

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Райзман И.А. Зависимость параметров жидкостнокольцевого вакуум-насоса и компрессора от количества подаваемой жидкости // Сб. «Вакуумная техника», вып. 2. - Казань: Таткингиздат, 1970. - С. 21 - 27.
2. Лукоянов В.Ф. и др. Определение перетечек газа через торцовые зазоры жидкостнокольцевых вакуум-насосов // Сб. «Вакуумная техника», вып. 2. - Казань: Таткингиздат, 1970. - С. 31 - 37.
3. А.с. 1211459, кл. F04c 19/00. Жидкостнокольцевая машина /И.А.Райзман, Л.Г.Рейдман и др. Опубл. 15.02.86. Бюл. №6.
4. Вертепов Ю.М., Дрючин В.А. Влияние подачи обратной воды на характеристики двухступенчатых водокольцевых вакуумных агрегатов. Деп. рукопись № 1135. - М.:ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, ВИНТИ «Депонированные рукописи», №5, 1983. - С.120.
5. Райзман И.А., Галич В.П. Зависимость производительности жидкостнокольцевых машин от температуры рабочей жидкости // Сб. «Тепломассообмен в химической технологии», вып. 1. - Казань: Таткингиздат, 1973. - С. 32 - 33.
6. Райзман И.А., Соколов А.Е. Влияние сопротивления нагнетательного тракта жидкостнокольцевых машин на их параметры // Сб. трудов КХТИ, вып.55. - Казань, 1975. - С. 79 - 81.
7. А.с. №1590658, кл.F04c 7/00. Жидкостнокольцевая машина /Ю.М.Вертепов, В.А.Шестаков и др. Опубл. 7.09.90. Бюл.33.
8. Бапта Т.М. и др. Гидравлика, гидромашины, гидропривод. - М.: Машиностроение, 1982. - 422 с.

*Поступила в редколлегию 2 июня 1998 г.*

УДК 621.516

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК, ПРИЛОЖЕННЫХ К РОТОРУ ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВОЙ МАШИНЫ

*Ю.М.Вертепов, доц.*

Одной из основных задач конструкторского расчета при разработке жидкостнокольцевой машины (ЖКМ) является определение нагрузок, приложенных к ее ротору. Ее точное решение может быть найдено по результатам гидродинамических расчетов усилий, возникающих при взаимодействии ротора с газожидкостным потоком в машине. Существующие методики расчета [1, 2, 3] основаны на ряде допущений, приводящих к существенной погрешности в результатах расчетов по сравнению с данными экспериментальных исследований. Их использование в инженерной практике связано с большим объемом вычислений, в том числе и с привлечением аппарата высшей математики. Рабочая жидкость, подаваемая в ЖКМ и принимающая форму жидкостного кольца, выполняет функции жидкостного поршня, изменяющего объем газа в рабочих ячейках, поэтому величина и направление газовых сил, действующих на ротор, определяются формой его внутренней поверхности, связанной с режимом работы машины, размерами окон, частотой вращения ротора, эксцентриситетом машины и геометрией рабочего колеса, свойствами рабочей жидкости. Большое количество различных факторов, влияющих на форму внутренней поверхности жидкостного кольца, приводит к необходимости создания инженерной методики расчета нагрузок, действующих на ротор ЖКМ.

Предложенная в работе [4] методика расчета действующих на ротор ЖКМ сил имеет ряд существенных недостатков, поскольку не учитывает конструктивных особенностей ЖКМ, связанных с режимом ее работы и технологией изготовления ротора. При расчете газовых сил по этой методике совсем не учтен участок обратного расширения, расположенный от кромки закрытия нагнетательного окна до кромки открытия всасывающего окна, на котором давление газа уменьшается от давления

нагнетания  $p_n$  до давления всасывания  $p_{вс}$ . Участок всасывания отсчитывается от угла поворота ротора  $\alpha = 0$ , соответствующего верхнему сечению ЖКМ, до  $\alpha = 180^\circ$ , а его угловая протяженность совсем не связана с угловым положением кромки открытия  $\alpha_{вс}$  и кромки закрытия  $\alpha_m$  всасывающего окна. Участок сжатия отсчитывается от  $\alpha = 180^\circ$  до  $\alpha = 270^\circ$  и никак не связан с угловым положением кромки открытия нагнетательного окна  $\alpha_{сж}$ , которая будет разной для работы ЖКМ в компрессорном режиме (машины типа ВК) и в вакуумных режимах (машин исполнения ВВН1 или ВВН2). Связано это с тем, что на период создания этой методики водокольцевые вакуумные насосы выпускались в соответствии с ГОСТ 10889-64 "Машины водокольцевые. Типы и основные параметры" с вакуумом на всасывании 70%, при котором кромке открытия нагнетательного окна соответствовал угол  $\alpha_{сж}$  порядка  $270^\circ$ .

Участок нагнетания отсчитывается от  $\alpha = 270^\circ$  до  $\alpha = 360^\circ$  и никак не связан с угловым положением кромки открытия  $\alpha_{сж}$  и кромки закрытия  $\alpha_k$  окна нагнетания. Такая схематизация рабочих процессов в ЖКМ не соответствует их действительному протеканию в рабочей полости в течение одного оборота ротора, поскольку не учитывает расположения всасывающего и нагнетательного окон, а также наличия и влияния "мертвого" объема. Для ЖКМ с двусторонним осевым подводом и отводом газа в литом исполнении рабочее колесо отливается из двух половин, лопатки которых из-за неточностей формовки могут иметь взаимное угловое смещение. Это приводит к появлению осевой газовой силы  $P_a$ , вызванной отличием давлений газа в разных половинах рабочей полости, расположенных по разные стороны от центрального обода рабочего колеса, имеющего среднюю толщину  $\delta_{ср}$ . Величина этой силы может достигать 20-30% от величины суммарной газовой силы  $P_{\Sigma}$ , что совсем не учитывается этой методикой и приводит к занижению значения эквивалентных напряжений в опасном сечении ротора при его прочностном расчете.

Автором предлагается инженерная методика усилий, действующих на ротор ЖКМ, которая учитывает режим ее работы и конструктивные особенности. При ее разработке был принят ряд допущений:

1 Давление газа в рабочей полости на участках сжатия и обратного расширения равно полусумме давлений всасывания и нагнетания.

2 При сообщении и разобщении рабочих ячеек с всасывающим и нагнетательным окнами давление в них изменяется постепенно, поэтому угловая протяженность окон при расчете газовых сил должна быть увеличена в обе стороны от кромок их открытия и закрытия на угол, равный половине углового размера рабочей ячейки  $\frac{\pi}{2}$ .

3 На участках, где рабочая ячейка сообщена с всасывающим или нагнетательным окном, давление газа в ней постоянно и равно соответственно давлению всасывания или нагнетания.

4 В нижнем сечении ЖКМ (при  $\alpha = 180^\circ$ ) погружение лопаток рабочего колеса в жидкостное кольцо отсутствует, что с учетом инерционного наклона внутренней поверхности жидкостного кольца в пределах рабочей ячейки соответствует действительности.

Принятые допущения согласуются достаточно близко с результатами индентирования давлений газа в рабочих ячейках ЖКМ [5].

При проектировании ЖКМ в соответствии с режимом ее работы заданы ее давление всасывания  $p_{вс}$  и нагнетания  $p_n$ . В результате расчета основных размеров рабочей полости и очертаний внутренней поверхности

жидкостного кольца определены углы открытия  $\alpha_{вс}$  и закрытия  $\alpha_{м}$

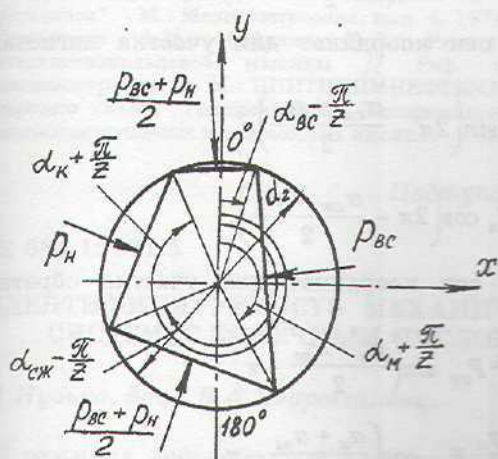


Рисунок 1 - Расчетная схема ротора для определения приложенных к нему нагрузок

всасывания (от  $\alpha_{вс} - \frac{\pi}{z}$  до  $\alpha_{м} + \frac{\pi}{z}$ ), сжатия ( $\alpha_{м} + \frac{\pi}{z}$  до  $\alpha_{сж} - \frac{\pi}{z}$ ), нагнетания (от  $\alpha_{сж} - \frac{\pi}{z}$  до  $\alpha_{к} + \frac{\pi}{z}$ ), обратного расширения (от  $\alpha_{к} + \frac{\pi}{z}$  до  $\alpha_{вс} - \frac{\pi}{z}$ ) и расчетными давлениями на каждом из них в координатах  $x-y$  представлен на рис. 1.

Расчетная площадь ротора на участке всасывания равна

$$F_{вс} = \left( \alpha_{м} - \alpha_{вс} + \frac{2\pi}{z} \right) \frac{d_2}{2} (b - \delta_{ср}),$$

Расчетная площадь ротора на участке сжатия равна

$$F_{сж} = \left( \alpha_{сж} - \alpha_{м} - \frac{2\pi}{z} \right) \frac{d_2}{2} (b - \delta_{ср}),$$

Расчетная площадь ротора на участке нагнетания равна

$$F_{н} = \left( \alpha_{к} - \alpha_{сж} + \frac{2\pi}{z} \right) \frac{d_2}{2} (b - \delta_{ср}),$$

Расчетная площадь ротора на участке обратного расширения равна

$$F_{ор} = \left( \alpha_{вс} + (2\pi - \alpha_{к}) - \frac{2\pi}{z} \right) \frac{d_2}{2} (b - \delta_{ср}).$$

Проекции газовой силы на оси координат для участка всасывания равны:

$$P_{всx} = -p_{вс} F_{вс} \sin \frac{\alpha_{вс} + \alpha_{м}}{2},$$

$$P_{всы} = -p_{вс} F_{вс} \cos \frac{\alpha_{вс} + \alpha_{м}}{2}.$$

Проекции газовой силы на оси координат для участка сжатия равны:

$$P_{сжx} = \frac{p_{вс} + p_{н}}{2} F_{сж} \sin \left( \frac{\alpha_{сж} + \alpha_{м} - \pi}{2} \right),$$

$$P_{acy} = \frac{P_{ec} + P_n}{2} F_{сж} \cos\left(\frac{\alpha_{сж} + \alpha_n}{2} - \pi\right).$$

Проекция газовой силы на оси координат для участка нагнетания равны:

$$P_{nx} = P_n F_n \sin\left(2\pi - \frac{\alpha_{сж} + \alpha_n}{2}\right),$$

$$P_{ny} = -P_n F_n \cos\left(2\pi - \frac{\alpha_{сж} + \alpha_n}{2}\right).$$

Проекция газовой силы на оси координат для участка обратного расширения равны:

$$P_{орx} = \frac{P_{ec} + P_n}{2} F_{ор} \sin\left(\frac{\alpha_n + \alpha_{ec}}{2} - \pi\right),$$

$$P_{орy} = -\frac{P_{ec} + P_n}{2} F_{ор} \cos\left(\frac{\alpha_n + \alpha_{ec}}{2} - \pi\right).$$

Проекция равнодействующей приложенных к ротору сил на ось  $Ox$  равна

$$P_{\Sigma x} = P_{ecx} + P_{сжx} + P_{nx} + P_{орx}.$$

Проекция равнодействующей приложенных к ротору сил на ось  $Oy$  равна

$$P_{\Sigma y} = P_{acy} + P_{сжy} + P_{ny} + P_{орy} - G.$$

В двух последних выражениях проекция газовых сил для каждого участка складываются со своими знаками, полученными из приведенных выше зависимостей.

Равнодействующая приложенных к ротору сил равна

$$P_{\Sigma} = \sqrt{P_{\Sigma x}^2 + P_{\Sigma y}^2}.$$

Осевая газовая сила, действующая на ротор, равна

$$P_a = (0,2 - 0,3)P_{\Sigma}.$$

С учетом найденных сил  $P_{\Sigma}$  и  $P_a$ , а также силы, создаваемой муфтой, находятся реакции в опорах ЖКМ и выполняется поверочный расчет подшипников качения. Эти силы используются также при построении эпюры изгибающих моментов для вала ЖКМ и его расчета на прочность в опасном сечении с учетом знакопеременного характера нагрузки.

## SUMMARY

*This paper is devoted to determination of forces applied to liquid-ring machine rotors which are necessary for calculation of bearing's reactions. Author gives formulas which determine gas forces in accordance with angle sizes of input and output machine's windows and pressure values.*

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мац Э.Б., Райзман И.А. Математическая модель для гидродинамического расчета движения жидкости в жидкостнокольцевых машинах // Сб. "Физика и техника вакуума". - Казанский университет, 1974. - С. 216 - 224.
2. Селивра А.А. Теоретические и экспериментальные основы исследования и расчета водокольцевых вакуумных насосов // Сб. "Разработка месторождений полезных ископаемых". - К., вып. 29, 1972. - С.115 - 118.

1. Караганов Л.Т., Прямыцын Б.И. Расчет основных параметров жидкостнокольцевых вакуум-компрессоров // Сб. "Аппараты и машины кислородных и криогенных установок". - М.: Машиностроение, вып. 4, 1974. - С. 56 - 71.
2. Лукьянова А.И., Райзман И.А. Расчет усилий, действующих на ротор жидкостнокольцевой машины // Реф. сб. «Компрессорное и холодильное машиностроение». - М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1973. - № 4. - С. 4 - 5.
3. Вертепов Ю.М., Григоров В.П. Экспериментальное определение газовых давлений в жидкостнокольцевых компрессорных машинах // Сб. трудов ЛТИХП. - Л., 1982. - С. 120 - 124.

Поступила в редколлегию 2 июня 1998 г.

УДК 534.1: 681.5

## ИДЕНТИФИЦИРУЕМОСТЬ МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ С КОНЕЧНЫМ ЧИСЛОМ СТЕПЕНЕЙ СВОБОДЫ

И.Д.Пузько, доц.; В.А.Хворост, доц.

В режимах вибрационной диагностики при проведении вибрационных испытаний машин, конструкций, узлов, деталей и приборов решаются задачи операторной, параметрической или функциональной идентифицируемости моделей, описывающих поведение различных классов механических колебательных систем (МКС) с конечным числом степеней свободы (МКСКЧСС) [1, 2].

В частности, достаточное внимание обращается на применение методов декомпозиции, а также на методы и алгоритмы, основанные на применении ЭВМ [2].

В то же время имеет существенное значение разработка аналитических методов идентификации или гибридных экспериментально-аналитических методов [2].

В данном исследовании разработан метод, алгоритм реализации которого в некоторой степени аналогичен методу динамических жесткостей [3] и базируется на следующей теореме.

**Теорема.** Параметрическая идентифицируемость МКС с  $n$  степенями свободы имеет место при условии преобразования исходной МКС к множеству редуцированных МКС с одной степенью свободы путем формирования двух групп масс при жестком соединении масс в каждой группе, гибком соединении между группами масс, дискретном изменении массы в каждой группе при постоянной величине суммарной массы в обеих группах масс, равной суммарной массе МКСКЧСС.

Доказательство теоремы основано на приведенном ниже алгоритме параметрической идентифицируемости МКС.

**Доказательство.** Рассмотрим модель в виде МКС с конечным числом степеней свободы, содержащей  $n$  масс  $m_1, m_2, \dots, m_n$ , соединенных между собой упругими связями с коэффициентами жесткости  $c_1, \dots, c_n$  (рис.1).

Множество  $M$  масс  $m_i \in M (i = \overline{1, n})$  разделяется на две группы  $M_I$  и  $M_{II}$  масс.

В частности, формируются ряды, соответствующие дискретно

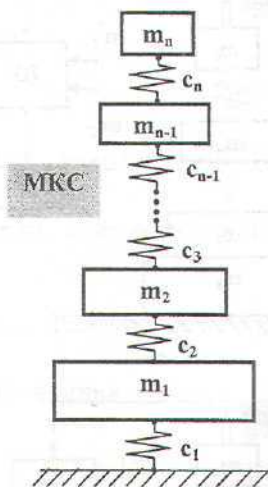


Рисунок 1