

## РАСЧЁТ И ОПТИМИЗАЦИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ ЖРД

© 2006 Е.М. Краева, А.А. Филоненко

Сибирский государственный аэрокосмический университет  
имени академика М.Ф. Решетнёва, г.Красноярск

Разработана математическая модель по проектированию и расчёту насосного агрегата, а так же оптимизации КПД и напора, учитывающая общую компоновку и влияние каждого отдельного конструктивного элемента на работоспособность насоса в целом. Создана система автоматизированного проектирования по расчёту и оптимизации энергетических параметров высокооборотных центробежных насосов «EnergyPump».

Насосные агрегаты, оснащенные газовой турбиной в качестве привода, относятся к числу наиболее высоконагруженных и сложных функциональных узлов двигательных установок современных летательных аппаратов аэрокосмического назначения. Их основными особенностями являются относительно небольшие габариты, компактность элементной компоновки, значительные перепады давления жидкости на входных и выходных магистралях, высокие значения угловой скорости вращения ротора, высокая мощность.

При анализе работоспособности насосов ДЛА принципиальное значение имеет весьма ограниченная продолжительность их работы и высокие требования по антикавитационной устойчивости.

В связи с этим в практике проектирования гидравлического тракта насосного агрегата используют дополнительные гидравлические линии: дренажи, перепускные магистрали, дополнительные системы уплотнений и т.д. За счёт этого расчет насоса в целом значительно усложняется и в большинстве случаев сводится к общему расчету его отдельных конструктивных элементов при известных условиях работы и заданных физических свойствах рабочего тела.

Для решения этой задачи была разработана и создана математическая модель по проектированию и расчёту насосного агрегата, а так же оптимизации КПД и напора, учитывающая общую компоновку и влияние каждого отдельного конструктивного элемента на работоспособность насоса в целом.

Согласно модели насосный агрегат может быть скомпонован по одной из двух

схем – это схема с консольным расположением рабочего колеса относительно опор ротора и схема с расположением рабочего колеса между опорами ротора. В качестве уплотнительных элементов могут быть использованы контактные торцевые уплотнения, манжетные уплотнения, бесконтактные уплотнения по буртам рабочего колеса и гидродинамическое радиальное уплотнение (ГДРУ) - импеллер. Помимо этого модель предусматривает выбор конструктивного исполнения отдельных узлов насосного агрегата: так рабочее колесо может быть выполнено открытым, полуоткрытым или закрытым; лопатки рабочего колеса могут быть прямыми или криволинейными; отводящее устройство может быть выполнено в виде конического диффузора или ступенчатого диффузора.

Методика расчета энергетических параметров и насоса в целом разработана на основании численного моделирования основного и вспомогательного гидравлических трактов проточной части и с учетом исследований гидродинамики рабочего процесса насоса. Для физико-математической постановки задачи расчета используется система исходных уравнений, определяющих функциональные зависимости напора и КПД от исследуемых геометрических и режимных факторов.

Выбор компоновочной схемы насоса определяет дальнейший расчет конструктивных элементов и параметров гидравлического тракта и насосного агрегата в целом. Рассмотрим физико-математическое описание наиболее характерных функций вычислительных процедур в сокращенном виде.

Расчет параметров рабочего колеса.

Проектирование проточной части колеса происходит в зависимости от выбранной схемы компоновки и выполняется в следующей последовательности:

- рассчитываются параметры входа в колесо;
- рассчитывается диаметр выхода из колеса в первом приближении;
- производится проверка работы насоса в режиме автономности и при необходимости корректируется расчетный напор насоса;
- рассчитывается ширина лопаток колеса на выходе;
- во втором и последующих приближениях диаметр колеса на выходе определяется по величине окружной скорости и проверяется точность расчета;

Напор насоса в первом приближении определяется зависимостью:

$$H = \frac{P_1 - P_2}{\rho}$$

Диаметр входа в колесо и входа в насос рассчитывается по зависимости:

$$D_0 = \sqrt{D_{ОПР}^2 + d_{ВТ}^2}$$

где  $D_{ОПР}$  – приведенный диаметр входа:

$$D_{ОПР} = \frac{1}{2,13} \cdot K_{D_0} \cdot \sqrt[3]{\frac{\dot{V}}{\omega}}$$

$$K_{D_0} = 0,423 \cdot \sqrt[3]{C_{КР}}$$

Диаметр щелевого уплотнения:

$$D_{УПЛ} = 1,1 \cdot D_0$$

Ширина лопаток на входе:

$$b_1 = \frac{D_0^2 - d_{ВТ}^2}{4 \cdot D_1 \cdot \chi} \geq 3 \text{ мм}$$

где  $D_1$  – расчетный диаметр входа в колесо.

Угол потока на входе в колесо:

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{C_{1М}}{U_1}\right)$$

где  $C_{1М} = K_1 \cdot C_0$  – меридиональная составляющая абсолютной скорости на входе в колесо;

$$U_1 = \frac{\omega \cdot D_1}{2} \text{ – окружная скорость на входе;}$$

Угол наклона лопаток на входе:

$$\beta_{1л} = b_1 + i = 30^\circ \dots 40^\circ$$

где  $i = 5^\circ \dots 15^\circ$  угол атаки.

В случае, если  $\beta_{1л} < 30^\circ$  или  $\beta_{1л} > 40^\circ$  производится пересчет  $d_0$ ,  $d_1$ ,  $b_1$ ,  $d_U$ ,  $d_{ВХ}$ ,  $D_{ОПР}$ ,  $K_{D_0}$ , и  $C_{КР}$ .

Диаметр колеса на выходе в первом приближении рассчитывается по формуле:

$$D_2 = \frac{\sqrt{H/H}}{\omega}$$

где  $H$  – относительный напор.

Во втором и последующих приближениях диаметр колеса на выходе определяется по величине окружной скорости:

$$D_2 = \frac{2 \cdot U_2}{\omega}$$

$$\text{где } U_2 = \sqrt{\frac{H}{K_z \cdot \eta \cdot \left(1 - \frac{C_{2М}}{U_2' \cdot \text{tg}(\beta_{2О})}\right)}}$$

Диаметр ведущего диска рабочего колеса выбирается из условия обеспечения оптимальных энергетических характеристик насоса, а также допустимых значений осевой силы и нагрева жидкости во вспомогательном гидравлическом тракте насоса.

Моделирование параметров вспомогательного гидравлического тракта.

Процедура расчета гидравлических параметров вспомогательного гидравлического тракта (ВГТ) состоит из следующих этапов:

- рассчитывается угловая скорость в ядре потока и давление на радиусе диска колеса;
- определяется давление на выходе из торцевой щели;
- рассчитываются параметры осевой щели;
- определяется перепад давления на подшипниках;
- при использовании ГДРУ вспомогательного тракта выполняется расчет и определение давления на выходе ВГТ;
- производится пересчет утечек в первом приближении.

Давление на выходе из вспомогательного гидравлического тракта определяется гидравлическими сопротивлениями его элементов:

$$P_{ВЫХ} = P_d - \Delta P_{ОС} - \Delta P_P + \Delta P_{ГЛ}$$

где  $P_d$  – статическое давление в торцевой щели на радиусе ведущего диска;

$P_{ТОП}$  – перепад давления на торцевой щели;

$P_{ОС}$  – перепад давления на осевой щели;

$P_p$  – перепад давления на подшипниках;

$P_{ГЛ}$  – повышение давления с гладкой стороны импеллера (при использовании ГДРУ).

Составляющие гидравлического сопротивления вспомогательного гидравлического тракта зависят от расхода утечек, которые определяются из условия обеспечения заданного давления на выходе из вспомогательного гидравлического тракта:

$$P_{ВЫХ.ЗАД} = P_1 + \Delta P_{ТР.П},$$

где  $P_{ТР.П}$  – сопротивление тракта перепуска.

Задаваясь в первом приближении величиной утечек, и, определив соответствующее ему давление на выходе из вспомогательного гидравлического тракта, рассчитывается исходный расход утечек по соотношению:

$$\dot{V}_{УТ} = \dot{V}_{УТ} \cdot \sqrt{\frac{P_d - P_{ВЫХ.ЗАД}}{P_d - P_{ВЫХ}}}.$$

Вследствие того, что статическое давление на радиусе ведущего диска также зависит от расхода утечек, уравнение расчета  $\dot{V}_{УТ}$  решается методом последовательных приближений, до получения необходимой точности по величине давления на выходе из вспомогательного гидравлического тракта.

Статическое давление по периферии ведущего диска:

$$P_d = H_{К.Д.}^{СТ} \cdot \rho + P_1,$$

где  $H_{К.Д.}^{СТ}$  – статическая составляющая напора рабочего колеса на диаметре ведущего диска:

Гидравлическое сопротивление торцевой щели определяется последовательным нахождением  $W_{Я.i}$  и  $p_i$  на радиусе  $R_i$ ,

где  $W_{Я.i}$  – угловая скорость вращения ядра потока в торцевой щели;

$p_i$  – статическое давление ядра потока;

$R_i$  – радиус интегрирования потока.

Расчет параметров отвода насоса.

Оптимизация площади сечения входа в диффузор осуществляется по минимуму потерь в отводе. Потери напора в отводе складывается из потерь в сборнике и в коническом диффузоре.

$$\Delta H_{ОТВ} = \Delta H_{СБ} + \Delta H_{К.Д.},$$

$$\Delta H_{СБ} = \xi \cdot \frac{C_{2U}^2}{2},$$

$$\text{где } C_{2U} = K_Z \cdot \left( \frac{U_2 - C_{2m}}{\operatorname{tg}(\beta_{2,a})} \right);$$

$$C_{2m} = \frac{(\dot{V}_{УТ} + \dot{V})}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2};$$

$$U_2 = \frac{\omega \cdot D_2}{2};$$

$\xi_{СБ}$  – коэффициент потерь в сборнике, определяется в зависимости от величины тангенса угла входа потока  $\operatorname{tg}(\alpha)$ .

Длина конического диффузора

$$L_{К.Д} = 4 \cdot d_{Г.ЭКВ}.$$

Диаметр выхода из конического диффузора:

$$d_{ВЫХ.К.Д} = 2 \cdot L_{К.Д} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_{К.Д}}{2}\right) + d_{Г.ЭКВ},$$

где  $\alpha_{К.Д}$  – угол раскрытия диффузора;

$d_{Г.ЭКВ}$  – диаметр горла эквивалентный,

$$d_{Г.ЭКВ} = \left( 4 \cdot \frac{F_{Г}}{p} \right)^{0,5}.$$

Потери напора в коническом диффузоре:

$$\Delta H_{К.Д} = x_{СБ} \cdot \frac{C_{Г}^2}{2}.$$

Коэффициент потерь в КД на расчетном режиме определяется по формуле:

$$\xi_{К.Д} = 1,15 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{К.Д}) \cdot \sqrt{\frac{F_{ВЫХ}}{F_{ВХ}} - 1},$$

где  $d_{ВЫХ.К.Д} = \frac{p \cdot d_{ВЫХ.К.Д}}{4}$  – площадь выходного сечения.

Расчет энергетических характеристик насоса.

При заданной величине относительно расхода напор, развиваемый насосом, будет найден как разность теоретического напора и потерь напора в проточной части. Потери напора складываются из потерь в

отводе, потерь в колесе, которые определяются при проектировании соответственно отвода и колеса.

Полный КПД насоса определяется как произведение его составляющих:

$$\eta_H = \eta_{МЭХ}^{СТ} \cdot \eta_{МЭХ}^{КОЛ} \cdot \eta_{ГИДР} \cdot \eta_{Г.Г.} \cdot \eta_P,$$

где механический КПД статорных частей

$$\eta_{МЭХ}^{СТ} = \frac{N_{ЗАТ} - N_{МЭХ}^{СТ}}{N_{ЗАТ}};$$

механический КПД колеса

$$\eta_{МЭХ}^{КОЛ} = \frac{N_{ЗАТ} - N_{МЭХ}^{СТ} - N_{МЭХ}^{КОЛ}}{N_{ЗАТ} - N_{МЭХ}^{СТ}};$$

гидравлический КПД колеса

$$\eta_{Г}^{КОЛ} = \frac{N_{ЗАТ} - N_{МЭХ}^{СТ} - N_{МЭХ}^{КОЛ} - N_{Г}^{КОЛ}}{N_{ЗАТ} - N_{МЭХ}^{СТ} - N_{МЭХ}^{КОЛ}};$$

гидравлический КПД отвода

$$\eta_{Г}^{ОТВ} = \frac{N_{КОЛ} + N_{УТ} + N_{Г.Г.}}{N_{КОЛ} + N_{УТ} + N_{Г.Г.} + N_{Г}^{ОТВ}};$$

КПД гидравлического торможения

$$\eta_{Г.Г.} = \frac{N_{КОЛ} + N_{УТ}}{N_{КОЛ} + N_{УТ} + N_{Г.Г.}};$$

расходный КПД насоса

$$\eta_P = \frac{N_{КОЛ}}{N_{КОЛ} + N_{УТ}}.$$

Механическая мощность статорных частей складывается

$$N_{МЭХ}^{СТ} = N_{ПОД} + N_{УПЛ},$$

где  $N_{ПОД}$  – потери мощности на подшипнике;  $N_{УПЛ}$  – потребляемая мощность уплотнений

$$N_{ПОД} = \rho \cdot C_{МС} \cdot \omega_C^3 \cdot R_C^5,$$

где  $\omega_C = \frac{\omega}{2}$  – угловая скорость сепаратора,

$R_C$  – радиус сепаратора подшипника,

$$C_{МС} = \frac{0,145}{R_C^{0,2}} \text{ – коэффициент момента}$$

трения сепаратора подшипника.

$$N_{УПЛ} = N_{ИМП} + N_{МАН} + N_{ТОРЦ} + N_{ОС}.$$

$N_{ТОРЦ}$  – потери мощности на трение в торцевом уплотнении,

$N_{ИМП}$  – потребляемая мощность импеллера, рассчитывается также как потребляемая мощность на колесе (только на периферии импеллера),

$$N_{ИМП}^{ПЕР} = N_{ГЛ} \cdot \left( \ell + \frac{5 \cdot \ell_1}{R_{ИМП}} \right),$$

$N_{ОС}$  – потери на трение в осевой щели.

На основе данной математической модели была разработана и создана система автоматизированного проектирования по расчёту и оптимизации энергетических параметров высокооборотных центробежных насосов «EnergyPump». Данная САПР позволяет при введённых и зафиксированных значениях требуемых напорных параметров смоделировать и рассчитать как отдельные конструктивные элементы, так и насосный агрегат в целом, при этом обеспечить его работоспособность и приемлемые габаритные размеры. Исходные данные для расчёта вводятся при помощи ориентированного на пользователя графического интерфейса. К ним относятся численные значения для расчёта отдельных элементов, входящих в конструкцию насоса, таких как рабочее колесо, ВГТ, отвод, и т.д., системы контактных и бесконтактных уплотнений, а так же физические свойства используемого рабочего тела.

Расчетные операции выполняются с достаточно большой скоростью и минимальной погрешностью за счёт использования языка программирования высокого уровня. Существует возможность печати расчётных данных и сохранения на различные носители информации.

Структура программы соответствует общей схеме построения программных комплексов численных методов решения инженерных задач. Наиболее важным критерием качества САПР является адекватность воспроизведения реальных гидродинамических процессов.

Данное свойство обеспечивается построением математической модели, основанной на фундаментальных законах и прикладных исследованиях в области гидродинамики.

Использование новых, более точных алгоритмов и моделей, а так же созданных на их основе программных продуктов значительно упрощает процессы проектирования и создания высокооборотных центробежных насосов.

### **Список литературы**

1. М.В.Краев, Малорасходные насосы авиационных и космических систем. М, Машиностроение 1985, 196 с.

2. Краев М.В., Краева Е.М., Филоненко А.А., Расчёт величины и отклонений напора центробежного насоса (PumpNAP), А.С. № 2006611070, 2006.

## **CALCULATION AND OPTIMIZATION POWER CHARACTERISTICS PUMP UNITS OF ROCKET ENGINES**

© 2006 E.M. Kraeva, A.A.Filonenko

Now in connection with a high level of development of rocket technics modernization and improvement of already existing and used pump units is actual. Expedient development and introduction of new techniques and algorithms by calculation and optimization of pumps which allow to receive the greatest possible values of pressure head characteristics depending on variations of design data therefore is.