

Гулый А.Н., доцент, Поклад А.А., аспирант, СумГУ, Сумы

*Gulyi A.N., associate professor, Poklad A.A., postgraduate student,
SumSU, Sumy*

Сегодня нет сомнений в том, что повышение стоимости как энергоресурсов, так и конструкционных материалов будет продолжаться, в связи с чем усилится борьба за снижение массогабаритных показателей оборудования, в том числе и насосов и их приводов. Повышение технологических затрат на изготовление более энергоемкого и совершенного насоса и приводного двигателя в определенный момент станет выгодным, поскольку с лихвой окупится снижением расхода стали и сплавов, меди, алюминия и т.д. Компактное энергонасыщенное оборудование позволит сэкономить на строительных площадях, транспорте, монтажных работах. Наиболее эффективным способом повышения энергонасыщенности динамических насосных агрегатов является повышение частоты вращения, которое в ближайшее время может стать экономически оправданным в связи с тенденцией непрерывного повышения надежности и снижения цены электронных преобразователей частоты.

Таким образом, в ближайшем будущем (а может быть, уже сегодня) становится актуальным вопрос оптимизации частот вращения динамического насосного оборудования. Хотя существует небольшой сегмент динамических насосов с турбоприводом, где частота вращения выбиралась произвольно, задача оптимизации на сегодняшний день еще не ставилась.

Из всего многообразия динамических насосов в первую очередь стоит рассмотреть секционные высоконапорные многоступенчатые центробежные насосы, для которых вопросы энергонасыщенности наиболее актуальны.

Выбор оптимальной частоты вращения насосного агрегата не может быть выполнен без сравнения насосов на заданные одинаковые напор и подачу, но с разной частотой вращения. Для повышения скорости и качества такой работы она должна быть упорядочена, поэтому на базе общей теории подобия лопастных насосов была разработана теория подобия насосов типа ЦНС, объединенных общей конструкцией.

В качестве основного критерия подобия естественно принять коэффициент быстроходности n_s . При равных n_s насосы будут подобны с точки зрения геометрии проточной части, кинематики и динамики рабочего процесса. Самое важное, что в первом приближении такие насосы будут подобны в плане потерь и кпд. Интересно сравнить основные параметры насосов с одинаковым n_s и, конечно, с равными главными параметрами - подачей и напором, но с разной частотой вращения ротора. Такие насосы и будем называть подобными. Такая теория подобия может существовать только для многоступенчатых насосов, поскольку обеспечить одинаковый (или близкий) коэффициент быстроходности при равных параметрах можно только за счет варьирования числа ступеней.

Преобразованиями известных формул подобия центробежной ступени, получены зависимости числа ступеней и их размеров от частоты вращения. Получен положительный ответ на следующий вопрос: можно ли, используя геометрическое подобие проточной части, перенести его на все элементы конструкции и получать новые подобные насосы простым масштабированием одной отработанной модели?

Расчетом типовых элементов конструкции (вал, колесо, корпусная деталь) показано, что напряжения от статических нагрузок (крутящий момент, силы давления и механического взаимодействия) в деталях подобных насосов равны. При помощи динамических расчетов подобных насосов показано, что с ростом частоты вращения ротора пропорционально растет и его первая собственная частота. Таким образом, показано, что по условиям динамики и прочности подобные насосы являются эквивалентными.

Эквивалентность подобных насосов нарушается при рассмотрении вопросов потерь энергии и кпд. В наибольшей степени это касается объемных потерь, которые, как показано, не имели бы изменений при пропорциональном изменении геометрических размеров и зазоров в щелевых уплотнениях между ротором и статором. Однако, при уменьшении геометрических размеров, относительные предельные отклонения в пределах заданного качества точности, увеличиваются. Это увеличивает относительную несоосность сборки малых насосов и либо требует для них перехода к более точным квалитетам, либо увеличит объемные потери. Возможным путем сохранения кпд малогабаритных насосов является применение "полуподвижных" уплотнительных колец для внутренних щелевых уплотнений.

Другими переменными параметрами подобных насосов являются кавитация, скорость эрозионного и другого износа, а как следствие - ресурс и надежность. После оценки влияния частоты вращения на эти факторы при наличии соответствующих данных по приводу открывается возможность определения стоимости жизненного цикла агрегата и решения задачи оптимизации частоты вращения.

Таким образом, были сделаны выводы о том, что изменение размеров секционных насосов с одинаковым напором путем масштабирования не нарушит условий прочности и что с повышением частоты вращения подобных насосов типа ЦНС, синхронно будет расти также первая собственная частота поперечных колебаний.