

С.М. Ванев, к.т.н., доцент, заведующий кафедрой (Сумский государственный университет);
С.К. Королев, главный конструктор по турбодетандерам, (ООО «Укрнефтезапчасть», г.Сумы);
А.С. Бережной, В.В. Гетало, аспиранты (Сумский государственный университет)

Исследование струйно-реактивного турбодетандера

Представлены результаты исследовательских испытаний на воздухе турбодетандера на базе струйно-реактивной турбины, входящего в состав турбоагрегата мощностью 100 кВт, предназначенного для выработки электроэнергии на газораспределительных станциях.

Ключевые слова: струйно-реактивная турбина, турбодетандер, характеристики, пусковой момент, обороты холостого хода, энергосбережение.

В статті представлені результати модельних випробувань на аеродинамічному стенді турбодетандера на базі струйно-реактивної турбіни, що входить до складу турбоагрегата потужністю 100 кВт, призначеного для отримання електроенергії на газорозподільних станціях.

Ключові слова: струйно-реактивна турбіна, турбодетандер, характеристики, пусковий момент, оберти неробочої ходи, енергозбереження.

The model test results on the aerodynamic bench of jet-reactive turbo-expander was presented in the article. Turbo-expander enters to the 100 kW power turboset, intended for electric power reception on the gas-distributing stations.

Keywords: jet-reactive turbine, turbo-expander, characteristic lines, starting torque, no-load mode frequency, energysaving.

В настоящее время актуальной является проблема энергосбережения. Одним из путей решения этой проблемы является использование (утилизация) вторичных энергоресурсов: в частности, преобразование потенциальной энергии сжатых газов и паров в механическую энергию на валу турбины, устанавливаемой взамен или параллельно редукторам и регуляторам давления на газораспределительных станциях (ГРС) и пунктах в газовой промышленности, в различных технологических процессах в химической и других отраслях промышленности. С вала турбины энергия может быть использована для привода каких-либо машин (насосов, компрессоров, вентиляторов) или преобразована в электрическую энергию с помощью электрогенератора. При этом, на большинстве действующих ГРС и на многих узлах дросселирования на предприятиях спрос на установки, использующие перепад давлений для выработки электроэнергии, может быть удовлетворен за счет малых локальных энергоустановок (мощностью менее 1 МВт). Для рассматриваемых областей

применения по мощности и расходу рабочего тела перспективным является создание турбодетандерных агрегатов с использованием струйно-реактивных турбин (СРТ), преимущества которых позволяют получить максимально простой и надежный агрегат, со сроком окупаемости 1-2 года.

Схема СРТ, применяемой в турбодетандерных агрегатах, показана на рис.1. Конструктивно СРТ очень проста. Она содержит ротор, состоящий из полого вала и рабочего колеса, выполненного в виде одной,

двух или более радиальных сопловых трубок, консольно закрепленных на валу. На свободном конце трубок имеются тангенциально направленные тяговые сопла. Полости вала и сопловых трубок соединены и образуют непрерывный газовый тракт от торцевого входа в осевой канал вала до тягового сопла. Рабочее колесо может быть выполнено также в виде диска с внутренними радиальными каналами. СРТ в данном исполнении, в отличие от лопаточных турбин, вообще не имеет быстроизнашиваемых каких-либо

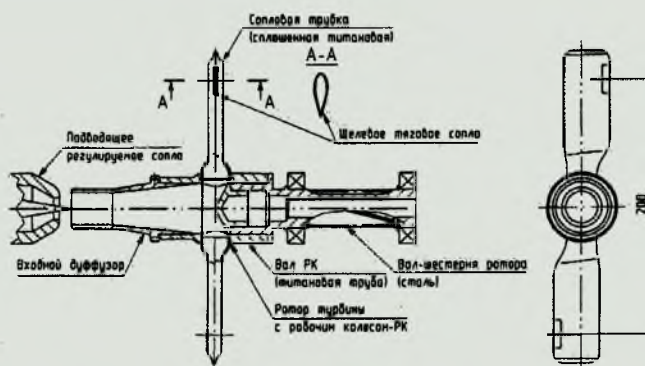


Рис. 1. Схема неререверсивной струйно-реактивной турбины

контактных или малозазорных лабиринтных уплотнений.

Газ подводится по оси вала посредством питающего (подводящего) сопла, которое может быть регулируемым, расположенным с достаточно большим осевым зазором по отношению к входному торцу вала (до 0,5-0,7 мм). Если отношение давлений на турбине сверхкритическое, то в цилиндрической части осевого канала поток переходит через скачок уплотнения на дозвуковую скорость, затем в диффузоре, расположенном после цилиндрического канала, поток тормозится и далее движется по тракту с небольшой скоростью до тягового сопла, из которого вытекает со звуковой или сверхзвуковой скоростью, образуя реактивную силу тяги и крутящий момент на валу турбины.

Таким образом, в СРТ происходит преобразование потенциальной энергии сжатого газа в кинетическую энергию сверхзвуковой струи, истекающей из тягового сопла. При этом эффективность процесса преобразования и, следовательно, эффективность (КПД) турбины в целом возрастает с ростом давления и температуры рабочего тела перед тяговым соплом. В связи с этим подвод рабочего тела к тяговому соплу должен осуществляться с наименьшими потерями. Геометрические размеры и соотношения элементов проточной части определяются с учетом минимизации потерь энергии в этих элементах.

Конструктивное исполнение СРТ с подводом рабочего тела в канал вращающегося вала посредством бесконтактного газодинамического уплотнения на принципе запирающего канала газового тракта сверхзвуковой струей является оригинальным [1-3] и открывает широкие возможности применения СРТ в различных областях. Это обусловлено тем, что такой подвод рабочего тела позволяет значительно уменьшить потери энергии в проточной части и, соответственно, увеличить КПД турбины, а также увеличить надежность работы турбины, что дает возможность использовать СРТ в качестве силового элемента в различных турбоагрегатах.

В настоящей работе приводятся некоторые результаты модельных исследовательских испытаний опытного образца турбодетандер-

электрогенераторного агрегата на базе СРТ мощностью 100 кВт ТДА-СРТ-100/130-5,5/0,6ВРД (далее ТДА) для газораспределительных станций (рис. 2). Испытания проводились при отсутствии электрогенератора на пусковых режимах и оборотах холостого хода.

Схема стенда, задачи испытаний, измеряемые параметры приведены в [4].

Питающее сопло в исследуемой турбине выполнено регулируемым: минимальное (критическое) сечение сопла может изменяться при перемещении иглы в осевом направлении (рис. 1). Зависимость изменения минимального эквивалентного диаметра и минимальной (критической) площади проходного сечения сопла от хода иглы из состояния упора в корпус показаны на рис. 3 (диаметр проходного сечения питающего сопла при отсутствии иглы равен 15,3 мм). Тяговые сопла выполнены щелевыми.



Рис. 2. Агрегат ТДА-СРТ-100/130-5,5/0,6ВРД на "ГРС-1 Сумы"

Испытания были проведены в три этапа:

– первый этап – определение значений пускового момента и оборотов холостого хода турбодетандера (ТД) и СРТ при различных давлениях на входе и положениях иглы питающего сопла (т.е. критических – минимальных – эквивалентных диаметрах проходного сечения питающего сопла) для суммарного эквивалентного диаметра критических сечений тяговых сопел $d_{кр.т}=13,7$ мм;

– второй этап – исследование влияния стабилизирующей решетки в корпусе СРТ на величину пускового момента и оборотов холостого хода турбодетандера при $d_{кр.т}=13,7$ мм;

– третий этап – исследование влияния площади критического сечения тяговых сопел (увеличения их суммарного эквивалентного диаметра подрезкой до $d_{кр.т}=15,6$ мм) на величину пускового момента и оборотов холостого хода турбодетандера и СРТ.

Необходимость исследований влияния стабилизирующей решетки в корпусе СРТ на параметры СРТ и ТД обусловлена тем, что при отсутствии решетки поток, истекающий из тяговых сопел, закручивается по внутренней стенке корпуса навстречу вращающемуся рабочему колесу СРТ и тормозит его. Об этом свидетельствуют результаты экспериментальных исследований и расчетов коэффициента аэродинамического сопротивления

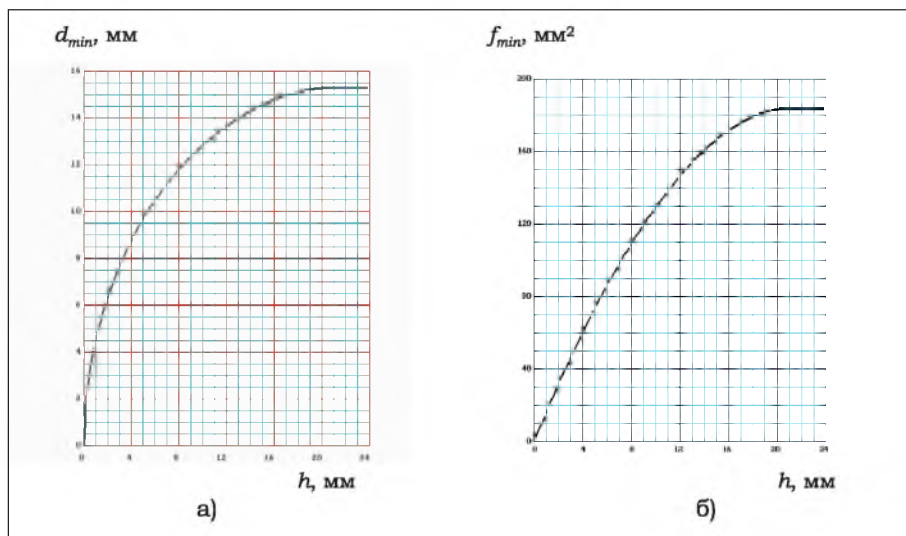


Рис. 3. Зависимость изменения минимального эквивалентного диаметра (а) и минимальной площади (б) проходного сечения питающего сопла от хода иглы из состояния упора в корпус

при вращении ротора СРТ как в воздушной, так и в газовой среде, полученные при испытаниях СРТ для приводов шаровых кранов магистральных газопроводов [5, 6, 7]. Этот коэффициент зависит от частоты вращения ротора СРТ и имеет большее значение, чем при обтекании аналогичных неподвижных профилей потоком газа в аэродинамической трубе [8]. Исследуемая стабилизирующая решетка спроектирована таким образом, чтобы с минимальными потерями отвести поток, истекающий из тяговых сопел, в кольцевой зазор между решеткой и корпусом и исключить отрицательное влияние этого потока на рабочее колесо СРТ.

Необходимость исследований влияния площади критического сечения тяговых сопел на параметры СРТ и ТД обусловлена тем, что отношение диаметров критических сечений тяговых и питающего сопла является одним из основных геометрических соотношений, определяющих эффективность СРТ.

В процессе испытаний при каждом положении иглы измерялись пусковой момент и обороты холостого хода на выходном валу турбодетандера. Они приводились также к валу ротора СРТ путем пересчета по формулам

$$(M_{\text{пуск}})_{\text{СРТ}} = \frac{(M_{\text{пуск}})_{\text{ТД}}}{i_{\text{пер}} \cdot \eta_{\text{пер}}},$$

$$(n_{\text{хх}})_{\text{СРТ}} = (n_{\text{хх}})_{\text{ТД}} \cdot i_{\text{пер}},$$

где $M_{(n_{\text{пуск}})_{\text{СРТ}}}$ – пусковой момент на валу ротора СРТ; $M_{(n_{\text{пуск}})_{\text{ТД}}}$ – пусковой момент на выходном валу турбодетандера; $i_{\text{пер}}$ – передаточное отношение зубчатой передачи ($i_{\text{пер}}=7,85$); $\eta_{\text{пер}}$ – КПД зубчатой передачи ($\eta_{\text{пер}}=0,97$); $(n_{\text{хх}})_{\text{СРТ}}$ – обороты холостого хода вала СРТ; $(n_{\text{хх}})_{\text{ТД}}$ – обороты холостого выходного вала турбодетандера.

По результатам измерений были рассчитаны и построены зависимости пускового крутящего момента и оборотов холостого хода как на выходном валу турбодетандера, так и приведенные к валу СРТ, от избыточного давления на входе СРТ $M_{\text{пуск}}=f(P_{\text{н.изб}})$, $n_{\text{хх}}=f(P_{\text{н.изб}})$ при разных эквивалентных диаметрах критического сечения питающего сопла $d_{\text{кр.л}}$ (положениях иглы пита-

ющего сопла из состояния упора в корпус h).

На рис. 4 для одного из положений иглы питающего сопла показаны экспериментальные точки и аппроксимирующая зависимость пускового момента на валу турбодетандера (рис. 4 а) и на валу ротора СРТ (рис. 4 б) от избыточного давления на входе СРТ. На рис. 5 показаны экспериментальные точки и аппроксимирующая зависимость оборотов холостого хода выходно-

го вала турбодетандера (рис. 5 а) и вала ротора СРТ (рис. 5 б) от избыточного давления на входе СРТ.

На рис. 6 представлена зависимость пускового крутящего момента, приведенная к валу СРТ $(M_{\text{пуск}})_{\text{СРТ}}=f(P_{\text{н.изб}})$, а на рис. 7 – зависимость частоты вращения выходного вала ТД на холостом ходу $(n_{\text{хх}})_{\text{ТД}}=f(P_{\text{н.изб}})$, от избыточного давления на входе СРТ при разных эквивалентных диаметрах критического сечения питающего сопла $d_{\text{кр.л}}$.

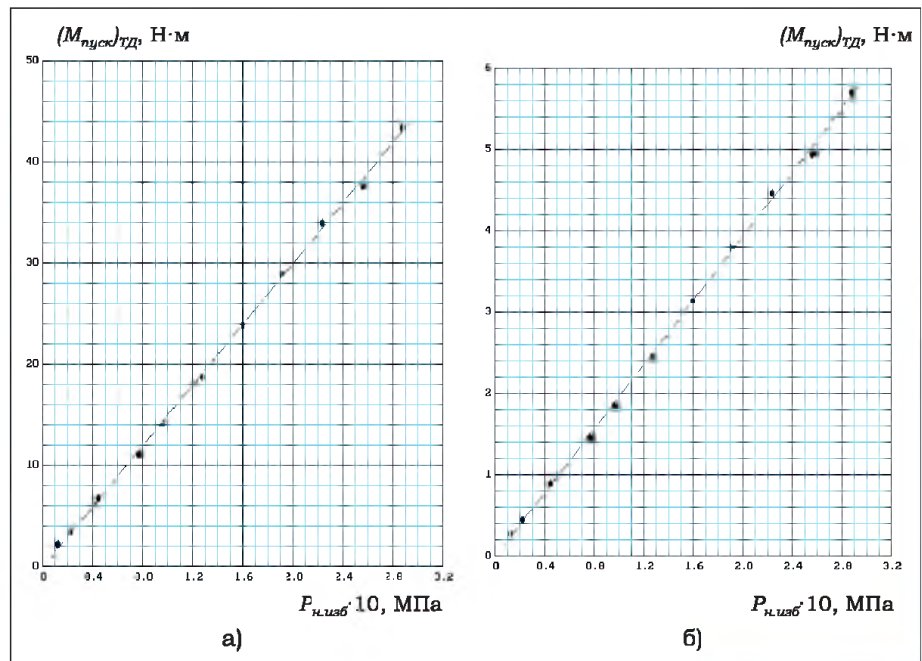


Рис. 4. Зависимость пускового момента турбодетандера (а) и СРТ (б) от избыточного давления на входе

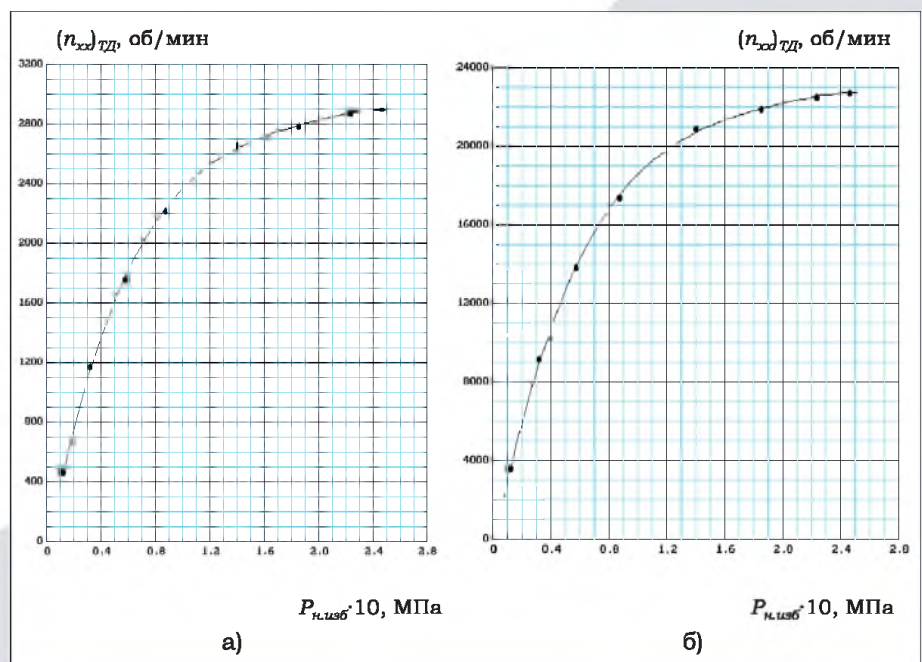


Рис. 5. Зависимость оборотов холостого выходного вала турбодетандера (а) и СРТ (б) от избыточного давления на входе

полученные в результате испытаний ТД при наличии стабилизирующей решетки и $d_{кр.м} = 15,6$ мм.

Как видно из рис. 6, зависимости ($M_{пуск}CPT = f(P_{н.изб})$) при эквивалентных диаметрах критического сечения питающего сопла, больших 12 мм, близки к прямолинейным. Зависимости ($n_{хд}ТД = f(P_{н.изб})$) имеют крутой изгиб (рис. 7) при определенных соотношениях исследуемых параметров, что связано с особенностями обтекания ротора СРТ в среде вязкого газа. При $d_{кр.н} > 15$ мм пусковой момент и обороты холостого хода изменяются незначительно.

На рис. 8 показаны сравнительные зависимости ($M_{пуск}CPT = f(P_{н.изб})$), а на рис. 9 – сравнительные зависимости ($n_{хд}ТД = f(P_{н.изб})$) для пяти значений диаметра критического сечения питающего сопла: $d_{кр.н} = 10,50; 12,85; 14,31; 15,11; 15,30$ мм.

Из рис. 8 видно, что на величину пускового момента в исследованном диапазоне давлений стабилизирующая решетка влияет незначительно, но следует отметить, что при наличии стабилизирующей решетки показания динамометра, с помощью которого определялся пусковой момент, более устойчивы, чем при ее отсутствии. Увеличение площади критического сечения тяговых сопла позволило получить более высокие значения пусковых крутящих моментов при диаметрах критического сечения питающего сопла, больших 14,3 мм (рис. 8 в, 8 г, 8 д), т.е. на расчетных диаметрах.

Из рис. 9 видно, что с увеличением давления на входе СРТ (даже в исследованном узком диапазоне давлений) частота вращения выходного вала ТД на холостом ходу при наличии стабилизирующей решетки становится больше, чем при ее отсутствии, т.е. стабилизирующая решетка оказывает положительное влияние. Эта тенденция справедлива практически для всех значений диаметров критического сечения питающего сопла. Объясняется полученная закономерность тем, что ослабевает тормозящее действие потока, истекающего из тяговых сопел, на ротор СРТ, так как поток частично отводится в кольцевое пространство между стабилизирующей решеткой и корпусом СРТ. Увеличение площади крити-

ческого сечения тяговых сопел приводит к более высоким значениям оборотов холостого хода при более высоких давлениях (рис. 9 г, 9 д).

На рис. 10 показаны зависимости ($M_{пуск}CPT = f(h)$) (рис. 10 а) и ($M_{пуск}CPT = f(f_{кр.н})$) (рис. 10 б) для разных значений давления на входе СРТ при испытаниях

без стабилизирующей решетки и с исходными тяговыми соплами ($d_{кр.м} = 13,7$ мм) (графики 1, 3, 5), а также при наличии стабилизирующей решетки и с $d_{кр.м} = 15,6$ мм (графики 2, 4, 6).

Из рис. 10 видно, что увеличение площади критического сечения тяговых сопел приводит, по

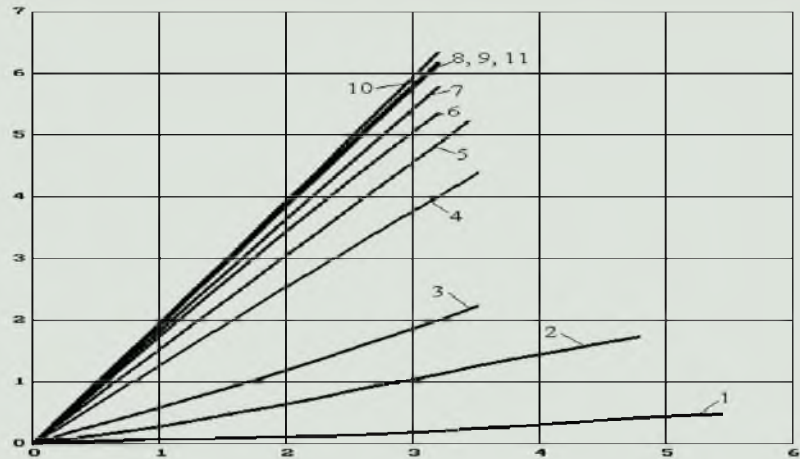


Рис 6. Зависимость пускового момента на валу СРТ от избыточного давления на входе СРТ при наличии стабилизирующей решетки и $d_{кр.м} = 15,6$ мм: 1 – $d_{кр.н} = 6,39$ мм ($h = 2$ мм); 2 – $d_{кр.н} = 8,79$ мм ($h = 4$ мм); 3 – $d_{кр.н} = 10,50$ мм ($h = 6$ мм); 4 – $d_{кр.н} = 12,85$ мм ($h = 10$ мм); 5 – $d_{кр.н} = 13,67$ мм ($h = 12$ мм); 6 – $d_{кр.н} = 14,31$ мм ($h = 14$ мм); 7 – $d_{кр.н} = 14,79$ мм ($h = 16$ мм); 8 – $d_{кр.н} = 15,11$ мм ($h = 18$ мм); 9 – $d_{кр.н} = 15,28$ мм ($h = 20$ мм); 10 – $d_{кр.н} = 15,30$ мм ($h = 22$ мм); 11 – $d_{кр.н} = 15,30$ мм ($h = 24$ мм)

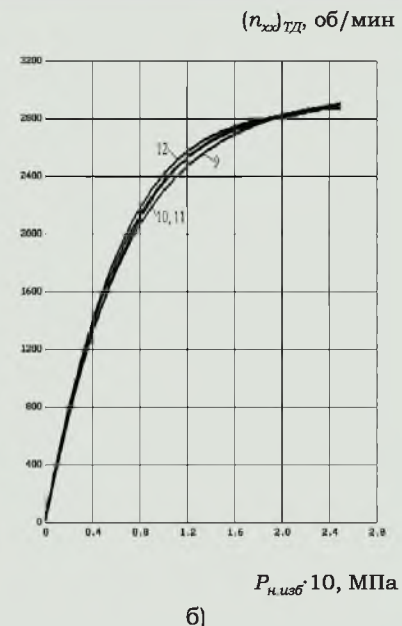
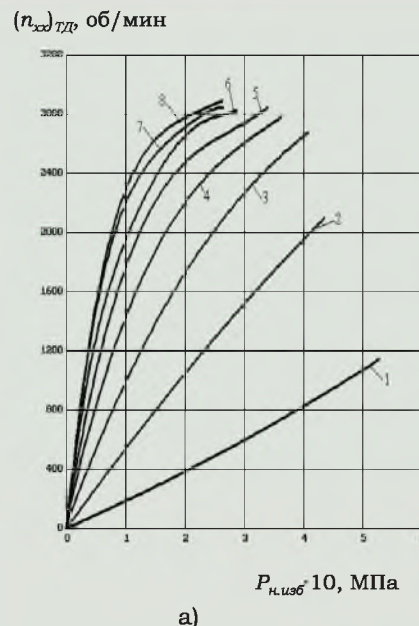
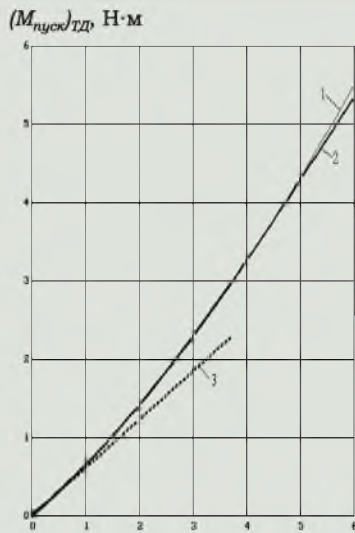
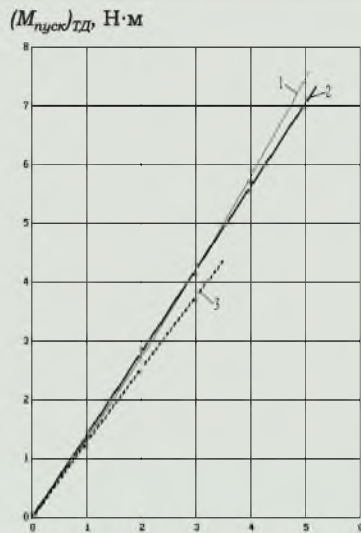


Рис. 7. Зависимость частоты вращения выходного вала ТД на холостом ходу от избыточного давления на входе СРТ при наличии стабилизирующей решетки и $d_{кр.м} = 15,6$ мм: 1 – $d_{кр.н} = 6,39$ мм; 2 – $d_{кр.н} = 8,79$ мм; 3 – $d_{кр.н} = 10,50$ мм; 4 – $d_{кр.н} = 11,81$ мм; 5 – $d_{кр.н} = 12,85$ мм; 6 – $d_{кр.н} = 13,67$ мм; 7 – $d_{кр.н} = 14,31$ мм; 8 – $d_{кр.н} = 14,79$ мм; 9 – $d_{кр.н} = 15,11$ мм; 10 – $d_{кр.н} = 15,28$ мм; 11 – $d_{кр.н} = 15,30$ мм; 12 – $d_{кр.н} = 15,30$ мм



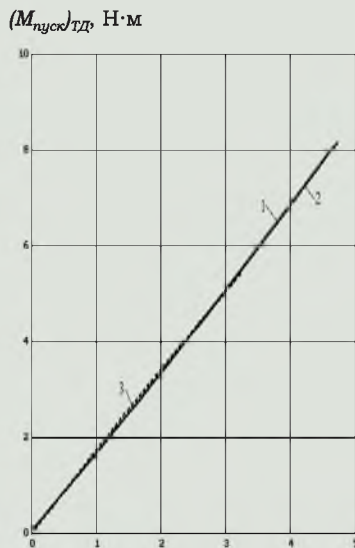
$P_{н.изб} \cdot 10, \text{ МПа}$

а) $h = 6 \text{ мм}, d_{кр.п} = 10,50 \text{ мм}$



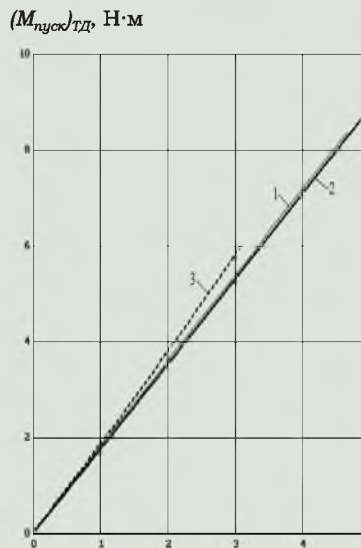
$P_{н.изб} \cdot 10, \text{ МПа}$

б) $h = 10 \text{ мм}, d_{кр.п} = 12,85 \text{ мм}$



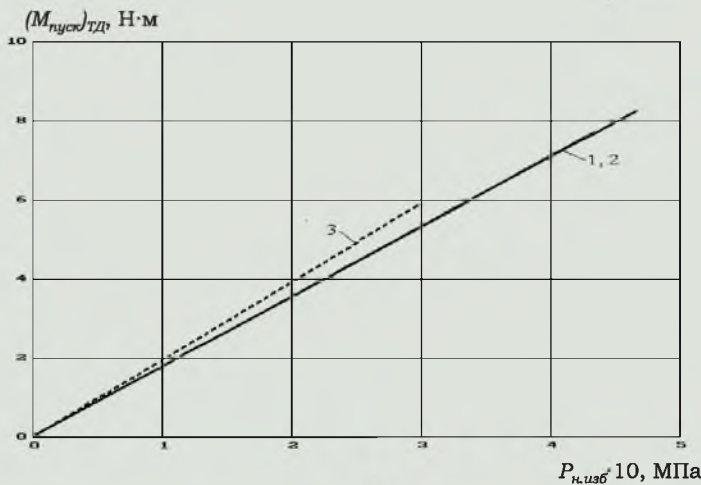
$P_{н.изб} \cdot 10, \text{ МПа}$

в) $h = 14 \text{ мм}, d_{кр.п} = 14,31 \text{ мм}$



$P_{н.изб} \cdot 10, \text{ МПа}$

г) $h = 18 \text{ мм}, d_{кр.п} = 15,11 \text{ мм}$



д) $h = 22 \text{ мм}, d_{кр.п} = 15,30 \text{ мм}$

Рис. 8. Сравнительные зависимости пускового крутящего момента СРТ от избыточного давления на входе СРТ:

1 – первоначальный вариант (без решетки, $d_{кр.п} = 13,7 \text{ мм}$), 2 – с решеткой, $d_{кр.п} = 13,7 \text{ мм}$, 3 – с решеткой, $d_{кр.п} = 15,6 \text{ мм}$

сравнению с исходными тяговыми соплами, к увеличению пускового момента при определенных значениях давления на входе в СРТ и хода иглы питающего сопла h , определяющего его эквивалентный диаметр $d_{кр.п}$ а также площадь критического сечения $f_{кр.п}$:

- для $P_n = 0,2 \text{ МПа}$ при $h > 12 \text{ мм}$ ($d_{кр.п} > 13,6 \text{ мм}$);
- для $P_n = 0,3 \text{ МПа}$ при $h > 14 \text{ мм}$ ($d_{кр.п} > 4,3 \text{ мм}$);
- для $P_n = 0,4 \text{ МПа}$ при $h > 15 \text{ мм}$ ($d_{кр.п} > 14,6 \text{ мм}$).

На рис. 11 показаны зависимости удельного пускового момента на валу СРТ от хода иглы питающего сопла (рис. 11 а) и отношения площадей критических сечений питающего и тягового сопла (рис. 11 б) для тех же условий, что и на рис. 10.

Удельный пусковой момент определялся по следующей формуле

$$(M_{уд.пуск})_{СРТ} = \frac{(M_{пуск})_{СРТ}}{G_n},$$

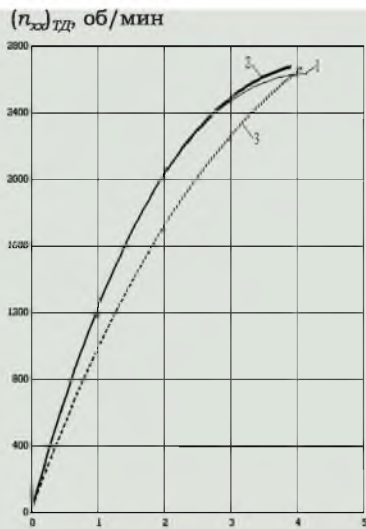
где G_n – расход газа через питающее сопло, кг/с.

Из рис. 11 а видно, что имеются экстремумы (максимумы) на графических зависимостях. Максимальные значения удельного пускового момента достигаются при определенных положениях иглы питающего сопла:

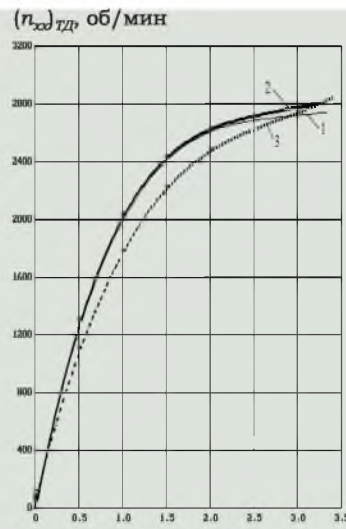
- при отсутствии стабилизирующей решетки и исходных тяговых соплах ($d_{кр.п} = 13,7 \text{ мм}$) эти значения достигаются при ходе иглы $h = 10-12 \text{ мм}$, что соответствует $d_{кр.п} = 12,8-13,6 \text{ мм}$ (рис. 3); максимальный удельный пусковой момент достигается при частично, а не полностью открытом питающем сопле, т.е. не при расчетном значении диаметра критического сечения питающего сопла;

- при наличии стабилизирующей решетки и $d_{кр.п} = 15,6 \text{ мм}$ эти значения достигаются при ходе иглы $h = 16-19 \text{ мм}$, что соответствует $d_{кр.п} = 14,8-15,2 \text{ мм}$ (рис. 3), т.е. почти при полностью открытом питающем сопле.

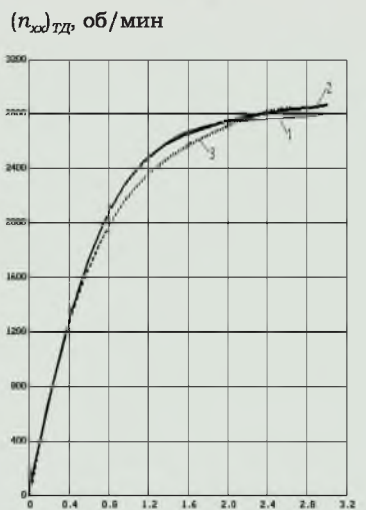
Из рис. 11 б видно, что максимальные значения удельного пускового момента достигаются в узком диапазоне отношений площадей критических сечений питающего



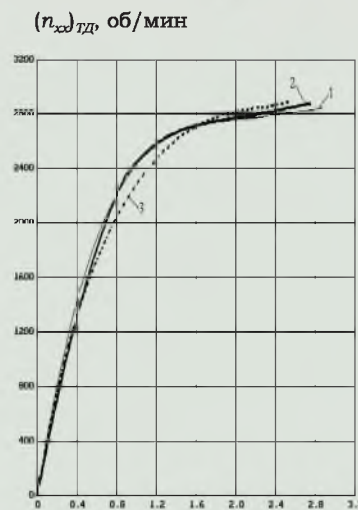
а) $h = 6$ мм, $d_{кр.н} = 10,50$ мм



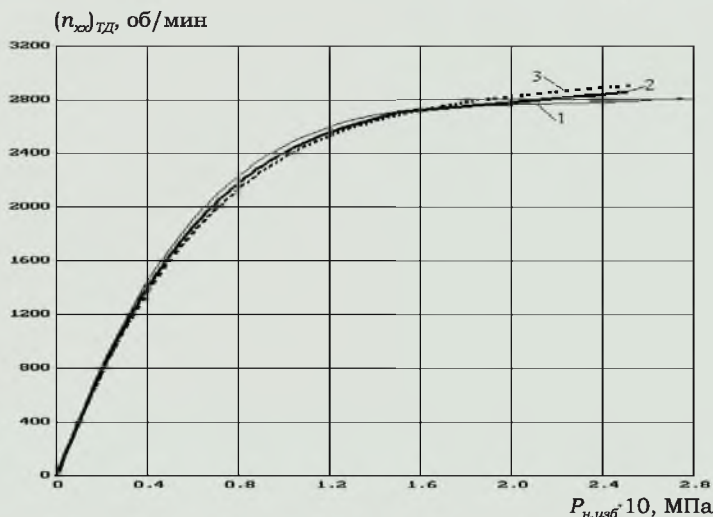
б) $h = 10$ мм, $d_{кр.н} = 12,85$ мм



в) $h = 14$ мм, $d_{кр.н} = 14,31$ мм



г) $h = 18$ мм, $d_{кр.н} = 15,11$ мм



д) $h = 22$ мм, $d_{кр.н} = 15,30$ мм

Рис. 9. Сравнительные зависимости частоты вращения выходного вала турбодетандера на холостом ходу от избыточного давления на входе СРТ: 1 – первоначальный вариант (без решетки, $d_{кр.т} = 13,7$ мм), 2 – с решеткой, $d_{кр.т} = 13,7$ мм, 3 – с решеткой, $d_{кр.т} = 15,6$ мм

и тягового сопла ($f_{кр.н}/f_{кр.т} = 0,85-0,95$) как при исходных тяговых соплах ($d_{кр.т} = 13,7$ мм), так и при $d_{кр.т} = 15,6$ мм.

На рис. 12 показаны зависимости ($n_{схДТД} = f(h)$ (рис. 12 а) и ($n_{схДТД} = f(f_{кр.н})$ (рис. 12 б) для разных значений давления на входе СРТ при испытаниях без стабилизирующей решетки и с исходными тяговыми соплами (графики 1, 3, 5), а также при наличии стабилизирующей решетки и $d_{кр.т} = 15,6$ мм (графики 2, 4, 6). На рис. 13 для тех же условий показаны зависимости $n_{схДТД} = f(f_{кр.н}/f_{кр.т})$.

Из рис. 9, 12 видно, что установка стабилизирующей решетки и увеличение площади критического сечения тяговых сопел позволили увеличить обороты холостого хода при определенных давлениях на входе СРТ и эквивалентных диаметрах критического сечения питающего сопла: например, при $P_н = 0,26$ МПа должно быть $d_{кр.н} > 15,1$ мм (рис. 9 г), а при $P_н = 0,35$ МПа должно быть $d_{кр.н} > 13,3$ мм ($h > 11$ мм) (рис. 3, 12).

Из рис. 13 видно, что при одинаковых отношениях площадей критических сечений питающего и тягового сопел обороты холостого хода при $d_{кр.т} = 15,6$ мм и при наличии стабилизирующей решетки больше, чем при исходных тяговых соплах ($d_{кр.т} = 13,7$ мм) и при отсутствии стабилизирующей решетки во всем диапазоне исследованных давлений.

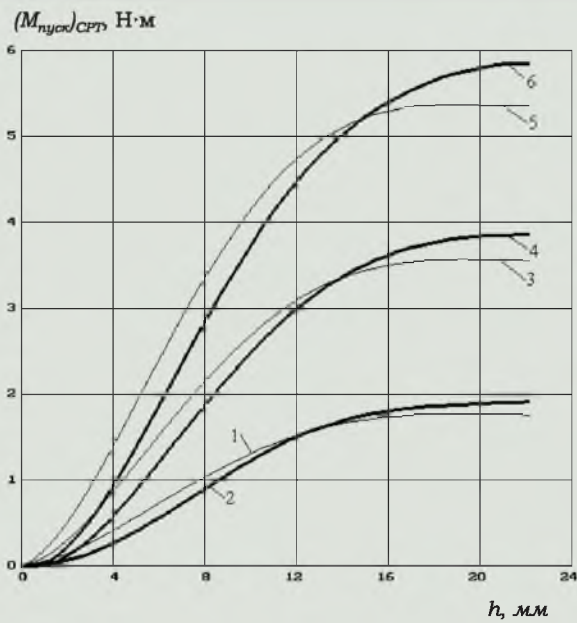
Дальнейшая обработка результатов измерений проводилась по специальным программам на ЭВМ. По известному пусковому моменту и оборотам холостого хода была сделана оценка соответствия полученных экспериментальных значений параметров их расчетным значениям, а также рассчитаны характеристики СРТ и турбодетандера.

Выводы

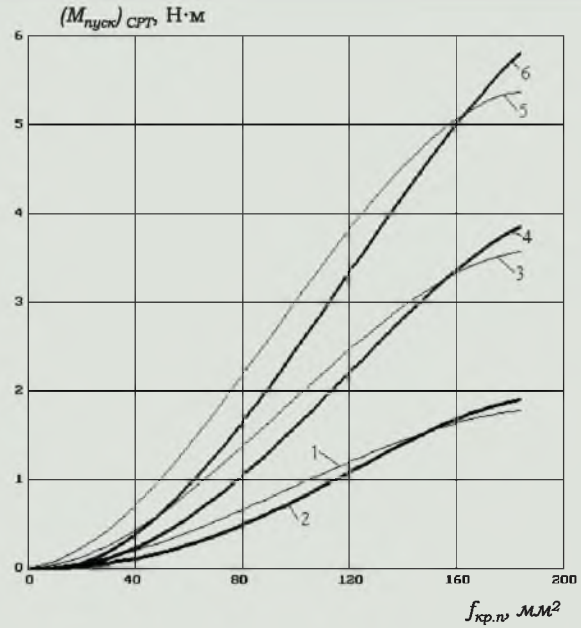
1. Оптимальный выбор ряда взаимосвязанных параметров позволяет получить максимальную эффективность СРТ.

2. При наличии стабилизирующей решетки пусковой крутящий момент имеет стабильное, устойчивое значение.

3. Частота вращения выходного вала турбодетандера на холостом ходу при наличии стабилизирующей решетки выше, чем при

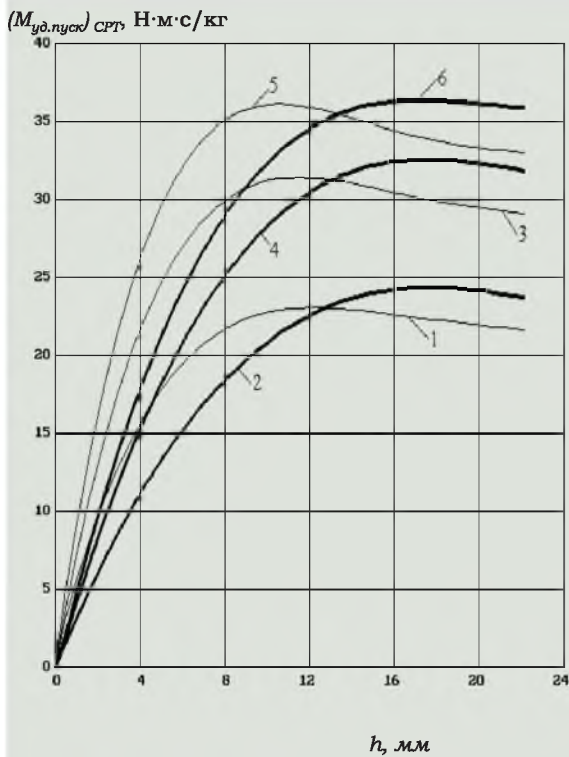


а)

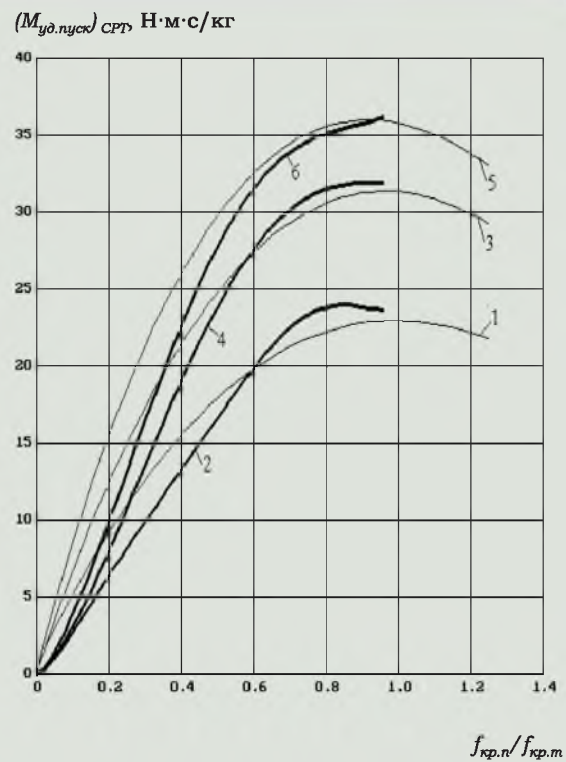


б)

Рис. 10. Зависимости пускового момента на валу СРТ от хода иглы (а) и площади критического сечения (б) питающего сопла при различных значениях давления на входе СРТ: 1 - $P_{н} = 0,2$ МПа, $d_{кр.п} = 13,7$ мм; 2 - $P_{н} = 0,2$ МПа, $d_{кр.п} = 15,6$ мм; 3 - $P_{н} = 0,3$ МПа, $d_{кр.п} = 13,7$ мм; 4 - $P_{н} = 0,3$ МПа, $d_{кр.п} = 15,6$ мм; 5 - $P_{н} = 0,4$ МПа, $d_{кр.п} = 13,7$ мм; 6 - $P_{н} = 0,4$ МПа, $d_{кр.п} = 15,6$ мм



а)



б)

Рис. 11. Зависимости удельного пускового момента на валу СРТ от хода иглы питающего сопла (а) и отношения площадей критических сечений питающего и тягового сопел (б) при различных значениях давления на входе СРТ: 1 - $P_{н} = 0,2$ МПа, $d_{кр.п} = 13,7$ мм; 2 - $P_{н} = 0,2$ МПа, $d_{кр.п} = 15,6$ мм; 3 - $P_{н} = 0,3$ МПа, $d_{кр.п} = 13,7$ мм; 4 - $P_{н} = 0,3$ МПа, $d_{кр.п} = 15,6$ мм; 5 - $P_{н} = 0,4$ МПа, $d_{кр.п} = 13,7$ мм; 6 - $P_{н} = 0,4$ МПа, $d_{кр.п} = 15,6$ мм

ее отсутствии, что указывает на уменьшение аэродинамического сопротивления при вращении ротора СРТ.

4. Увеличение суммарного эквивалентного диаметра критических сечений тяговых сопла до $d_{кр.т}=15,6$ мм позволило получить более высокие значения пусковых

крутящих моментов и оборотов холостого хода выходного вала турбодетандера на расчетном режиме работы для полностью открытого питающего сопла ($d_{кр.п}=15,3$ мм).

5. Диапазон изменения отношения площадей критических сечений питающего и тягового сопла, при котором эффективность СРТ

(удельный пусковой момент) максимальна, находится в узком интервале значений ($f_{кр.п}/f_{кр.т}=0,85-0,95$).

Список литературы:

1. Пат. 20192 Украина, МКИ F02C3/00. Струминно-реактивная турбина / С.К. Корольов, С.М. Ванеев, Ю.Л. Рухлов, Ю.Т. Федотов (Украина). - № 4712261/SU; Заявл. 05.05.89; Опубл. 25.12.97, Бюл. № 6-2 с.

2. Пат. 1829521 Россия, МКИ F 02 C3/00. Струйно-реактивная турбина / С.К. Корольов, С.М. Ванеев, Ю.Л. Рухлов, Ю.Т. Федотов (Украина). - № 4712261/06; Заявл. 05.05.89; Опубл. 07.06.99, Бюл. № 36 - 6 с.

3. А.с. 1747208 СССР, МКИ F 01 D 17/14. Устройство управления работой турбины / С.К. Королев, Ю.Т. Федотов, С.А. Квачан, С.М. Ванеев, А.Ф. Евтушенко, Ю.Л. Рухлов, П.П. Приходченко. Заявлено 04.07.89; Опубл. 15.07.92, Бюл. № 26. - 5 с.

4. Королев С.К. Исследование турбодетандерного агрегата на базе струйно-реактивной турбины мощностью 100 кВт / С. К. Королев, С. М. Ванеев // Сборник научных трудов «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования». - Харьков, 2003. - С. 293-296.

5. Исследование и экспериментальные работы по отработке и оптимизации пневматических приводов со струйно-реактивным двигателем для шаровых кранов / Отчет о НИР (ВНИИкомпрессормаш). - № ГР0870042515, инв. № 02870088015. - Сумы, 1987. - 180 с.

6. Исследование механических и динамических характеристик пневмоприводов арматуры и оптимизация их конструкций / Отчет о НИР (ВНИИкомпрессормаш). - № ГР01890056751, инв. № 190/89. - Сумы, 1989. - 89 с.

7. Исследование и совершенствование струйно-реактивной турбины для приводов различного назначения / Отчет о НИР (ВНИИкомпрессормаш). - № ГР01900059312, инв. № 194/90. - Сумы, 1990. - 82 с.

8. Горлин С.М. Экспериментальная аэродинамика. - М.: Высшая школа, 1970. - 423 с.

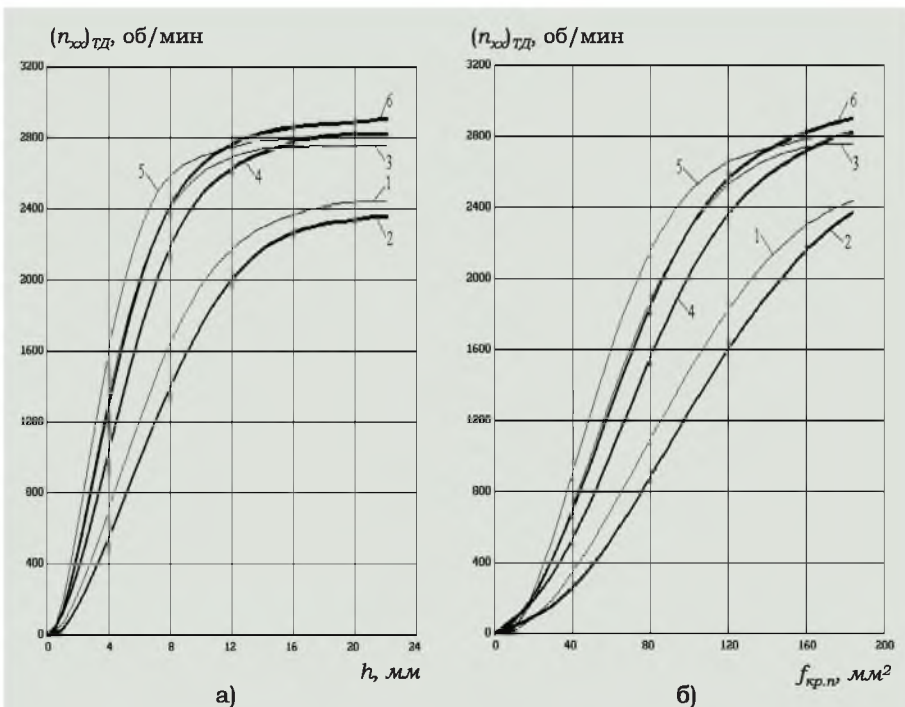


Рис. 12. Зависимость оборотов холостого хода на выходном валу турбодетандера от хода иглы (а) и площади критического сечения (б) питающего сопла при различных значениях давления на входе СРТ: 1 - $P_n = 0,2$ МПа, $d_{кр.т} = 13,7$ мм; 2 - $P_n = 0,2$ МПа, $d_{кр.т} = 15,6$ мм; 3 - $P_n = 0,3$ МПа, $d_{кр.т} = 13,7$ мм; 4 - $P_n = 0,3$ МПа, $d_{кр.т} = 15,6$ мм; 5 - $P_n = 0,35$ МПа, $d_{кр.т} = 13,7$ мм; 6 - $P_n = 0,35$ МПа, $d_{кр.т} = 15,6$ мм

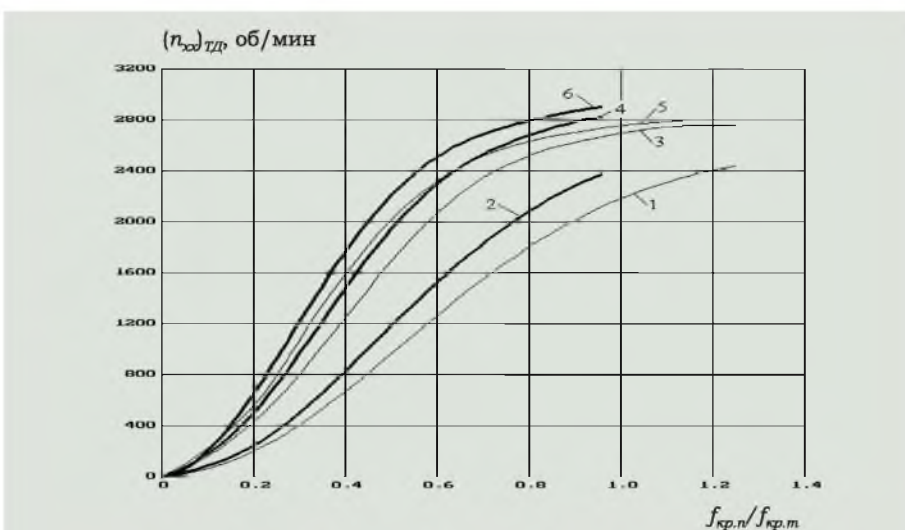


Рис. 13. Зависимость оборотов холостого хода на выходном валу турбодетандера от отношения площадей критических сечений питающего и тягового сопел и давления на входе СРТ: 1 - $P_n = 0,2$ МПа, $d_{кр.т} = 13,7$ мм; 2 - $P_n = 0,2$ МПа, $d_{кр.т} = 15,6$ мм; 3 - $P_n = 0,3$ МПа, $d_{кр.т} = 13,7$ мм; 4 - $P_n = 0,3$ МПа, $d_{кр.т} = 15,6$ мм; 5 - $P_n = 0,35$ МПа, $d_{кр.т} = 13,7$ мм; 6 - $P_n = 0,35$ МПа, $d_{кр.т} = 15,6$ мм