

*Постійно зростає попит на рідкий кисень. Розробники криогенних рідинних установок розділення повітря (ВРУ) прагнуть до подальшого зниження енергоспоживання при його вилученні з повітря і зрідженні. Аналіз різних схем ВРУ дозволяє знайти ефективне рішення цієї задачі для наступного впровадження в установки малої тоннажності. З застосуванням детандер-компресорного агрегату вдається знизити споживання енергії*

*Ключові слова: криогенна техніка, повітрярозподільна установка, рідкий кисень, детандер-компресорний агрегат, питомі витрати енергії*

*Постоянно растет спрос на жидкий кислород. Создатели криогенных жидкостных установок разделения воздуха (ВРУ) стремятся к дальнейшему снижению энергопотребления при его извлечении из воздуха и ожижении. Анализ различных схем ВРУ позволяет найти эффективное решение этой задачи для последующего внедрения в установки малой тоннажности. С применением детандер-компрессорного агрегата удается снизить потребление энергии*

*Ключевые слова: криогенная техника, воздухоразделительная установка, жидкий кислород, детандер-компрессорный агрегат, удельные затраты энергии*

# СНИЖЕНИЕ УДЕЛЬНОГО ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ ВОЗДУХОРАЗДЕЛИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ И МАЛОЙ ТОННАЖНОСТИ

**Г. К. Лавренченко**

Доктор технических наук, профессор\*

E-mail: lavrenchenko@paco.net

**А. В. Плесной**

Аспирант

Кафедра криогенной техники\*

E-mail: plesnoy@yandex.ua

\*Институт холода, криотехнологий и

экоэнергетики им. В.С. Мартыновского

Одесская национальная академия пищевых технологий

ул. Дворянская, 1/3, г. Одесса, Украина, 65026

## 1. Введение

В условиях постоянного роста стоимости электроэнергии предприятия, производящие криогенные установки разделения воздуха (ВРУ), уделяют особое внимание снижению их энергопотребления. Для получения криогенных жидких продуктов широко применяются малотоннажные (ВРУ), работающие по циклам среднего давления.

Эти установки представляют собой наиболее массовые и хорошо востребованные системы, создаваемые отраслью кислородного и криогенного машиностроения. Для улучшения их характеристик необходим поиск резервов для внедрения в ВРУ нового поколения [1 – 3].

## 2. Пути снижения энергопотребления воздухоразделительных установок

Для увеличения выхода жидких продуктов разделения воздуха должна быть значительно повышена разность между генерацией холода и его потерями в ВРУ. При её работе в режиме выдачи жидких продуктов наружу с ними выводится существенное количество холода. Для случая производства жидкого кислорода рассмотрим два основных направления по-

вышения холодопроизводительности воздухоразделительных установок.

### 2.1. Применение дополнительного охлаждения

Введение дополнительного холода в криогенный цикл ВРУ может приводить к увеличению холодопроизводительности процесса разделения воздуха. При этом важно установить оптимальное место в основном теплообменнике и температурный уровень для ввода холода, а также часть потока воздуха высокого давления, подлежащего охлаждению.

### 2.2. Использование работы детандера

Для снижения энергопотребления малотоннажных ВРУ можно применить работу расширения воздуха в детандере. В существующих сейчас установках эта работа полезно не реализуется, а отводится в виде тепла в окружающую среду посредством масляного тормоза (рис. 1).

Одно из эффективных решений – применение энергии расширения воздуха в турбодетандере для привода дожимающего воздух турбокомпрессора, находящегося на одном валу с ним и объединенном в детандер-компрессорный агрегат (ДКА). Такие ДКА (рис. 2) с успехом используются в современных крупнотоннажных ВРУ низкого давления. Однако простое заимствование уже имеющегося устройства и конструкторских разработок недостаточно для создания ДКА малотон-

нажных ВРУ, так как детандерным и компрессорным ступеням их агрегатов свойственен ряд характерных особенностей, связанных с малым расходом воздуха и высокими оборотами. Детандер в таких ВРУ является высокооборотной расширительной машиной. В некоторых установках число оборотов рабочего колеса детандера достигает 200 тыс. мин<sup>-1</sup>. Из-за этого невозможно создать ДКА одновальной конструкции, так как при этих оборотах компрессорная ступень будет иметь очень низкий адиабатный КПД.

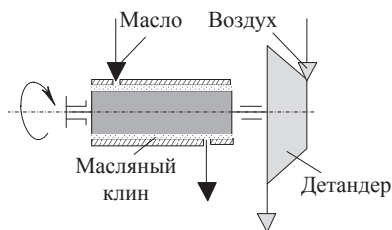


Рис. 1. Схема типичного детандера ВРУ малой производительности

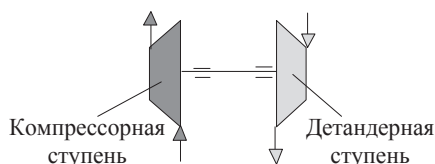


Рис. 2. Схема детандерной и компрессорной ступеней в составе ДКА крупнотоннажной ВРУ

Для решения этой задачи необходимо создать ДКА, в котором компрессорная (КС) и детандерная (ДС) работают с числами оборотов, обеспечивающими высокую эффективность процессов расширения и компримирования воздуха. С этой целью можно для передачи мощности от ДС к КС использовать планетарный редуктор, снижающий число оборотов компрессорной ступени до её оптимального значения (рис. 3).

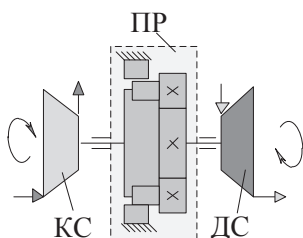


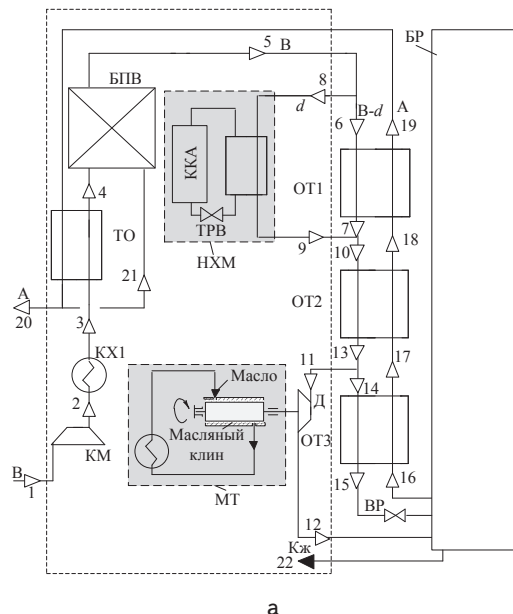
Рис. 3. Схема ДКА малотоннажной ВРУ: КС и ДС – компрессорная и детандерная ступени; ПР – планетарный редуктор

### 3. Схемы малотоннажных воздуходелительных установок

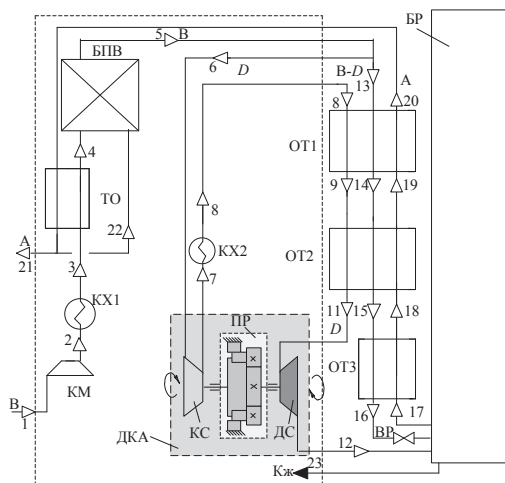
Вначале рассмотрим установку, в которой работа расширения воздуха в детандере отводится на масляный тормоз (МТ). В ней используется дополнительное

охлаждение части воздуха в низкотемпературной холодильной машине (НХМ) (рис. 4, а).

При использовании второго схемного решения в состав ВРУ вводится ДКА. В нем часть потока воздуха после основного компрессора сжимается в КС за счет работы ДС (рис. 4, б). В результате процесс расширения воздуха не отличается в ДС с более высокого начального давления, что приводит к росту холодопроизводительности ступени.



а



б

Рис. 4. Принципиальные схемы двух ВРУ: а – с детандером и НХМ; б – с ДКА

Здесь КМ – компрессор; КС, ДС – компрессорная и детандерная ступени; ТО – теплообменник-ожижитель; БПВ – блок подготовки воздуха, включающий осушку, очистку и предварительное охлаждение; НХМ – низкотемпературная холодильная машина; ККА – компрессорно-конденсаторный агрегат; КХ1, КХ2 – концевые холодильники КМ и КС; ТРВ – терморегулирующий вентиль; ОТ1, ТО2, ТО3 – секции основного теплообменника; ВР – регулирующий вентиль; БР – блок разделения; В, А, Кж, d, D – потоки

перерабатываемого воздуха; отбросного азота; продукционного жидкого кислорода; воздуха, охлаждаемого в холодильной машине; воздуха, направляемого в детандер и детандерную ступень ДКА.

Остановимся на схеме первой установки (рис. 4, а). Поток воздуха 1 в количестве 3963 кг/ч сжимается в компрессоре КМ 4ВМ10-55/71 до давления 6,5 МПа [4]; затем он поступает на охлаждение в концевой холодильник КХ1 и теплообменник-ожижитель ТО. После того, как из воздуха удалена часть влаги, его направляют в блок подготовки воздуха (БПВ), где проводят его осушку, очистку и предварительное охлаждение. Затем воздух с температурой 290 К разделяется на две части. Одна из них 6 направляется в первую секцию основного теплообменника ОТ1, где охлаждается отбросным азотом, движущимся в нем противотоком. Вторая часть 8 охлаждается в НХМ до температуры 243 К. Далее оба потока объединяются в поток 10 и охлаждаются во второй секции ОТ2. Большая часть воздуха в виде потока 11 отводится на расширение в детандер, откуда направляется в блок разделения с давлением 0,6 МПа. Дроссельный поток 14 поступает в третью секцию основного теплообменника ОТ3, в котором охлаждается до температуры 108 К и дросселируется через регулирующий вентиль в блок разделения. В БР поступивший воздух разделяется. Продуктами разделение воздуха являются жидкий кислород Кж и отбросный азот А. Поток жидкого технического кислорода 22 сливается в криогенную емкость.

Поток отбросного азота 16, отводимый из БР, противотоком проходит секция ОТ1, ОТ2 и ОТ3 основного теплообменника охлаждая при этом прямой поток воздуха, и поступает в теплообменник-ожижитель, после которого его разделяют на две части: одну используют для регенерации адсорберов в БПВ, другую – сбрасывают в атмосферу.

В установке с ДКА (рис. 4, б) используются те же аппараты и блок разделения воздуха, что и в предыдущей ВРУ. Отличие схемы состоит в том, что поток воздуха 5 с давлением 6,5 МПа разделяется на две части. Одна часть (дроссельный поток) направляется в секции основного теплообменника ОТ1, ОТ2, ОТ3, где охлаждается до температуры 108 К и дросселируется в БР. Вторая часть 6 в количестве  $D$  отводится на сжатие в компрессорную ступень ДКА для сжатия воздуха за счет работы расширения ДС. Сжатый поток 7 охлаждается до 290 К в концевом холодильнике КХ2. Охлажденный поток 8 после этого направляется на дальнейшее охлаждение в первую и вторую секции основного теплообменника. Далее поток 11 с температурой отбора, подлежащей оптимизации, поступает в детандерную ступень, в которой расширяется до давления 0,6 МПа и затем подается в БР на разделение.

Такая организация процессов позволяет использовать работу расширения воздуха в детандере для повышения производительности ВРУ.

#### 4. Производство жидкого кислорода в двух типах ВРУ

Рассматриваемые установки отличаются по работе жидкого кислорода и энергопотреблению. Приведем сравнение двух схем ВРУ, приведенных на рис. 4.

В первой из схем (рис. 4, а) производится жидкий кислород в количестве:

$$K_{ж} = (1 / \Delta i_{Кж}) [B(i_1 - i_5) + BD\Delta i_s \eta_s + Bd(i_8 - i_9) - A(i_1 - i_{19}) - Q_{ТП}] \quad (1)$$

где  $B$ ,  $K_{ж}$ ,  $A$  – расходы перерабатываемого воздуха (п.в.), продукционного жидкого кислорода и отбросного азота;  $(i_1 - i_5) = [(i_1 - i_3) + (i_3 - i_4) + (i_4 - i_5)]$  – удельная холодопроизводительность, представляющая сумму интегрального изотермического дроссель-эффекта  $(i_1 - i_3)$ ; затраты холода на охлаждение прямого потока в теплообменнике-ожижителе  $(i_3 - i_4)$  и предварительное охлаждение в БПВ  $(i_4 - i_5)$ ;  $d, D$  – доли воздуха, направляемые в НХМ и детандер;  $\Delta i_s \eta_s = (i_{11} - i_{12})$  – холодопроизводительность детандера;  $\Delta i_s \eta_s$  – теплоперепад в обратимом детандере и изотропный КПД детандера;  $(i_8 - i_9)$  – охлаждение потока воздуха в НХМ;  $A(i_1 - i_{19})$  – потеря от недорекуперации потока отбросного азота на теплом конце теплообменника-ожижителя ТО, так как  $(i_1 - i_{19}) = [(i_1 - i_{20}) + (i_3 - i_4)]$ ;  $Q_{ТП}$  – общий теплоприток к холодной части ВРУ;  $\Delta i_{Кж} = (i_1 - i_{22})$  – разность энтальпий, характеризующая удельную холодопроизводительность, необходимую для ожижения кислорода в изобарическом процессе.

Для приближения показателей ВРУ к реальным условиям заданы удельные теплопритоки 188 кДж/кмоль [5]. В пересчете на количество п.в. теплоприток составит 7,14 кВт.

Аналогичным образом из баланса холодной части ВРУ определим, что производство жидкого кислорода в установке с двухвальным ДКА (рис. 4, б)

$$K_{ж} = (1 / \Delta i_{Кж}) [B(i_1 - i_5) + BD\Delta i'_T + BD\Delta i'_s \eta_{ДС} - A(i_1 - i_{20}) - Q_{ТП}] \quad (2)$$

где  $\Delta i'_T = (i_6 - i_8)$  – изотермический дроссель-эффект, обусловленный повышенем давления части воздуха в КС агрегата и его последующим охлаждением в концевом холодильнике до температуры окружающей среды  $T_{oc}$ ;  $\Delta i'_s$  – изотропный теплоперепад, отсчитываемый от состояния воздуха с более высоким начальным давлением на входе в детандерную ступень;  $\eta_{ДС}$  – изотропный КПД ДС;  $A(i_1 - i_{20})$  – потеря от недорекуперации потока отбросного азота на теплом конце теплообменника-ожижителя ТО, так как  $(i_1 - i_{20}) = [(i_1 - i_{21}) + (i_3 - i_4)]$ ;  $\Delta i_{Кж} = (i_1 - i_{23})$  – необходимая холодопроизводительность для ожижения кислорода в изобарном процессе.

Остальные обозначения в (2) соответствуют принятым в выражении (1).

Из выражения (2) следует, что увеличение выхода кислорода во второй схеме вызвано наличием члена  $BD\Delta i'_T$  и более высоким значением  $\Delta i'_s$ . Однако в (2) отсутствует член  $Bd(i_8 - i_9)$ , характеризующий холодопроизводительность НХМ, вводимую в низкотемпературную часть первой установки. В связи с этим трудно из сравнения выражений (1) и (2) отдать предпочтение той или иной схеме. Но касаясь удельного расхода энергии  $l$  кВтч/кг производимого кислорода, необходимо заметить, что первая схема более затратна.

Проанализируем составляющие общих затрат энергии в первой ВРУ, приведенные в табл. 1. Из их сравнения получается, что затраты мощности в первой ВРУ составляют 684 кВт.

Таблица 1

## Определение затрат энергии в ВРУ среднего давления

Потребитель	кВт
Электродвигатель КМ	618
НХМ (низкотемпературная холодильная машина)	23*
Нагрев сорбента при десорбции и затраты на охлаждение воды в БПВ	30
Электродвигатель маслососа масляного тормоза	4
Электродвигатели водяных насосов в КХ1 и КХ2	4
Система КИП	5

Примечание: \* Затраты энергии на привод НХМ при охлаждении перерабатываемого воздуха до температуры  $-30^{\circ}\text{C}$

Вторая ВРУ более экономична, так как в ней отсутствуют затраты на привод НХМ и маслососа. В связи с этим затраты мощности в этой ВРУ меньше по сравнению с первой установкой на 27 кВт и равны 657 кВт.

Для сравнения двух схем ВРУ по величинам  $l$  необходимо провести серию оптимизационных расчетов. В качестве целевой функции, подлежащей максимизации, была выбрана удельная затрата энергии  $l=\text{Кж}/W$ , где  $W$  – общее потребление энергии воздуходелительной установкой. В первой ВРУ нужно найти оптимальные значения отбора воздуха  $d$  на НХМ, а также температуры и расхода воздуха  $D$ , отбираемого на детандер. В ходе расчетов второй ВРУ следует найти оптимальные температуру и расход воздуха  $D$ , подаваемого в ДС.

Параметры воздуха, азота и кислорода в узловых точках схем ВРУ определялись с использованием результатов собственных расчетов. Процессы, реализуемые в указанных установках, моделировались в среде HYSYS. Термодинамические свойства воздуха как смеси  $\text{O}_2\text{-Ar-N}_2$  описывались уравнением состояния Peng-Robinson [6] в модификации Styjek и Vera [7]. Модифицированное уравнение PRSV относится к обобщенным уравнениям состояния, которые позволяют рассчитывать свойства смесей, состоящих из различных компонентов, на основе ограниченной информации о свойствах жидких веществ и коэффициентах их бинарного взаимодействия. Из [8] известно, что программный комплекс, созданный на основе PRSV, описывает свойства воздуха как трехкомпонентной смеси с максимальным отклонением от опытных данных в 1 %.

## 5. Особенности детандер-компрессорного агрегата

Перед детальными расчетами показателей сравниваемых ВРУ остановимся на конструкции ДКА. В ДКА, создаваемом для работы в ВРУ, необходимо обеспечить оптимальные числа оборотов в ДС и КС. С этой целью в качестве передаточного устройства в ДКА нужно использовать планетарный редуктор. При такой конструкции агрегата можно передавать полез-

ную мощность расширения воздуха от детандерной ступени к компрессорной с минимальными потерями и высокой скоростной нагрузкой.

В сравнении с редукторами цилиндрической конструкции планетарный редуктор отличается малой массой и экономия места при монтаже в холодном блоке ВРУ. Соосная конструкция планетарных редукторов позволяет создавать устройства с меньшими размерами фундаментных рам при монтаже. Выбранный редуктор легче цилиндрических и имеет низкий уровень шума [9, 10].

Для условий высокоскоростных нагрузок выбран планетарный редуктор фирмы «Voith Turbo BHS Getriebe GmbH» (рис. 5), рассчитанный на работу при частоте вращения свыше  $100\,000\text{ мин}^{-1}$  с максимальной допустимой мощностью 1 МВт.

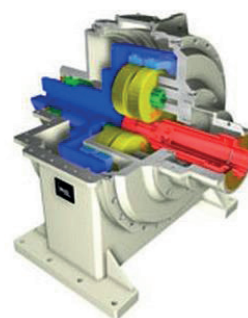


Рис. 5. Планетарный редуктор фирмы «Voith Turbo BHS Getriebe GmbH»

Оптимизация детандер-компрессорного агрегата проводилась отдельно от совершенствования ВРУ среднего давления. Из решения этой задачи ранее были определены оптимальные конструктивные и режимные параметры КС, используемой в составе ДКА [5, 11].

Руководствуясь [12 – 13], принято, что рабочее колесо (РК) для КС является радиально открытым с углом на выходе воздуха с лопаток  $90^{\circ}$ . В качестве неподвижного направляющего аппарата, согласно [14], выбран лопаточный диффузор, позволяющий организовать процесс сжатия в проточной части КС при высоких скоростях РК.

## 6. Анализ показателей двух типов ВРУ

В результате оптимизационных расчетов (табл. 2) ВРУ с традиционным детандером и охлаждением части потока воздуха в НХМ найдено, что максимуму Кж отвечает отбор на холодильную машину  $d=45\%$ . При увеличении  $d$  до  $55\%$  снижается температура перед детандером, и процесс расширения воздуха в нём завершается в двухфазной области с долей жидкости более 3 %, что недопустимо. При этом общая холодопроизводительность ВРУ падает, а выход жидкого кислорода снижается. Дальнейшее повышение отбора воздуха на НХМ приводит к избытку холода, проявляющегося в виде роста потерь от недорекуперации на теплом конце секции ОТ1. При оптимальном значении  $d$  удельная затрата энергии  $l=1,1\text{ кВтч/кг}$ .

Таблица 2

Показатели схемы ВРУ с НХМ

Параметры	Величины				
	0	10	25	45	55
d, %	0	10	25	45	55
d, кг/ч	0	400	990	1783	2180
D, %	79	78	78	77	73
T <sub>11</sub> , К	199	202	196	188	183
DT <sub>5-19</sub> , К	14,9	15,2	15,0	15,2	14,9
Кж, кг/ч	435	490	529	623	602
l, кВтч/кг	1,5	1,3	1,28	1,1	1,13

Подобные оптимизационные вычисления были проведены для второй ВРУ. Установлено что максимуму производства кислорода соответствуют отбор на детандерную ступень D=73 % и температура поступающего в ДС воздуха T<sub>11</sub>=212 К.

Для режима наибольшего выхода жидкого кислорода из ВРУ определены оптимальные режимные и конструктивные параметры ступеней ДКА. Для этого проведены расчеты с одновременной проверкой выполнения ограничений, налагаемых на характеристики ВРУ и сам ДКА. При оптимизации работы ДКА применялась математическая модель, описанная в [5]. При расчете ДКА вносились некоторые изменения в параметры схемы ВРУ для достижения максимальной эффективности при соблюдении условий реализуемости теплообмена в основном теплообменнике, допустимой потере от недоокуперации на тепломо конце OT1  $\Delta T_{13-20}=15$  К и получения производимого жидкого кислорода с чистотой 99,7 %. В связи с этим многократно проводились перерасчеты характеристик ВРУ и ДКА при новых параметрах: расходе воздуха, проходящего через ДКА D; температуре отбора воздуха на детандер T<sub>11</sub>; степени повышения давления p<sub>КС</sub> в компрессорной ступени агрегата.

В связи с тем, что поступающий воздух D в КС после основного компрессора имеет низкий удельный объем и малый расход, не достигающий 1 кг/с, это обуславливает применение в проточной части КС рабочего колеса с небольшим диаметром D<sub>КС</sub> ≤ 100 мм. Из-за низкой размерности проточной части КС гидравлические потери при прохождении потока D оказываются большими, что не позволяет обеспечить высокое значение адиабатного КПД η<sub>КС</sub> ступени при расчетных условиях работы ДКА.

Так, при отборе воздуха на КС в количестве D=73 % (табл. 3) в процессе его сжатия достигается давление P<sub>7</sub>=8,28 МПа. При этом температура отбора T<sub>11</sub> на детандерную ступень в этой ВРУ значительно выше, чем в схеме с обычным детандером. В схеме с ДКА нет необходимости применять НХМ, так как вырабатываемый холод компенсируется дополнительным изотермическим дроссель-эффектом Δi<sub>T</sub> (выражение (2) для Кж), обусловленным более высоким давлением воздуха после КС.

Покажем, каким образом получены приведенные в табл. 2 и 3 удельные энергозатраты. При их определении учитывались максимально производимые в первой и второй ВРУ количества жидкого кислорода. Кроме этого, принимались во внимание данные табл. 1, которые дают возможности вычислить значения мощности, расходуемой каждой из ВРУ. С учетом указанного для первой ВРУ l=684/623=1,1 кВтч/кг, для второй – l=657/630=1,04 кВтч/кг. Таким образом, вторая ВРУ имеет на 6 % более низкое значение l, обусловленное, во-первых, снижением затрачиваемой энергии, и, во-вторых, некоторым увеличением выдачи жидкого кислорода.

Таблица 3

Показатели схемы ВРУ с ДКА

Параметр	Величина
D, % (кг/ч)	73(2900)
η <sub>ДС</sub> /η <sub>КС</sub>	0,82/0,36
T <sub>11</sub> , К	212
p <sub>КС</sub>	1,273
n <sub>ДС</sub> /n <sub>КС</sub> , мин <sup>-1</sup>	112500/58200
D <sub>ДС</sub> /D <sub>КС</sub> , мм	51/81
u <sub>ред</sub>	1,93
Кж, кг/ч	630
l, кВтч/кг	1,04

Примечание: η<sub>ДС</sub> - изэнтропный КПД ДС; η<sub>ДС</sub> - адиабатный КПД КС; n<sub>ДС</sub>, n<sub>КС</sub> - частота вращения валов ДС и КС; D<sub>ДС</sub>, D<sub>КС</sub> - наружные диаметры рабочих колес ДС и КС; u<sub>ред</sub> - коэффициент редуцирования

Как известно, ВРУ, в основном, эксплуатируется круглосуточно и с компанией, как правило, один год. После проведения профилактических работ ВРУ продолжают работать в таком же режиме. В этих условиях ВРУ с ДКА обеспечит в год экономию электроэнергии в объеме 216000 кВтч и выдаст в год жидкого кислорода на 56 т больше, чем ВРУ традиционного типа.

## 7. Выводы

Анализ показал, что использование в цикле ВРУ среднего давления детандер - компрессорного агрегата позволяет полезно затратить работу расширения воздуха для его дополнительного сжатия в КС перед подачей в ДС. Это позволяет отказаться от такого источника холода, как НХМ, и повысить эксплуатационную надежность ВРУ. Все это дает возможность снизить удельное энергопотребление ВРУ с 1,1 до 1,04 кВтч/кг.

ВРУ с ДКА, оптимизация, которой изложена выше, обеспечивает экономию электроэнергии в объеме 216000 кВтч в год по сравнению с ВРУ традиционного типа.

## Литература

1. Castle, W. F. Air separation and liquefaction: recent developments and prospects for the beginning of the new millennium [Text] / W. F. Castle // Intern. J. of Refrigeration. – 2002. – Т. 25(1). – P. 158-172.
2. Zhu, Y. Optimal design of cryogenic air separation columns under uncertainty [Text] / Y. Zhu, S. Legg, C. D. Laird // Computers & Chemical Engineering. – 2010. – Т. 34(9). – P. 1377-1384.
3. Zhu, Y. Optimal operation of cryogenic air separation systems with demand uncertainty and contractual obligations [Text] / Y. Zhu, S. Legg, C. D. Laird // Chemical Engineering Science. – 2011. – Т. 66(5). – P. 953-963.

4. Наталуха, Ю. Б. Совершенствование параметров поршневых компрессоров на оппозитной базе 4M10 для ВРУ среднего давления [Текст] / Ю. Б. Наталуха, А. В. Смирнов, В. Н. Фесенко // Технические газы. – 2011. – № 6 – С. 28-32.
5. Лавренченко, Г. К. Оптимизация двухвального детандер-компрессорного агрегата с одновременным совершенствованием ВРУ средней производительности [Текст] / Г. К. Лавренченко, А. В. Плесной // Технические газы. – 2013. – № 2. – С. 15-23.
6. Peng, D. Y. A new two constant equation of state [Text] / D. Y. Peng, D. B. Robinson // Ind. Eng. Chem. Fundamen. – 1976. – Т. 15. – Р. 59-64.
7. Stryjek, R. PRSV: An improved Peng-Robinson equation of state for pure components and mixtures [Text] / R. Stryjek, J. H. Vera // The Canadian J. of Chemical Eng. – 1986. – Т. 64. – Р. 323-333.
8. Пуртов, С. Н. Совершенствование программного обеспечения HYSYS для использования в расчетах криогенных установок [Текст] / С. Н. Пуртов, А. И. Ляпин, Л. Б. Лебедев // Технические газы. – 2006. – № 5 – С. 58-61.
9. Lei, Y. A method based on multi-sensor data fusion for fault detection of planetary gearboxes [Text] / Y. Lei, J. Lin, Z. He, D. Kong // Sensors. – 2012. – Т. 12(2). – Р. 2005-2017.
10. Barzdaitis, V. Diagnostics practice of heavy duty high speed gear transmissions [Text] / P. Mažeika // Mechanika. – 2010. – № 1. – Р. 58-61.
11. Лавренченко, Г. К. Разработка проточной части компрессорной ступени для ДКА двухвальной конструкции в составе ВРУ среднего давления [Текст] / Г. К. Лавренченко, А. В. Плесной // Технические газы. – 2013. – №3. – С. 26-32.
12. Yi, W. An aerodynamic design and numerical investigation of transonic centrifugal compressor stage [Text] / W. Yi, L. Ji, Y. Tian, W. Shao, W. Li, Y. Xiao // Journal of Thermal Science. – 2011. – Т. 20(3). – Р. 211-217.
13. Бойко, Л. Г. Исследование трансзвукового течения в высоконапорном центробежном рабочем колесе [Текст] / Л. Г. Бойко, Е. С. Барышева // Вестник двигателестроения. – 2011. – № 2. – С. 203-207.
14. Cumpsty, N. A. Compressor aerodynamics [Text] / N. A. Cumpsty // England.: Longman Scientific & Technical, 1989. – 315 p.

*Робота присвячена розробці методики розрахунку і аналізу гідродинамічних характеристик елементарних решіток робочого колеса гідротурбіни. Приведені рівняння, що описують кінематику потоку в абсолютному і відносному русі на вході і виході із решіток робочого колеса. Ця методика розрахунку гідродинамічних характеристик окремих решіток дозволяє зробити оцінку їх впливу на енергетичні якості робочого колеса*

*Ключові слова: радіально-осьова гідротурбіна, робоче колесо, гідродинамічні характеристики, енергетичні характеристики, проточна частина*

*Робота посвящена разработке методики определения и анализа гидродинамических характеристик элементарных решеток рабочего колеса гидротурбины. Приведены уравнения, описывающие кинематику потока в абсолютном и относительном движении на входе и выходе из решетки рабочего колеса. Данная методика расчета и анализа гидродинамических характеристик отдельных решеток позволяет произвести оценку их влияния на энергетические качества рабочего колеса*

*Ключевые слова: радиально-осевая гидротурбина, рабочее колесо, гидродинамические характеристики, энергетические характеристики, проточная часть*

УДК 621.224

## ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕМЕНТАРНЫХ РЕШЕТОК РАБОЧЕГО КОЛЕСА РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

**И. И. Тынъянова**

Кандидат технических наук, доцент  
Кафедра «Гидравлические машины»  
Национальный технический университет  
«Харьковский политехнический институт»  
ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина, 61002  
E-mail: tinyanova@kpi.kharkov.ua

### 1. Введение

При модификации рабочего колеса (РК) радиально-осевой (РО) гидротурбины (ГТ) возникает не-

обходимость внесения изменений в геометрию отдельных решеток. Количественная оценка изменений, вносимых в геометрию проточной части (ПЧ), должна базироваться на кинематическом и энергетическом