

## **Разработка турбокомпрессора низкого давления с осевой турбиной для системы двухступенчатого наддува**

Григоров И.Н., д.т.н. проф. Каминский В. Н., Каминский Р. В., Сибиряков С. В.,  
Лазарев А.В., Костюков Е.А., д.т.н. проф. Шурипа В.А.  
АО «НПО «Турботехника»,  
Дальневосточный технический университет рыбной промышленности  
8 (4967) 74-49-03, design@kamturbo.ru

*Аннотация.* Описывается опыт проектирования осевой турбинной ступени для ТКР 120 с помощью современного универсального программного комплекса Ansys.

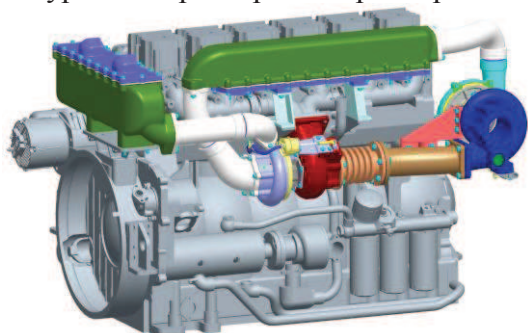
*Ключевые слова:* турбокомпрессор, осевая турбина, система двухступенчатого наддува

В зависимости от назначения двигателя, к его внешним скоростным и другим характеристикам предъявляются различные требования. Так, к двигателю транспортного назначения предъявляется требование повышенной приёмистости и приспособляемости. Дополнительно на двигатель накладываются требования экологических норм и топливной экономичности на режимах ВСХ и на частичных нагрузках. Система наддува двигателя при этом должна обеспечить большие степени наддува, а также широкий диапазон работы по расходу воздуха.

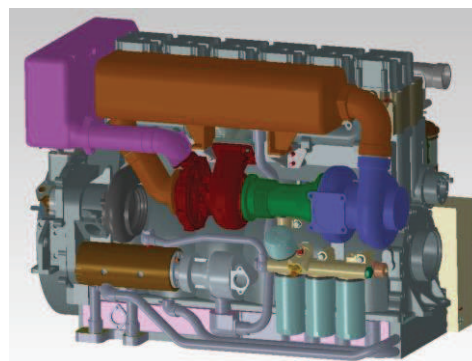
Система двухступенчатого наддува – один из вариантов технических решений, которые позволяют обеспечить соответствие высоким требованиям, предъявляемым к двигателю за счет:

- более высокого уровня давления наддува;
- более высокого КПД при равном давлении наддува. Это связано с тем, что КПД турбины и КПД компрессора падает при увеличении напора у одноступенчатой системы;
- КПД системы повышается благодаря возможности применения промежуточного охладителя наддувочного воздуха;
- система дает возможность работать в более широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов [1].

К основным недостаткам двухступенчатого наддува относятся повышенные габаритные размеры установки, что связано с необходимостью размещения двух турбокомпрессоров с соответствующими трубопроводами и охладителями наддувочного воздуха (рисунок 1). При разработке системы наддува на высокофорсированный рядный дизельный двигатель 6ЧН13/15 с жесткими требованиями, предъявляемыми к габаритным размерам, потребовалось уменьшить габаритные размеры системы двухступенчатого наддува. Это было достигнуто за счет размещения турбокомпрессоров высокого и низкого давления на одной оси, но данное техническое решение требует турбокомпрессора низкого давления с осевой турбинной ступенью (рисунок 2), поэтому в НПО «Турботехника» разработана турбинная ступень для турбокомпрессора типоразмера ТКР 120.



**Рисунок 1. Система двухступенчатого наддува**



**Рисунок 2. Система двухступенчатого наддува с турбокомпрессором с осевой турбинной ступенью**

На первом этапе по одномерной методике расчета определены геометрические параметры направляющего соплового аппарата и рабочего колеса (рисунок 3).

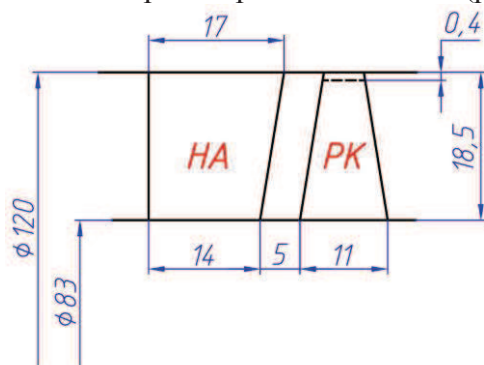


Рисунок 3. Эскиз проточной части

По определенным геометрическим размерам спроектирован входной направляющий аппарат и рабочее колесо. Построение лопаток направляющего соплового аппарата и рабочего колеса производилось в модуле BladeGen программного продукта Ansys [2].

Для построения сеточной модели расчётной области использовался специализированный сеточный генератор TurboGrid, который позволил быстро создать качественную структурированную сетку гексаэдрических элементов. После того как сеточные модели лопаток входного направляющего аппарата и рабочего колеса были построены, они передавались в один расчётный модуль CFX. В модуле CFX задавались условия моделирования (свойства вещества, граничные условия), а также настройки решателя и параметры выдачи данных в файл результатов.

На рисунке 4 представлена предварительная расчетная характеристика приведенного расхода газа и мощностного КПД от степени понижения давления при различных оборотах колеса турбины 36728, 66110 и 73456 об/мин.

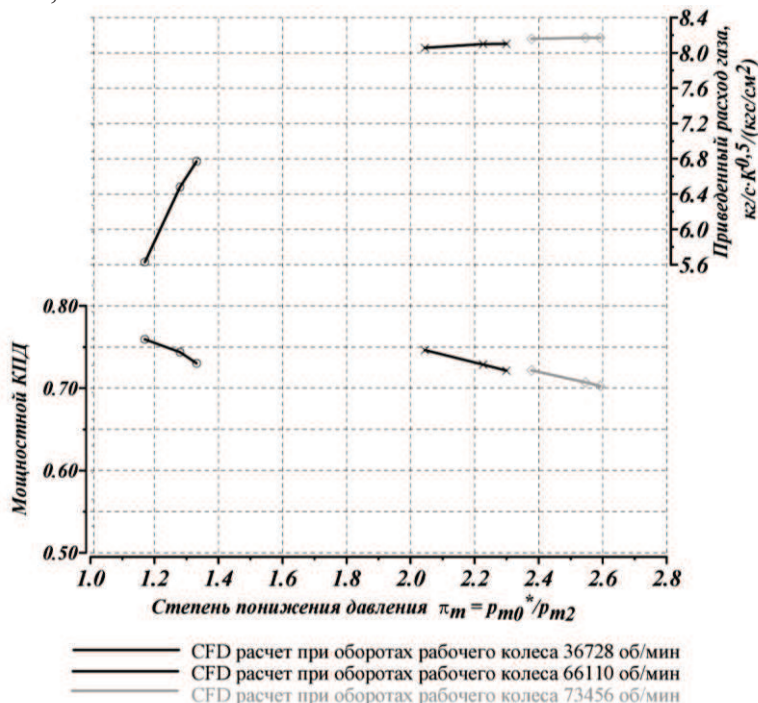


Рисунок 4. Расчетная характеристика турбинной ступени

На втором этапе работ произведена оптимизация осевой турбинной ступени путем следующих изменений:

- уменьшен зазор между направляющим аппаратом и рабочим колесом на 10%;
- увеличена ширина лопатки рабочего колеса в осевом направлении на 12%;
- увеличен угол установки лопатки рабочего колеса на 9 %.

После проведения изменений производился новый расчет при тех же окружных скоростях рабочего колеса. Результаты расчета оптимизированного варианта в сравнении с исходным вариантом представлены на рисунке 5. Оптимизированный вариант обозначен штрихпунктирной линией, а исходный – сплошной линией. Из анализа полученных результатов видно, что оптимизированный вариант осевой турбины имеет мощностной КПД выше на 2-3%.

Запас прочности колеса турбины оценивался путем расчета эквивалентных напряжений, возникающих при максимальных оборотах колеса. Расчет выполнен в программном продукте Ansys с использованием модуля деформации (Static Structural). В качестве материала использовался Inconel 713C. Свойства материала задавались при температуре 650°C. Расчеты показали, что максимальные напряжения составляют 750 МПа (рисунок 6), что соответствует коэффициенту запаса прочности 1,26.

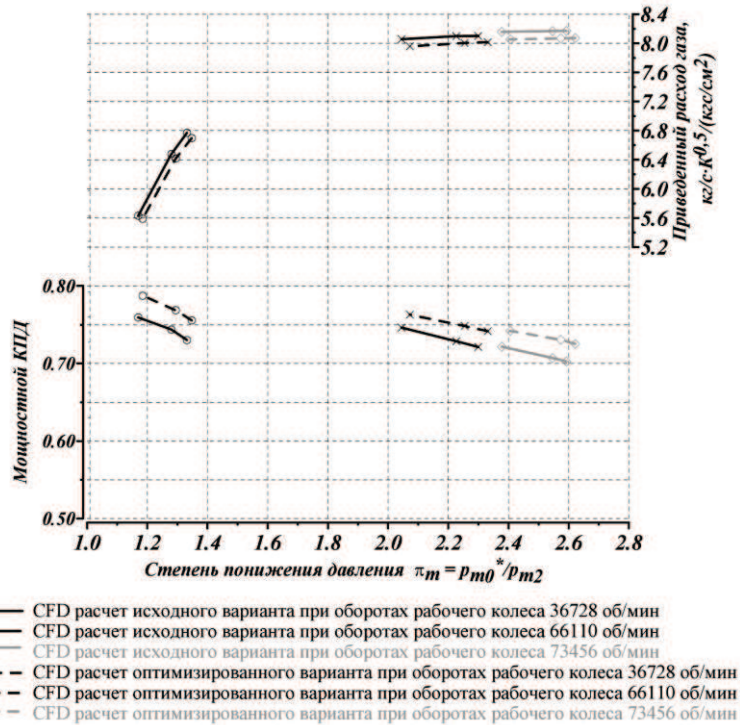


Рисунок 5. Сравнительная характеристика турбинной ступени

AX: 88147 Static Structural 707  
 Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 1  
 5/18/2014 1:16 PM

713.15 Max  
 633.93  
 554.71  
 475.49  
 396.28  
 317.06  
 237.84  
 158.62  
 79.407  
 0.18955 Min

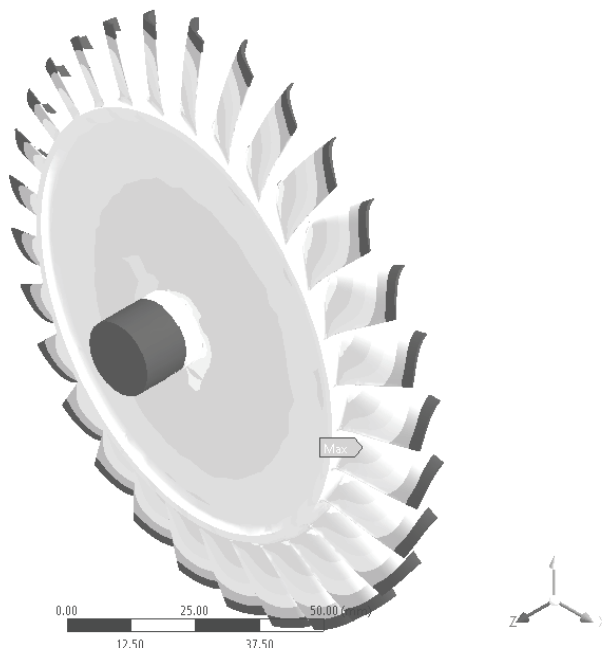


Рисунок 6. Эквивалентные напряжения при максимальных оборотах колеса

В последнее время в связи со значительным прогрессом в области IT-технологии появилась возможность исследования потоков методами вычислительной газовой динамики (CFD-метод). CFD-расчеты позволяют избежать ошибок при проектировании и повысить эффективные параметры ступени, которые непосредственно влияют на топливную экономичность и конкурентоспособность изделия в целом. Кроме того, расчет численными методами дает полную информацию обо всех параметрах во всех точках рассматриваемой области потока. В результате число экспериментов, необходимое для проектирования и доводки, снижается в несколько раз, что сказывается на сроках и стоимости разрабатываемого изделия.

### Выводы

1. Разработанная осевая турбинная ступень с рабочим колесом 120 мм имеет высокий мощный КПД – 72 – 78 %. Величина мощностного КПД сопоставима с осерадиальной турбинной ступенью.
2. Применение программно-вычислительных комплексов позволяет избежать ошибок при проектировании и повысить эффективные параметры ступени, которые непосредственно влияют на топливную экономичность и конкурентоспособность изделия в целом.
3. Трехмерный газодинамический расчет дает полную информацию о всех параметрах во всех точках рассматриваемой области потока. В результате число экспериментов, необходимое для проектирования и доводки, многократно снижается, что сказывается на сроках и стоимости разрабатываемого изделия.

### Литература

1. Патрахальцев Н.Н., Савастенко А.А. Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом: – М.: Легион-Автодата. 2007. 176 с.
2. Исследование рабочего процесса в ступени осевой турбины с помощью универсального программного комплекса Ansys CFX: метод. указания / сост. О.В. Батурич, Д.А. Колмакова, В.Н. Матвеев, Г.М. Попов, Л.С. Шаблий – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та. 2011. – 100 с.

### **Современные требования к лопаточным машинам для микротурбинных энергетических комплексов**

к.т.н. доц. Костюков А.В., Даценко В.В., Синкевич Е.М., Косой А.А.

*Университет машиностроения, Национальный исследовательский университет «МЭИ», Siemens Energy, Объединенный институт высоких температур Российской академии наук (ОИВТ РАН)*

+7 (915) 478-55-32, [kostukov123@yandex.ru](mailto:kostukov123@yandex.ru), [datsenkovv@yandex.ru](mailto:datsenkovv@yandex.ru), [smvmikl@mail.ru](mailto:smvmikl@mail.ru), [kosoyas@gmail.com](mailto:kosoyas@gmail.com)

*Аннотация.* В статье отмечены ключевые показатели микротурбинных энергетических комплексов, которые могут обеспечить конкурентоспособность на мировом рынке распределенного энергоснабжения. В связи с необходимостью достижения этих конкурентных показателей обоснованы требования к компрессору и турбине.

*Ключевые слова:* распределенная энергетика, энергогенерирующие комплексы, микротурбина, топливная экономичность, компрессор, турбина.

В соответствии с энергетической стратегией России на период до 2035 года рост электропотребления будет происходить опережающим темпом по сравнению с общим потреблением энергии. Это связано с решением задач роста производительности труда в промышленности, повышения комфорта и качества жизни населения в ЖКХ, сфере услуг и на транспорте. При этом, более быстрыми темпами будут развиваться системы децентрализованного энергоснабжения, обеспечивающие меньшие потребности в электросетевом строительстве