

Уравнения и соотношения, оговоренные выше, достаточно подробно описаны в [9, 10]. Ниже более подробно остановимся на уравнении движения вала, т.к. предлагаемый подход позволяет более точно вычислять потери на трение в пластинчатом ПМ, чем это было сделано в [5-8].

Уравнение движения ротора ПМ составлено на основании уравнения Лагранжа

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = M \quad (1)$$

где φ – угол поворота ротора, отсчитываемый от вертикальной оси (см. рис.3) и однозначно определяющий положение пластин 1 в пазах ротора 2, установленного эксцентрично в статор 3. Ротор вращается в подшипниках 4, установленных в боковых крышках 5.

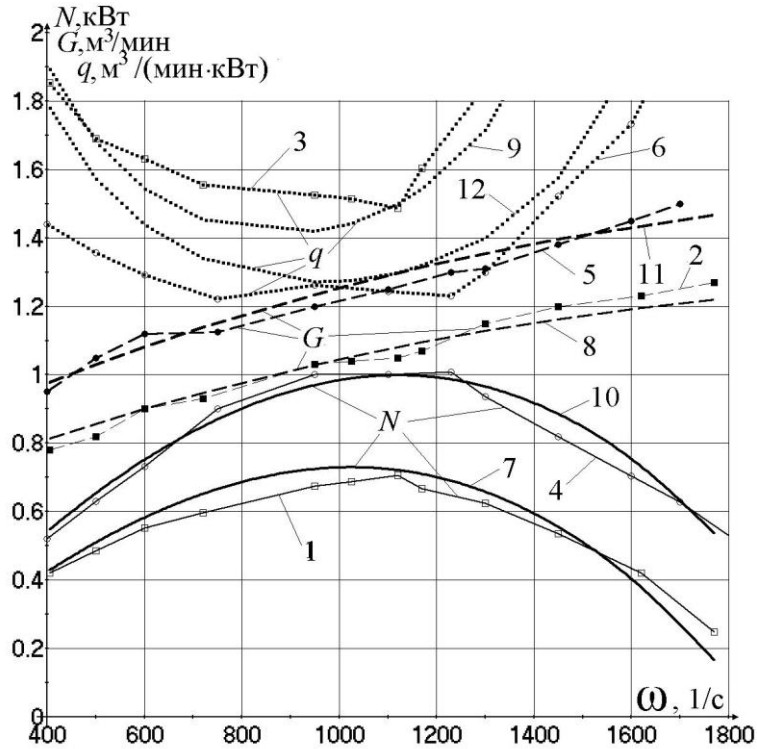


Рис.2. Экспериментальные и идентифицированные расчетные механические характеристики ПМ

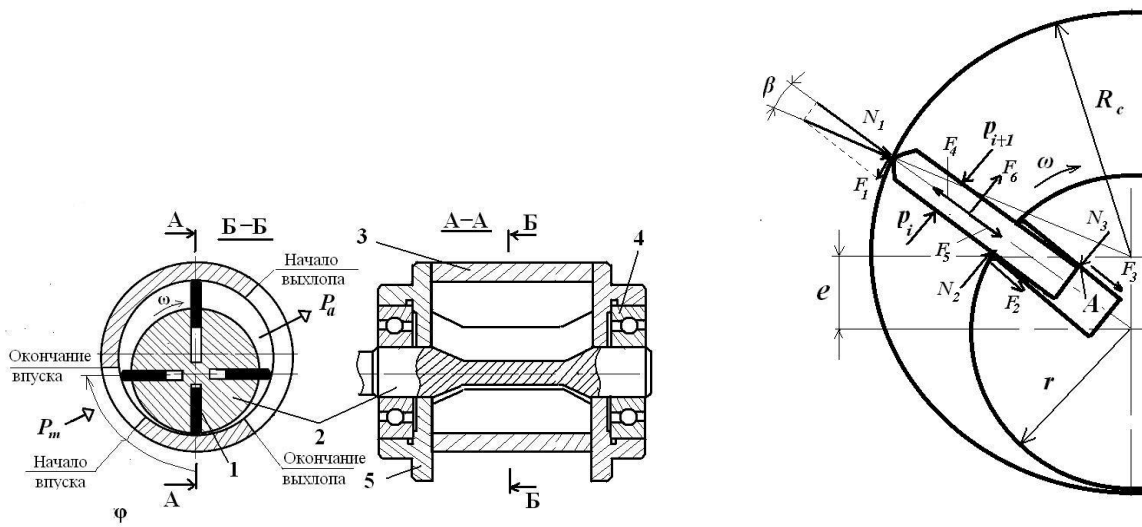


Рис.3. Схема пластинчатого нереверсивного ПМ

Рис.4. Схема нагружения пластины

Кинетическая энергия T в (1) определяется как сумма кинетических энергий вращения ротора и пластин в относительном и переносном движениях

$$T = \frac{1}{2} [J_0 \omega^2 + \sum_{i=1}^z m (e \omega \sin \varphi_i)^2 + \sum_{i=1}^z m (R_{1i} - e \cos \varphi_i)^2 \omega^2] \quad (2)$$

где J_o – момент инерции ротора, m – масса пластины, e – эксцентриситет, z – число пластин, $\varphi_i = \varphi_1 + 2\pi(i-1)/z$ – угол, определяющий положение i -ой пластины. Величина радиус-вектора от центра ротора до точки касания пластины со статором равна $R_{2i} = R_c - e \cos \varphi_i$ [15], где R_c – радиус статора. Величина R_{1i} – радиус-вектор центра тяжести пластины. Для случая прямоугольной пластины $R_{1i} = R_{2i} - b/2$

(b – высота пластины). Величина $e\omega \sin \varphi_i$ – скорость i -ой пластины относительно паза ротора.

Обобщенный момент M в формуле (1) вычисляется как $M = M_d - M_m - M_n$, где: M_d – движущий момент, M_m – момент трения, который в свою очередь складывается из величин моментов трения в подшипниках M_p и момента от трения пластин о статор и пазы ротора, M_n – момент полезной нагрузки.

Движущий момент, создаваемый i -ой пластиной от давления сжатого воздуха в двух соседних камерах p_i и p_{i+1} (см. рис.4) равен $M_{di} = (p_i - p_{i+1})[(R_{2i})^2 - r^2] l/2$,

где r, l – радиус ротора и его длина.

Момент трения в подшипниках определяется по эмпирической зависимости, приведенной в [16]

$$M_p = f_t F_p(p_m, \omega) d/2 + 0,979 \cdot 10^{-10} f_c (v \cdot n)^{2/3} D^3, \quad (3)$$

где $F_p(p_m, \omega)$ – радиальная нагрузка на подшипник как функция давления питания и угловой скорости (для рассматриваемой модели ПМ она дана в [8]), $d=12$ мм – внутренний диаметр подшипника, $f_t = 0,002$ (коэффициент трения для шарикового радиального подшипника), f_c – коэффициент, зависящий от способа смазывания подшипника, $v = 35$ мм/с – кинематическая вязкость масла, n – число оборотов в минуту, $D = 22$ мм – диаметр, проходящий по центрам тел качения.

Приведенный момент от сил трения пластины о статор и пазы ротора определяется следующим образом. На рис.4 приведена схема приложения сил, действующих на пластину. Здесь N_1, N_2 и N_3 – реакции сил в точках касания пластины со статором и пазами ротора; $F_1 = k_1 N_1 \cos \beta$; $\beta = \arcsin(e \sin \varphi / R_c)$; $F_2 = k_2 N_2$; $F_3 = k_3 N_3$ – соответствующие силы трения, k_1 и k_2 – коэффициенты трения. Инерционные силы, приложенные к центру масс пластины: $F_4 = m \omega^2 (R_1 - e \cos \varphi)$ – центробежная сила, $F_5 = m e [(d\omega/dt) \sin \varphi + \omega^2 \cos \varphi]$ – инерционная сила от радиального движения пластины, $F_6 = 2m \omega^2 \sin \varphi$ – кориолисова сила.

Для данной конструкции ПМ можно считать, что силы от давления сжатого воздуха, действующие на торцы пластины, уравновешивают друг друга. Составляя три уравнения равновесия пластины, а именно, сумму проекций сил на ось пластины, на ортогональное направление и сумму моментов сил относительно точки А, получаем систему уравнений для определения N_1, N_2 и N_3 . Приведенный момент от сил трения, действующих на пластину

$$M_t = F_1 (R_c - e \cos \varphi_i) + (F_2 + F_3) e \sin \varphi_i.$$

Окончательное выражение для уравнения движения ротора здесь не приводится ввиду его громоздкости. Численные значения параметров ПМ РП42-55 приведены в таблице 1.

Таблица 1

Основные конструктивные параметры ПМ РП42-55

Конструктивный параметр	Значение
Длина статора	55 мм
Внутренний диаметр статора	32 мм
Диаметр ротора	26,6 мм
Эксцентриситет	2,7 мм
Высота/толщина пластины	10,7/2,5 мм
Угол начала впуска	35 град.
Угол окончания впуска	72 град.
Угол начала выхлопа	210 град.
Угол окончания выхлопа	315 град.

Процедура векторной параметрической идентификации основана на методе исследования пространства параметров [12] путем сопоставления экспериментальных и расчетных характеристик ПМ для восстановления значений искомым параметров в рамках принятой математической модели, с учетом критериальных и параметрических ограничений. Данный подход реализован в программном комплексе MOVI (Multicriteria Optimization and Vector Identification) [13]. Использование этого метода позволяет существенно сократить объем экспериментальных работ и соответственно снизить (в десятки раз) их стоимость, так как определение параметров ПМ, от которых зависят термодинамические и механические потери, представляет собой достаточно сложную задачу.

Здесь в качестве данных для сравнения приняты расчетные значения мощности на валу $N_{1j}(\omega)$ и потребляемого расхода $G_{1j}(\omega)$ и соответствующие им экспериментальные значения указанных показателей (с индексом 2), при давлении питания $p_m = 0,5$ МПа ($j=1$) и $p_m = 0,6$ МПа ($j=2$). В качестве критериев соответствия приняты величины их максимального расхождения

$$\Delta_1 \geq \max \left| N_{1j}(\omega_i) - N_{2j}(\omega_i) \right|,$$

$$\Delta_2 \geq \max \left| G_{1j}(\omega_i) - G_{2j}(\omega_i) \right|,$$

где индекс i означает значение величины в точке с номером, при дискретизации исследуемого интервала изменения угловой скорости ротора ($i=1-12$). В качестве искомым параметров математической модели были взяты коэффициенты трения k_1 , k_2 , а также эффективные площади сечений каналов на входе в ПМ – f_m , на выхлопе – f_v , утечек из камеры – f_u и перетечек между полостями – f_p . На первом этапе при использовании программного комплекса MOVI величины Δ_1 и Δ_2 задаются достаточно произвольно. Если в результате расчетов в таблице испытаний нет Парето–оптимального вектора решений (k_1 , k_2 , f_m , f_v , f_u , f_p), то следует увеличить Δ_1 и Δ_2 . Если Парето–оптимальных векторов несколько, то надо уменьшить Δ_1 и Δ_2 так, чтобы остался один Парето–оптимальный вектор, который и даст искомые значения параметров. Было проведено несколько серий расчетов с числом испытаний от 256 до 2048 (для большей достоверности) и диапазоне изменения параметров $k_1 = 0,1 - 0,2$; $k_2 = 0,1 - 0,2$; $f_m = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 - 41 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, $f_v = 42 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 - 240 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $f_u = 0 - 37 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, $f_p = 0 - 37 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. В результате получены следующие значения: $k_1 = 0,145$, $k_2 = 0,132$; $f_m = 24,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $f_v = 97,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $f_u = 4,12 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $f_p = 8,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. На рис.5 представлены рассчитанные по идентифицированной математической модели графики развиваемой мощности, потребляемого расхода и удельного расхода для давлений питания 0,5 МПа

(кривые 7,8,9) и 0,6 МПа (кривые 10,11,12). Совпадение расчетных и экспериментальных кривых вполне удовлетворительно.

Основные результаты. На основании определенных методом идентификации коэффициентов трения пластины о статор и пазы ротора, а также эффективных сечений каналов для ПМ с $z=4$ с помощью математической модели рассчитаны характеристики ПМ с другим числом пластин в предположении, что идентифицированные параметры остаются неизменными. Была проведена серия расчетов по представленной выше математической модели пластинчатого ПМ с различным числом пластин: от 4 до 9. Результаты расчетов представлены в таблице 2 и на рис.5. Анализ показывает, что увеличение числа пластин приводит к определенному снижению амплитуды колебаний крутящего момента в пределах одного оборота вала ($\delta=M_{max} - M_{min}$), и увеличению частоты этих колебаний, которая напрямую связана с числом пластин и угловой скоростью (см. рис.6).

Таблица 2

Показатели в номинальном режиме работы ПМ

z	$\omega, \text{с}^{-1}$	$N_{max}, \text{кВт}$	$q, \text{м}^3/(\text{мин кВт})$	$\delta=M_{max} - M_{min}, \text{Нм}$
4	1000	0,73	1,41	0,13
5	950	0,66	1,5	0,1
6	850	0,55	1,74	0,25
7	800	0,51	1,86	0,095
8	750	0,46	2,08	0,065
9	700	0,41	2,33	0,016

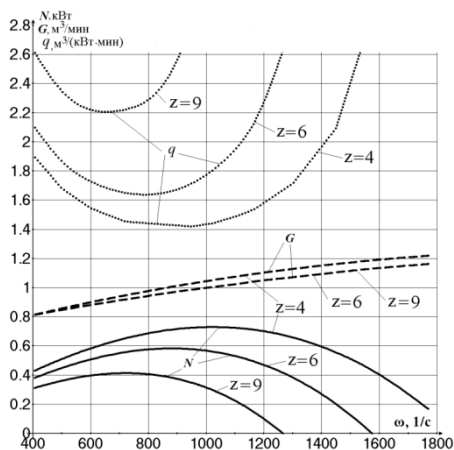


Рис.5. Расчетные графики механических характеристик ПМ при различных числах пластин

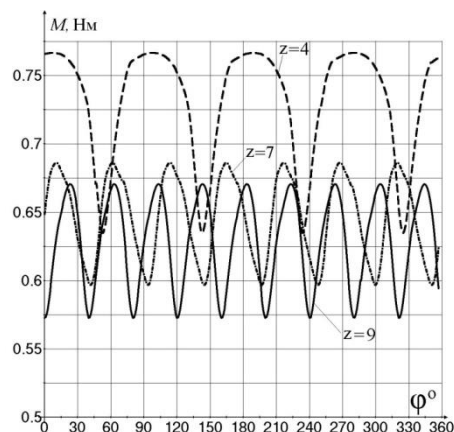


Рис.6. Расчетные колебания крутящего момента по углу поворота ротора ПМ

Из графиков видно, что лучшие результаты получаются при нечетном числе пластин, поэтому в пневмо- и гидромоторах стараются применять нечетное число рабочих полостей. С другой стороны, увеличение числа пластин приводит к снижению развиваемой мотором мощности и увеличению удельного расхода, характеризующего энергоэффективность. Для исследуемого ПМ увеличение числа пластин более 5 приводит к незначительному

снижению колебаний крутящего момента, но при этом значительно возрастает удельный расход, т.е. снижается энергоэффективность. При этом номинальный режим работы ПМ с большим числом пластин смещается в область более низких угловых скоростей.

Результаты, представленные в таблице 2, получены для фиксированных углов воздухораспределения в соответствии с техническим паспортом мотора РП42-55 с числом пластин $z=4$. С изменением числа пластин оптимальные значения этих углов могут принимать несколько иные значения. С помощью программы MOVI были проведены оптимизационные расчеты углов окончания впуска и начала выхлопа для ПМ с числом пластин $z=4-9$. В качестве критериев качества были выбраны: развиваемая мощность $N \geq N_1$; удельный расход $q \leq q_1$; и амплитуда колебаний крутящего момента $\delta \leq \delta_1$ (критерии с индексом 1 относятся к ПМ согласно таблицы 2). Более подробно процедура оптимизации параметров ПМ описана в [14]. Результаты расчетов представлены в таблице 3.

Таблица 3

Показатели в номинальном режиме работы ПМ с оптимизированными значениями углов воздухораспределения

Число пластин z	Угловая скорость $\omega, \text{с}^{-1}$	Мощность $N_{max}, \text{кВт}$	Удельный расход $q, \text{м}^3/(\text{мин кВт})$	M_{max} - $M_{min},$ Нм	Угол окончания впуска, град.	Угол начала выхлопа, град.
4	1000	0,72	1,42	0,128	70	221
5	950	0,7	1,51	0,08	90	214
6	850	0,63	1,7	0,2	92	205
7	850	0,614	1,77	0,023	97	206
8	800	0,54	1,96	0,016	89	223
9	750	0,435	2,27	0,011	78	243

Как видно из таблицы 3, правильный выбор углов воздухораспределения позволяет заметно снизить амплитуду колебаний крутящего момента ПМ и улучшить показатели мощности и удельного расхода сжатого воздуха.

Заключение. Представленное решение задачи по определению величины колебаний крутящего момента пластинчатого ПМ основано на использовании его детализированной математической модели, ряд параметров которой определялся методом векторной идентификации путем сравнения расчетных и экспериментальных механических и расходных характеристик ПМ. Такой подход позволяет существенно снизить объем экспериментальных работ и обеспечить удовлетворительную точность расчетных показателей, полученных при использовании математической модели.

Показано, что увеличение числа пластин без правильного подбора углов воздухораспределения приводит к незначительному снижению амплитуды колебаний крутящего момента ПМ, но при этом существенно возрастает удельный расход сжатого воздуха, т.е. снижается энергоэффективность. Данный результат получен для модели ПМ с достаточно высокой номинальной угловой скоростью (порядка 1000с^{-1}), где потери на трение пластин весьма значительны. В следующих работах предполагается учитывать, что при увеличении числа пластин снижается изгибающая нагрузка из-за уменьшения перепада давлений и пластины можно делать тоньше и, соответственно, легче, что, в свою очередь, снизит потери на трение.

В дальнейшем планируется провести аналогичную работу с моделями пластинчатых ПМ, имеющих другие соотношения геометрических параметров и, соответственно, другие номинальные обороты и мощности, а также со специальным антифрикционным покрытием рабочей поверхности статора и композиционным материалом пластин, обеспечивающим большую прочность на изгиб при меньшей толщине и, соответственно, массе.

Список литературы

1. Geurts P. Development of a vane motor servo system for precision positioning in an MR- and CT- environment// MSc Report. - University of Twente, Netherlands, 2017. 71p. https://essay.utwente.nl/73519/1/geurts_MA_EEMCS.pdf
2. Patvin J., Agnew M., Woert C. An ergonomic comparison of pneumatic and electrical pistol grip hand tools// Int. Journal of Industrial Ergonomics. – 2004. – 34. - P. 467 – 478.
3. Томасов В.С., Ловлин С.Ю., Егоров А.В. Алгоритмы компенсации пульсаций момента прецизионного электропривода на базе синхронной машины с постоянными магнитами// Научно – технический вестник информационных технологий, механики и оптики. – 2013. - №2(84). - С. 77 – 83.
4. Qian S., et al. Torque Ripple Minimization in PM Synchronous Motors Using Iterative Learning Control// Trans. Power Electron. – 2004. - 19(2). - P. 272 – 279.
5. Chen-Wei Cheng et al. Modeling and Design of Air Vane Motors for Minimal Torque Ripples// J. of Mechanical Design. – 2012. - Vol. 134. - P. 051003-1 – 051003-10.
6. Carfagni M., Furferi R., Volpe Y. A novel tool for pneumatic spindle design// Proc. of the IMProve 2011 Int. conf. on Innovative Methods in Product Design. - Venice, Italy, 2011. - P.266-271.
7. Luo X., Wang J., Spanin L. Development of a Mathematical Model for Vane-type Air Motors with Arbitrary N vanes// Proc. of the world Congress on Engineering. – London, 2008. - V.1. - P. 362-367.
8. Merkelboch S., Mas I., Murrenhoff H. Mathematical Modeling of pneumatic vane motor in Matlab/Simulink// The 10-th IFPS Int. Symp. of Fluid Power. - Fukuoka, Japan, oct. 24-27 2017. - P. 2B20; 1 – 10.
9. Ивлев В.И., Бозров В.М. Модификация пластинчатого пневмомотора для работы на сжатом воздухе без распыления смазки// Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2012. - №4. - С.20 – 24.
10. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. - М.: Машиностроение, 1985. -256 с.
11. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: в 3-х томах. Том 2. – М.: Машиностроение, 2006. - 960 с.
12. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. - М.: Дрофа, 2006. -176 с.
13. Статников Р.Б., Матусов И.Б. О недопустимых, допустимых и оптимальных решениях в задачах проектирования// Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2012. - №4. - С.10 – 19.
14. Ивлев В.И., Бозров В.М., Мисюрин С.Ю., Нелюбин А.П. Выбор параметров пневмомотора на основе методов многокритериальной оптимизации и поддержки принятия решений// Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2013. - №5. - С. 12 – 18.

Дата поступления: 2 июля 2019 г.