С шагом в 10 градусов были построены поляры NACA0012 при Re = 4663158 и различных углах атаки. После вычисления подъемной силы

$$F_y = C_y \frac{\rho V^2 S}{2},$$

силы по направлению потока

$$F_x = C_x \frac{\rho V^2 S}{2}.$$

были получены проекции (F) результирующей аэродинамической силы (R) на хорду профиля (она же – касательная к окружности в данной точке).

Момент от одной лопасти определяется произведением силы (F) и плеча (радиус ротора) $M = F \cdot r$. На рис. 2 представлен график изменения суммарного момента на валу за 1 оборот. Результирующая мощность при угловой скорости 2,215 $с^{-1}$ составила 1,4 кВт.

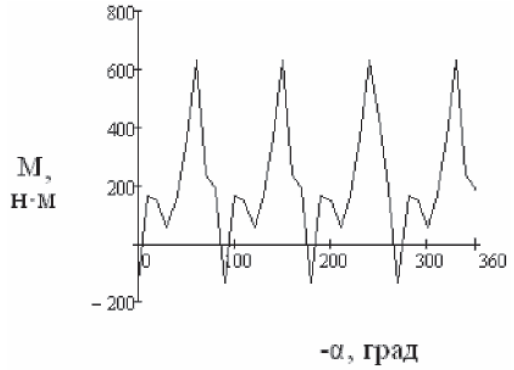

Рис. 2. Изменение момента на валу в течение одного оборота

Физика и гидродинамика ортогонального агрегата мало изучена, поэтому расчет его параметров весьма затруднителен. При рассмотрении не учитывались динамические свойства жидкости, статическое и динамическое давления, кавитация, шероховатость профиля.

Расчет показал, что подобранные геометрические характеристики не пригодны для конструирования натурного гидроагрегата ввиду низкого значения мощности на выходе.

Последняя может быть усилена изменением профиля лопасти ротора, механизацией ее поворота, подбором других соотношений «геометрии» ротора.

Список литературы

1. Гидротехническое строительство. – 2011. – № 4. – С. 33–39.
2. Энергоэффективность Волгоградской области. – 2007. – №2. – С. 40–42.

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ДИАМЕТРА УСЛОВНОЙ ВТУЛКИ-ПОДШИПНИКА

Платонова Ю.Н., Санинский В.А.

Волжский политехнический институт, филиал ГОУВПО «Волгоградский государственный технический университет», Волжский, e-mail: platonovajulia@mail.ru

Разъемное соединение сборного одиночного подшипника скольжения ДВС (рис. 1) является элементом объединенной системы допусков и посадок многоопорного узла поддержки вала (МУПВ). Вкладыши коренных подшипников имеют аналогичную шатунным вкладышам технологию изготовления и, соответственно, могут иметь аналогичные статистические характеристики группы размеров по толщине, образующие с отверстиями коренных опор систему допусков и посадок разъемного соединения [1].

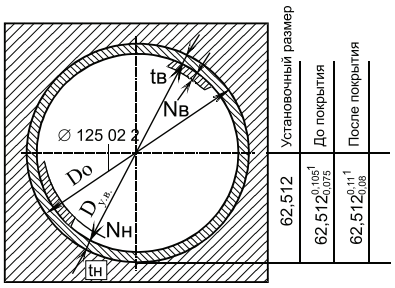

Рис. 1. Вид сборочного подшипникового узла: D_o – диаметр отверстий постелей, $t_в$ и $t_н$ – толщины верхнего и нижнего вкладышей соответственно, $N_в$ и $N_н$ – величины деформации верхнего и нижнего вкладышей при их затяжке в постелях при сборке, $D_{у.в.}$ – диаметр условной втулки-подшипника

Цепь представлена диаметрами картера и крышки (рис. 2), а не радиусами в силу того, что значения погрешностей даются на диаметр. Аналогично в преобразованной цепи (рис. 3) рассмотрены диаметры, а не радиусы вкладышей (верхнего и нижнего) и, следовательно, удвоенная толщина нижнего вкладыша без включения в цепь верхнего и наоборот. Исходные данные: значения наружных диаметров вкладышей $125r6^{+0,088}_{+0,063}$; $125s6^{+0.117}_{+0.092}$; значения диаметров отверстий картера и крышки $125H7^{+0,040}$; внутренний диаметр вкладышей $110H7^{+0,035}$.

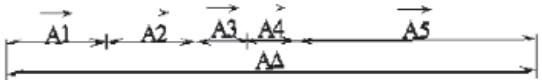

Рис. 2. Размерная цепь условной втулки-подшипника: A_1, A_2 – толщины верхнего и нижнего вкладышей соответственно, в районе между плоскостями разъема; A_3, A_4 – размеры постелей картера и крышки подшипника соответственно, составляющих одну коренную опору; A_5 – звено погрешности формы поверхностей контакта постелей и вкладышей; $A_Δ$ – замыкающее звено, равное изменению $ΔD_{у.в.}$ диаметра условной втулки-подшипника

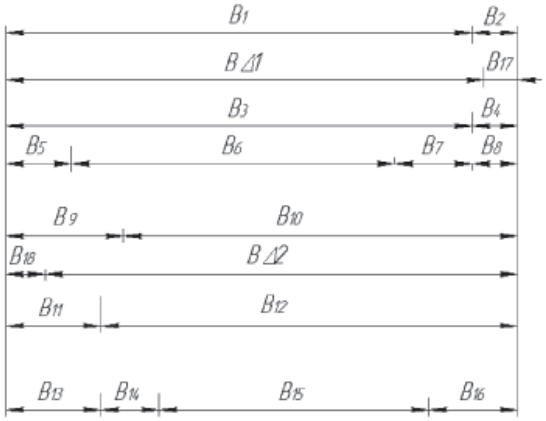

Рис. 3. Преобразованная размерная цепь, где B_1, B_{10} – диаметр отверстия картера и крышки соответственно; B_3, B_{12} – значения наружных диаметров верхнего и нижнего вкладышей; B_6, B_{15} – значения внутренних диаметров верхнего и нижнего вкладышей; B_5 и B_8, B_{13} и B_{16} – толщины верхнего и нижнего вкладышей; B2, B4, B7, B9, B11, B_{14} – допуск отклонения формы; B_{17}, B_{18} – двойная толщина верхнего и нижнего вкладыша; разность $B_{Δ1}$ и $B_{Δ2}$ составляет изменение диаметра условной втулки подшипника $B_Δ$

В результате расчета методом максимума-минимума были определены значения изменения диаметра условной втулки-подшипника: максимальное $B_{Δmax}$ = 0,139 мм, минимальное $B_{Δmin}$ = –0,197 мм при номинальном значении $B_Δ$ = 0 мм, допуск 0,336 мм.

После получения диаметров условных втулок, отклонения их отверстий рассчитывают величины отклонений толщины вкладышей. Расчеты изменения диаметра условной втулки-подшипника, отклонений толщин вкладышей имеют свою значимость при комплектовании селективной или индивидуальной сборок с целью снижения коэффициента неравномерности зазоров в одном МУПВ, определения запаса на износ подшипников скольжения [1].

Список литературы

1. Санинский В.А. Дестабилизация параметров масляного клина соосных подшипников скольжения // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 3. – С. 14–16.

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА СТАТИСТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ПОТОЧНЫХ ДАННЫХ ЗА СЧЕТ РАСПОЗНАВАНИЯ ВИДЕОИЗОБРАЖЕНИЙ

Попиль М.А., Александрова В.О., Абрамова О.Ф.

Волжский политехнический институт, филиал Волгоградского государственного технического университета, Волжский, www.volpi.ru, e-mail: tapcompany1@gmail.com

Изучение транспортных систем с помощью математического моделирования ведется уже почти 100 лет. Однако до сих пор в этой области остается много пробелов. Более того, в течение последних лет стало очевидно, что теория ТП переживает некоторый кризис. Это видно и в целом по публикуемым в последнее время статьям, и по проблемам, с которыми работают специалисты-исследователи и отраслевые специалисты в области автотранспорта в городе Москве.

Современное общество нуждается в постоянном увеличении транспортного сообщения, а это в свою очередь влечет за собой улучшение качества ТС, его надежности и безопасности. Это требует затрат на улучшение инфраструктуры транспортной сети и превращает ее в единую логическую цепь. Введение в исследование транспортного потока анализатора – уже не новость, однако этой проблемой всё-таки не занимаются настолько, насколько она этого требует. С введением таких анализаторов улучшится качество транспортного потока, как единой системы, облегчится пересчет и статистический учет автомобилей, будет снижена аварийная ситуация. Однако транспортный поток нестабилен и получение информации из него является очень трудоемким и ресурсозатратным процессом. Множество различных образов исследуются или распознаются вручную. Технология распознавания образов еще недостаточно автоматизирована, испробована и применяется только в лабораториях, для статистики. В то же время, в повседневной жизни также необходимо применение этой модели. Следовательно, анализ различных алгоритмов распознавания образов очень актуален и востребован в различных компаниях или фирмах для облегчения подсчета статистических данных.

В современном мире существует сравнительно много алгоритмов распознавания образов в различных областях деятельности. К наиболее известным из них можно отнести алгоритм секущих плоскостей, алгоритмы последовательной классификации («Индекс 1», «Индекс 2», «Исправление индексов»), распознавание образов по методу потенциальных функций, алгоритм Максимина и др.

Проанализировав эти алгоритмы применительно к статистическому анализу на примере анализа транспортного потока, были сделаны следующие выводы. В качестве критериев отбора использовались такие, как распространенность алгоритма, его изученность и соответствие теме. Применяя алгоритм секущих плоскостей следует ожидать, что в каждом варианте машина будет ошибаться по-разному, поэтому для достижения нужной точности нужно использовать много машин, либо улучшать эффективность алгоритма. В то же время, алгоритм потенциальных функций в силу своей распространенности и эффективности не нуждается в улучшении. Поэтому, применяя оба эти алгоритма, и используя различные факторы для улучшения эффективности алгоритма секущих плоскостей, можно добиться достаточно серьезных положительных результатов в повышении качества статистического анализа поточных данных за счет распознавания видеоизображений.

Список литературы

1. Математическое моделирование динамики транспортный потоков мегаполиса / В. В. Семенов. – 2007. – 45 с.
2. Транспортный поток как динамическая характеристика воздействия на автомобильную дорогу / В.А. Осиновская. – 2006. – 4 с.
3. Синтез безопасного оптимального управления транспортным потоком при случайных начальных условиях / А.И. Дивеев, Ю.Х. Кесельман. – 2007. – 11 с.

АНАЛИЗ ЗНАЧЕНИЙ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

[1]Пряхин А.В., [1]Арчибасов А.С., [2]Пряхин В.В.

[1]ФГОУ СПО «Ижевский монтажный техникум»; [2]НОУ ВПО «Камский институт гуманитарных и инженерных технологий», Ижевск, e-mail: vasily.pryahin@mail.ru

Повышение надежности элементов сооружений и деталей машин предъявляет высокие требования к проектным решениям, поскольку конструкция должна быть достаточно прочной, а в необходимых случаях – жесткой и устойчивой и, вместе с тем, иметь наименьшую материалоемкость, трудоемкость изготовления и стоимость. В значительной мере эта задача может быть решена за счет рационального проектирования на основе современных методов прочностных расчетов.

Необходимость введения коэффициентов запаса прочности объясняется следующими обстоятельствами:

а) разбросом в определяемых из опыта величинах $\sigma_т$ или $\sigma_в$ для данного материала;

б) невозможностью точно установить действующие нагрузки;

в) неточностью принятых методов расчета.

При назначении коэффициентов запаса, а значит и допускаемых напряжений, кроме перечисленных выше соображений необходимо также учитывать и другие факторы:

а) качество и степень однородности материала, например, для стали коэффициент запаса принимается – 1,5; для бетона – 3; для естественного камня, материала весьма неоднородного, коэффициент запаса принимается ~ 10;

б) долговечность и значимость сооружения или машины. Ниже представлена сравнительная таблица значений коэффициентов запаса прочности (табл. 1), в которой можно наблюдать разброс значения.

Таблица 1

Коэффициент запаса прочности (nт, nв)		
Материал		
Пластичный		Хрупкий
[1]	1,4...2,0	2,5...5,0
[2]	1,4...1,6	2,5...3,0
[3]	1,5...2,0	2,5...5,0
[4]	1,5...2,1	2,0...2,4

Табличный метод выбора допускаемых напряжений и коэффициентов *запаса* прочности конкретней,