

нахождения оценки времени  $T_{устр}^{нп}$  и, следовательно, числу испытаний должны быть различны для значений  $\omega_{нп} \leq 10^{-5}$  1/ч и  $\omega_{нп} \geq 10^{-5}$  1/ч.

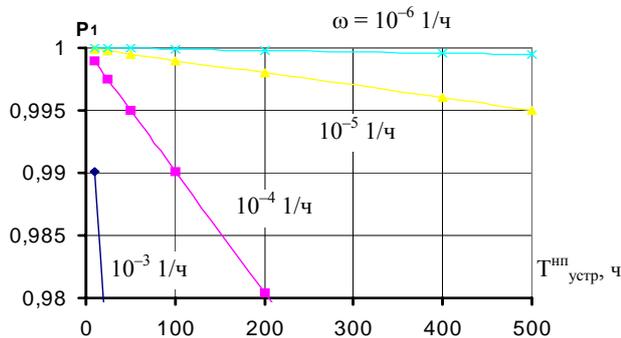


Рис. 6. Зависимость вероятности  $P_1$ , перехода  $P_{12}$ , от времени устранения отказов

Таким образом, создание матрицы вероятностей переходов из одного состояния в другое позволяет осуществлять прогнозирование развития коррозионных поражений и оценивать минимальный, средний, максимальный объем работ и расход материальных

ресурсов, связанных с устранением коррозии при поступлении ЛА в ремонт.

Сведение немарковских параметров системы к Марковским и представление исследуемых процессов как кусочно-однородных позволило провести оценку вероятности  $P_1$  нахождения систем панелей обшивки фюзеляжа в состоянии готовности к применению по назначенному техническому обслуживанию и определить вероятность работоспособности конструктивных элементов для самолетов типа Ан-24.

#### Библиографические ссылки

1. Акимов Г. В. Теория и методы исследования коррозии металлов. М. : Из-во АН СССР, 1945.
2. Барзилович Е. Ю., Беляев Ю. Е., Каштанов В. А. Вопросы математической теории надежности. М. : Радиосвязь, 1983.
3. Герцбах Н. Б., Кордонский Х. Б. Модели отказов. М. : Сов. радио, 1966.
4. Гнеденко Б. В. Математические методы в теории надежности. М. : Наука, 1965.
5. Голего Н. Л. Ремонт летательных аппаратов. М. : Транспорт, 1977.

A. V. Katsura

#### USE OF METHODS OF NONDESTRUCTIVE TEST FOR EXPOSURE OF CORROSION DAMAGE OF THE AIRFRAME STRUCTURE WITH ACCOUNT OF CORROSIVE DAMAGE CRITERIA

*From the analysis of the tasks caused by the necessity to mitigate and prevent the effects of corrosion during a scheduled service, the most important one is to define the limits of corrosion damage.*

*Keywords: corrosion damage, corrosion resistance, corrosion fatigue life, corrosion ulcer.*

© Кацура А. В., 2011

УДК 532.542:621.67-762:62

М. В. Краев, И. С. Протевень

#### СТРУКТУРА ПОВЕРХНОСТИ РАЗДЕЛА ЧАСТИЧНО СМОЧЕННОГО ДИСКА С РАДИАЛЬНЫМИ ЛОПАТКАМИ\*

*На основе представлений картины течения рабочей жидкости в каналах диска с лопатками выполнен расчет основных параметров границы раздела «жидкость–газ» с подтвержденными экспериментальными данными.*

*Ключевые слова: диск, вращение, каналы, поверхность, граница, жидкость–газ.*

Высокооборотные насосные агрегаты (НА) широко применяются в качестве агрегатов для подачи жидких рабочих тел в энергодвигательных установках летательных аппаратов (ЛА), ротор которых состоит из различных типов рабочих колес, дисков, систем уплотнений и т. п. [1].

Вопросам исследования гидродинамики по торцевой поверхности вращающегося диска посвяще-

ны работы [2–4], авторы которых принимают в расчетах, что границы раздела жидкостной и газовой фаз представляют собой размытую цилиндрическую поверхность. Такая неопределенность с положением расчетных параметров вносит существенную погрешность при расчете элементов вспомогательного гидравлического тракта насосного агрегата [5].

\*Работа выполнена при финансовой поддержке грантов: ФПЦ «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 гг. ГК № П231 от 23.04.2010 и АВЦП РНП ВШ № 2.1.2/802.

Картина течения между вращающимся диском с торцовыми лопатками (рис. 1) и гладким корпусом довольно сложна [1]. Жидкость, находящаяся в области каналов, подвергается непосредственному силовому воздействию лопаток. При бесконечно большом числе лопаток жидкость в межлопаточном пространстве РК будет вращаться как твердое тело с окружной скоростью  $\omega_{ж}$ . Уравнение равновесия элементарного объема жидкости, расположенного межлопаточном пространстве на радиусе  $R$  толщиной  $dR$  в системе координат, скрепленной с этим объемом:

$$dp - \rho_{ж} \omega^2 R dR = 0, \quad (1)$$

где второй член левой части уравнения характеризует величину центробежной силы.

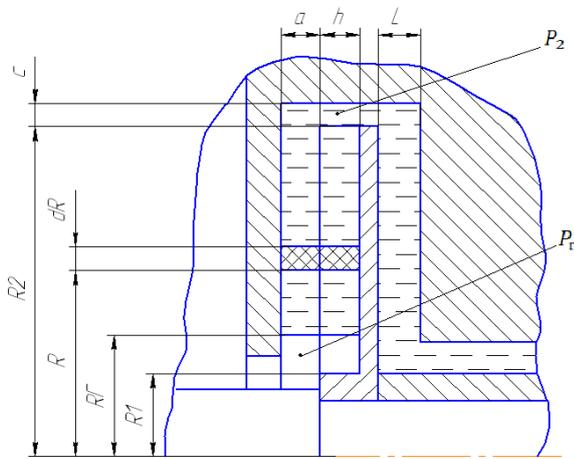


Рис. 1. Диск с лопатками (к принципу работы)

Интегрируя уравнение (1) в пределах от  $R_r$  до  $R_2$ , получим величину избыточного теоретического давления на внешнем радиусе диска:

$$\Delta p_2 = p_2 - p_r = \rho_{ж} \omega^2 (R_2^2 - R_r^2) / 2. \quad (2)$$

Как показали экспериментальные исследования, жидкость закручивается в области зазора со стороны лопаток со скоростью, меньшей скорости вращения диска. Зависимость между угловой скоростью жидкости  $\omega_{ж}$  и диска  $\omega$  имеет вид

$$\omega_{ж} = \varphi \omega. \quad (3)$$

Тогда зависимость между давлением на периферии диска и радиусом границы раздела фаз  $R_r$  может быть выражена в следующем виде:

$$p_2 - p_r = \rho_{ж} \omega_{ж}^2 \varphi_{ж}^2 (R_2^2 - R_r^2) / 2. \quad (4)$$

Поскольку коэффициент закрутки потока  $\varphi < 1$ , и всегда имеет место относительное движение жидкости и лопаток диска, что непременно приводит к образованию в каналах циркуляционной зоны, как следствие обтекания потоком впадин. В относитель-

ном движении жидкость обтекает каналы со скоростью

$$W = (U - U_{ж}) = U(1 - \varphi_{ж}). \quad (5)$$

Известно, что при течении жидкости в канале за плохо обтекаемым телом (в нашем случае каналы и лопатки диска) возникают отрывные течения. Отрывное течение характеризуется образованием возвратных потоков и вихрей. Этот процесс в большей мере определяется отношением глубины впадины, толщиной пограничного слоя на стенке перед каналом и относительной высотой стенок канала. Взаимодействие между струей и жидкостью в канале приводит к появлению циркуляционного течения в зоне за выступом [6].

Сдвиговые течения в окружном направлении, в виде отставания закрученного потока в осевом зазоре компенсируются радиальным (расходным) течением в области каналов от центра к периферии, что характеризуется соотношением радиальной составляющей скорости  $V_R$  в канале от окружной  $V_U$ . Это дает основание выразить скорости радиального (расходного) течения жидкости в канале с учетом угловой скорости жидкости в окружном направлении в виде

$$V_R = \omega_{ж} \cdot R \cdot K, \quad (6)$$

где  $K$  – экспериментальный коэффициент  $K = 0,18 \pm 0,03$ .

С учетом различной геометрии радиальных каналов диска зависимости для средней скорости радиального расходного течения на радиусе  $R$  в каналах числом  $z$ , постоянной ширины  $b$  и глубиной  $h$  получим в виде

$$V_R = \frac{2\pi\omega R^2 a \cdot K \cdot \varphi_{л}}{b \cdot h \cdot z}, \quad (7)$$

для диска с лопатками постоянной толщиной  $\delta$ :

$$V_R = \frac{2\pi\omega R^2 a \cdot K \cdot \varphi_{л}}{h(2\pi R - z \cdot \delta)}. \quad (8)$$

Расходное течение в каналах диска сопровождается сдвиговым потоком по аналогии с рабочим колесом центробежного насоса, что приводит в каналах диска к сдвигу поверхности раздела фаз «жидкость–газ». Для получения отпечатков и анализа течения в области осевого зазора и каналов диска в рабочую жидкость вводились примеси, которые осаждались на поверхности диска. Такой примесью в опытах авторов [7] служила вакуумная замазка, предварительно расплавленная в горячей воде. Кроме того, проводились испытания при подаче в центральную полость нагретого газового потока с высоким содержанием сажи, частицы которой осаждались на диске только в области свободной жидкости.

На фотографии, представленной на рис. 2, видно, что жидкость с напорной стороны канала опускается ниже границы раздела фаз  $R_r$ , имеющей место в зазоре  $a$ , на величину сдвига  $\Delta R$ .

Исходя из представленной физической модели радиального одномерного течения жидкости в каналах, рассмотрим равновесие элементарного объема жидкости в канале у поверхности «жидкость–газ» (рис. 3). На выделенный объем жидкости массой  $dm$  действует центробежная сила инерции  $dm\omega^2 R$  и кориолисова  $dm2\omega V_R$ . Сумма проекции всех сил, действующих на элемент с учетом, что  $dR/db = \operatorname{tg}\alpha$ , запишется:

$$2V_R \cdot db - \omega \cdot R \cdot dR = 0. \quad (9)$$

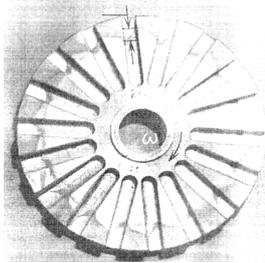


Рис. 2. Диск с радиальными лопатками

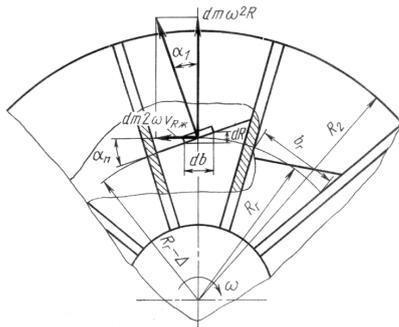


Рис. 3. Расчетная схема положения границы раздела «жидкость–газ» по ширине канала вращающегося диска

Интегрируя уравнение (9) при условии, что давление в газовой полости – величина постоянная и равна давлению на границе раздела фаз, получим:

$$\frac{\omega}{2} \left[ R_r^2 - (R_r - \Delta R)^2 \right] = 2b_r \cdot V_R. \quad (10)$$

С учетом выражений (7) и (8) уравнение для определения величины сдвига границы раздела фаз частично смоченного вращающегося диска получим в виде:

$$\Delta R = R_r \left( 1 - \sqrt{\frac{25,12aK\varphi_{\text{л}}}{z \cdot h}} \right). \quad (11)$$

Для одномерного расходного течения по ширине канала диска величиной  $b$  равнодействующая всех сил на границе раздела фаз уравнивается силой давления прилегающих слоев жидкости, и поэтому поверхность жидкости нормальна к этой равнодействующей, что обуславливает сдвиг поверхности раздела фаз под углом:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{dm\omega \cdot V_R}{dm\omega^2 R} = \frac{2V_R}{\omega R}. \quad (12)$$

Для величины сдвига по границе раздела фаз на радиусе диска  $R_r$  в канале величиной  $b$  можно записать:

$$\Delta R = \frac{2b_r \cdot V_R}{\omega R}. \quad (13)$$

Для границы раздела фаз величины  $R_r$  имеем:

$$\Delta R = \frac{4\pi R_r \cdot a \cdot K \cdot \varphi_{\text{л}}}{h \cdot z}. \quad (14)$$

По полученным зависимостям (11) и (14) с учетом экспериментальных значений  $k_{R_r} = 0,18$  и  $\varphi_{\text{л}} = 0,8$  были просчитаны величины сдвига  $\Delta R$  для различных дисков в широком диапазоне изменения режимов их работы (см. таблицу).

В таблице представлены результаты расчетов и экспериментальные значения величины  $\Delta R$  при испытании на различных рабочих жидкостях в широком диапазоне изменения угловой скорости диска с разной формой каналов. Как видно из таблицы, расчетное значение величины сдвига поверхности жидкости в каналах диска удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными.

Величины сдвига  $\Delta R$  для различных дисков в широком диапазоне изменения режимов их работы

Форма канала	$\omega$ , рад/с	Рабочая жидкость. Плотность, кг/м <sup>3</sup>	$R_r$ , мм	$\Delta R^*_{\text{экспер}}$ , мм	$R_r$ , мм
Л	2 620	Этиловый спирт, 800	29	2,1–2,3	2,48
П	2 140	Вода, 1000	34	3,6–3,8	3,42
П	2 040	–    –	28	2,5–2,8	2,81
П	1 110	–    –	34	3,2–3,5	3,42
П	1 050	–    –	23	2,5–2,9	2,31
Л	2 100	–    –	33	3,1–3,3	3,32
Л	1 110	–    –	32	3,0–3,1	3,22
П	3 770	Азотная кислота, 1 140	22	2,0–2,2	2,21

Примечание: \* Ввиду размытой границы следа измерялось два значения  $\Delta$  – по верхней и нижней границе; Л – лопатка постоянной величины, П – паз постоянной величины.

**Библиографические ссылки**

1. Краева Е. М. Высокооборотные насосы аэрокосмических систем малого расхода : монография / Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. Красноярск, 2005.
2. Кетолла Н., Мак-Грю М. Теория частично смоченного вращающегося диска // Проблемы трения и смазки : труды АОИМ. М. : Мир, 1986. Т. 30. Сер. Ф. № 2. С. 86–102.
3. Third M. T., Saunders M. G. The hydrodynamic disk seal. Third international conference on flid sealing. England : Cambridge, 1967. P. 97–124.
4. Дорфман Л. А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. М. : Физматгиз, 1960.
5. Байбиков А. С., Карахатян В. К. Гидродинамика вспомогательного тракта лопастных машин. М. : Машиностроение, 1982.
6. Краев М. В., Краева Е. М. Исследование вихревых турбулентных потоков в поле центробежных сил // Вестник СибГАУ. Вып. 4(30). 2010. С. 111–114.
7. Краев М. В., Овсяников Б. В., Шапиро А. С. Гидродинамические радиальные уплотнения высокооборотных валов. М. : Машиностроение, 1967.

M. V. Kraev, I. S. Proteven

**THE STRUCTURE OF THE INTERFACE PARTIALLY WET DISC WITH RADIAL VANES**

*Based on the representations of the flow pattern of the working fluid in the channels of the disc with blades, we calculated the main parameters of the «liquid–gas», with proven experimental data.*

*Keywords: disc, rotation, channels, surface, border, liquid–gas.*

© Краев М. В., Протевень И. С., 2011

УДК 621.45–181.4:629.78

Е. М. Краева

**ГИДРОДИНАМИКА ПОТОКА ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ В РЕШЕТКЕ ПРОФИЛЕЙ ЛОПАТОК ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ГИДРОМАШИНЫ\***

*Представлен расчет потока вязкой жидкости решетки профилей лопаток центробежного рабочего колеса. Получены зависимости изменения параметров пограничного слоя вдоль входных кромок лопаток решетки профилей центробежной гидромашины. Выполнены расчеты с учетом вязкости для ряда рабочих вязкостей.*

*Ключевые слова: гидродинамика потока, модель, турбулентность, параметры, поток, вязкость, рабочая решетка, лопатка.*

Из анализа различных схем обтекания лопаток центробежных насосов (ЦБН) [1; 2] рассмотрим схему малорасходного режима, когда точка раздвоения линии тока совпадает с угловой точкой *E* (рис. 1, поз. II), в которой пересекаются входная и боковая кромки профиля лопатки.

Поток в каналах рабочего колеса (РК) ЦБН формируется при обтекании входных кромок лопаток, имеющих конечную толщину  $\delta_{л}$  с прямой формой входной кромки или в виде клина длиной  $l_{кл} \leq 10$  мм, величиной  $\sigma_1 \leq 2$  мм, образуемой в результате пересечения лопатки с окружностью входа в РК радиусом  $R_1$  и углом установки  $\beta_{1л}$  средней линии профиля лопатки. На напорной стороне лопатки пограничный слой не только определяется характеристиками набегающего потока, но и оказывает на него обратное влияние через толщину вытеснения  $\delta^*$ , что приводит к изменению гидродинамического угла установки лопатки от геометрического на величину  $\Delta\beta_{л}$  (рис. 2).

Оценим влияние вытесняющего действия пограничного слоя в области входа на лопатку. С учетом толщины вытеснения пограничного слоя набегающего потока, угол натекания гидродинамического потока вязкой жидкости значением угла натекания потока составит:

$$\beta = \beta_{1л} + \arctg \frac{\delta^*}{l_{кл}} \tag{1}$$

где  $\delta^*$  – толщина вытеснения, которую можно оценить, используя известные из теории пограничного слоя соотношения при обтекании с градиентом давления [3].

Следует отметить, что конечная толщина лопатки и параметры ее входной кромки не только формируют поток на входе в межлопаточный канал, но и оказывают на него подтормаживающее действие за счет силы реакции *F* и стесняющее – за счет конечной толщины лопатки  $\delta_{л}$  с учетом суммарной площади лопаток на входе.

\*Работа выполнена при финансовой поддержке гранта ФЦП НК-711 П.1.2.1. ГК № П231 от 23.04.2010 г. и при участии доктора технических наук М. В. Краева.