

Увеличение на 25% производительности компрессора K1290-121-1 для крупнотоннажных производств аммиака

Н.И. Ковалевский (ОАО «Азот»),
В.Е. Кузьмин, Н.Ю. Спирин, Л.К. Чернявский (ЗАО «НПФ «Невинтермаш»)

Описание и техническая характеристика воздушного центробежного компрессора и его приводной паровой турбины. После анализа возможных путей модернизации решено модернизировать проточную часть компрессора и одновременно несколько увеличить частоту вращения. Перечислены технические решения, использованные для этого. Приведены результаты контрольных газодинамических испытаний, показывающие необходимое увеличение производительности при некотором росте КПД.

Ключевые слова: центробежный компрессор, паровая турбина, модернизация.

25% productivity increase of K1290-121-1 compressor for large-capacity ammonia production

N.I. Kovalevskiy, V.Ye. Kuz'min, N.Yu. Spirin, L.K. Chernyavskiy

There is a description and technical characteristics of air centrifugal compressor and its driving steam turbine in the article. After analysis of possible ways of upgrade it was decided to modernize compressor setting and simultaneously a little increase rotary speed. Applied technical decisions are enumerated. Results of check tests showed the necessary productivity increase with some rise of performance.

Key words: centrifugal compressor, steam turbine, upgrade.

В настоящее время главной задачей, стоящей перед многочисленными российскими крупнотоннажными производствами аммиака, является увеличение выхода конечного продукта. Основное препятствие этому состоит в ограниченной производительности компрессора технологического воздуха.

В цехе «Аммиак-2» Кемеровского ОАО «Азот» в качестве такого компрессора эксплуатируется центробежный компрессор типа K1290-121-1 [1], изготовленный Невским машиностроительным заводом в 1978 г. Компрессор представляет собой двухцилиндровую машину, имеющую четыре секции и 12 ступеней сжатия. Первые две секции содержат по 3 ступени и размещены в цилиндре низкого давления (ЦНД), рис. 1. Третья и четвертая секции, содержащие соответственно две и четыре ступени, размещены в цилиндре высокого давления (ЦВД), рис. 2. Ротор ЦВД (быстроходный) соединен с ротором ЦНД (тихоходным) мультипликатором с передаточным от-

ношением 2,8. Между секциями сжимаемый атмосферный воздух охлаждается в водяных охладителях. Как следует из паспортных данных, при номинальных частотах вращения роторов ($n_{\text{ЦНД ном}} = 3300$ об/мин, $n_{\text{ЦВД ном}} = 9240$ об/мин) компрессор, потребляя мощность $N = 12$ МВт, должен обеспечивать конечное давление $p_k = 36$ ата и объемную производительность при нормальных условиях ($p = 760$ мм рт. ст. и $T = 20^\circ\text{C}$) $Q_g = 66\,074$ м³/ч.

Привод компрессора осуществляется со стороны ЦНД паровой турбиной К-15-41-1, поставленной также Невским заводом. По паспорту турбина имеет максимальную мощность 15 МВт и рабочий диапазон частоты вращения $n_{\text{турб}} = 2500 \dots 3400$ об/мин.

К сожалению, за 27 лет эксплуатации газодинамическая эффективность турбины и компрессора значительно снизилась. Испытания агрегата, выполненные в 2006 г. после очередного года безостановочной работы, показали следующее:

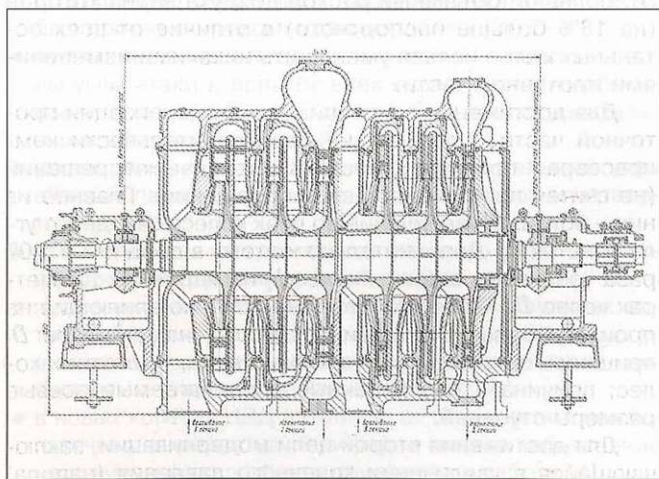


Рис. 1. Цилиндр низкого давления компрессора типа K1290-121-1

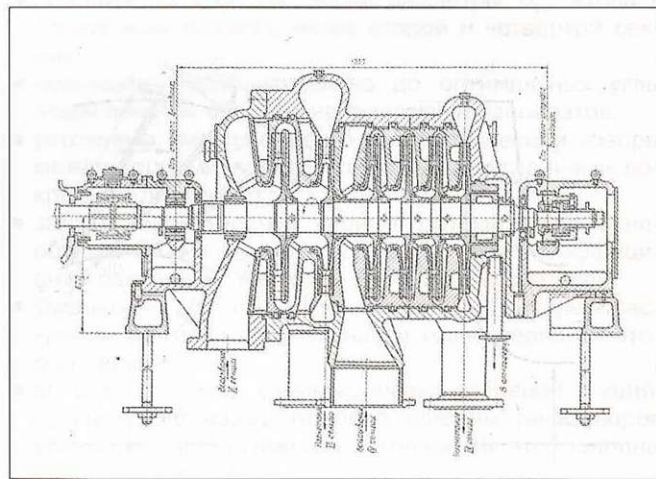


Рис. 2. Цилиндр высокого давления компрессора типа K1290-121-1



- при номинальных параметрах свежего пара турбина может развивать мощность не более 14 МВт;
- максимальный изотермный КПД компрессора $\eta_{из\ max}$ равен 0,54, в то время как по паспортным данным $\eta_{из\ max} = 0,58$;
- p_k компрессора на режиме работы с $n_{ном}$ и $\eta_{из\ max}$ достигает лишь 30 ата, т.е. 83% паспортного значения;
- Q_g компрессора на этом же режиме составляет только 57 880 м³/ч, т.е. 88% паспортного значения.

Между тем потребность в увеличении производства аммиака диктовала необходимость не только восстановить паспортную Q_g , но и поднять ее до 78 000 м³/ч, что на 18% больше паспортной производительности и намного больше фактической. Одновременно с увеличением Q_g следовало повысить p_k (по возможности до паспортного значения 36 ата). Кроме того, с целью улучшения условий работы заднего подшипника ЦВД было желательно снизить высокую конечную температуру ($T_k \approx 280^\circ\text{C}$) до уровня 220°C . Таким образом, практически стояла задача весьма значительного форсирования компрессора по производительности и напору с одновременным понижением конечной температуры сжатия воздуха.

Из теории и практики компрессоростроения известно, что для форсирования центробежных компрессоров можно использовать три способа:

- повышение частоты вращения роторов;
- доукомплектование компрессорной установки бустерным агрегатом;
- модернизацию проточной части компрессора.

Предварительные расчеты показали, что первый («частотный») способ применительно к поставленной задаче в чистом виде не подходит уже потому, что $n_{турб}$ пришлось бы увеличить до 3700 об/мин, которая намного превосходит $n_{турб.\ max} = 3400$ об/мин. Кроме того, такое повышение частоты вращения привело бы к значительному уменьшению запасов прочности колес компрессора, а также запаса частоты вращения ротора ЦВД до 2-й критической частоты. Дополнительно к этому КПД компрессора на режиме работы с требуемыми Q_g и p_k оказался бы очень низким ($\eta_{из} = 0,48$), что обусловило бы чрезмерно большую потребляемую компрессором мощность (17,6 МВт). Наконец, увеличение

n привело бы не к уменьшению T_k , а, наоборот, к ее повышению.

Бустерный вариант форсирования компрессора, в отличие от «частотного» варианта, в принципе реалистичен и не слишком энергоообен. Конкретные достоинства бустерного варианта таковы: не возрастает механическая напряженность компрессора; не требуется форсирование приводной турбины ни по частоте вращения, ни по мощности; вполне приемлемо значение суммарной потребляемой мощности компрессора и бустера (около 15 МВт). Однако бустерному варианту присущи крупные недостатки: необходимость проектирования, изготовления и монтажа бустерного агрегата (при этом на вновь сооружаемом фундаменте); потребность оснащения компрессора и бустера системой совместного управления; не минимальное энергопотребление из-за работы почти всех ступеней компрессора в неоптимальных режимах. Вследствие данных недостатков бустерный вариант был признан нецелесообразным.

Так как бустерный вариант нецелесообразен, а «частотный» неприемлем (в чистом виде), форсирование компрессора было решено осуществить путем модернизации его проточной части и небольшого повышения частоты вращения турбины: от 3300 до 3400 об/мин, т.е. до верхней границы рабочего диапазона $n_{турб}$. Прибегнуть к увеличению частоты вращения пришлось потому, что обеспечить требуемые производительность Q_g и давление p_k только за счет модернизации проточной части компрессора оказалось очень трудно.

С целью экономии затрат средств и времени при модернизации были затронуты только наиболее ответственные и наименее металлоемкие элементы проточной части, к которым относятся колеса и диффузоры. Остальные элементы проточной части (всасывающие камеры секций, улитки, периферийные и внутренние осесимметричные колена, лопаточные обратно-направляющие аппараты) сохранены штатными. В связи с этим размеры D_0 и d (рис. 3) входных отверстий всех новых колес пришлось назначить такими же, как у штатных колес. Это значительно усложнило оптимизацию новых колес, особенно первого, большой объемный расход воздуха через которое (на 18% больше паспортного) в отличие от всех остальных колес нельзя уменьшить никакими изменениями проточной части.

Для достижения основной цели модернизации проточной части – повышения производительности компрессора – применено несколько технических решений (не считая повышения частоты вращения). Главное из них – большое увеличение во всех колесах входного угла лопаток β_1 . Дополнительно к этому в среднем в 1,07 раза увеличены ширины колес b_2 на наружных диаметрах D_2 . Отметим, что очень сильно влияющие на производительность ширины колес b_1 на диаметре D_1 пришлось оставить почти такими же, как у штатных колес; причина – ограниченные располагаемые осевые размеры ступеней.

Для достижения второй цели модернизации, заключающейся в увеличении конечного давления (напора) компрессора, помимо повышения n , применено также несколько технических решений:

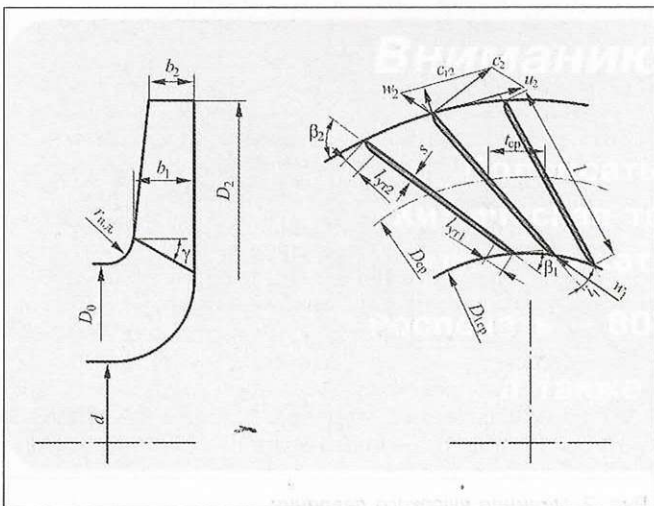


Рис. 3. Проточная часть первого модернизированного колеса

- в среднем в 1,09 раза увеличены выходные углы β_2 лопаток колес;
- лопаточные решетки всех колес выполнены одноярусными, а не двухъярусными, как это имеет место в штатной проточной части;
- увеличен диаметр D_2 , но только первых двух колес, потому что только эти колеса из всех 12 являются высокорасходными;
- не закруглены выходные кромки лопаток;
- обеспечены положительные углы атаки лопаток колес на номинальном режиме.

Из перечисленных мероприятий первое косвенно (посредством роста коэффициента расхода $\varphi_2 = c_{r2}/u_2$) благоприятно отразилось и на увеличении производительности. Целесообразность последних двух мероприятий вытекает из формулы коэффициента уменьшения теоретического напора [2].

Для снижения конечной температуры воздуха значительно уменьшены углы β_2 в колесах четвертой секции. Эта мера совместно с увеличением β_2 колес первой секции и диаметров двух первых колес позволила также сблизить напоры данных секций и тем самым улучшить термодинамику сжатия воздуха в компрессоре (в штатной проточной части напор четвертой секции более чем вдвое превосходит напор первой).

Наряду с техническими решениями, направленными на обеспечение новых параметров назначения компрессора, с целью повышения КПД и запаса до помпажа в модернизированной проточной части реализован следующий ряд мер по устранению изначальных недостатков штатной проточной части:

- лопатки колес утонены к входным кромкам симметрично относительно средней линии, а не за счет только задней стороны, как это имеет место в штатных колесах;
- оптимизированы густоты лопаточных решеток колес l/t_{cp} ;
- уменьшены толщины s лопаток колес первой, второй и четвертой секций;
- за счет уменьшения диаметров колес второй секции увеличены условные коэффициенты расхода $\Phi_0 = 4Q_0/(\pi D_2^2 u_2)$ этих колес, неоправданно низкие в штатной проточной части (оптимальный диапазон Φ_0 был принят по рекомендации работы [3]);
- путем надлежащего задания углов β_1 оптимизированы углы атаки i_1 лопаток всех колес: i_1 стали небольшими положительными вместо больших отрицательных в штатной проточной части;
- уменьшены слишком большие положительные углы атаки лопаток диффузоров первой, второй и четвертой секций;
- относительная максимальная толщина лопаток диффузоров ЦНД уменьшена с 5 до 3%;
- путем уменьшения числа лопаток в диффузорах оптимизированы густоты их лопаточных решеток и существенно уменьшено загромождение потока начальными участками профилей лопаток;
- в новых колесах ЦВД в отличие от штатных нет межлопаточных вырезов на периферии дисков (объяснение положительного эффекта приведено в работе [4]);
- в тех ступенях, в которых это оказалось возможным по конструктивным соображениям, колеса смещены

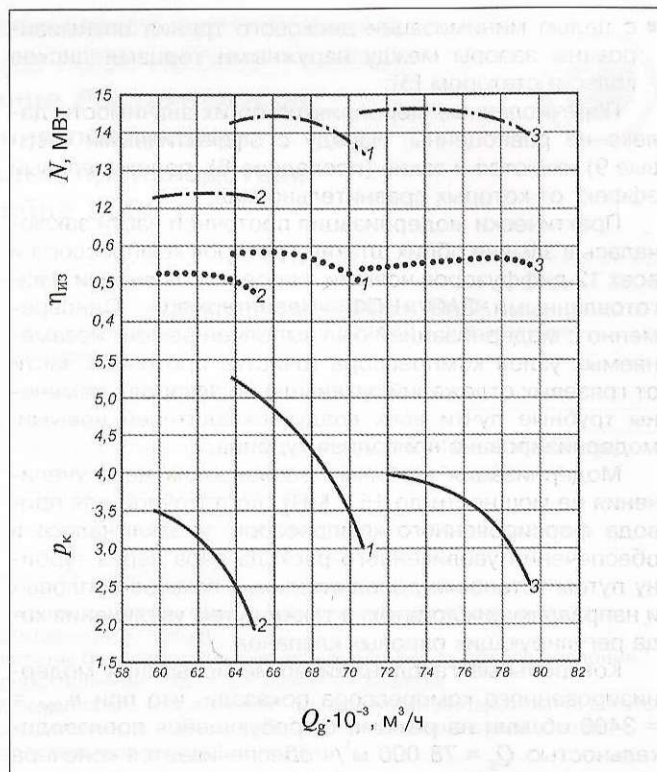


Рис. 4. Газодинамические характеристики компрессора при $n_{турб} = 3400$ об/мин и паспортных начальных условиях: 1 – паспортные характеристики; 2 – фактические перед модернизацией; 3 – после модернизации по результатам контрольных испытаний

относительно диффузоров в осевом направлении из «симметричного» положения в сторону всасывания на оптимальную величину, определяющуюся по методике ЗАО «НПФ «Невинтермаш»;

- увеличена относительная длина утонений лопаток колес l_{yt}/s к входным и выходным кромкам;
- увеличен радиус закруглений $\beta'_{п.д}$ покрывных дисков первого, второго, девятого и десятого колес;
- оптимизированы углы наклона меридиональных проекций входных кромок лопаток колес к оси ротора;
- приближены к оптимальным диаметры D_{1cp} входа в лопаточные решетки колес второй и четвертой секций;
- уменьшены приблизительно до оптимальных углы атаки лопаток обратно-направляющих аппаратов;
- устранены имевшие место в первой секции зазоры между торцами лопаток колес и закруглениями покрывных дисков;
- за счет корректировки ширины b_2 оптимизированы неоптимальные в штатной проточной части коэффициенты расхода φ_{r2} колес 4 – 6, 11 и 12-й ступеней;
- уменьшены до оптимальных эквивалентные углы раскрытия межлопаточных каналов колес первой и второй секций;
- во всех ступенях, кроме концевых ступеней секций, путем надлежащего подбора ширины диффузоров уменьшены до оптимальных отношения этой ширины к ширине колес b_2 ;
- несколько снижены большие углы атаки языков улиток первой и второй секций;

- с целью минимизации дискового трения оптимизированы зазоры между наружными торцами дисков колес и статором [5].

Перечисленные мероприятия по их значимости далеко не равноценны. Наряду с эффективными (первые 9) имеются и такие (последние 6), положительный эффект от которых сравнительно мал.

Практически модернизация проточной части заключалась в замене обоих штатных роторов компрессора и всех 12 диффузоров новыми, спроектированными и изготовленными ЗАО «НПФ «Невинтермаш». Одновременно с модернизацией был выполнен ремонт заменяемых узлов компрессора (очистка проточной части от грязевых отложений, уменьшение зазоров); заменены трубные пучки всех воздухоохладителей новыми; модернизирована приводная турбина.

Модернизация турбины преследовала цель увеличения ее мощности до 15,7 МВт, достаточной для привода форсированного компрессора, и заключалась в обеспечении увеличенного расхода пара через турбину путем установки дополнительных пакетов сопловых и направляющих лопаток, а также путем увеличения хода регулирующих паровых клапанов.

Контрольные газодинамические испытания модернизированного компрессора показали, что при $n_{\text{турб}} = 3400$ об/мин на режиме с требуемой производительностью $Q_g = 78\,000$ м³/ч обеспечивается конечное давление $p_k = 32$ ата (рис. 4). Это меньше требовавшегося конечного давления 36 ата, но укладывается в оговоренные техническим заданием на модернизацию допуски с учетом погрешностей измерений термодинамических параметров компрессора при контрольных испытаниях.

Остальные газодинамические показатели компрессора на режиме $Q_g = 78\,000$ м³/ч и $p_k = 32$ ата: изотермный КПД $\eta_{\text{из}} = 0,57$, потребляемая мощность $N = 14,3$ МВт, конечная температура воздуха $T_k = 229^\circ\text{C}$, запас до помпажа $S = 1 - Q_{\text{помп}}/Q_{\text{ном}} = 0,09$. Из сравнения характеристик компрессора до и после модернизации (см. рис. 4) следует, что благодаря модернизации и ремонту производительность увеличилась на 25% (на режиме с $p_k = 32$ ата); $\eta_{\text{из}}$ возрос на 3% абсолютных и на 5,6% относительных; S увеличился на 4% абсолютных и 80% относительных. Наиболее примечательно в данных результатах – это увеличение $\eta_{\text{из}}$ и S несмотря на повышение Q_g . Этот эффект является закономерным следствием того, что в процессе модернизации компрессора устранены многие недостатки, присущие штатной проточной части.

Список литературы

1. Компрессорные машины и турбины АООТ «Невский завод»//М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 2000.
2. Чернявский Л.К. Развитие инженерного подхода к расчету теоретического напора центробежного колеса//Компрессорная техника и пневматика. 2001. № 10.
3. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. Л.: Машиностроение, 1982.
4. Чернявский Л.К. Потеря КПД центробежной ступени вследствие межлопаточных вырезов на периферии дисков рабочего колеса//Труды XIII Международной научно-технической конференции по компрессоростроению. Т. 1. Сумы, 2004.
5. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. Л.: Машиностроение, 1981.

