

УДК 621.51

Техническая экспертиза узлов и деталей – необходимое условие надежной работы оборудования

Канд. техн. наук Прилуцкий А.А. 9100202@mail.ru
Канд. техн. наук Прилуцкий А.И., Маковеева А.С.
Университет ИТМО
191002, Россия, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Показана целесообразность проведения технической экспертизы приобретаемых узлов и деталей, важность выполнения анализа технической документации для оценки работы эксплуатируемых узлов и деталей, внесения необходимых изменений в их конструкцию и получения оптимальных параметров их работы.

Показано, что значительное количество узлов и деталей, находящихся в эксплуатации механизмов, имеют резервы повышения надёжности их эксплуатации, что ведёт к повышению надёжности и эффективности работы оборудования в целом. При этом нет необходимости переработки технической документации, разработанной специализированной организацией, так как все изменения в конструкцию находящихся в эксплуатации узлов и деталей вносятся в пределах установленных допусков либо в технологию изготовления. Также в ряде случаев целесообразно рассмотреть способ получения заготовок деталей.

Такой же подход, по мнению авторов, может иметь место при рассмотрении технической документации различных организаций на аналогичные изделия в предтендерный период.

Приведены примеры, показывающие практическую ценность данных работ; необходимые расчеты выполнены с помощью прикладной программы расчета КОМДЕТ-М по анализу процессов, протекающих в машинах объемного действия (МОД). Представлена иллюстрация возможности повышения эффективности и надежности работы узлов и деталей в рамках разработанной технической документации.

Ключевые слова: техническая экспертиза, эффективность, надежность, узлы и детали, компрессор.

doi: 10.17586/2310-1148-2016-9-36-41

A technical review of components and spare parts is a necessary condition for reliable operation of the equipment

Ph.D. Prilutsky A.A. 9232550@mail.ru
Ph.D. Prilutsky A.I., Makoveeva A.S.
ITMO University
191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov st., 9

The article describes the advisability of purchased components and spare parts technical review, the importance of carrying out an analysis of technical documentation for operated components and spare parts performance evaluation, introduction of necessary changes in their design and the best performance obtaining.

It is also shown that the significant amount of operated components and spare parts have the possibility of reliability improvement that leads to the totally growth of equipment operation reliability and efficiency. Moreover there is no need to revise the technical documentation developed by a specialized organization, as all changes in operated components and spare parts design are made within specified tolerances or in manufacturing technique. It is also advisable to consider a method of part blank producing in some cases.

According to the authors there happens to be the same approach when reviewing the similar products technical documentation of different organizations during the pre-tender period.

Some examples illustrating the practical importance of these operations are shown. Necessary calculations were carried out with the KOMDET-M application program for processes analysis in volumetric machines (VM). The illustration of the possibility of components and spare parts reliability and efficiency improvement within the developed technical documentation is also shown.

Keywords: a technical review, efficiency, reliability, components and spare parts, compressor.

Интенсивное развитие пищевой, металлургической, нефтехимической и нефтегазовой отраслей, высокие требования к эффективности, надежности и безопасности оборудования тесно связаны с возможностью увеличения межремонтного пробега этого оборудования.

Данное обстоятельство делает актуальным вопрос о необходимости приобретения предприятиями запасных узлов и деталей, обеспечивающих оптимальные технические характеристики эксплуатируемого оборудования.

Таким образом, анализ технической документации с использованием передовых методов расчёта и оптимального проектирования, в данном случае, поршневых компрессорных и расширительных машин, называемый условно технической экспертизой, дает возможность оценить работу отдельных деталей и узлов или машины в целом и, в случае необходимости, предложить конструктивные изменения, для получения оптимальных технических характеристик работы оборудования.

Применение разработанной на кафедре криогенной техники Университет ИТМО прикладной программы КОМДЕТ-М, которая используется в настоящее время рядом предприятий, занимающихся проектированием, изготовлением и эксплуатацией компрессорных и расширительных машин, позволяет выполнять указанную работу.

Далее представлены несколько примеров, иллюстрирующих практическую ценность вышесказанного.

Пример 1. Рассматривается четвертая ступень компрессора 305 ВП-16/70 с давлением всасывания $P_{вс} = 2,5$ МПа и давлением нагнетания $P_{нг} = 6,5$ МПа. Ступень комплектуется штатными двухкольце-выми клапанами с посадочным диаметром 85 мм (на всасывании и нагнетании), высотой подъема пластин $h_{кл} = 2_{-0,2}^{+0,3}$ мм и толщиной пластин $\delta = 3,2_{-0,075}$ мм. Сжимаемый газ – воздух без примесей пыли и капельной влаги. Таким образом, при номинальной площади прохода в щели клапана $F_{щ} = 11$ см², фактически она может составлять от 9,9 см² до 13,2 см².

На рис. 1 приведены диаграммы перемещения пластин всасывающих и нагнетательных клапанов при различной высоте подъема в пределах указанных допусков.

На рис. 1а представлена диаграмма перемещения пластин клапана с номинальными характеристиками: высота подъема пластины составляет $h_{кл} = 2$ мм; толщина пластины – $\delta = 3,2$ мм.

Из диаграммы видно, что динамика перемещения пластин клапана вполне удовлетворительна, отскоков пластин от ограничителя подъема не наблюдается. При этом скорости посадки пластин на седло и ограничитель находятся в области допустимых значений – до 3 м/с для седла и до 7 м/с для ограничителя; преждевременное закрытие клапана находится в диапазоне рекомендуемых значений, который лежит в пределах до 25 °С для всасывающего клапана и до 10 °С – для нагнетательного; суммарные потери энергии в клапанах также не превышают допустимых значений – до 12 % от номинальной мощности и составляют $\sum \Delta N = 5,9$ %. Компрессор обеспечивает производительность $\bar{V} = 14,76$ м³/мин по условиям всасывания.

Диаграмма на рис. 1б иллюстрирует динамику перемещения пластин клапанов с максимально допустимой, согласно чертежу, высотой подъема пластин клапанов, составляющей $h_{кл} = 2,4$ мм. Из рисунка видно, что имеет место серия отскоков пластин от ограничителя, а также преждевременное закрытие всасывающего клапана; скорости соударения пластин с седлом и ограничителем превышают допустимые значения. Суммарные потери энергии в клапанах несколько ниже, чем в первом случае, и составляют $\sum \Delta N = 5,9$ %. Производительность компрессора составляет $\bar{V} = 14,83$ м³/мин.

На рис. 1в приведена диаграмма перемещения пластин клапанов при высоте подъема $h_{кл} = 1,8$ мм, из которой видно, что отскоки пластин отсутствуют. При этом скорости соударений пластин с седлом и ограничителем не превышают допустимых значений, суммарные потери энергии в

клапанах также находятся в рекомендуемом диапазоне и составляют $\sum \Delta N = 5,9\%$. Компрессор обеспечивает производительность $\bar{V} = 14,69 \text{ м}^3/\text{мин}$.

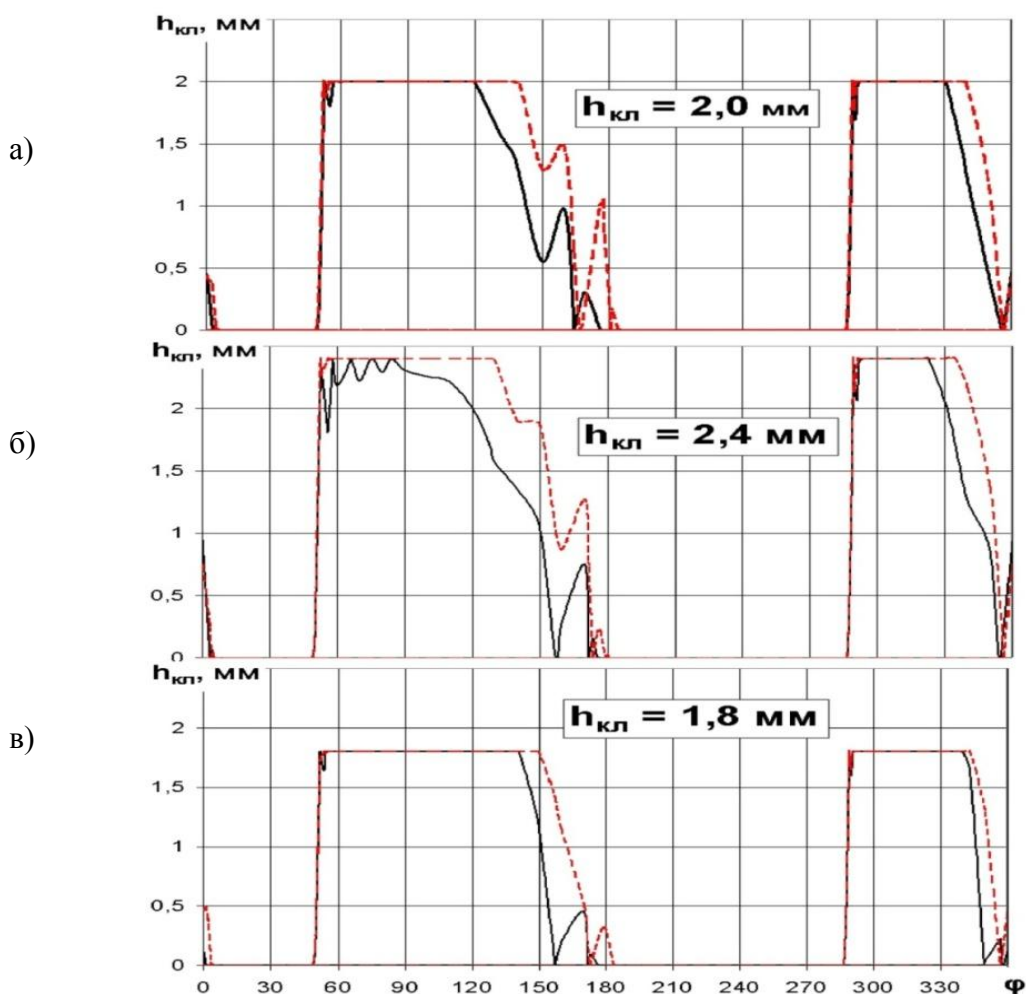


Рис. 1. Перемещение пластин всасывающего и нагнетательного клапанов при различной величине подъема
 ————— внутренняя пластина; - - - - - наружная пластина

Таким образом, анализ диаграмм, представленных на рис. 1, показал, что клапан, изготовленный в соответствии с технической документацией, работающий в составе компрессора 305 ВП-16/70 при $P_{вс} = 2,5 \text{ МПа}$, $P_{нг} = 6,5 \text{ МПа}$ и укомплектованный пластинами с высотой подъема $h = 2 \text{ мм}$, работает вполне удовлетворительно. В случае, когда высота подъема пластин составляет $h = 1,8 \text{ мм}$, производительность компрессора несколько снижается, а при $h = 2,4 \text{ мм}$ имеет место вероятность его выхода из строя. Так, оптимальный режим работы достигается при $h_{кп} = 2,2^{+0,05}_{-0,1} \text{ мм}$.

Графики зависимостей некоторых параметров работы компрессора от высоты подъема пластин клапанов представлен на рис. 2.

Нужно отметить, что технической документацией на клапаны кроме допусков на высоту подъема и толщину клапанных пластин предусмотрены также допуски на свободную длину пружин клапанов – $L_{пр} = 15,5^{+1,5}_{-1,5} \text{ мм}$.

При таких допусках фактический предварительный натяг пружин может отличаться от номинального на $\pm 10\%$, что отразится на динамике перемещения пластин клапанов.

Допуск на толщину клапанных пластин $h_{пл} = 3,2_{-0,075}$ предусматривает возможность снижения веса пластины на 2%. В этом случае высота подъема пластин возрастает примерно на 0,1 мм, что при

номинальном значении высоты подъема пластин $h_{\text{кл.ном}} = 2,0$ мм равноценно увеличению сечения в щели на 0,5 %. Данное обстоятельство также может оказывать влияние на характер динамики перемещения клапанных пластин.

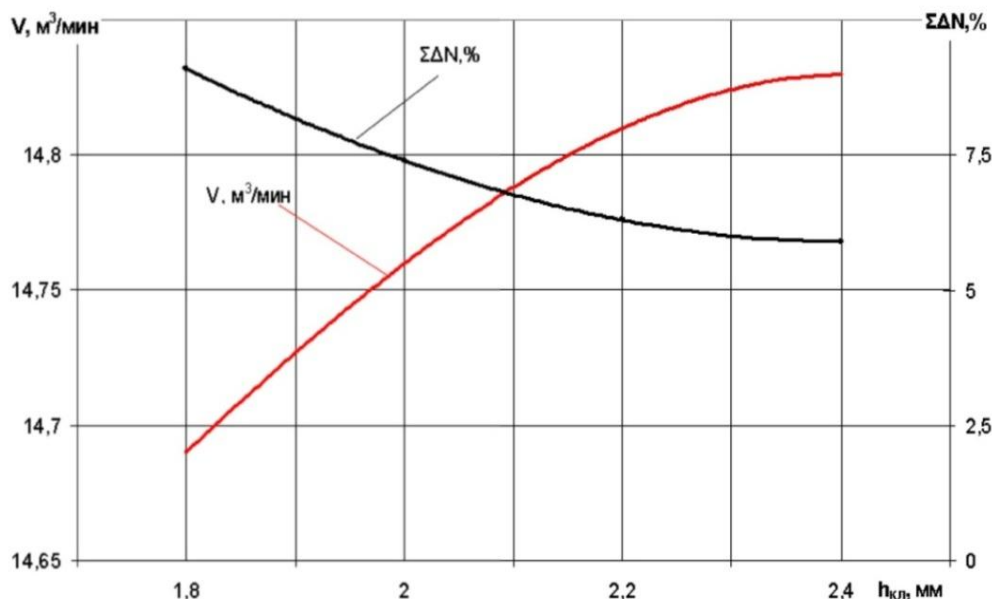


Рис. 2. Производительность компрессора и относительные суммарные потери мощности в клапанах при различной высоте подъема пластин

Рассматривая вариант комплектации ступени компрессора ленточными клапанами, можно говорить о том, что возможности повышения надежности и эффективности связаны не только с высотой подъема пластин, но и со способом обработки их торцевых поверхностей, поскольку он не отражён в технической документации.

При этом, пластины, прошедшие дополнительную шлифовку торцов на 2–3 мм для удаления микротрещин и галтовку (см. рис. 3), обеспечивают работу клапанов при меньших потерях мощности, увеличивают их надежность и повышают производительность компрессора.

Пластины ленточного клапана



а) пластина прошедшая слесарную обработку торцов

б) Пластина прошедшая шлифовку торцов и галтовку

Рис. 3. Виды обработки пластин

На рис. 4 представлены изменения характеристик надежности работы клапанов и производительности компрессора.

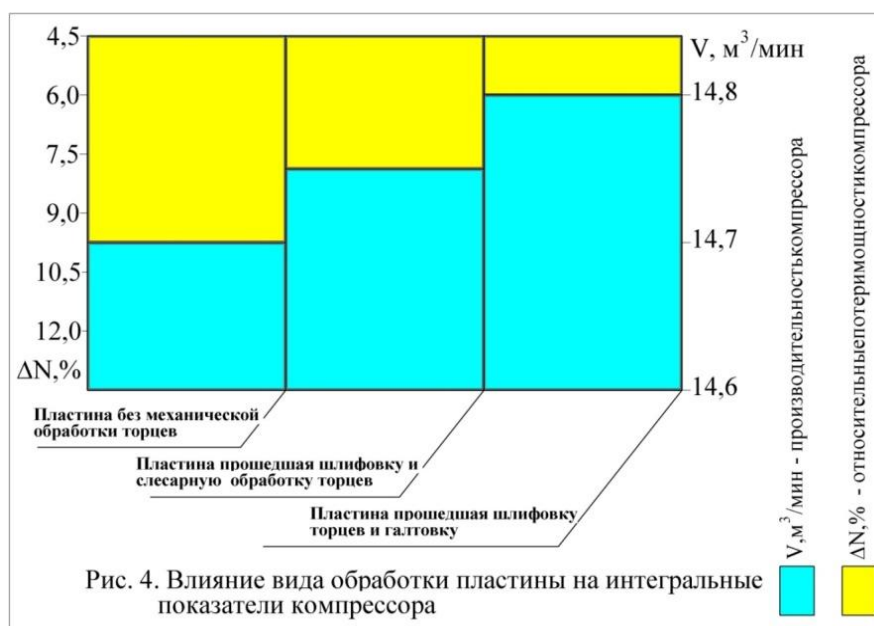


Рис. 4. Влияние вида обработки пластины на интегральные показатели компрессора

Таким образом, тип самодействующих клапанов, а также их конструктивные особенности должны определяться индивидуально для каждого компрессора в соответствии с его режимными параметрами и химическим составом сжимаемого газа.

Пример 2. При изготовлении пружин предохранительных клапанов, технической документацией разрешается их навивка как в холодном, так и в горячем состоянии. При этом, в случаях, когда отношение наружного диаметра пружины к диаметру прутка меньше 8, длина внешней и внутренней образующих отличается от соответствующей длины в средней части прутка на 24÷32 %, что в условиях холодной навивки может снижать механические свойства стали на внешней стороне пружины и приводить к наличию концентраторов напряжения на внутренней стороне пружины (см. рис. 5), с возможным снижением надежности и долговечности ее работы.

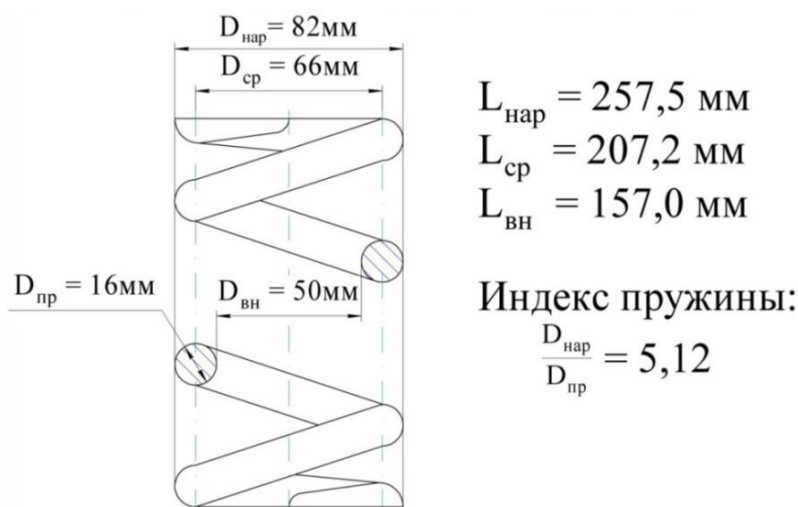


Рис. 5. Пружина предохранительного клапана № 140

Таким образом, на основании вышесказанного можно сделать следующие выводы:

- Большинство узлов и деталей при каждом конкретном режиме работы оборудования имеют резервы повышения эффективности и надежности в рамках разработанной технической документации.
- Работу по технической экспертизе узлов и деталей находящегося в эксплуатации оборудования с использованием передовых методов расчёта и оптимального проектирования следует признать целесообразной.

Список литературы

1. *Пластинин П.И.* Исследование и расчет поршневых вакуум-насосов. / Дисс. ... д.т.н. – М.: МВТУ им. Баумана – 1978.
2. *Пластинин П.И.* Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет. – 3-е изд., доп. – М.: КолосС, 2006. – 456 с.: ил.
3. *Прилуцкий А.И.* Прогнозирование надежности и эффективности работы поршневых компрессоров. Материалы отраслевого совещания главных механиков нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий (г. Кириши 5-9 декабря 2005 г.) – с. 189–196.
4. *Прилуцкий А.И., Арсеньев И.А.* Повышение эффективности ремонта и модернизации поршневых компрессоров и детандеров путем применения методов математического моделирования. Материалы отраслевого совещания главных механиков нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий. Москва, 30.11-04.12 2009 г. – с.130–136.
5. *Прилуцкий А.И.* Разработка технической документации, поставка запасных частей для импортных и отечественных поршневых компрессоров. Материалы отраслевого совещания главных механиков нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий (г. Кириши 26-30 ноября 2001 г.) – с. 125–128.
6. *Прилуцкий А.А.* Динамика потоков газа в уплотнениях поршней компрессорных ступеней. –М.: Химическая техника. № 2 , 2004. с. 32–33.
7. Прилуцкий А.А. Совершенствование поршневых детандер-компрессорных агрегатов /Дис. ... канд. техн. наук. – СПб.: СПбГУНиПТ. – 2005.
8. *Прилуцкий А.И., Бессонный А.Н. Кабанов Б.С., Соколов В.Л.* Взаимодействие ООО «НИИХИММАШ» с ремонтными службами нефтеперерабатывающих предприятий. Материалы отраслевого совещания главных механиков нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий России и стран СНГ (г. Кириши 6–10 декабря 2004 г). с.157-161.
9. *Френкель М.И.* Поршневые компрессоры. – Л.: Машиностроение, 1969. –744 с.
10. *Прилуцкий И.К., Молодова Ю.И., Прилуцкий А.И., Сназин А.А., Ворошилов И.В.* Анализ эффективности работы поршневого детандера при переменной продолжительности процесса наполнения. // Вестник Международной академии холода. 2014. № 1. С. 68-73.

Статья поступила в редакцию 12.11.2015 г.