

ОПЫТ ДИНАМИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ПРИ РАСЧЕТЕ ГИДРОУДАРА

Корельштейн Л. Б., Тарасевич В. В., Юдовина Е. Ф., ООО «НТП Трубопровод»

Введение

При расчете переходных процессов (и, в частности, гидравлического удара) в транспортирующих жидкость трубопроводах важен корректный учет поведения центробежных насосов в таких процессах. К сожалению, в этой области остается еще немало вопросов и белых пятен.

В данной статье представлена динамическая модель центробежного насоса с асинхронным электродвигателем, реализованная в модуле расчета гидравлического удара программы «Гидросистема» (подробнее о программе и модуле см. [1, 2]).

В настоящее время в программе реализованы четыре типа переходных процессов, при которых необходимо учитывать динамическое поведение центробежных насо-

сов. В двух из них переходный процесс вызывается самим насосом – это процессы пуска и остановки насоса. В двух других случаях причиной гидроудара являются другие элементы трубопровода, но насос также играет свою роль в переходном процессе – это переходный процесс в системе при работающем насосе (когда может измениться рабочая точка насоса) и редкий случай течения через насос при переходном процессе через неработающий (но не «изолированный» от течения) насос. Переходные процессы, связанные с активным регулированием параметров насоса (например, регулированием скорости частоты вращения), планируется реализовать в ближайшем будущем.

Математическая модель центробежного насоса с асинхронным электродвигателем

Поведение центробежного насоса описывается следующим уравнением баланса моментов на оси насоса [3]:

$$2tJ (dn/dt) = T_{motor}(n) - T_{pump}(Q, n) \quad (1)$$

где n – скорость вращения насоса, об/сек, t – время, с; Q – подача (объемный расход) насоса, м³/с; T_{motor} – момент, действующий на насос со стороны электродвигателя, Нм (равный нулю при выключенном насосе); T_{pump} – момент, действующий со стороны жидкости, Нм; J – суммарный момент инерции насосного агрегата, кг/м², складывающийся из моментов инерции ротора электродвигателя, рабочего колеса и других вращающихся элементов насоса, а также жидкости в насосе:

$$J = J_{rotor} + J_{impeller} + J_{fluid} \quad (2)$$

При этом момент инерции ротора электродвигателя обычно является доминирующей составляющей в (2), и (в отличие от других составляющих) его величина обычно известна из каталогов изготовителя электродвигателя.

Условия на входе в насос и выходе из насоса определяются уравнением:

$$H_{outlet} - H_{inlet} = H(Q, n) \quad (3)$$

где H_{outlet} и H_{inlet} – напоры на выходе в насос и выходе из него, м; $H(Q, n)$ – напор, создаваемый насосом.

Уравнения (1) и (3) совместно со стандартными уравнениями гидравлического удара (записанными через инварианты Римана) составляют полную систему обыкновенных дифференциальных уравнений и дифференциальных уравнений в частных производных, решаемую в программе «Гидросистема» методом

конечных разностей с использованием явной схемы бегающего счета [2].

Таким образом, задача сводится к расчету функций момента электродвигателя и насоса и напора насоса $T_{motor}(n)$, $T_{pump}(Q, n)$, $H(Q, n)$.

Как известно, скорость вращения ротора асинхронных электродвигателей n отличается от скорости вращения магнитного поля в статоре такого электродвигателя n_s (последнее рассчитывается по формуле $n_s = (2f/p)$, где f – частота электрической сети, Гц; p – число полюсов статора). Имеет место так называемое скольжение, характеризующееся величиной $s = (n_s - n)/n_s$. Типичный характер зависимости момента асинхронного электродвигателя от скольжения показан на рис. 1.

В рабочем режиме электродвигателя его параметры «плавают» вблизи номинальных значений T_{nom} и N_{nom} при этом скольжение находится в интервале от нуля до так называемого критического скольжения s_{cr} соответствующего максимальному значению момента электродвигателя T_{cr} . При этом зависимость момента от скольжения достаточно хорошо для практических целей описывается простейшим уравнением Клосса:

$$T_{motor}(n) = 2T_{cr} / ((s/s_{cr}) + (s_{cr}/s)) \quad (4)$$

При этом критические и номинальные параметры электродвигателя практически всегда доступны в каталогах изготовителей.

Одной из проблем является расчет зависимостей $T_{pump}(Q, n)$, $H(Q, n)$, поскольку в ходе переходных процессов насос может далеко выходить за параметры так называемой рабочей зоны насоса и за границы так называемого 1-го квадранта (то есть положительных значений подачи и скорости вращения). Возможен проход параметров насоса через другие квадранты (так называемый четырехквadrантный режим), с нахождением насоса в режиме реверсивного вращения и турбинном режиме [3]. Как правило, изготовители насосов не предоставляют данные о характеристиках насоса при таких режимах.

Для решения данной проблемы прежде всего необходимо сократить размерность задачи. В предположении

Аннотация. В статье описывается динамическая модель центробежного насоса с асинхронным электродвигателем на основе кривых Сьютера, реализованная в модуле расчета гидравлического удара программы «Гидросистема». Предлагаются способы синхронизации моделей переходного и установившегося течения через насос.

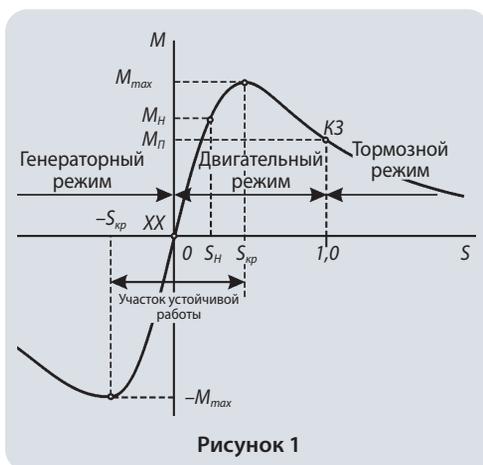


Рисунок 1

(как правило, справедливым), что моделирование выполняется в рамках квадратичного турбулентного режима течения, с учетом законов подобия, $T_{pump}(Q, n)$, $H(Q, n)$ могут быть представлены в следующем предложенном Сьютером удобном одномерном безразмерном виде [4] через безразмерные кривые момента и напора:

$$T_{pump}(Q, n) / T_{nom} = W_T^2(\Theta) [(Q/Q_{nom})^2 + (n/n_{nom})^2] \text{sign} [W_T(\Theta)] \quad (5)$$

$$H(Q, n) / H_{nom} = W_H^2(\Theta) [(Q/Q_{nom})^2 + (n/n_{nom})^2] \text{sign} [W_H(\Theta)] \quad (6)$$

где угол Θ определяется по формуле:

$$\Theta = \tan^{-1} ((n/n_{nom}) (Q_{nom}/Q)) \quad (7)$$

При этом номинальные значения принимаются по точке максимального КПД. Для определения функций $W_T(\Theta)$ и $W_H(\Theta)$ по формулам (вытекающим из (5), (6))

$$W_T(\Theta) = \text{sign}(T) \sqrt{(|T|/T_{nom}) / ((Q/Q_{nom})^2 + (n/n_{nom})^2)} \quad (8)$$

$$W_H(\Theta) = \text{sign}(H) \sqrt{(|H|/H_{nom}) / ((Q/Q_{nom})^2 + (n/n_{nom})^2)} \quad (9)$$

пользуются экспериментальными данными (к сожалению, все еще немногочисленными), полученными при испытании отдельных насосов, а затем экстраполируют их для похожих насосов. В качестве меры сходности насосов при этом обычно используют параметр быстроходности $N_s = (n_{nom} Q_{nom}) / H_{nom}^{0,75}$.

Чаще всего используются экспериментальные данные для трех различных значений параметра быстроходности, опубликованные в работе [5]. Соответствующие графики представлены на рисунке 2. В работах [6, 7] можно найти систематизацию и критический обзор известных экспериментальных данных.

Согласование динамической и статической моделей

Одной из проблем, с которой авторы столкнулись при программной реализации данной модели, стало согласование ее с моделью, используемой при расчете установившегося течения. Если динамическая модель не переходит непрерывно в статическую, то при расчете возникают различные артефакты – колебания параметров, не имеющие смысла и в действительности не существующие. При расчете установившегося течения в программе используются традиционные характеристики насосов, прежде всего кривая напорно-расходной характеристики, предоставляемая изготовителем для конкретного насоса. Напрашивается следующее решение – надо скорректировать кривую $W_H(\Theta)$ для диапазона подач предоставленной изготовителем кривой, используя формулу (9). Однако тут есть следующая тонкость – при экспериментальном получении изготовителем расходно-напорной характеристики для насоса с асинхронным электродвигателем частота вращения равна номинальной только в точке максимального КПД, а в целом для кривой слегка «плавает» между n_s и n_{cr} . Колебания эти малы и в самой кривой и при расчете установившегося течения обычно не принимаются во внимание, но могут существенно повлиять на стыковку динамической и статической моделей!

Вопросы для дальнейшего изучения

Разумеется, в области динамического моделирования насосов остается много проблем, таких как моделирование гидроудара для высоковязких жидкостей при ламинарном течении, а также для осаждающихся взвесей; учет кавитации в

Поэтому последовательность корректировки напорной кривой Сьютера должна быть следующей: сначала используем вариант уравнения (1) для установившегося течения:

$$T_{motor}(n) = W_T^2(\Theta) [(Q/Q_{nom})^2 + (n/n_{nom})^2] T_{nom} \quad (10)$$

совместно с уравнениями (4) и (7) при заданном значении Q или Θ , находим соответствующее им значение n и только затем используем (9) с этим значением для корректировки $W_H(\Theta)$.

Еще одной проблемой согласования является правильная учет гидравлического сопротивления выключенного, но не изолированного насоса, через который течет жидкость. Это сопротивление разное для прямого и обратного течения через насос и может быть рассчитано следующим образом. Находятся нули функции $W_H(\Theta)$, при этом нуль в первом квадранте Θ_r соответствует установившемуся прямому течению, а нуль Θ_d в третьем квадранте – обратному. Коэффициенты гидравлического сопротивления (приведенные к скорости во входном патрубке насоса, имеющем диаметр D) рассчитываются по формуле:

$$\zeta = 0,125 \text{ гп}^2 D^4 W_T^2(\Theta) H_{nom} Q_{nom}^{-2} [1 + \tan^2(\Theta)] \quad (11)$$

В которую соответственно подставляются значения Θ_d и Θ_r .

динамической модели насоса и другие. Эти вопросы требуют дальнейшего изучения.

Москва, февраль 2021 года

Литература:

1. Юдовина Е. Ф., Пашенкова Е. С., Корельштейн Л. Б. Программный комплекс «Гидросистема» и его использование для гидравлических расчетов трубопроводных систем. В книге: Трубопроводные системы энергетики: Методические и прикладные проблемы математического моделирования. – Новосибирск: Наука, 2015. – С. 438–446.
2. Юдовина Е. Ф., Лисин С. Ю., Тарасевич В. В., Ли А. К., Мороз А. А. Реализация расчета гидравлического удара в рамках программного комплекса «Гидросистема». В книге: Трубопроводные системы энергетики: Математические и компьютерные технологии интеллектуализации. – Новосибирск: Наука, 2017. – С. 353–360.
3. Fox J. A. *Hydraulic Analysis of Unsteady Flow in Pipe Networks*. London, 1977.
4. Suter P. *Representation of Pump Characteristics for Calculation of Water Hammer*, Sulzer Technical Review Research. – Issue 1966. – P. 45–48.
5. Donsky B. *Complete Pump Characteristics and the Effects of Specific Speeds on Hydraulic Transients*, J. Basic Engineering, December. – 1961. – P. 685–699.
6. Martin C. S. *Representation of Pump Characteristics for Transient Analysis // ASME/FED*. – Vol. 6. – P. 1–13. *Tabulates complete performance characteristic data for some 27 different centrifugal pump designs and cites all the reference sources.*
7. Trey Walters, P. E., Trygve Dahl, Ph. D., P. E., David C. Rogers, P. E. *Pump Specific Speed and Four Quadrant Data in Waterhammer Simulation – Taking Another Look*. *Proceedings of the ASME 2020 Pressure Vessels and Piping Conference PVP2020 July 19–24, 2020, Minneapolis, MN, USA.*

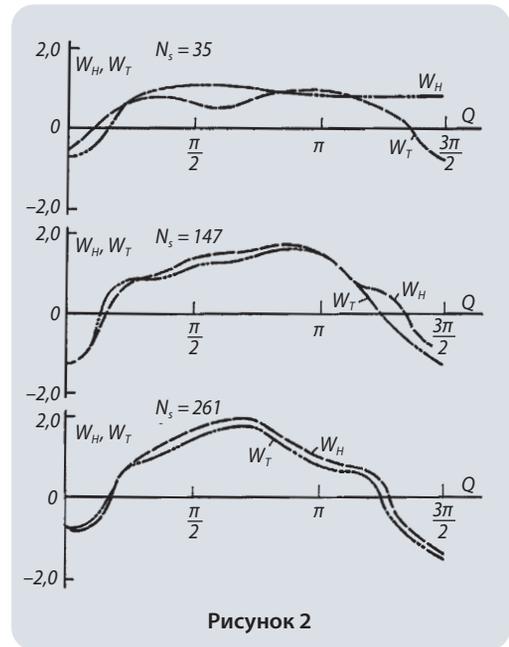


Рисунок 2