

РАСЧЕТ НАПОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА И СТРУЙНОГО АППАРАТА

Арсирый В.А., Олексова Е.А. (Одесская государственная академия строительства и архитектуры, г. Одесса)

В статье предложена универсальная методика расчета параметров струйного аппарата любой конструкции, основанная на трех основных законах механики жидкости и газа. Для расчета используется метод предельных параметров с использованием модели идеальной эжекции в характерном сечении смешения потоков. Метод предельных параметров позволяет рассчитывать напорную характеристику совместной работы центробежного насоса и струйного аппарата.

1. Физические представления о работе струйных аппаратов

Энергетическими параметрами, участвующими в расчете струйных аппаратов, являются расход Q_1 и напор H_1 первичного потока, расход Q_2 и высота подъема H_2 вторичного потока, а также расход Q_3 и напор H_3 смешанного потока. Основными частями струйного аппарата с соответствующими геометрическими размерами являются - рабочее сопло (диаметр d_1 и площадь поперечного сечения сопла S_1), камера смешения (диаметр d_3 и площадь поперечного сечения камеры смешения S_3), а также область подсасывания (площадь поперечного сечения кольцевого сечения S_2) (рис. 1).

С целью сокращения количества параметров, участвующих в расчете струйных аппаратов, используются относительные величины:

1. Геометрический параметр - модуль эжектора $k = \frac{S_3 - S_1}{S_1} = \frac{S_2}{S_1}$,
 2. Коэффициент эжекции $u = Q_2/Q_1$,
 3. Относительный напор $h = H_n/(H_p + H_n) = (H_3 - H_2)/(H_1 - H_2)$,
- где H_n - полезный напор $H_n = H_3 - H_2$; H_p - рабочий напор $H_p = H_1 - H_3$

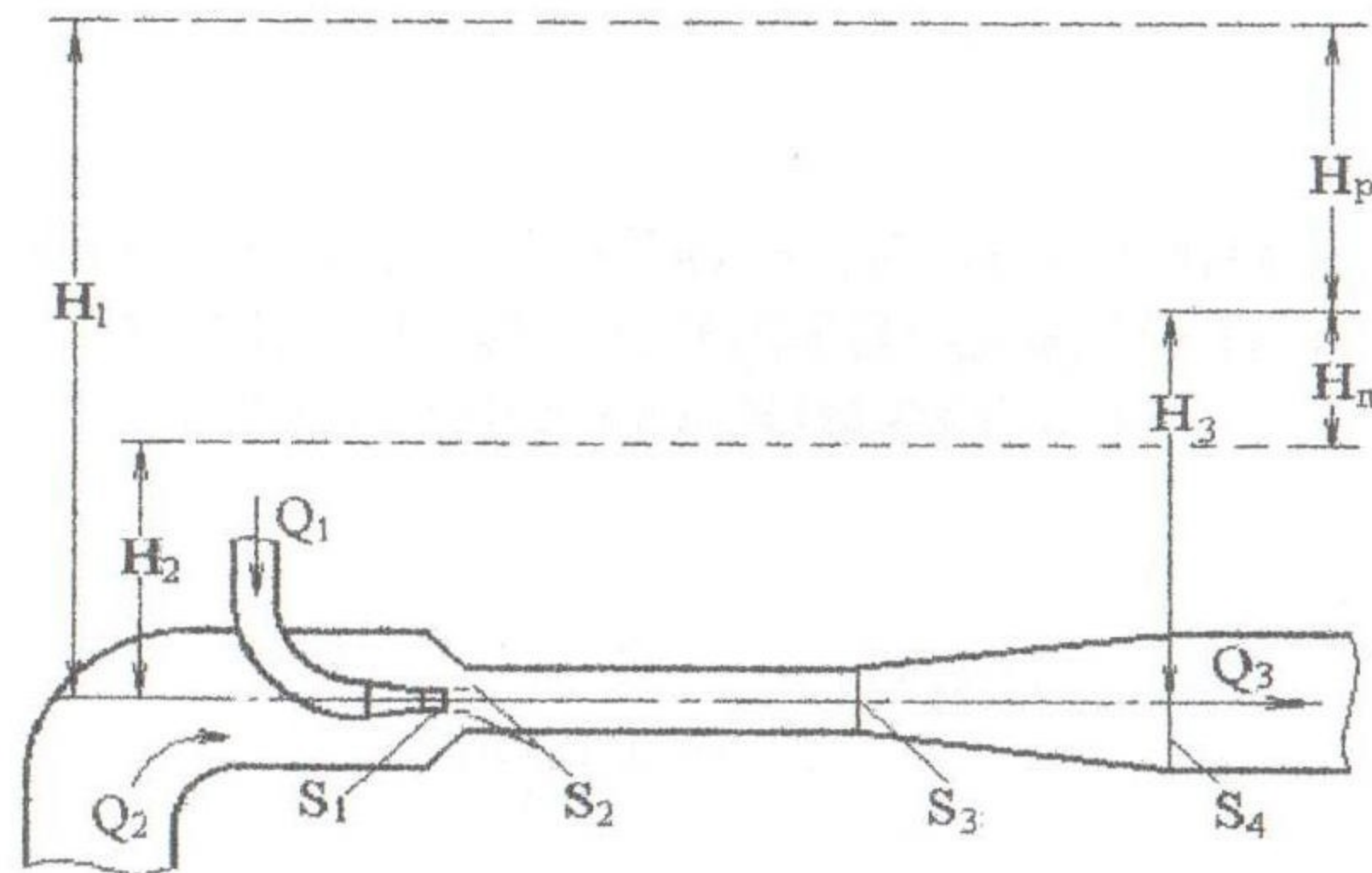


Рис. 1. Схема струйного аппарата.

При расчете принимается допущение, что в характерном сечении смешения потоков (входа в камеру смешения) давление рабочего потока будет равно давлению подсасываемого потока $p_1 = p_2$.

2. Расчет струйных аппаратов на основе метода предельных параметров

Для расчета используется физическое представление о распределении энергий между потоками. Модель физических процессов, используемая для расчета предельных параметров строится для характерного перереза камеры смешения [1]. Закон сохранения энергии для характерного сечения имеет вид:

$$E_1 = E_2 + E_3 \quad (1)$$

Такое представление физических процессов перераспределения энергий в характерном сечении без учета потерь напора является «моделью идеального эжектирования» и позволяет на первом этапе рассчитать предельные параметры струйного аппарата в характерном сечении (рис. 2).

Для расчета струйных аппаратов на основе метода предельных параметров используются три уравнения:

1. Уравнение неразрывности: $Q_1 + Q_2 = Q_3 \quad (2)$

2. Уравнение количества движения:

$$\rho_1 V_1 Q_1 + \rho_2 V_2 Q_2 - \rho_3 V_3 Q_3 = p_3 S_3 - p_1 S_1 - p_2 S_2 \quad (3)$$

3. Закон сохранения энергии в следующем виде:

$$\rho_1 g H_1 Q_1 = \rho_2 g H_2 Q_2 + \rho_3 g H_3 Q_3 \quad (4)$$

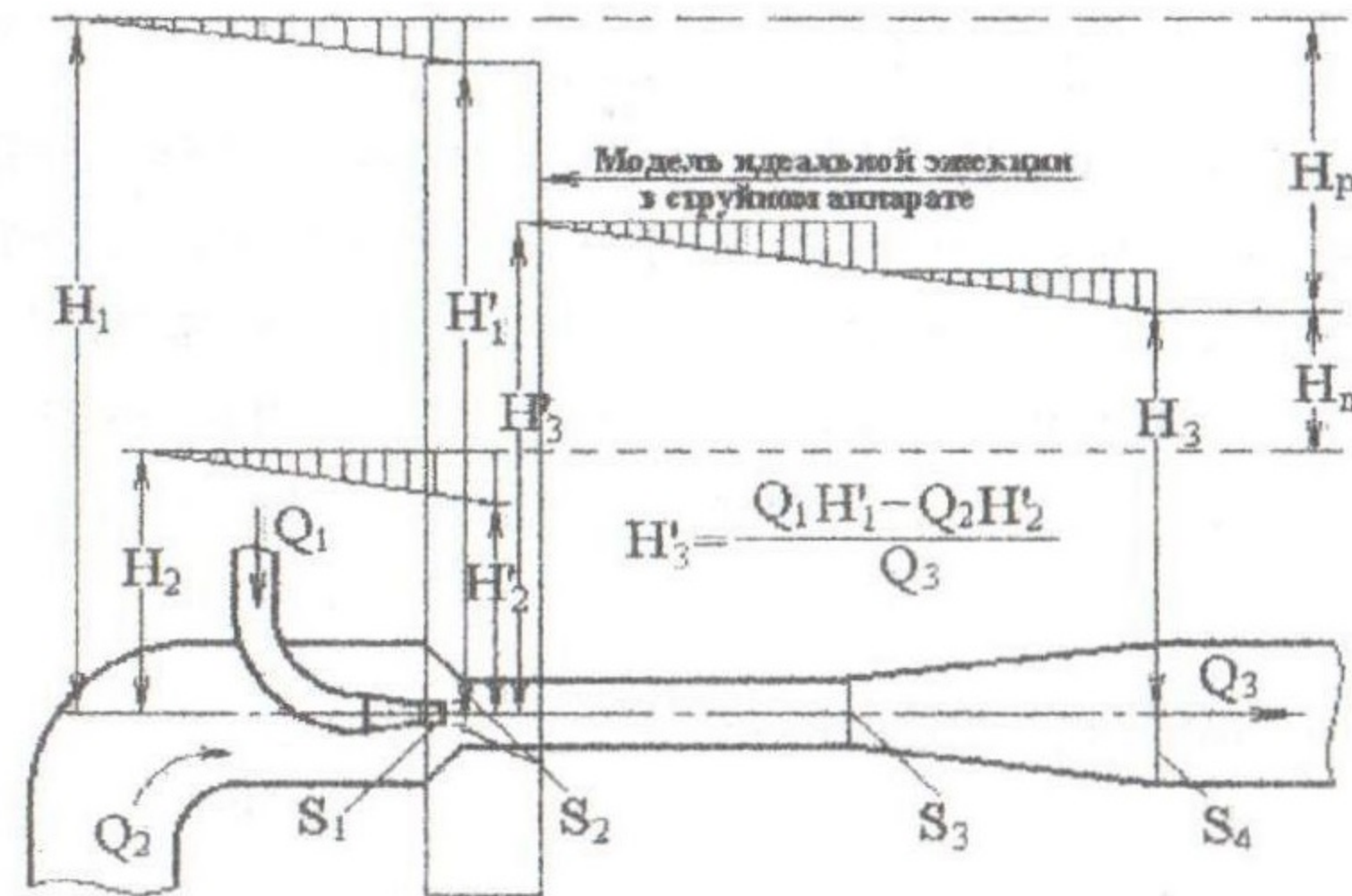


Рис. 2. Схема струйного аппарата

В рамках величины полного напора рабочего потока задаются различными соотношениями скоростного напора $V^2/2g$ к принятому полному напору H_1' . Давление рабочего и подсосываемого потоков в сечении камеры смешения определяем по формуле: $p_1 = (H_1' - V_1^2/2g)\rho g$.

Для выбранных значений Q_{1i} методом последовательных приближений подбирается коэффициент эжекции $u = Q_2/Q_1$, при котором выполняется сходимость всех трех уравнений (2; 3; 4).

То есть, для заданных размеров струйного аппарата на первом этапе рассчитываются предельные гидравлические параметры без учета потерь напора. Для заданной величины расхода Q_1 рассчитываются несколько вариантов гидравлических параметров (для разных величин коэффициентов эжекции). Правильный вариант определяется сходимостью левой и правой части уравнения количества движения.

$$\begin{aligned} \sum \rho Q_i V_i &= \rho_1 V_1 Q_1 + \rho_2 V_2 Q_2 - \rho_3 V_3 Q_3 \\ \sum p_i S_i &= p_3 S_3 - p_1 S_1 - p_2 S_2 \end{aligned}$$

Для расчета параметров используются следующие вычисления. Скорость эжектируемого потока V_2 определяется по формуле:

$$V_2 = \sqrt{\left(H_2' - \frac{p_2}{\rho g}\right) 2g} \quad (5)$$

Расход смешанного потока вычисляется по уравнению:

$$Q_3 = Q_1 + Q_2 \quad (6)$$

Из закона сохранения энергии определяется напор смешанного потока:

$$H_3' = (H_1 Q_1 - H_2 Q_2) / Q_3 \quad (7)$$

Значение давления смешанного потока вычисляется из выражения:

$$p_3 = (H_3' - V_3^2/2g)\rho g \quad (8)$$

На втором этапе после расчета предельных параметров в характерном сечении производится расчет реальных характеристик струйного аппарата с учетом потерь напора в каждом потоке. Для этого, не меняя значений расходов, рассчитываются реальные величины напоров H_1 , H_2 , H_3 с учетом потерь напоров для каждого потока:

$$\text{- требуемый напор рабочей струи: } H_1 = H_1' + (\zeta_1) \frac{V_1^2}{2g} \quad (9)$$

$$\text{- реальный напор на всасе: } H_2 = H_2' + (\zeta_2) \frac{V_2^2}{2g} \quad (10)$$

$$\text{- реальный напор за диффузором: } H_3 = H_3' - (\zeta_3 + \zeta_4) \frac{V_3^2}{2g} \quad (11)$$

3. Расчет эффективности струйного аппарата

Традиционно эффективность струйных аппаратов рассчитывается по формуле, где полезным является только подсосываемый поток.

$$\eta = \frac{Q_2 \cdot H_{\text{п}}}{H_{\text{р}} \cdot Q_1} \quad (12)$$

Часто в технологических схемах насосы, обеспечивающие рабочий поток, используют транспортируемую среду. Поэтому полезными расходами в формуле эффективности являются не только рабочая, но и подсосываемая жидкости. КПД струйного аппарата, где рабочая и подсосываемая жидкости являются полезными можно рассчитать по формуле:

$$\eta = \frac{(Q_1 + Q_2) \cdot H_{\text{п}}}{H_{\text{р}} \cdot Q_1} \quad (13)$$

На рис. 3 представлены зависимости эффективности струйных аппаратов от коэффициента эжекции μ при различной величине коэффициентов гидравлических сопротивлений рабочего сопла ζ_1 , подсосывающего патрубка ζ_2 , а также совмещенной конструкции камеры смешения и диффузора $\zeta_3 + \zeta_4$, рассчитанных традиционным способом (формула 12 и формула 13).

Анализ влияния величин коэффициентов гидравлических сопротивлений ζ_i на эффективность струйных аппаратов показывает (рис. 3), что максимальное снижение эффективности струйных

аппаратов дают камера смешения и диффузор. Поэтому струйный аппарат целесообразно использовать в системе, когда он работает на излив без необходимости дальнейшего транспортирования перекачиваемых сред.

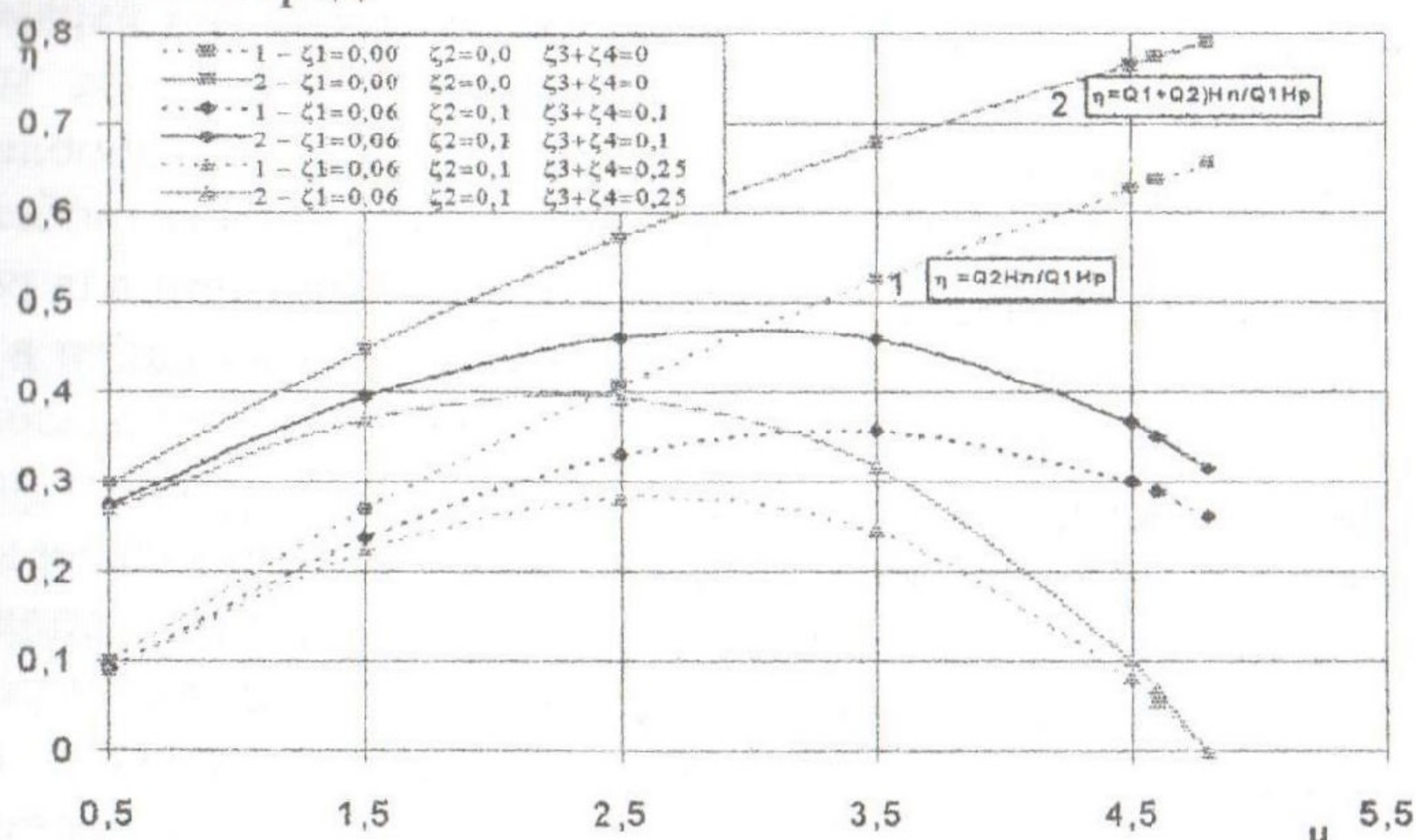


Рис. 3. Характеристики эффективности струйного аппарата, рассчитанные по относительным параметрам $\eta = f(u)$

Из полученных зависимостей видно, что при использовании струйных аппаратов в нетрадиционных технологических схемах, где полезными являются подсосываемый и рабочий потоки, а также за счет оптимизации геометрии отдельных элементов проточной части струйных аппаратов, их КПД увеличивается от 36 % до 47 %.

Анализ характеристик эффективности струйного аппарата, рассчитанных по методу предельных параметров (без потерь напора) в характерном сечении $\eta' = f(u)$, показывает, что эффективность, рассчитанная по традиционной формуле и на основе традиционного представления относительных параметров $H_p = H_1 - H_3$ и $H_{II} = H_3 - H_2$, не достигает предельного значения КПД = 100%, даже при условии, что в струйном аппарате нет потерь энергии. Предложенная формула закона сохранения энергии предполагает, что потери энергии при внезапном расширении рабочего потока реализуются на формирование подсосываемого потока $E_2 = \rho g Q_2 H_2$, а в формуле (13) и рабочий, и подсосываемый потоки являются полезными.

Таким образом, модель безразмерных относительных параметров струйного аппарата требует уточнений и приведение их в соответствие характеристикам представления лопастных насосов.

4. Расчет характеристик совместной работы центробежного насоса и струйного аппарата

В практике использования насосов часто возникает ситуация, когда имеющиеся в наличии насосы не обеспечивают требуемых параметров работы системы: либо по величине напора, либо из-за малого диапазона регулирования производительности. Решить проблемы в подобных ситуациях может совместное использование центробежного насоса и струйного аппарата. Методические рекомендации для расчета и проектирования таких гидравлических систем можно найти в книге Лямаева Б.Ф. [2], где приведены примеры их использования. Испытание совместной работы центробежных и струйных насосов показали величину общей эффективности ниже эффективности насоса, но выше показателей эффективности струйных аппаратов, рассчитанных по традиционным формулам. Однако такие системы не находят применения из-за традиционного представления о низких значениях КПД струйных аппаратов. Для расчета характеристик совместной работы центробежного насоса и струйного аппарата можно также использовать методику расчета на основе предельных параметров.

На основе метода предельных параметров на первом этапе можно рассчитать предельные параметры струйного аппарата в «характерном сечении», используя для расчета в качестве исходных данных параметров рабочего потока струйного аппарата данные напорной характеристики центробежного насоса ЗК-6.

На втором этапе, используя рассчитанные предельные параметры струйного аппарата, вычисляются реальные параметры с учетом гидравлических сопротивлений по формулам (9 – 11).

Имея мощностную характеристику центробежного насоса ЗК-6, обеспечивающего работу струйного аппарата, можно рассчитать и построить характеристику эффективности совместной работы струйного аппарата и центробежного насоса ЗК-6. На рис. 4 представлены напорная характеристика и характеристика КПД центробежного насоса ЗК-6.

Расчет гидравлической эффективности такой системы будем выполнять по методике расчета эффективности нагнетателей:

$$\eta_{\text{сист}} = \frac{\rho g \times Q_3 \times H_3}{N_{\text{нас}}} \quad (14)$$

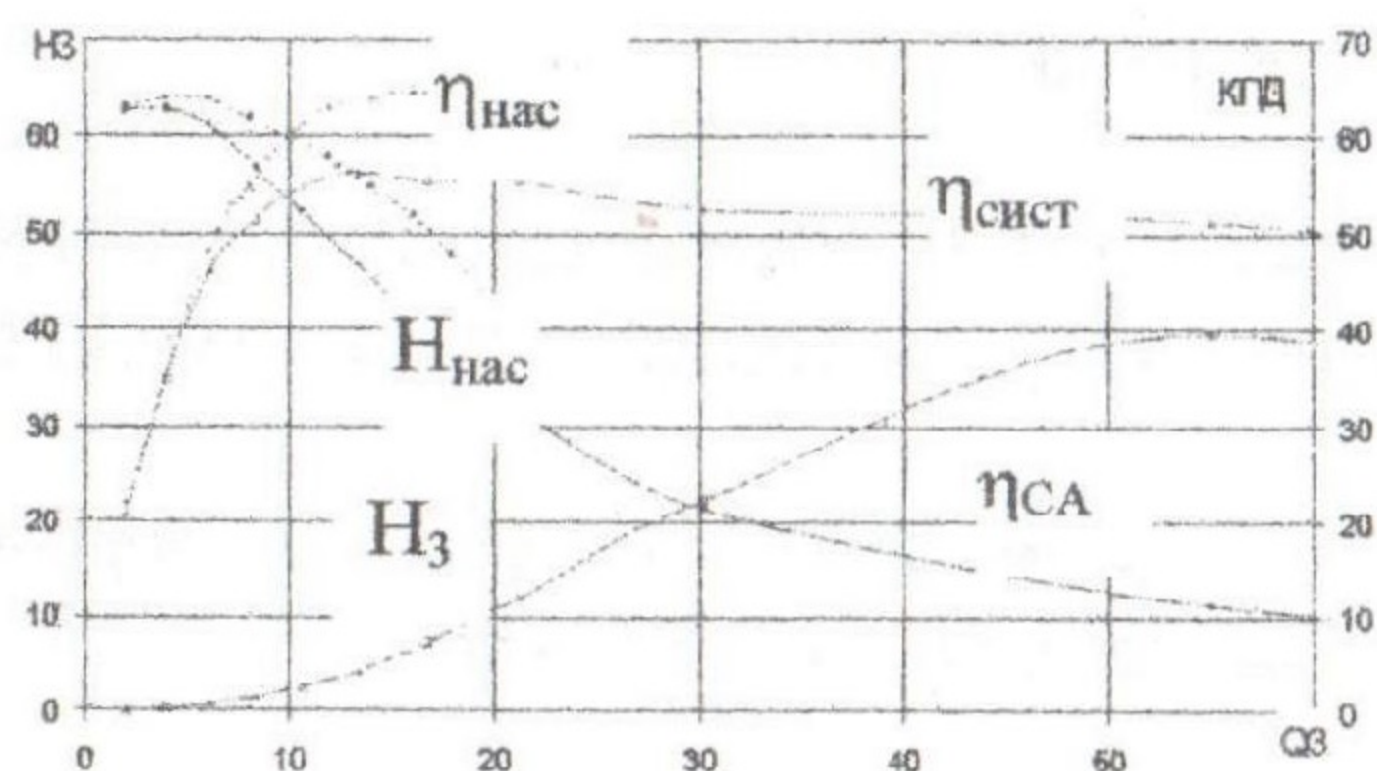


Рис. 4. Характеристики насоса 3К-6, струйного аппарата СА-к5 и их совместной работы

Анализ приведенных на рис. 4 расчетных характеристик показывает, что КПД совместной работы струйного аппарата и центробежного насоса на 5 - 8% меньше КПД центробежного насоса. Однако величина общей эффективности гидравлической системы больше, чем КПД струйного аппарата, рассчитанного по традиционной формуле с использованием относительных параметров, что хорошо согласуется с результатами реальных испытаний гидравлического комплекса центробежный насос – струйный аппарат [2].

5. Вывод

Предложенный метод предельных параметров позволяет выполнять расчет струйных аппаратов любой конструкции по универсальной методике. На первом этапе определяются предельные параметры без учета гидравлических потерь. На втором этапе от предельных параметров вычитаются потери энергии, что позволяет расчетным путем получать реальные параметры работы струйных аппаратов традиционной и специальной конструкций. Наличие реальных и предельных параметров струйных аппаратов, полученных расчетным путем, позволяет проводить анализ влияния эффективности отдельных элементов конструкции на общую эффективность струйного аппарата.

Литература

1. Арсирый В.А., Олексова Е.А. Модель расчета струйных аппаратов с использованием идеальной модели эжекции // Науковий вісник будівництва. - Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ. - 2000. - С. 199-203.
2. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. – 278 С.